ICS 23.080
CCS J 71

团 体 标 准

T/CSNAME 234—2026

粗颗粒两相流输送泵设计要求

Design requirements for coarse-particle two-phase flow conveying pumps

2026－11－06 发布　　2026－02－06 实施

中国造船工程学会　　发 布

前　言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则　第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国造船工程学会船舶标准化专业委员会提出。

本文件由中国造船工程学会归口。

本文件起草单位：中国船舶集团有限公司第七〇四研究所、中国船舶科学研究中心、江苏大学、镇江福泰克流体技术有限公司。

本文件主要起草人：张扬、张文斌、丁可金、李长江、陈垦、杜新光、康灿、袁丹青。

粗颗粒两相流输送泵设计要求

1 范围

本文件规定了粗颗粒两相流输送泵（以下简称“输送泵”）的设计要求，包括设计依据、设计原则、设计流程、设计内容以及仿真验证。

本文件适用于输送介质为粗颗粒两相流、体积浓度不超过20%的离心式、混流式等叶片或流道型式输送泵的设计。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 150.3 压力容器 第3部分：设计

GB/T 230.1 金属材料 洛氏硬度试验 第1部分:试验方法

GB/T 2100 通用耐蚀钢铸件

GB/T 7021—2019 离心泵名词术语

GB/T 8263 耐磨白口铸铁件

GB/T 9124.1 钢制管法兰 第1部分：PN 系列

GB/T 14092.4 机械产品环境条件 第4部分：海洋

3 术语和定义

GB/T 7021—2019界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

粗颗粒 coarse particle

粒径不小于2 mm的固体颗粒。

3.2

粗颗粒两相流 coarse-particle two-phase flow

固体颗粒与液体共同流动的混合物，其中固体颗粒的中值粒径d_{50}不小于2 mm且不大于60 mm。

3.3

体积浓度 volumetric concentration, Cv

输送介质中固体颗粒的体积占固液混合物体积的百分比。

3.4

扬程折损 head derating

在相同流量下，泵输送浆体时的扬程低于输送清水时的扬程的差值。

3.5

过流部件 wetted parts

与输送介质接触的泵零部件，如叶轮、蜗壳/导叶、前后护板、耐磨衬板等。

3.6

必需汽蚀余量 net positive suction head required, NPSHR

在规定的流量、转速和输送液体的条件下，泵达到规定性能的最小汽蚀余量（出现可见汽蚀、汽蚀引起的噪声和振动的增大、扬程或效率开始下降、给定降幅的扬程或效率、汽蚀侵蚀限度）

[来源：GB/T 7021—2019，3.19]

3.7

有效汽蚀余量 net positive suction head available, NPSHA

由装置条件确定的、规定流量下可获得的（可利用的）汽蚀余量

[来源：GB/T 7021—2019，3.18]

