

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTERATURE.....	7
1.1 Introduction.....	7
1.2 Vestes de refroidissement par circulation d'air	8
1.3 Vestes de refroidissement par circulation d'un liquide.....	10
1.4 Vestes de refroidissement par détente gazeuse.....	12
1.5 Vestes de refroidissement par changement de phase.....	13
1.6 Vestes de refroidissement par dessiccation à vide.....	14
1.7 Vestes de refroidissement thermoélectriques.....	15
1.8 Vestes de refroidissement hybrides	16
1.9 Avantages et inconvénients des vestes et des technologies de refroidissement dans un environnement minier profond	18
1.10 Discussion.....	23
1.11 Conclusion	25
CHAPITRE 2 TECHNIQUES DE TRAITEMENT DE L'AIR AMBIANT- CRITERES DE COMPARAISON ET CALCULS THERMODYNAMIQUES	27
2.1 Critères de sélection.....	27
2.1.1 La puissance de refroidissement de la veste	28
2.1.2 L'autonomie du système de refroidissement	28
2.2 Calculs thermodynamiques.....	29
2.2.1 Les caractéristiques de l'air ambiant.....	29
2.2.2 Le débit d'air volumique à traiter	30
2.2.3 L'état de l'air après traitement.....	31
2.2.4 La puissance de refroidissement nécessaire pour traiter l'air ambiant	32
2.3 Méthodes de traitement de l'air ambiant	32
2.3.1 Usage des matériaux à changement de phase	33
2.3.2 Usage de modules thermoélectriques.....	33
2.3.3 Usage d'une détente CO ₂	34
2.3.4 Mélange d'air ambiant et air sec comprimé.....	35
2.4 Conclusion	36
CHAPITRE 3 ARTICLE 1: EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE COOLING CAPACITY OF GASEOUS CARBON DIOXIDE IN FREE JET EXPANSION FOR USE IN PORTABLE AIR-COOLING SYSTEMS.....	39
3.1 Abstract.....	39
3.2 Introduction.....	40
3.3 Materials and methods	41

3.3.1	First approach.....	43
3.3.2	Second approach.....	44
3.3.3	Third approach.....	45
3.4	Results and discussion.....	47
3.5	Conclusion.....	50
CHAPITRE 4	ARTICLE 2: NOVEL PORTABLE COOLING SYSTEM FOR HOT AND HUMID ENVIRONMENTS USING ATMOSPHERIC DISCHARGE OF HIGH-PRESSURE CARBON DIOXIDE.....	53
4.1	Abstract.....	53
4.2	Introduction.....	54
4.3	Air treatment system.....	55
4.4	Testing procedure.....	56
4.5	Theoretical approaches.....	57
4.5.1	Mass flow rate models and equations.....	57
4.5.1.1	Bernoulli equation for incompressible fluid.....	57
4.5.1.2	Choked flow equation for compressible fluid.....	58
4.5.1.3	Homogeneous equilibrium model (HEM): the omega method..	58
4.5.1.4	Homogeneous non-equilibrium model (HNEQ): An interpolation between the omega method and the Bernoulli equation for an incompressible fluid.....	59
4.5.2	Maximum cooling power.....	60
4.6	Results and discussion.....	61
4.6.1	Pressure, temperature and mass flow.....	61
4.6.2	Maximum cooling power of the system.....	65
4.7	Conclusions.....	68
CHAPITRE 5	CONCEPTION ET DÉVELOPPEMENT DE LA VESTE DE REFROIDISSEMENT.....	71
5.1	Le système de traitement d'air.....	71
5.2	Les couches formant la veste.....	77
5.3	Le système de distribution.....	78
5.4	Le prototype de la veste de refroidissement.....	81
CHAPITRE 6	ARTICLE 3: AIR/CO ₂ COOLING GARMENT: DESCRIPTION AND BENEFITS OF USE FOR SUBJECTS EXPOSED TO A HOT AND HUMID CLIMATE DURING PHYSICAL ACTIVITIES.....	83
6.1	Abstract.....	83
6.2	Introduction.....	84
6.3	Method.....	86
6.3.1	Subjects.....	86
6.3.2	Prototype of a personal cooling garment.....	86
6.3.3	Climate chamber.....	88
6.3.4	Physiological measurements and subjective perceptions.....	89
6.3.5	Experimental protocol.....	89
6.3.6	Statistical analysis.....	91

6.4	Results and discussion	91
6.5	Conclusion	95
CONCLUSION GÉNÉRALE.....		97
RECOMMANDATIONS		101
ANNEXE I	ARTICLE 4: TOWARDS OPTIMIZING A PERSONAL COOLING GARMENT FOR HOT AND HUMID DEEP MINING CONDITIONS	103
ANNEXE II	ARTICLE 5: VALIDATION OF A WEARABLE BIOMETRIC SYSTEM'S ABILITY TO MONITOR HEART RATE IN TWO DIFFERENT CLIMATE CONDITIONS UNDER VARIABLE PHYSICAL ACTIVITIES	117
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....		131
Tableau 1-1	Avantages et inconvénients des vestes de refroidissement.....	22
Tableau 5-1	Caractéristiques du système de distribution (côté gauche).....	80

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1	Les trois états de l'air31
Figure 2.2	Système thermoélectrique air-air et spécifications (Dijikey.ca, 2016).....34
Figure 3.1	Schematic of the experimental bench without the CO ₂ components42
Figure 3.2	Pressure-Enthalpy diagram of CO ₂ (ChemicaLogic-Corporation).....45
Figure 3.3	CO ₂ pressure profile.....47
Figure 3.4	CO ₂ mass flows.....48
Figure 3.5	Temperature profiles for air and CO ₂48
Figure 3.6	Cooling capacities of gaseous CO ₂ expansion.....49
Figure 4.1	CO ₂ distribution and air-treating systems.....55
Figure 4.2	Temperature profile of the CO ₂ prior to expansion62
Figure 4.3	Pressure profiles of the CO ₂62
Figure 4.4	Pressure differential diagram63
Figure 4.5	Measured mass flow rate of CO ₂ and flow domains.....64
Figure 4.6	Temperature profiles at mixing chamber outlets and at fan inlet66
Figure 4.7	Maximum cooling capacity of the system67
Figure 5.1	Système de la détente de CO ₂72
Figure 5.2	Différentes formes et aires de trous supposés être identiques73
Figure 5.3	Débits sortants des trois orifices73
Figure 5.4	Premier modèle de la boîte de mélange75
Figure 5.5	Modèle modifié de la boîte de mélange.....76
Figure 5.6	Courbe pression statique versus débit volumique (Denki, 2018)77
Figure 5.7	Fixation du système de distribution78

Figure 5.8	Le positionnement du système de distribution.....	79
Figure 5.9	Diagramme du système de distribution.....	80
Figure 5.10	Vue arrière de la veste avant et après fixation du système de traitement d'air.....	82
Figure 5.11	Vue avant de la veste	82
Figure 6.1	Front view, back view, and the air treatment system of the cooling garment.	87
Figure 6.2	Temperature profiles inside the microclimate and the climate chamber.	88
Figure 6.3	Cycling protocol during visits 2 and 3.....	91
Figure 6.4	Kinetics of internal temperature during exercise and recovery. # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).....	92
Figure 6.5	Perceptual responses during exercise and recovery for RPE (A), Thermal comfort (B), Humidity (C) and Well-being (D). # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).	93
Figure 6.6	Heart rate responses during exercise and recovery. # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).	94

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

RH	Relative humidity (humidité relative)
PCG	Phase-change garment (veste de refroidissement par changement de phase)
ACG	Air-cooled garment (veste de refroidissement par circulation d'air)
LCG	Liquid-cooled garment (veste de refroidissement par circulation d'un liquide)
PVC	Polyvinyl chloride (chlorure de polyvinyle)
COP	Coefficient of performance
NASA	National Aeronautics and Space Administration (administration nationale de l'aéronautique et de l'espace)
SCBA	Self-contained breathing apparatus (appareil respiratoire isolant)
PCM	Phase changing material (matériau à changement de phase)
FRQNT	Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologies
EES	Engineering Equation Solver
RTD	Resistance temperature detector
PMMA	Polymethyl methacrylate (polyméthacrylate de méthyle)
TC	Thermocouple
DC	Direct current (courant continu)
HEM	Homogeneous equilibrium model
HNEQ	Homogeneous non-equilibrium model
NPT	National Pipe Thread Taper
VN	Vanne
AV	Adaptateur de vanne

XVIII

ABS	Acrylonitrile butadiène styrène
3D	Trois dimensions
ppm	Parts per million (parties par million)
LP	Low cycling power
MP	Maximum cycling power
ANOVA	Analysis of variance (analyse de la variance)

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

m	Masse (kg)
\dot{m}	Débit massique (kg/s)
h	Enthalpie (kJ/kg)
P	Pression (Pa)
C_d	Coefficient de décharge (sans dimension)
A	Aire (m ²)
k	Ratio des capacités thermiques (sans dimension)
e	Épaisseur (m)
d	Diamètre (m)
M	Masse molaire (kg/mol)
y	Fraction molaire (sans dimension)
T	Température (Celsius)
C_p	Capacité thermique spécifique (J/kg·K)
ρ	Densité (kg/m ³)
g	Accélération gravitationnelle (m/s ²)
h	Ratio pression (sans dimension)
u	Volume spécifique (m ³ /kg)
a	Fraction volumique de la vapeur (sans dimension)
Q	Puissance de refroidissement (Watt)
L	Longueur (m)

INTRODUCTION

0.1 Contexte

Les produits issus de l'extraction du minerai contribuent à la fabrication de la plupart des produits et à la construction comme les routes ou encore les équipements électriques (Marshall, 2014). À l'échelle internationale, le Canada est l'un des principaux pays miniers et extracteurs de minéraux et de métaux. L'industrie minière contribue fortement à l'économie du Canada. Cette industrie emploie plus de 375 000 travailleurs à travers le pays dans l'extraction, la fusion et la transformation des minerais. Proportionnellement, elle est aussi la plus grande employeuse privée des peuples autochtones et a contribué au produit intérieur brut du Canada pour un montant estimé à 57 milliards de dollars en 2014 (Marshall, 2014). Avec l'augmentation de la demande mondiale en produits, ainsi que la raréfaction du minerai en surface, les minières exploitent les gisements à des profondeurs de plus en plus importantes afin de répondre à la demande en matières premières. Par exemple, en Afrique du Sud, certaines activités minières sont à plus de 4 km de profondeur (mines Mponeng et TauTona). Au Canada, ces activités peuvent atteindre des profondeurs comprises entre 2,5 et 3,1 km, comme à la mine LaRonde au Québec et les mines Kidd Creek et Creighton en Ontario.

0.2 Problématique

Les mineurs, surtout ceux qui travaillent à des profondeurs de plus que 2000 mètres, font face à un environnement de travail sévère, causé par une humidité relative supérieure à 80% (Von Baczko et al., 1970) et des températures ambiantes élevées ($T_{\text{ambiante}} > 30^{\circ}\text{C}$) (Dessureault & Doucet, 2003; Ngô, Nadeau, & Hallé, 2017). Ces conditions difficiles proviennent principalement de l'autocompression de l'air, mais aussi de la chaleur produite par les véhicules, les équipements miniers et de la température des roches qui peut atteindre 50°C (Dessureault & Doucet, 2003; Hartman, Mutmanský, Ramani, & Wang, 2012; Piekarski, 1995).

Pour diminuer la sévérité de ce milieu de travail, plusieurs technologies de refroidissement industrielles sont utilisées, comme la climatisation centrale par production de glace et par l'eau (Xiaojie et al., 2011). Dans la mine LaRonde, située en Abitibi-Témiscamingue, dans le nord-ouest du Québec, la capacité de refroidissement des systèmes de climatisation utilisés atteint 42 MW avec un débit de ventilation de 42 500 m³/min. Ces systèmes consomment entre 40% et 50% de la dépense totale en énergie utilisée. Malgré l'utilisation de systèmes de ventilation et de climatisation massifs et complexes, les conditions de température et d'humidité demeurent extrêmes et représentent à la fois un danger pour la santé et la sécurité des travailleurs (perte d'attention, coup de chaleur, etc.) pouvant conduire à des accidents de travail, mais aussi entraîner une diminution significative de la productivité (Dessureault & Doucet, 2003; Lutz, Reed, Turner, & Littau, 2014). Par conséquent, le développement de méthodes de refroidissement alternatives est nécessaire. Parmi les méthodes de refroidissement alternatives, l'industrie minière privilégie le développement de systèmes de refroidissements personnels intégrés aux équipements de protection individuelle des mineurs.

0.3 Objectifs de recherche

L'objectif principal de ce projet de recherche consiste à concevoir et développer une veste de refroidissement individuelle adaptée au travail en mines profondes. Pour atteindre cet objectif, plusieurs objectifs secondaires ont été identifiés :

1. Sélectionner une technologie ou une combinaison de technologies de refroidissement la plus adaptée au climat chaud et humide des mines profondes ;
2. Optimiser les performances de la technologie de refroidissement choisie (ou la combinaison) en tenant compte des facteurs et contraintes associés à la tâche des mineurs, comme l'environnement de travail presque saturé en humidité et la compatibilité de la future veste avec les équipements de travail ;
3. Développer un prototype d'une veste de refroidissement ;
4. Évaluer l'efficacité de la veste de refroidissement avec des sujets humains dans un environnement opérationnel simulé.

0.4 Structure de la thèse et méthodologie de travail

Une revue de la littérature sur les vestes de refroidissement individuelles existantes est présentée au chapitre 1. Cette revue a été publiée sous forme d'un article dans un journal scientifique avec comité de pairs. La méthodologie de travail utilisée dans ce projet de recherche ainsi que les résultats pour atteindre l'objectif principal sont présentés dans cette thèse par articles du chapitre 2 jusqu'au chapitre 6. Cette thèse contient 1 article scientifique publié et deux soumis, tous dans des journaux avec comités de pairs. Elle est formée d'une totalité de 6 chapitres avec une conclusion finale et des recommandations. De plus, deux articles scientifiques publiés dans des journaux avec comités de pairs sont placés en annexe, le premier est la revue de la littérature (annexe I) et le deuxième (annexe II) présente une étude qui a servi à déterminer la possibilité d'utiliser un vêtement biométrique comme un outil de contrôle intégré à la future veste de refroidissement afin d'augmenter l'autonomie du système de refroidissement.

