

文章编号:1006-1355(2022)05-0085-05

带格栅腔体结构水下声辐射性能研究

胡昊明, 崔洪宇

(大连理工大学 船舶工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要:带格栅腔体结构在流激作用下极易产生结构振动和噪声,较大噪声会影响舰船隐身性能。本文采用分离涡模拟并结合有限元耦合边界元方法,对栅条不同布置方式下腔体结构的绕流流场和水下声辐射特性进行分析。研究表明,在来流激励下,带格栅腔体结构的栅条振动响应较大,在共振频率处有较大的声辐射,与来流方向平行的格栅声辐射性能优于同来流方向垂直的格栅,结构振动声功率级随来流速度增加而增大。

关键词:声学;分离涡模拟;有限元;边界元;振动声辐射;格栅腔体结构

中图分类号:TB532

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2022.05.014

Study on Underwater Acoustic Radiation Performance of Cavity Structures with Grilles

HU Haoming, CUI Hongyu

(School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dalian University of Technology,
Dalian 116024, Liaoning, China)

Abstract: The cavity structure with grille can generate vibration and noise very easily under the excitation of water flow, and the large noise can affect the stealth performance of the ship. In this paper, the flow field and underwater acoustic radiation characteristics of the cavity structure with grille are investigated by DES and FEM/BEM. The results show that the cavity structure with grille has larger vibration response under the excitation of water flow and larger acoustic radiation at the resonant frequency, and the grille parallel to the flow direction has better acoustic radiation performance than the grille perpendicular to the flow direction. The acoustic power level increases with the increasing of the flow velocity.

Key words: acoustics; DES; FEM; BEM; vibration acoustic radiation; grill cavity structure

舰船水下一般布置带格栅的陷落式腔体结构^[1]。舰船航行时,带格栅腔体结构在来流激励下极易产生结构振动和噪声,较大噪声对舰船隐身性产生不利影响。因此有必要对来流激励下带格栅腔体结构的声辐射特性进行分析。

对腔体结构的流激振动及声辐射特性进行分析需要考虑结构绕流流场。腔体结构内部流动是十分复杂的三维非定常湍流流动,针对湍流的模拟主要有雷诺平均(Reynolds - Average Navier - Stokes, RANS)^[2-3]、大涡模拟(Large Eddy Simulation, LES)^[4-6]、直接数值模拟(Direct Numerical

Simulation, DNS)和分离涡模拟(Detached Eddy Simulation, DES)^[7-8]等方法。其中,DES具有计算资源需求低和精度高的优点,得到了越来越多研究者的重视^[9]。结构水下辐射噪声常采用声固耦合、统计能量法、有限元法(Finite Element Method, FEM)、边界元法(Boundary Element Method, BEM)等方法进行分析^[10]。其中,FEM耦合BEM在分析结构声辐射问题中得到了较多的应用^[11-13]。Lin等^[11]通过FEM/BEM方法研究了在螺旋桨激励下船体和螺旋桨的声辐射问题;谭路等^[12]采用结构FEM耦合流体BEM的方法分析了不同推进形式的艇体声学特性;武多听等^[13]基于FEM/BEM方法分析了在不同螺旋桨激励方向下的船舶振动及水下声辐射特性。在实际工程中由于流激作用带格栅腔体结构产生较大辐射噪声的现象时有发生,但目前对该结构在来流激励作用下的结构声辐射特性研究较少。为此本文将采用DES结合FEM耦合BEM,对带格栅腔体结构水下声辐射性能进行研究。

收稿日期:2021-08-03

作者简介:胡昊明(1997-),男,山东省青岛市人,硕士研究生,专业方向为流激结构响应及结构振动声辐射。

E-mail: hhm@mail.dlut.edu.cn

通信作者:崔洪宇,男,博士生导师,副教授。

E-mail: cuihongyu@dlut.edu.cn

1 数值模拟方法

对于带格栅腔体结构的绕流流场计算,本文在近壁面处采取求解湍动能 k 、湍流耗散项 ε 、标准化壁面法向应力 φ 和椭圆混合传输因子 α 的湍流模型:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \left(\frac{k^{2/3}}{\tilde{d}} - \varepsilon_0 \right) + S_k \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{1}{T_e} C_{\varepsilon 1} P_\varepsilon - C_{\varepsilon 2}^* \left(\frac{\varepsilon}{T_e} - \frac{\varepsilon_0}{T_0} \right) + S_\varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varphi) + \nabla \cdot (\rho \varphi \bar{v}) = \nabla \cdot \left[\left(\frac{\mu}{2} + \frac{\mu_t}{\sigma_\varphi} \right) \nabla \varphi \right] + P_\varphi + S_\varphi \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (L^2 \nabla \alpha) = \alpha - 1 \quad (4)$$

