

正压防护服用供气背包设计及其数值模拟与实验

侯雨雷¹ 李希萌¹ 索槐² 李岳¹ 曾达幸^{3*}

1.燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004

2.秦皇岛嘎哈医疗电子仪器有限公司,秦皇岛,066100

3.东莞理工学院机械工程学院,东莞,523808

摘要:当前正压防护服功能相对单一,防护服内部温度较高且压力不易控制,安全性和舒适感较低,为此,提出一种集供/排气、过滤、制冷功能于一体的配套装置。测试防护服内保持微正压状态所需数据,分模块设计供气背包结构;对半导体制冷模块进行传热分析,建立仿真模型并基于计算流体动力学(CFD)分析型材尺寸对制冷性能的影响;以模糊PID控制保持温度、气压参数的稳定,求解传递函数、设计控制器并利用 Simulink 进行了仿真验证;搭建微正压防护服 FLUENT 仿真模型,分析防护服内流场、温度场分布规律以及供风温度对其影响;试制供气背包样机,并进行防护服温度湿度测试。结果表明,供气背包可实现 30 s 内除湿至正常环境湿度、100 s 内降温至低于室温 5 °C。

关键词:正压防护服;供气背包;半导体制冷;FLUENT 仿真;温度湿度测试

中图分类号:TP202

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.06.023

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Design and Numerical Simulation and Experiments of Gas Supply Backpacks for Positive Pressure Protective Clothing

HOU Yulei¹ LI Ximeng¹ SUO Huai² LI Yue¹ ZENG Daxing^{3*}

1.School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

2.Qinhuangdao Gaha Medical Electronic Instrument Co., Ltd., Qinhuangdao, Hebei, 066100

3.School of Mechanical Engineering, Dongguan University of Technology, Dongguan, Guangdong, 523808

Abstract: At present, the function of positive pressure protective clothing is relatively single, the high internal temperature and difficult pressure control resulted in low safety and comfort. Therefore, a supporting device integrating supply/exhaust, filtration and cooling functions was proposed. The data required to maintain a slightly positive pressure state within the protective clothing was tested, and the structure of the air-supply backpack was designed in modules. A heat transfer analysis was conducted on the semiconductor refrigeration module, and a simulation model was established to analyze the impacts of profile dimensions on refrigeration performance based on CFD (computational fluid dynamics). The parameters of temperature and pressure were stabilized by fuzzy PID control, the transfer function was solved, the controller was designed and verified by Simulink simulation. The FLUENT simulation model of micro positive pressure protective clothing was built to analyze the distribution law of flow field and temperature field in protective clothing and the influences of air supply temperature. The prototype of air supply backpacks was developed and the temperature and humidity of protective clothing were tested. The results show that the air supply backpacks may dehumidify to normal ambient humidity within 30 s and reduce 5 °C compared with room temperature within 100 s.

Key words: positive pressure protective clothing; gas supply backpack; semiconductor refrigeration; FLUENT simulation; temperature and humidity testing

0 引言

防护服是各种污染环境中进行检测、救援等任务的基本防护装备,但目前传染病防控及生化

实验室人员所用防护装备生理舒适性较差^[1],正压防护服若在保证用户安全的同时能够为其提供洁净空气,并持续排出身体热量和产生的浊气,则可有效提高穿戴的舒适性^[2]。防护服密封性强、透气性差,尤其在天气炎热的夏季,易造成医护人员中暑^[3],故保持防护服内温度和湿度值处于合适范围内十分必要。

收稿日期:2024-05-17

基金项目:河北省重点研发计划(23317701D);广东省基础与应用基础研究基金自然科学基金(2023A1515012103);广东高校科研平台和项目-创新团队项目(自科)(2022KCXTD033)

供风装置作为正压防护服的核心组件^[4],需要考虑供风量、正压值、噪声大小、使用寿命以及异常报警等多方面。李国栋等^[5]设计了一款防止放射性污染的正压防护服动力送风单元,内置高效过滤器及微型风机,设有流量、温度反馈控制功能。目前,国内外暂无正压防护服统一标准^[6]。吴金辉等^[7]通过气密性压力测试得出静止时正压防护服内部正压维持在 100~110 Pa 之间,行走时维持在 70~200 Pa 之间。刘倩静^[8]应用人体工效学对正压防护设备进行综合效能评估,结果表明,正压防护设备进风量达 75~125 L/min 时,可满足负荷劳动下的生理需求。

在保证防护安全的前提下,减小气压可增强穿戴的便利性,微正压防护服内气压微大于防护服外气压,属于正压防护服范畴,但当前对此缺乏明确的界定。正压防护服的气压控制^[9]要求较高,李鑫等^[10]提出一套微正压防护服系统,设定气流量范围为 60~130 L/min,可排除汗液,但未实现自动调压。供气型正压防护服的研究还比较初步,其应用仍需进一步解决包括安全、舒适性等在内的诸多问题^[11]。

相较于液体降温及相变降温服,半导体制冷^[12]具有效果好、无噪声及易携带等优点。丁喜梅^[13]设计了一款半导体制冷与水冷散热结合的装置,降温效果好,但混合降温服结构较为复杂,操作不便。LOU 等^[14]利用半导体制冷片研发了一种可降温除湿的穿戴式防护装备,每小时可从防护服内散发 51.7 W 的热量和 26.3 g 的水分。SU 等^[15]开发了一种便携式冷却装备,在 18~20 °C 空气温度下,50 L/min 的冷气流量在头部位置可营造一种舒适环境,但送风难以流向腿部。

半导体热电制冷模块的性能关乎降温量和除湿率,通常可用实验或 FLUENT 仿真的方法予以验证^[16]。ELTAWHEEL 等^[17]搭建实验平台,通过改变半导体制冷片的输入电压及型材旋转角度来研究热电制冷模块发挥出最佳性能时的条件参数。刘尚杰^[18]建立了散热型材模型并通过 FLUENT 软件分别验证了型材长度、翅片间距及翅片厚度对除湿效果的影响。吕明杰^[19]将热电制冷模块分为进口域、出口域、内部流体域及固体域,研究了导冷型材翅高、翅厚及翅间距对导热性能的影响。当前研究通常为单独分析散热端或导冷端,忽略了两端之间的热量传递及其相互影响,未将两者结合一同分析,也未曾考虑型材底板厚度对导热性能的影响。

此外,通过 FLUENT 软件还可分析防护服

内部空气流动状态及温湿度分布。XU 等^[20]设计了一款新型通风防护服,建立了简化人体模型,并进行了温度分布仿真分析。SHEN 等^[21]研究了环境温度及服装材质对传热的影响,得到了人体表面的气体流动路径和速度云图。陈慧臻^[22]采用空心圆柱模拟防护服躯干,并建立了曲面人体模型,分别研究了防护服厚度、流速等参数对防护服导热性能的影响。供风量大小、环境温度等参数对正压防护服的气压、温度分布均有较重要的影响,但目前相关研究仍欠充分。

综上所述,当前正压防护服尚未有统一的微正压范围标准,压力控制还不够精确,穿着后防护服内部温度较高,舒适感较低,为此,本文提出一种集供/排气、多级过滤、制冷功能于一体的供气背包,进行相关理论计算、仿真分析及实验测试,以期提高正压防护服穿戴舒适性。