0.4.1 Chapitre 1 : Revue de la littérature

Le premier chapitre dans cette thèse est une revue de la littérature sur l'état de l'art des vestes de refroidissement individuelles déjà développées. De plus, dans ce chapitre, une comparaison et une discussion des performances, des avantages et des inconvénients des vestes de refroidissement, en prenant en considération le contexte minier, sont faites. L'objectif était de trouver, si elle existe, une veste compatible ou qui peut être optimisée aux conditions de travail dans les mines profondes. Ce chapitre est une version actualisée d'une revue de la littérature publiée dans la revue avec comité de pairs 'Open Journal of Optimization'. Il contient de plus, des articles et études publiés après la publication de l'article. L'article publié est placé dans l'annexe I de cette thèse.

0.4.2 Chapitre 2 : Techniques de traitement de l'air ambiant - critères de comparaison et calculs thermodynamiques

Dans ce chapitre, la méthode de refroidissement à utiliser dans la future veste de refroidissement compatible au travail en mines profondes sera choisie. Les critères de conception comme l'autonomie minimale du système de refroidissement, la masse finale de la veste, la puissance de refroidissement, et la température et l'humidité ambiante de l'environnement de travail sont fixés. Des calculs thermodynamiques sont faits sur des modes de traitement de l'air ambiant pour trouver la plus pertinente.

0.4.3 Chapitre 3 - Article 1: Experimental investigation of the cooling capacity of gaseous carbon dioxide in free jet expansion for use in portable air-cooling systems

Le chapitre 3 présente un article publié dans la revue 'Open Journal of Applied Sciences'. Dans cet article, on présente le banc d'essai, ainsi que les résultats de l'étude faite sur la détente du dioxyde de carbone gazeux pour traiter l'air ambiant, afin d'étudier la possibilité de l'usage du CO₂ gazeux dans le système de refroidissement. Des recommandations et améliorations sont données à la fin de l'article pour optimiser l'utilisation de cette technique pour de futurs travaux.

0.4.4 Chapitre 4 – Article 2: Using liquid CO₂ free jet expansion to cool the body: a cooling technique to be used in a personal cooling garment for hot and humid environments

Le chapitre 4 est un article soumis dans la revue 'Thermal science and engineering progress'. Cet article présente le système de refroidissement qui sera intégré à la future veste. Une étude sur la détente atmosphérique du CO₂ liquide est faite, ainsi que sur la capacité de refroidissement maximale théorique du système, en se basant sur les données expérimentales recueillies.

0.4.5 Chapitre 5 : Conception et développement de la veste de refroidissement

Ce chapitre présente en détail le prototype de la veste de refroidissement développée. Les dimensionnements du système de distribution de l'air, du système de la détente du CO₂, de la boîte de mélange et des couches formant la veste, sont expliqués et détaillés.

0.4.6 Chapitre 6 – Article 3 : Air/CO₂ cooling garment: description and benefits of use for subjects exposed to a hot and humid climate during physical activities

Le chapitre 6 est un article soumis dans la revue 'International Journal of Mining Science and Technology'. Cet article vise à valider l'efficacité de la veste de refroidissement développée, ainsi que son effet sur les réponses physiologiques et sur les perceptions subjectives des sujets humains exposés à un environnement chaud et humide et soumis à des activités physiques pour simuler l'environnement de travail dans les mines profondes.

0.4.7 Conclusion générale

La conclusion générale de ce projet de recherche est développée dans cette partie. Les spécifications de la veste de refroidissement ainsi que les retombées potentielles sont présentées.

0.4.8 Recommandations

Des recommandations sur l'autonomie, l'ergonomie et sur le système de refroidissement de la veste sont présentées dans cette partie. De plus, une étude avec des sujets humains, publiée dans la revue 'E-Health Telecommunication Systems and Networks' et placée dans l'annexe (Annexe II) de cette thèse, a été menée pour valider expérimentalement la capacité d'un vêtement biométrique canadien à surveiller la fréquence cardiaque des sujets humains exposés à différents environnements et activités physiques. Ce vêtement biométrique pourra être utilisé comme un outil de contrôle intégré à la future veste de refroidissement, afin d'augmenter l'autonomie du système de refroidissement.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTERATURE

En mine profonde, malgré l'utilisation des systèmes de climatisation, l'air ambiant reste relativement chaud et presque saturé en humidité. Des mesures réalisées récemment dans le cadre de ce projet de recherche, entre 1800 et 1900 mètres de profondeur dans une mine située en Abitibi-Témiscamingue (Ngô et al., 2017), ont montré une température ambiante moyenne de 32°C et une humidité relative moyenne de 90%. Une étude en 2003 (Dessureault & Doucet, 2003) a enregistré des humidités au-dessus de 80% avec une température ambiante autour de 30°C. D'autres valeurs de température sèche entre 34°C et 37°C et d'une humidité relative entre 95% et 100% ont été reportées (He, 2009). Les travailleurs dans les conditions chaudes et humides sont exposés au stress thermique qui affecte leur concentration et peut potentiellement entraîner une augmentation des accidents du travail. Pour minimiser ce stress thermique, les vestes de refroidissement personnelles peuvent être utilisées. Dans ce contexte, ce chapitre présente et discute les types, les performances, les avantages et les inconvénients des vestes de refroidissement personnelles existantes. L'objectif principal est d'identifier la technologie de refroidissement la plus appropriée au contexte minier.

1.1 Introduction

Les vestes de refroidissement personnelles jouent actuellement un rôle très important dans la réduction de la contrainte thermique pour les athlètes (joueurs olympiques, cyclistes, etc.), ainsi que les pompiers et les travailleurs soumis à des conditions climatiques extrêmes (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). Ces vestes de refroidissement peuvent être classées en deux catégories : les vestes actives et les vestes passives.

Les types existants des vestes actives sont : les vestes de refroidissement par circulation d'air, les vestes de refroidissement par circulation d'un liquide, les vestes de refroidissement par détente gazeuse, les vestes de refroidissements hybrides qui utilisent plus qu'une seule

technique de refroidissement (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014) et les vestes de refroidissement thermoélectrique (D'Angelo et al., 2014).

Les vestes passives ne contiennent aucun équipement mécanique ou électrique et fonctionnent sans source d'énergie électrique. Elles sont divisées en deux types : les vestes de refroidissement par changement de phase et les vestes de refroidissement par dessiccation à vide (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014).

1.2 Vestes de refroidissement par circulation d'air

Les vestes de refroidissement par circulation d'air contiennent habituellement deux couches. La couche externe qui est imperméable à l'air ambiant et la couche interne qui est perméable à l'air. C'est cette dernière qui est en contact direct avec la peau. L'air est soufflé entre les deux couches puis quitte la veste à travers la couche intérieure vers la peau (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014; Weber, 1999). Le principal mode de refroidissement d'une veste de refroidissement par circulation d'air repose sur l'évaporation de la sueur du corps. Cependant, l'efficacité de ces vestes dans des environnements à humidité élevée est sévèrement limitée (Hadid, Yanovich, Erlich, Khomenok, & Moran, 2008).

En 1987, Muza *et al.* ont trouvé que pour une faible activité métabolique (175 W), une veste de refroidissement par circulation d'air qui fournit un débit d'air de 4,72 L/s à 25°C est plus efficace à réduire la contrainte thermique et prolonger le temps d'endurance (le temps maximal qu'un sujet peut supporter en faisant la même effort physique) qu'une même veste, mais à un débit de 6,6 L/s (à 25°C). À une activité métabolique supérieure (315 W), la veste qui fournit un débit de 6,6 L/s augmente le temps d'endurance par rapport au débit plus faible (4,72 L/s), mais est moins efficace dans la réduction de la contrainte thermique (Muza, Pimental, & Cosimini, 1987).

En 1991, Vallerand *et al.* ont trouvé que pour un environnement à une température sèche de 37°C et de 50% d'humidité relative, et sous une activité métabolique d'environ 240 W, la veste

de refroidissement par circulation d'air peut augmenter le temps d'endurance, donc la productivité, jusqu'à 58% (Vallerand, Michas, Frim, & Ackles, 1991). Quelques années plus tard, McLellan *et al.* ont trouvé, dans un environnement chaud et sec (40°C et 30% RH), que la veste de refroidissement par circulation d'air augmente le temps d'endurance de 80% pour des travaux légers, et de 150% pour des travaux lourds (McLellan, Frim, & Bell, 1999). Chinevere *et al.* ont constaté une amélioration de 20,8% de la productivité (temps d'endurance) des sujets dans un environnement à 35°C et 75% RH, après l'utilisation d'une veste de refroidissement par circulation d'air (Chinevere et al., 2008).

Selon Pandolf *et al.* afin de maximiser l'efficacité de cette veste, le système de distribution d'air doit être conçu de façon à ce que l'air qui a été en contact avec la peau soit évacué avant d'atteindre son point de saturation (Pandolf et al., 1995). En 2009, Barwood *et al.* ont rapporté que la veste de refroidissement par circulation d'air utilisée dans leurs tests fournit plus de refroidissement au repos (73 W de perte en chaleur) qu'en cours d'exercice (28 W). Cela est probablement dû à l'amélioration de la circulation de l'air sous la veste lorsque les sujets étaient assis (Barwood, Newton, & Tipton, 2009).

En 2015, Glitz *et al.* ont étudié une veste de refroidissement par circulation d'air conçue comme une salopette à manches longues. De l'air déshumidifié à 5% RH porté à haute pression dans un compresseur stationnaire est injecté dans la veste à un débit de 10 L/s. La perte de chaleur par évaporation était de 208 W dans un environnement à 25°C et 50% RH (Glitz et al., 2015). La même année, Zhao *et al.* ont étudié une veste de refroidissement par circulation d'air avec des manches longues et sous des conditions de 32°C et 50% RH, avec huit sujets féminins. Ils ont trouvé que la veste ne permet qu'une faible amélioration de la réponse physiologique des sujets, mais pourrait être utilisée pour améliorer le confort thermique au repos et dans un environnement modérément chaud (M. Zhao, Gao, Li, & Wang, 2015).

1.3 Vestes de refroidissement par circulation d'un liquide

Les vestes de refroidissement par circulation d'un liquide utilisent un fluide caloporteur (généralement de l'eau) qui circule à travers des tubes insérés dans la veste. La circulation du fluide est assurée par une micro-pompe alimentée par une batterie (Burton, 1969). Habituellement, ces tubes sont en chlorure de polyvinyle (PVC) (Edwards, Harrison, & Paine, 1976; Richardson, Cohen, McPhate, & Hayes, 1988; Thornley, Cheung, & Sleivert, 2003; Webb, Troutman Jr, & Annis, 1970). De nombreuses études sous différentes conditions thermiques, portant sur ce type de vestes, ont montré que la performance des sujets est considérablement améliorée (augmentation de la durée du travail tolérée ou bien du temps d'endurance) et que la contrainte thermique a diminué. Selon Kim *et al*, le temps d'endurance est amélioré de 54% (J.-H. Kim, Coca, Williams, & Roberge, 2011a), 58% selon Vallerand *et al*. (Vallerand et al., 1991) et atteint même 80% dans une étude menée par McLellan *et al*. (McLellan et al., 1999).

Speckman *et al*. (1988) ont constaté que l'eau circulant dans une veste de refroidissement par circulation d'un liquide doit être à une température minimale de 10°C, pour le confort de l'utilisateur. De plus, l'augmentation de la surface du corps en contact avec les tuyaux de cette veste améliore son efficacité de refroidissement (Speckman et al., 1988). En 2014, Bartkowiak *et al*. ont conclu que l'amélioration des sensations thermiques d'un travailleur dans un environnement chaud (35°C et 30% d'humidité relative) peut être réalisée avec une température du liquide égale à 19°C et sous un débit de 0,9 L/min (Grażyna Bartkowiak, Dąbrowska, & Marszałek, 2014). De plus en 2017, Bartkowiak *et al*. (Grażyna Bartkowiak, Dąbrowska, & Marszałek, 2017) ont étudié l'effet d'une veste de refroidissement par circulation d'un liquide à réduire l'inconfort thermique des personnes travaillant dans un environnement chaud (30°C et 40% RH). Cette veste est formée d'une veste connectée à une unité de refroidissement mobile transportable par l'intermédiaire de roues. L'unité mobile ne pèse pas plus que 10 kg et peut fonctionner pour une heure en utilisant des piles rechargeables. Elle peut fournir à la veste, une puissance de 300 W de refroidissement sous une vitesse de circulation de 3,8 L/s d'eau. Les résultats des tests ont confirmé les effets bénéfiques du système de refroidissement

utilisé sur la température cutanée et sur les réponses subjectives des participants, ce qui prouve l'efficacité de cette veste.

Plusieurs études menées sur des pompiers montrent que l'utilisation d'une veste de refroidissement par circulation d'un liquide sous l'équipement de protection individuel améliore le temps de performance et aide le corps à récupérer dans une courte période de repos (J.-H. Kim et al., 2011a). Cependant, dans le cas où l'eau circule entre la peau et l'équipement de protection personnel, il y a un risque de brûlure de la peau causée par la condensation de la vapeur d'eau présente dans l'air (Teunissen et al., 2014).

Pour augmenter l'efficacité d'une veste de refroidissement par circulation d'un liquide, la température du liquide de refroidissement, ainsi que son débit, doivent être surveillés et contrôlés (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). Cadarette *et al.* (2006) ont trouvé qu'une veste contrôlée par un fonctionnement en alternance sur un cycle de deux minutes (marche-arrêt) aura la même efficacité de refroidissement qu'une autre en fonctionnement continu, car même si le liquide de refroidissement ne circule pas dans les tubes, il absorbe la chaleur par conduction (B. S. Cadarette et al., 2006). En outre, Vernieuw *et al.* (2007) ont trouvé que pour maximiser la période de refroidissement, la veste doit être contrôlée par la température de la peau du porteur (Vernieuw, Stephenson, & Kolka, 2007).

