

双涵道中介机匣轮毂端壁构型设计及仿真分析

富裕,雷雨冰

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:针对径向落差比 $\Delta R/L$ 为 0.38 的双涵道中介机匣通道内二次流损失的问题,通过改变轮毂局部型面补偿支板带来面积堵塞的构型设计,提高了流场的品质。结果表明:设计方案减小了通道内二次流带来的损失,使中介机匣内涵道总压恢复系数提高到 0.993 9,内涵道总压损失系数降低了 9.05%。

关键词:双涵道中介机匣;径向落差比;轮毂端壁

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2023)04-0120-03

Configuration Design and Simulation Analysis of Double Culvert Mediator Case Hub Endwall

FU Yu, LEI Yubing

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics And Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: For the secondary flow loss in the double-channel intermediate casing with radial drop ratio $\Delta R/L$ of 0.38, change is made on the configuration design of the area blockage caused by the local profile of the hub to compensate the branch plate, which has improved the quality of the flow field. The numerical results show that the design scheme reduces the loss caused by secondary flow in the channel, and increases the total pressure recovery coefficient of the inner channel to 0.993 9, and the total pressure loss coefficient of the inner channel is reduced by 9.05%.

Keywords: double-channel intermediate casing; radial drop ratio; endwall of hub

0 引言

中介机匣为高低压压气机之间的过渡段,支板的存在给流道带来了额外的压力梯度,使得支板/轮毂角区的流动更为复杂,常规的设计方法无法解决角区分离等不利于流动性能的问题,迫切地需要在压气机过渡段常规设计的基础上,发展流动控制技术。

国内外针对双涵道中介机匣流动控制技术研究较少,主要集中于单涵道中介机匣。NAYLOR E M J 等^[1]通过周向余弦函数和响应面近似模型来对中介机匣轮毂端壁进行非轴对称优化,并对非轴对称方案进行了试验验证。试验结果表明,非轴对称优化方案降低了 11% 的流动损失,轮毂端壁的曲率对角区流动分离现象影响明显,非轴对称端壁设计思路对解决角区流动分离是可行的。韩阳等^[2]针对径向落差比为 0.67 的中介机匣进行了非轴对称端壁设计方法研究,与基准中介机匣相比,优化后得到的设计方案总压损失下降了 29.2%,分离损失减少了 60.9%。JIN D H 等^[3]基于径向落差比为 0.5 的中介机匣进行了非轴对称端壁构型优化设计方法研究,与基准中介机匣相比,优化后得到的非轴对称端壁设计方案总压损失下降了 32.7%。黄镜玮等^[4]基于压力场分布对大转子扩张涡轮

进行了非轴对称端壁设计方法研究,通过非轴对称造型降低了流动损失和热负荷。郑金等^[5]针对压气机静叶栅进行了非轴对称端壁设计方法的研究,有效地控制和延迟了二次流损失,减小了总压损失。郎进花等^[6]研究了非轴对称端壁对离心压气机性能的影响,研究表明非轴对称端壁使得通道低能流体减少,改善了扩压通道内的流动状况,进而推迟喘振的发生。

本文针对一典型双涵道中介机匣进行研究,尝试通过改变内涵道轮毂壁面型面的方法,达到减少通道流动损失的目的。

1 几何模型与数值计算方法

1.1 几何模型介绍

本文选取的双涵道中介机匣如图 1 所示,包含轮毂、机匣、分流环和承力支板。本文的双涵道中介机匣周向均匀布置 8 个支板,计算域选择 1/8 周期。计算域的内侧壁面为轮毂壁面 Hub,计算域的外侧为机匣壁面 Casing wall,分流环的上壁面为 Splitter-up 壁面,分流环的下壁面为 Splitter-down,两侧为计算域的周期面 S-period,流体域中心截面为 S-mid。

基金项目:国家科技重大专项(J2019-II-0007-0027)

