

文章编号: 1005-0329(2005)02-0062-04

静止式气波制冷机流场的数值模拟

冀晓辉, 刘 伟

(茂名学院, 广东茂名 525000)

摘要: 采用二维非结构化网格建立计算模型, 计算了静止式气波制冷机的二维流场。验证了 Coanda 效应, 得到了射流附壁切换的全过程; 同时计算得到了静止式气波制冷机内部流场的速度、压力分布, 捕捉到了射流“卷吸”和充排气的掺混现象。根据计算结果, 对静止式气波制冷机的性能进行了分析, 从而对静止式气波制冷机结构的改进与性能的提高提供了确实的物理信息。

关键词: 静止式气波制冷机; 数值模拟; 二维非结构化网格; 二维流场

中图分类号: TB651

文献标识码: A

Numerical Simulation of Flow Field of Static Gas Wave Refrigerator

Ji Xiao-hui, Liu Wei

(Maoming College, Maoming 525000, China)

Abstract: The numerical model was set up adopting 2-dimensional nonstructured mesh. The 2-dimensional flow field of static gas wave refrigerator with FLUENT was simulated. The simulation obtains while process of fluidic attachment and switch and distribution of velocity and pressure of flow field. It validates Coanda effect and catches fluidic whirling phenomena. In according to these results the capability of static gas wave refrigerator is detailed analysed.

Key words: static gas wave refrigerator; numerical simulation; 2-dimensional nonstructured mesh; 2-dimensional flow field

1 前言

气波制冷机是 20 世纪 60 年代末至 70 年代初发展起来的一种制冷机械, 它是将气体工质的压力能转换成速度能, 并作压缩功, 通过激波和膨胀波的运动, 实现了冷热分离, 从而达到了降温制冷的目的。目前主要用于大型油气田天然气脱水净化, 从石油天然气中回收轻烃以及化工厂各种尾气中有效组分的回收等方面。目前虽然对旋转式气波制冷机的研究文献较多, 但静止式气波制冷机的报道还很少见到^[1], 尤其是流场的数值模拟研究尚未见报道。

本文对静止式气波制冷机的内部流场进行了二维数值模拟, 验证了 Coanda 效应^[2], 得到了射流附壁切换的全过程; 同时计算得到了静止式气波制冷机内部流场的速度、压力分布, 捕捉到了射流“卷吸”及充排气的掺混现象。根据计算结果,

对静止式气波制冷机的特性进行了分析。

2 静止式气波制冷机的结构及工作原理

静止式气波制冷机主要由喷嘴、振荡管及振荡源(本计算采用控制管)组成, 如图 1 所示。

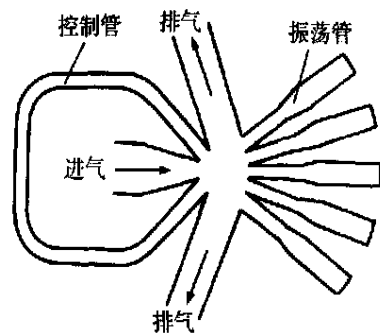


图 1 静止式气波制冷机结构示意图

工作时, 带压气体经喷嘴膨胀加速形成高速射流, 利用射流附壁效应^[2], 由装在喷嘴两侧的控制

收稿日期: 2004-04-11 修稿日期: 2004-11-23

制管的压力脉动改变方向,使高速射流依次间隔地射入各振荡管内。进入振荡管中的射流在两次充气间隔期间排出。这种结构的气波制冷机的最大优点是无转动部件,因而结构简单,易于加工,操作维护方便。

3 流场的数值模拟

3.1 模型建立及网格生成

静止式气波制冷机的几何模型见图 1。其主要几何参数:喷嘴宽度为 3.0mm;控制通道宽度为 22mm;张角为 35°;位差为 2mm;分流劈距为 40mm;附壁距离为 20mm;控制管长为 3.0m。

由于进行整机计算,几何模型比较复杂,网格划分采用二维非结构化网格,非结构化网格编程比较复杂,但局部加密比较容易,易于显示流场的细微结构。具体网格见图 2,计算单元约为 4 万。

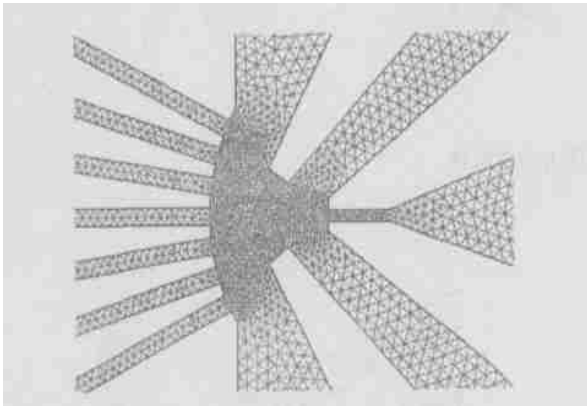


图 2 计算网格

3.2 计算模型

控制方程采用二维非定常可压缩 $N-S$ 方程,采用有限容积法对控制方程进行数值模拟,时间步长采用一阶隐格式,压力速度耦合采用标准 SIMPLE 方法,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型。

