



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 110274495 B

(45) 授权公告日 2020.09.25

(21) 申请号 201910549111.0

F28F 9/02 (2006.01)

(22) 申请日 2019.06.24

G06F 30/17 (2020.01)

(65) 同一申请的已公布的文献号

G06F 119/06 (2020.01)

申请公布号 CN 110274495 A

G06F 119/08 (2020.01)

(43) 申请公布日 2019.09.24

审查员 张定坤

(73) 专利权人 中国船舶科学研究中心(中国船舶重工集团公司第七〇二研究所)

地址 214082 江苏省无锡市山水东路222号

(72) 发明人 张万良 陈康 仝潘 夏彬
周恩东

(74) 专利代理机构 无锡华源专利商标事务所
(普通合伙) 32228

代理人 聂启新

(51) Int. Cl.

F28D 7/16 (2006.01)

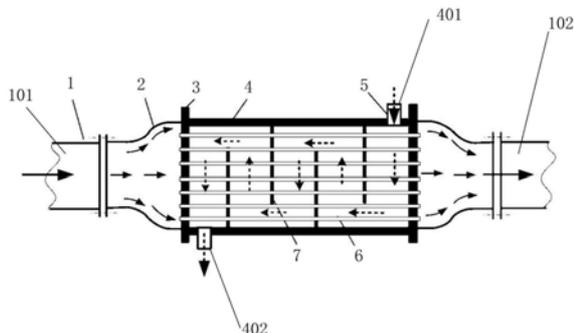
权利要求书1页 说明书3页 附图2页

(54) 发明名称

一种舷间管壳式换热器及其设计方法

(57) 摘要

本发明涉及一种舷间管壳式换热器及其设计方法,本发明结构包括集水室,集水室的一端与管板的外侧连接形成一体式结构,集水室与管板外侧的连接处为变径结构。本发明将换热器的集水室设计为平滑过渡的变径结构,且其与换热器采用一体化设计,集水室采用大开口海水进出口,减少了管道截面突阔或突缩引起的阻力损失,使海水流进换热器的流场速度梯度减小,更符合流动特性。本发明中海水直接走管程,淡水走壳程,使管程海水与壳程淡水呈逆向流动以利于两者间的传热。



1. 一种舷间管壳式换热器的设计方法,其特征在于包括以下步骤:

第一步:根据设计需求确定过流面积D;

第二步:根据压力等级确定集水室外变径面半径R;

第三步:根据过流面积D与集水室外变径面半径R确定过流通径系数 α 及形状系数 β ;

第四步:根据加工精度确定流阻试验的修正因子C;

第五步:根据公式计算出集水室内变径面最小曲率半径r;所述公式如下:

$$r = \alpha D + \beta R + C$$

其中r为集水室内变径面最小曲率半径; α 为过流通径系数; β 为形状系数;D为过流面积;R为集水室外变径面半径;C为流阻试验的修正因子C。

2. 采用权利要求1所述设计方法设计的舷间管壳式换热器,包括开设淡水进口(401)、淡水出口(402)的壳体(4)、管板(3)、换热管(6)及折流板(7),所述管板(3)分别安装于壳体(4)的两端,在所述壳体(4)的内部沿径向设置多根互为间隔布置的折流板(7),于各管板(3)及折流板(7)上均开设安装孔,多根换热管(6)沿径向贯穿折流板(7)的安装孔并分别与壳体(4)两端的管板(3)连接;其特征在于:还包括集水室(2),所述集水室(2)的一端与管板(3)的外侧连接形成一体式结构,所述集水室(2)的另一端通过法兰(8)与海水管(1)连接;所述集水室(2)与管板(3)外侧的连接处为变径结构。

3. 如权利要求2所述的一种舷间管壳式换热器,其特征在于:所述变径结构由向内凹陷的外变径曲面及向外凸起的内变径曲面相交而成。

一种舷间管壳式换热器及其设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及船舶潜艇设备领域,尤其涉及一种用于深海自流循环冷却系统的舷间管壳式换热器及其设计方法。

背景技术

[0002] 常规采用的海水循环方案把所有冷却系统设置于舱室内部,虽然在维护方面具有一定的便利性,但是较大的换热器、循环水泵等设备会占用内部的舱室空间。将换热器、循环水泵等设备布置在舷外,则可以简化系统布置,增加舱室空间。不同于常规的陆上换热器,作为深海自流循环冷却系统核心部件的换热器,若将其布置在舷外,有利于其换热的同时势必会让换热器承受高的海水背压。

