

The Preliminary Design and Acoustic Characteristics Analysis of the Low Noise Seacock for DN125

Lin Sun

Military Representative Office of Navy Stationed in 719 Research Institute, Wuhan Hubei
Email: navywuhan@sina.com

Received: Nov. 27th, 2015; accepted: Dec. 8th, 2015; published: Dec. 15th, 2015

Copyright © 2015 by author 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

By using a typical seacock for DN125 as the object, under the condition of invariable in the main structure size, we optimized the local area, put forward four kinds of optimization schemes respectively, and analyzed the acoustic characteristics of the optimized schemes. The results show that the sound power levels of fluid noise significantly decrease in the second and fourth schemes, and the manufacturability is feasible.

Keywords

Seacock, Acoustic Characteristics, Fluid Noise, Sound Power Levels

DN125低噪声通海阀结构初步设计及其声学特性分析

孙霖

海军驻武汉七一九所军事代表室, 湖北 武汉
Email: navywuhan@sina.com

收稿日期: 2015年11月27日; 录用日期: 2015年12月8日; 发布日期: 2015年12月15日

摘要

以典型DN125通海阀为对象，在通海阀主要结构尺寸不变的情况下对其局部部位进行改进优化，分别提出了四种优化方案，并对优化方案的声学特性进行分析。分析结果表明，其中方案二和方案四的流体噪声声功率级均大幅下降，且工艺性良好。

关键词

通海阀，声学特性，流体噪声，声功率级

1. 前言

通海阀作为管路系统的重要组成部分，除了其自身流体控制功能外，还是管路系统的噪声源之一，对系统流噪声和结构噪声均有明显的影响[1] [2]。因此对通海阀结构的优化设计显得尤为重要。

一般可知[3]-[5]，流体通过阀芯节流口时，由于过流断面面积突然减小，则流速增大，压力减小；同时由于每一个弯头、断面突扩或突缩都会引起局部压力损失，出口处的压力要比入口处小。另外，由于通海阀自身的阀瓣完全处于流道内，造成节流口局部速度较大，压力较小，增加了阀内部速度场的不均匀分布程度，也加大了流体流动噪声。

因此，本文以某型 DN125 通海阀为对象，从以下途径进行通海阀的优化设计，提高阀的流体性能，以降低流噪声。

对敏感部位作圆角处理。由于通海阀自身的结构形式，造成节流口局部速度较大，压力较小，增加了阀内部速度场的不均匀分布程度，也加大了流体流动噪声；对敏感部位作圆角处理优化设计，对于空化起始点、强脉动起始点等敏感部位作圆角处理，是简单而十分有效的降噪设计。

另一方面，适当增大阀体内腔有利于提高通海阀的流通能力；节流口直径增大，一定程度上有利于提高通海阀的流通能力。数值结果表明，微调阀盘的截面形状，使截面变“瘦”，使得阀门内腔过流面积增大，也可以提高阀门内部的流通能力。

2. 优化方案设计

根据阀门结构设计基本原理，参考国内外通海阀的结构形式，在通海阀主要结构尺寸不变的情况下对通海阀局部部位进行改进优化。即根据是否移动原通海阀球壁中心位置和球壁半径，对通海阀的进出口结构形式和阀芯腔进行局部改进得出不同的结构形式；根据通海阀直角形结构形式不利于流体流动，对出口角度提出优化设计形式[6]-[9]。

关于阀腔优化半径的选取，对模型半径逐步扩大，进行试算，根据试算结果的变化趋势来进一步的选取半径和试算，直到找到相对最优的半径。将所有半径扩大模型试算结果综合为如表 1。

表 1 中，横向表头表示阀腔半径增加的数值，a 表示“add”，单位是 mm，如 a2 表示阀腔半径在原有基础上增加 2 mm。纵向表头分别表示各种计算参数，Pm：最大压强，Pa；Vm：最大速度，m/s；APL：最大声功率级，dB； ΔP ：压力降，Pa；Kv：流量系数； ξ 流阻系数。