1 供气背包总体结构设计

1.1 正压防护服微气压测试

为测试防护服微正压数值,制作供气背包如图 1 所示,以风机为动力来源,气体由过滤模块进入,通过供风接头送至防护服,防护服内的浊气由排风接头连接排至外界。

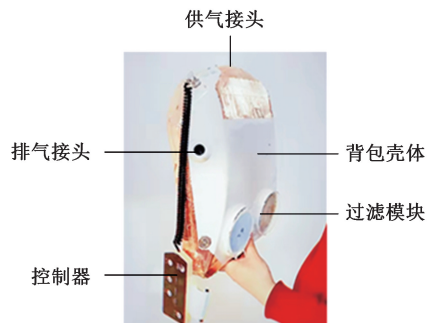


图 1 气压测试背包样机

Fig.1 Prototype of air pressure test backpack

采用数字压力表分别测试防护服达到微鼓状态、蹲下和站立瞬间头部和腹部的气压值。防护服尺码越大,体积总量越大,其气压变化程度越大,蹲下及站立瞬间防护服内气体瞬时聚集或外排,气压迅速增大或减小。选择 160、170、180 等多种型号防护服,分别记录蹲下瞬时最大气压值和站立瞬时最小气压值。以 170 型号为例,记录头部、腹部不同状态下气压测量值分别如表 1、表 2 所示。

同一试验条件下,腹部的气压值一般较头部小,考虑拆装方便,将气压传感器放置于腹部,且压差范围设置为 5~20 Pa,则无论何种动作状态下,头部均能保持正压状态,此状态可阻止外界病毒侵入,符合安全要求。

表 1 170 型号防护服头部不同状态下的气压测量值

Tab.1 Air pressure measurement value of 170 type protective clothing head under different conditions Pa

试验次数	微正压状态	蹲下瞬间	站立瞬间
1	42.0	270.0	31.0
2	30.0	352.0	18.0
3	26.0	300.0	17.0
4	24.0	352.0	17.0
5	37.0	354.0	15.0
平均值	31.8	325.6	19.6

表 2 170 型号防护服腹部不同状态下的气压测量值

Tab.2 Air pressure measurement value of 170 type protective clothing under different abdominal conditions Pa

试验次数	微正压状态	蹲下瞬间	站立瞬间
1	17.0	376.0	-15.0
2	7.0	370.0	-8.0
3	5.0	294.0	-14.0
4	10.0	364.0	-3.0
5	7.0	243.0	-12.0
平均值	9.2	329.4	-10.4

1.2 供气背包结构设计

供气背包总体结构可分为过滤模块、背包壳体、电源模块、供气及连接模块、制冷模块和控制模块。从功能上分为普通供气型和制冷型两种,设计参数要求如表 3 所示。其中,出口降温量指制冷型背包开启制冷功能后,防护服进风口空气的温度相较室温的降低量。

表 3 供气背包设计参数要求

Tab.3 Requirements for design parameters of air supply backpack

参数类型	普通供气型背包	制冷型背包
过滤效率/%	>99.99	>99.99
过滤时间/h	>24	>24
供气量/(m ³ ·h ⁻¹)	>3	>3
背包重量/kg	<2.5	<4
出口降温量/℃		>10
电量持续时间/h	>5	>2
系统故障预防机制	设有备用开关、备用风机	

过滤装置决定着防护病毒等级、过滤效率和风阻大小。考虑实现 99.99% 的过滤效率,24 h 的过滤寿命^[23],滤芯材质选用 H14 熔喷布,适量活性炭,滤芯进风口表面、活性炭进/出风口表面分别加一层 F9 等级的无纺布,过滤模块结构如图 2 所示。

过滤模块设有寿命计时器,当寿命不足时,系统会适时报警提醒。过滤外罩两侧与过滤壳体之间留有间隙,即过滤装置进风口,过滤外罩还可以阻止大面积灰尘、杂质进入过滤装置,以延长过滤寿命。

供气连接模块包括供气背包进出气口、供风

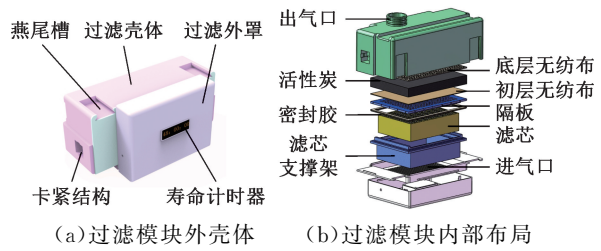


图 2 过滤模块结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of filter module structure

管道和风机,风机又分为供风风机、备用风机、回抽风机和散热风机。供风管道采用 PE 材质,供气背包与过滤装置间的通气接头以双 O 形密封圈连接,O 形圈选用硅胶材质,线径为 1.9 mm,外径为 34 mm,压缩率为 21.05%;风机按照各自功能,考虑用电量、噪声及供风量等参数选取相应型号。通气接头结构剖视图见图 3。

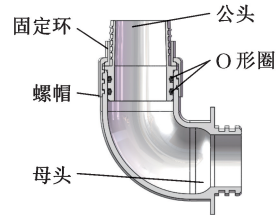


图 3 通气接头结构剖视图

Fig.3 Section view of ventilation joint structure

电源模块包括锂电池及其外壳、电池仓,其中采用六、九节锂电池分别作为普通供气型和制冷型背包的供电来源,计算公式如下:

$$W = U_b I_b \quad (1)$$

$$E = V A_c \quad (2)$$

$$t_c = E/W \quad (3)$$

式中:W 为用电功率;U_b 为用电电压;I_b 为用电电流;E 为电池能量;V 为电池额定电压;A_c 为电池容量;t_c 为电池可用电时间。

根据供电时间要求,经计算,六、九节锂电池容量分别为 A_c ≥ 8.125 A·h 和 A_c ≥ 15 A·h,结合电池规格,分别选取 10 A·h 和 15 A·h 容量的电池组。

背带用以承载背包,遵循人体工程学设计,左侧肩带夹层内留直径 4 mm 线束通道,用来通信走线。背包壳体承载着所有零部件,需有一定的硬度,且希望密度小,能够抗紫外线,故选用 ASA 材质。壳体模块如图 4 所示。

制冷型背包采用二级制冷模块装置,每一级制冷模块均设有两个 12704 半导体制冷片,两级制冷模块插接而成,用户可根据实际需求选择一级制冷还是二级制冷,一级制冷模块模型见图 5。

普通供气背包可实现防护服内空气过滤、供风和除湿;制冷型背包除前述功能外,还可实现降温功能,整体结构如图 6 所示。

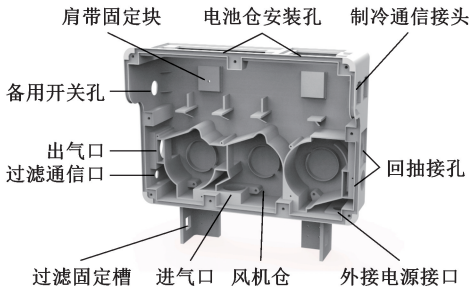


图 4 供气背包壳体模块

Fig.4 Gas supply backpack housing module

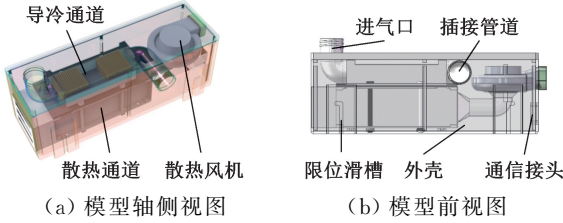


图 5 制冷模块结构示意图

Fig.5 Schematic diagram of refrigeration module structure

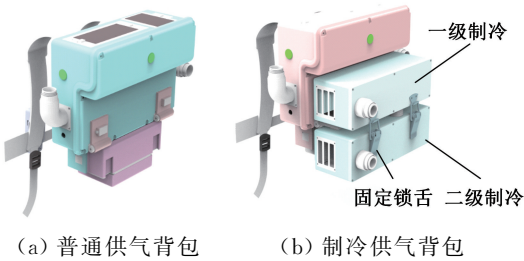


图 6 供气背包整体示意图

Fig.6 Overall schematic diagram of gas supply backpack

2 制冷模块数值模拟分析

2.1 制冷模块参数设置

制冷模块由半导体制冷片、散热型材、导冷型材、风机、通道及保温棉组成。进行传热分析如下：假设热电制冷系统传热只在垂直方向发生，外加电场在热电偶上均匀一致。以一对热电偶为例，热电偶对长为 l ，面积为 A ，通过的电流为 I ，电阻为 R ，塞贝克系数为 s ，导热参数 λ 为常数，热电偶内部温度为 T_d ，热电制冷系统冷端温度为 T_c 、热端温度为 T_h ，在第三类边界条件 $x=0$ 情况下，流体温度为 T_{f1} ，对流传热系数为 α_1 ； $x=l$ 条件下流体温度为 T_{f2} ，对流传热系数为 α_2 ， q_v 为均匀内热源。热电制冷系统工作稳定时，热传递方程^[24]为

