

基于 CFD 的压力交换器压力能转换效率及内部流动特性研究

方勇^{1,2,3} 马光飞^{1,2,3}

- (1. 水利部产品质量标准研究所, 浙江 杭州 310024;
2. 浙江省水利水电装备表面工程技术研究重点实验室, 浙江 杭州 310024;
3. 水利机械及其再制造技术浙江省工程实验室, 浙江 杭州 310024)

【摘要】 为分析压力交换器的压力能交换效率及内部流动特性, 本文采用计算流体动力学(CFD)的方法, 对不同进、出流管道半径 R 和不同转速下压力交换器的流场进行数值模拟计算。通过分析发现: 进、出流管道半径越小, 压力转换效率越低, 高压管路进出口压差越大, 高、低浓度盐水的掺混率越高; 转速对转换效率的影响并不具有唯一确定性, 转速对压力器压力能交换效率的影响程度具有周期性, 但是每个周期的幅度不同, 其中转速 $n = 1000$ r/min 时压力转换效率最低; 转速越小转换效率越高, 但是存在转子转速不适应能量转换效率的转速存在, 即 $n = 1000$ r/min 时, 不能适合实际应用需求; 在给定设计流量和转速情况下, 本文设计的压力交换器可以用于压力交换, 但效率有待提高, 需要进行模型优化。

【关键词】 压力交换器; 进出流管道半径; 压力能交换效率; 内部流动特性

中图分类号: TV72

文献标志码: A

文章编号: 1005-4774(2018)01-031-05

A study on pressure energy conversion efficiency and internal flow characteristics of pressure exchanger based on CFD

FANG Yong^{1,2,3}, MA Guangfei^{1,2,3}

- (1. *Institute of Product Quality Standard, Ministry of Water Resources, Hangzhou 310024, China;*
2. *Key Laboratory of Surface Engineering of Equipment for Hydraulic Engineering of Zhejiang 310024, Hangzhou, China;*
3. *Hydraulic Machinery and Remanufacturing Technology Engineering Laboratory of Zhejiang, Hangzhou 310024, China)*

Abstract: In order to analyze the pressure energy conversion efficiency and internal flow characteristics of pressure exchanger, this paper performs the calculation of numerical simulation for the radius of inlet/outlet flow pipes and the flow field of pressure exchanger at different rotate speeds by the computational fluid dynamics (CFD). It is found through analysis that the smaller the radius of inlet/outlet flow pipes is, the less the pressure conversion efficiency is, the bigger the differential pressure at the high-pressure pipe inlet/outlet is, and the higher the mixing rate of high-and-low concentration saltwater is. The rotate speed doesn't exert a unique deterministic impact on the conversion efficiency, and it affects the pressure energy conversion efficiency of pressure exchanger periodically to different degrees. It is the lowest efficiency at a rotate speed (n) of 1000r/min. So the small the rotate speed is, the bigger the conversion efficiency is. However, the rotor speed doesn't meet the practical requirement when the speed ($n = 1000$ r/min) is not corresponding to the energy conversion efficiency. In the given design flow rate and rotate speed, the pressure exchanger designed in this paper can be used for pressure exchange, but it needs to be optimized by modelling so as for a further improved efficiency.

Key words: pressure exchanger; radius of inlet/outlet flow pipe; pressure energy conversion efficiency; internal flow characteristics

中国水资源短缺状况十分明显,尤其是岛屿和沿海等地区海水资源丰富,而淡水资源奇缺,使得海水淡化技术显得越发重要。目前,针对海水淡化主要有膜、膜系统、药剂、压力能交换装置等研究。如牛志远^[1]针对反渗透海水淡化膜系统进行优化设计,对膜系统传统寻优方法进行转换,得出以制水能耗最低为优化目标的数学模型;方宏^[2]研究了多孔陶瓷纤维膜表面修饰在膜蒸馏海水淡化过程中的应用;李亚红^[3]等分析了膜化学品的发展趋势和市场前景,提出在目前大力发展海水淡化事业的背景下,中国膜化学品的开发和应用研究应该同步跟进;Al-Zahrani A^[4]等对带或不带能量回收的反渗透海水淡化装置进行了热力学研究,发现带回收装置可以提高效率;Rodríguezcalvo A^[5]等概述了目前反渗透膜海水淡化的状况和对这种趋势的认识。综上所述,反渗透海水淡化技术已是海水淡化领域的主流研究方向^[6-7]。但是,在膜系统完成反渗透处理之后,其流出的高压浓海水中还剩余40%的高压能,如何提高剩余压力能的利用率,设计出合理的压力能交换装置,就显得尤为重要。