[0003] 目前,大多数船用换热器都是管壳式换热器,在传统的板式和管壳式换热器中,板式换热器的流程复杂,海水流经板片的阻力较大,同时耐高压能力不强,易发生泄露。管壳式换热器因为其内部结构简单、技术成熟、不容易出现泄漏、承压能力强特点,可以适应深海环境。自流循环冷却系统中为了适应深海的高压环境而采用管壳式换热器,但需要额外考虑换热器的结构设计,对承压部件进行核算,以应对深海环境。同时自流循环冷却系统的应用对换热器的海水侧阻力损失提出了更高要求,在满足换热需求的同时,需要对换热器进行管程低海水流阻的设计。

发明内容

[0004] 本申请人针对上述现有问题,进行了研究改进,提供一种舷间管壳式换热器及其设计方法,利用本发明方法设计的管壳式换热器,可以减小海水流经换热器的沿程阻力,从而降低自流循环的临界流速点,增强系统自流循环能力。

[0005] 本发明所采用的技术方案如下:

[0006] 一种舷间管壳式换热器的设计方法,包括以下步骤:

[0007] 第一步:根据设计需求确定过流面积 D ;

[0008] 第二步:根据压力等级确定集水室外变径面半径 R ;

[0009] 第三步:根据过流面积 D 与集水室外变径面半径 R 确定过流通径系数 α 及形状系数 β ;

[0010] 第四步:根据加工精度确定流阻试验的修正因子 C ;

[0011] 第五步:根据公式计算出集水室内变径面最小曲率半径 r ;

[0012] 其进一步技术方案在于:

[0013] 所述公式如下:

[0014] $r = \alpha D + \beta R + C$

[0015] 其中 r 为集水室内变径面最小曲率半径; α 为过流通径系数; β 为形状系数; D 为过流面积; R 为集水室外变径面半径; C 为流阻试验的修正因子 C 。

[0016] 舷间管壳式换热器包括开设淡水进口、淡水出口的壳体、管板、换热管及折流板,

所述管板分别安装于壳体的两端,在所述壳体的内部沿径向设置多根互为间隔布置的折流板,于各管板及折流板上均开设安装孔,多根换热管沿径向贯穿折流板的安装孔并分别与壳体两端的管板连接;还包括集水室,所述集水室的一端与管板的外侧连接形成一体式结构,所述集水室的另一端通过法兰与海水管连接;所述集水室与管板外侧的连接处为变径结构。

[0017] 其进一步技术方案在于

[0018] 所述变径结构由向内凹陷的外变径曲面及向外凸起的内变径曲面相交而成。

[0019] 本发明的有益效果如下:

[0020] 本发明将换热器的集水室设计为平滑过渡的变径结构,且其与换热器采用一体化设计,集水室采用大开口海水进出口,减少了管道截面突阔或突缩引起的阻力损失,使海水流进换热器的流场速度梯度减小,更符合流动特性。本发明中海水直接走管程,淡水走壳程,使管程海水与壳程淡水呈逆向流动以利于两者间的传热。

附图说明

[0021] 图1为本发明的结构示意图。

[0022] 图2为本发明中集水室与海水管的连接结构示意图。

[0023] 其中:1、海水管;101、海水进口;102、海水出口;2、集水室;3、管板;4、壳体;401、淡水进口;402、淡水出口;5、淡水接管;6、换热管;7、折流板;8、法兰。

具体实施方式

[0024] 下面说明本发明的具体实施方式。

[0025] 如图1、图2所示,一种舷间管壳式换热器及其设计方法包括以下步骤:

[0026] 第一步:根据设计需求确定过流面积D,根据换热器所需的最大换热量、水下航行自流循环设计航速范围、被冷却对象所要求的平衡温度范围、舷间换热器所属的冷却系统空间布置,按照海水管路系列通畅,确定舷间换热器过流面积D;

[0027] 第二步:根据潜深要求确定集水室外变径面半径R,通过水下航行体潜深要求,明确结构设计载荷及形式,在一定的安全系数下,确定集水室壁厚,根据结构有限元局部应力集中的数值计算结果,确定变径面半径R;

[0028] 第三步:根据过流面积D与集水室外变径面半径R并通过集水室流阻试验测试得到确定过流通径系数 α 及形状系数 β ;

[0029] 第四步:根据加工和装配精度确定流阻试验的修正因子C,主要根据集水室内表面粗糙度和集水室形状位置公差设计加工要求确定,;

[0030] 第五步:根据公式计算出集水室内变径面最小曲率半径r;上述公式如下:

[0031] $r = \alpha D + \beta R + C$

[0032] 其中, α 为过流通径系数; β 为形状系数;D为过流面积;R为集水室外变径面半径;C为流阻试验的修正因子;C;r为集水室内变径面最小曲率半径,上述参数影响集水室内部自流循环冷却海水流场的主要参数,对集水室流阻影响很大,如果集水室内变径面最小曲率半径r设计的过小会造成集水室内部水流产生涡,增大舷间换热器局部阻力,严重情况下,造成冷却水不能有效流入换热管内,达不到自流循环冷却要求,如果集水室内变径面最小

