

# 特殊要求换热器导流锥筒的 设计与试验

金介荣 汤明玉 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 针对具有特殊要求——防止含有粘性微小颗粒的乙烯气体在换热器管程内沉积堵塞的实际工程问题,提出通过气动模拟试验的技术途径,按照气体动力学的理论进行模型风洞试验,从而定导流锥筒的合理结构尺寸,排除流速迟缓区,确立较均匀的管程流场分布,以保证换热设备的正常工作。本试验结果已用于设备的施工设计与加工制造,该设计顺利通过了国外工艺专利商的审查,产生品已于1989年底加工完毕并交付现场安装使用。

关键词 热交换器 气动模型 气动设计 气动力试验 结构设计

## 1 前言

某型换热器系国外引进年产六六吨线性低密度聚乙烯装置的关键设备之一,管程流动的介质是由 $C_2H_4$ (25%)、 $N_2$ (56.8%)、 $H_2$ (5.5%)、 $C_2H_6$ (2.7%)、 $C_4H_8$ (10%)组成的混合气体,混合气体含有粒度小于 $10\mu$ 的粘性颗粒。因此,该换热器除需满足必要的换热效果之外,更重要的是应当具有合理的气动结构,以保证管程内流场均匀,避免粘性颗粒沉积于流动死区或粘着于内管壁而导致换热管堵塞,使换热器不能正常工作。根据换热器的工作条件和使用要求,需解决如下技术问题:

- 确定合理的导流锥筒结构,使各排换热管流速不均匀度控制在 $\pm 5\%$

以内;

- 研究进口流场畸变对管程流场均匀性的影响,从而确定换热器接管弯头的技术要求;
- 研究管箱内某些关键区域的气体流动状况,防止形成流动死区;
- 设计合理的前后管箱结构,使压力损失控制在使用要求的范围之内;
- 研究导流锥筒支撑结构对流场均匀性的影响。