第一作者简介:富裕(1995—),男,内蒙古赤峰人,硕士研究生,研究方向为中介机匣设计,1533212437@qq.com。

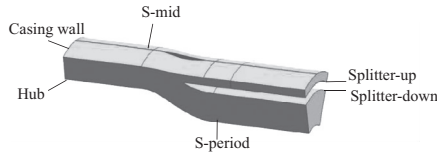


图1 双涵道中介机匣计算模型

双涵道中介机匣的无量纲参数如表1所示。其中 $\Delta R/L$ 为内涵道进出口半径落差, h_{in} 为进口流道高度, R_{in} 为通道进口中心半径, L 为中介机匣轴向长度, A_{out} 、 A_{in} 分别为内涵道出口面积和进口流道面积, c_{max} 、 b 分别为支板的最大厚度和支板弦长, h_{out1} 为内涵道出口高度, h_{out2} 为外涵道出口高度。在数值计算中考虑到附面层的充分发展,上游延伸 $3h_{in}$,下游延伸 $3h_{out1}$ 。

表1 双涵道中介机匣无量纲几何参数介绍

无量纲参数	数值
$\Delta R/L$	0.38
h_{in}/L	0.40
R_{in}/h_{in}	3.31
A_{out}/A_{in}	1.27
c_{max}/b	0.224
h_{out1}/h_{out2}	3.72

为了方便分析,基于双涵道中介机匣模型的几何结构特点进行特征截面的划分,示意图如图2所示。计算域的进口截面为inlet,计算域的内、外涵出口截面分别为outlet-down和outlet-up。中介机匣的进出口截面分别为 S_1 (S-inlet)、 S_6 (S-outlet)特征截面。 S_2 为支板前缘特征截面, S_3 为支板最大厚度特征截面, S_4 为分流环前缘特征截面, S_5 为支板尾缘特征截面。

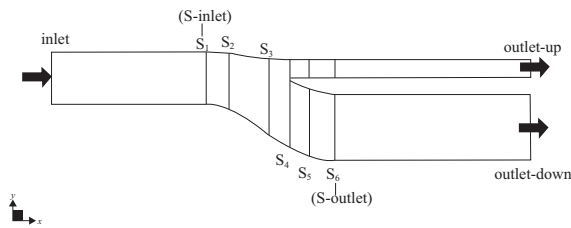


图2 双涵道中介机匣二维模型特征截面示意图

1.2 数值计算方法

在数值计算过程中,使用专业网格划分器ICEM进行网格划分。在双涵道中介机匣三维网格划分中,由于双涵道中多出了分流环的结构,比单涵道中介机匣网格划分的拓扑结构更为复杂。考虑到流道壁面附面层的影响,且满足壁面函数和计算精度的要求,对壁面附件进行加密处理。不同的湍流模型对模型的第一层网格高度 y^+ 要求也不同,本文选取 $k-\omega$ SST湍流模型,使得近壁面区域的 y^+ 约为5左右。第一层网格高度给定0.05 mm,比率给定1.2。

由于支板和分流环附近的流动极为复杂,为了保证网格的正交性,分流环附件采用C形网格,支板附近采用O形网格进行。在保证网格质量和计算要求的基础上,调整

网格结点,最终计算域的网格量为130万,如图3所示。



图3 双涵道中介机匣三维网格划分

2 设计方法与设计方案

2.1 设计方法

1) 中介机匣中支板前缘的滞止作用和曲率的双重作用,改变了流道内的压力分布。因此对支板前缘轮毂壁面附近采用下陷的方式,扩大通流面积,减弱支板的滞止效应。对支板尾缘附近采用上凸的方式,补偿支板最大厚度到支板尾缘的面积变化。因此,支板前缘截面作为幅值变化最大的截面,支板尾缘截面作为又一幅值变化最大的截面,其幅值变化的程度可根据优化方法得到的结论进行尝试性设计。

2) 在中介机匣进口截面到支板最大厚度截面处均匀选取8条控制线,在支板最大厚度处到中介机匣出口均匀选取7条控制线,在周向取10个控制点,需要在轴向幅值变化最大的位置上下游光滑过渡。周向曲线通过余弦函数(1/4周期)控制,文献[2]中提到中介机匣支板一侧静压系数呈现余弦式的分布规律,国外等参数化优化设计方法中,同样是采用余弦函数进行非轴对称的优化设计。因此基于中介机匣轮毂端壁垂直于主流方向的壁面压力分布特点,周向端壁控制函数为

$$z(y) = A(x) \cos [y(x)] \quad (1)$$

式中: z 为流道径向坐标; y 为流道周向坐标; x 为中介机匣轴向坐标; $A(x)$ 为幅值变化函数。

3) 使用Bezier曲线进行拟合,最后通过曲线组拟合为光滑曲面。

2.2 设计方案

为了方便分析,将原方案定义为Ori,设计方案定义为Case方案。在原方案的基础上进行内涵道轮毂壁面型面的设计。该设计方案支板前缘幅值为 $0.05 h_{in}$,支板尾缘幅值为 $0.05 h_{in}$,上下游进行平滑的过渡,图4为控制线L1—L15及设计型线示意图。