En 2016, Shirish *et al.* (Shirish et al., 2016) ont testé l'efficacité d'une veste de refroidissement par circulation d'un liquide de 3 kg de masse, lors d'un travail réel dans une fonderie de fer avec 24 travailleurs. Cette veste qui couvre 0,3 mètre carré de surface corporelle, peut fournir approximativement 50 W de refroidissement, mais son efficacité a diminué après 60 minutes de fonctionnement. Les travailleurs ont opiné que la veste leur donne le confort thermique tout en travaillant dans un environnement chaud ($35,89 \pm 1,25^\circ\text{C}$ et 35% RH) ce qui est un point très important vue de la compatibilité et l'efficacité de cette veste.

En 2017, Chong-Guang *et al.* (Chong-Guang & Zhang, 2017) ont examiné l'efficacité de trois stratégies de refroidissement différentes (ventilateur électrique, veste par évaporation et veste

de refroidissement par circulation d'un liquide) à atténuer la déperdition de chaleur corporelle dans des conditions de canicule grâce à un mannequin thermique. Deux conditions environnementales ont été sélectionnées pour simuler les conditions de canicule (36°C ; 33% d'humidité relative et 40°C ; 27% d'humidité relative). Ils ont trouvé que la veste de refroidissement par circulation d'un liquide et la veste par évaporation possèdent le même effet sur la diminution de la contrainte thermique dans un environnement chaud et sec. Par contre, le ventilateur électrique était le meilleur pour réduire cette contrainte lors deux conditions environnementales.

1.4 Vestes de refroidissement par détente gazeuse

Ce type de veste de refroidissement est basé sur la vaporisation endothermique du dioxyde de carbone (CO₂) liquéfié (Porticos, 2018). Le CO₂ liquide à haute pression passe à travers des tubes en contact avec le corps humain et se transforme en gaz. Durant cette évolution thermodynamique, le CO₂ liquide absorbe une énergie thermique égale à son enthalpie de vaporisation. Le CO₂ gazeux à haute pression subit ensuite une détente à travers une vanne d'expansion où sa pression chute à la pression ambiante et assiste l'évaporation de la sueur pour refroidir le corps (Zhang, Bishop, Green, Richardson, & Schumacker, 2010).

Puisqu'un niveau élevé de CO₂ peut être toxique, l'utilisation de ce type de vestes dans des espaces fermés nécessite une mesure continue de la concentration du CO₂ dans l'air. Zhang *et al.* ont mesuré une concentration maximale de 4000 ppm (10 fois plus élevée que la concentration normalement trouvée dans l'air ambiant) dans un espace fermé de 29,5 m³, avec l'utilisation d'une seule veste. Cette valeur est proche de la concentration maximale acceptable en CO₂ dans les locaux de travail (8 heures d'exposition) qui est de 5000 ppm (Québec, 2001). Le principal avantage de cette veste est sa faible masse (1,3 kg), mais son autonomie est limitée à 25 minutes pour une seule bouteille de CO₂ (Zhang et al., 2010).

1.5 Vestes de refroidissement par changement de phase

Les vestes de refroidissement par changement de phase utilisent des matériaux (comme la glace, l'hydroxyde de sodium, l'acide phosphorique, etc.) qui ont la capacité d'absorber et de stocker de l'énergie thermique sous forme latente à une température adaptée au refroidissement personnel (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). Généralement, une veste de refroidissement par changement de phase couvre le torse et possède des poches qui contiennent les paquets de matériau à changement de phase (Banta & Braun, 1992; Bennett, Hagan, Huey, Minson, & Cain, 1995). Les conclusions concernant la performance et l'efficacité de refroidissement de ce type de veste se contredisent considérablement dans de nombreuses études. Ces résultats contradictoires peuvent être expliqués par les variations de la masse des matériaux à changement de phase utilisés, leur répartition sur le corps, la chaleur latente de solidification et la température de fusion du matériau utilisé ainsi que les conditions climatiques.

Une des premières études faites par Bain (1991) a conclu que la veste de refroidissement par changement de phase (utilisant la glace) évaluée dans son étude sous une température de 33°C, 33% d'humidité relative et une chaleur métabolique d'environ 700 W est inefficace (Bain, 1991). Des résultats similaires ont été trouvés plus tard par Kauffman et Fatkin dans un environnement chaud et humide (37°C, 75% RH) et sous une activité métabolique variant entre 572 et 636 W (Kaufman & Fatkin, 2001).

Bennett *et al.* ont montré que pour deux vestes de refroidissement différentes, une avec quatre paquets de matériaux à changement de phase (425 g chacune) et l'autre avec six (765 chacune), la réduction de la contrainte thermique chez les sujets était la même, avec une amélioration de la performance d'environ 29% (temps d'endurance), lors d'une activité de travail de 60 minutes (34,4°C et 55% RH) par rapport au cas des sujets sans aucune veste portée. Après une période de travail de 60 minutes, la veste de refroidissement par changement de phase avec six paquets semble avoir eu un effet plus bénéfique sur la réduction de la contrainte thermique et la fréquence cardiaque des sujets que celle avec 4 paquets et dans le cas où les sujets ne portaient aucune veste (Bennett et al., 1995).

En 2011, Kenny *et al.* ont évalué l'efficacité d'une veste de refroidissement par changement de phase (utilisant la glace), portée sous une tenue de protection chimique dans un environnement à 35°C et 65% RH. Ils ont conclu que la veste est un moyen efficace pour réduire la contrainte thermique des personnes qui effectuent un travail d'une durée de 2 heures (Kenny et al., 2011).

Dans une autre étude, House *et al.* ont évalué l'efficacité de quatre matériaux à changement de phase qui fondent à 0, 10, 20 et 30°C dans un environnement à 40°C et 46% d'humidité relative, portés sous les tenues de protection des pompiers. Ils constatent que les matériaux à changement de phase qui fondent à 10°C ont la meilleure efficacité de refroidissement lorsqu'on combine le temps de travail avec les périodes de repos. Ils ont également déclaré que les paquets de glace (fondant à 0°C) peuvent être utilisés si la résistance thermique entre les paquets de glace et la peau est plus élevée (House et al., 2013).

En 2017, Butts *et al.* (Butts, Smith, Ganio, & McDermott, 2017) ont évalué les réponses physiologiques et perceptuelles de 20 sujets portant une veste de refroidissement par changement de phase pendant un travail simulé et exposés à la chaleur ($34,2 \pm 0,05^\circ\text{C}$ et $54,7 \pm 0,3\%$ RH). Ils ont trouvé que cette veste diminue efficacement la température de la peau, ce qui augmente la perte de chaleur et réduit le stress thermique. La veste a amélioré les perceptions de la contrainte thermique et a diminué les pertes hydriques des sujets.

1.6 Vestes de refroidissement par dessiccation à vide

Un prototype d'une veste de refroidissement basé sur le refroidissement par dessiccation à vide a été testé dans un climat de 40°C et 50% RH par Yang *et al.* (Yang, Stapleton, Diagne, Kenny, & Lan, 2012). Les paquets de refroidissement de cette veste sont formés par : un récipient contenant de l'eau, un noyau d'absorption, une entretoise en forme de nids-d'abeilles, et un sac extérieur en plastique. Le prototype pesait 3,4 kg et couvrait environ 0,4 m² de surface corporelle. Le principe du refroidissement se basait sur le transfert de la chaleur grâce aux paquets de refroidissement, assisté par un transfert de la masse par l'absorption de la vapeur d'eau au niveau du noyau d'absorption. Les auteurs ont trouvé que ce prototype possède une capacité

de refroidissement maximale de 373 W/m^2 et qu'il est plus efficace qu'une veste de refroidissement par changement de phase pour diminuer la température interne du corps ainsi que la contrainte thermique pour des travailleurs sous un climat chaud.

1.7 Vestes de refroidissement thermoélectriques

Les appareils qui utilisent le refroidissement thermoélectrique se basent sur l'effet Peltier pour convertir l'énergie électrique en un gradient de température (Enescu & Virjoghe, 2014). Un module thermoélectrique utilise des semi-conducteurs de type N et P connectés correctement entre eux (Enescu & Virjoghe, 2014). Quand un courant continu passe à travers les jonctions d'un module thermoélectrique, la différence de température entre les faces opposées d'un module peut atteindre 70°C , en transférant jusqu'à 125 W de chaleur (Riffat & Ma, 2004). En 2014, D'Angelo *et al.* ont évalué l'efficacité d'un système de refroidissement individuel, formé d'une veste, connectée à un système de refroidissement thermoélectrique (D'Angelo et al., 2014). Ils ont trouvé que ce système peut refroidir l'air jusqu'à 10°C au-dessous de la température ambiante, mais ses dissipateurs de chaleur ont une capacité insuffisante de transfert thermique (D'Angelo et al., 2014). Un module thermoélectrique offre plusieurs avantages dans la technologie de refroidissement individuelle comme : petite taille, fiabilité élevée et absence de pièces mobiles. Cependant, leur principal inconvénient est le faible coefficient de performance ($0,5 < \text{COP} < 1,2$), en particulier dans les applications à grande capacité thermique et des gradients de température importants (Jeong, 2014).

En 2018, Carlsen et Akin (Carlsen & Akin, 2018) ont étudié la possibilité de remplacer l'eau glacée (de masse 60 kg) utilisée dans les scaphandres des astronautes pour le refroidissement corporel, par un système thermoélectrique qui refroidit directement l'eau circulante. Ils ont trouvé que l'efficacité du système de refroidissement thermoélectrique dépend de la résistance thermique entre le système, la source de chaleur, le dissipateur de chaleur, ainsi que le courant électrique fourni aux modules thermoélectriques. Ils ont trouvé qu'il est nécessaire d'utiliser plusieurs boucles de refroidissement liquide pour atteindre une efficacité de refroidissement suffisamment élevée que l'utilisation de l'eau glacée. L'utilisation de ce système basé sur le

refroidissement thermoélectrique est plus simple, car l'utilisateur peut changer les piles ou se connecter à une source d'alimentation plutôt que d'ajouter de la glace dans le système. Ce système a été jugé suffisant pour refroidir un utilisateur en restant immobile et en marchant à un rythme normal.

1.8 Vestes de refroidissement hybrides

Les vestes de refroidissement hybrides combinent plusieurs techniques de refroidissement dans un système fonctionnel. Le type le plus connu est la veste hybride air-liquide utilisée par l'Administration nationale de l'aéronautique et de l'espace (NASA) pour les activités extravéhiculaires dans l'espace. Elle contient des tissus en fibres synthétiques, des tubes en vinyle dans lesquels circule un fluide caloporteur et une conduite d'air (Tanaka, Nakamura, & Katafuchi, 2014).

Dans une étude, Kim *et al.* ont examiné l'efficacité d'une veste de refroidissement liquide porté sous un prototype formé par une tenue complète de protection pour pompiers couplée à un appareil respiratoire isolant (SCBA). Ils ont conclu qu'en combinant une veste de refroidissement par circulation d'un liquide à la ventilation, la durée du temps de travail a augmenté d'environ 82% (J.-H. Kim et al., 2011a).

En 2014, Chan *et al.* ont étudié l'impact du port d'une veste hybride équipée de deux ventilateurs et trois paquets de gel (matériau à changement de phase), sur les réponses physiologiques, les perceptions cognitives du confort thermique et de l'effort. La veste a été testée dans quatre secteurs différents à Hong Kong pendant les jours d'été : la construction, l'horticulture et le nettoyage extérieur, l'aéroport, et la restauration et la cuisine. L'effet de refroidissement hybride a été fourni par deux ventilateurs situés sur le dos de la veste et trois paquets de gel distribués sur la poitrine et sur le dos. La masse totale de la veste était de l'ordre d'un kilogramme. Elle a permis aux participants de supporter environ 2 heures d'exposition à la chaleur sans contrainte marquée et sans aucune restriction de mouvement (Chan, Wong, Li, Wong, & Guo, 2015). En 2017, Zhao *et al.* ont étudié l'effet d'une nouvelle version de cette

veste hybride sur les réponses physiologiques et perceptuelles de 12 sujets humains sous des conditions chaudes et humides (37°C, 60% RH et 450 W/m² de chaleur radiante). La nouvelle veste hybride contient deux ventilateurs, fournissant chacun un débit maximal de 20 L/s, 8 matériaux à changement de phase et de nouveaux types de couches. Elle pèse maintenant 1,26 kg. Les résultats ont révélé que cette veste hybride nouvellement conçue peut réduire considérablement la contrainte thermique et améliorer le confort thermique, en fonction de la diminution de la température corporelle, de la fréquence cardiaque et des perceptions subjectives (y compris l'effort perçu et la sensation thermique) (Y. Zhao, Yi, Chan, Wong, & Yam, 2017).

En 2015, Lu *et al.* ont étudié la performance d'un uniforme de refroidissement hybride formé par deux ventilateurs et des matériaux à changement de phase, dans un environnement chaud et humide (34°C et 75% RH) puis chaud et sec (34°C et 28% RH). L'uniforme était formé d'une veste à manches longues et d'un pantalon qui contiennent deux unités de ventilation et 24 paquets de matériaux à changement de phase. La masse totale de l'uniforme était de 3,6 kg. Ils ont conclu que cet uniforme offre, durant les trois heures du test, un refroidissement continu et que le taux de refroidissement pour l'ensemble du corps était d'environ 111W et 315W en environnement chaud et humide et en environnement chaud et sec respectivement (Lu et al., 2015).

En 2016, Song *et al.* (Song, Wang, & Wei, 2016) ont examiné l'efficacité d'un vêtement de refroidissement hybride dans l'amélioration du confort thermique intérieur des employés de bureau faisant un travail de bureau léger dans un environnement chaud et humide (34 ± 0,5°C; 65 ± 5% RH). Ce vêtement est formé d'une veste à manches longues et d'un pantalon qui contenaient les deux, des matériaux à changement de phase à base du sulfate de sodium (masse totale des matériaux à changement de phase : 2,064 kg) couplés avec 4 ventilateurs électriques livrant chacun 12 L/s d'air. Ils ont constaté que ce vêtement hybride pourra apporter des sensations perceptuelles améliorées et des améliorations physiologiques pour l'ensemble total du corps humain. Ils ont conclu que ce vêtement bénéficiera aux employés de bureau ou au public qui vit à l'intérieur sans accès aux systèmes de climatisation pendant l'été chaud.