3.3 边界条件

计算域的进口采用压力入口条件,出口采用压力出口条件。制冷机与流体相接触的所有界面均采用了固壁条件,在近壁区采用了标准壁面函数。由于介质为空气,计算中未考虑体积力对流场的影响。

4 计算结果及其分析

计算结果是在入口压力为 1.0MPa、出口压力为 0.5 MPa 下得出的。

4.1 Coanda 效应

所谓 Coanda 效应,是指射流沿着由一系列不断向外扩张的小段构成的侧壁流过时,有附壁现象产生。同时产生两种效应:(1)近壁处的压力小于周围环境的压力;(2)射流卷吸的周围流体量增加。

图 3 为计算得到的射流附壁现象,即 Coanda 效应,从图中清晰可见射流的附壁流动。图 4 为对应图 3 的射流附壁瞬间的压力分布图,从图中可定量地看出附壁侧和非附壁侧的压力大小,显然附壁侧的压力小于非附壁侧的压力。

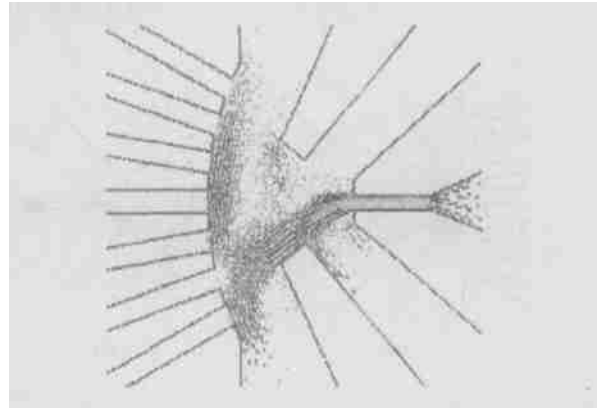


图 3 Coanda 效应(速度矢量图)

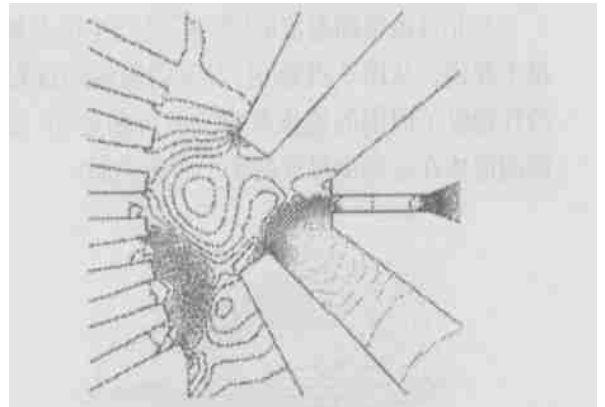


图 4 射流附壁瞬间压力分布

4.2 射流附壁切换过程

射流的附壁和切换是静止式气波制冷机工作的前提和基础,也直接影响机器的性能。图 5 是计算的射流附壁和切换的整个过程。

图 5(a)为气流经喷嘴射出形成射流,并形成了微小的不对称性,这是射流附壁的基础;图 5(b)为射流产生 Coanda 效应,在射流两侧压差的作用下产生附壁现象;图 5(c)为射流在控制管内气流的作用下,附壁侧压力逐渐增大,产生射流的切换;图 5(d)表明,随着附壁侧压力的不断增大并超过非附壁侧的压力,射流切换并附于另一侧壁。至此,完成了射流的附壁和切换过程。只要