$$d^2 T_d / dx^2 + q_v / \lambda = 0 \quad (4)$$

第三类边界条件：

$$-\lambda A dT_d / dx = sIT_h - \alpha_1 A (T_h - T_{f1}) \quad x = 0 \quad (5)$$

$$-\lambda A dT_d / dx = sIT_c - \alpha_2 A (T_{f2} - T_c) \quad x = l \quad (6)$$

综合式(4)~式(6)，得到热电偶内部的温度分布为

$$T_d = -\frac{q_v}{2\lambda} x^2 + \left[\frac{\alpha_1}{\lambda} (T_h - T_{f1}) - \frac{sIT_h}{\lambda A} \right] x + \frac{q_v A l - \alpha_1 A (T_h - T_{f1}) + sIT_h + \alpha_2 A T_{f2}}{sI + \alpha_2 A} + \frac{q_v l^2}{2\lambda} - \frac{\alpha_1 l}{\lambda} (T_h - T_{f1}) + \frac{sIT_h l}{\lambda A} \quad 0 \leq x \leq l \quad (7)$$

制冷量 Q_g 为

$$Q_g = sIT_c + \lambda A (dT_d / dx)_{x=l} = \alpha_1 A (T_h - T_{f1}) - I^2 R - sI (T_h - T_c) \quad (8)$$

热端散热量为

$$Q_h = sIT_h + \lambda A (dT_d / dx)_{x=0} = \alpha_1 A (T_h - T_{f1}) \quad (9)$$

系统输入功率为

$$P = Q_h - Q_g = I^2 R + sI (T_h - T_c) \quad (10)$$

系统输入电压为

$$U = P / I = IR + s(T_h - T_c) \quad (11)$$

系统制冷系数为

$$\epsilon_c = \frac{Q_g}{P} = \frac{\alpha_1 A (T_h - T_{f1}) - I^2 R - sI (T_h - T_c)}{I^2 R + sI (T_h - T_c)} \quad (12)$$

制冷型供气背包采用 TEC1-12704 型半导体制冷片制冷，参数 l 、 A 、 s 、 λ 均为常数，提高热电系统的制冷性能，需从散热性能、导冷方式和制冷模块结构来考虑。由式(10)可知，散热量 Q_h 与制冷量 Q_g 成正相关，若要提高 Q_g ，需要良好的散热结构。由式(8)可知， Q_g 还与对流传热系数、冷热端温差大小有关，因此应增加散热量和导冷量以缩小半导体制冷片冷热端的温差，减少其间的热量传递。

利用 FLUENT 软件分别对制冷模块的散热端和导冷端进行仿真，以分析不同结构参数和环境变量下的制冷性能。建立仿真模型并划分流体域结果如图 7 所示。

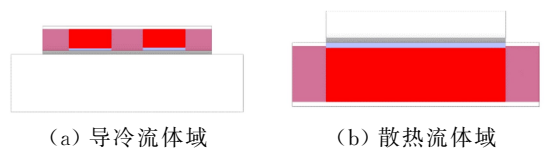


图 7 制冷模块流体域划分

Fig.7 Fluid domain division of refrigeration module

制冷模块内嵌在封闭外壳内，不与外界环境发生热交换，是一个涉及固体域和流体域对流、导热互相耦合的过程，随着半导体制冷片、热端、冷端和流体域之间的相互影响，系统最终会达到稳定状态。

无论是散热端还是导冷端,空气流动均由风机提供动力,可视为强制对流换热,由于需要研究散热端和导冷端温度随时间的变化趋势,因此进行三维瞬态计算,其控制方程如下:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (13)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (14)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (15)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial \tau} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (16)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (17)$$

式中: u, v, w 分别为 x, y, z 方向的分速度; τ 为半导体制冷片工作时间; ρ 为空气密度; p 为大气压; c_p 为空气质量热容; T 为型材表面温度; λ_k 为空气热导率; μ 为空气黏度。

使用雷诺数判断空气流动状态:

$$Re = \frac{U_v L}{\nu_1} \quad (18)$$

$$M = 3600 F U_v \quad (19)$$

式中: U_v 为空气流动速度; L 为特征长度; ν_1 为流体运动黏度; M 为风量, m^3/h ; F 为管道通风面积, m^2 。

所选两款风机风量分别为 $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 和 $9.6 \text{ m}^3/\text{h}$ 。以室温 $26 \text{ }^\circ\text{C}$ 下的空气运动黏度 ν_1 为例,求得导冷通道的空气流动速度为 2.95 m/s ,雷诺数为 5898 ,散热通道的空气流动速度为 3.78 m/s ,雷诺数为 7550 ,雷诺数均大于 2000 ,故两个流体域均视为湍流^[25]。

采用标准 $k-\epsilon$ 模型进行求解,两个流体域的入口边界设置为速度入口,出口边界设置为压力出口,温度为常数。流体域与固体交界处,速度无突变,温度一致。

FLUENT 仿真计算中,为消除网格数量对计算结果的影响,有必要进行网格的独立性验证。选取导冷通道流体域进出口热交换效率为评估指标,计算结果误差大小,并逐渐增加网格数量。当两个网格下的热交换效率计算结果相对误差足够小时,认为可以验证网格独立性。热交换效率计算公式如下:

$$\eta = \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{T_{\text{in}}} \quad (20)$$

式中: $T_{\text{in}}, T_{\text{out}}$ 分别为冷端进口气口温度。

相对误差计算公式如下:

$$\varphi_N = \frac{|\eta_N - \eta_{N-1}|}{\eta_{N-1}} \quad (21)$$

式中: N 为网格划分次数; φ_N 为第 N 次划分网格时的误差; η_N, η_{N-1} 分别为第 $N, N-1$ 次划分网格的热交换效率。

由表 4 可知,随着网格数量的增加,误差逐渐减小,且第四、第五次的误差接近,故综合考虑仿真精度和计算时间成本,设置该模型的网格数量为 238 万左右。

表 4 流体域进出口热交换效率随网格数的变化
Tab.4 Variation of heat exchange efficiency between inlet and outlet of fluid domain with grid number

N	网格数量	流体域进出口热交换效率 $\eta/\%$	相对误差 $\varphi_N/\%$
1	1 143 668	26.46	
2	1 584 722	26.94	1.81
3	2 171 225	27.18	0.90
4	2 389 446	27.27	0.33
5	2 566 712	27.32	0.18

2.2 制冷模块仿真分析

分析散热型材底板厚度、型材长度、齿片齿高以及导冷型材底板厚对制冷性能的影响,计算模型如图 8 所示。其中, d_i 为型材底板厚度, d_w 为型材齿宽, h 为齿片齿高。