En 2017, Lai *et al.* (Lai, Wei, Lu, & Wang, 2017) ont étudié quatre scénarios potentiels d'une veste hybride contenant 24 matériaux à changement de phase (à base du sulfate de sodium) et 4 ventilateurs, en utilisant un mannequin soumis à deux intensités de travail différentes (effort léger et effort intense), sous deux conditions différentes (mannequin sec et mannequin transpirant) et à l'intérieur d'une chambre climatique ($30 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$; $47 \pm 5\% \text{ RH}$). Les quatre scénarios sont : ventilateurs fonctionnels sans matériaux à changement de phase, ventilateurs non fonctionnels avec matériaux à changement de phase, ventilateurs fonctionnels avec matériaux à changement de phase et ventilateurs non fonctionnels sans matériaux à changement de phase. Ils ont trouvé que dans la condition d'un mannequin sec, le taux de refroidissement fourni lors du scénario 'ventilateurs non fonctionnels avec matériaux à changement de phase' était plus grand que durant les autres scénarios. Par contre, lorsque le mannequin transpire, le taux de refroidissement fourni par le scénario 'ventilateurs fonctionnels et matériaux à changement de phase' était le plus important. Durant un effort léger, un mode de refroidissement (soit les matériaux à changement de phase ou les ventilateurs fonctionnels) était suffisant de fournir aux utilisateurs une condition de confort thermique, alors que les utilisateurs sentaient légèrement du froid en utilisant la veste sous le scénario 'ventilateurs fonctionnels et matériaux à changement de phase'. Durant un effort intense, c'était la veste avec les deux modes de refroidissement fonctionnels (ventilateurs fonctionnels et matériaux à changement de phase) qui a montré la meilleure performance pour soulager la contrainte thermique du corps dans les périodes d'exercice et de récupération.

1.9 Avantages et inconvénients des vestes et des technologies de refroidissement dans un environnement minier profond

Les mineurs travaillant dans les mines profondes (entre 1000 et 2500 mètres de profondeur) et ultra-profondes (plus que 2500 mètres de profondeur) sont exposés à des conditions de travail sévères. Les règlements relatifs à la santé et la sécurité au travail dans les mines obligent chaque personne dans une mine souterraine (sauf dans une salle de repos, une cabine ou un bureau) à porter un harnais ou une ceinture de sécurité avec un casque de sécurité, des lunettes de protection ajustées à la vue ou une visière et des chaussures de sécurité qui sont ensemble une charge importante que le travailleur doit supporter (Ngô, 2017; Québec, 2001). De plus, le

travail lui-même est physiquement exigeant. Certains emplois dans l'industrie minière, tels que le boulonnage manuel et les services généraux, nécessitent des activités physiques qui peuvent dépasser 500W par travailleur (Yang et al., 2012). Face à de telles conditions de travail, les différents types de vestes présentées précédemment présentent certains avantages, mais aussi des inconvénients.

La veste à changement de phase ne nécessite aucune source d'énergie électrique pour fonctionner ce qui rend ce système de refroidissement très simple. Toutefois, son efficacité semble être la plus faible parmi les types de vestes de refroidissement (Bain, 1991; Kaufman & Fatkin, 2001; Teunissen et al., 2014; Yang et al., 2012; Zhang et al., 2010) et elle nécessite un contact direct avec la peau pour un transfert thermique optimal entre le corps et le matériau. Ces vestes ont typiquement une durée de fonctionnement d'environ 2 heures pour une masse de 4 kg (Kenny et al., 2011). La durée de refroidissement peut être étendue à plusieurs heures, mais au prix d'une augmentation significative de la masse de la veste, ce qui augmente l'activité physique du mineur et nuit à la liberté de mouvement.

Yang *et al.* ont trouvé que la veste de refroidissement par dessiccation à vide est plus efficace pour diminuer la température interne du corps ainsi que la contrainte thermique du sujet, qu'une veste de refroidissement par changement de phase commerciale de 4,1 kg (Yang et al., 2012). Cependant, à notre connaissance, un seul article a été publié sur ce type de vestes et le système a été testé avec un seul sujet.

La veste de refroidissement par circulation d'air est considérée comme légère (0,6 kg (M. Zhao et al., 2015), 1 kg (Barwood, Davey, House, & Tipton, 2009) , 1,2 kg (Hadid et al., 2008), 1,3 kg (Barwood, Newton, et al., 2009) et 3 kg (Glitz et al., 2015)), ce qui est important pour des mineurs qui portent déjà une charge importante en équipement. Elle repose sur le mécanisme propre du corps à dissiper la chaleur par évaporation de la sueur et conserve donc les vêtements secs évitant ainsi un refroidissement excessif qui pourrait se produire avec d'autres types de vestes (Pandolf et al., 1995). À des niveaux élevés en humidité relative, l'efficacité de cette veste diminue parce que l'air ambiant est presque saturé (Chinevere et al., 2008). Le

refroidissement de l'air, avant son passage sur la peau, peut augmenter les performances de ce type de veste, en particulier dans les environnements chauds (B. C. Cadarette, Latzka, Levine, & Sawka, 1991; Vallerand et al., 1991). L'autonomie des vestes de refroidissement par circulation d'air repose sur des batteries électriques alimentant les ventilateurs. En raison de la faible consommation électrique des ventilateurs, certaines de ces vestes peuvent fonctionner jusqu'à 12 heures sans interruption. L'espace entre le corps et la couche interne de la veste affecte le transfert de chaleur. Il est donc recommandé qu'un espace soit maintenu entre la veste et la peau afin de maximiser l'évaporation de la sueur (Hadid et al., 2008).

Les vestes de refroidissement par circulation d'un liquide sont plus lourdes que les vestes de refroidissement par circulation d'air (Barwood, Davey, et al., 2009; Pandolf et al., 1995). En outre, si les tubes de circulation dans la veste sont comprimés, une interruption de l'écoulement du liquide caloporteur peut se produire (Barwood, Davey, et al., 2009; Pandolf et al., 1995). Il est recommandé que la conception des vestes de refroidissement par circulation d'un liquide comprenne une unité de contrôle qui permet l'ajustement de la température et du débit du liquide caloporteur sur la base des changements de température de la peau (Grażyna Bartkowiak et al., 2014; B. S. Cadarette et al., 2006; Vernieuw et al., 2007). Si l'activité métabolique diminue, le mineur sera face à une perte de chaleur indésirable du corps et donc à un inconfort thermique. Lorsque la température de l'air ambiant est supérieure à celle du liquide caloporteur (ce qui est le cas dans les mines souterraines), le liquide peut gagner de la chaleur à partir de l'environnement ce qui réduira son efficacité de refroidissement.

La veste de refroidissement par détente gazeuse pèse moins de 1,4 kg (Zhang et al., 2010), mais son autonomie (durée de refroidissement) est considérée trop faible par rapport à d'autres types de veste. Cependant, Zhang *et al.* ont constaté que ce type de veste a une puissance de refroidissement sensible de 136 W et peut être utilisée pour diminuer la contrainte thermique d'un mineur. En plus de la faible autonomie, le problème majeur qui apparaît, est le dégagement de CO₂ dans un environnement semi-fermé comme les mines. Si plusieurs mineurs utilisent ce type de veste dans le même lieu, les concentrations en CO₂ peuvent atteindre un seuil dangereux (Québec, 2001; Zhang et al., 2010).

Les vestes hybrides les plus connues fonctionnent en utilisant une combinaison de deux techniques de refroidissement soit le refroidissement liquide-air (J.-H. Kim et al., 2011a; Tanaka et al., 2014) ou refroidissement air-changement de phase (Chan et al., 2015; Chan, Yang, Wong, Lam, & Li, 2013; Lu et al., 2015). Les vestes hybrides semblent être plus efficaces que les vestes traditionnelles qui fonctionnent en utilisant une seule technologie (J.-H. Kim et al., 2011a; Lu et al., 2015; Tanaka et al., 2014).

La durée de refroidissement efficace d'une veste hybride correspond à la durée de refroidissement la plus faible parmi ses techniques incorporées. Pour une veste hybride air-changement de phase, c'est le matériau à changement de phase qui détermine la durée de refroidissement efficace. Une fois que le matériau à changement de phase est fondu, la veste hybride fournira un certain refroidissement par ses ventilateurs, mais avec une moindre efficacité. Il apparaît également que ces vestes sont plus encombrantes que les vestes à technologie unique.

Un module thermoélectrique peut générer une basse température sur sa face froide et possède une capacité de refroidissement élevée en proportion avec sa petite taille. Le taux de refroidissement et la température peuvent être facilement modifiés en ajustant la tension d'alimentation reliée au module et peuvent donc être utilisés pour contrôler le niveau de refroidissement fourni par la veste (Enescu & Virjoghe, 2014).

Le fonctionnement d'un module thermoélectrique est silencieux, ne contient aucune pièce mobile et peut être incorporé dans une veste existante pour augmenter l'effet de refroidissement. Les inconvénients de cette technique sont : la consommation d'énergie électrique relativement élevée nécessitant une batterie volumineuse et lourde et le coefficient de performance est très faible, en particulier, lorsque la chaleur générée au côté chaud du module n'est pas dissipée efficacement (Jeong, 2014; Riffat & Ma, 2004).

Le tableau ci-dessous (Tableau 1-1) regroupe quelques avantages et inconvénients des types de vestes de refroidissement individuelles discutés précédemment.

Tableau 1-1 Avantages et inconvénients des vestes de refroidissement

Type de vestes	Avantages	Inconvénients
Veste de refroidissement par circulation d'air	<ul style="list-style-type: none"> 👍 Petite masse (Hadid et al., 2008). 👍 Conserve les vêtements secs. 👍 Élimine le risque de refroidissement excessif (Pandolf et al., 1995). 👍 Grande autonomie. 	<ul style="list-style-type: none"> 👎 Diminution de l'efficacité de refroidissement lorsque l'air ambiant est à un niveau d'humidité élevé.
Veste de refroidissement par circulation d'un liquide	<ul style="list-style-type: none"> 👍 Améliore considérablement les performances (durée de travail) et diminue la contrainte thermique (J.-H. Kim, Coca, Williams, & Roberge, 2011b; Speckman et al., 1988). 	<ul style="list-style-type: none"> 👎 Lourde (Barwood, Newton, et al., 2009; Pandolf et al., 1995). 👎 Si l'activité métabolique diminue, le travailleur peut éprouver une perte de chaleur indésirable (Pandolf et al., 1995). 👎 La condensation peut apparaître et provoquer des brûlures de la peau (Teunissen et al., 2014).
Veste de refroidissement par détente gazeuse	<ul style="list-style-type: none"> 👍 Petite masse (Zhang et al., 2010). 	<ul style="list-style-type: none"> 👎 Courte autonomie. 👎 Dégagement de CO₂ (Zhang et al., 2010).
Veste de refroidissement par dessiccation à vide	<ul style="list-style-type: none"> 👍 Ne nécessite pas de sources d'énergie extérieures pour fonctionner. 👍 Plus efficace qu'une veste de refroidissement par changement de phase (Yang et al., 2012). 	<ul style="list-style-type: none"> 👎 Puissance de refroidissement faible.

Tableau 1-1 Avantages et inconvénients des vestes de refroidissement (suite)

Type de vestes	Avantages	Inconvénients
Veste de refroidissement par changement de phase	<ul style="list-style-type: none"> Ne nécessite pas de sources d'énergie extérieures pour fonctionner. 	<ul style="list-style-type: none"> L'efficacité semble être la plus faible parmi les types de vestes (Bain, 1991; Kaufman & Fatkin, 2001; Teunissen et al., 2014).
Veste de refroidissement thermoélectrique	<ul style="list-style-type: none"> Puissance de refroidissement élevée (D'Angelo et al., 2014). 	<ul style="list-style-type: none"> Lourde. COP faible (Jeong, 2014).
Veste hybride	<ul style="list-style-type: none"> Plus efficace que les vestes traditionnelles (S. Kim & Lee, 2016; Lu et al., 2015; Tanaka et al., 2014). 	<ul style="list-style-type: none"> Volumineuse.

1.10 Discussion

De nombreux facteurs doivent être pris en considération lors de l'optimisation d'une veste de refroidissement pour les mineurs. Le premier se rapporte à l'environnement de travail sévère (température et taux d'humidité relative). Le deuxième facteur s'intéresse à la compatibilité de la veste avec l'équipement du mineur, ses tâches effectuées, et les lois et les règlements concernant sa sécurité, par exemple l'utilisation de bouteilles sous pression, le type de batteries acceptées et la concentration maximale permise en dioxyde de carbone dans les mines. La troisième préoccupation considère les caractéristiques intrinsèques du système de refroidissement comme son autonomie, son efficacité, et la masse de la veste.

Dans un environnement tel que celui rencontré dans les mines souterraines profondes et ultra-profondes, le niveau élevé d'humidité aura une grande incidence sur l'efficacité d'une veste à refroidissement à air qui fonctionne, en premier lieu, par l'évaporation de la sueur. Pour les vestes de refroidissement liquide et à changement de phase, cette humidité relative élevée augmente le risque que de la condensation se forme sur la surface interne des vestes. En outre,

la température ambiante chauffe le liquide dans une veste de refroidissement par circulation d'un liquide et fond rapidement les matériaux à changement de phase dans une veste de refroidissement par changement de phase ou une veste de refroidissement par dessiccation à vide. Dans une veste de refroidissement par circulation d'air, l'air circulant est un peu plus frais ou plus chaud que la température de la peau, ce qui entraîne un refroidissement sensible minime ou inexistant.

Les vestes de refroidissement par circulation d'un liquide ont tendance à être volumineuses, ce qui peut interférer avec l'équipement de sécurité et de la mobilité d'un mineur. Les vestes basées sur la détente gazeuse et sur les matériaux à changement de phase semblent avoir de faibles autonomies, ce qui réduit le temps de travail effectif dans une industrie confrontée à des exigences strictes de productivité. En outre, la veste à détente de CO₂ semble être intéressante, à condition que la quantité de CO₂ rejetée vers l'environnement ne cause pas des taux de contaminations dangereux (5000 ppm) (Québec, 2001) dans les mines et que son autonomie de refroidissement soit améliorée.

