

6S50ME-B 活塞头热负荷研究

田 健

(上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院, 上海 200240)

摘要 船用低速二冲程柴油机正不断向长冲程、高爆压、高自动化、高智能化、低能耗、低排放的方向发展。MAN 公司为满足市场的新要求,研发设计了 ME-B 系列柴油机。活塞头作为柴油机内重要的部件之一,其热负荷一直是科研人员研究的重点。ME-B 系列柴油机活塞头与以前型号的活塞头相比,结构、尺寸改变较大。使用 ANSYS 有限元分析软件,以最新型 6S50ME-B 柴油机活塞头为分析对象,在建立活塞头三维实体模型后求出活塞头在稳态工况下的温度场分布。以求得的温度场为边界条件,求出 6S50ME-B 活塞头的热应力场,找出活塞头的薄弱点,为进一步优化提供理论支持。

关键词 柴油机;活塞头;温度场;热应力场

中图分类号 O343.6

文献标志码 A

文章编号: 2095-7297(2015)02-0118-06

Thermal Load Analysis on 6S50ME-B Piston Crown

TIAN Jian

(School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract The low speed two-stroke marine diesel engine is developing continuously towards long stroke, high pressure, high automation, high intelligence, low consumption and low emission. MAN Company designs new ME-B type diesel engine to meet these requirements. Piston crown are one of the most important components of the engine and thermal load analysis is always the focus of research. ME-B piston crown is modified significantly in structure and dimension compared with old design. Finite element analysis is carried out for piston crown of the latest 6S50ME-B diesel engine by using ANSYS software. The three-dimensional model of piston crown is established and the temperature field is obtained. Using the temperature field as the boundary conditions, the thermal stress field and the weak point on the piston crown are found, which may offer theoretical support for further optimization.

Key words diesel engine; piston crown; temperature field; thermal stress field

0 引言

船用柴油机是船舶的动力机构。商用船舶大多采用低速二冲程柴油机。MAN 公司一直在船用二冲程柴油机市场上占据领先地位,该公司最新一代二冲程柴油机为 ME-B 系列,比以前的 MC-C 柴油机更有优势。首先,燃油喷射由凸轮结构控制改为电喷共轨方式,降低了燃油消耗率。其次,在柴油机操作期间,易改变操作模式,利于节能。再次,在任何的负载状况下,都能够获得合适的燃油喷射压力和供给。ME-B 型船用柴油机具有冲程更长、热效率更高、功率大、自重小和高智能化的特点^[1]。而作为柴油机关键部件之一的

活塞头工作环境更为严苛,6S50ME-B 的柴油机最高爆发压力达到了 18.5 MPa,远远高于 6S50MC-C 柴油机的最高爆发压力(15.4 MPa)。活塞头一方面要承受高温燃气压力、往复运动的惯性力、摩擦力和侧向力等周期性的机械负荷作用^[2],另一方面还要直接承受高温燃气的热负荷,大量的热量通过活塞头散发出去,这使得活塞头温度整体较高,且分布不均匀,温度梯度大,造成活塞头承受较大热应力和热变形。热应力和热变形是活塞头顶部分裂、拉缸、咬缸和活塞环积碳卡环的主要原因^[3]。掌握活塞头在运行过程中的温度场分布以及由热负荷引起的应力分布和变形分布对于设计和优化活塞头、降低热负荷、改善

收稿日期: 2015-04-06

作者简介: 田健(1983—),男,工程师,主要从事轮机工程方面的研究。

应力分布、提高活塞头工作可靠性及寿命有积极作用。

活塞头热应力分析方法概括起来有试验法、解析法和数值模拟法三种。试验法用时长,需要投入大量的人力物力。解析法适用于简单模型,得到的结果是相关参数的函数形式。数值模拟法可以使用计算机在不同工况下分析活塞头的温度场、热应力、机械应力及形变。随着计算机运算能力的提高,可以在较短的时间内完成大型模型的分析,不仅降低了研发费用和风险,还可以在产品投入生产前进行模拟,修改参数,完成最优设计,节约了大量时间。本文采用数值模拟法,对 6S50ME-B 活塞头进行热应力分析,找出活塞头的薄弱点,可为进一步优化提供参考。

1 有限元三维模型的建立

本文利用大型通用 CAD 软件 UG NX 8.0 根据柴油机厂提供的标准图纸对活塞头进行三维建模。在不影响分析精度的前提下,对活塞头模型进行了必要的简化,忽略了活塞头的倒角、小凹槽等局部特征。活塞头三维实体模型如图 1 所示。