## 2 换热器的主要性能参数

换热器为单管程固定管板式换热器,其结构见图1,产品外貌见图2。换热器的主要工作参数如表1。

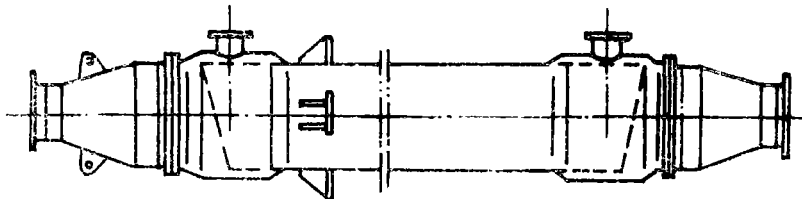


图1 固定管板式换热器

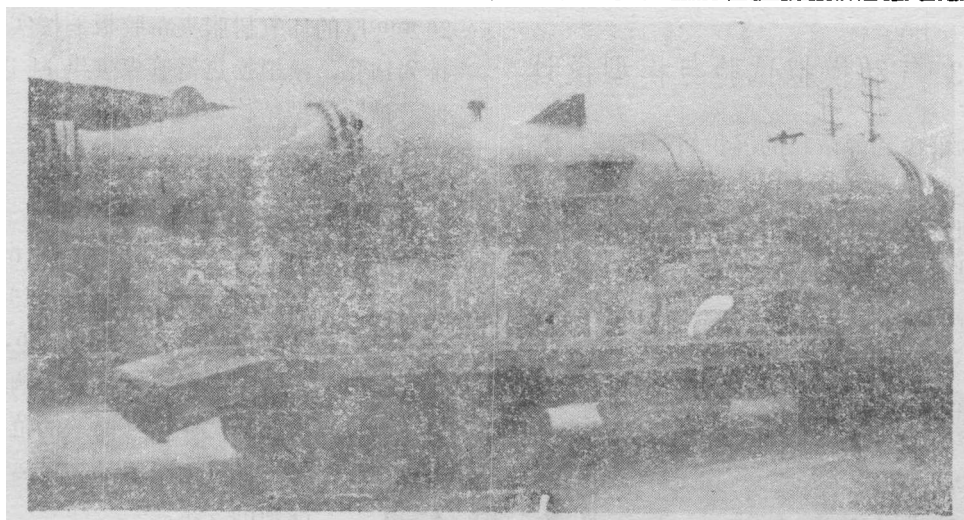


图2 换热器的产品外观

表 1

	单 位	换 热 器 I		换 热 器 I	
		管 程	壳 程	管 程	壳 程
工 作 压 力	MPa	1.824	0.392	1.961	0.392
设 计 压 力	MPa	2.256	0.588	2.452	0.588
流 体		乙烯气	水	乙烯气	水
流 量	kg/h	483 139	820 499	472 626	546 999
入 口 温 度	°C	82	28	57	28
出 口 热 度	°C	50.3	34.6	35.5	34.6
流 速	m/s	14.98	1.12	11.79	1.12
雷 诺 数		386 666		345 009	
流 体 密 度	kg/m <sup>3</sup>	19.7 21.6		21.95 23.14	
允 许 压 降	MPa	0.028 4	0.098 1	0.027 5	0.098 1
流 程 数		1	1	1	1
污 垢 系 数		0.001 9	0.000 60	0.001 9	0.000 60
换 热 管 数 量	根	1 381		1 615	
管 长	mm	7 465 7 280		8 693 8 492	
拉 杆 数 量	根	12		12	
换 热 面 积	m <sup>2</sup>	789		1 077	
传 热 系 数	J/(m <sup>2</sup> ·h·°C)	872.53		1 034.98	
安 装 形 式		立 式		立 式	

### 3 气动模拟试验与模型设计

为解决乙烯微粒的沉积堵塞问题，经论证，采用模拟试验的技术途径解决管程流场合理组织。气动模拟试验在低速风洞上进行的（见图3）。

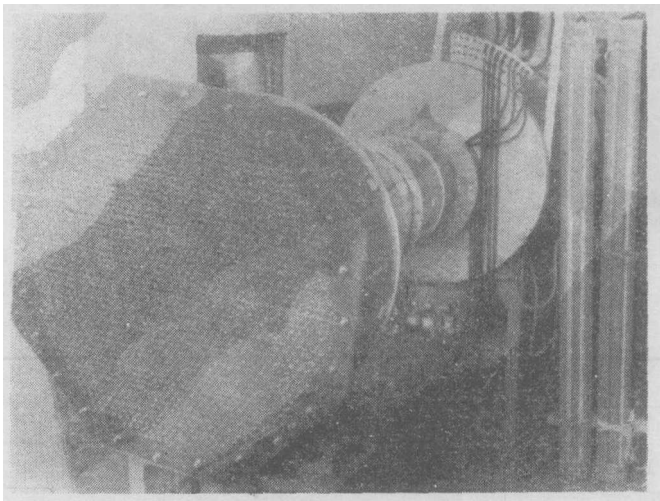


图3 气动模拟试验台

试验需遵循几何相似准则、运动相似准则和动力相似准则，并考虑实际工作介质乙烯气体与气动试验工作介质空气两者在物理性质上的差别。在计算马赫数、雷诺数和整理有关数据时，将两者在密度、粘度和分子量等方面的不同考虑进去。试验中对上述三个准则的分析处理如下：

