

引用格式: 古铮, 刘金林, 周瑞平, 等. 考虑伴流场中螺旋桨水动力的舰船长轴系校中及优化[J]. 中国舰船研究, 2023, 18(2): 243-250.

GU Z, LIU J L, ZHOU R P, et al. Long marine shafting alignment and optimization considering propeller hydrodynamic force in wake field[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2023, 18(2): 243-250.

考虑伴流场中螺旋桨水动力的舰船 长轴系校中及优化



扫码阅读全文

古铮¹, 刘金林¹, 周瑞平², 房诗雨¹, 张荣国¹, 林存明²

1 海军工程大学 动力工程学院, 湖北 武汉 430033

2 武汉理工大学 船海与能源动力工程学院, 湖北 武汉 430063

摘要: [目的] 针对计入螺旋桨水动力的舰船轴系校中计算, 传统方法通常容易忽略船体伴流场的影响, 使得螺旋桨水动力计算的结果与真实值之间存在较大偏差, 从而导致轴系校中精度下降。[方法] 以某舰船长轴系为对象, 建立桨-轴-船一体化有限元模型及其伴流场流域模型, 利用CFD数值仿真的叠方法计算螺旋桨水动力; 采用流固耦合法将流体计算结果作用于螺旋桨表面, 进行轴系校中计算, 并得到螺旋桨水动力对轴系整体挠曲线及各轴承状态参数的影响规律。在此基础上, 引入多目标优化算法开展轴系多目标优化校中, 来解决轴系末端四套轴承间载荷差值过大的问题。[结果] 考虑螺旋桨水动力后, 轴系尾部挠度变化减小, 越靠近螺旋桨处的轴承其载荷所受影响越大, 载荷值随进速系数的增大而减小; 对比多目标优化前后的轴系校中状态, 轴系各轴承之间的载荷差值明显减小, 轴系运行状态得到改善。[结论] 所提方法提高了计入螺旋桨水动力的轴系校中计算精度, 可为轴系校中质量的提升提供参考。

关键词: 船舶推进轴系; 轴系校中; 伴流场; 螺旋桨水动力; 流固耦合; 多目标优化

中图分类号: U664.2

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.02662

Long marine shafting alignment and optimization considering propeller hydrodynamic force in wake field

GU Zheng¹, LIU Jinlin¹, ZHOU Ruiping², FANG Shiyu¹, ZHANG Rongguo¹, LIN Cunming²

1 College of Power Engineering, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China

2 School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China

Abstract: [Objectives] The traditional method of marine propulsion shafting alignment calculation usually ignores the influence of the ship's wake field, causing a large deviation between the computational result of the propeller hydrodynamic force and the real value which results in a decline in alignment accuracy. [Methods] Taking a long marine shafting as the research object, a propeller-shafting-hull integrated finite element model and its wake field model are established, and the propeller hydrodynamic force is calculated using the CFD numerical simulation method. The fluid-structure interaction method is used to apply the fluid computing results on the propeller surface for shafting alignment calculation, and the influence law of the propeller hydrodynamic force on the shafting deflection curve and the state parameters of each bearing are obtained. On this basis, in order to solve the problem of excessive load difference between the four bearings at the end of the long marine shafting, a multi-objective optimization algorithm is introduced for alignment calculation. [Results] When the propeller hydrodynamic force is considered, the deflection change of the shafting tail decreases. The closer to the propeller, the greater the influence of the bearing load, and the load value decreases with the increase of the advance coefficient. Comparing the alignment state of the shafting before and after multi-objective optimization, the load difference between the bearings is significantly reduced and the running state of the shafting is improved. [Conclusions] The proposed method can provide references for optimizing shafting alignment accuracy by considering the propeller hydrodynamic force.

Key words: marine propulsion shafting system; shafting alignment; wake field; propeller-induced hydrodynamic force; fluid-structure interaction; multi-objective optimization

收稿日期: 2021-11-29

修回日期: 2022-03-07

网络首发时间: 2023-04-21 15:54

基金项目: 湖北省自然科学基金资助项目(2017CFB584); 国防科技基金资助项目(20172B08015, 20191C080744); 国家自然科学基金重点资助项目(51839005)

作者简介: 古铮, 男, 1997年生, 硕士生。研究方向: 舰船动力装置总体优化设计。E-mail: guzhengzy@126.com

刘金林, 男, 1981年生, 博士, 副教授。研究方向: 舰船动力装置总体优化设计。E-mail: jinlingo@126.com

周瑞平, 男, 1964年生, 博士, 教授。研究方向: 船舶推进轴系性能优化与振动噪声控制

*通信作者: 刘金林

0 引言

轴系是舰船动力装置的重要组成部分,其运行状态的好坏直接影响到舰船的整体安全性和稳定性。轴系校中即遵照一定的方法和要求,将轴系设置成某种状态,使得各轴承的载荷、支反力、转角以及各轴段的弯曲应力等参数处于允许的范围内,或达到最优值,从而保证轴系的持续可靠运行^[1]。传统的校中计算方法主要包含直线校中和合理校中,即将各轴承布置为一条直线,或在此基础上通过调整各轴承位置来找到合理的校中状态^[2]。然而,随着舰船逐渐向大型化、高速化发展,轴系结构日益复杂,螺旋桨水动力、船体变形及其伴流场、轴承油膜刚度和温度变化等动态因素对轴系校中状态的影响越来越大,而传统的校中方法往往忽略了这些动态因素的影响,这已经成为制约轴系校中设计质量进一步提高的突出问题。