从表 1 可看出，半径扩大 2 mm 到 4 mm 时优化效果不是很明显，故将扩大半径的试算步长定为 4 mm，继续计算了半径扩大 8 mm 到 16 mm 的模型，根据最大压强，最大速度和最大噪声的变化趋势可看出，在半径扩大在 12 mm 到 16 mm 之间的效果比较好一些，最后再试算了半径扩大 24 mm 的模型，综合评

价通海阀效果，然后最终确定通海阀优化方案。

针对某型 DN125 通海阀，根据计算分析结果，分别提出了四种优化方案：

方案 1 为对敏感部位作圆角处理，将阀腔半径扩大 12 mm，阀盘上半段弧面半径由 40 mm 调整为 32 mm；方案 2 为对敏感部位作圆角处理，将阀盘上半段弧面半径由 40 mm 调整为 32 mm，将阀腔球壁中心位置调整到中轴线上，并向下偏移 5 mm，将阀腔半径调整为 106 mm；方案 3 为在方案 2 基础上将出水角增大 16.5°，出水口上移 25.28 mm；方案 4 为在方案 2 基础上将出水角增大 45°，出水口上移 48.28 mm。

3. 优化模型声学特性分析

图 1 为 DN125 通海阀的网格划分图，通过 ANSYS 分析计算，DN125 通海阀优化方案计算结果[10]-[13]如图 2~9 所示。

由图 1~8 和表 2 可知，四种方案的漩涡、绕流现象均比原阀有所降低，进出口压差也比原阀有降低，流量系数和流阻系数均优于原阀，除方案一、三声功率级与原阀相差不大外，其他两种方案的声功率级均大幅降低。综合各种因素考虑，四种方案均优于原阀，若从声功率级和对原阀结构改动较小两方面综合考虑，方案二相对最优。

Table 1. The calculation results of the optimization seacock model for DN125
表 1. DN125 通海阀半径优化模型试算结果

	原阀	a2	a4	a8	a12	a16	a24
Pm	6.97E+04	6.88E+04	6.75E+04	5.91E+04	5.72E+04	5.64E+04	5.56E+04
Vm	11.5	11.4	11.3	10.9	10.5	10.5	10.3
APL	51.1	50.8	49.1	55.1	52.2	47.4	48.6
ΔP	77,671.64	76,413.37	74,911.59	66,023.93	63,568.63	62,652.50	61,636.40
Kv	212.18	213.92	216.05	230.13	234.53	236.24	238.18
ξ	17.60	17.32	16.98	14.96	14.41	14.20	13.97