联合求解式(1)至式(4)以确定雷诺应力项。式中: \bar{v} 为平均速度, μ 为动力黏度, μ_t 为湍流涡黏度, $L = C_L \sqrt{k^3/\varepsilon^2 + C_\eta^2 \sqrt{v^3/\varepsilon}}$ 为湍流计算长度, $C_{\varepsilon 1}$ 、 $C_{\varepsilon 2}^*$ 、 ε_0 、 σ_k 、 σ_ε 、 σ_φ 、 C_L 、 C_η 为模型系数, P_ε 、 P_k 、 P_φ 根据模型系数求出, T_e 为大涡时间长度, T_0 为单位时间尺度, S_k 、 S_ε 、 S_φ 为指定源项, $\tilde{d} = k^{3/2}/\varepsilon - f_d \max(0, k^{3/2}/\varepsilon - \psi C_{DES} \Delta)$ 为长度尺度, f_d 为转换函数, ψ 为校正因子, C_{DES} 为分离涡长度尺度系数, Δ 为截止尺度。通过求解式(5)的结构振动微分方程得到振动响应。

$[M_s]\{\ddot{U}\} + [C_s]\{\dot{U}\} + [K_s]\{U\} = \{F_s\} + \{F_f\} \quad (5)$
式中: $[M_s]$ 、 $[C_s]$ 及 $[K_s]$ 为结构的质量阵、阻尼阵和刚度阵, $\{U\}$ 、 $\{\dot{U}\}$ 及 $\{\ddot{U}\}$ 为结构振动的位移、速度和加速度向量, $\{F_s\}$ 为外加激励, $\{F_f\} = [R]^T\{F\}$,其中 $[R]$ 为耦合矩阵, $\{F\}$ 为结构耦合面受流体力。以流体介质表面振动速度作为边界条件,采用边界元法求解带格栅腔体结构在来流激励作用下的结构声辐射。

稳态声场的Helmholtz方程为:

$$\nabla^2 P + m^2 P = 0 \quad (6)$$

同时,式(6)需要满足速度边界条件:

$$\frac{j}{\rho \omega} \frac{\partial P}{\partial n} = \dot{u}_n \quad (7)$$

此外,无穷远处的声压应该满足Sommerfeld条件:

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left[r \left(\frac{\partial P}{\partial r} - imP \right) \right] = 0 \quad (8)$$

式中: m 为波数, r 为求解点与交界面的距离。

使用加权余量法可得Helmholtz积分方程,以此求得辐射噪声:

$$P(A) = \alpha(A) \int_S \left[P(B) \frac{\partial G(A, B)}{\partial n} - G(A, B) \frac{\partial P(B)}{\partial n} \right] dS \quad (9)$$

式中: A 为流体域内任一点, B 为流固耦合面上某一点, $G(A, B) = \frac{e^{-ikr(A, B)}}{r(A, B)}$, $\alpha(A)$ 为系数。

结构的辐射声功率可表示为:

$$W = \frac{1}{2} \iint_S \operatorname{Re} [P(B) \dot{u}_n] dS \quad (10)$$

式中: S 为积分表面。

2 计算模型

本文计算模型为图1所示的带格栅腔体结构。结构材料为钢,材料密度为7 850 kg/m³,弹性模量为2.1×10¹¹ Pa,泊松比为0.3;内部流体为水,材料密度为1 000 kg/m³,体积模量为2.19×10⁹ Pa。有限元模型中选取实体单元模拟格栅结构,采用壳单元模拟腔体腔壁结构,使用声学单元模拟水介质,腔体底面和顶部全约束,有限元模型单元总数多于22.5万。