螺旋桨水动力是影响轴系校中的一个重要动态因素,由螺旋桨在非均匀流场中旋转产生,包含6个分量,其中平均侧向力和力矩会对轴系校中状态产生较大影响,受到国内外专家学者的关注,并进行了诸多研究。王贤峰等^[3]采用拟定常法计算螺旋桨水动力,分析水动力平均分量对轴承载荷及油膜压力分布的影响,提出考虑螺旋桨水动力的轴系校中更能反映轴系真实的运转状态。周瑞平^[4]采用面元法和拟定常方法编写了螺旋桨轴承力计算程序,分析了其对大型船舶轴系校中特性的影响。Lee^[5]采用应变片法研究了螺

旋桨水动力对艉轴承的上抬作用,认为其可以减小艉轴承的磨损,从而有助于提高轴系运转的可靠性。王伟吉等^[6]运用CFD软件仿真计算螺旋桨水动力,并将计算结果计入轴系校中,分别分析了水动力平均分量和交变分量对轴承支反力的影响。总之,当前考虑螺旋桨水动力的轴系校中研究主要采用近似算法,或者CFD数值算法将得到的具体数值计入轴系校中。然而,上述方法也存在不足,一是无法完全考虑螺旋桨附近流场对螺旋桨表面的压力作用,二是未在船体伴流场条件下计算水动力对轴系校中的影响。

本文将以某舰长轴系为对象,建立桨-轴-船有限元三维模型及其数值流域模型,采用CFD软件计算船体伴流场条件下的螺旋桨水动力,基于流固耦合法将流体压力作用到螺旋桨表面,对比考虑水动力前后轴系校中状态的变化。最后,以轴承垂向变位为目标,采用多目标优化算法对长轴系校中状态进行优化,为轴系校中质量的提高提供参考。

1 桨-轴-船及其伴流场建模

1.1 桨-轴-船有限元三维模型

某舰船长轴系布置如图1所示,该轴部件主要包括:螺旋桨、3段轴(艉轴、中间轴、齿轮轴)、2个艉轴承、1个艉管轴承、4个中间轴承、2个齿轮轴承、法兰和各轴段联轴器等。其中艉轴承与艉管轴承为水润滑,其余轴承为油润滑,轴系通过齿轮箱与主机连接。



图1 某舰船长轴系布置简图

Fig. 1 Layout diagram of a long marine shafting

为计算船体伴流场条件下的螺旋桨水动力,将长轴系模型与船体模型装配,得到桨-轴-船一体化有限元模型,如图2所示。本文重点研究螺旋桨水动力对轴系校中的影响,故采用计算速度

较快的叠模方法进行流体仿真,即只考虑船体吃水线以下的流场影响。

1.2 伴流场流域模型

基于已建立的桨-轴-船有限元三维模型,建立如图3所示的伴流场流域模型,包括长方体大流域和螺旋桨附近的旋转小流域。其中,螺旋桨附近旋转的小流域为圆柱体,其截面半径为桨半径的1.2倍。为充分考虑船体伴流场对螺旋桨水动力的影响,设大流域入口距船艏1倍船长,出口距船艉2倍船长。

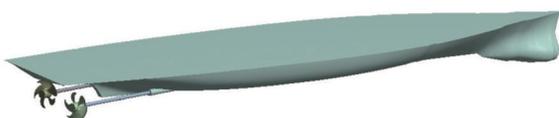


图2 桨-轴-船一体化有限元模型(吃水线以下)

Fig. 2 Unified finite element model of propeller-shafting-hull system (below waterline)

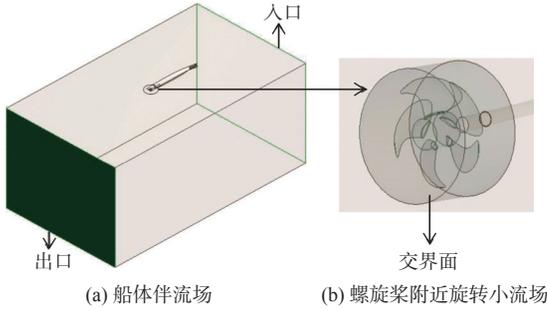


图 3 Fluid computational domain model of ship's wake and small rotating flow near propeller

2 伴流场中螺旋桨水动力计算

2.1 控制方程及湍流模型选取

伴流场计算域中为不可压缩流体, 即流体密度 ρ 为常数。依照质量守恒定律^[7], 此时的连续性方程如式(1)所示。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

