

# A New Type of Gas Wave Refrigeration Technology

Peiqi Liu<sup>1</sup>, Shouyun Wang<sup>2</sup>, Dapeng Hu<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>School of Chemical Machinery, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning

<sup>2</sup>China Petroleum Engineering Co., Ltd. Beijing Company, Beijing

Email: [46382499@qq.com](mailto:46382499@qq.com)

Received: Feb. 28<sup>th</sup>, 2015; accepted: Mar. 11<sup>th</sup>, 2015; published: Mar. 16<sup>th</sup>, 2015

Copyright © 2014 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

---

## Abstract

In allusion to the disadvantages of traditional Gas Wave Refrigerator that the equipment is very large and the condensed liquid is hard to be discharged from the oscillating tube, this paper introduces Rotary Gas Wave Refrigerator with closed-ended connection oscillating tube. The structure of the closed-ended connection oscillating tube, working mechanism and performance evaluation are formulated, and the experiment workflow is constructed. Furthermore, the effect of jet frequency, expansion ratio, outlet pressure and the length of the oscillating tube on properties of Gas Wave Refrigerator is investigated. The experimental results show that the efficiency of Rotary Gas Wave Refrigerator with closed-ended connection oscillating tube increased by more than 15% than traditional Gas Wave Refrigerator, and the length of the oscillating tube has little affect on the performance of Gas Wave Refrigerator. So this structure can reduce the size of traditional Gas Wave Refrigerator effectively. The device has a good application prospect in natural gas because of its high efficiency and lower energy consumption.

## Keywords

Expansion Refrigeration, Oscillating Tube, Isentropic Refrigeration Efficiency, Gas Wave Refrigerator

---

# 一种新型气波制冷技术

刘培启<sup>1</sup>, 王守云<sup>2</sup>, 胡大鹏<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>大连理工大学化工机械学院, 辽宁 大连

\*通讯作者。

<sup>2</sup>中国石油集团工程设计有限公司北京分公司，北京  
Email: [46382499@qq.com](mailto:46382499@qq.com)

收稿日期：2015年2月28日；录用日期：2015年3月11日；发布日期：2015年3月16日

## 摘要

针对传统气波制冷机体积大，冷凝积液排出困难等问题，本文提出一种新型旋转式突扩连通气波制冷机，并对其结构形式、工作原理和性能进行介绍。建立了室内实验测试流程，研究了射流频率、膨胀比、出口压力和振荡管长度对突扩连通气波制冷机制冷性能的影响规律。实验结果表明：旋转式突扩连通气波制冷机制冷效率比传统气波制冷机效率提高15%以上；装置不受振荡管长度制约，可有效减小传统气波制冷机体积。由于装置效率高，降低能耗，提高地层压力能的利用率，在天然气集输处理领域具有较好的应用前景。

## 关键词

膨胀制冷，振荡管，等熵制冷效率，气波制冷机

## 1. 引言

气波制冷机，也叫做热分离器。它是通过气体压力能驱动压力振荡管来实现气体膨胀制冷效果的一种的设备[1]。它具有操作维护简单、节能高效、适用于带液操作等特点。目前，国内外已经将气波制冷机应用于众多领域，如天然气开采，石油化工，低温风洞等行业[2]。

传统的气波制冷机振荡管较长，设备体积庞大，如果减小振荡管长度，制冷机效率将会下降20%以上；工业应用中，人们还发现，振荡管封闭端气体温度降低后，管内气体会发生冷凝现象，这将影响设备的正常工作[3]。本文针对以上不足，提出将传统的一端封闭振荡管改为封闭端突扩连通振荡管，即将振荡管末端连通并统一接入到一个换热器中，这种形式的气波制冷机称为旋转式突扩连通气波制冷机。