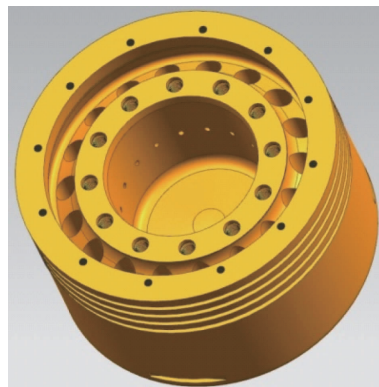


图 1 6S50ME-B 活塞头三维实体模型

Fig. 1 Three-dimensional model of 6S50ME-B piston crown

2 活塞头材料物理性能

使用 ANSYS Workbench 14.0 进行热稳态分析时第一步就要设置材料类型。6S50ME-B 活塞头标准图纸要求材料为德国牌号 S17MoS 铬钼低合金钢,锻打、热处理完毕后再进行活塞头加工。考虑到实际情况,本文采用物理性能相近的国产铬钼低合金钢 15CrMo 钢代替德国 S17MoS 铬钼低合金钢。15CrMo 铬钼低合金钢物理特性如表 1 所示。

表 1 15CrMo 钢物理性能

Tabla 1 Physical characteristics of 15CrMo

温度/℃	100	200	300	400	500	600	700
热导率/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	—	46.1	43.5	40.6	38.1	35.6	33.4
线膨胀系数/(10 ⁻⁶ K ⁻¹)	13.37	13.38	13.39	14.06	14.36	14.63	14.81
弹性模量/GPa	210	204	197	187	177	—	—
泊松比				0.284			
密度/(kg·m ⁻³)				7880			
比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)				460			

3 活塞头传热边界条件

3.1 活塞头顶边界条件

高温燃气与活塞头之间的热交换是周期性的瞬态过程。为了得到在稳态工况下的温度场,需要以燃气的平均温度和燃气的平均换热系数作为边界条件。本文选用 Eichelberg 公式^[4]来计算得到燃烧室内高温燃气对活塞头顶部的换热系数:

$$\alpha_g = 7.799 \sqrt{p_g T_g} \sqrt[3]{C_m}, \quad (1)$$

式中: p_g 表示燃气的瞬时压力,MPa; T_g 表示燃气的瞬时温度,K; C_m 表示活塞头的平均速度,m/s。

对于活塞头的稳态热分析,需要得到的是平均

换热系数。对于每一个工作循环内燃气的平均换热系数 α_{gm} 可以采用下式计算得出:

$$\alpha_{gm} = \frac{1}{360} \int_{-180}^{180} \alpha_g d\phi. \quad (2)$$

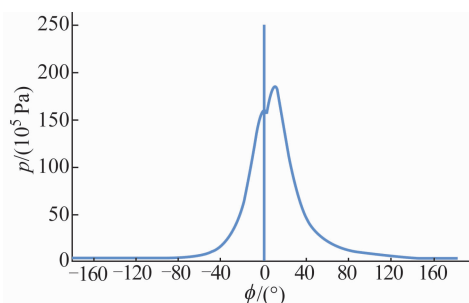
柴油机每一个工作循环内的瞬时压力可由 MAN 上海公司提供的 $p-\phi$ 图得到。图 2 是 6S50ME-B 柴油机在负载 100%,转速为 108 r/min 的稳定工况下随曲轴转角 ϕ 而变的瞬时压力图。

燃气的平均温度可由下式得到:

$$T_{gm} = \frac{1}{360} \int_{-180}^{180} \alpha_g T_g d\phi / \frac{1}{360} \int_{-180}^{180} \alpha_g d\phi. \quad (3)$$

3.2 活塞头顶边界条件

根据多层平壁热传导理论,可以得到活塞头顶

图2 6S50ME-B柴油机 p - ϕ 图Fig. 2 p - ϕ diagram of 6S50ME-B diesel engine

部外圆与缸套的换热系数,

$$\alpha_{\text{out}} = \left(\frac{a}{\lambda_1} + \frac{b}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_1} \right)^{-1}, \quad (4)$$

式中: a 为活塞顶部外圆与缸套之间的距离,m; b 为缸套厚度,m; λ_1 为燃气的导热系数,W/(m·K); λ_2 为缸套的导热系数,W/(m·K); α_1 为缸套与冷却水换热系数。