满足附壁和切换条件,射流将在两侧壁间交替重复附壁和切换过程。图 6 为与图 5 对应的流场压

力分布图,从图中可定量地看出各个时刻流场的压力分布情况。

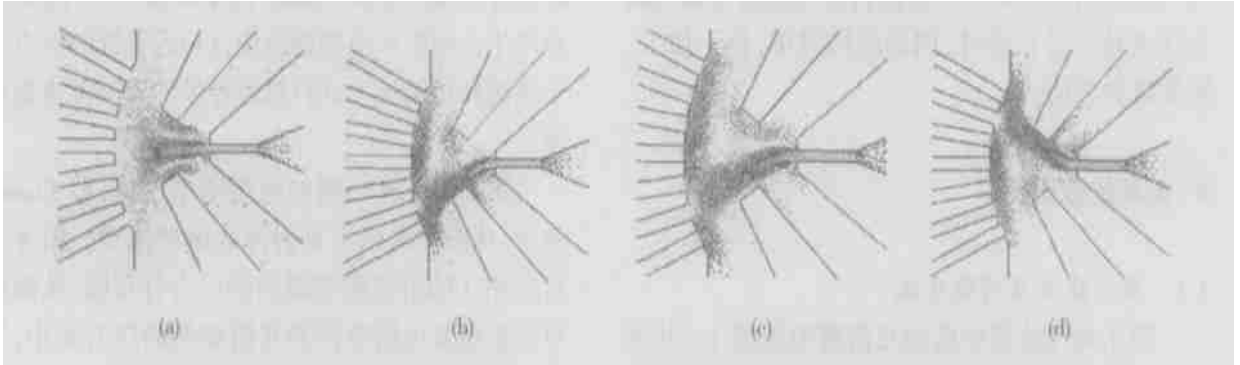


图 5 射流的附壁和切换速度矢量图

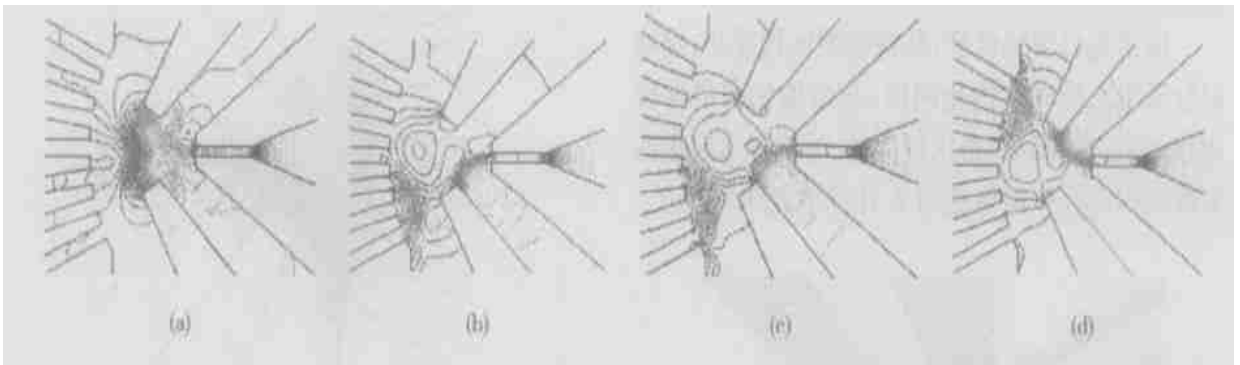


图 6 流场的压力分布示意

4.3 射流的“卷吸”及充排气的掺混

在非自由空间射流的“卷吸”是产生压力差的根本原因。从图 7 可看到,射流向前运动过程中沿程卷吸了周围的流体并带动其向前运动,使周围的流体在运动中形成两个不对称的涡。

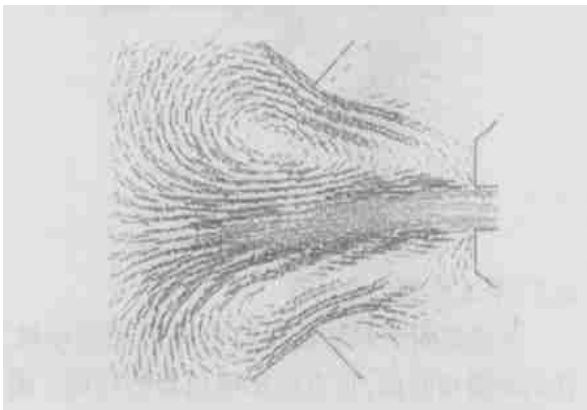


图 7 射流“卷吸”速度矢量图

由于射流的不对称性,使射流和两侧壁间的空间不一样大,造成向两侧空间补充的气体不一样多,因而在射流两侧形成了压力差,使射流向低压侧附壁。图 8 为射流过程中的充排气情况。从图中可清晰看到充排气的掺混程度非常严重,而且入射气体有相当一部分未进入振荡管而直接从出口排出。

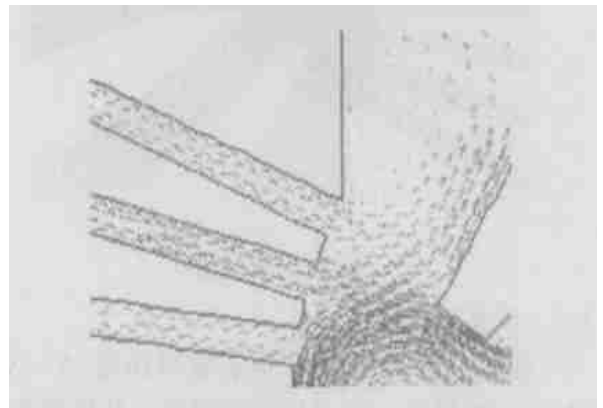


图 8 充排气掺混速度矢量图

4.4 射流切换机理分析

当进气压力为 1.0MPa 时,主喷嘴口的气流压力 $P_s = 5.1 \times 10^5 \text{Pa}$,流量 $Q_s = 0.06 \text{m}^3/\text{s}$,流速 $u_s = 361 \text{m/s}$ 。