## 2. 突扩连通气波制冷机

突扩连通气波制冷机射气部分结构与传统的旋转式气波制冷机结构相同，采用电力来带动喷嘴旋转；封闭端突扩连通振荡管结构如图1所示。

### 2.1. 工作原理

封闭端突扩连通振荡管内流动经历着射气阶段、封闭阶段和排气阶段，其流动波图如图2所示。当喷嘴出口与振荡管开口端接通的时候，带压气体经过喷嘴形成了一道高速气流，射入振荡管中。为满足接触面相容性条件，在接触面前形成压缩波，多道压缩波汇成一道激波向管内传播，激波经过处，气体压力和温度升高，并通过管壁向外散热；当喷嘴转过振荡管时，射气被关闭，此时管内气体和接触面仍继续向右运动，而管口速度突降为零，这时必在管口处产生一道传向管内的膨胀波，在此膨胀波作用下，气体向右运动速度逐渐降低，温度下降，并且此时激波压缩管内气体需要的能量也由管口新鲜气提供，消耗了新鲜气的能量；当振荡管的开口和排气腔接通时，产生第二道传向管内的膨胀波，在它作用下，气体焓值进一步减小，温度降低并加速冷气流流出振荡管进入排气腔。与一端封闭振荡管内流动的不同之处在于激波运动到振荡管末端时发生的是开口端反射，生成反射膨胀波反射回振荡管内，管内气体在此

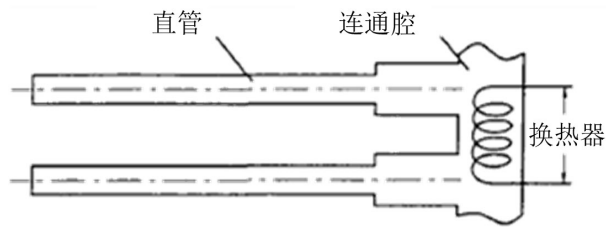


Figure 1. Schematic of closed-ended connection oscillating tube

图 1. 封闭端突扩连通振荡管结构示意图

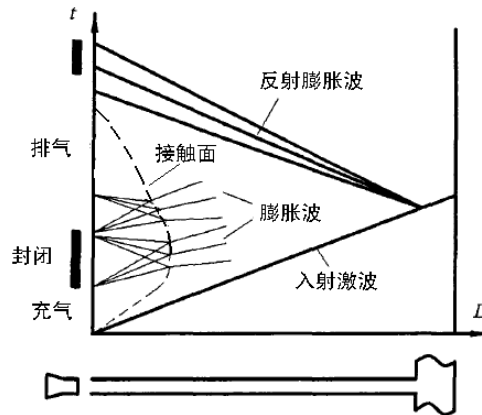


Figure 2. The flow wave diagram of closed-ended connection oscillating tube

图 2. 封闭端突扩连通振荡管流动波图

反射膨胀波作用下可进一步被冷却。反射膨胀波运动到开口端时应发生固壁反射，这样又产生新的反射膨胀波将对下一周期入射气体预冷，有利于制冷。振荡管内热端的气体同时被排到换热器内进行集中换热，降低了气体的总焓。这样振荡管内气体是在相当于有冷却的非定常膨胀过程进行制冷以获得低温气体的，其制冷效果必定更好。

## 2.2. 性能评价

评价气波制冷机制冷性能的主要指标是等熵制冷效率。根据气波制冷机的热力过程，定义实际膨胀过程进排气的焓差与等熵膨胀过程时进排气的焓差之比为气波制冷机的等熵制冷效率。其计算公式为[4]：

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 \left[ 1 - \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^\gamma \right]}$$

式中，进气温度为  $T_1$ ，排气温度为  $T_2$ ，膨胀比  $\varepsilon$  为进气压力与排气压力之比， $\gamma$  为绝热指数。

## 2.3. 实验流程

本实验的流程图如图 3 所示。实验前开启空气压缩机，使空气充满储气罐 2；进行实验时，首先开启电动机 6，使气体分配器空转几圈，然后打开阀门 20，使气体流入缓冲罐 3，缓慢打开阀门 21，使气体流入气波制冷机，通过控制阀门 21 的开度可以控制进气压力，通过压力表 18 和热电阻 17 对进气的压力和温度进行测量；气体在振荡管中通过压力传感器 7 测量气体压力波动，通过测温仪表来测量管壁温

度；气体完成制冷后，排入排气腔，由阀门 15 控制排气腔的压力，通过压力表 14、热电阻 13 和转子流量计 16 对排气的压力、温度和流量进行测量；实验中可通过变频器调节气体分配器的转速，实现不同的射流频率。以上过程便是整个实验的流程。