#### 几何相似准则

试验模型的几何相似比取为：1:2，在

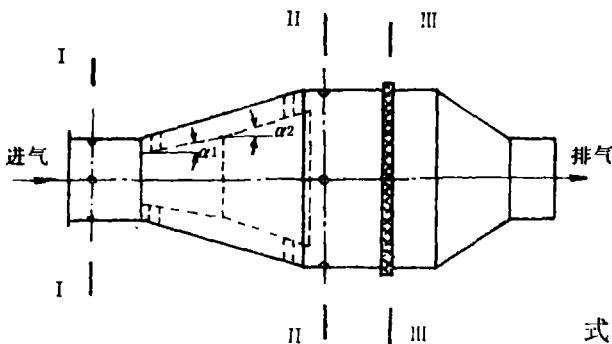


图4 气动试验模型

20 mm 厚的环氧树脂夹布胶板上按实际管束排列钻孔，模拟换热器管束进出口边界条件。试验模型结构如图4。

#### 运动相似准则

乙烯气体在工作压力和温度下，在两台换热器的进口，其马赫数分别为 0.04 和 0.046，根据参考文献 [5] 的研究成果，当马赫数小于 0.6 时，在试验中可以忽略其影响，而气动模拟试验中马赫数的范围为： $M = 0.05 \sim 0.1$ ，故满足运动相似准则的要求。

#### 动力相似准则

根据参考文献 [5]，当雷诺数  $Re > 1.35 \times 10^5$  时进入自模区。现两台换热器的雷诺数分别为  $3.87 \times 10^5$  和  $3.45 \times 10^5$ ，风洞试验的雷诺数范围为  $(2 \sim 5) \times 10^7$ ，均在自模区域内，因此满足动力相似的要求。

### 4 试验结果

按如下公式整理试验结果：

换热管中按平均流速

$$V_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n V_i$$

不均匀度最大正偏差

$$\delta_+ = (V_{max} - V_m) / V_m$$

不均匀度最大负偏差

$$\delta_- = (V_{min} - V_m) / V_m$$

管箱压力损失系数

$$\zeta = P_{T1} / (P_{T1} - P_{S1}) - 1$$

式中：

$V_i$  各换热管中的流速

- $V_{min}$  管束中的最小流速
- $V_{max}$  管束中的最大流速
- $P_{T1}$  管箱进口测量截面总压
- $P_{S1}$  管箱进口测量截面静压