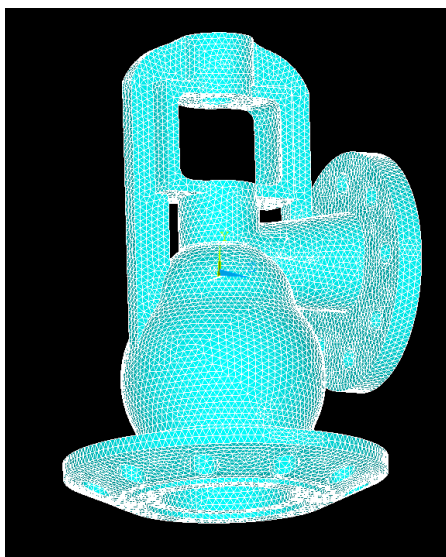
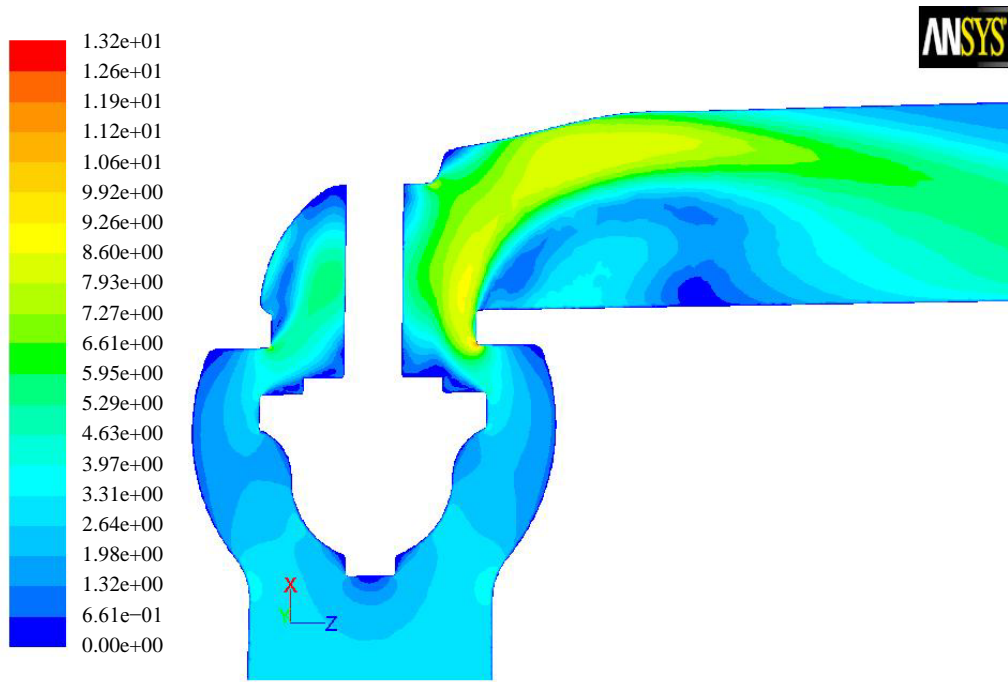


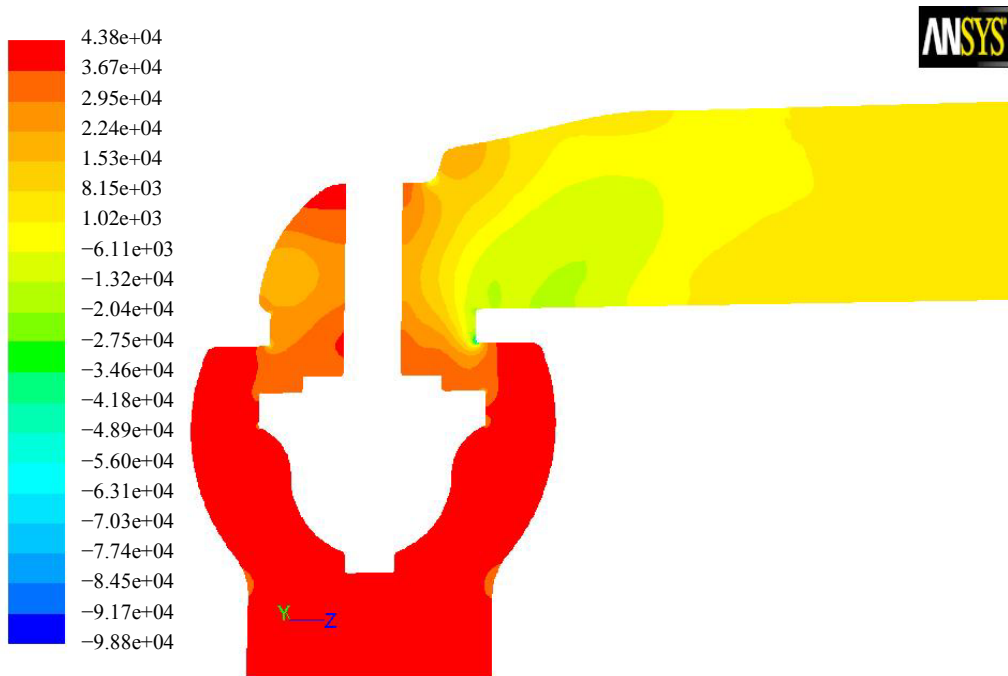
Figure 1. Gridding of the seacock for DN125
图 1. DN125 通海阀网格划分