Actuellement, aucune technologie de refroidissement ne semble être parfaitement compatible avec la réalité des mines souterraines profondes. La solution réside peut-être dans la combinaison de deux (ou plus) technologies de refroidissement pour concevoir une veste hybride, qui tient compte des contraintes liées à l'activité du mineur et l'environnement thermique extrême.

Parmi les différentes combinaisons, certaines méritent d'être étudiées plus attentivement surtout si elles combinent le refroidissement latent et sensible. Par exemple, le couplage de modules thermoélectriques avec des ventilateurs électriques peut être une bonne option pour refroidir l'air. De même, la détente de CO₂ pourra être utilisée pour créer un débit d'air froid. Une veste de refroidissement par circulation d'un liquide ou veste de refroidissement par changement de phase combinée à un système d'air comprimé sec pourrait également être en mesure d'augmenter la perte de la chaleur sensible et latente de l'organisme.

1.11 Conclusion

Cette revue de la littérature a présenté les avantages et les inconvénients des vestes de refroidissement personnelles en prenant en considération l'environnement rencontré en mines profondes. Il est clair que chaque technologie de refroidissement présente des avantages et des inconvénients, mais actuellement, aucune ne semble atteindre le niveau de performance requis pour les environnements souterrains profonds. La veste de refroidissement optimisée pour les mineurs doit être légère, compatible avec le travail des mineurs, ne présentant aucun risque pour la santé et la sécurité et réduisant significativement la contrainte thermique. Cette veste doit combiner le refroidissement sensible et latent pour maximiser le taux de refroidissement et favoriser l'évaporation de la sueur. Ce refroidissement double pourra être fourni par l'usage de l'air froid et non saturé en humidité. Dans un environnement extrêmement chaud et humide, comme celui existant dans les mines profondes, il faut penser à des moyens pour déshumidifier et refroidir l'air ambiant avant de l'utiliser. Par conséquent, les futurs bancs d'essais doivent se concentrer sur les différentes techniques de déshumidification et de combinaisons de technologies de refroidissement qui peuvent mener à une efficacité optimale.

CHAPITRE 2

TECHNIQUES DE TRAITEMENT DE L'AIR AMBIANT- CRITERES DE COMPARAISON ET CALCULS THERMODYNAMIQUES

Pour concevoir une veste de refroidissement individuelle adaptée au travail dans les mines profondes, il faut prendre en considération plusieurs facteurs importants, comme le taux de sudation des mineurs et l'environnement de travail à humidité élevée qui rend l'évaporation de la sueur presque impossible à cause de la saturation de l'air ambiant en vapeur d'eau. Un refroidissement double, sensible et latent, pourra être la solution pour maximiser la puissance de refroidissement de la veste et assister l'évaporation de la sueur accumulée sur la peau du mineur et lui offrant ainsi un meilleur niveau de confort. Ce refroidissement double peut être fourni par l'intermédiaire de l'air froid. Puisque l'air ambiant dans les mines est chaud et presque saturé en humidité, il est nécessaire de conditionner cet air avant de l'utiliser dans la veste.

Dans ce chapitre, plusieurs techniques de refroidissement et de déshumidification de l'air ambiant sont étudiées afin de trouver la plus pertinente à utiliser dans la veste. Ces techniques sont : l'utilisation des modules thermoélectriques, des matériaux à changement de phase, de l'air sec comprimé qui se détend à la pression atmosphérique et la détente du dioxyde de carbone comprimé.

2.1 Critères de sélection

Pour comparer et trouver la meilleure technique de déshumidification de l'air ambiant, trois critères de sélection sont choisis : la puissance de refroidissement de la veste, son autonomie, et sa masse. Les deux premiers critères seront expliqués et fixés au préalable ci-dessous. Les calculs thermodynamiques aboutiront ensuite à la masse théorique du système de refroidissement pour chaque technique de déshumidification. La sélection finale se basera non seulement sur le meilleur compromis entre puissance de refroidissement, autonomie et masse, mais aussi sur la possibilité d'intégrer le système de refroidissement dans une veste adaptée au travail dans les mines.

2.1.1 La puissance de refroidissement de la veste

En 2008, Saha *et al.* (Saha, Dey, Samanta, & Biswas, 2008) ont comparé les contraintes physiologiques de 39 mineurs âgés entre 23 et 57 ans, divisés en deux groupes (moins de 40 ans et plus que 40 ans d'âge). Ils ont trouvé que les activités physiques moyennes estimées étaient les mêmes parmi les deux groupes d'âge. Une valeur moyenne de 370 W était calculée pour tous les sujets humains.

En 2012, Kenny *et al.* (Kenny et al., 2012) ont enregistré les activités typiques effectuées par des mineurs dans une mine profonde située en Ontario. Ils ont également répertorié et mesuré la puissance liée aux activités physiques ainsi que la température interne du corps et celle de la peau, pendant l'exécution de ces activités. D'après leur étude, ils ont trouvé que dans de nombreuses occasions, l'activité physique pour certains postes de travail a dépassé 468 W (pour une durée comprise entre 3% et 16 % du temps de travail total). Pour certains emplois, tels que le boulonnage manuel et les services généraux, ce taux a dépassé 500 W pour certains travailleurs. Ces valeurs mesurées par Kenny et al. se situent dans la catégorie d'une activité physique intense (ASHRAE-Handbook, 2001). Malgré la grande différence en ce qui concerne les activités physiques et les intervalles de travail entre les postes, seules de petites différences de température interne ont été observées, suggérant que l'autorégulation des cycles travail-repos peut jouer un rôle important dans l'atténuation du stress physiologique des mineurs.

Dans le calcul de la puissance de refroidissement nécessaire, une valeur moyenne entre les activités physiques estimées par Saha *et al.* (370 W) et celles enregistrées par Kenny *et al.* pour tous les postes de travail (entre 187,4 W et 331,5 W), est considérée. Cette puissance de refroidissement est de 273 W.

2.1.2 L'autonomie du système de refroidissement

Les autonomies des systèmes de refroidissement individuels varient beaucoup d'une veste à l'autre. L'autonomie est en lien direct avec la masse totale du système et la puissance de refroidissement. Par la suite, une comparaison sera non significative si les vestes n'ont pas les

mêmes critères de départ ou ne sont pas utilisées dans le même environnement. Par exemple, une étude en 2009 a rapporté pour deux types différents de veste de refroidissement par changement de phase, des puissances de refroidissement moyennes de 13,6 W et 25,2 W pour une durée de deux heures (McCullough & Eckels, 2009). Pour augmenter la puissance de refroidissement de ces vestes, il faut augmenter la surface de contact entre les matériaux à changement de phase et la peau. En conservant la masse totale des vestes, cela revient aussi à une diminution de l'autonomie de refroidissement puisque l'énergie totale de refroidissement est la même dans les deux cas. De plus, si l'environnement qui entoure ces vestes est de plus en plus chaud, leur autonomie décroît à cause de l'augmentation du transfert de chaleur entre le matériau à changement de phase et l'extérieur. Compte tenu de l'état actuel des technologies de refroidissement, de la relation monotone croissante entre la puissance et la masse du système de refroidissement et du fait que le système devra être transporté par un mineur (ce qui limite la masse), des autonomies qui excèdent 3h sont exclues dès le départ. Par conséquent, et pour des raisons de comparaison, on fixera le critère de l'autonomie à une heure.

2.2 Calculs thermodynamiques

Dans cette partie, la déshumidification de l'air par les quatre techniques mentionnées dans la section précédente sera abordée. Pour faire les calculs nécessaires, il faut fixer en avance la quantité de l'air à traiter ainsi que ses caractéristiques (température sèche et humidité relative).

2.2.1 Les caractéristiques de l'air ambiant

Les caractéristiques de l'air ambiant varient d'une mine à l'autre suivant plusieurs facteurs, comme la nature des roches souterraines, la géolocalisation de la mine, le degré de mécanisation de la mine, les débits de ventilation, la puissance de refroidissement des systèmes de climatisation et la profondeur de la mine. Dans les calculs suivants, on prendra nos valeurs moyennes mesurées (32°C et 90% RH) comme caractéristiques de l'air ambiant (Ngô et al., 2017) ainsi qu'une pression atmosphérique de 122 kPa (pression atmosphérique à 2200 mètres de profondeur).

2.2.2 Le débit d'air volumique à traiter

Pour assister l'évaporation de la sueur condensée sur la peau du mineur, l'approche consiste à créer un micro-environnement froid et sous une humidité absolue faible en dessous de la veste. En se chauffant par contact direct avec la peau, la température de l'air froid augmente et son humidité relative diminue ce qui lui donne la possibilité d'absorber plus de vapeur d'eau (sueur). Le micro-environnement sera situé sur le dos et la poitrine où les taux de sudation sont les plus élevés (Smith & Havenith, 2011). Ce micro-environnement couvre $0,3 \text{ m}^2$ de surface corporelle, et aura une épaisseur moyenne de 1 cm qui sera la distance approximative séparant le système de distribution de l'air et la couche interne de la veste en contact avec le corps. Cela donne un micro-environnement d'un volume approximatif de 3 litres.

Alber-Wallerström et Holmer (Alber-Wallerström & Holmer, 1985) ont étudié la vitesse d'évaporation de la sueur chez des sujets exposés à un environnement chaud (température ambiante proche à celle de la peau) et humide (50% et 70% RH) et sous une activité physique (50 W et 100 W). Ils ont trouvé que la vitesse d'évaporation varie avec l'activité physique, l'humidité relative de l'air ambiant et même entre les sujets exposés aux mêmes conditions. Un taux minimal moyen de 6,8 g/min (0,11 g/s) et un maximal moyen de 11,2 g/min (0,18 g/s) ont été calculés. Par exemple, un micro-environnement à 20°C et 100% RH (à 122 kPa de pression atmosphérique), possède une humidité absolue de 0,01216 kg de vapeur par kg d'air sec. Lors de son échauffement jusqu'à la température moyenne de la peau (35,6°C), il pourra absorber un maximum de 0,01898 kg de vapeur d'eau par kg d'air sec avant sa saturation (100% RH). Pour un micro-environnement de 3 litres, cela revient à absorber une valeur moyenne de 0,081 gramme de vapeur d'eau. En prenant en considération des valeurs calculées par Alber-Wallerström et Holmer, on trouve que le micro-environnement de 3 litres a besoin entre 0,45 et 0,74 seconde pour absorber la quantité maximale de vapeur d'eau. De ce fait, un changement d'air maximal par seconde sera suffisant en dessous de la veste et donc, on aura besoin d'un débit maximal de 3 L/s d'air à traiter (seulement la partie latente est discutée ici). Ce débit d'air est considéré relativement faible en le comparant avec les vestes de

refroidissement à air déjà développées (entre 3 L/s et 12 L/s) (Barwood, Davey, et al., 2009; McLellan, 2007; M. Zhao et al., 2015).

2.2.3 L'état de l'air après traitement

Dans cette partie, on trouvera les caractéristiques de l'air à injecter au-dessous de la veste (dans le micro-environnement) et qui peut générer théoriquement (efficacité de refroidissement de 100%) un refroidissement de 273 Watts. On pose comme hypothèse que l'air injecté au-dessous de la veste ne la quittera pas avant d'être saturé en vapeur d'eau et sous une température égale à celle de la peau (35,6 °C) (S. Kim & Lee, 2016). Toutes les propriétés thermodynamiques nécessaires pour les calculs sont déterminées en utilisant le logiciel EES (F-chart, 2018) et en prenant en considération la pression atmosphérique à 2200 mètres de profondeur (122 kPa). La figure suivante (Figure 2.1) montre les trois états de l'air : en dessous de la veste (état 1), juste à la sortie de la veste (état 2) et dans l'environnement chaud et humide (état 3).

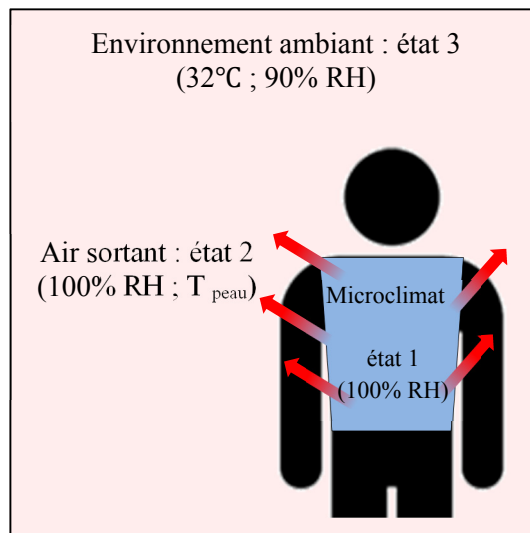


Figure 2.1 Les trois états de l'air

L'enthalpie de l'air à injecter en dessous de la veste sera calculée en utilisant la relation suivante :

$$h_1 = \frac{(\dot{V} \cdot r' \cdot h_2 - \dot{Q}_{\text{refroidissement}})}{(\dot{V} \cdot r)} \quad (2.1)$$

où $\dot{Q}_{\text{refroidissement}}$ est égale à 273 J/s (puissance de refroidissement), \dot{V} est le débit volumique de l'air (3 L/s), ρ est la masse volumique de l'air ambiant (1,37 kg/m³), h_1 et h_2 (115,7 kJ/kg) sont respectivement, les enthalpies de l'air injecté au-dessous de la veste et juste avant de quitter le micro-environnement (à 100% RH et 35,6°C). La résolution de l'équation 2.1 donne une enthalpie h_1 approximative de 49,3 kJ/kg. Cette enthalpie, pour une humidité relative de 100% et sous une pression atmosphérique de 122 kPa, correspond à l'état d'air sous une température de 19,4 °C.

2.2.4 La puissance de refroidissement nécessaire pour traiter l'air ambiant

Afin de déshumidifier l'air ambiant (32°C et 90% RH), une puissance de déshumidification doit être fournie. Sa valeur sera calculée en utilisant la relation suivante :

$$\dot{Q}_{\text{déshumidification}} = \dot{V} \rho (h_3 - h_1) - \dot{m}_v h_v \quad (2.2)$$

Avec, $\dot{Q}_{\text{déshumidification}}$ la puissance de déshumidification (en J/s), h_3 l'enthalpie de l'air ambiant (90,1 kJ/kg), h_1 l'enthalpie de l'air traité (49,3 kJ/kg), \dot{m}_v et h_v respectivement le débit massique de la vapeur d'eau condensée (0,000045 kg_v/kg·s) et son enthalpie au point de rosée (128,2 kJ/kg). La résolution de l'équation 2.2 donne une puissance de déshumidification égale à 162 J/s.