缸套与冷却水换热系数 α_1 可以由半经验公式得到:

$$\begin{cases} Nu_f = 0.38 Re_f^{0.8} Pr^{0.3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0.15} \\ Nu_f = \frac{\alpha_1 d_{\text{eq}}}{\lambda_f} \end{cases}, \quad (5)$$

式中: Nu 为总换热系数 α 的努谢尔特数; Re 为雷诺数; Pr 为冷却水的普朗特数; μ 为冷却水的运动黏度,m²/s; d_1 与 d_2 为气缸套的外径与内径,mm; λ 为冷却水的导热系数,W/(m·K); d_{eq} 为缸套的当量直径,mm;下标f和w分别表示冷却水进出口和缸套。

表2 活塞头在稳定工况下的换热边界条件

Table 2 Boundary conditions of heat transfer of piston crown under steady working condition

区域	活塞头顶面	活塞头顶部外圆	活塞环槽	活塞头冷却腔
平均换热系数/(W·m ⁻² ·K ⁻¹)	750	250	320	2000
介质温度/℃	710	190	180	80

4 活塞头温度场分析

将6S50ME-B活塞头三维模型直接导入ANSYS Workbench中。在Workbench中生成活塞头的三维实体模型后就可以进行网格划分,得到有限元网格。活塞头三维实体模型划分网格后将材料属性施加到模型上,然后再施加边界条件,选择求解结果后进行有限元计算^[6]。

活塞头温度场分布图如图3所示。由图3可以看出:

(1) 活塞头的整个温度分布很不均匀。最高温

3.3 环槽外圆边界条件

同样根据多层平壁热传导理论,可以得到环槽外圆与缸套的换热系数:

$$\alpha_r = \left(\frac{c}{\lambda_1} + \frac{b}{\lambda_2} + \frac{d}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_1} \right)^{-1}, \quad (6)$$

式中: c 为活塞环与环槽上平面间隙,m; d 为活塞环中心距离,m; λ_3 为活塞环的导热系数,W/(m·K)。

3.4 活塞头与冷却液的边界条件

6S50ME-B活塞头采用强制振荡冷却方式,其放热系数采用Bush经验公式的修正公式计算^[5]:

$$\begin{cases} Nu = 2.027 Re_b^{0.466} \left(\frac{D_c}{H} \right)^{0.3} Pr_1^{0.33} \left(\frac{\mu_f}{\mu_m} \right)^{0.14} \\ Nu = \frac{\alpha D_c}{2\lambda_0} \\ Re_b = \frac{n H D_c}{30\nu} \end{cases}, \quad (7)$$

式中: α 为冷却腔换热系数,W/(m²·K); λ_0 为冷却机油的导热系数,W/(m·K); ν 为冷却油的运动黏度,m²/s; D_c 为活塞头的当量直径,m; Re_b 为振荡雷诺数; H 为冷却腔截面平均高度,m; Pr_1 为冷却机油普朗特数; n 为柴油机的转速,r/min; μ_f 为冷却机油平均温度的滑油动力黏度,Pa·s; μ_m 为金属表面温度下的滑油动力黏度,Pa·s。