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Nov 17, 2012
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

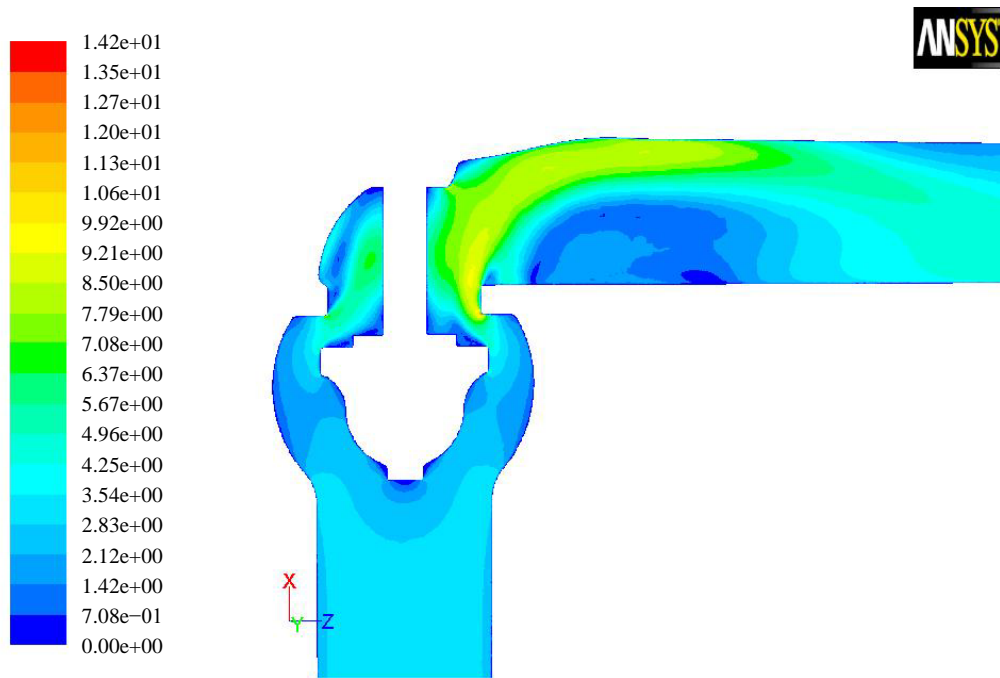
Figure 2. The first sectional velocity distribution of the optimized seacock for DN125
图 2. DN125 通海阀优化方案一纵截面速度分布



Contours of Static Pressure (pascal)