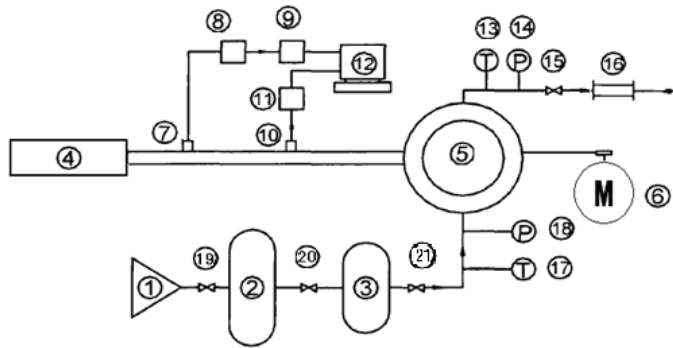
### 3. 实验结果及分析

影响旋转式突扩连通气波制冷机制冷性能的因素有很多，本文主要从射流频率、膨胀比、出口压力和振荡管管长这几个方面对其进行详细的研究。

#### 3.1. 射流频率对制冷性能的影响

射流频率对旋转式突扩连通气波制冷机的制冷效率有很大影响，本节在振荡管结构参数为管长  $L = 1.5 \text{ m}$ 、管径  $d = 0.01 \text{ m}$  的情况下对其进行实验研究，结果如图 4 所示。图 4(a)为出口压力  $P_2 = 0.15 \text{ MPa}$ ，不同膨胀比下，制冷效率随射流频率的变化，图 4(b)为膨胀比  $\varepsilon = 3$ ，不同出口压力下，制冷效率随射流频率的变化。

从图中可以看出，旋转式突扩连通气波制冷机的制冷效率随射流频率的变化存在一定的波动，并且有极值现象，极值点的效率比非极值点的效率高 30%左右。与传统的一端封闭振荡管相比，其效率可比同管长的一端封闭振荡管的效率提高 15%左右，有效的降低了传统气波制冷机对管长的依赖，减小了设备体积，而且在效率峰值区域内，制冷效率随射流频率的变化而波动的范围较小，变工况工作能力更强，



1: 压缩机; 2: 储气罐; 3: 缓冲罐; 4: 换热器; 5: 气波实验机; 6: 电动机; 7: 高频压力传感器; 8: 信号扩大器; 9: 数据采集器; 10: 热电阻; 11: 转换器; 12: 计算机; 13, 17: 热电阻; 14, 18: 压力表; 16: 流量计; 15, 19, 20, 21: 阀门

Figure 3. Schematic diagram of experimental process

图 3. 实验流程图

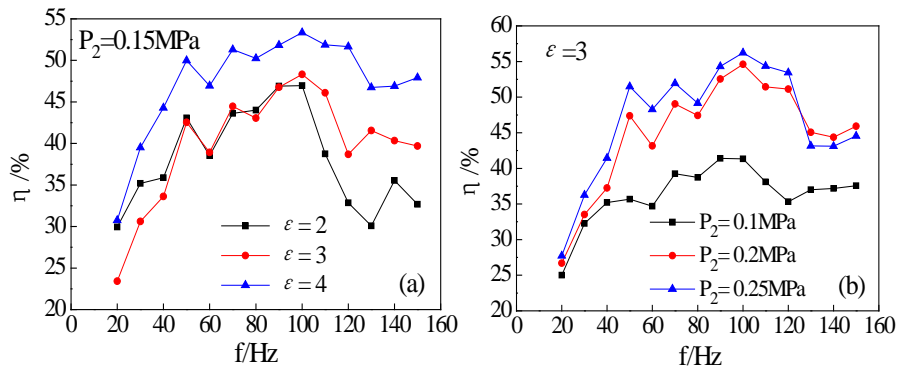


Figure 4. Refrigeration efficiency curve with jet frequency

图 4. 制冷效率随射流频率变化曲线图

制冷性能更平稳。分析原因：从波系匹配角度来看，制冷效率存在极值现象与反射膨胀波返回到入口端时，振荡管入口所处的状态有关，如果当反射膨胀波返回到入口端时，振荡管入口处于打开的状态，则反射膨胀波发生开口端反射，生成二次入射激波进入振荡管，扰乱振荡管内波系的运动，并会造成排气腔已冷气体与管内高温循环气间的掺混，影响制冷效率；而当反射膨胀波返回到入口端时，振荡管入口处于被喷嘴前沿封闭的状态，则反射膨胀波将发生固壁反射，这样又产生新的反射膨胀波将对下一周期入射气体预冷，此时没有二次入射激波生成，因此将产生效率的极值点。在效率峰值区域内，制冷效率随射流频率的变化而波动的范围较小，是因为反射膨胀波为连续波，有一定的作用范围，这就模糊了振荡管内波系匹配的最优关系。