目前,越来越多的学者采用计算流体动力学的方法(CFD)分析压力能交换器的压力能量转换效率和内部流动特性。吴淳杰^[8]采用有限体积法进行空间离散,对自行设计的旋转式增压能量交换装置模型进行三维数值计算,分析了压差、端面间隙、转速及壁厚与泄漏量之间的关系,确定了最佳液膜厚度以及最佳孔道壁厚值。赵飞等^[9]采用RNG $k-\epsilon$ 湍流模型及滑移动网格技术,对压力交换器内动静干扰引起的非定常湍流特性进行了三维数值模拟计算。通过对端盖内压力脉动的分析,发现分析压力脉动可以提取交换器转子的转速。吴大转等^[10]基于Fluent软件对压力交换器内间隙流动进行三维流动定常计算,分析了不同轴向端面间隙、环向间隙、环向间隙长度下间隙泄漏量和液膜润滑特性。尽管针对海水淡化能量交换装置的设计和数值计算科研人员已进行了大量的工作,但是从公开发表的文献中,还没有考虑进口管道半径尺寸的设计方式对压力交换器压力能交换效率影响的研究。

因此,本文基于Fluent软件对自行设计的压力能交换器,结合滑移动网格技术,进行全三维的瞬态特性数值模拟,对旋转式能量交换器的压力能交换效率及内部流动特性进行分析,以期对其结构优化设计提供理论设计基础。

1 流道结构

旋转压力交换器流道结构包括:转子流道(长度330mm),上、下端盖流道(长度45mm),进、出流管道流道(长度100mm)。通过转子的转动,高压浓盐水从高压进口进入,从低压出口流出,低压盐水从低压进口进入,从高压出口流出,最终实现压力交换,达到高、低压压力能交换的目的。自行设计的旋转压力交换器的三维流道结构如图1所示。

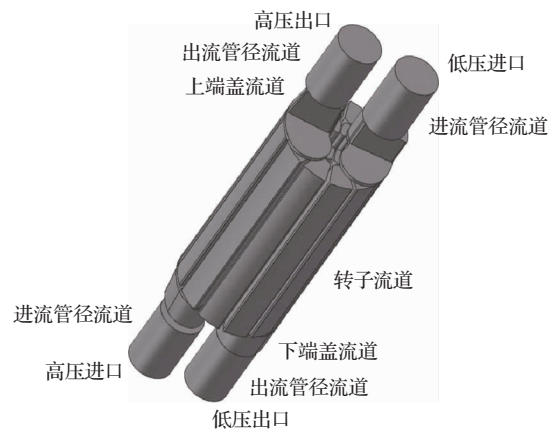


图1 旋转压力交换器流道三维结构

2 数值模拟方法

2.1 网格划分

为了研究旋转式能量交换器压力能交换效率及内部流动特性,在不同进、出流管径及不同转速下,对压力交换器的流场进行数值模拟计算。在图1的基本结构上,本文设计了两种进、出流管径的压力能交换器,其进、出流管道的半径值 R 分别为24.5mm和32.5mm。

由于两种结构均采用结构化计算网格进行全三维数值模拟计算,且只有进、出流管径尺寸不同,因此本文只给出其中一种(进出流管径 $R=32.5\text{mm}$)模型结构的网格划分示意图,如图2所示。

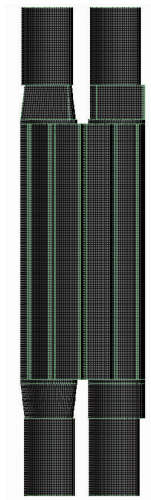


图2 模型结构网格划分示意图

2.2 边界条件

进口边界条件:高、低压进口根据设计流量($Q = 55\text{m}^3/\text{h}$)给定速度进口值。出口边界设置为压力出口:高压出口 $P = 5\text{MPa}$,低压出口 $P = 0\text{MPa}$ 。转子转速分别取 $600\text{r}/\text{min}$ 、 $800\text{r}/\text{min}$ 、 $1000\text{r}/\text{min}$ 、 $1200\text{r}/\text{min}$ 、 $1400\text{r}/\text{min}$ 、 $1600\text{r}/\text{min}$ 。高压进口为高浓度盐水,NaCl浓度为 0.035 ,密度 $1024.78\text{kg}/\text{m}^3$;低压进口为低浓度盐水,NaCl浓度为 0.015 ,密度 $1021.342\text{kg}/\text{m}^3$ 。计算温度为 298K 。