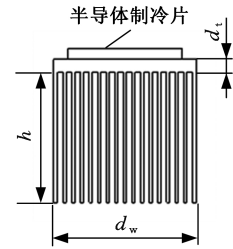


图 8 计算模型图

Fig.8 Calculation model

为测试不同底板厚度型材的散热效果,对模型进行瞬态仿真,分析不同底板厚度下散热型材吸热速率的变化规律。底板厚度分别为 3.0 mm 、 4.5 mm 及 6.0 mm 时底板内侧表面平均温度随时间的变化如图 9 所示。可见 3 mm 底板厚度型材表面温度最高、吸热速率最快,其次是 4.5 mm ,较快的吸热速率有助于型材快速散掉半导体制冷片热端的热量,进而提高制冷能力,故选取 3 mm 底板厚度散热型材是较合适的。

为在有限的空间内实现最佳的散热性能,进一步探究型材尺寸对热量分布的影响。选取四组不同长 \times 宽 \times 高的散热型材对模型进行瞬态仿真,分析型材长度、高度对散热性能的影响。不同尺寸散热型材散热通道出风口平均温度随时间变

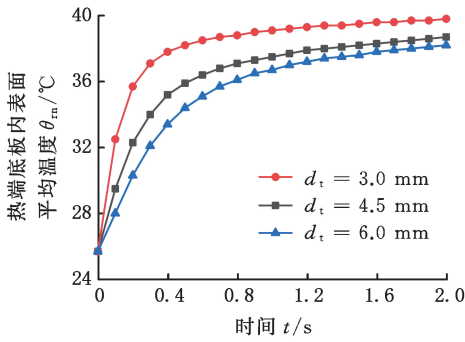


图9 热端不同底板厚度下内表面温度随时间变化
Fig.9 Variation diagram of inner surface temperature with time at different base plate thickness at hot end

化如图 10 所示。可见供风开始 30 s 内,120 mm × 50 mm × 28 mm 型材温度上升最快,其次是 160 mm × 50 mm × 28 mm、200 mm × 50 mm × 28 mm 和 160 mm × 50 mm × 50 mm。由三种不同长度型材的对比结果可知,型材长度越小吸热越快,三种型材表面最终稳定温度相近,故宜采用质量较小的 120 mm × 50 mm × 28 mm 型材;由齿高 28 mm 和齿高 50 mm 两种型材的对比结果可知,型材高度越小吸热越快,最终稳定温度也较高,有利于热量快速散出。

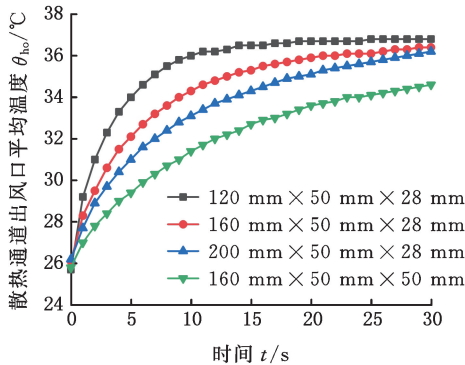


图 10 不同型材散热通道出风口平均温度随时间变化
Fig.10 The average temperature of the outlet of different profiles cooling channels changes with time

压降用来表征型材的风阻大小,风阻越大,空气流通受阻,不利于空气带走散热型材导出的热量,故压降越小越好。四组型材通道内的压降 p_{in} 变化如图 11 所示。结果可见,200 mm × 50 mm × 28 mm 型材通道内阻力最大,其次是 160 mm × 50 mm × 50 mm、160 mm × 50 mm × 28 mm、120 mm × 50 mm × 28 mm。分析可得,型材越长、高度越高,管道内流动空气的阻力越大,因此当其他条件一致时,为保证通畅的空气流动,宜选择高度较小、长度较小的散热型材。

制冷端的性能同样重要,因此分别选取 1.0 mm、2.5 mm 及 5 mm 底板厚度的导冷型材对模型进行瞬态仿真分析,其底板内侧表面平均温度

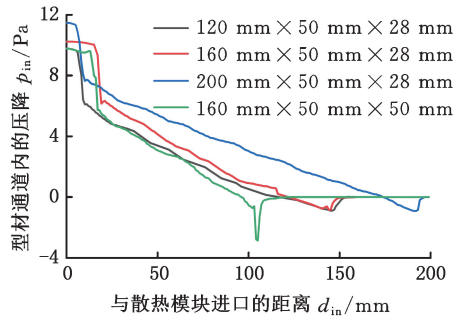


图 11 不同尺寸型材通道内的压降曲线
Fig.11 Pressure drop curves in different size profile channels

随时间变化情况如图 12 所示。结果可见,1.0 mm 底板厚度型材表面温度最低、导冷速率最快,其次是 2.5 mm、5.0 mm,更快的导冷速率有助于快速传递半导体制冷片冷端的制冷量,进而提高制冷能力,但底板过薄不易加工,加工成本高,综合考虑选取 2.5 mm 底板厚散热型材是较合适的。

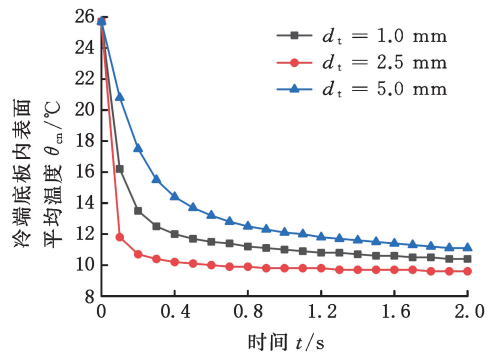


图 12 冷端不同底板厚内表面温度随时间变化图
Fig.12 Variation diagram of inner surface temperature of cold end with different base plate thickness with time

3 模糊 PID 控制开发

3.1 控制模型建立

为保障穿戴的安全性和舒适性,防护服内需维持稳定、适宜的气压和温度,本节根据防护服内温度、气压两个参数的动态特性建立数学模型。

防护服内部为相对密闭空间,主要考虑由供风风机、回抽风机进行的空气循环和热交换过程。以降温为例,防护服内热量与供气背包制冷模块提供的制冷量在时间序列上不断变化,其表达式为

$$C \frac{d\theta_a}{dt} = Q_g - F_i K (\theta_a - \theta_b) \quad (22)$$

$$C \frac{d\theta_b}{dt} + F_i K \theta_a = Q_g + F_i K \theta_b \quad (23)$$

式中: C 为防护服的容量系数; θ_a 为防护服内温度; θ_b 为室温; F_i 为防护服表面积; K 为防护服的热导率。

当防护服内温度达到稳定时,温度变化率 $\frac{d\theta_a}{dt} =$

0, 制冷模块初始制冷量 Q_{g0} 为

$$Q_{g0} = F_f K (\theta_{a0} - \theta_{b0}) \quad (24)$$

式中: θ_{a0} 、 θ_{b0} 分别为防护服内和室内的初始温度。

当防护服内温度处于动态时, 则有

$$\left. \begin{aligned} \theta_a &= \theta_{a0} + \Delta\theta_a \\ Q_g &= Q_{g0} + \Delta Q_g \\ \theta_b &= \theta_{b0} + \Delta\theta_b \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

其中, $\Delta\theta_a$ 、 ΔQ_g 、 $\Delta\theta_b$ 为各环节增量。

将式(24)代入式(22), 则有

$$C \frac{d(\theta_{a0} + \Delta\theta_a)}{dt} + F_f K (\theta_{a0} + \Delta\theta_a) = Q_{g0} + \Delta Q_g + F_f K (\theta_{b0} + \Delta\theta_b) \quad (26)$$

将式(23)代入式(25), 有

$$C \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + F_f K \Delta\theta_a = \Delta Q_g + F_f K \Delta\theta_b \quad (27)$$