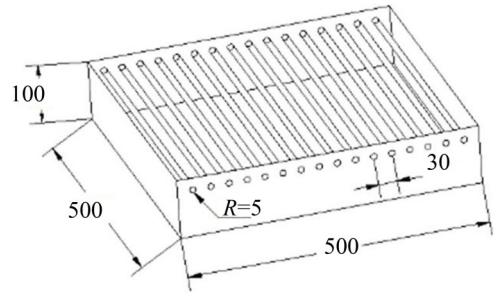


图1 带格栅腔体结构几何示意图

针对图1的带格栅腔体结构,本文使用Starccm+软件基于DES对流激载荷进行计算,使用ABAQUS软件和LMS Virtual Lab软件基于FEM耦合BEM对结构振动响应和声辐射特性进行分析。图2为腔体结构绕流流场计算域,来流边界定义为速度入口,出口边界定义为压力出口,相对压力为0,结构表面定义为壁面,其他表面定义为对称边界。在腔体开口及格栅处进行局部网格加密,流场网格总数多于740万。流场计算设定时间步长为5×10⁻⁴ s,总时长为0.5 s,相对应频域的分辨率为2 Hz。

本文分别针对栅条布置方向平行(工况1)和垂直(工况2)来流两种工况,对带格栅腔体结构流场特征、结构振动及声辐射性能进行分析。声场分析时,在与来流方向平行的腔体中心截面处定义声学计算场点1,在与来流方向垂直的腔体中心截面处定义声学计算场点2,场点1和场点2均包括10 000个均匀分布的场点网格。

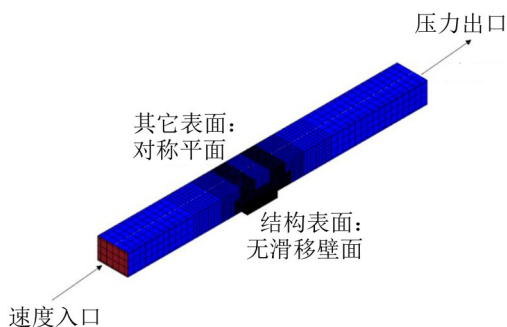


图2 带格栅腔体结构绕流计算流场

3 计算结果分析

3.1 流场特性分析

针对无格栅和带格栅腔体结构的绕流流场,设定来流速度为5 m/s,取与来流方向平行的中心截面,图3至图5分别为无格栅腔体、工况1和工况2带格栅腔体中心截面某时刻的涡量图。

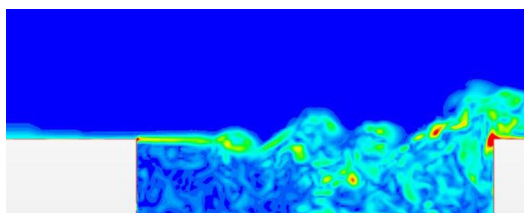


图3 无格栅腔体中心涡量分布

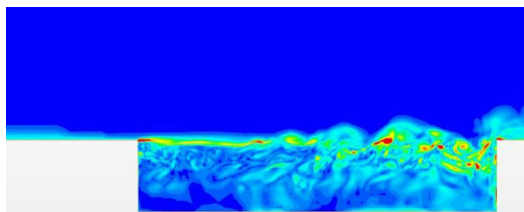


图4 工况1结构中心截面涡量分布

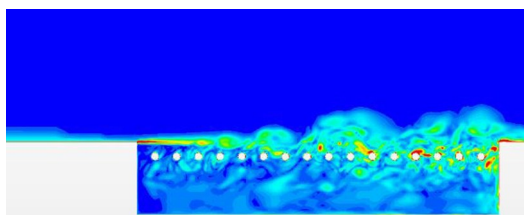


图5 工况2结构中心截面涡量分布

从图中可以看出,在腔体前缘由于腔体突变以及流体黏性形成涡脱落,涡结构在向去流方向移动过程中大涡结构破碎并产生一系列较小的涡旋结构,涡旋结构撞击腔体后缘,之后一部分涡结构滑出腔体,另一部分顺腔体后缘腔壁移动至腔体内部。带格栅腔体的格栅结构对涡旋结构起破坏作用,工况2的格栅结构相较工况1对大涡结构的破坏作用更强。图6至图8分别为无格栅腔体、工况1和工况2带格栅腔体中心截面某时刻的压力分布图。