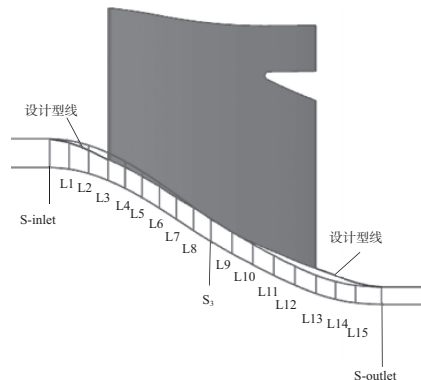


图4 控制线及设计方案示意图

2.3 三维流场计算结果

设计方案采用与原方案相同的网格划分与数值计算方法,且保证设计方案的进口马赫数和涵道比与原方案保持一致。首先对设计方案的总体性能参数进行分析,如表 2 所示。内涵道总压恢复系数提高到 0.993 9,总压损失系数下降了 9.05%。由于双涵道中介机匣内涵道的气动性能更为重要,可知该设计方案在总体性能上有所提高,下文对设计方案的具体流场进行分析。

表 2 总体性能参数对比

方案	总压恢复系数		总压损失系数	
	内涵道	外涵道	内涵道	外涵道
Ori	0.993 7	0.987 9	0.044 0	0.085 2
Case	0.993 9	0.988 0	0.041 6	0.084 7

首先对设计方案流动整体的特点进行分析,图 5 为 Ori 壁面极限流线图,图 6 为 Case 壁面极限流线图。在原模型中介机匣通道中,轮毂壁面未达到支板最大厚度处出现了旋涡,即流动分离现象,同时在支板后半部分也存在着一个旋涡。经过轮毂壁面的改型后,轮毂壁面的旋涡中心点向下游移动且范围减小,支板上的旋涡中心点径向高度也下降了。因此说明该设计方法在一定程度上减小了通道内的流动损失,提高了中介机匣的流动性能。

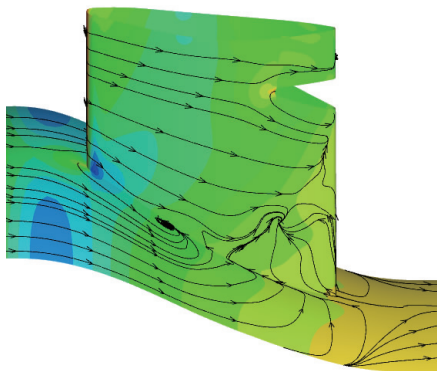


图 5 Ori 壁面极限流线图

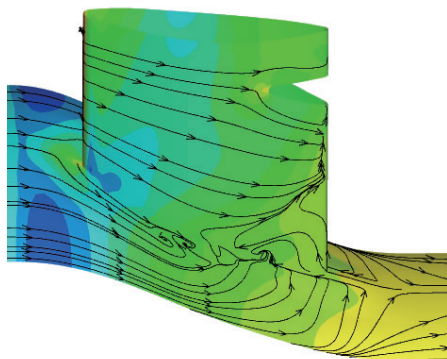


图 6 Case 壁面极限流线图

然后针对设计模型 S_1 — S_6 特征截面分析轮毂壁面改型之后对流动特点的影响,图 7 为各个周向特征截面流

线,云图背景为静压。由 S_1 截面— S_3 截面流线图可知,流线皆由机匣壁面指向轮毂壁面, S_1 截面附近存在较小的周向压力梯度,使得流线有流向周期面的趋势; S_2 截面为支板前缘截面,由于支板的滞止效应,存在较大的周向压力梯度,流线明显偏向周期面; S_2 截面到 S_3 截面通道内流通面积变大,流体经过支板最大厚度位置处(S_3 截面)附近时,周向压力梯度不明显,流线由机匣壁面指向轮毂壁面无偏离趋势。待流体经过分流环前缘截面(S_4 截面)时,内涵道原方案在流向逆压力梯度和周期面指向中心面的周向压力梯度共同作用下,在靠近轮毂壁面附近形成旋涡,而经过轮毂壁面改型之后的方案在此位置并未形成旋涡,减少了通道内的二次流损失;外涵道流线图无明显的差异。流体继续流动,由 S_5 截面和 S_6 截面流线图可知,轮毂壁面经过改型后,中介机匣出口(S_6 截面)截面的支板尾迹范围减小,流动损失减小,从而可知该设计方案提升了中介机匣通道内的流场品质。