曲率半径 r 设计的过大,会增大集水室尺寸和重量,尤其是对深海装备,尺寸重量的增大会大大增加布置困难和设计难度。

[0033] 实施例1:

[0034] $D=100\text{mm}, \alpha=0.45, R=100\text{mm}, \beta=0.35$, 设加工控制精度为7级, $C=5$, 根据上述公式得出

[0035] $r=0.45*100+0.35*100+5=85$

[0036] 实施例2: $D=150\text{mm}, \alpha=0.40, R=200\text{mm}, \beta=0.25$, 设加工控制精度为8级, $C=10$, 根据上述公式得出

[0037] $r=0.40*150+0.25*200+10=120$

[0038] 根据上述得出的集水室内变径面最小曲率半径 r 即可实现对舷间管壳式换热器的设计。

[0039] 如图1、图2所示,利用本发明方法设计的一种舷间管壳式换热器包括开设淡水进口401、淡水出口402的壳体4、管板3、换热管6及折流板7,管板3分别安装于壳体4的两端,在壳体4的内部沿径向设置多根互为间隔布置的折流板7,于各管板3及折流板7上均开设安装孔,多根换热管6沿径向贯穿折流板7的安装孔并分别与壳体4两端的管板3连接;还包括集水室2,集水室2的一端与管板3的外侧连接形成一体式结构,集水室2的另一端通过法兰8与海水管1连接;集水室2与管板3外侧的连接处为变径结构。变径结构由向内凹陷的外变径曲面及向外凸起的内变径曲面相交而成,如图1所示,通过设计变径结构并于管板呈一体式,其可以使海水流进换热管6的流场速度梯度减小,更符合流动特性。

[0040] 本发明的具体工作过程如下:

[0041] 如图1所示,海水通过海水进口101从集水室2进入壳体内部的换热管6,由于集水室2上采用变径结构且于管板3呈一体式设计,因此减小了管道截面突扩或突缩引起的阻力损失。在海水进入换热管6的同时,需要换热的淡水从淡水进口401进入,其在壳体4内受折流板7影响不断与管程海水进行换热,管程海水从换热管6另一端流到另一集水室2并通过海水出口102流出。而换热后的淡水则从淡水出口402流出。本发明换热器采用单管程以减少海水在换热管6中流动过程中的阻力,管程海水与壳程冷却水呈逆向流动有利于二者之间的传热。