Nov 17, 2012
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

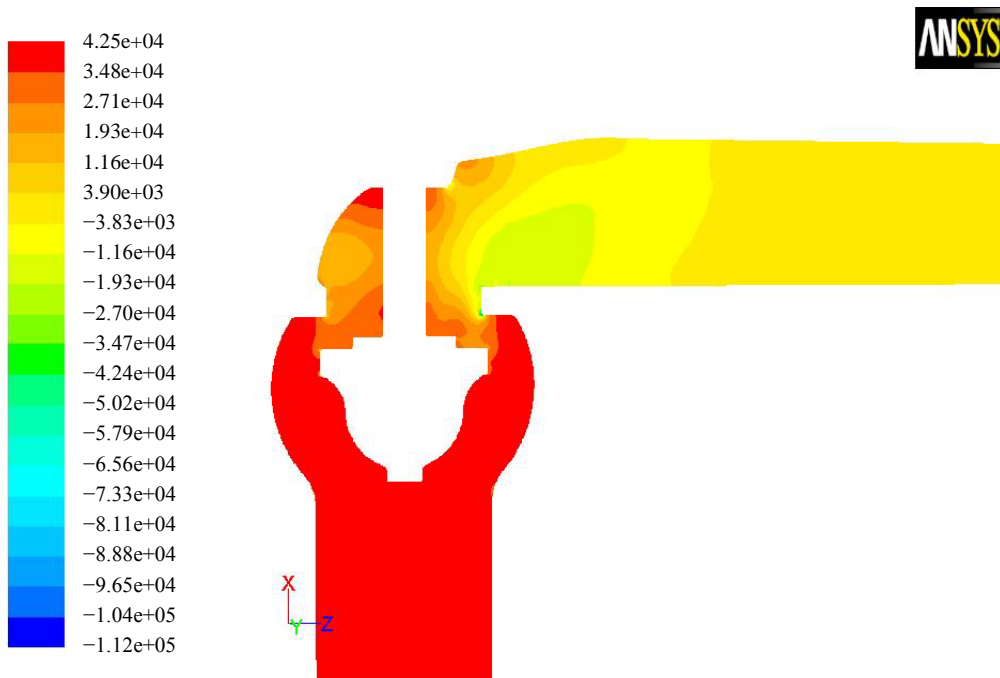
Figure 3. The first sectional pressure distribution of the optimized seacock for DN125
图 3. DN125 通海阀优化方案一流道纵截面压力分布



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jan 09, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

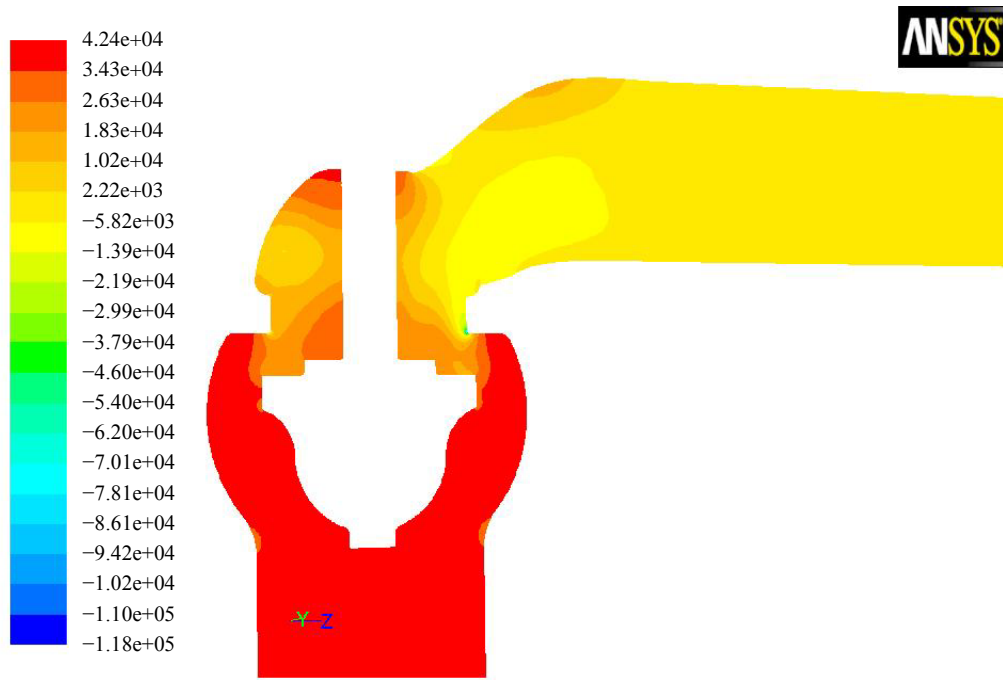
Figure 4. The second sectional velocity distribution of the optimized seacock for DN125
图 4. DN125 通海阀优化方案二流道纵截面速度分布



Contours of Static Pressure (pascal)