在伴流场的计算域中, 将流体的黏性系数和质量密度视为常数, 则可得到如式(2)所示的 N-S 矢量方程^[8-9]。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v u) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w u) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{aligned} \quad (2)$$

式中: p 为微元体上的压力; u, v, w 为直角坐标系下的速度分量; τ 为作用在微元体表面的黏性应力; F 为体力。由于计算域中流体不可压缩且热交换很小, 故计算时不考虑能量方程。

当轴系工作时, 螺旋桨附近流场属湍流流场, 故需要选择合适的湍流方程对湍流流动予以数值模拟。 $k-\omega$ SST 模型能较好地模拟存在分离流场和强逆压分布的复杂流动问题, 是目前流体仿真计算中应用得最多的二方程湍流模型之一^[9], 因此本文选用 $k-\omega$ SST 湍流模型。

2.2 网格划分

将建立的桨-轴-船模型与伴流场流域进行布尔(Boolean)减运算, 只保留流体部分后导入 CFD 软件中进行网格划分。网格形式主要为结构化的六面体网格, 而船体表面、螺旋桨桨叶表面及流域界面则主要采用正六边形面网格。为了提高

计算效率, 只在旋转的小流域、船舶和船艏附近设置较密的网格, 其余流域则设置较为稀疏的网格, 网格数约为 590 万, 划分结果如图 4 所示。经网格质量检查及软件试运算, 验证了该网格的收敛性, 精度满足计算要求, 可用于后续螺旋桨水动力的计算。

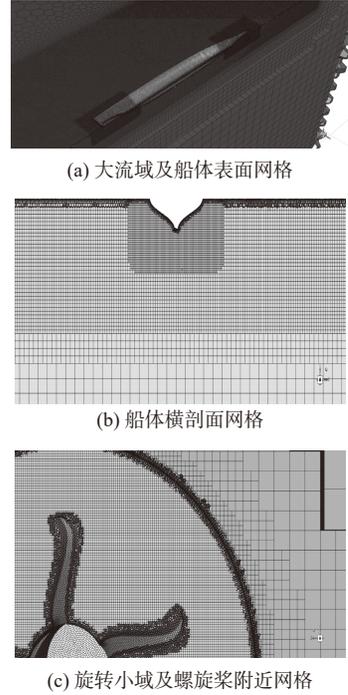


图 4 流域网格划分结果

2.3 螺旋桨水动力计算

取螺旋桨桨毂与轴系连接处的几何中心为坐标原点, x 轴为水平方向(垂直纸面向内为正), y 轴为竖直方向(取与重力相反方向为正), z 轴为轴向(艏部指向艉部为正)。基于流域模型合理设置边界条件, 以大流域入口为速度入口, 出口为压力出口, 设置旋转流域的旋转轴和旋转方向。为了解决大流域与旋转的小流域之间网格的不连通问题, 在两者之间建立网格界面使之连通。螺旋桨水动力的计算结果与进速系数有关, 式(3)为其表达式^[1]。

$$J = V_p / nD \quad (3)$$

式中: J 为进速系数; V_p 为航速; n 为螺旋桨转速; D 为螺旋桨叶片数。

设船舶在额定工况下的航速为 V_0 , 取 5 种不同的进速系数作为不同的航行工况来计算伴流场条件下的螺旋桨水动力, 结果如表 1 所示。图 5 所示船体为伴流场及桨-轴附近流场速度云图, 其中, 轴向推力为螺旋桨射流产生的推进动力, 横向力则来自于螺旋桨桨叶在非均匀伴流场中旋

转时产生的切向阻力,其值相比于前者较小,且在实际航行中会因双桨间的相互作用而被进一步抵消。此外,螺旋桨在非均匀伴流中还受到垂向力的作用,其来自于螺旋桨桨叶旋转产生的升力和切向阻力的分力,该力既直接作用于轴系,又通过流场作用于船体表面^[1]。本文重点关注的是垂向力对轴系艉部造成的垂向载荷,并分析其对长轴系校中状态的影响。

3 基于流固耦合的轴系校中状态对比

3.1 轴系直线校中计算

为了对比分析考虑螺旋桨水动力前后的轴系校中状态,首先对长轴系进行直线校中计算,其依托的坐标系与计算螺旋桨水动力时所取的坐标系相同。然后,根据建立的轴系模型,对其做如下前处理:1)将艉轴承在径向上做多点支承处理,其中后艉轴承被简化为等距5支点模型,前艉轴承被简化为等距4支点模型,其余轴承则简化为单点支承,如图6所示;2)在各轴承支承点处设置一个垂向弹簧和一个横向弹簧来模拟支承作

表1 螺旋桨水动力计算结果

Table 1 Computing results of propeller hydrodynamic force

进速系数 J	航速 $V_p/(m \cdot s^{-1})$	轴向推力 f_x/kN	横向力 f_z/kN	垂向力 f_y/kN	阻力矩(扭矩) $M_x/(kN \cdot m)$
0.6	$0.5V_h$	2 483.47	106.66	216.66	2 810.64
0.8	$0.67V_h$	1 962.02	83.15	264.76	2 337.22
1.0	$0.83V_h$	1 465.18	71.27	314.23	1 917.61
1.2	V_h	897.31	82.81	397.32	1 439.73
1.3	$1.08V_h$	560.13	89.08	417.63	1 150.18