图5为不同导流锥筒对 流场 不均匀度影响的试验结果, 其中A 为国外专利商提供的结构尺寸的试验结果, B和C是经多方案试验比较后, 提供给施工设计结构尺寸的试

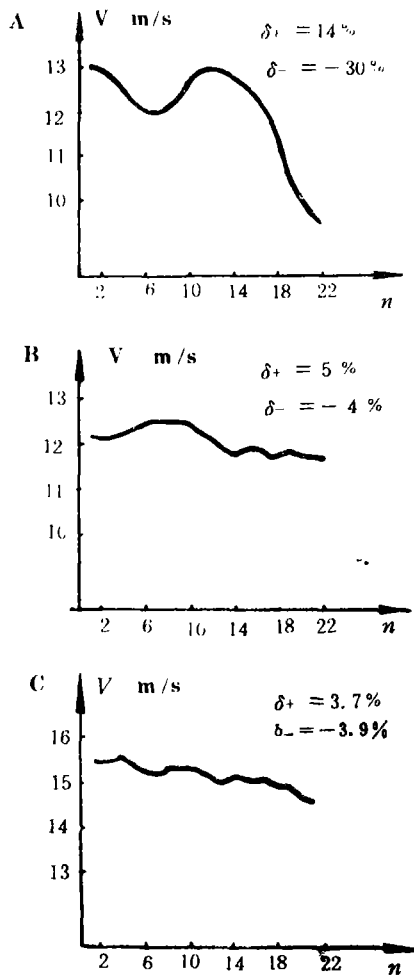


图5 导流锥筒对流场不均匀度的影响

验结果。为研究管箱与管板结合区域的流动状况, 利用线簇进行了观察, 其流动状况如

图6所示。图7为换热器进口直管段相对长度对换热器进口流场畸变的影响。

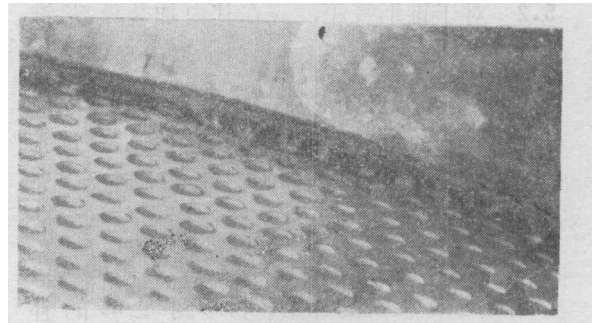


图6 管箱与管板结合区的流动状况

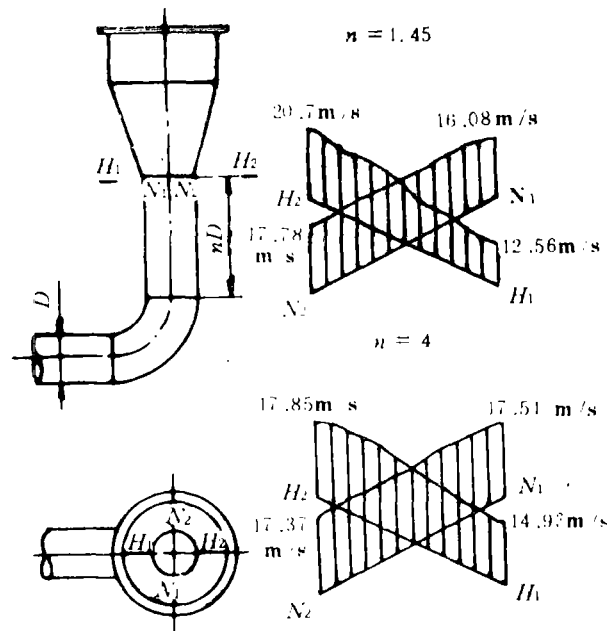


图7 换热器进口流场的畸变

## 5 分析和结论

5.1 对于含有小于 $10\mu$ 粘性微粒的乙烯气体, 可以借助气动模型的技术途径, 运用空气动力学的理论和试验方法, 确定导流锥筒的合理结构尺寸, 从而使管程流场均匀。通过试验所确定的结构, 将使乙烯气体中粘性微小颗粒在管程沉积乃至长大的可能性降为最低, 它既可保证换热器工作的可靠性, 同

时由于各排管束中的介质流速趋于一致,使得它们换热负荷均匀,这将有利于保证换热器的整体换热效果。

**5.2** 对于锥形管箱,应在其内加装导流锥筒,以使各换热管中流速均匀,但由导流锥筒分隔而成的环形扩压器与锥形扩压器的进出口面积比直接关系到流速的均匀效果。试验发现,当按进出口面积比相等的原则确定导流锥筒尺寸时,其流场欠佳(见图5A)。这时环形扩压器的出口有较大范围的低速区,锥形扩压器的脱流区得不到足够的补偿,不均匀度为: $\delta_+ = 14\%$ ,  $\delta_- = -30\%$ ,尤其是外周三排管束流速过低,这时保证换热器正常工作是极为不利的。调整面积比的数值,虽性能有所改善,但仍难于达到设计要求。按面积比不等原则设计,当入口面积比为:1.65:1,出口面积比为0.84:1时,获得较为理想的流场分布,见图5B和C。这是因为降低出口面积比,提高了外周管排的流速,而锥形扩压器的脱流区在其后的混流段区域,得到来自环形扩压器的流量补充。

虽然环形扩压器和锥形扩压器的入口面积比为:1.65:1,但是实测的流量比为:1.37:1,这是因为环形扩压器阻力和入口附面层影响的结果。

**5.3** 消除流动死区以避免气体中微小粘性颗粒的沉积和长大,这是设计者极为关注的问题之一。采用线簇观察管板与管箱连接区域的流动状况,正如图6中所示的那样,气流在这些被认为最容易滞留的区域中,确实存在着局部的小旋涡,在最外周一排管束的周围,线簇在连续不停地晃动,略长的线簇被吸入管中,这说明此处流动状态尚好,可以排除设计者对乙烯颗粒在这些区域会迅速沉积滞留和长大的担忧。

