

管排数对波纹翅片管换热器的性能影响研究

胡毅 楼滢
(杭州汽轮辅机有限公司 浙江 杭州 310012)

摘要: 翼翅式换热器广泛应用于空调系统中, 在实际制造换热器期间, 通常由于标准配置而不是实际环境中集成能耗。本文为了优化现有的设计生产方案, 采用 Matlab 仿真计算了不同天气参数下散热器的热交换、湿度、进气温度与失效空气温度的差以及引道温度与竖井参数的关系。这指定了换热器在不同区域中应使用的最佳导体数。

关键词: 散热器; 翅片; 换热系数; 综合性能

0 引言

目前, 在低气压环境下, 翼管冷凝器的空气冷却研究很少。本文建立了低压加热水箱, 研究低压环境对机翼通道散热器加热侧传热的影响, 同时验证了当前模型在低压下更换翼管的适宜性。

1 计算条件

1.1 几何模型

散热带翅片数量较大, 表 几何参数

同时其呈对称及周期分布, 当前计算机性能不能满足分析散热器整体, 故只需研究一个翅片单元的流动换热情况, 进而分析其换热性能, 其几何参数如表所示。

名称	参数
开窗角度 /°	23
厚度 /mm	0.16、0.18、0.2
长度 /mm	64
间距 /mm	1.5

1.2 网格的划分

因为翅片很薄, 所以采取结构性网格, 2 排管的网格数量为 189414, 4 排管的网格数量为 713296, 6 排管的网格数量为 1040158, 8 排管的网格数量为 1300790, 10 排管的网格数量为 1654482, 12 排管的网格数量为 2054322。

1.3 初始条件及边界条件设置

在使用 Fluent 模拟之前, 必须设置边界条件和初始条件: ①为了减少出口车道的进口效应和回流对数值模拟结果的影响, 相应地延长进口和出口边界, 根据相关研究中对 [8.11] 的处理, 将进口和出口的横截面向外延伸 500mm 直径的 10 倍。②夏季的新进气口设置为速度大小为 3m/s 的 velocity 进水口, 剑士计算室外空气球的温度上升到 35℃, 排气入口设置与新风的设置相匹配, 升压温度选择为 26℃。冬季风速值与夏季相同, 新进气温度为冬季气候的计算温度 -2.6℃, 即排气温度 20℃。风道末端设置为“压力出口”。③机箱内冷热通道的热通量是流动耦合, 即流动检测界面设置在耦合壁上。④机箱中每个导热硅脂的导热系数为 10000w/(mk)。

2 仿真分析

在翅片其他的物性参数不变的情况下, 本文选用厚度为 0.16mm、0.18mm、0.2mm, 利用 FLUENT 软件, 对其在 6 种不同的空气工况下进行数值模拟计算, 获得了三组不同

翅片厚度的温度云图, 得出相应的换热系数, 进而对不同厚度翅片的散热性能进行分析。在工况 12m/s 下的翅片温度云图。翅片厚度的不断增加, 冷流体在翅片间的流量不断减小, 进而造成翅片的散热性能不断地减弱。虽然厚度越薄的散热翅片, 散热效果也较优, 但受散热器结构设计的要求, 其翅片的厚度也不能太小。因此, 为保证散热器整体结构的可靠、牢固, 在设计散热器时, 应选择符合实际设计要求的翅片厚度, 本数值模拟值为设计提供一定的参考依据。

2.1 数据分析

在测试的环境压力下传热系数的变化, 以及 airrear 最薄的一侧, 热管入口空气中的干球温度为 25℃, 热管散热器的通风温度为 45℃。反应釜必然会降低对流变化的热量。在最小面积 400-800 范围内, 随着环境压力的减小, 热过渡面积传热系数曲线的斜率将大幅下降。低压环境下反应堆与对流换热的关系发生变化。当 reair=400 时, 环境压力从 101kPa 降至 40kPa, 传热系数下降 44.1%。空气侧对流换热随环境压力下降而大幅下降, 低于相同的 reair 值。由此产生的环境压力下降抑制了空气横向扰动引起的变热增益。根本原因分析如下: 尽管机翼结构保持不变, 但降低环境压力会导致空气密度恶化, 从而减少空气中分子与加热壁之间的有效接触次数。这会降低空气侧对流换热系数。

2.2 管排数对管子壁温的影响

从每条线路的夏季场景温度图中可以看出, 随着管道数量的增加, 新的风道末端温度会下降, 两条线路的排水温度为 32.19℃, 四条线路的排水温度为 31℃, 六条线路的排水温度为 30.01℃, 八条线路的排水温度为 29.4℃, 十条线路的排水温度为 29.08℃。此外, 可以看到散热器的第二个管道的温度随着管线数的增加从 30℃上升到 12 槽散热器的 33.4℃, 因为机箱内部的流量方向相反, 第二个出口阀中的第二个管道是排气侧的第一个管道, 最低温度, 以及 12 槽散热器的新侧。出口通道因此不可能通过增加散热器的热交换器来增加相同的热增量, 从而导致随着管道数量的增加, 平均每桶的热交换器减少。同样, 冬季第二排管道的温度随管线数量的增加而下降。