3.8

开式叶轮 open impeller

仅由叶片和轮毂构成，叶片两侧无前盖板和后盖板（或仅有极短的后盖板）的叶轮。

3.9

闭式叶轮 closed impeller

由叶片、前盖板和后盖板共同构成封闭流道的叶轮。

4 设计依据

4.1 系统工况参数

包括但不限于设计流量（m^3/h）、设计扬程（m）、工作转速（r/min）、NPSHR（m）、出口压力（MPa）、工作水深及压力循环剖面。

4.2 介质特性参数

4.2.1 液相包括密度、黏度、温度、pH 值、流体化学成分（如氯离子、硫化物浓度）。

4.2.2 固相包括颗粒密度、粒径分布、颗粒形状与硬度、设计体积浓度（Cv）及波动范围。

4.3 环境参数

除GB/T 14092.4规定外，还应包括以下参数：

a) 深海环境参数：工作水深范围、环境温度、海水特性（包括盐度、密度、溶解氧含量等）、海洋生物附着；

b) 海洋动力学条件：海况（工作海域波浪谱、 表层海流速度等）、海底地质；

4.4 安装条件

4.4.1 水面支持船（母船）：运动参数、甲板条件。

4.4.2 水下安装/采矿车：接口与空间、姿态与稳定性。

4.5 接口与边界条件

4.5.1 管路系统接口。

4.5.2 动力与公用系统接口：电力、液压、控制与通信。

5 设计原则

5.1 通用质量特性设计原则

5.1.1 可靠性设计

遵循预防为主、裕度充分原则，通过简化结构、降额设计、环境适应性设计及系统性的FMEA分析，确保产品在预期寿命内稳定运行。

5.1.2 维修性设计

以快速恢复功能为目标，通过模块化设计、便捷的可达性与维护操作，实现高效排故与部件更换。

5.1.3 测试性设计

提供有效的状态监控与故障诊断能力，预设标准化传感器接口与自检功能，确保状态可感知、故障可定位。

5.1.4 保障性设计

同步规划全生命周期的维护支持体系，定义所需的备件、工具、技术资料及培训方案。

5.1.5 安全性设计

遵循本质安全与故障-安全理念，通过设计消除危险，故障时导向安全状态，并设置有效防护与告警。

5.1.6 环境适应性设计

主动抵御深海高压、腐蚀、磨损等环境应力，并遵循环境友好原则，防止有害物质泄漏。

5.2 全生命周期经济性原则

设计决策应以最低的全生命周期成本为导向，权衡初始投资与长期能耗、维护及停机成本，追求综合经济效益最优。

5.3 耐磨长寿性原则

根据介质中颗粒的冲击角度和磨损机理，为不同部件选择最优的抗磨材料与处理工艺（如高角度冲击区选用高韧性材料，低角度冲刷区选用高硬度材料）。

5.4 通用化原则

5.4.1 最大化标准件使用率

紧固件、密封件、轴承、法兰等应优先选用国家标准或国际通用标准件，减少专用件数量，标准化率不低于90%。

5.4.2 系列化

泵的安装尺寸、接口法兰等应尽可能与现有产品系列通用

6 设计流程

设计程序的流程如图1所示。

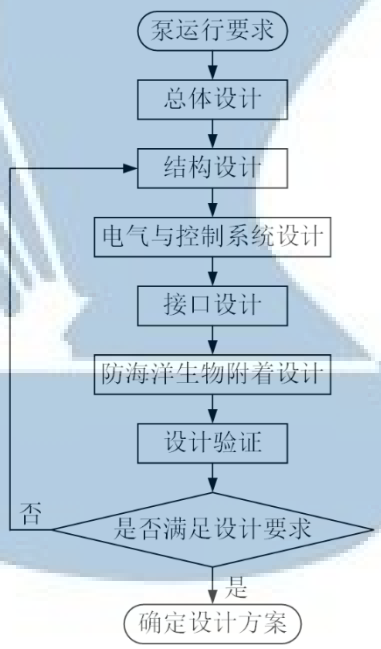


图1 设计流程图

7 设计内容

7.1 总体设计

7.1.1 设计基准与泵型确定

7.1.1.1 设计寿命

7.1.1.1.1 应根据泵设计工况、运行环境、累计运行时间及维护条件确定整机和主要部件的设计寿命。对泵体、主轴等关键部件，进行寿命评价时应考虑压力载荷、交变载荷、腐蚀及磨损等因素。

7.1.1.1.2 对于叶轮、护板等易损部件，应根据颗粒粒径、硬度、速度、固相体积分数及材料耐磨性能，确定预期使用寿命和定期检查要求，并明确磨损限值及维修或更换判据。

7.1.1.2 泵型选择

7.1.1.2.1 基于流量-扬程曲线，选择采用单级/多级离心泵（适用于高扬程）、混流泵（适用于大流量、中扬程）或特殊型式。

7.1.1.2.2 应根据颗粒最大粒径、粒径分布、颗粒形状及固相体积分数等参数确定叶轮结构形式和流道尺寸。可优先考虑开式或半开式叶轮，但应结合叶轮进口通道尺寸及颗粒通过特性进行综合设计。

7.1.1.2.3 叶轮进口通道最小尺寸应大于最大颗粒粒径的 1.2 倍，并兼顾水力性能和抗磨损性能。

7.1.1.3 布置与驱动

7.1.1.3.1 可选择卧式、立式或斜式布置，推荐采用立式。

7.1.1.3.2 驱动方式可选择电机直驱、齿轮箱变速或液压马达驱动。电机可位于水面（通过长轴驱动）或集成在输送泵上（需耐压密封）。

7.1.2 主要泵性能参数确定

7.1.2.1 设计点（BEP）

泵的设计流量、设计扬程和设计转速应根据输送系统要求及实际输送介质特性确定，要求如下：

a) 设计流量为固液混合物的总体积流量，并注明相应的固相体积分数、颗粒粒径分布及介质密度；
b) 设计扬程应根据系统静扬程、管路沿程及局部阻力损失等因素确定，并考虑固体颗粒对泵水力性能的影响；
c) 设计转速应综合考虑泵的水力性能和汽蚀性能的限制。