由于室温不会突变, $\Delta\theta_b = 0$, 进而有

$$\frac{C}{F_f K} \frac{d\Delta\theta_a}{dt} + \Delta\theta_a = \frac{1}{F_f K} \Delta Q_g \quad (28)$$

进行拉氏变化, 得初始传递函数为

$$G_1(t) = \frac{k_1}{T_1 t + 1} \quad (29)$$

式中: k_1 为静态放大增益; T_1 为时间常数。

防护服内的温度变化存在滞后性, 因此增加滞后环节, 得到温度控制传递函数如下:

$$G_1(t) = \frac{k_1}{T_1 t + 1} e^{-\tau_1 t} \quad (30)$$

式中: τ_1 为滞后时间参数。

同理, 根据质量守恒定律, 防护服内气压平衡方程为

$$\rho V_d \frac{dp_n}{dt} = \Delta G \rho p_s - \Delta G \rho p_n \quad (31)$$

式中: V_d 为防护服内体积; p_n 为增压量; p_s 为防护服内气压; ΔG 为送风量与抽风量之差, 即净供风量。

同理, 经拉氏变化并增加滞后环节, 得到防护服气压控制传递函数如下:

$$G_2(t) = \frac{k_2}{T_2 t + 1} e^{-\tau_2 t} \quad (32)$$

式中: k_2 为静态放大增益; T_2 为时间常数; τ_2 为滞后时间参数。

3.2 传递函数求解

式(30)、式(32)被视为防护服内温度、气压模型的一阶惯性环节, 未知参数通过阶跃响应法得出。以模拟蹲起时的增压过程为例, 供风风机和回抽风机的风量直接影响防护服内气压的变化, 实验测得防护服内气压随时间变化见图 13。

由图 13 可见, $t=90$ s 时, 防护服内气压基本稳定, 供风风机与回抽风机供气量达到平衡, 有 $y(0) = -15.2$, $y(\infty) = 19.1$ 。系统给定的阶跃电压 u_0 为 12 V, 静态放大增益 k_2 为

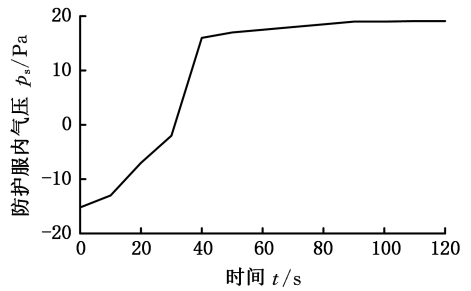


图 13 防护服内气压变化曲线

Fig.13 Air pressure change curve in protective clothing

$$k_2 = \frac{y(\infty) - y(0)}{u_0} = 2.86 \quad (33)$$

将阶跃响应 $y(t)$ 转换为 $[0, 1]$ 内量纲一形式, 得

$$y^*(t) = \frac{y(t) - y(0)}{y(\infty) - y(0)} \quad (34)$$

在阶跃响应作用下, $y^*(t)$ 化简为

$$y^*(t) = 1 - e^{-\frac{t}{T}} \quad (35)$$

将 $y^*(t)$ 两个数据组 (30, 0.41), (40, 0.92) 代入式(34), 求得 $T_2 = 5$, $\tau_2 = 33$, 再代入式(32)得

$$G_2(t) = \frac{2.86}{5t + 1} e^{-33t} \quad (36)$$

同理, 对防护服内温度进行采集, 室温 35 °C 下采用四个制冷片以最大制冷功率进行降温, 利用 MATLAB 软件绘制温度变化曲线, 如图 14 所示。

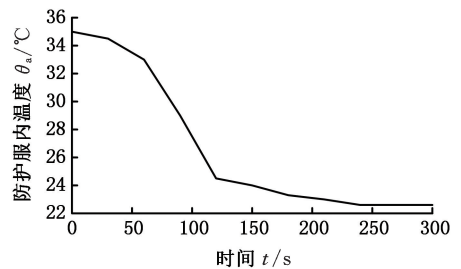


图 14 防护服内温度变化曲线

Fig.14 Temperature change curve in protective clothing

由图 14 可见, 在 250 s 左右防护服温度基本达到平衡, 其中 $y(0) = 35$, $y(\infty) = 22.6$, 求得

$$k_1 = \left| \frac{y(\infty) - y(0)}{u_0} \right| = 1.03 \quad (37)$$

将两个数据组 (90, 0.52), (180, 0.95) 代入 $y^*(t)$ 曲线中, 求得 $T_1 = 40$, $\tau_1 = 61$, 进而可得温度控制传递函数为

$$G_1(t) = \frac{1.03}{40t + 1} e^{-61t} \quad (38)$$

3.3 模糊 PID 控制器设计

防护服内温度、气压参数存在时滞性和非线性, 考虑传统 PID 难以保证精度, 故将模糊控制引入, 其原理如图 15 所示。图中, I_1 、 I_2 代表防护服内温度、气压目标值, Y_1 、 Y_2 代表温度、气压实际

值, e_1 、 e_2 代表实际值与目标值的偏差, e_{c1} 、 e_{c2} 代表偏差变化率, O_1 、 O_2 代表模糊器输出值, Δk_p 、 Δk_i 、 Δk_d 为输出参数增量。

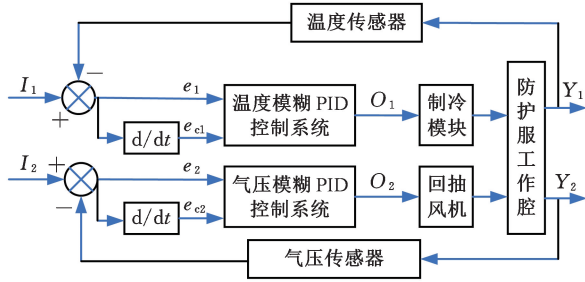


图 15 温度和气压模糊 PID 控制原理图

Fig.15 Schematic diagram of temperature and pressure fuzzy PID control

此系统是两参数二输入三输出结构,可随工况实时调整,在降温过程中,模糊 PID 控制输出 0~12 V 电压,以改变制冷片输入功率;调压过程中模糊 PID 控制输出 0/12 V 电压,以改变回抽风机 PWM 占空比,传感器实时检测,直至达到稳定状态。

以温度控制为例设计模糊控制器。首先根据测量数据取值范围确定模糊论域,温度误差基本论域为 $[-2.7, 2.7]$,模糊论域为 $[-2, 2]$,量化因子为 0.7,偏差率基本论域为 $[-1.4, 1.4]$,模糊论域为 $[-2, 2]$,量化因子为 1.4。比例增量模糊论域为 $[-3, 3]$,量化因子为 0.04;积分增量模糊论域为 $[-3, 3]$,量化因子为 0.000 004;微分增量模糊论域为 $[-3, 3]$,量化因子为 8。防护服内温度不会突变,输入、输出隶属函数取三角形,模糊子集取 $\{NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB\}$,利用 Mamdani 模糊推理法建立模糊规则。通过重心法进行模糊数据清晰化(即解模糊)对 PID 三个输出参数进行修正,从而获得更加稳定的性能。

设置防护服初始温度为 35 °C,目标值为 22 °C,初始气压值为 -15 Pa,目标值为 20 Pa,利用 Simulink 创建传统 PID 与模糊 PID 温度控制仿真模型,如图 16 所示,相应仿真曲线见图 17。