用,各弹簧刚度参考相关文献^[1-2]设置,忽略垂向和横向刚度的耦合作用;3)在螺旋桨处和齿轮轴处设置2个垂向集中载荷,分别模拟螺旋桨和大齿轮重量;4)各轴段做均布载荷处理,其中艉轴段应考虑水中浮力的影响,取其原重量的87%,轴系各部件载荷和材料属性如表2所示。

以垂向力模拟集中载荷并施加于螺旋桨及大齿轮处,同时在各支承点处添加弹簧后进行网格划分,如图6所示。

合理设置边界条件后进行直线校中计算,得出未考虑螺旋桨水动力状态下的各轴承状态参数

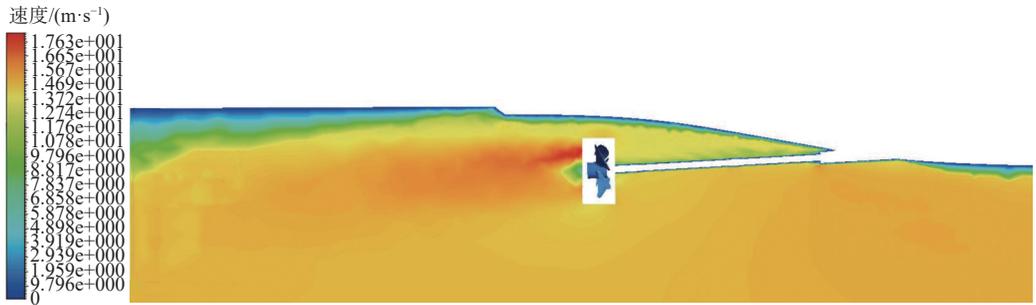


图5 船体伴流及桨-轴附近流场速度云图

Fig. 5 Velocity contours of ship's wake and flow near the propeller and shaft

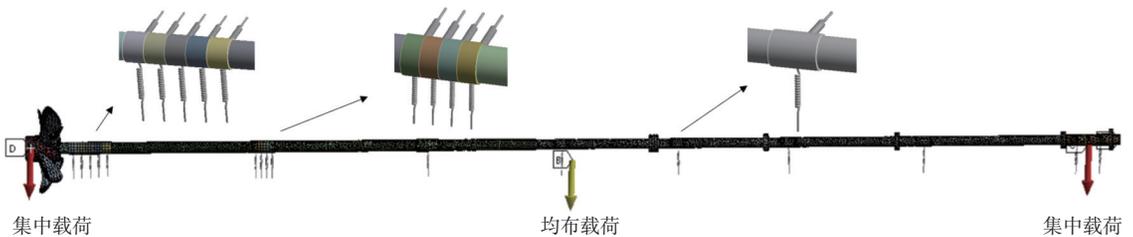


图6 长轴系校中计算简化模型

Fig. 6 Simplified calculation model for the long marine shafting alignment

表2 长轴系各部件载荷及材料属性

Table 2 Loads and material properties of each component for the long marine shafting system

部件	载荷形式	杨氏模量 E/Pa	泊松比 ν	原密度 $\rho_0/(kg \cdot m^{-3})$	浮力系数	计算密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$
螺旋桨	集中	1.24×10^{11}	0.33	7 500	0.87	6 525.00
大齿轮	集中	2.00×10^{11}	0.30	7 850	—	7 850.00
艉轴	均布	2.00×10^{11}	0.30	7 850	0.87	6 859.50
其余轴段	均布	2.00×10^{11}	0.30	7 850	—	7 850.00

如表 3 所示, 轴系挠度变化如图 7 所示。

结合表 3 和图 7 数据进行分析, 轴系各部件挠度、截面转角和剪应力等均在允许的范围内。但由于螺旋桨集中载荷产生的悬臂梁作用, 轴系艏部挠度变化较大, 后艏轴承载荷为 368.17 kN, 而前艏轴承载荷仅有 184.47 kN, 两者之间的载荷差高达 183.7 kN。过大的载荷差会造成后艏轴承和艏轴段的异常磨损, 使轴系产生异常振动, 甚至出现过热、烧损等故障^[2]。

3.2 考虑螺旋桨水动力的轴系校中计算

为对比分析伴流场中螺旋桨水动力对轴系校中状态的影响, 将 2.3 节中计算的额定工况下的螺旋桨水动力以流固耦合的方式作用于螺旋桨外

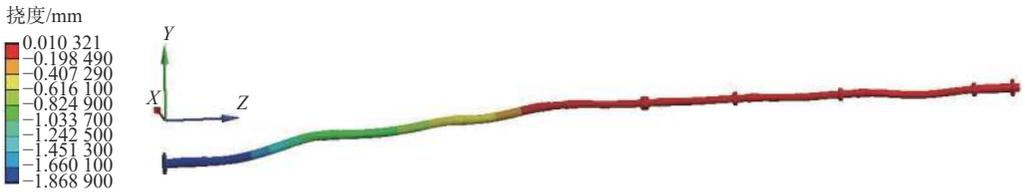


图 7 直线校中状态下长轴系挠度分布图

Fig. 7 Deflection distribution diagram of the long marine shafting for linear alignment

