

## SHF-20A 型四通换向阀低压侧流道的优化设计

刘 剑, 施光林

## Optimal Design of the Low Pressure Channel in a SHF-20A Type Four-way Directional Valve

LIU Jian, SHI Guang-lin

(上海交通大学 机电控制与物流装备研究所, 上海 200240)

**摘要:** ANSYS是集结构、热、流体、电磁和声学于一体的大型 CAE 通用有限元分析软件。该文针对国内某企业所生产的 SHF-20A 型四通换向阀(以下简称“四通阀”)主阀低压侧流道,进行了流场的 ANSYS 有限元计算。将模拟计算的结果与实验结果进行对比,考察流道结构变化对阀  $C_v$  值的影响规律,为正确设计  $C_v$  值测试系统提供理论依据。

**关键词:** 有限元计算; 四通换向阀;  $C_v$  值

中图分类号: TH137 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2007)12-0027-03

## 1 引言

近年来,我国家用空调生产量逐年攀升,热泵型空调占了绝大部分。四通阀<sup>[1]</sup>(如图 1 所示)是热泵系统制冷循环工况与制热循环工况转换的关键部件之一,它对于热泵系统具有双重作用。一方面,四通阀通过改变其内部制冷剂流动方向,能实现系统的工况转换及制热时的除霜等功能;另一方面,由于系统加入了四通阀,使得热泵系统性能在各种运行工况时都有所下降,主要有三方面的原因:① 制冷剂在四通阀体内流动压降损失;② 四通阀体内高低压侧之间的传热损失;③ 四通阀内部泄漏量。特别重要的是,这些影响只要系统处于运行状态就一直存在。

本文针对第一种原因,研究国内某企业所生产的 SHF-20A 型四通阀低压侧流道结构变化对阀  $C_v$  值的影响规律。 $C_v$  值是衡量流道沿程阻力损失大小的参数,常按式(1)计算:

$$C_v = 0.022 \times q \times \sqrt{1/\Delta p} \quad (1)$$

其中,  $q$  (L/h) 是水流量值;  $\Delta p$  (kPa) 是压力降值。

2 实际产品的模拟计算<sup>[2]</sup>

这里主要根据所提供的 SHF-20A 型阀的流道尺寸和边界条件,建立该阀低压侧流道的三维模型,并利用 ANSYS 有限元三维流场的分析功能,对所建立的阀低压侧流道的三维流动状态进行了数值模拟计算。图 2 为现行四通阀中的滑块二维视图,图 3 为根据二维视图所建立的流道 ANSYS 三维模型图。

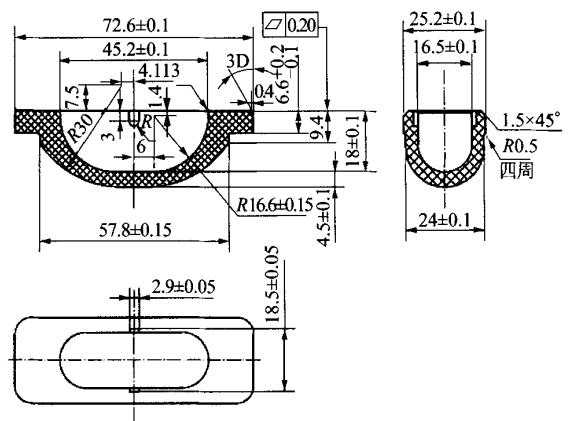


图 2 滑块二维视图

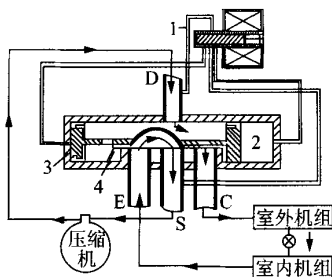


图 1 四通阀工作原理图

收稿日期: 2007-05-03

作者简介: 刘剑(1983—),男,上海人,硕士研究生,主要从事 CAE 液压系统建设仿真方面的科研工作。

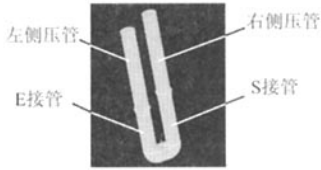


图 3 低压侧流道三维模型

图 3 中,左管是 E(或 C)接管连接测压管,右管是 S 接管连接测压管。当水从左测压管流入,经 E 接管进入阀腔后,通过滑块改变流向,再通过 S 接管和右测压管流出时,利用 ANSYS 有限元仿真,即可获得水流动过程中在阀流道中所形成的压力分布,以及在不同流量情况下左、右测压点之间的压力损失,从而利用式(1)计算出阀的  $C_v$  值。