### 3.2. 膨胀比对制冷性能的影响

膨胀比对旋转式突扩连通气波制冷机的制冷效率影响也很大，本节在振荡管结构参数为管长  $L = 1.5$  m、管径  $d = 0.01$  m 的情况下对其进行实验研究，并取各个出口压力和膨胀比下的极值效率与膨胀比的关系进行分析，结果如图 5 所示。

从图 5 中可以看出在出口压力一定时，制冷效率随膨胀比的提高而增大，当出口压力较低时，制冷效率随膨胀比的提高而增大的幅度较小；当出口压力较高时，制冷效率随膨胀比的提高先增大较大，随后趋于平缓。

我们从各类损失和振荡管吸收能力的角度来分析其原因：① 膨胀比的提高使气波制冷机的处理量增大，则振荡管管口处入射损失与机器内部摩擦、泄露和传热损失占高压入射新鲜气总能量的比例将减小，因此制冷效率随膨胀比的提高而增大；② 振荡管内已冷气体的温度随着膨胀比的提高而降低，而管内循环气的温度随膨胀比的提高而增大，这势必会使振荡管入口处的轴向温度梯度增大，加大轴向传热损失，同时振荡管冷端温度与环境温度之间差值增大，加大了径向传热损失，但随着入射气量的增大，这两种损失占入射新鲜气总能量的比例可能减小；③ 入射新鲜气在短时间内通过波的形式向管内循环气输送大量的能量，而振荡管壁只能吸收并消耗掉一定的能量，膨胀比越高，输送的能量越大，振荡管壁无法及时吸收并消耗掉的能量就越多，这些能量将随着波系运动返回到入口端，对制冷不利。

综合以上三点分析，当出口压力较小时，制冷机的气流量也较小，入射气体的总能量也较小，而此时各种损失将占据总能量的很大比例，成为影响制冷效率的主要因素，因此膨胀比升高时，各类损失的比例减小，效率也就随之增大；当出口压力较高时，制冷机的气流量也较大，各种损失在总能量中的比例将变小，此时，各种损失将不是影响制冷效率的主要因素，而振荡管管壁对能量的吸收和消耗能力将

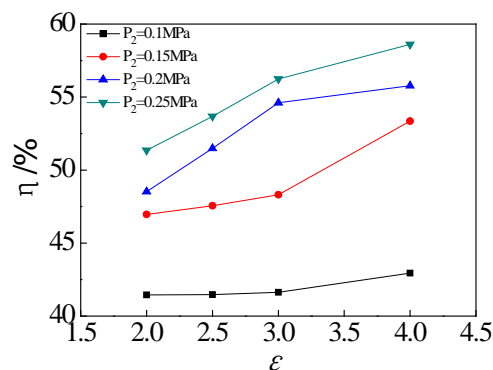


Figure 5. Refrigeration efficiency curve with expansion ratio  $\epsilon$

图 5. 制冷效率随膨胀比变化曲线图

对制冷效率的提高起决定作用，膨胀比越高，振荡管壁温也就越高，振荡管管壁吸收和消耗能量的能力也就越弱，因此，出口压力较高时，制冷效率随膨胀比增大而增大的趋势减弱。

### 3.3. 出口压力对制冷性能的影响

本节在振荡管结构参数为管长  $L = 1.5\text{ m}$ 、管径  $d = 0.01\text{ m}$  的情况下对出口压力的影响进行实验研究，取各个出口压力和膨胀比下的极值效率与出口压力的关系进行分析，结果如图 6 所示。

从图中可见，制冷效率随出口压力的增大而增大，但增大幅度有所减缓，特别是在大膨胀比的情况下。分析原因：出口压力越大，制冷机气流量越大，各种损失在总能量中的比例将变小，因此制冷效率也越高；出口压力增加较大时，振荡管管壁对能量的吸收和消耗能力将对制冷效率的提高起决定作用，振荡管吸收消耗能力随出口压力的增加而逐渐减小，因此，制冷效率提高的幅度减小，这与前面的研究结论相符合。大膨胀比下，制冷效率随出口压力增大而增加的幅度减缓的原因还与在大膨胀比下，气流量增大，各种损失所占的比例减少有关。

### 3.4. 振荡管管长对制冷性能的影响

本节在实验条件为膨胀比  $\varepsilon = 3$ ，出口压力  $P_2 = 0.2\text{ MPa}$ ，管径  $d = 0.01\text{ m}$  的情况下，对管长分别为  $L = 1.1\text{ m}$ 、 $1.2\text{ m}$ 、 $1.5\text{ m}$  的三种振荡管的制冷性能进行实验研究，结果如图 7 所示。