2.3 Méthodes de traitement de l'air ambiant

Pour refroidir et déshumidifier l'air ambiant, plusieurs techniques seront étudiées et évaluées. Ces techniques sont les suivantes :

- Traitement de l'air par usage de matériaux à changement de phase.
- Traitement de l'air par usage de modules thermoélectriques.
- Traitement de l'air par usage d'une détente gazeuse (CO₂).
- Traitement de l'air par mélange d'air sec provenant d'une détente d'air comprimé.

2.3.1 Usage des matériaux à changement de phase

Le fluide utilisé dans l'estimation de la masse nécessaire de matériaux à changement de phase, pour refroidir la quantité d'air, est l'eau, puisque ce dernier possède une chaleur latente de fusion élevée ($\cong 332$ kJ/kg). Les paquets de matériaux à changement de phase (contenant de la glace) doivent fournir une capacité de refroidissement de 162 Watts pour une durée minimale de 1 heure (autonomie minimale de la veste fixée auparavant). La masse nécessaire approximative d'eau glacée sera calculée en utilisant la relation suivante :

$$\text{Masse PCM} = \frac{\text{Capacité de refroidissement} \times \text{Autonomie veste}}{\text{Enthalpie latente de fusion}} \quad (2.3)$$

La résolution de l'équation 2.3 donne une masse nécessaire de 1,76 kg (En prenant en considération que l'efficacité du transfert thermique entre les matériaux à changement de phase et l'air est de 100%).

Donc on a besoin au moins de 1,76 kg de glace, d'un ventilateur, d'une batterie et d'un échangeur de chaleur pour faire le traitement de l'air souhaité en prenant en considération que l'efficacité de l'échange thermique est à 100% et que les matériaux à changement de phase n'absorbent aucune chaleur de l'environnement chaud.

2.3.2 Usage de modules thermoélectriques

Dans cette section, un refroidissement thermoélectrique air-air sera étudié pour traiter l'air ambiant. Pour avoir une idée approximative de la masse totale du système thermoélectrique nécessaire pour évacuer 162 Watts de chaleur, ainsi que la puissance électrique nécessaire, on peut comparer les systèmes qui existent déjà sur le marché. La Figure 2.1 ci-dessous montre un système de refroidissement d'une puissance de refroidissement de 143 W (plus petite que celle ciblée dans notre cas) ainsi que ses spécifications.

Product Attributes		Select All
Categories	Fans_Thermal Management	<input type="radio"/>
	Thermal - Thermoelectric, Peltier Assemblies	<input checked="" type="radio"/>
Manufacturer	Laird Technologies - Engineered Thermal Solutions	<input type="checkbox"/>
Series	Outdoor Cooler	<input type="checkbox"/>
Part Status	Active	<input type="checkbox"/>
Heat Transfer Type	Air to Air	<input type="checkbox"/>
Power - Cooling	143W	<input type="checkbox"/>
Current	7.9A	<input type="checkbox"/>
Voltage	24V	<input type="checkbox"/>
Fan Location	Cold Side / Warm Side	<input type="checkbox"/>
Operating Temperature	-20°C ~ 55°C	<input type="checkbox"/>
Weight	12 lbs (5.4kg)	<input type="checkbox"/>
Dimensions - Overall	300mm L x 180mm W x 167mm H	<input type="checkbox"/>

Figure 2.2 Système thermoélectrique air-air et spécifications (Dijkey.ca, 2016)

La masse de ce système de refroidissement thermoélectrique est de 5,4 kg. Il a une batterie de capacité 7,9 Ah et de 24 Volts (la masse d'une telle batterie atteint facilement 5 kg) pour un fonctionnement d'une heure.

2.3.3 Usage d'une détente CO₂

Dans cette technique, on utilise la détente brusque du CO₂ liquide comprimé, à la pression atmosphérique ($\cong 1$ bar). Cette détente transforme le CO₂ liquide en CO₂ gazeux et solide (glace carbonique). À son tour, la glace carbonique se sublime en état gazeux lorsque mélangée avec de l'air chaud et humide. Dans le calcul, on considère que l'échange thermique entre le CO₂ solide et gazeux formés et l'air traité est idéal (efficacité de 100%). Le pourcentage de conversion du CO₂ liquide en solide varie avec plusieurs facteurs, comme la température et la pression du CO₂ avant la détente, la géométrie de l'orifice, et l'état du CO₂ avant sa détente. D'après Ullmann et al. (Ullmann et al., 1985), une formation de 60% en glace carbonique est possible après une détente atmosphérique du CO₂ liquide. En 2012, Pursell (Pursell, 2012) a trouvé une formation entre 31% et 34% de glace carbonique lors des libérations accidentelles au niveau des réservoirs contenant du CO₂ liquide. Dans ce qui suit, une formation maximale de 60% de glace carbonique sera prise en compte dans les calculs. La masse de CO₂ liquide nécessaire pour faire le traitement de l'air demandé à chaque seconde sera calculée en utilisant l'équation suivante :

$$\dot{Q}_{\text{deshumidification}} = 0,60 \times \dot{m}_{\text{CO}_2} \times h_{\text{CO}_2 \text{ solide}} + 1 \times \dot{m}_{\text{CO}_2} \times (h_{g2} - h_{g1}) \quad (2.4)$$

Avec \dot{m}_{CO_2} débit massique nécessaire de CO₂ liquide, $h_{\text{CO}_2 \text{ solide}}$ l'enthalpie de sublimation de la glace carbonique, h_{g1} et h_{g2} l'enthalpie du CO₂ gazeux à -78,5°C (température de sublimation de la glace carbonique) et à 19,4°C (température sèche finale de l'air traité) respectivement.

On aura :

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = 0,4 \text{ g/s}$$

Donc, on a besoin de faire une détente de 0,4 gramme de CO₂ liquide chaque seconde pour traiter l'air. Pour une autonomie d'une heure, la masse totale de CO₂ liquide sous pression requise sera de 1,44 kg.

2.3.4 Mélange d'air ambiant et air sec comprimé

Selon cette technique on souhaite mélanger l'air ambiant avec de l'air sec comprimé pour diminuer son humidité relative. Le mélange aura une enthalpie latente (29,72 kJ/kg) égale à celle de l'état final souhaité (état 2 : 19,4°C ; 100% RH), mais une enthalpie sensible supérieure. Puis, le mélange sera refroidi afin de diminuer son enthalpie sensible et atteindre l'état final (19,4°C). L'humidité relative du mélange avant refroidissement sera de 47% (à 32°C). Pour calculer le volume de l'air sec comprimé nécessaire, on utilise les équations suivantes :

$$\dot{m}_{\text{sec}} \times h_{\text{sec}} + \dot{m}_{\text{air}} \times h_{\text{air}} = (\dot{m}_{\text{sec}} + \dot{m}_{\text{air}}) h_i \quad (2.5)$$

$$\dot{m}_{\text{sec}} + \dot{m}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{total}} \quad (2.6)$$

Avec

\dot{m}_{sec} : Débit massique de l'air sec comprimé (en kg d'air sec/s).

\dot{m}_{air} : Débit massique de l'air ambiant (en kg d'air sec/s).

\dot{m}_{total} : Débit massique du mélange (en kg d'air sec/s).

h_{sec} : Enthalpie de l'air sec comprimé (32°C et 0% RH).

h_i : Enthalpie du mélange à l'état intermédiaire (32°C et 47% RH).

On aura donc :

$$\dot{m}_{\text{sec}} \cong 0,0022 \text{ kg d'air sec / s}$$

Aussi, pour une autonomie d'une heure, on a besoin d'une masse approximative de 7,92 kg d'air sec. Cette masse d'air peut être comprimée dans un cylindre de capacité 27,75 L sous une pression de 250 bars et une température de 32°C. De plus, le cylindre vide seul aura une masse supplémentaire de plus que 15 kg.

2.4 Conclusion

Dans cette partie, quatre techniques de traitement d'air ont été étudiés. Le critère de sélection principal est la masse minimale du système de traitement (ou de la matière choisie). L'utilisation des modules thermoélectriques aboutira à un système de refroidissement de plus que 10 kg de masse (module, ailettes, batterie, etc.), l'usage du gaz comprimé nécessite 7,92 kg d'air sec (seulement pour la déshumidification, sans refroidissement), l'utilisation des matériaux à changement de phase (la glace) nécessite 1,76 kg de glace et finalement le traitement de l'air par la détente du CO₂ liquide nécessite 1,44 kg de CO₂ liquide.

Dans le cas de l'usage des matériaux à changement de phase, il faut que la surface de contact entre l'air injecté et les matériaux à changement de phase soit optimisée pour assurer un transfert adéquat. De plus, les matériaux à changement de phase doivent être refroidis en avance puis incorporés à la veste (ou à un système rattachable). Un des majeurs inconvénients de cette technique de traitement est la perte de presque 50% de sa puissance de refroidissement vers l'environnement chaud (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). Cette énorme perte en puissance affecte la masse de glace nécessaire pour faire le traitement d'air désiré. Par conséquent, une masse minimale de 3,5 kg de glace sera nécessaire pour compenser la perte de charge vers l'environnement.

En se basant sur les calculs théoriques présentés ci-dessus, ainsi que les critères à prendre en considération lors du développement d'une veste de refroidissement individuelle adaptée au travail en mines profondes (autonomie, masse, efficacité, faisabilité, etc.), on conclut que la technique de traitement de l'air en utilisant la détente de CO₂ liquide est la plus pertinente.

En pratique, le CO₂ comprimé dans un cylindre n'existe jamais à l'état de liquide pur. Deux phases, liquide et gazeuse, coexistent en même temps et il est important d'étudier la détente atmosphérique de ces deux phases. Le CO₂ avant sa détente pourra être à l'état liquide, l'état gazeux ou bien un mélange des deux états (mélange liquide gazeux). La nature de l'état du CO₂ avant sa détente affecte le débit sortant et la capacité de refroidissement de la détente atmosphérique. Pour ces raisons, le chapitre suivant (Chapitre 3) est consacré à l'étude de la détente atmosphérique de l'état gazeux du CO₂. La détente du CO₂ à l'état liquide est aussi étudiée au chapitre 4 qui contient de plus, une étude du système de refroidissement développé et qui sera intégré à la future veste de refroidissement. La veste de refroidissement développée est détaillée dans le chapitre 5.

CHAPITRE 3

ARTICLE 1: EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE COOLING CAPACITY OF GASEOUS CARBON DIOXIDE IN FREE JET EXPANSION FOR USE IN PORTABLE AIR-COOLING SYSTEMS

Chady Al Sayed, Ludwig Vinches, Stéphane Hallé

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Cet article a été publié dans la revue
Open Journal of Applied Sciences (Vol. 8, N° 2, p.62-72) en février 2018

3.1 Abstract

This paper investigates the possibility of using the free expansion of gaseous CO₂ in portable air-cooling systems. The cooling capacity of the gaseous CO₂ free jet expansion was calculated using three different approaches and the results showed that the simplified calculations would give approximated cooling values with an 11.6% maximum error. The mass flow rate, upstream pressure and cooling capacity of the gaseous CO₂ decreased with time. A maximum 48.5 Watts of cooling was recorded at minute 4 and a minimum value of 10.4 Watts at the end of the test. The drop in cooling capacity is due to the evaporation of the liquid CO₂ inside the small cylinder which cools the two-phase CO₂ mixture and causes a pressure drop (from 6 MPa to 2.97 MPa), which also affects the mass flow rate of gaseous CO₂ exiting the orifice (from 0.56 g/s to 0.24 g/s). If this cooling technique is to be considered in portable compact-cooling systems, the mass, pressure and cooling capacity drop with time must be solved. One of the solutions could be to cover the cylinder with a heating coat to compensate for the heat absorbed by the evaporation of the liquid CO₂.

Keywords

Gaseous CO₂, Free Jet Expansion, Cooling Capacity, Compact Air-Cooling Technique

3.2 Introduction

Treating the ambient air is essential to many applications, for instance ensuring the thermal comfort of human beings, protecting against corrosion and condensation, and manufacturing certain electronic components (ASHRAE-Handbook, 2001). Many techniques already exist to cool and dehumidify air, such as cooling coils, which circulate chilled water or refrigerants (Gatley, 2000), liquid and solid desiccant systems (Harriman, 2003), and thermoelectric dehumidifiers (Hsieh, 1994). All of the above techniques require the use of an additional external energy source, such as electricity, to heat the desiccant substance and regenerate its absorption capability, operate the thermoelectric module or to compress the refrigerants. Although many studies have been conducted using atmospheric discharge of carbon dioxide, to the best of our knowledge none have investigated the possibility of using free jet expansion as a technique to cool and dehumidify air. In 2012, Liu and Matsusaka (Liu & Matsusaka, 2012) studied the characteristics of dry ice, such as particle size distributions and surface clearing capacity, when high-pressure liquid CO₂ is released to atmospheric pressure. They found that the dry ice removal process is related to the jet temperature. The same year, Pursell (Pursell, 2012) investigated the behavior of liquid CO₂ release, that is, the jet temperature profile, expansion of liquid CO₂ and sublimation of formed dry ice, to help validate models that can be used in risk assessment in case of accidental release of CO₂. Researchers were also interested in studying the leakage of liquid CO₂ from a facility (Mazzoldi, Hill, & Colls, 2008) and its accidental release in pipelines during transportation (Pham & Rusli, 2016).

When contained in pressurized cylinders, CO₂ can usually exist in a gaseous state, two-phase fluid (saturated liquid and gaseous CO₂) or supercritical fluid when the temperature and pressure of the CO₂ exceed its critical point (31°C and 7.39 MPa). This paper intends to study the possibility of using CO₂ in a compact cooling system that is portable and easy to recharge, and which can lower the dry and wet bulb ambient temperature in one step. With this in mind, the cooling capacity of gaseous CO₂ expansion into atmospheric pressure, released from small-pressurized cylinders containing a two-phase fluid CO₂, will be investigated, calculated and compared with the experimental data using three approaches. The first uses air properties

before and after CO₂ injection without taking into consideration the amount of gaseous CO₂ added to the final mixture, the second is based on the CO₂ properties collected during the previous tests and the third uses the thermodynamic properties of the final mixture formed by air and CO₂.