射流切换发生时,控制口的压力:

$$P_c = 3.4 \times 10^5 \text{Pa}$$

由控制口压力波动引起的控制流速度:

$$u_c = 5.4 \text{m/s}$$

因此控制流的流量:

$$Q_c = 0.00087 \text{m}^3/\text{s}$$

这个 Q_c 值与主喷嘴气流流量 Q_s 相比是非常小的。尽管它增加了附壁泡的容积,但还不足以

使射流发生切换,而且,控制流流速 u_c 与主喷嘴口流速 u_s 相比也是很小的,因此由控制流动量引起的主射流的偏转角也将非常小,可认为趋近于零。由此可得出结论:射流切换的发生不是由控制流动量引起的,可认为其是由于反馈管静止气体中产生的压力波所引起。

4.5 静止式气波制冷机的性能分析

从图 5(c) 可看出,主射流的切换主要依靠控制管内流体的作用,换句话说,射流的振荡频率与控制管内流体的振荡频率相等。而振荡频率只是控制管长的单值函数。

从图 7 中可以发现,射流沿程卷吸周围流体,引起射流两侧的压力降低。为了维持压力平衡,必将有一部分流体填充该空间以弥补被射流卷吸的流体。这部分流体的来源有两个方面:(1)控制管中的流体;(2)振荡管排出冷气的一部分回流,这是主要部分。但这样减少了制冷量,对制冷是不利的。

从图 8 的计算结果可知,射流无论在附壁还是切换摆动时都有严重的充排气掺混问题,主要表现在两个方面:

(1) 振荡管入口段处,该处射入振荡管的气体与管内原有气体剧烈掺混,使接触面厚度增加,从而增强了两部分气体间的传质传热,使冷气温度有所升高;

(2) 射流的一部分未能射入振荡管中制冷,而是直接和冷气一起由出口排出,间接地使冷气温

度升高(这也是静止式气波制冷机制冷效率较低的直接原因)。

5 结论

(1) 应用非结构化网格对静止式气波制冷机的内部流场进行了数值模拟,验证了 Coanda 效应,得到了射流附壁切换的全过程;

(2) 计算得到了静止式气波制冷机内部流场的速度、压力分布,捕捉到了射流“卷吸”及充排气的掺混现象;

(3) 根据计算结果,对静止式气波制冷机的特性进行了较详细的分析。冷气的倒流和严重的充排气掺混是静止式气波制冷机制冷效率较低的直接原因,尽量减少这两方面的影响是静止式气波制冷机研究所面对的重要课题,相信随着这个问题的解决,制冷效率将会有大幅度的提高。

参考文献:

- [1] 刘伟,冀晓辉. 气波制冷等熵效率的影响因素及评价[J]. 辽阳石油化工高等专科学校学报, 2001, (4): 40-43.
- [2] 层田正一,尾崎省太郎. 射流工程学[M]. 科学技术出版社, 1987.

作者简介:冀晓辉(1969-),女,硕士,讲师,主要从事流体机械方面的研究,通讯地址:525000 广东茂名市茂名学院。

(上接第 58 页)

(4) 在结构设计上,DCOP 循环中膨胀机和压缩机之间通过电机来传动;DCDH 循环中,膨胀机与压缩机同轴连接,可减少工质泄漏以及各部件之间的传输损失,在实际应用中推荐使用此循环;DCDL 循环中只有一个气体冷却器,结构上较简单,但由于高压级排气温度太高,性能不太好。

总之,膨胀机在双级压缩系统中的优化配置,不仅要考虑系统的性能以及用能效果,还应该考虑在加工设计、制造成本等方面的可行性。

参考文献:

- [1] Robinson D M, Groll A. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine[J]. Int J.

Refrig., 1998, 21(7): 577-589.

- [2] 查世彤. 二氧化碳跨临界循环膨胀机的研究与开发[D]. 天津大学, 2002.
- [3] 王景刚,马一太,魏东,等. CO₂ 跨临界双级压缩带膨胀机制冷循环研究[J]. 制冷学报, 2001, (2): 6-11.
- [4] Nickl J, Will G, Kraus W E, Quack H. Design considerations for a second generation CO₂-expander[A]. Preliminary Proceedings of the 5th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou[C]. China, Sep., 2002. 189-195.

作者简介:杨俊兰(1971-),女,在读博士,主要从事热能工程及制冷与热泵技术的研究,通讯地址:300072 天津市天津大学热能研究所。