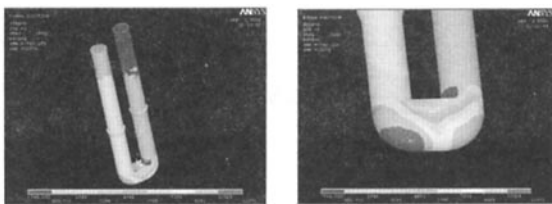
在图 3 三维模型的基础上,利用 ANSYS 划分网格。在流道拐角处即滑块部分,取较小尺度的网格划分,以增加计算精度;在左、右测压管直道部分,取较大尺度的网格划分,以增加软件计算速度。整体网格划分采用自由划分形式。

然后定义边界条件,根据实际流体流动的情况,在入口处定义进口平均流速;出口处定义参考压力为 0 kPa;其他管壁定义流速为零。

全部参数条件定义好之后,开始 run FLOTRAN 计算。这里取 3 种流量进行计算,结果如表 1 所示。平均流道  $C_v$  值为 9.63。图 4a 所示为流量  $q = 2550$  L/h 时的整体压力分布。图 4b 所示为流量  $q = 2550$  L/h 时的拐角处压力分布。

表 1 低压侧流道  $C_v$  值计算结果

进口流量 $q$ (L/h)	压力差 $\Delta p$ (kPa)	$C_v$
2550	9.595	9.55
3700	19.819	9.64
4650	30.973	9.69



a)  $q=2550$  L/h时流道

b)  $q=2550$  L/h时拐角

图 4 压力分布

### 3 试验测试方法

在得到 ANSYS 有限元模拟计算结果后,我们利用压力传感器,实际测试 3 种流量情况下流道的沿程阻力损失,用试验得到  $C_v$  值来验证理论计算的结果。

测试水流量时压力传感器的取点位置如图 5 所示。低压侧取压点位置(压力传感器位置): $L_p C / ID = 6$ ( $L_p C$  为低压侧取压点离 D 接管管口的距离,  $ID$  为连接铜管的内径,连接铜管内径与 D 接管内径等同)。

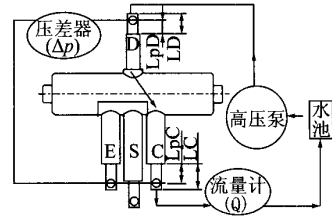


图 5 压力传感器取点位置

在线圈断电状态下, D 接管通 1.0 MPa 的气压,然后堵住 C 管,从 E 接管处通入水,通过滑块内腔,水从 S 接管流出,形成 E→S 的回路,调节 S 接管的水流量,当压力差(=E 接管压力 - S 接管处压力)在 0.01、0.02、0.03 MPa 时,测试从接管 S 流出的水流量(L/min)。在线圈通电状态下,滑块移动到 SC 处, D 接管通 1.0 MPa 的气压,然后堵住 E 管,从 C 接管处通入水,通过滑块内腔,水从 S 接管流出,形成 C→S 的回路,调节 S 接管的水流量,当压力差(=C 接管压力 - S 接管处压力)在 0.01、0.02、0.03 MPa 时,测试从接管 S 流出的水流量(L/min)。测试结果如表 2 所示。

由表中数据计算得到,平均流道  $C_v$  值为 9.6,验证了理论计算数据  $C_v = 9.63$  的准确性。所以用 ANSYS 有限元软件进行流道优化设计是可行的。

表 2 低压侧流道  $C_v$  值测试结果

	$\Delta p = 10$ kPa		$\Delta p = 20$ kPa		$\Delta p = 30$ kPa	
	$q$	$C_v$	$q$	$C_v$	$q$	$C_v$
断电	2550	9.35	3700	9.59	4650	9.84
	2500	9.17	3780	9.80	4650	9.84
	2550	9.35	3750	9.72	4680	9.91
通电	2530	9.28	3750	9.72	4600	9.74
	2520	9.24	3720	9.64	4650	9.84
	2550	9.35	3720	9.64	4630	9.80