2.3 数值模拟方法

非定常湍流流动计算采用标准 $k-\varepsilon$ 双方程湍流模型,近壁区使用标准壁面函数,采用有限体积法进行空间离散,二阶隐式进行时间离散,双流体欧拉-欧拉模型进行数值模拟。

由于在数值模拟中,压力交换器存在两种进、出流管径尺寸及多种转速,为了更好地进行数值比较,统一将时间步长设置为 0.001s ,迭代计算 1000 步,收敛残差为 10^{-6} ,计算过程中对进出口截面上的压力、流量进行监测。

3 计算结果

3.1 压力转换效率

压力交换器的压力能转换效率是人们非常关注的

一个指标,目前国家标准对于压力能回收装置的转换效率定义^[9-10]如下:

$$\eta = \frac{Q_{HPout}P_{HPout} + Q_{LPout}P_{LPout}}{P_{HPin}Q_{HPin} + P_{LPin}Q_{LPin}} \quad (1)$$

式中 P_{HPout} 、 P_{LPout} ——高、低压出口的压力,Pa;

P_{HPin} 、 P_{LPin} ——高、低压进口的压力,Pa;

Q_{HPout} 、 Q_{LPout} ——高、低压出口的体积流量, m^3/h ;

Q_{HPin} 、 Q_{LPin} ——高、低压进口的体积流量, m^3/h 。

图3为均值处理后不同转速两种进、出流管径下压力能交换器的转速-效率图。从图3中可以看出,在给定设计流量 Q 下,在转速 $n = 600 \sim 1600\text{r}/\text{min}$ 时,进、出流管道半径越大,压力交换器的效率越高,即 $R = 32.5\text{mm}$ 大于 $R = 24.5\text{mm}$ 的压力能转换效率;在转速 $n = 600 \sim 1200\text{r}/\text{min}$ 时,压力能交换效率先增加后减小再增加;在转速 $n = 1200 \sim 1600\text{r}/\text{min}$ 时,压力能交换效率依然是先增加后减小再增加。说明转速对压力器压力能转换效率的影响程度具有周期性,但是每个周期的幅度不同,其中转速 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 压力转换效率最低。通过以上分析,可以说明,在给定设计流量下,进、出流管径大小对压力能转换效率起着重要影响,但是通过比较不同转速下的压力能转换效率,发现仅在转速 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时,效率相差很大,而其余转速下的压力能转换效率相差并不明显。这说明不合理的进、出流管径大小会影响压力能转换效率;同时,转子的转速对压力能转换效率的影响更加重要。转速对转

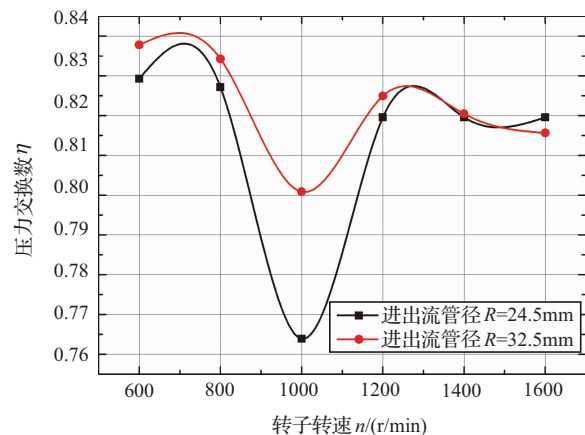


图3 不同进出流管径的转速—效率

换效率的影响并不具有唯一确定性,转速越小转换效率越高,但是存在转子转速不适应能量转换效率的转速存在(即 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时,效率非常低下,不能适合应用需求)。

3.2 压力交换分布

通过以上分析可知,进、出流管径大小对压力能转换效率的影响并不是很明显,而转速对压力转换效率的影响主要在 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时, $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 为两种结构设计方法下效率变化转折点中的最低效率点。因此,我们重点对两种结构在 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时,能量交换器内部的三维压力分布进行分析。