从图中可以看出,无格栅和带格栅腔体结构内

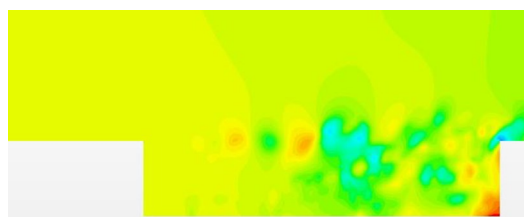


图6 无格栅腔体中心压力分布



图7 工况1结构中心截面压力分布

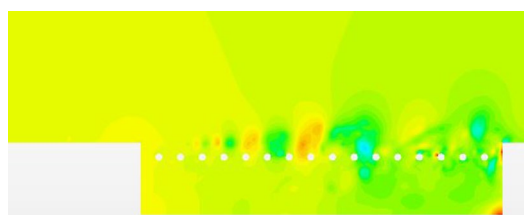


图8 工况2结构中心截面压力分布

部流场特性类似,在腔体内部出现多个负压区。相较无格栅腔体结构,除腔体后缘外,工况1和工况2带格栅腔体结构的格栅也受到来流冲击作用。

3.2 结构振动响应分析

以流场激励作为外部载荷对结构流激振动响应进行计算。首先对带格栅腔体结构进行模态分析,结构的1阶模态位于165.8 Hz~168.3 Hz之间,2阶模态位于457.0 Hz~459.2 Hz之间,选取部分模态振型图如图9所示。带格栅腔体结构的振型主要表现为格栅整体振动,每根栅条的1阶、2阶振型和两端固支梁的1阶、2阶振型类似。由于结构的1阶模态更容易被激起,以及低频噪声具有衰减慢、传播距离远的特点,所以主要关注1阶模态对应频率范围内的结构振动和声辐射问题。

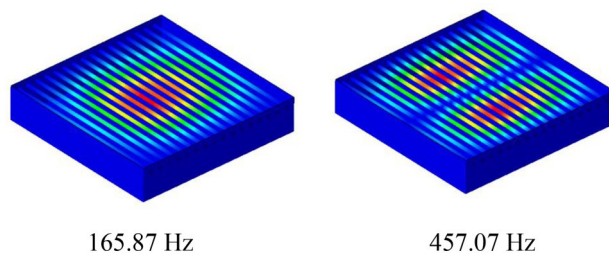


图9 带格栅腔体结构湿模态

图10为工况1带格栅腔体结构在选定频率下的格栅振动速度响应。带格栅腔体结构的振动响应主要位于格栅处,在共振频率附近,结构振动表现为多栅条整体振动,在非共振频率附近,结构振动表现为

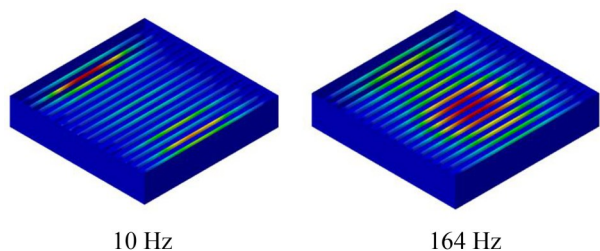


图10 工况1带格栅腔体结构不同频率下速度响应

靠近两侧腔壁位置局部栅条振动。

图11为工况2带格栅腔体结构在选定频率下的速度响应。在共振频率附近,结构振动表现为多栅条整体振动,在非共振频率处,结构振动表现为靠近去流方向腔壁的局部栅条振动。

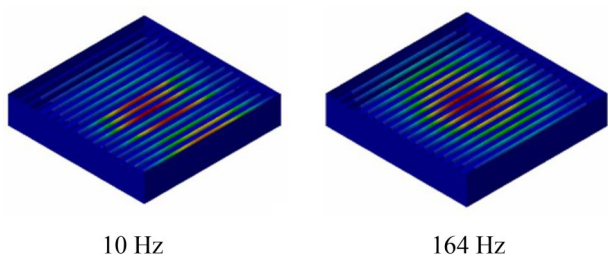


图11 工况2带格栅腔体结构不同频率下速度响应

3.3 结构振动声辐射特性分析

以结构振动速度作为边界条件,采用BEM计算两种工况下带格栅腔体结构水下辐射噪声分布。图12至图15分别为两种工况下结构近场声压在场点1和场点2处的分布。工况1的带格栅腔体结构近场声辐射在低频具有去流方向的指向性。在共振频率处,两种工况的带格栅腔体结构的近场声压分布均在与格栅垂直的计算场点上表现出对称分布的特点。