Jan 09, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

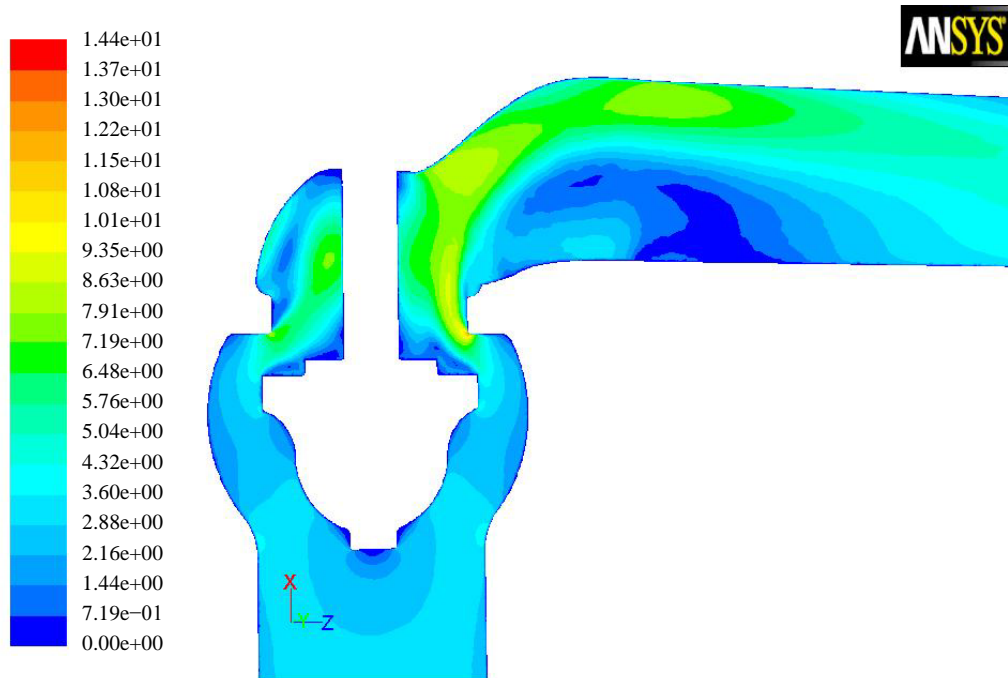
Figure 5. The second sectional pressure distribution of the optimized seacock for DN125
图 5. DN125 通海阀优化方案二流道纵截面压力分布



Contours of Static Pressure (pascal)

May 07, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

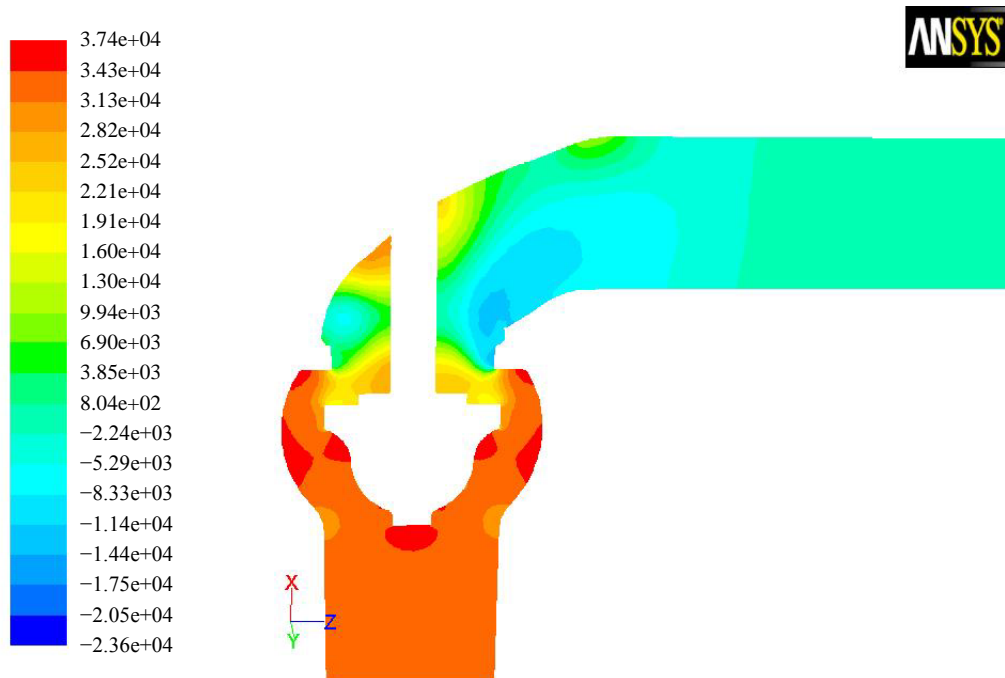
Figure 6. The third sectional pressure distribution of the optimized seacock for DN125
图 6. DN125 通海阀优化方案三纵截面压力分布