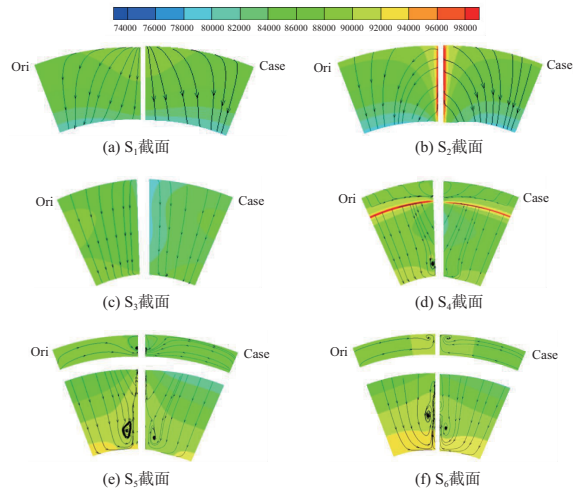


图 7 Ori 和 Case 方案特征截面静压及流线对比图

如图 8 为 Ori 原方案出口截面总压云图,图 9 为设计方案 Case 出口截面总压云图。总体来看,设计方案总压损失区域较原方案径向高度略低一些,同时除了中心截面高损失区域的两侧附面层厚度减小,Ori 方案的低总压区域更大,验证了上文中流动特点的分析。

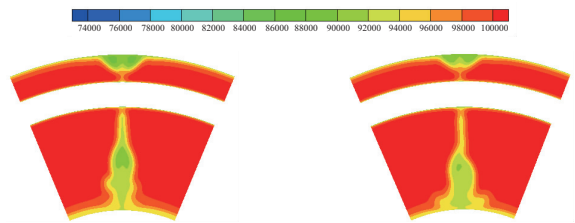


图 8 Ori 出口截面总压云图 图 9 Case 出口截面总压云图

3 结语

本文提炼并整理双涵道中介机匣轮毂壁面构型设计方法,然后对设计结果采用 Fluent 软件进行三维流场计 (下转第 127 页)

3) 模态计算结果

车体结构的模态是各阶固有频率和相应振型的总称,是评价车体结构的一种重要指标,与列车运行的安全性以及乘坐的舒适性有着密切联系。在列车的运行中,如果车体的固有频率接近悬浮架的刚体振动频率,那么将引起共振,且磁悬浮轨道交通中,悬浮模块与轨道的间距仅为几毫米,对轨道的精度要求较高,若发生共振,将极大危害行车安全。

通过对车体进行自由模态分析,且在计算选项中去掉前6阶频率为0的6个刚体振动模态。通常轮轨车辆为两点支撑,为防止车体与转向架产生共振,一般考察车体结构的一阶垂弯与一阶扭转频率。但磁浮车采用6点支撑,当悬浮架产生点头运动时,车体振型对应为4阶弯曲。从计算结果可以看出,车体的3阶垂弯频率为42.65 Hz,如图7所示。可以判断出该车体的4阶弯曲频率已经大于40 Hz,且悬浮架的点头运动为低频运动(8 Hz),因此车体结构的自振频率可以有效避开悬浮架的点头和侧滚频率。

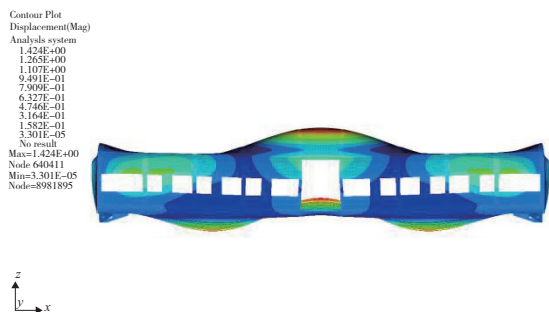


图7 高速磁浮车3阶垂弯频率图

5 结语

本文分析了高速磁浮列车的受载特点,完成了车体的结构设计,然后对该车体进行仿真计算,并依据综合考虑的载荷工况对仿真结构进行了强度和模态的分析。结果表明:所设计的车体结构既能达到高速磁悬浮列车轻量化的要求,又能够满足高速磁悬浮列车服役期间内载荷工况