通过以上公式得到6S50ME-B活塞头的边界条件。表2为在柴油机100%负载的稳定工况下活塞头各区域的对流换热边界条件。

度459.22℃出现在活塞头顶面靠近顶部外圆处,最低温度80.48℃出现在活塞头冷却油腔内部。整个活塞头温度差为378.74℃,这会给活塞头带来较大的热应力。

(2) 活塞头顶面越靠近中心温度越低,这是因为活塞头顶面中心处下面有大量润滑油将热量带走,冷却效果良好,而越靠近外圆冷却效果越弱。得出的结果符合实际情况。

(3) 活塞头顶面外圆和环槽外圆的温度由上到下逐渐下降,其原因应是顶部外圆冷却不佳,越到活塞头下面冷却效果越好。第一条环槽的最低温度为

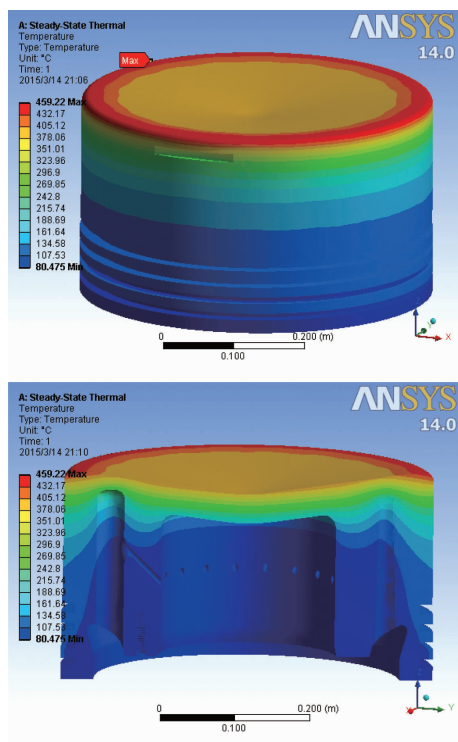


图3 活塞头温度场分布图

Fig. 3 Temperature field distribution of piston crown

118.55℃,整条环槽温度均在125℃左右,没有超过活塞头使用的润滑油最高结胶温度。润滑油在200~220℃就会分解和结胶,失去润滑作用,缸套内油膜将遭到破坏。所以满足柴油机设计对第一条气环的要求,不会使润滑油在工作过程中结胶、结碳,同样不会由于此环在使用过程中温度过高而产生较大的热应力变形进而影响活塞头气环的密封性。这个温度分布说明冷却效果良好。

(4) 活塞头冷却油腔内孔顶部是整个冷却油腔温度最高的部位,温度近195℃,最低部位温度为80.48℃,较低部位靠近两法兰面,此处为润滑油进出口附近。这也进一步表明活塞头冷却效果满足设计要求。

图4为活塞头热通量剖视图。之所以查看活塞头的热通量,是因为热通量是一个矢量,其大小和方向可以表征热量转移的程度和方向。根据热通量就可以知道在工作过程中热量的流经途径和活塞头的吸、放热情况,从而判断这种热流分配是否合理。由图4可以看到活塞头热量转移的方向和程度变化,在活塞头顶部的热量向缸套方向流动,热通量最大为374410 W/m²,位置为顶部外圆最上部。从图中还可以看出大部分热量通过冷却介质即润滑油带走:除了顶部外圆一圈热通量箭头指向缸套,其余

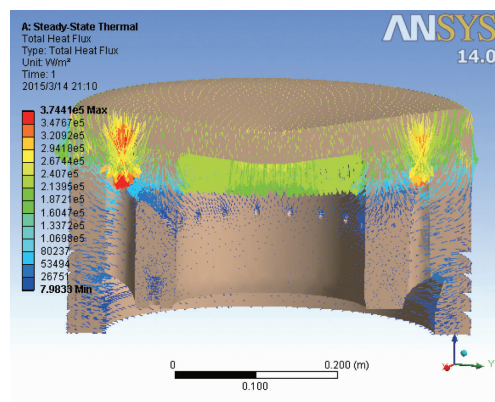


图4 活塞头热通量剖视图

Fig. 4 Heat flux distribution of piston crown section

部分均指向冷却内腔,说明热量通过振荡冷却孔传递给润滑油,然后被带走。18只振荡冷却孔的设计大大降低了活塞头热破坏的可能。以上分析表明了振荡冷却孔存在的必要性。

5 活塞头热应力分析

通过活塞头有限元分析得到温度场后就可以进行热应力分析。在应用ANSYS Workbench软件进行热应力分析时,Static structure模块中需要定义约束,本文约束平面选为活塞头与活塞杆接触的法兰面。鉴于本文是在稳定工况下进行活塞头的受热分析,故此选择设置此面为全约束,即设置 x, y, z 方向的自由度为0,确保热应力分析时活塞头的应力和应变的平衡。

活塞头热应力分布图如图5所示。由图5可知:

(1) 活塞头顶面应力值随直径的减少而逐渐增加,活塞头顶面中心是活塞头外圆热应力最高的部位,应力值为510 MPa左右,这种情况与活塞头热通量分布一致。

(2) 活塞头热应力最小部位为与活塞裙接触的法兰面和内密封面,最小值为0.47 MPa,究其原因就是此处的热通量小,流过的热流少,温度变化不明显,应力不集中。对活塞头影响小,活塞裙不易变形。