图12 工况1带格栅腔体结构场点1处声辐射分布



图13 工况1带格栅腔体结构场点2处声辐射分布

由图12至图15对比可知,不同工况下,与格栅相对位置相同的计算场点处声压分布类似。

来流速度是影响结构振动及振动声辐射的因



图14 工况2带格栅腔体结构场点1处声辐射分布

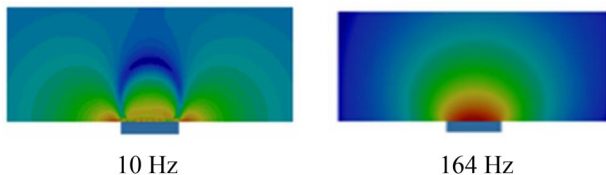


图15 工况2带格栅腔体结构场点2处声辐射分布

素。本文进一步对来流速度为10 m/s和15 m/s下的结构振动声辐射性能进行探讨,图16为两种工况不同来流速度下的带格栅腔体结构振动辐射声功率级。两种工况不同来流速度下的结构辐射声功率级随频率变化趋势相似,各流速下工况1的声功率级均小于工况2,相同工况下的结构振动声功率级随来流速度增加而增大。不同工况、不同来流速度下的结构在共振频率处均有较大振动辐射声功率。

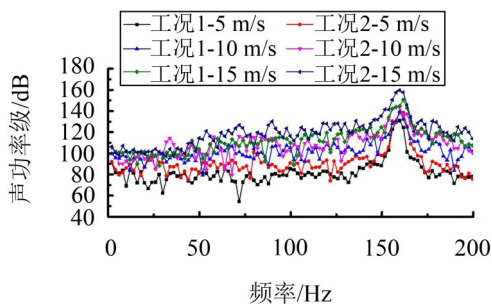


图16 结构振动声功率级随频率变化曲线

4 结语

本文利用DES、FEM结合BEM方法,针对带格栅腔体结构,分析了格栅与来流方向平行和垂直两种工况下带格栅腔体结构绕流流场和流激结构声辐射性能。得出如下结论:

(1) 流体在经过空腔结构时会产生涡旋结构,涡激励是激起带格栅腔体结构振动和声辐射的主要激励源。

(2) 带格栅腔体结构的流激结构响应主要位于格栅处。在共振频率附近,振动响应表现为多栅条整体振动。在非共振频率处,格栅与来流平行时,靠近两侧腔壁的栅条有较大振动;格栅与来流垂直时,靠近去流方向腔壁的栅条有较大振动。

(3) 在结构共振频率附近,带格栅腔体结构辐射声功率级比非共振频率处更大。同流速下,格栅与来流垂直的结构振动声功率级大于格栅与来流平行

的结构振动声功率级。不同格栅布放情况下,结构振动辐射声功率级随流速增加而增大。

参考文献:

- [1] 戴绍仕,姚熊亮,杨国晶,等. 格栅对海底阀箱剪切层处水动力特性的影响分析[J]. 振动与冲击, 2010, 29(4): 207-212.
- [2] ZHANG D, CHENG L, AN H, et al. Flow around a surface-mounted finite circular cylinder completely submerged within the bottom boundary layer[J]. European Journal of Mechanics - B/Fluids, 2021, 86: 169-197.
- [3] ISLAM H, RAHAMAN M, ISLAM M R, et al. Application of a RaNS and PF-based method to study the resistance and motion of a bulk carrier[J]. Journal of Marine Science and Application, 2019, 18(3): 271-281.
- [4] LAI H, LUO K H. A three-dimensional hybrid LES-acoustic analogy method for predicting open-cavity noise[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2007, 79(1): 55-82.
- [5] BEDROUNI M, KHELIL A, MOHAMED B, et al. Large eddy simulation of a turbulent flow over circular and mixed staggered tubes' cluster[J]. Journal of Applied Fluid Mechanics, 2020, 13(5): 1471-1486.
- [6] YUAN G Q, JIANG W K, HUA H X. Hydroacoustic analysis of open cavity subsonic flow based on multiple parameter numerical models[J]. Journal of Hydrodynamics, 2015, 27(5): 668-678.
- [7] LIU Y, SHI Y, TONG M, et al. Aeroacoustic investigation of passive and active control on cavity flowfields using delayed detached eddy simulation[J]. International Journal of Aerospace Engineering, 2019, 2019(5): 1-9.
- [8] CAI J C, CHEN H J, BRAZHENKO V, et al. Study of the hydrodynamic unsteady flow inside a centrifugal fan and its downstream pipe using detached eddy simulation[J]. Sustainability, 2021, 13(9): 5113.
- [9] 高丽敏,李瑞宇,赵磊,等. 分离涡模拟类方法发展及在叶轮机械内流场的应用[J]. 南京航空航天大学学报, 2017, 49(3): 301-312.
- [10] 薛彦卓,李硕,徐利刚,等. 双体船结构水下中低频辐射噪声特性研究[J]. 中国造船, 2016, 57(1): 94-102.
- [11] LIN Z, ZHOU K, HE Z, et al. Vibro-acoustic analysis of a cylindrical-conical hull subjected to propeller forces[J]. Applied Ocean Research, 2020, 104: 102373.
- [12] 谭路,周其斗,纪刚,等. 推进结构形式对艇体结构声学特性的影响[J]. 船舶力学, 2020, 24(7): 951-961.
- [13] 武多听,陈锋,耿厚才,等. 螺旋桨激励力作用下舰船振动及水下声辐射特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2020, 40(3): 169-174.
- [3] 吴东,朱军帅,黄泽中,等. 超高速空气电主轴动态特性的有限元分析[J]. 现代机械, 2018(2): 7-11.
- [4] 乔晓利. 磁悬浮电主轴系统动态分析及振动控制技术综述[J]. 河北科技大学学报, 2016, 37(5): 441-448.
- [5] ZHU H Q, YUAN J F, JU J. A novel single winding structure and closed loop control of the suspension force vector of bearingless permanent magnet synchronous motors[J]. Energies, 2016, 9(5): 377-382.
- [6] 仇志坚,邓智泉,王晓琳. 无轴承永磁同步电动机的独立控制研究[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(1): 115-119.
- [7] 谭耳. 无轴承永磁同步电机直接转矩和直接悬浮力控制[D]. 镇江:江苏大学, 2010.
- [8] 孙玉坤,费德成,朱焜秋. 基于 α 阶逆系统五自由度无轴承永磁电机解耦控制[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(1): 120-126.
- [9] 许颖,朱焜秋. 无轴承永磁同步电机系统及其关键技术发展综述[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(10): 2994-3007.
- [10] 何婷,乔俊强,包建勤,等. 永磁同步电机FCS-MPC和CCS-MPC对比研究[J]. 微电机, 2020, 53(10): 52-57+93.
- [11] HUA Y, ZHU H. Rotor radial displacement sensorless control of bearingless permanent magnet synchronous motor based on MRAS and suspension force compensation[J]. ISA transactions, 2020, 103: 306-318.
- [12] LI K, LING F, SUN X, et al. Displacement sensorless control for bearingless induction motor drives based on the MRAS method[J]. International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics, 2020, 62(4): 787-805.
- [13] INAGAKI K, CHIBA A, RAHMAN M A, et al. Performance characteristics of inset-type permanent magnet bearingless motor drives[C]// 2000 IEEE Power Engineering Society Winter Meeting. Conference Proceedings (Cat. No. 00CH37077). IEEE, 2000, 1: 202-207.
- [14] MICHIOKA C, SAKAMOTO T, ICHIKAWA O, et al. A decoupling control method of reluctance-type bearingless motors considering magnetic saturation[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 1996, 32(5): 1204-1210.
- [15] WANG W, ZHANG J, CHENG M. Common model predictive control for permanent-magnet synchronous machine drives considering single-phase open-circuit fault[J]. IEEE Transactions on Power Electronics, 2016, 32(7): 5862-5872.

(上接第79页)