下的静强度和刚度要求;未来还可以考虑对车体结构进行疲劳强度分析。

高速磁浮作为国内新型的轨道交通工具,车体具有运行速度快、振动小、噪声低等特点。但车体结构较为特殊,国内缺少相应设计技术规范及技术标准,本文基于现有的标准设计出铝合金加三明治夹芯板的复合车体结构,以期对未来高速磁浮交通的发展提供参考。

参考文献:

- [1] 徐飞,罗世辉,邓自刚. 磁悬浮轨道交通关键技术及全速度域应用研究[J]. 铁道学报,2019,41(3):40-49.
- [2] 邓自刚,李海涛. 高温超导磁悬浮车研究进展[J]. 中国材料进展,2017,36(5):329-334,351.
- [3] 庞富恒,魏厥灵,闫晓言. 我国中低速磁浮交通发展综述[J]. 人民公交,2019(5):65-68.
- [4] 佟来生. 长沙磁浮快线列车概述[J]. 电力机车与城轨车辆,2020,43(4):1-5.
- [5] 孙玉玲,秦阿宁,董璐. 全球磁浮交通发展态势、前景展望及对中国的建议[J]. 世界科技研究与发展,2019,41(2):109-119.
- [6] 沈志云. 高速磁浮列车对轨道的动力作用及其与轮轨高速铁路的比较[J]. 交通运输工程学报,2001,1(1):1-6.
- [7] 吴祥明. 磁浮列车[M]. 上海:上海科学技术出版社,2003:4-13.
- [8] 赖纳·沙赫,彼得·耶勒,勒内·瑙曼(德). 高速磁浮与高速轮轨交通系统比较[M]. 北京:中国科学技术出版社.
- [9] EN 50119 Railway applications. Fixed installations—Electric traction overhead contact lines[S].
- [10] KORTUEM, W. Vehicle response on flexible track [C]// International Conference on Maglev Transport: Now & for the Future. [S. l. :s. n.],1984.
- [11] TB 10630—2019 磁浮铁路技术标准(试行)[S].
- [12] EN12663-1:2010 Railway applications—structural requirements of railway vehicle bodies[S].
- [13] 张学山. 中低速磁浮车辆车体结构研究[J]. 铁道车辆,2015,53(3):25-28,5.
- [14] 肖守讷,沈安林,阳光武. 中低速磁悬浮车体的结构特点及其分析[J]. 中国科技论文在线,2010,5(10):803-806.
- [15] 杨明,杨燕荣. TR08 磁悬浮列车车体结构静强度计算及结构优化[J]. 机车车辆工艺,2004(4):4-5,8.

收稿日期:2022-02-24

(上接第122页)

算,根据计算结果,本文设计方案减小了通道内二次流带来的损失,并使得中介机匣内涵道总压恢复系数提高到0.993 9,内涵道总压损失系数降低了9.05%。

参考文献:

- [1] NAYLOR E M J, DUEÑAS C O, MILLER R J, et al. Optimization of nonaxisymmetric endwalls in compressor S-shaped ducts [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(1): 11-21.
- [2] 韩阳,李家军,辛亚楠. 大径向落差长度比中介机匣非轴对称端壁造型方法数值模拟研究[C]. 大连:中国航天第三专业信息网第三十八届技术交流会暨第二届空天动力联合会议论文集——发动机内流气动技术,2017.

- [3] JIN D H, LIU X W, ZHAO W G, et al. Optimization of endwall contouring in axial compressor S-shaped ducts [J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2015, 28(4): 1076-1086.
- [4] 黄锦玮,孟福生,宋义康,等. 基于压力场分布的大子午扩张涡轮非轴对称端壁造型方法[J]. 航空动力学报, 2020, 35(5): 1051-1065.
- [5] 郑金,李国君,李军,等. 一种新非轴对称端壁成型方法的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(9): 1487-1491.
- [6] 郎进花,楚武利,张皓光,等. 非对称端壁造型对离心压气机性能的影响[J]. 推进技术, 2020, 41(6): 1286-1295.

收稿日期:2022-02-28