2.3 热管启动性能分析

当热流道冷却水管段温度为 60℃, 流量为 20L/h 时, 将导热管蒸发段放置在温度条件 250℃或更低的位置。摄氏

300℃。启动具有自然重力的管道时,壁上温度测量点处的温度将变为如图所示。熔盐温度为 250℃时,蒸发管壁上三个测点 T1-T3 的温度自然重力 1min 明显稳定。2 分钟加热时,冷凝段壁上的 3 个检测点温度 T5-T7 也达到稳定状态,热水器启动。根据软管启动时间的定义:加热管的平均温度与冷却管的平均温度之间的差,直到冷却管段的最大温差为止,管道的起始时间为 ca. 95s, 300℃熔盐和 ca. 250℃时 120s 熔盐。蒸发加热管段的温度越高,启动管道所需的时间就越短。

2.4 磁冷却的物理模型

磁冷却是一个物理问题,由多个物理场副本和多学科连接组成,涉及热动力学、传热、流体力学、固体物理学、磁物理学等。当前,通常只模拟流动和温度场,而热场被指定为边界条件,而磁变化产生的磁热效应通常被指定为内部热源,从而减少了将多个物理场共享为固定换热的复杂问题,大大提高了计算效率。为了简化计算,假定:①热液是单相的,不可压缩的,并且在流动过程中得到充分开发;②散热器与外部环境之间的热交换将被忽略,其他边界(外部边界条件和外部边界条件除外)将设置为绝对热条件;③忽略流体的粘性散射、磁热材料的热熔延迟、回流和旋涡损失;④每层光纤厚度均匀,平行放置;⑤除了磁性热材料的比热熵和熵(这是温度和磁性灵敏度的函数)外,磁性导热器和通量的其他热特性是恒定的。

2.5 稳健运行性能分析

保持热管冷却段 60℃,流量 20L/h 恒定,并将蒸汽闭锁段置于恒定熔盐中。如果熔体温度(T_{salt})为 200.250℃或 300℃时,研究蒸发加热管段外部的熔体温度对管道性能的影响,以稳定热管运行期间壁上的温度分布。熔盐温度越高,热管蒸汽段壁上温度越高,管内部分的工作温度越高。当熔体温度从 200℃上升到 250℃时,热管内的工作温度将从 T4 热段表面温度上升 27.8℃,平均壁厚将增加 51.28℃。当熔胶温度从 250℃上升到 300℃时,管内表面温度上升到 31.13℃,蒸发管段的平均壁厚上升 54.9℃。蒸发段外熔盐温度越高,热管内蒸汽压力越大,管的工作温度越高。

2.6 不同横向管间距情况下

对于杭州、广州与西安地区,在横向管间距为 25mm、27mm 和 29mm 几种情况下,进出口空气温差,进出口水温差,换热量及除湿量随管排数而变化。在相同排数下,换热器的进出口空气温差,进出口水温差,换热量及除湿量随着

横向管间距的增加逐渐增加。

3 结果分析

在平行板主动式磁回热器中,因板间隙不一致形成的不均匀流道对回热器换热性能产生影响。为了评价这种现象对磁制冷机温跨的影响,本文构建了二维、瞬态平行板磁制冷机模型,以平行板流道宽度相对标准偏差为指标衡量不均匀程度,对比分析了均匀流道和 12%、24%、36%、48%、60% 标准偏差下的磁制冷机温度分布云图及制冷温跨。模拟结果显示,在利用系数 0.5、运行频率 1Hz、热端温度恒定为 293.15k、冷端无热负荷的工况下,随着相对标准偏差的增加,不同宽度流道的对流换热系数与流量不匹配程度加大,磁制冷机各流道中温度差异变大,在冷端换热器处混合后使得冷端平均温度升高,但温度变化趋势减小。36% 标准偏差产生的制冷温跨为 5.8K,同均匀流道相比下降了约 50%。

综上,流道不均匀对磁制冷机换热性能有着严重的影响,在实验中应采用良好的 AMR 板叠制作工艺尽量减小流道不均匀程度。当管排数由 4 排提高至 10 排后,杭州地区较西安地区应用时增加的换热量提高 10%。为保证波纹翅片管换热器在不同区域应用时的换热量在 9 ~ 11kW 内。当横向管间距为 25mm、翅片间距为 2.8mm 时,在西安可取管排数为 8 ~ 10 排,杭州可取管排数为 7 ~ 9 排,广州可取管排数为 5 ~ 6 排。

4 结语

①具有不同导体布置的换热器,在夏季特定风速下随着第二管壁厚的增加而增大。冬季,随着管线布置的增加,第二条管道的壁厚下降,第 2 行中的其他管道与第二条管道的趋势相同②当换热器达到一定风速时,散热器的总交热量随导体数的增加而增加。第 2 列到第 6 列的数目会增加,第 6 列到第 12 列的数目则会逐渐减少。换热器的压力减小热随导体数的增加而减小,而第 6 推导滤波器的压力减小器下降一半至第 2 排气散热器的一半。换热器换热体积随导体数的增加而减小,流量换热器减小约 60% 的管道转换器③从上述接线中可以看出,考虑到车厢顶部的空间限制和散热器的综合性能,本文中热电偶散热器系列的最佳数量为 6 行。

参考文献:

- [1] 闫君芝,崔金健,党睿.管壳式换热器传热性能数值模拟[J].化工科技,2019,27(06):36-38+49.
- [2] 曾志伟,董云凤.管壳式换热器单弓形折流板换新技术分析[J].广东造船,2019,38(06):81-84.