7.1.2.2 运行范围

明确泵的允许工作区间，包括最小连续稳定流量（防止过热与振动）和最大允许流量（防止汽蚀与过载）。具体要求如下：

a) 泵的允许流量范围应根据设计工况、介质特性及整机结构确定，并结合扬程—流量（H-Q）、功率—流量(P-Q)、及汽蚀性能（NPSHR-Q）曲线进行综合评价；
b) 最小连续稳定运行流量应根据泵内流动稳定性、温升、振动及整机运行状态确定；
c) 最大允许连续运行流量应根据汽蚀余量、电机功率、轴系载荷及轴承运行条件确定。

7.1.2.3 性能曲线

要求扬程-流量（H-Q）曲线平坦，功率-流量（P-Q）曲线随流量增长平稳，无过载特性，额定工况点的泵效率不小于60%。

7.1.2.4 NPSHR-Q 曲线

要求NPSHR-Q曲线平坦，随流量增长平稳。

7.1.3 泵体结构与接口

7.1.3.1 结构配置

壳体结构设计应满足在4.3中环境下的强度和耐腐蚀要求。

7.1.3.2 接口设计

7.1.3.2.1　进口法兰尺寸应保证进口流速在合理范围（通常为 3 m/s～6 m/s），以利于颗粒进入并降低 NPSHR。

7.1.3.2.2　出口法兰尺寸与压力等级需与系统管路匹配。

7.1.3.2.3　底座与支撑设计应考虑承受泵组重量、水力载荷及潜在的船体运动载荷，具体要求如下：

a）　底座结构与支撑方式应根据泵组及附属设备的质量、水力载荷及潜在的船体运动载荷确定；

b）　水力载荷应包括泵组运行产生的轴向力和径向力、管路作用力与力矩；

c）　潜在的船体运动载荷包括船舶运动产生的惯性载荷，以及船舶横摇、纵摇和垂荡等运动工况下的加速度载荷。

7.2　结构设计

7.2.1　水力设计

7.2.1.1　叶轮设计

7.2.1.1.1　叶片数通常为 2 片～4 片，以减少堵塞风险。

7.2.1.1.2　进口直径应满足设计流量要求，基于给定的 NPSHR 和通过粒径进行优化设计。

7.2.1.1.3　出口直径应满足设计扬程要求，适当加大，确保流道宽敞，通过能力增强。

7.2.1.1.4　叶片型线用抗磨型线，如对数螺旋线或双圆弧线，确保颗粒在流道内平滑运动，减少冲击。

7.2.1.2　压水室设计

7.2.1.2.1　蜗壳采用准螺旋形或环形断面。隔舌间隙需优化，以平衡压力脉动和磨损。

7.2.1.2.2　导叶若采用导叶式压水室，导叶叶片数与叶轮叶片数应无公约数，流道面积应平滑扩张。

7.2.2　轴与轴承系统

7.2.2.1　主轴设计

7.2.2.1.1　至少采用 GB/T 2100 中规定屈服强度不小于 400 MPa 的材料牌号。

7.2.2.1.2　计必须进行强度计算（复合应力）、刚度校核（最大挠度）和临界转速分析（一阶临界转速应高于工作转速 125%）。

7.2.2.2　轴承系统

7.2.2.2.1　选型可使用径向轴承或推力轴承，径向轴承推荐采用重载滚子轴承，推力轴承需能承受全部水力轴向力并有足够寿命裕度。

7.2.2.2.2　润滑方式应根据轴承类型、转速、载荷、工作温度及环境压力等条件确定，可采用油脂润滑或油浴润滑方式。

7.2.2.2.3　密封系统应满足规定工作介质、设计压力和运行条件下的密封性能要求。应能避免外部海水和固体颗粒侵入、内部润滑剂泄漏、密封面磨损等因素。

7.2.3　耐磨结构与材料

7.2.3.1　结构设计

7.2.3.1.1　使用等寿命设计。叶轮叶片进口、出口外缘，蜗壳隔舌及内侧壁等区域应增加耐磨强度或设计为可更换的耐磨护板或衬板。

7.2.3.1.2　壁厚裕量在预测的高磨损区域，预留磨损裕量，通常为基体厚度的 1.5～2 倍。

7.2.3.2　材料选择

7.2.3.2.1　叶轮/护板宜选用高铬铸铁（如 GB/T 8263 中的 KmTBCr26），洛氏硬度不小于 GB/T 230.1 中规定的 58 HRC。极端工况可采取局部堆焊硬质合金或内衬氧化铝陶瓷的方法。