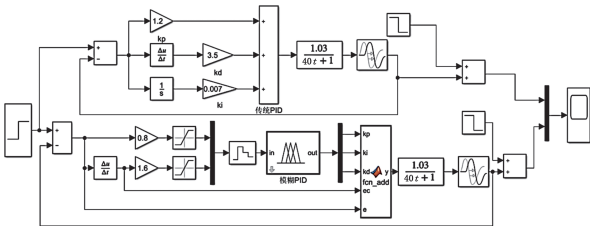


图 16 传统 PID 与模糊 PID 温度控制仿真模型

Fig.16 Simulation model of traditional PID and fuzzy PID temperature control

同理,气压控制仿真模型如图 18 所示,仿真曲线见图 19。

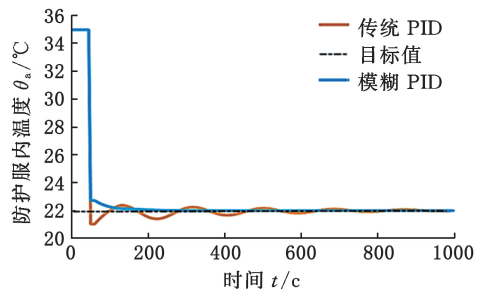


图 17 温度控制仿真曲线

Fig.17 Temperature control simulation curve

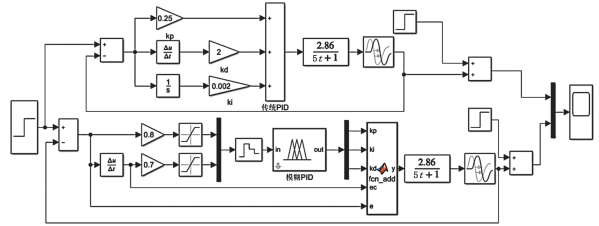


图 18 传统 PID 与模糊 PID 气压控制仿真模型

Fig.18 Simulation model of traditional PID and fuzzy PID air pressure control

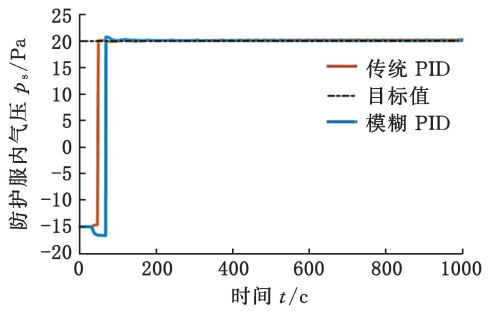


图 19 气压控制仿真曲线

Fig.19 Pressure control simulation curve

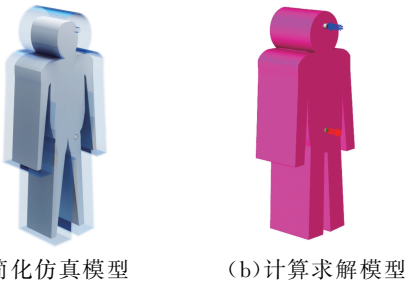
可见,模糊 PID 控制较传统 PID 更快地实现了防护服内的加压和降温目标,精确性也更高,防护服内温度、气压可快速准确地达到设定值,有助于提高防护可靠性及穿戴者的舒适性。

4 正压防护服仿真与实验

4.1 正压防护服流体仿真

利用 FLUENT 软件进行正压防护服仿真,需先搭建三维人体和防护服模型,并将两者一体化处理。取人体与防护服间距为 5 mm 来模拟微正压状态,进出口以圆柱孔替代,依次进行抽取流体域、网格划分、网格无关性验证和求解计算等,最终确定网格数量为 80.5×10^4 个,计算求解模型如图 20 所示。

参照实验条件,仿真参数取室温 20.5 °C,穿着防护服时人体舒适的平均表面温度取 33 °C,防护服供风口设置为速度入口,大小为 1.5 m/s,排风口设置为速度出口,大小为 -1.5 m/s,以残差

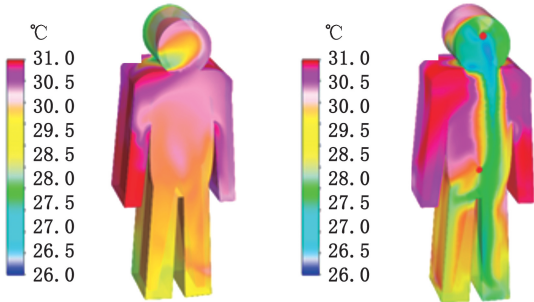


(a) 简化仿真模型 (b) 计算求解模型

图 20 FLUENT 仿真及求解模型

Fig.20 FLUENT simulation and solution model

大小为 10^{-9} 作为收敛条件,系统稳定后,防护服内部温度流场分布如图 21 所示。可见,靠近进出气口的背侧温度更低,这是因为背侧空气流动速度快,热量可以及时排出,而手臂处空气不易排出,故温度相对较高。

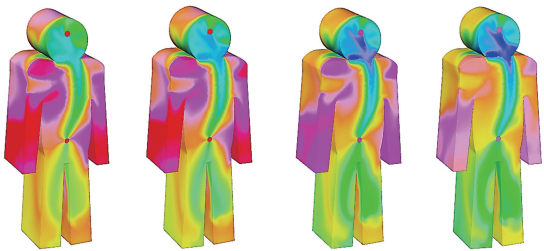


(a) 正面温度分布图 (b) 背面温度分布图

图 21 FLUENT 防护服内流场及温度场分布

Fig.21 Distribution of flow field and temperature field in FLUENT protective clothing

在室温 $20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 情况下,分别取供风温度 θ 为 $17.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $14.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $11.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $8.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,其他条件不变,分析供风温度对防护服热舒适性的影响,得到流体域背侧温度分布如图 22 所示。可见,不同供风温度下,均出现了不同程度的热量分布不均的情况,温度越高,不均匀情况越明显。以脖颈下方为测温点,对应不同供风温度下的测量值依次为 $19.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $18.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $16.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $14.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。相较于普通供风,制冷供风起到了较为明显的降温作用。以低于室温 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的空气供气,测温点较室温降低了



(a) $\theta=17.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (b) $\theta=14.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (c) $\theta=11.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (d) $\theta=8.5\text{ }^{\circ}\text{C}$

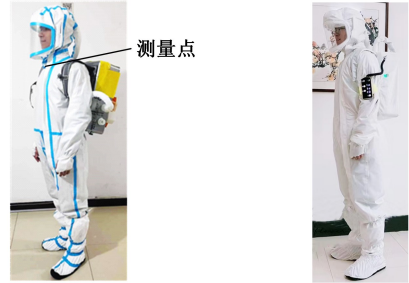
图 22 不同供风温度下背侧温度分布云图

Fig.22 Nephogram of temperature distribution at the back under different air supply temperatures

$5.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,大部分位置仍小于 $3\text{ }^{\circ}\text{C}$,故要取得明显的降温效果,制冷型供气背包应具备 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上的制冷能力。

4.2 正压防护服温度湿度测试

防护服内的温度湿度值是决定用户热舒适性的关键因素,为此,搭建正压防护服供气套装,如图 23 所示。其中,普通供气背包总体尺寸为 $340\text{ mm}\times 330\text{ mm}\times 120\text{ mm}$,质量为 2.4 kg ;制冷型供气背包总体尺寸为 $340\text{ mm}\times 330\text{ mm}\times 205\text{ mm}$,质量为 4.1 kg 。