### 4 滑块曲面优化

从图 4b 拐角处的压力分布图可以看出,在第一个

拐角处存在局部压力峰值,这是由于进口水流冲击滑块内壁形成的,所以这里是沿程阻力损失最大的地方。

由于四通阀本身结构的影响,修改流道表面时有如下几个限制因素:①进出口流道半径不大于16.8 mm;②滑块口宽度固定在45.2 mm;③滑块的最大深度不超过18 mm。

首先进行试探性修改,在保持滑块最大深度18 mm不变的情况下,将拐角半径从16.6 mm减小为14 mm。这样做的结果是,由于加入了4 mm深的垂直段,使得滑块的整体竖直深度增加,滑块容积增大,如图6所示。

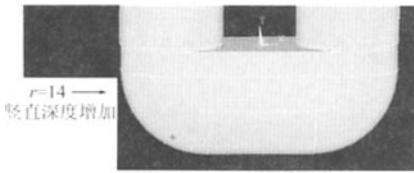


图6 滑块拐角半径  $r = 14 \text{ mm}$  模型

加载相同的边界条件后 run FLOTRAN 后得到结果如表3所示。

表3 拐角  $r = 14 \text{ mm}$  时  $C_v$  值测试结果

进口流量 $q$ (L/h)	压力差 $\Delta p$ (kPa)	$C_v$
2550	9.752	9.47
3700	20.279	9.52
4650	32.121	9.51

平均  $C_v$  值在9.5的结果让我们知道,减小拐角半径是不可取的。虽然这增加了滑块内部的容积,表面上增加了流道的流通能力,但实际上,这也增加了拐角的曲率,使得水流变向更急速,增加了水流撞击滑块内壁的力度。

在前面试探的结果下,接下来分析增大拐角半径的情况。由于滑块最大深度被限制为18 mm,并且内腔2端需与E(C)和S接管相切以保证不产生局部涡流,所以拐角半径最大也是18 mm,如图7a所示。其三维模型如图7b所示。

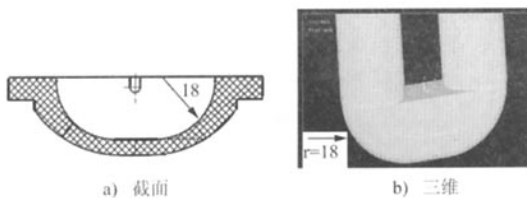


图7 滑块图

加载相同的边界条件, run FLOTRAN 后得到结果如表4所示。

表4 拐角  $r = 18 \text{ mm}$  时  $C_v$  值测试结果

进口流量 $q$ (L/h)	压力差 $\Delta p$ (kPa)	$C_v$
2550	8.988	9.86
3700	18.417	10
4650	28.752	10

由表中数据可以看出  $r = 18 \text{ mm}$  情况下的  $C_v$  值相对于  $r = 14 \text{ mm}$  情况甚至流道原模型,都有不小的提升。并且观察图8的局部压力分布图,红色高压区域相对于原模型来说,面积虽有所增大,但在数值上减小不少。这是因为拐角曲率减小,流体变向缓慢,使得压力分布更均匀,对局部高压有所缓解,这也直接影响了  $C_v$  值的提升。

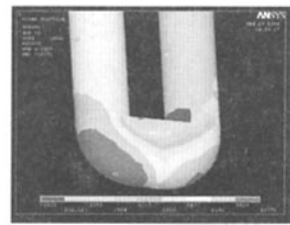


图8  $r = 18 \text{ mm}$  局部压力分布

## 5 结论

为了尽可能地降低空调制冷剂在四通阀体内流动的压降损失,需要对阀体内流道形状进行修改。在四通阀体结构条件的限制下,滑块内腔最大深度不变、腔的长度不变,所以只能修改拐角处的曲率半径。

通过试探性计算发现,增大拐角半径能够缓解流道的压降损失。但是在滑块外形固定的情况下,过分的追求增大半径也是不可行的,因为这势必会降低滑块的厚度,降低滑块的抗压能力,并且增大阀内部高、低压侧的传热损失。所以应该在不降低其他性能的情况下,适当增加滑块拐角半径,以减小流道的沿程阻力损失,达到流道优化设计和提高  $C_v$  值的目的。

## 参考文献:

- [1] 李苏. 热泵空调四通阀损坏分析及设计改进[J]. 制冷与空调, 2005(10).
- [2] 邵蕴秋. ANSYS 8.0 有限元分析[M]. 北京:中国铁道出版社, 2004.