图4(a)、(b)为转速 $n = 1000\text{r}/\text{min}$,相同计算时间、相同设计流量下,两种结构的内部流动压力分布云图。从图4中可以看出,在给定设计流量下,两种结构均完成了压力交换,分别分布于各自对应的高、低压管道中。管道半径 $R = 24.5\text{mm}$,其最大压力为 $5.859 \times 10^6\text{ Pa}$,最小压力为 $-2.373 \times 10^5\text{ Pa}$;管道半径 $R = 32.5\text{mm}$,其最大压力为 $5.786 \times 10^6\text{ Pa}$,最小压力为 $-2.74 \times 10^5\text{ Pa}$;这说明不同进流管道半径确实对压力交换器内的压力大小分布有影响,但是从云图分布并不能直观分析出其影响特性,仅可以判断出两种管道半径结构下的最大、最小压力值,并不能做出更为深入的分析。

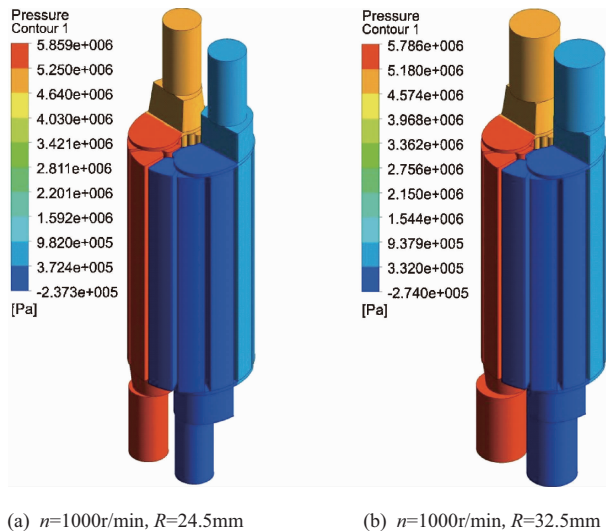


图4 压力云图分布

3.3 高压进出口压差

从图4的压力分布云图可以看出两种进出流管径下压力交换器的静压力分布。但是,从整体的压力云图很难说明其效率转折原因以及该转速下效率最低的原因。因此,为了更好地分析转速和进、出流管道半径大小对压力交换效率的影响,对两种管径大小情况下高压进出口的平均压力差进行分析。

图5为不同进出流管道半径的转速-压差曲线。从图5中可以看出,其压力损失与压力交换器的效率曲线正好相反,在转速 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时,进出流管道半径 $R = 24.5\text{mm}$ 和 $R = 32.5\text{mm}$ 的压力损失均为最大值,因此,其在该转速的压力能转换效率也最低。较大的进出流管径,整体压差损失较小,因此其整体转换效率也较高。综上所述表明,压力转换效率与交换器内的压力损失有关,降低管道内的压力损失可以提高压力能转换效率。

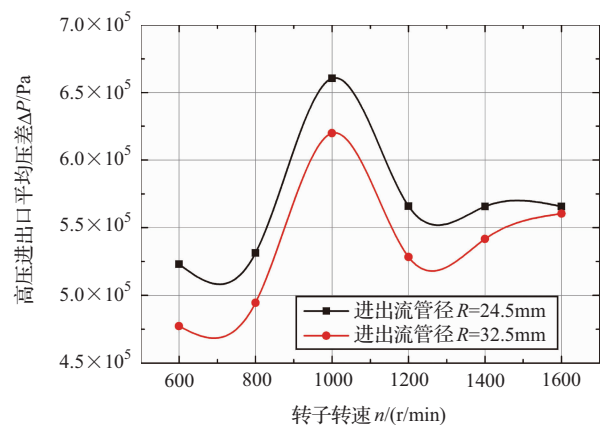


图5 不同进出流管到半径的转速-压差

3.4 氯化钠体积分数分布

图6为不同进、出流管道半径 R 下,氯化钠的体积分数分布云图。

从图6可以看出,在给定设计流量下,转速 $n = 1000\text{r}/\text{min}$ 时,高浓度盐水都在流道下半部分,低浓度盐水都在流道上半部分。这说明该结构设计基本合理,在完成压力交换后,可以实现高浓度盐水从低压流出管道排出,低浓度盐水从高压流出管道排出;高浓度盐水不会进入高压出口,低浓度盐水不会进入低压出

口;进出流管道半径越小,高、低浓度盐水发生掺混的现象越严重(即进出流管道半径 $R = 24.5\text{mm}$ 时)。这说明,进出流管径的大小影响了高、低浓度盐水的掺混率。掺混率越大,压力能交换效率越低,压差损失越大。这再次解释了图 3 和图 5 中,转速 $n = 1000\text{r/min}$ 时的大波峰现象,即效率较低、压差损失较大的原因。