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Mar 07, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

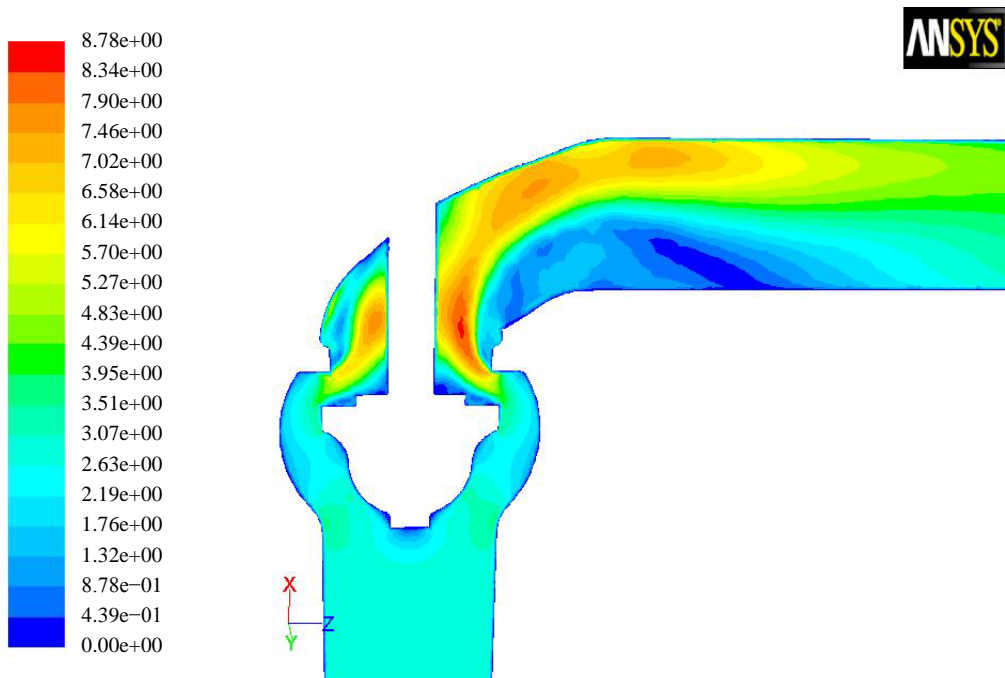
Figure 7. The third sectional velocity distribution of the optimized seacock for DN125
图 7. DN125 通海阀优化方案三纵截面速度分布



Contours of Static Pressure (pascal)

Jun 04, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Figure 8. The fourth sectional pressure distribution of the optimized seacock for DN125
图 8. DN125 通海阀优化方案四纵截面压力分布



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Jun 04, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Figure 9. The fourth sectional velocity distribution of the optimized seacock for DN125
图 9. DN125 通海阀优化方案四纵截面速度分布

Table 2. Results contrast of the different seacocks' options for DN125
表 2. DN125 通海阀不同方案分析结果对比