3.3 Materials and methods

Three similar cylinders containing 2.3 kg each of pure saturated CO₂ (99.99%) at 6 MPa and 22°C are used for the tests. High pressure gaseous CO₂ is brought to a 0.2 mm diameter expansion orifice, using an insulated flexible pigtail connected directly to the cylinder valve at one end and to a needle valve at the opposite end. The CO₂ expansion will be used to cool a constant hot and humid airflow set to 37°C ± 0.5°C (Dry bulb) and 69% ± 1% relative humidity (RH), which is highly similar to many extreme working environments such as excavations in deep mines. A pressure gauge with ± 1% accuracy and a high accuracy resistance temperature detector (RTD) with a dual element sensor, connected directly between the needle valve and the expansion orifice, measure and record the pressure and temperature of the gaseous CO₂ before its expansion to atmospheric pressure.

Figure 3.1 shows a schematic of the experimental bench without the CO₂ components. A microclimate chamber of 2 m³ is used to create an environment at constant temperature (37°C ± 0.5°C) and relative humidity (69% ± 1%). To create a stable environment within the microclimate chamber, a single humidifier and a heating resistance are placed inside, controlled by a thermocouple and a humidity detector, using the LabVIEW (National-Instruments-Corporation, 2017) platform on a PC. The inlet of a DC blower is connected to the microclimate chamber using an insulated flexible hose, and its outlet is connected to a polymethyl methacrylate (PMMA) tube having an inside diameter of 5 cm. The CO₂ flow reducer (orifice) is connected to the PMMA tube 10 cm downstream from the outlet of the blower (see Figure 3.1). A flow meter (FLUKE 922) with a maximum uncertainty of 1% is used to measure the volumetric flow rate of the air inside the PMMA tube, prior to CO₂ injection, at 80 cm apart from the flow reducer. The expansion of the CO₂ will be used to cool

a constant hot and humid airflow coming directly from the microclimate chamber. A thermocouple type J (TC1) is inserted within the insulated flexible hose 10 cm upstream from the inlet of the DC blower to measure and collect the temperature of the air before it has mixed with the CO₂. A second thermocouple type J (TC2) is placed inside the PMMA tube, 50 cm from the blower outlet, where the flow would be fully developed (Reynolds number = 4500). It is used to measure the temperature of the air after it has mixed with the CO₂. The PMMA tube is isolated by a semi flexible polyethylene foam rubber with a thermal resistance of 0.7044 K·m²/W. The airflow supplied by the blower is set at 3 L/s and is measured before every test.

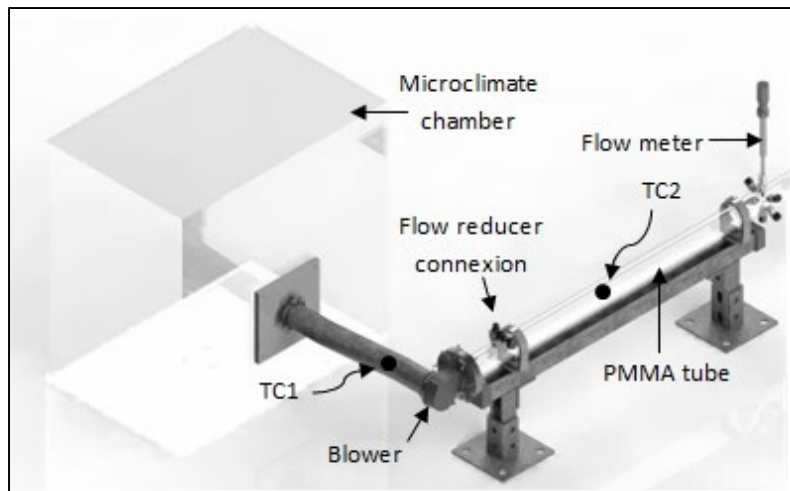


Figure 3.1 Schematic of the experimental bench without the CO₂ components

To ensure statistically significant results, the test was triplicated. The duration of each test was set to 50 minutes, when theoretically, 75% of the CO₂ mass inside the cylinder would have expanded into atmospheric pressure, if it is supposed that no pressure and temperature variations occur at stagnation state. The ratio ($r_{critical}$) of absolute atmospheric pressure (P_a) to absolute upstream pressure (P_{up}) will define the exiting condition of the gaseous CO₂. In the case of CO₂, the $r_{critical}$ is 0.547. This leads to a critical absolute upstream pressure of 0.18 MPa (Mazzoldi et al., 2008). Beyond this absolute pressure, the flow will be choked. For this study, the absolute upstream pressure was initially 6 MPa and subsequent values never went lower

than the critical value. Consequently, the flow rates of the CO₂ injection were calculated theoretically by using equation 3.1 for the mass flow rate calculation for choked flow (Perry & Green, 1999).

$$\dot{m}_{\text{choked}} = C_d A \sqrt{\kappa \rho P_{\text{up}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (3.1)$$

where \dot{m}_{choked} is the mass flow rate of gaseous CO₂ (kg/s); C_d the discharge coefficient of the orifice (dimensionless); A the orifice area (m²); P_{up} the absolute pressure upstream; ρ the gaseous CO₂ density at upstream pressure and temperature (kg/m³) and κ the dimensionless ratio of the heat capacity at constant pressure over the heat capacity at constant volume for the gaseous CO₂ ($\kappa = 1.29$) (Mazzoldi et al., 2008).

The orifice's discharge coefficient C_d depends on the ratio of the orifice thickness (e) and orifice diameter (d). For a ratio (e/d) between 1 to 7, the discharged coefficient is considered to be constant ($C_d = 0.81$) (Ward-Smith, 1979), which is the case for the orifice used in this study ($e/d = 5$). The theoretical mass flow rates for the upstream pressure were compared to the mass flow rates determined experimentally by measuring the mass drop of the CO₂ cylinder, using an electronic scale (Kilotech KWS 301) with a maximum capacity of 30 kg \pm 1 g. The cooling capacity of the gaseous CO₂ free jet expansion will be calculated using three different approaches, where the first two are considered to be simplified.

3.3.1 First approach

Due to the low mass injection of CO₂, our first approach for calculating the cooling capacity will be to consider that the final state of the air is not affected by the amount of gaseous CO₂ added. Using the information recorded for the air states before and after CO₂ injection, we can calculate the cooling capacity received by the air using the energy conservation equation listed below:

$$\dot{Q}_{\text{air}} = \dot{m}_{\text{air}} (h_1 - h_2) - \dot{m}_{\text{removal}} h_w \quad (3.2)$$

where \dot{Q}_{air} is the cooling capacity received by the air from the injection of CO₂; \dot{m}_{air} is the mass flow of the air; \dot{m}_{removal} is the mass flow of condensed water; h_1 and h_2 are the enthalpies of the air before and after being cooled respectively; h_w is the enthalpy of condensed water at the dew point temperature (if condensation occurs).

3.3.2 Second approach

The second approach for calculating the cooling capacity of gaseous CO₂ expansion requires that the state of the CO₂ (pressure, temperature and enthalpy) be known before and after its expansion. The CO₂ temperature just before expansion at orifice is recorded using a RTD probe and the pressure profile of the CO₂ has already been collected (before expansion). A pressure-enthalpy diagram of the CO₂ is used to approximate its temperature and enthalpy after expansion to atmospheric pressure, using the isenthalpic release approach of CO₂ expansion (Hebrard, Antoine, & Lacombe, 2011) and then after cooling the air.

In the case of two-phase CO₂ storage, the gaseous expansion to atmospheric pressure could cause some dry ice to form (less than 2%) if the CO₂ arriving to the orifice is always on its saturating curve and not superheated. In our case, the gaseous CO₂ inside the cylinders was always colder than that which arrived to the expansion orifice, due to the heat dissipating from the cylinder valve, flexible pigtail, manometer and needle valve. Thus, the CO₂ at the orifice was always at a slightly superheated state, and no dry ice was formed. Figure 3.2 shows the CO₂ states inside the cylinder, at the orifice before expansion, after expansion and after cooling the air. The pressure-enthalpy diagram of the CO₂ shown in Figure 3.2 (ChemicalLogic-Corporation) provides the enthalpies of the CO₂ at every minute and in every state during the tests. Consequently, the cooling capacity of the CO₂ expansion could be calculated using equation 3.3 listed below.

$$\dot{Q}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2} (h'_2 - h'_1) \quad (3.3)$$

where $\mathcal{Q}_{\text{CO}_2}$ is the cooling capacity of the CO₂ expansion; \dot{m}_{CO_2} is the mass flow of gaseous CO₂; h'_1 and h'_2 are the enthalpies of the CO₂ (at the same minute) after expansion and after cooling the air respectively.

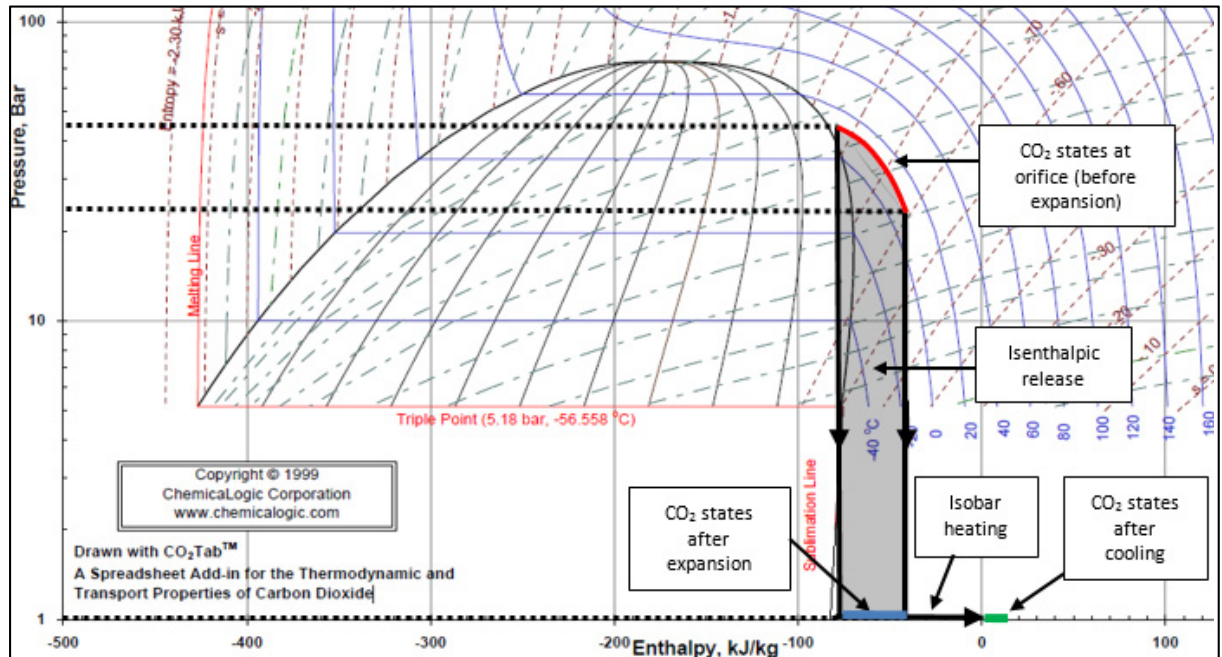


Figure 3.2 Pressure-Enthalpy diagram of CO₂ (ChemicalLogic-Corporation)

3.3.3 Third approach

For the final approach, the mass quantity of CO₂ added into the stream of air is taken into consideration and the cooling capacity is calculated for the mixture formed from both air and CO₂ flows. Furthermore, the air and the CO₂ are considered to be perfect gases with negligible kinetic and potential energies. While the absolute humidity inside the final mixture of gases (air + CO₂) is constant when no condensation occurs, the dew point of vapor is affected by its saturated pressure inside the final mixture of gases. By taking into consideration all the above, the third approach is considered to be more accurate for calculating the cooling capacity of the gaseous CO₂ than the first two. For a stream of air at normal pressure, 37°C and 69% RH, the dew point temperature is 30.3°C. When mixing the stream of air with a mass flow rate of

gaseous CO₂ ranging from 0.56 to 0 g/s, the dew point will start at a value of 29.3°C and increase in time to 30.3°C. In this case, condensation will occur only if the value of the vapor pressure (P_{vapor}), assumed to exist inside the mixture and calculated based on the following equations (3.4 and 3.5) is greater than the vapor saturated pressure at mixture temperature.

$$P_{\text{vapor}} = P_{\text{total}} \cdot \frac{\frac{m_{\text{vapor}}}{M_{\text{vapor}}}}{\frac{m_{\text{CO}_2}}{M_{\text{CO}_2}} + \frac{m_{\text{Dry air}}}{M_{\text{Dry air}}} + \frac{m_{\text{vapor}}}{M_{\text{vapor}}}} \quad (3.4)$$

$$m_{\text{vapor}} = \frac{w}{m_{\text{Dry air}}} \quad (3.5)$$

where P_{vapor} is the vapor pressure assumed inside the mixture (in kPa); P_{total} is the atmospheric pressure (101.3 kPa); m_{vapor} , $m_{\text{Dry air}}$ and m_{CO_2} are respectively the mass of the vapor, the dry air and the CO₂ present inside the mixture (in kg); M_{CO_2} , $M_{\text{Dry air}}$ and M_{vapor} are respectively the molar mass of the CO₂, the dry air and the vapor (in kg/mol); w is the absolute humidity that existed in the air before mixing it with CO₂ (in kg vapor / kg dry air). The cooling power of the mixture (air + CO₂) will be calculated based on the following equations:

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_m (h_{m2} - h_{m1}) - \dot{m}_{\text{removal}} h_w \quad (3.6)$$

$$h_m = y_{\text{CO}_2} C_{p \text{ CO}_2} + y_{\text{air}} C_{p \text{ air}} T + (h_{v0} + 1.82 T) \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (3.8)$$

where \dot{Q}_m is the cooling capacity; \dot{m}_{CO_2} is the mass flow of gaseous CO₂; h_{m1} and h_{m2} are respectively the enthalpies of the mixture before and after CO₂ cooling; $C_{p \text{ CO}_2}$ and $C_{p \text{ air}}$ are the specific heat capacities at constant pressure for the gaseous CO₂ and the air respectively; h_{v0} is the enthalpy of saturated vapor at 0°C; y_{CO_2} and y_{air} are respectively the molar fraction of gaseous CO₂ and air present inside the mixture; and T is the temperature of the mixture.