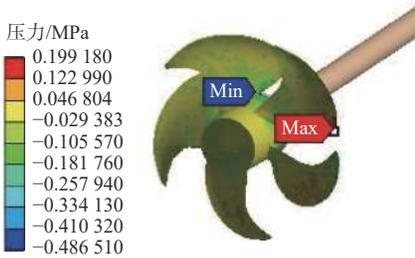


图 8 流固耦合压力作用于螺旋桨表面

Fig. 8 Pressure acting on the propeller surface in fluid-structure interaction

表 4 考虑螺旋桨水动力后各轴承状态参数

Table 4 State parameters of each bearing in consideration of propeller hydrodynamic force

名称	挠度/mm	转角/rad	载荷/kN	剪应力/MPa
后艏轴承	-0.806 26	3.3291×10 ⁻⁶	159.83	1.078 90
前艏轴承	-0.740 92	-4.867 9×10 ⁻⁶	148.44	0.799 23
艏管轴承	-0.465 52	-8.122 2×10 ⁻⁶	97.38	0.928 69
1号中间轴承	0.008 19	-2.694 6×10 ⁻⁶	158.12	1.521 70
2号中间轴承	-0.048 34	-1.406 0×10 ⁻⁶	99.88	0.831 32
3号中间轴承	-0.010 54	-6.081 2×10 ⁻⁶	107.09	0.911 37
4号中间轴承	0.004 69	-1.845 4×10 ⁻⁶	127.58	0.844 16

对比分析图 7 和图 9 可知, 螺旋桨水动力对轴系艏部有垂向支撑的作用, 进而使螺旋桨造成的悬臂梁作用减弱, 这是由螺旋桨水动力的垂向分力造成的。同时, 对比表 3 和表 4 可知, 2 个艏

表 3 直线校中状态下各轴承状态参数

Table 3 The state parameters of each bearing for linear alignment

名称	挠度/mm	转角/rad	载荷/kN	剪应力/MPa
后艏轴承	-1.84700	-3.240 9×10 ⁻⁶	368.17	2.264 9
前艏轴承	-0.921 63	-2.134 3×10 ⁻⁶	184.47	1.637 4
艏管轴承	-0.582 14	-1.156 9×10 ⁻⁶	120.63	0.976 4
1号中间轴承	-0.289 20	-1.678 7×10 ⁻⁶	148.11	1.238 2
2号中间轴承	-0.454 40	1.634 7×10 ⁻⁶	130.70	0.905 1
3号中间轴承	-0.800 38	9.958 5×10 ⁻⁷	71.49	0.745 7
4号中间轴承	-0.886 64	-1.056 5×10 ⁻⁶	92.93	0.773 1

表面, 如图 8 所示, 并再次进行校中计算, 计算结果如表 4 和图 9 所示。由于此时轴系为旋转状态, 故需要在大齿轮处附加齿轮啮合力^[10]。

部轴承之间的载荷差由原来的 183.7 kN 变为 11.39 kN, 艏部轴承工作状态得到改善。

在其余进速系数下, 以相同方法考虑螺旋桨水动力的轴系校中计算, 得出了如图 10 所示的各轴承载荷随进速系数的变化曲线。通过分析曲线可以得出伴流场中螺旋桨水动力的变化对中间轴承载荷的影响较小, 而越靠近螺旋桨的轴承受到的影响越大, 且随着进速系数的增大, 艏轴承和艏管轴承的载荷逐渐减小。在额定工况下, 轴系末端 4 套轴承间的载荷差异较大, 且由图 9 也可以看出, 艏轴段因轴承支撑的刚度较小(水润滑), 其挠度变化也较大。长期在这种状态下运行将造成轴系的异常磨损, 工作寿命降低, 因此需要进一步优化长轴系的校中状态。

4 轴系多目标优化校中

根据前文分析结果可知, 考虑伴流场中的螺旋桨水动力后, 轴系校中状态实际上得到了改善, 各轴承处的截面转角和剪应力等参数均在允许的范围内。然而, 轴系末端 4 套轴承间的载荷差值还不够均衡。因此, 为了进一步改善轴系校中状态, 将末端 4 套轴承间的载荷差作为优化目标, 利用多目标优化算法开展轴系多目标优化校中。