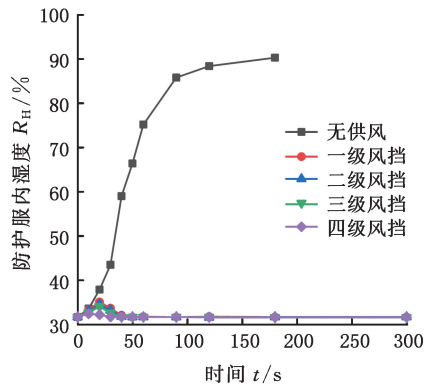


(a) 制冷型供气背包 (b) 普通供气式背包

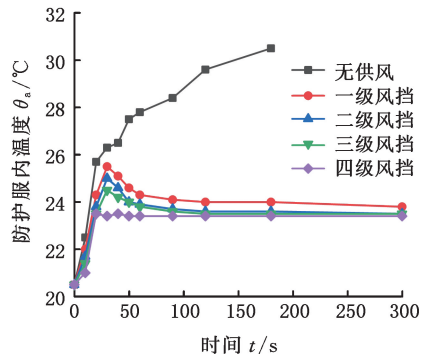
图 23 防护服供气套装测试工装

Fig.23 Protective clothing air supply suit test tooling

将温湿度传感器放置于脖颈下方,在温度 $20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、湿度 31.7% 的环境下,分别测试无供风、普通供风及制冷供风三种情况下防护服内的温度湿度变化。如图 24 所示,无供风时,防护服内温



(a) 不同风挡下湿度变化

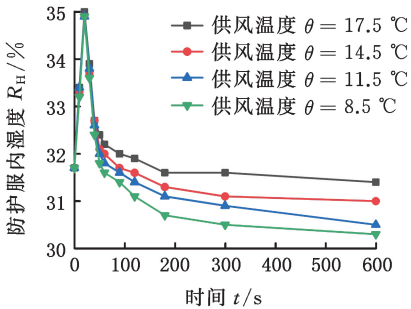


(b) 不同风挡下温度变化

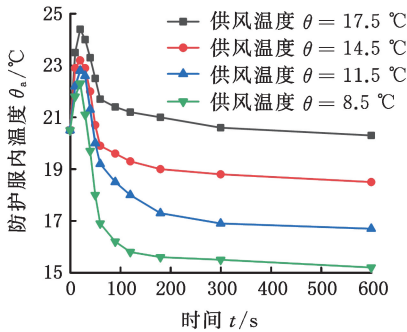
图 24 普通供风时防护服内的温度湿度变化
Fig.24 Changes of temperature and humidity in protective clothing during normal air supply

度湿度迅速提高,180 s 时湿度 R_H 已达到 90.5%,温度 30.5 °C,出现严重憋闷感;开启普通供风后,防护服内温湿度值先升高后降低直至平缓,升高是因为人体呼吸所致,降低是因为供风加快了空气循环;普通供风较于无供风有较为明显的降温除湿功能,但增大风挡对降温除湿效果的提升有限;普通供风情况下最终防护服内湿度与外界接近,温度高于外界温度。

同样在室温 20.5 °C 情况下,分别取供风温度为 17.5 °C、14.5 °C、11.5 °C 和 8.5 °C 进行制冷供风实验,防护服内温湿度变化如图 25 所示。由图 25 可知,开启制冷供风后,防护服内温湿度值变化趋势仍为先升高后降低直至平缓,相较于普通供风,除湿降温幅度更大,随着供风温度的降低,湿度值也在逐渐下降,但效果并非特别显著;防护服内温度随着供风温度降低而减小,当供风温度为 8.5 °C 时,防护服温度降至 15.2 °C,较室温降低了 5.3 °C,较普通供风降低了 8.6 °C。



(a) 不同供风温度下湿度变化



(b) 不同供风温度下温度变化

图 25 制冷供风时防护服内的温度湿度变化

Fig.25 Temperature and humidity changes in protective clothing during cooling and air supply

综合可知,湿度方面,普通供气背包通风 30 s 左右,防护服内的湿度值已降低至与环境基本一致并逐渐达到稳定,该款即可满足除湿的功能需求;温度方面,实验与仿真数据规律一致,普通供风降温效果有限,而制冷供风效果较为显著,制冷模块所产生的热量在通风 100 s 时可实现防护服内温度较环境温度降低 5 °C 左右。

5 结论

1) 完成了多个尺码防护服气压测试,确定腹部测量位置较佳的微正气压差范围为 5~20 Pa;设计了供气背包各个模块结构,对制冷模块传热分析发现,增强制冷模块性能可从减少散热和导热两端温差入手,即加快热端散热和冷端导热速度;仿真结果表明,散热型材高度对散热效果影响较明显,型材底板厚度对导热性能影响较小。

2) 提出基于温度、气压双参数的模糊 PID 自动控制策略,设计控制器并进行 Simulink 仿真,结果表明,相较于传统 PID,采用本文控制策略可提前 10 s 左右达到气压目标设定值,温控准确度也更高,有助于保障正压防护的可靠性及穿戴者的舒适性。

3) 基于 FLUENT 软件完成防护服内流场和温度分布分析,试制了供气背包样机,开展了供气量和温湿度测试。仿真与实验结果表明,所设计供气背包实现了预期的降温、除湿功能,能够较好地提高穿戴者的舒适性。

参考文献:

- [1] 周珣, 吴洪兵, 郭佩瑶. 疫情背景下供气型正压医用防护服的研究与设计[J]. 黑龙江科学, 2022, 8 (13):22-24.
ZHOU Xun, WU Hongbing, WU Peiyao. Research and Design of Gas Supply Positive Pressure Medical Protective Clothing under the Background of the Epidemic[J]. Heilongjiang Science, 2022, 8 (13): 22-24.
- [2] 刘晓敏, 杨栋, 陈亮, 等. 融合 RE 与 BID 的产品创新方法研究及应用[J]. 机械工程学报, 2022, 58 (23):227-239.
LIU Xiaomin, YANG Dong, CHEN Liang, et al. Research and Application of Product Innovation Methods Integrating RE and BID[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58 (23):227-239.
- [3] YI W, CHAN A P. Optimizing Work-rest Schedule for Construction Rebar Workers in Hot and Humid Environment[J]. Building and Environment, 2013 (6):104-113.
- [4] HAO L, QI J, WANG R, et al. Protective Performance Test and Safety Risk Evaluation of a Powered Air-purifying Suit[J]. Biosafety and Health, 2019, 1(2):91-97.
- [5] 李国栋, 陈法国, 韩毅, 等. 放射性污染通风防护服动力送风单元设计[J]. 核电子学与探测技术, 2020, 40(4):633-637.