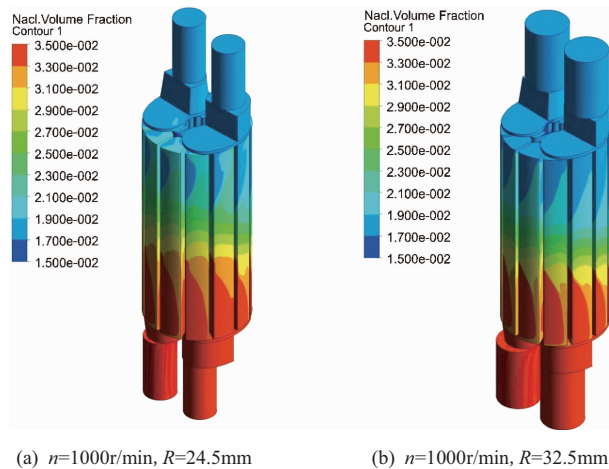


图 6 氯化钠体积分数分布云图

4 结 论

本文通过采用计算流体动力学(CFD),以及数值模拟的方法,对不同进、出流管道半径和不同转速下压力交换器的流场进行三维数值模拟,重点分析了压力能交换效率以及内部流动特性,主要可以得到以下结论。

a. 由数值模拟发现,在给定设计流量 Q 以及不同转速下,进、出流管径的大小会影响压力交换器的转换效率和压力交换器的高压管路压差以及高、低浓度盐水的掺混率。进、出流管径越小,压力交换效率越低,高压管路进出口压差越大,高、低浓度盐水的掺混率越高。

b. 在给定设计流量 Q 下以及不同转速下,转速对转换效率的影响并不具有唯一确定性。转速对压力交换器压力能转换效率的影响程度具有周期性,但是,每个周期的幅度不同;转速越小转换效率越高,但是,存

在转子转速不适应能量转换效率的转速存在,即 $n = 1000\text{r/min}$ 时,效率非常低下,不能适合实际应用需求。

c. 在给定设计流量下,本文的压力交换器结构设计基本合理,两种结构均完成了压力交换,分别分布于各自对应的高低压管路中。在完成压力交换后,可以实现高浓度盐水从低压管道排出;低浓度盐水从高压管道排出;高浓度盐水不会进入高压出口,低浓度盐水不会进入低压出口。◆

参考文献

- [1] 牛志远. 反渗透海水淡化膜系统优化设计与优化调度的研究[D]. 杭州电子科技大学,2014.
- [2] 方宏. 高性能陶瓷多孔膜制备表征及膜蒸馏海水淡化应用研究[D]. 中国科学技术大学,2012.
- [3] 李亚红,侯纯扬,武杰,等. 海水淡化反渗透系统中的膜用化学品[J]. 工业水处理,2005,25(8):13-17.
- [4] Al-Zahrani A, Orfi J, Al-Suhaibani Z, et al. Thermodynamic Analysis of a Reverse Osmosis Desalination Unit with Energy Recovery System [J]. Procedia Engineering, 2012, 33 (3): 404-414.
- [5] Rodríguezcalvo A, Silvacastro G A, Osorio F, et al. Reverse osmosis seawater desalination: current status of membrane systems[J]. Desalination & Water Treatment, 2015, 56(4):849-861.
- [6] Bilton A M, Kelley L C. Design of Power Systems for Reverse Osmosis Desalination in Remote Communities[J]. Desalination & Water Treatment, 2014:1-16.
- [7] Zhou Yihui, Ding Xinwei, Ju Maowei, et al. Numerical Simulation on a Dynamic Mixing Process in Ducts of a Rotary Pressure Exchanger for SWRO[J]. Desalination & Water Treatment, 2012, 1(1-3):107-113.
- [8] 吴淳杰. 旋转式增压器压能回收过程的实验研究及数值模拟[D]. 浙江大学,2013.
- [9] 赵飞,冯忠明,焦磊,等. 压力交换器压力脉动频域与转子转速特征分析[J]. 工程热物理学报, 2014, 35 (001): 74-77.
- [10] 吴大转,吴俊,赵飞,等. 旋转压力交换器内间隙泄漏和润滑特性研究[J]. 高校化学工程学报, 2014, 28 (6): 1204-1209.