4.1 目标函数及约束条件

轴承垂向位置变化对轴系校中状态的影响较

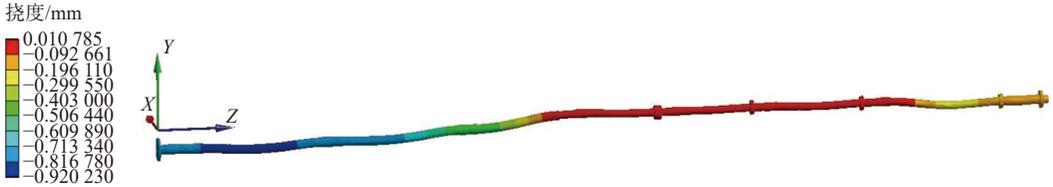
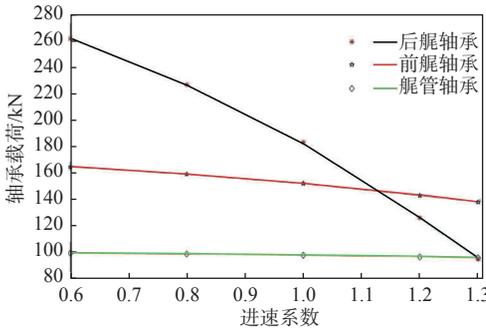
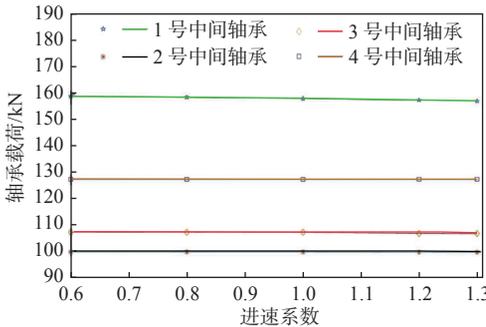


图9 附加水动力的长轴系挠度分布图

Fig. 9 Deflection distribution diagram of the long marine shafting with additional hydrodynamic force



(a) 艉轴承和艉管轴承载荷



(b) 中间轴承载荷

图10 轴承载荷随进速系数的变化曲线

Fig. 10 Variation of bearing loads with advance coefficients

大,而水润滑轴承常设置于轴密封装置处,不宜调整其垂向位置,故选择轴系4个中间轴承和2个齿轮轴承的垂向变位作为设计变量,如式(4)所示。其中,2个齿轮轴承的变位始终相等,即 $y_5 = y_6$, 变量范围为 $y_i \in [-10 \text{ mm}, 10 \text{ mm}]$, 抬高为正,降低为负。

$$\mathbf{Y} = (y_1, y_2, y_3, y_4, y_5, y_6)^T \quad (4)$$

为了使末端4道轴承间的载荷差尽可能的小,采用了载荷差的无量纲形式作为评价指标,由此得到如式(5)所示的优化目标函数。

$$\begin{cases} \min f(X_1, X_2, X_3) \\ X_i = \frac{|N_i - N_{i+1}| - |N_i^* - N_{i+1}^*|}{|N_i^* - N_{i+1}^*|}, i = 1, 2, 3 \end{cases} \quad (5)$$

式中: X_i 为评价指标; N_i 和 N_{i+1} 为优化后的相邻轴承之间的载荷值; N_i^* 和 N_{i+1}^* 为优化前的相邻轴承之间载荷值。

轴系校中时需满足相应的衡准要求,包括轴承载荷、截面转角、许用比压和轴段弯矩应力等,

参照相关轴系设计规范,在优化中加入如式(6)所示约束条件。

$$\begin{cases} N_{i\min} \leq N_i \leq N_{i\max} \\ N_i \geq 0.2 \sum G_i \\ \sigma_{j\max} \leq [\sigma] \\ \varphi_1 \leq [\varphi] \end{cases} \quad (6)$$

式中: N_i 为第*i*个轴承的载荷值; $N_{i\min}$ 和 $N_{i\max}$ 分别为第*i*个轴承的最小和最大允许载荷值; G_i 为第*i*个轴承相邻跨距总重量; $\sigma_{j\max}$ 和 $[\sigma]$ 分别为第*j*个轴段的最大弯矩应力和许用应力; φ_1 和 $[\varphi]$ 分别为后艉轴承的最大截面转角和许用转角。

4.2 寻优计算

为提高寻优计算效率和结果的可靠性,采用自适应多目标遗传算法(adaptive multiple objective genetic algorithm, AMOGA)开展长轴系的多目标优化校中,其优化流程如图11所示。该算法在传统的遗传算法中加入了调节公式,使得算法在迭代过程中能够根据适应度值自适应地调节交叉概率和变异概率,这种调节方法可以防止“早熟”现象的出现,也即有利于寻找全局最优解^[11-13]。

首先,在轴系校中计算模型中将轴承垂向变位(弹簧自由长度)进行参数化设置,在ANSYS Workbench的Direct Optimization优化模块中编写无量纲形式的优化目标函数,并依据一致性约束条件编写设计变量的取值范围。然后,再以额定工况为例开展轴系多目标优化校中,在优化模块中选择AMOGA算法作为优化算法并设置初始种群为100,而每次迭代样本数为43,最大迭代次数为20,备选方案数为3。经求解和比较后的最优方案为 $\mathbf{Y}_{\text{Best}} = (-0.6, -0.8, -1.5, -1.2, -4.9, -4.9)^T$ 。最后,将优化结果导入轴系参数化有限元模型中,再次进行校中计算,结果如图12和表5所示。