从图中可以看出，三种不同管长下，制冷效率随射流频率的变化而波动的趋势基本相同，极值点的

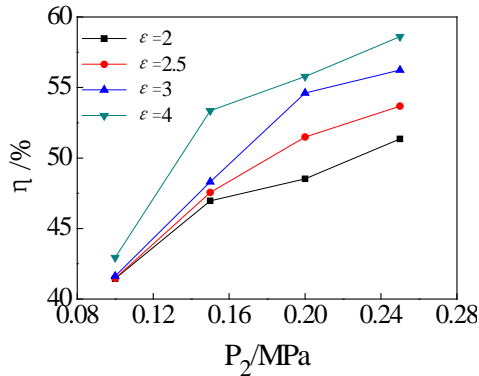


Figure 6. Refrigeration efficiency curve with outlet pressure

图 6. 制冷效率随出口压力变化曲线图

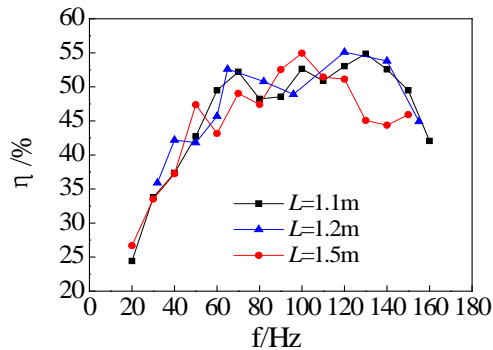


Figure 7. Refrigeration efficiency curve with jet frequency at different  $L$

图 7. 不同管长下制冷效率随射流频率变化曲线图

制冷效率也基本相同，但是不同管长的极值制冷效率所对应的极值射流频率不同，管长越短，极值射流频率越高。分析原因：旋转式突扩连通气波制冷机在振荡管末端加装换热器，并将管内高温循环气体统一引入换热器进行集中换热，而传统气波制冷机依靠振荡管壁进行换热，需要很长的振荡管，这就说明旋转式突扩连通气波制冷机其制冷效率的提高不再依赖振荡管的长度，因此，三种管长下其极值制冷效率基本相同。振荡管越短，激波和膨胀波完成一次往返振荡管的过程所需要的时间越短，所以管长越短，极值射流频率越高。

#### 4. 结论

(1) 旋转式突扩连通气波制冷机的制冷效率随射流频率的变化存在一定的波动，并且有极值现象，极值点的效率比非极值点的效率高 30% 左右。在效率峰值区域内，制冷效率随射流频率的变化而波动的范围较小，变工况工作能力更强，制冷性能更平稳。

(2) 出口压力一定时，制冷效率随膨胀比的提高而增大，当出口压力较低时，制冷效率随膨胀比的提高而增大的幅度较小；当出口压力较高时，制冷效率随膨胀比的提高先增大较大，随后趋于平缓。

(3) 膨胀比一定时，制冷效率随出口压力的增大而增大，但增大幅度有所减缓，特别是在大膨胀比的情况下。

(4) 不同管长下，制冷效率随射流频率的变化而波动的趋势基本相同，极值点的制冷效率也基本相同，但是不同管长的极值制冷效率所对应的极值射流频率不同，管长越短，极值射流频率越高。

实验得到最高制冷效率为 58.6%，与传统的一端封闭振荡管相比，其效率可比同管长的一端封闭振荡管的效率提高 15% 左右，有效的降低了传统气波制冷机对管长的依赖，减小了设备体积，应用前景广阔。

#### 基金项目

国家自然科学基金(21206013)，中央高校基本科研业务费专项资金资助(DUT14ZD207)。

#### 参考文献 (References)

- [1] Rennaz, M.C. (1973) New French gas cooler recovers 120bpd gasoline. *World Oil*, **8**, 57-59.
- [2] 黄齐飞, 李学来 (2001) 热分离技术发展现状与应用前景. 福建化工, 福建.
- [3] 胡大鹏 (2009) 压力振荡管的流动和热效应的研究. 大连理工大学, 大连.
- [4] 邵件, 包裕弟, 沈永年, 等 (1984) 转动喷嘴膨胀机的实验研究. *浙江大学学报*, **3**, 25-34.