(3) 活塞头冷却油腔内壁热应力相对较为集中,最大热应力为310 MPa,普遍热应力为220 MPa左右。

(4) 活塞头热应力最大部位在与活塞杆接触的内法兰面外圆棱角上,为832 MPa。此处为90°棱角,由于活塞头三维建模时未按标准图纸进行

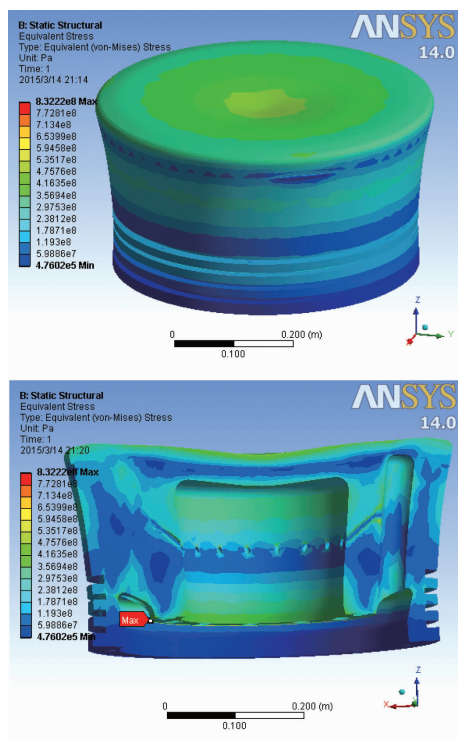


图5 活塞头热应力分布图

Fig. 5 Thermal stress distribution of piston crown

倒角,造成应力集中,实际情况是在精加工完成的活塞头内法兰面外圆倒 $0.5 \times 45^\circ$ 斜角,能缓解此处热应力。

(5) 冷却油腔内最大应力出现在冷却斜孔与直振荡孔相交处,其次是斜冷却孔与中心冷却腔相交处。这是因为冷却润滑油吸收了大量热量流过此处,造成热通量上升,温差大,热应力提升。另外,这两个位置结构复杂,形状不规则,造成应力集中。

6 活塞头热变形分析

活塞头在稳态工况下自身温度较为稳定,同时温度又引起活塞头的热变形,通过有限元分析可以得到热变形云图。

图6为活塞头在热负荷作用下的变形云图。由图6可知,活塞头最大的综合变形量为1.04 mm,最大变形位置为活塞头顶部靠近外圆部位,通过剖视图可以明显看到最大变形位置,变形量由此处向内部逐渐减弱。活塞头设计图纸中活塞头头部外圆直径为 496 ± 0.1 mm,所以活塞头顶部外圆与缸套单边间距为2 mm,由有限元计算得出的活塞头最大变形量小于设计的单边间距,在柴油机运行时能保证活塞头头部与缸套不接触,避免拉缸等现象的产生。