从分析优化结果可知得,在挠度、转角和剪应力等参数处于允许范围内的前提下,轴系末端4套轴承间的载荷差值明显减小,且前后艉轴承间载荷差值由11.39 kN变为6.28 kN,轴系运行状态得到进一步改善。

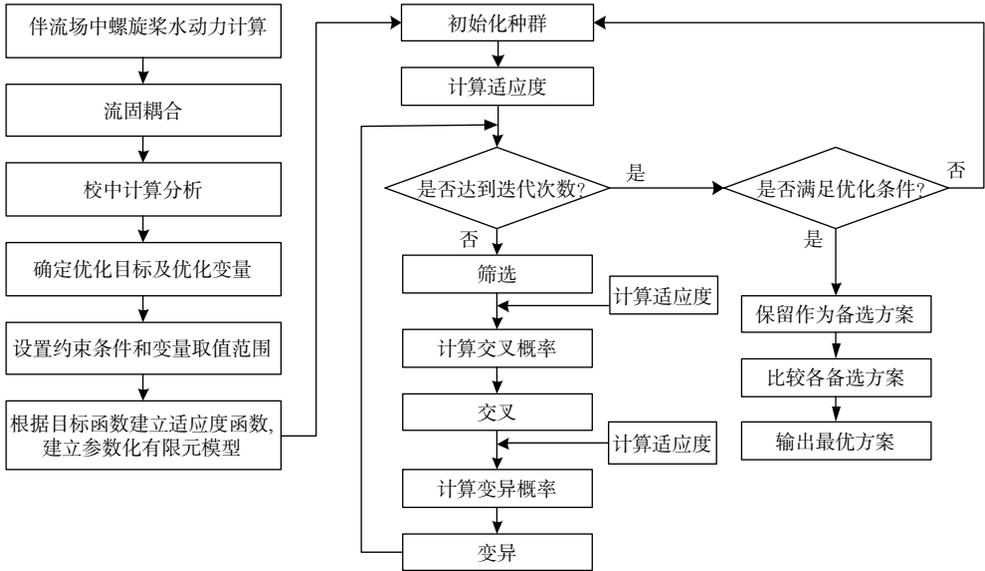


图 11 长轴系多目标优化校中流程

Fig. 11 Multi-objective optimization alignment process of long marine shafting



图 12 优化校中后长轴系挠度分布图

Fig. 12 Deflection distribution diagram of the long marine shafting after alignment optimization

表 5 优化校中后各轴承状态参数

Table 5 State parameters of each bearing after alignment optimization

名称	挠度/mm	转角/rad	载荷/kN	剪应力/MPa
后艉轴承	-0.812 20	$1.635 7 \times 10^{-5}$	160.99	1.110 20
前艉轴承	-0.772 36	$-9.703 2 \times 10^{-6}$	154.71	0.773 66
艉轴管轴承	-0.655 02	$-7.128 8 \times 10^{-6}$	135.16	0.800 67
1号中间轴承	-0.585 43	$-7.897 1 \times 10^{-6}$	132.72	1.190 00
2号中间轴承	-0.854 27	$-1.404 9 \times 10^{-5}$	122.32	0.923 03
3号中间轴承	-1.214 80	$2.286 5 \times 10^{-5}$	119.44	2.237 80
4号中间轴承	-2.198 40	$4.423 5 \times 10^{-5}$	156.29	3.813 20

5 结论

本文以某舰船长轴系为研究对象, 基于 CFD 数值仿真的叠模方法计算了船体伴流场条件下的螺旋桨水动力, 采用流固耦合法进行计入螺旋桨水动力的轴系校中计算, 并以轴承载荷差最小为优化目标, 轴承垂向变位为变量, 采用自适应多目标遗传算法对附加螺旋桨水动力后的轴系进行了多目标优化校中。得到的结论如下:

1) 与传统的计算方法相比, 在伴流场条件下得到的螺旋桨水动力计算结果更加真实可靠, 能

够有效提高轴系校中计算精度。

2) 螺旋桨水动力对艉轴承载荷的影响大于中间轴承, 载荷值随进速系数的增大而减小。对比计入螺旋桨水动力前后的轴系校中计算结果, 艉轴承载荷明显减小, 但轴系末端 4 套轴承之间的载荷差仍然过大。

3) 多目标优化校中结果表明, 各轴承之间的载荷差减小, 达到了预期的优化目标, 有利于提高轴系运行的安全性和可靠性。

综上, 研究成果能够丰富轴系校中设计理论, 为轴系校中质量的提高提供支撑, 同时可为轴系运行可靠性、安全性等性能指标的提升提供参考。

参考文献:

[1] 陈国钧, 曾凡明. 现代舰船轮机工程 [M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2001: 545-553.
CHEN G J, ZENG F M. Modern marine engineering [M]. Changsha: National University of Defense Science and Technology Press, 2001: 545-553 (in Chinese).