- LI Guodong, CHEN Faguo, HAN Yi, et al. Design of Power Supply Air Unit for Radioactive Pollution Ventilation and Protection Clothing [J]. Nuclear Electronics and Detection Technology, 2020, 40 (4):633-637.
- [6] 罗庆祥, 吴碧君. 医用正压防护服结构设计及主要性能指标浅析[J]. 中国医疗器械信息, 2023, 29 (11):154-156.
- LUO Qingxiang, WU Bijun. Analysis of Structural Design and Main Performance Indicators of Medical Positive Pressure Protective Clothing [J]. Chinese Medical Device Information, 2023, 29 (11): 154-156.
- [7] 吴金辉, 衣颖, 杨荆泉, 等. 全身正压生物防护服防护性能研究[J]. 中国安全科学学报, 2011, 21(9): 125-130.
- WU Jinhui, YI Ying, YANG Jingquan, et al. Research on the Protective Performance of Full Body Positive Pressure Biological Protective Clothing[J]. Chinese Journal of Safety Sciences, 2011, 21 (9): 125-130.
- [8] 刘倩静. 正压生物防护头罩综合效能评估研究[D]. 北京:军事科学院, 2022:22-30.
- LIU Qianjing. Research on the Comprehensive Efficiency Evaluation of Positive Pressure Biological Protective Headgear[D]. Beijing: Academy of Military Sciences, 2022:22-30.
- [9] 杨望明, 杨鹏明, 杨明亮. 一种适用于正压防护服的控制系統:CN112631181A[P]. 2021-04-09.
- YANG Wangming, YANG Pengming, YANG Mingliang. A Control System Suitable for Positive Pressure Protective Clothing: CN112631181A [P]. 2021-04-09.
- [10] 李鑫, 李硕, 顾阳光. 采用两级过滤的微正压防护服系統:CN113413687A[P]. 2021-09-21.
- LI Xin, LI Shuo, GU Yangguang. A Micro Positive Pressure Protective Suit System Using Two-stage Filtration:CN113413687A[P]. 2021-09-21.
- [11] 韩玲. 改善医用一次性防护服热湿舒适性研究进展[J]. 棉纺织技术, 2020, 48(4):75-78.
- HAN Ling. Research Progress on Improving the Thermal and Humidity Comfort of Disposable Medical Protective Clothing [J]. Cotton Textile Technology, 2020, 48 (4):75-78.
- [12] 苏宇, 何宁, 李亮, 等. 新型切削用冷风发生装置的研制及性能测试[J]. 中国机械工程, 2007, 18 (10):1208-1211.
- SU Yu, HE Ning, LI Liang, et al. Development and Performance Testing of a New Type of Cold Air Generation Device for Cutting[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(10):1208-1211.
- [13] 丁喜梅. 新型半导体降温防护服研究与设计[D]. 西安:西安科技大学, 2018:35-60.
- DING Ximei. Research and Design of New Semiconductor Cooling Protective Clothing[D]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology, 2018: 35-60.
- [14] LOU L, ZHOU Y Y, YAN Y S, et al. Wearable-cooling and Dehumidifying System for Personal Protective Equipment[J]. Energy Buildings, 2022 (5):276-280.
- [15] SU X, TIAN S C, LI H, et al. Thermal and Humid Environment Improvement of the Protective Clothing for Medical Use with a Portable Cooling Device: Analysis of Air Supply Parameters[J]. Energy Buildings, 2021, 24:1109-1112.
- [16] 程显耀. 半导体制冷热端散热器传热特性研究[D]. 济南:山东大学, 2016:50-56.
- CHENG Xianyao. Research on Heat Transfer Characteristics of Semiconductor Refrigeration Hot End Heat Sink[D]. Jinan: Shandong University, 2016:50-56.
- [17] ELTAWHEEL M, HEGGY A H, YASEEN Z M, et al. Application of the ANOVA Method in the Optimization of a Thermoelectric Cooler-based Dehumidification System[J]. Energy Reports, 2022, 81:1050-1054.
- [18] 刘尚杰. 基于热电制冷的温湿度调节机整体设计与关键技术研究[D]. 郑州:郑州大学, 2021:55-60.
- LIU Shangjie. The Overall Design and Key Technology Research of Temperature and Humidity Regulation Machine Based on Thermoelectric Refrigeration[D]. Zhengzhou: Zhengzhou University, 2021:55-60.
- [19] 吕明杰. 半导体制冷耦合蒸气压缩制冷试验与数值模拟研究[D]. 长春:吉林大学, 2023:19-30.
- LYU Mingjie. Experimental and Numerical Simulation Research on Semiconductor Refrigeration Coupled with Vapor Compression Refrigeration [D]. Changchun: Jilin University, 2023:19-30.
- [20] XU X, ZHANG L, DEYU M, et al. Research on the Novel Medical Protective Clothing for COVID-19[J]. Heliyon, 2023, 9(2):1337-1344.
- [21] SHEN H, AN Y Y, ZHANG H M, et al. 3D Numerical Investigation of the Heat and Flow Transfer through Cold Protective Clothing Based on CFD [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021, 175:188-197.
- [22] 陈慧臻. 基于CFD的人体-防化服-环境系統传热研究[D]. 苏州:苏州大学, 2022:20-60.

Nonlinear Systems[J]. Control Theory and Applications, 2019, 36(7):1137-1146.

- [8] 吴宏鑫, 胡军, 解永春. 基于特征模型的智能自适应控制[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2009: 8-36.

WU Hongxin, HU Jun, XIE Yongchun. Characteristic Model-based Intelligent Adaptive Control[M]. Beijing: China Science and Technology Press, 2009: 8-36.

- [9] LYU Xujun, DI Long, LIN Zongli, et al. Characteristic Model Based All-coefficient Adaptive Control of an AMB Suspended Energy Storage Flywheel Test Rig[J]. Science China-information Sciences, 2018, 61(11):1-15.

- [10] 韩京清. 自抗扰控制技术: 估计补偿不确定因素的控制技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 66-73.

HAN Jingqing. Active Disturbance Rejection Control Technology: the Technique for Estimating and Compensating the Uncertainties[M]. Beijing: Academic Press, 2008: 66-73.

- [11] YANG Hongjiu, CHENG Lei, ZHANG Jinhui, et al. Leader Follower Trajectory Control for Quadro-

tors via Tracking Differentiators and Disturbance Observers[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems, 2021, 51(1): 601-609.

- [12] 刘怡恒, 张和洪, 龙志强, 等. 基于改进跟踪微分器的磁浮列车悬浮控制研究[J]. 机车电传动, 2023(2):113-122.

LIU Yiheng, ZHANG Hehong, LONG Zhiqiang, et al. Research on Suspension Control of Maglev Train via Enhanced Tracking Differentiator[J]. Electric Drive for Locomotives, 2023(2):113-122.

(编辑 王艳丽)

作者简介: 纪 历, 男, 1984 年生, 副教授。研究方向为磁悬浮高速电机设计与控制。E-mail: jili198504@hdu.edu.cn。陈美豪* (通信作者), 男, 1999 年生, 硕士研究生。研究方向为磁悬浮高速电机控制技术。E-mail: Cmhedu@outlook.com。

本文引用格式:

纪历, 陈美豪. 基于特征模型和跟踪微分器的主动磁轴承自适应控制方法[J]. 中国机械工程, 2025, 36(6): 1363-1370.

Ji Li, CHEN Meihao. Adaptive Control Method of AMB Based on Characteristic Model and Tracking Differentiator[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(6): 1363-1370.

(上接第 1362 页)

CHEN Huizhen. Research on Heat Transfer in the Human Body Chemical Protective Clothing Environment System Based on CFD [D]. Suzhou: Suzhou University, 2022: 20-60.

- [23] 蔡杰. 空气过滤 ABC[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2002: 1-100.

CAI Jie. Air Filtration ABC [M]. Beijing: China Construction Industry Press, 2002: 1-100.

- [24] 李茂德, 卢希红. 热电制冷过程中散热强度对制冷参数的影响分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2002, 30(7): 811-813.

LI Maode, LU Xihong. Analysis of the Influence of Heat Dissipation Intensity on Refrigeration Parameters during Thermoelectric Refrigeration Process[J]. Journal of Tongji University (Natural Science Edition), 2002, 30(7): 811-813.

- [25] 赵运生, 胡骏, 屠宝锋, 等. 雷诺数对大涵道比涡扇发动机性能的影响仿真[J]. 中国机械工程, 2013, 24(21): 2867-2871.

ZHAO Yunsheng, HU Jun, TU Baofeng, et al. Simulation of the Effect of Reynolds Number on the Performance of High Bypass Ratio Turbofan Engines[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(21): 2867-2871.

(编辑 王艳丽)

作者简介: 侯雨雷, 男, 1980 年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为复杂机电系统, 医疗机器人。发表论文 100 余篇。E-mail: ylhou@ysu.edu.cn。曾达幸* (通信作者), 男, 1978 年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为机构学, 医疗机器人, 发表论文 100 余篇。E-mail: zengdx@dgut.edu.cn。

本文引用格式:

侯雨雷, 李希萌, 索槐, 等. 正压防护服供气背包设计及其数值模拟与实验[J]. 中国机械工程, 2025, 36(6): 1352-1362.

HOU Yulei, LI Ximeng, SUO Huai, et al. Design and Numerical Simulation and Experiments of Gas Supply Backpacks for Positive Pressure Protective Clothing[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(6): 1352-1362.