图7是活塞头在热负荷作用下的变形矢量图,

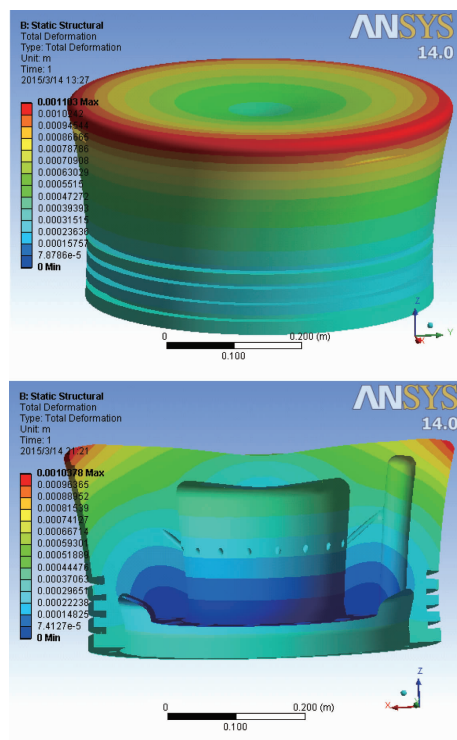


图6 活塞头在热负荷下的变形云图

Fig. 6 Deformation cloud chart of piston crown under thermal load

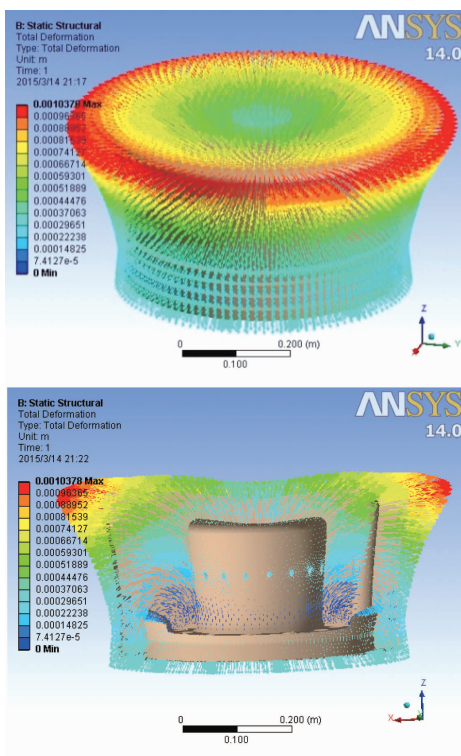


图7 活塞头在热负荷作用下的变形矢量图

Fig. 7 Deformation vector chart of piston crown under thermal load

由矢量图可以清晰地看出活塞头热变形的方向,均一致向外。活塞头热变形的趋势与活塞头的温度场相一致,表明活塞头在热负荷作用下,其应力和变形均是由温度场分布不均造成的。

7 结 语

通过对新型 6S50ME-B 型活塞头在稳定工况下进行有限元分析可知:(1)活塞头顶部温度最高,最高部位出现在活塞头顶部外圆。(2)活塞头内大部分热量通过冷却介质传递出去。(3)活塞头最大热应力变形出现在活塞头顶部外圆处,与温度场分布一致。活塞头热负荷分析是目前柴油机研究的热点问题之一。本文采用的有限元分析方法可以分析

新型活塞头热负荷,也可以验证现有活塞头热负荷,可为活塞头的设计提供一定的帮助。

参 考 文 献

- [1] 孙贵学. 6S50ME-B 型船用低速柴油机技术开发[C]. 中国大连国际海事论坛, 2008.
- [2] 陈大荣. 船舶内燃机设计[M]. 北京:国防工业出版社, 1995.
- [3] 张卫正, 薛剑青, 吴思进, 等. 高升功率柴油机铸铁活塞的设计与计算分析[J]. 内燃机学报, 1999, 17(3): 228.
- [4] 祝效华, 余志祥. ANSYS 高级工程有限元分析范例精选[M]. 北京:电子工业出版社, 2004: 2-3.
- [5] French C C J. Piston cooling[C]. SAE, 1972: 720024.
- [6] 黄志新, 刘成柱. ANSYS Workbench 14.0 超级学习手册[M]. 北京:人民邮电出版社, 2013.

• 书 讯 •

舰船螺旋桨噪声

钱晓南 著

上海交通大学出版社出版

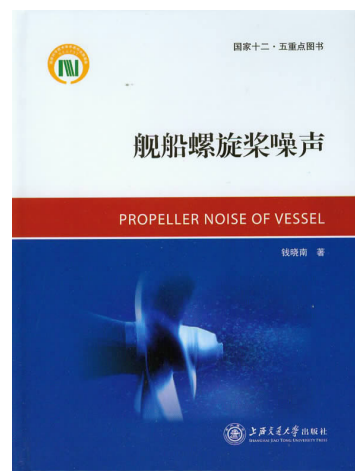
定价: ¥150.00

内容简介:

本书对舰船螺旋桨水下辐射噪声的基本概念、噪声与水空泡化的关系、低噪声潜艇螺旋桨的研发、螺旋桨噪声的预报和评估以及低噪声螺旋桨的流体动力设计和试验等问题,作了系统的阐述。

螺旋桨发射的主要是水下辐射噪声,可能被监听到。对于军用舰艇,涉及在海洋上的安全问题。因此,有关螺旋桨噪声的技术资料处于相互保密的状态。作者根据极其有限的相关公开资料,从流体动力学的角度,对螺旋桨噪声特性进行了归纳和探讨。

希望本书能给从事有关螺旋桨噪声研究和设计的技术人员,相关专业的大学生、研究生,提供一些参考资料。也希望对在海洋上执勤时可能遇到螺旋桨噪声问题困扰的相关人员提供一些帮助。



目 录

- 第1章 舰船螺旋桨噪声的基本概念及定量
- 第2章 螺旋桨模型噪声与实桨噪声换算
- 第3章 螺旋桨噪声特点
- 第4章 在舰船辐射噪声中的螺旋桨噪声
- 第5章 低噪声螺旋桨开发及舰船螺旋桨噪声预报

- 第6章 舰船螺旋桨噪声评估

- 第7章 低噪声螺旋桨设计和螺旋桨非匀速航态的一些问题

参考文献