[0042] 以上描述是对本发明的解释,不是对发明的限定,本发明所限定的范围参见权利要求,在不违背本发明的基本结构的情况下,本发明可以作任何形式的修改。

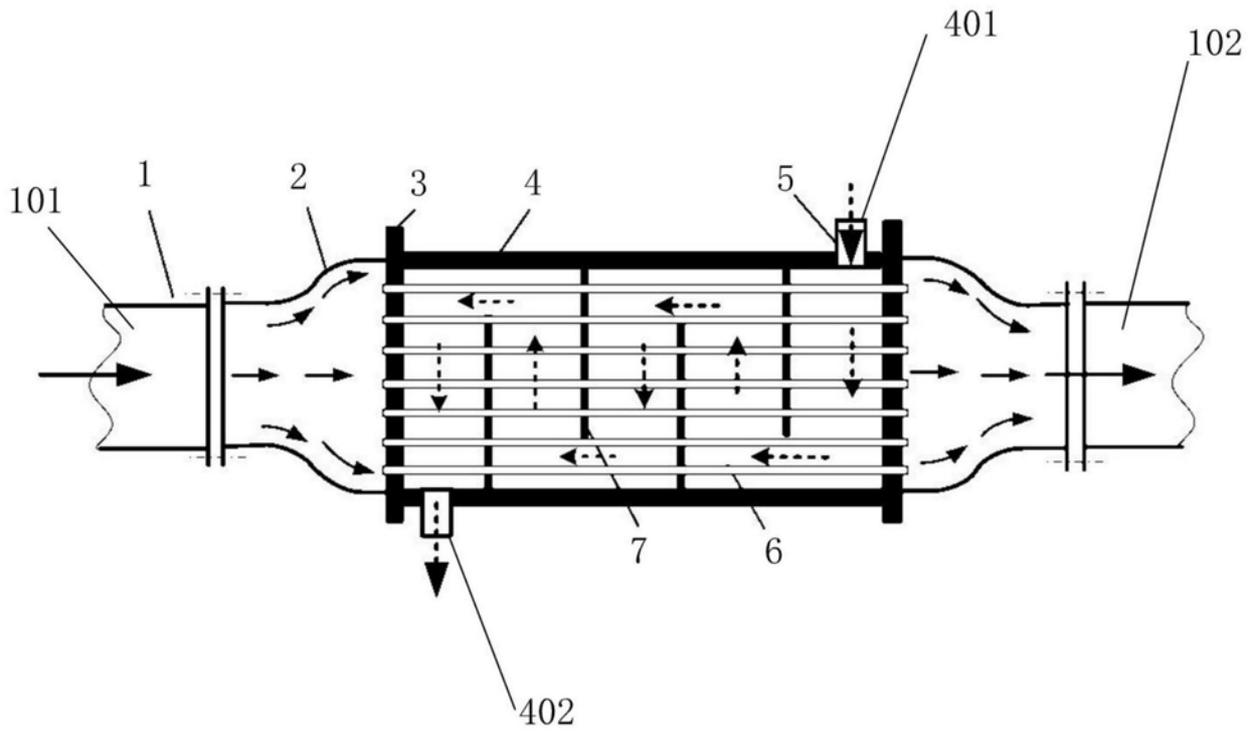


图1

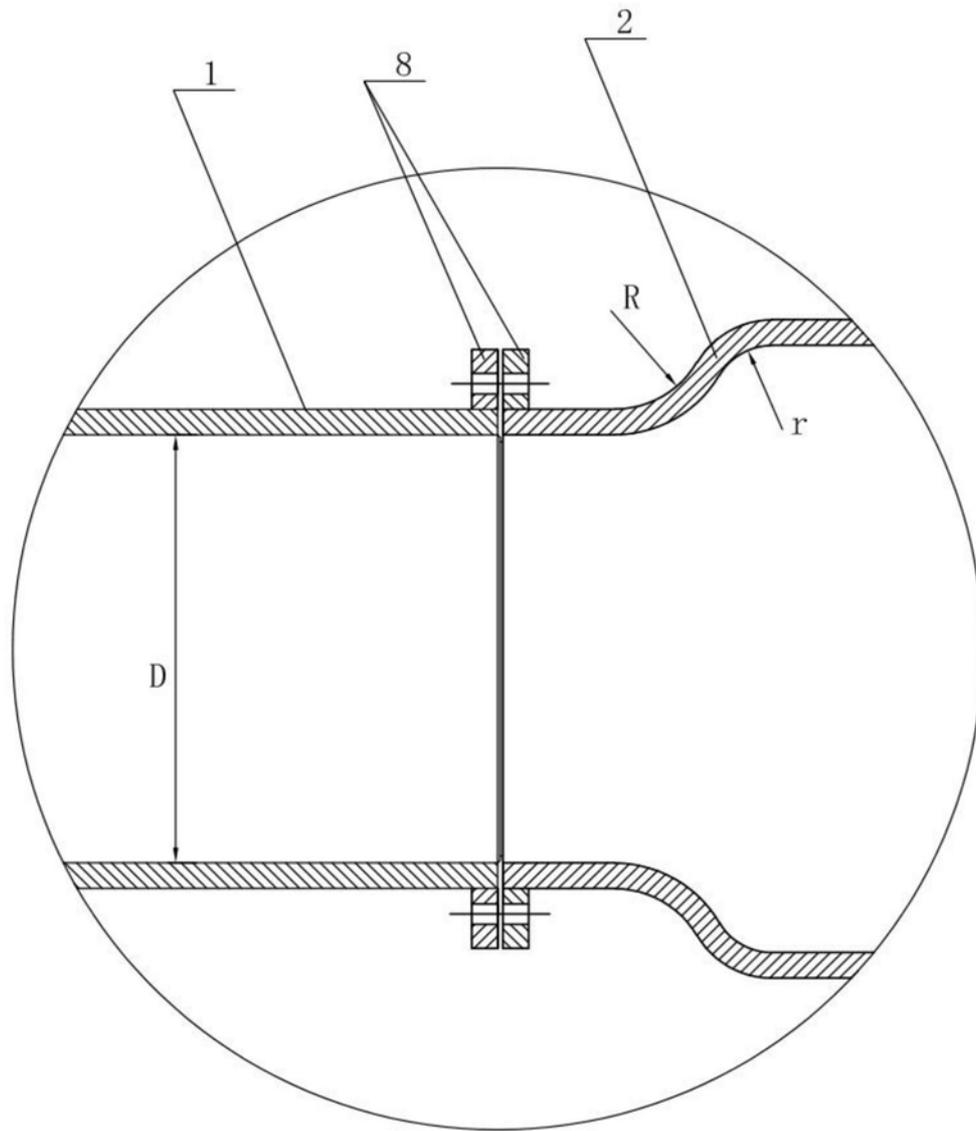


图2