[2] 刘金林, 曾凡明. 舰艇动力装置 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2019: 66-78.
LIU J L, ZENG F M. Marine power plant [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2019: 66-78 (in Chinese).

- [3] 王贤峰,周继良,曾庆健.螺旋桨水动力对轴系校中影响的研究[J].武汉水运工程学院学报,1994,18(1):105-110.
WANG X F, ZHOU J L, ZENG Q J. Influence of propeller loads on marine shaft alignment[J]. Journal of Wuhan University of Water Transportation Engineering, 1994, 18(1): 105-110 (in Chinese).
- [4] 周瑞平.超大型船舶推进轴系校中理论研究[D].武汉:武汉理工大学,2005.
ZHOU R P. The theoretic studies on the propulsion shafting alignment of ultra-large vessels[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2005 (in Chinese).
- [5] LEE J U. Application of strain gauge method for investigating influence of ship shaft movement by hydrodynamic propeller forces on shaft alignment[J]. *Measurement*, 2018, 121: 261-275.
- [6] 王伟吉,吴炜,张红岩.计入螺旋桨水动力的轴系校中计算[J].*航海工程*,2012,41(2):88-90,94.
WANG W J, WU W, ZHANG H Y. Calculation of marine shaft alignment with propeller hydrodynamic force [J]. *Ship & Ocean Engineering*, 2012, 41(2): 88-90,94 (in Chinese).
- [7] 王福军.计算流体动力学分析:CFD软件原理与应用[M].北京:清华大学出版社,2004.
WANG F J. Computational fluid dynamics analysis: principle and application of CFD software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004 (in Chinese).
- [8] 景来钊.螺旋桨激励下船舶推进轴系的多维耦合振动特性研究[D].济南:山东大学,2019.
JING L Z. Research on multi-dimensional coupled vibration characteristics of ship propulsion shafting under propeller excitation[D]. Ji'nan: Shandong University, 2019 (in Chinese).
- [9] 李晓植.螺旋桨盘面比对KCS船自航性能的影响研究[D].武汉:华中科技大学,2019.
LI X Z. A study on the effect of propeller area ratio on self-propulsion of KCS model[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2019 (in Chinese).
- [10] 周瑞.基于有限元的舰船推进轴系合理校中计算方法[J].*中国舰船研究*,2012,7(3):74-78.
ZHOU R. Calculation method for ship propulsion shafting alignment based on finite element analysis[J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2012, 7(3): 74-78 (in Chinese).
- [11] SRINIVAS M, PATNAIK L M. Adaptive probabilities of crossover and mutation in genetic algorithms[J]. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, 1994, 24(4): 656-667.
- [12] GUO J F, LI Y J, ZHANG K. Optimal time-frequency atom search based on adaptive genetic algorithm[J]. *Journal of China Ordnance*, 2008, 4(1): 30-35.
- [13] 陈超.自适应遗传算法的改进研究及其应用[D].广州:华南理工大学,2011.
CHEN C. The improved research and application of adaptive genetic algorithm[D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2011 (in Chinese).



(上接第242页)

- [16] 段民封,姜潮,李金武,等.不确定性移动载荷激励下弹性简支梁的动态响应边界分析及应用[J].*计算力学学报*,2020,37(1):34-41.
DUAN M F, JIANG C, LI J W, et al. The analysis of dynamic response bounds of an elastic beam subjected to an uncertain moving load and its applications[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2020, 37(1): 34-41 (in Chinese).
- [17] 魏定池,段民封,李金武,等.不确定性列车移动载荷激励下桥梁的振动分析[J].*机械科学与技术*,2019,38(1):57-66.
WEI D C, DUAN M F, LI J W, et al. Vibration analysis of bridges excited by uncertain train moving loads[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2019, 38(1): 57-66 (in Chinese).
- [18] JIANG C, HAN X, LU G Y, et al. Correlation analysis of non-probabilistic convex model and corresponding structural reliability technique[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2011, 200(33-36): 2528-2546.
- [19] 刘宁宇.非随机过程模型及非随机振动分析[D].长沙:湖南大学,2016.
LIU N Y. Non-random process model and non-random vibration analysis[D]. Changsha: Hunan University, 2016 (in Chinese).
- [20] LI J W, NI B Y, JIANG C, et al. Dynamic response bound analysis for elastic beams under uncertain excitations[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 422: 471-489.
- [21] 聂睿,李天匀,朱翔,等.基于能量原理的船舶轴系横向固有振动特性研究[C]//第十七届船舶水下噪声学术讨论会论文集.衢州,浙江:[s.n.],2019:9.
NIE R, LI T Y, ZHU X, et al. Research on transverse natural vibration characteristics of ship shafting based on energy principle[C]// Proceedings of the 17th Symposium on Ship Underwater Noise. Quzhou, Zhejiang: [s. n.], 2019: 9 (in Chinese).