方案	P_{\max} (Pa)	P_{in} (Pa)	P_{out} (Pa)	ΔP (Pa)	Kv	ζ	V_{\max} (m/s)	APL (dB)
原阀	6.54e4	60,504.23	522.86	59,981.37	241.45	13.59	10.3	48.4
方案一	4.38e4	38,907.65	-1816.74	40,724.41	293.02	9.23	13.2	48.8
方案二	4.25e4	37,553.74	-7878.13	45,431.88	277.43	10.30	14.2	40.3
方案三	4.24e4	37,419.24	-3977.52	41,396.76	290.63	9.38	14.4	47.1
方案四	3.74e4	32,603.28	-4846.26	37,449.54	305.57	8.49	8.78	31.7

注: P_{\max} 为相对的最大压强, P_{in} 、 P_{out} 分别为阀体进出口的相对的压力值, ΔP 为进出口的压差, Kv 为流量系数, ζ 为流阻系数, V_{\max} 为最大速度, APL 为最大声功率级。

4. 结论

针对某型 DN125 通海阀, 分别提出了四种优化方案, 计算结果显示, 四种方案均优于原阀。在计算的工作流速下, 其流体噪声声功率级最大降低 16.7 dB。

同时, 优化后的低噪声通海阀与原通海阀结构相似、部件相同, 可以应用原有通海阀制造成熟工艺。对于结构改变较大的阀体, 只需在制作铸造模型时按低噪声通海阀图纸制造腔体模型, 铸造后按原机械加工加工工艺进行加工即可。在通海阀和外接管路安装方面, 因优化后通海阀结构与现有结构变化不大, 可以利用现有安装工艺进行安装。故低噪声通海阀制造、安装工艺性良好。

参考文献 (References)

- [1] 桂瞬丰, 幸福堂, 等. 基于大涡模拟的通海阀噪声分析[J]. 武汉科技大学学报, 2015, 38(2): 129-133.
- [2] 陈瑜, 魏文鹏, 等. 基于 Fluent 的截止阀壳内流道流场分析[J]. 煤矿机械, 2013, 10(34): 90-91.
- [3] 石磊, 肖武. DN65 通海阀声学特性分析[J]. 液压气动与密封, 2015(2): 10-12.
- [4] 江山, 张京伟, 等. 通海阀内流场的三维数值模拟[J]. 中国舰船研究, 2009, 4(2): 37-42.
- [5] 刘海丰. 基于 CFD 技术的高压通海阀内流道优化[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [6] 刘少刚, 刘海丰, 等. 通海阀内流道优化降低流噪声[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2013, 34(4): 511-516.
- [7] Srikanth, C. and Bhasker, C. (2009) Flow Analysis in Valve with Moving Grids through CFD Techniques. *Advances in Engineering Software*, **40**, 193-201. <http://dx.doi.org/10.1016/j.advengsoft.2008.04.003>
- [8] Forsythe, N. and Mueller, J.-D. (2008) Validation of a Fluid-Structure Interaction Model for a Bileaflet Mechanical Heart Valve. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, **22**, 541-553. <http://dx.doi.org/10.1080/10618560802336962>
- [9] Purohit, A., Darpe, A.K. and Singh, S.P. (2014) A Study on Aerodynamic Sound from an Externally Excited Flexible Structure in Flow. *Computers & Fluids*, **103**, 100-115. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compfluid.2014.07.010>
- [10] 王京涛, 吴张琴, 等. 基于 ANSYS 的液压球阀流场分析及结构优化[J]. 机床与液压, 2011, 13(39): 128-130.
- [11] 任建辉, 汤波, 等. 长管道液冲击及吸收 AMESim 仿真分析[J]. 船海工程, 2015 (2): 44-46.
- [12] 张敬党, 柳红兵, 等. 基于声传递向量法的锥柱混合结构声学特性分析[J]. 船海工程, 2015 (3): 58-62.
- [13] 江见鲸, 何放龙, 何益斌. 有限元法及其运用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008, 12.