**5.4** 换热器入口流场畸变将对管程流场的均匀性产生较大的影响,必须在系统配管设计中给予足够的重视。从图7中可以看出:因气流拐弯所造成的流场畸变将延伸到管程

而造成不均匀度的增加。众所周知,随着气流拐弯后直管段长度的增加,入口流场的畸变将随之减小,不均匀度也将减小。试验表明:当直管段长度为1.45倍直径时,不均匀度为 $\delta_+ = 22\%$ ,  $\delta_- = -26\%$ ,当4倍直径时,不均匀度为 $\delta_+ = 5.2\%$ ,  $\delta_- = -12\%$ 。但加长直管段长度将给管道布置带来困难,因此,合理的技术方案应当在换热器入口设计一个特殊结构的弯头,以使换热器入口流场比较均匀。

**5.5** 由于扩压器脱流所引起的涡流强度较大,相对而言,导流锥筒支板的尾迹涡流影响甚小,虽然从合理的气动设计而言,导流锥筒支板设计成机翼形截面将使尾迹涡流减小,但从工艺性和制造成本角度出发,进口为圆弧,出口为尖劈状的支板是可以满足使用要求的。

**5.6** 试验结果表明,在国外专利商提供的导流锥筒结构尺寸下,其流场不均匀度 $\delta_+ = 14\%$ ,  $\delta_- = -30\%$ ;通过气动模拟试验所确定的结构,流场不均匀度均在 $\pm 5\%$ 以内,因此,最终的施工设计应当选用气动试验所确定的结构尺寸。

**5.7** 管程压力损失是换热器的一项重要技术指标,换热管中的压力损失可用成熟的公式进行计算,而前后管箱的压力损失应按试验获得的损失系数进行计算。试验所获得的损失系数分别为0.82和1.6,换热器总压力损失均满足小于0.028 4 MPa和0.027 5 MPa的使用要求。

## 6 结 束 语

随着现代科学技术的发展,各学科的相互渗透现象越来越普遍,工程设备的某些特殊使用要求,往往需要借助其它学科的设计与试验使之得到满足,本文所述的特殊要求换热器导流锥筒的设计与试验便是其中一例。通过20几个方案的选择对比试验,找到

了满足使用要求的结构设计参数,其试验结果也是令人满意的。换热器的工程设计顺利通过了国外专利商的审查。

参加风洞试验的有潘坤元、吴作民同志,本项目研究过程中得到闻雪友、鞠世立、毕成武同志的帮助,在此一并致谢。

### 参 考 文 献

- 1 金介荣,苏云海等. Technical materials & drawings of  $\times\times\times/\times\times\times$  coolers. 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所技术报告, 1988
- 2 汤明玉,吴作民,潘坤元. 换热器管箱导流锥筒选型

试验报告. 哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所技术报告, 1988

3 金介荣. 特殊要求换热器的研制. 黑龙江压力容器学会论文, 1990

4 尾花英朗[日]. 热交换器设计手册. 石油工业出版社, 1981

5 邹滋祥. 相似理论在叶轮机模型中的应用. 科学出版社, 1984

6 波尔多维曾等[苏]. 船用燃气轮机进排气装置. 舰船透平锅炉, 1976 (2-3):29-37

7 Дейч М. Е. Техвическая газодинамика. Госэнергониздат, 1961

8 Дарфман А. И. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков. АНУССР, 1960

## The Design and Testing of the Specialized Flow-Guide Conical Cylinder of a Heat Exchanger

Jin Jierong, Tang Minyu

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

### Abstract

To solve the technical problem related to the deposition of small viscous particles of ethene gas in heat exchanger tubes with a resulting blockage, this paper on the basis of aerodynamic theory proposes a wind-tunnel test by use of aerodynamic modelling test techniques. The said test has made it possible to determine the rational structural dimensions of the guide-flow conical cylinder, effectively eliminate the flow speed retardation zone and secure a relatively uniform flow field distribution in tubes, thus ensuring the normal operation of the heat exchanger.

**Key words:** heat exchanger, aerodynamic model, aerodynamic design, aerodynamic test, structural design

(李乡复 编辑)