7.2.3.2.2　泵体可选用耐磨双相不锈钢或碳钢+耐磨内衬结构。

7.2.4　密封系统

7.2.4.1　轴封系统

7.2.4.1.1　常规清淤可选用副叶轮和填料密封组合。

7.2.4.1.2　深海采矿、高压场合建议选用集装式双端面机械密封，并配备冲洗系统。

7.2.4.2　深海压力补偿

密封腔必须与压力补偿器连通，确保密封件两侧压力在任意水深下均能保持平衡。

7.2.5　承压与耐外压设计

7.2.5.1　承压设计

泵体、泵盖等按GB/T 150.3进行设计，应满足工作水深压力要求。

7.2.5.2　耐外压设计

泵的承压外壳包括泵壳、电机壳、轴承箱、端盖及相关连接部件，应满足最大设计水深和内部工作压力下的设计载荷。

7.3　电气与控制系统设计

7.3.1　驱动电机

7.3.1.1　性能要求

电机额定功率需有至少1.1～1.2的服务系数。

7.3.1.2　防护与冷却

水下电机防护等级必须达到IP68。冷却方式为内部油冷+外部壳体自然冷却或强制循环冷却。

7.3.1.3　启动方式

变频启动，变频器容量应不低于电机额定功率的1.2倍。

7.3.2　电力与信号系统

7.3.2.1　电力电缆/接线

水下电机应采用耐水压密封电缆及湿式插拔连接器。

7.3.2.2　传感器集成

必须集成或预留安装以下传感器的接口。

7.3.2.3　温度传感器

轴承和绕组温度传感器量程需满足-10℃～100℃，精度±0.5℃要求。

7.3.2.4　振动传感器。

振动传感器量程需满足±50 g，精度不大于±0.25%量程要求。

7.3.2.5　压力传感器

压力传感器应根据进出口压力、密封腔压力、电机腔压力等应用场景选择适宜量程，精度满足不大于±0.25%量程要求。

7.3.3　状态监测与控制系统

7.3.3.1　监测参数

控制系统应能实时显示和记录：三相电流/电压、轴承温度、绕组温度、振动烈度、进口压力、出口压力、转速。

7.3.3.2　保护功能

应设置过载、欠压、缺相、超温、超振动、低NPSHA、密封失效等多重报警和自动停机保护。

7.4 接口设计

7.4.1 机械接口

7.4.1.1 提供详细的接口控制文件，包含所有接口的尺寸、公差、形位公差。
7.4.1.2 进出口法兰应符合 GB/T 9124.1 或其它常用法兰标准要求，并明确密封面形式。

7.4.2 液压/管路接口

应满足密封冲洗系统、润滑系统、压力补偿系统的接口接头类型（如SAE法兰）、规格及介质清洁度要求。

7.4.3 电气与信息接口

7.4.3.1 电气接口

提供接线图和端子分配图，明确动力电缆和控制电缆的规格及接地要求。

7.4.3.2 信息接口

提供详细的I/O清单和通信协议手册，定义每个信号点的地址、数据类型和含义。

7.4.3.3 通信接口

应支持PROFIBUS-DP、Modbus TCP/IP等主流工业通信协议。

7.5 防海洋生物附着设计

7.5.1 涂层防护

7.5.1.1 泵体、管路及与海水接触的非过流表面应涂覆长效防污涂料（如含铜/硅氧烷的自抛光防污漆），涂料应具备与基材的良好附着力及不低于 5 年的有效防污期。
7.5.1.2 过流部件表面可涂覆耐磨－防污复合涂层，或采用兼具低表面能特性的耐磨材料（如陶瓷/聚合物复合涂层），以抑制海洋生物初期附着。

7.5.2 结构设计优化

7.5.2.1 泵体及管路内部应避免出现流动死角、凹陷及粗糙表面。
7.5.2.2 在海水进口端宜设置可拆卸的防污格栅，便于清理和更换。

7.5.3 指标要求

7.5.3.1 在设计防污措施有效期内（通常为 5 年），泵体及流道表面海洋生物附着面积不应超过总面积的 5%。
7.5.3.2 在泵的设计检修周期内，因海洋生物附着导致的泵效率下降不应超过 3%。

8 设计验证

8.1 计算流体动力学验证

8.1.1 清水单相流

8.1.1.1 验证目的

验证基础水力性能，优化效率，评估空化初生特性。

8.1.1.2 分析内容

分析内容主要包括下列内容：

a) 外特性预测。在全流量范围内（从关死点到大流量点）模拟计算泵的流量-扬程、流量-效率、流量-轴功率曲线，并与设计值进行对比。

b) 内流场分析。分析叶轮、蜗壳/导叶等部件内部的静压分布、速度矢量分布、流线分布，评估流动分离、二次流等不良流动现象。
c) 空化性能预测。采用多相流模型（如 Schnerr-Sauer 模型）计算泵的 NPSHR，分析叶轮进口等区域的汽相体积分数分布，确定空化初生和发展状态。

8.1.1.3 验证要求

8.1.1.3.1 设计点扬程、效率预测值与目标值的偏差应分别在±3%和±2%以内。
8.1.1.3.2 流场内无明显的大尺度流动分离与漩涡。
8.1.1.3.3 空化预测结果需与经验公式趋势一致。

8.1.2 固液两相流

8.1.2.1 验证目的

预测泵在真实介质条件下的泵性能参数，分析颗粒运动轨迹与浓度分布，识别高磨损风险区域。

8.1.2.2 分析内容

分析内容主要包括下列内容：
a) 浆体性能预测。模拟不同体积浓度下泵的扬程折损与效率变化。
b) 颗粒轨迹与分布。采用离散相模型(DPM)或欧拉-欧拉多相流模型，追踪固体颗粒的运动轨迹，分析颗粒在过流表面的冲击速度、冲击角度及局部浓度分布。
c) 磨损风险预测。基于 Finnie、Tabakoff 等公认的磨损模型，将流场数据（如颗粒冲击速度、角度）与材料属性结合，对叶轮、蜗壳等过流部件进行定量的磨损速率云图预测，标识出磨损热点（如叶轮出口工作面、蜗壳隔舌区、壁面曲率突变处）。

8.1.2.3 验证要求

8.1.2.3.1 扬程折损趋势符合行业公认经验关联式。
8.1.2.3.2 磨损热点分布符合该类泵型的典型磨损规律。
8.1.2.3.3 颗粒分布均匀，无严重的局部聚集或停滞。

8.1.3 瞬态流动与压力脉动

8.1.3.1 验证目的

评估泵运行的稳定性，为振动和噪声分析提供输入。

8.1.3.2 分析内容

采用瞬态模拟方法，分析叶轮与蜗壳/导叶的动静干涉效应，监测泵内关键点（如叶轮进口、蜗壳隔舌附近、出口法兰）的压力脉动时域和频域信号。

8.1.3.3 验证要求

8.1.3.3.1 压力脉动主频（叶频及其倍频）幅值应控制在当地平均压力的±5%以内；
8.1.3.3.2 无异常的高幅值低频脉动，预示无严重旋转失速或喘振风险。

8.2 有限元验证

8.2.1 结构强度

8.2.1.1 验证目的

验证承压部件和主轴的静强度与刚度能否满足设计要求。

8.2.1.2 分析内容

分析内容主要包括下列内容：
a) 泵体/泵盖分析。施加最大工作压力、试验压力以及管路载荷，计算应力分布与变形。重点关注应力集中区域。

b) 主轴。综合考虑扭矩、径向力（水力不平衡力）、轴向力及过盈装配应力，计算主轴的复合应力与安全系数。

c) 轴承座与支架分析。验证其支撑刚度与强度。

8.2.1.3 验证标准

8.2.1.3.1 最大等效应力（Von Mises 应力）低于材料许用应力，安全系数不低于设计任务书规定值（通常不小于 2.0）。

8.2.1.3.2 最大变形量不影响机械密封、轴承等精密部件的正常运行。

8.2.2 结构振动

8.2.2.1 验证目的

避免运行时的激励频率与结构固有频率耦合发生共振。

8.2.2.2 分析内容

计算叶轮-主轴-轴承系统的干模态（在空气中）和湿模态（考虑流体附加质量效应）下的固有频率和振型。

8.2.2.3 验证要求

系统的固有频率应避开叶频（转频×叶片数）及其主要倍频，通常要求有至少10%的分离裕度。

8.2.3 疲劳寿命

8.2.3.1 验证目的

预测在交变载荷下关键部件的寿命。

8.2.3.2 分析内容

对于承受周期性载荷的部件（如主轴、受压力循环的泵体），结合瞬态CFD压力载荷或实测载荷谱，进行基于应力-寿命（S-N）法的疲劳寿命计算。

8.2.3.3 验证要求

8.2.3.3.1 对承受高周疲劳（应力水平较低、循环次数较高）的部件（如主轴、泵体），预测的疲劳寿命应不小于设计寿命的 2 倍。

8.2.3.3.2 对应力集中区域（如轴肩、键槽、焊缝、螺纹根部），应采用局部应力 - 应变法进行分析，预测的疲劳寿命应不小于设计寿命的 3 倍。