3.4 Results and discussion

During all three tests, data was collected at each second and then averaged for each minute. Figure 3.3 shows the variation of the CO₂ pressure inside the cylinders. The two-phase fluid CO₂ inside the cylinder was originally at 6 MPa and 22°C. When the gaseous CO₂ was released to cool the air, the same amount of liquid CO₂ evaporated inside the cylinder to maintain the equilibrium. The latent heat absorption of the evaporated quantity of liquid CO₂ (140.33 kJ/kg at 6 MPa and 22°C) cooled the CO₂ inside the cylinders and directly affected its saturation pressure. This is showed in Figure 3.3, where at minute 1, the pressure of the CO₂ inside the cylinder was at 6 MPa and then dropped to 2.97 MPa, a 50.5% loss in initial stagnation pressure.

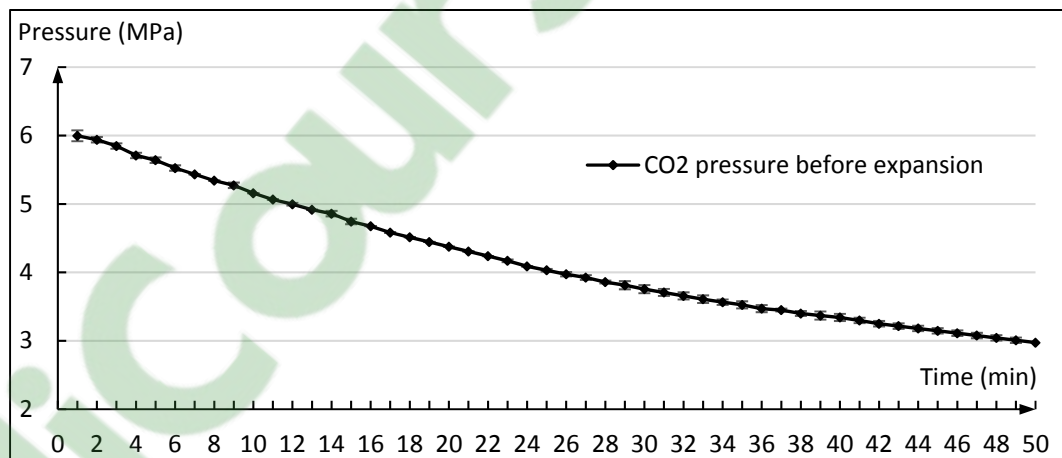
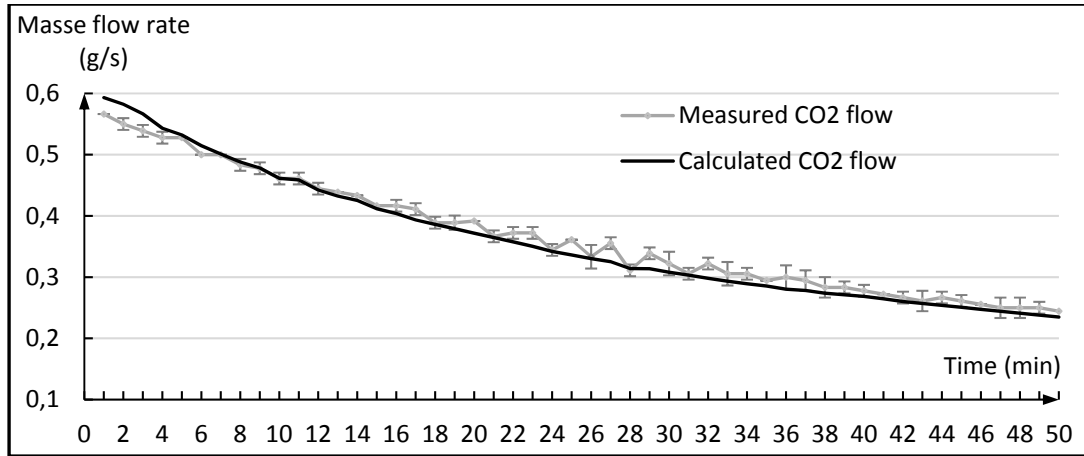
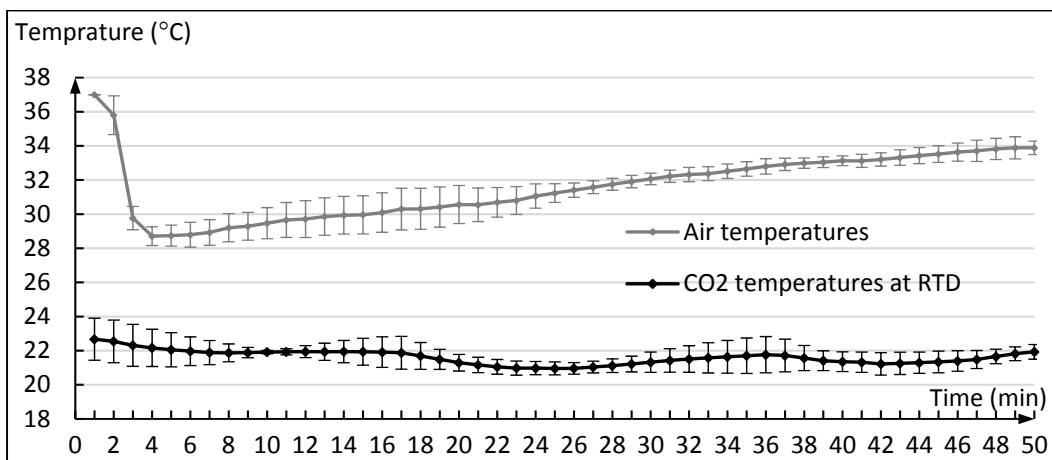


Figure 3.3 CO₂ pressure profile

The mass flow of the CO₂ exiting the orifice was also measured and calculated, using equation 3.1 provided in section 3.3. The results are presented in Figure 3.4. A high similarity is apparent between the measured and calculated values. Because the mass flow exiting the orifice is in direct correlation with the CO₂ pressure before expansion, the mass flow rate of the gaseous CO₂ decreased with time. Its maximum value occurred at minute 1 (0.56 g/s) where the pressure was at its peak and reached the lowest value at minute 50 (0.24 g/s), which accounts for a 57% decrease.

Figure 3.4 CO₂ mass flows

For thermodynamic calculations, the temperature of the air before and after injecting the gaseous CO₂ had also been recorded, along with the CO₂ temperatures before expansion, at the orifice. The results are presented in Figure 3.5. The air before CO₂ injection was at 37°C and 69% relative humidity. It reached its lowest temperature, after CO₂ injection, at minute 4 (28.7°C) and then started to rise until minute 50 (33.9°C). The average CO₂ temperatures, measured just before the expansion at the orifice and by using an RTD, ranged between 21°C and 23°C during tests, while the surrounding environment was at 23°C ± 1°C.

Figure 3.5 Temperature profiles for air and CO₂

While the volume flow rate of the air was set to 3 L/s, the CO₂ had an average volume flow rate, calculated based on its measured mass flow rates during the tests, of 0.18 L/s. This last value is worth only 5.66% of the total volume flow rate of the mixing gases (air + CO₂). The cooling capacities of the gaseous CO₂ expansion are calculated starting from minute 4 where the lowest temperature of the air was reached. The results are shown in Figure 3.6 where the first three minutes are not taken into consideration because the supply line already contained air at ambient temperature before the cylinder was opened, which would result in a mixture of air and CO₂ inside the supply line and a decrease in the cooling efficiency of the CO₂ expansion through the orifice.

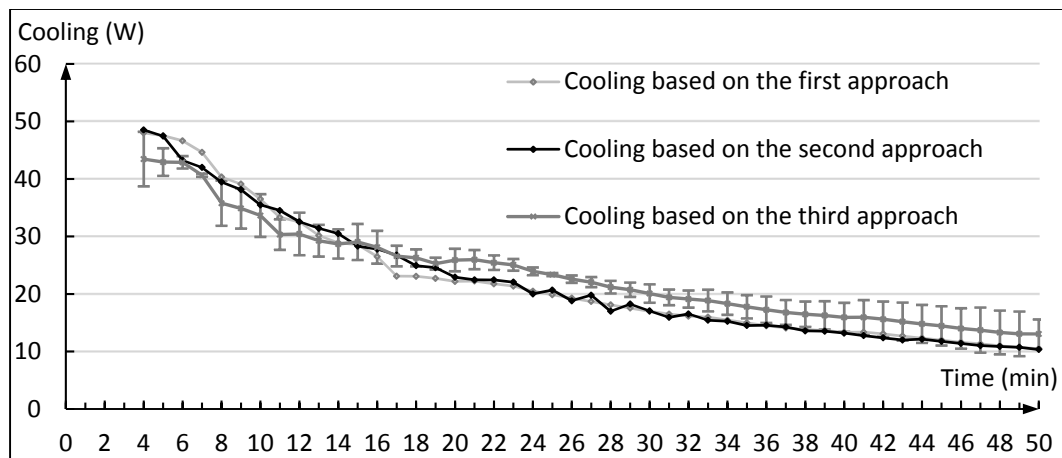


Figure 3.6 Cooling capacities of gaseous CO₂ expansion

As the pressure of the CO₂ inside the cylinder drops and the mass flow rate exiting the orifice decreases, the cooling capacity of the CO₂ expansion drops too. Based on the cooling capacity of the CO₂ expansion using the air properties (first approach), we found a maximum cooling of 48 W at minute 4 and a minimum at the end of the test at 10.5 W. This represents a 78.1% drop in cooling capacity. Similarly, if we consider the cooling capacity calculated based on the CO₂ (second approach) and mixture properties (third approach), we find respectively a 78.7% drop (from 48.5 W to 10.3 W) and a 70.1% drop (from 43.5 W to 13 W). At minute 17, condensation starts (dew point= 30.3°C) in the case of the cooling capacity based on the first approach. The transition state from cooling where condensation occurs to non-condensation

cooling is shown in the graphic by the big change of the curve's slope at the dew point. Because calculations were made based on averaged values with one-minute intervals, the cooling capacity at this transition point has the biggest deviation (3.8 W) compared to the cooling capacities calculated based on the second approach (at a given point). In the case of the cooling capacity based on the third approach, the dew point had a variable value, due to the variable mass flow of gaseous CO₂. At minute 4, the dew point was at 28.7°C and it increased with the decrease of CO₂ mass injected until reaching a value of 30.25°C at the end of the test (minute 50). The cooling capacity curve based on the third approach presented in Figure 3.6 shows the average values calculated for the three tests, along with their standard deviations. Because the mass flow rate of the CO₂ at a given minute during any test was never exactly the same as for the other two tests (see standard deviations in Figure 3.4), the dew points and the transition from condensation to non-condensation states varied for each test. That is why a maximum deviation of 4.7 W from the average value can be seen at minute 4. The highest cooling difference calculated between the three approaches was 5 W and occurred between the calculated value based on the second and third approach (11.6% difference). For future work, the first two simplified approaches can be used for calculating the approximate cooling capacity if an 11.6% of the maximum percentage error is allowed and a low percentage of gaseous CO₂ is injected into the air stream ($\leq 5.66\%$ of the total mixture).

3.5 Conclusion

The cooling capacity of gaseous carbon dioxide free jet expansion, released from a small cylinder containing a two-phase fluid, was experimentally studied to ascertain whether it could be used in a compact and easily rechargeable portable air-cooling system. Three approaches are used and compared for calculating the cooling capacity of the expanded gaseous CO₂. Results indicate that the use of simplified calculation methods (first and second approach) gives approximated values with an 11.6% maximum percentage error, compared to the cooling capacity calculated based on the mixture's properties (third approach). The gaseous CO₂ at the orifice was at its superheated state due to heat absorption that occurred between the cylinder valve and the expansion orifice. Because the CO₂ volume inside the cylinder was relatively

small and the evaporation of liquid CO₂ into gaseous state highly affected the temperature of the two-phase fluid. The cooling of the two-phase CO₂ decreased the pressure inside the cylinder and affected the mass flow rate of the gaseous CO₂ exiting the orifice. Because the mass flow rate of gaseous CO₂ is in direct relation with its upstream pressure, the cooling capacity of the free expansion gaseous CO₂ decreased with time. The instability of the cooling capacity would be unsuitable for a portable cooling system. However, certain modifications could be made to resolve this while using small cylinders, such as maintaining the temperature of the two-phase fluid constant by covering the cylinder with a heating coat and compensating for the heat absorbed by the evaporation of the liquid CO₂.

Conflict of interest

The authors declare that they have no conflict of interest.

Acknowledgments

The authors would like to acknowledge the support of the Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologies (FRQNT) for its financial contribution to this study.

CHAPITRE 4

ARTICLE 2: NOVEL PORTABLE COOLING SYSTEM FOR HOT AND HUMID ENVIRONMENTS USING ATMOSPHERIC DISCHARGE OF HIGH-PRESSURE CARBON DIOXIDE

Chady Al Sayed, Ludwig Vinches, Stéphane Hallé

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Cet article a été soumis dans la revue
Thermal Science and Engineering Progress en mai 2018

4.1 Abstract

Hot and humid workplaces affect highly the efficacy of a worker's body's cooling mechanisms. Given that the heat transfer from the skin to the surroundings by convection and evaporation of sweat is limited, heat stress may occur, which in turn may increase the risk of serious health problems and work injuries. To assist the body in dissipating its heat build-up, a novel portable cooling system is being studied using an atmospheric discharge of highly pressurized CO₂ through an orifice. Over a period of 90 minutes, three CO₂ states (liquid, two-phase saturated and gaseous CO₂) occur prior to the atmospheric discharge, leading to variable mass flow rates through the orifice. The average maximum cooling power related to the expansion of the liquid state CO₂ was 275.9 Watts (of which 209.5 Watts of latent cooling and 66.4 Watts of sensible cooling) and is considered to last 40 min. For the remaining 50 minutes of cooling, two-phase flows and a gaseous choked flow were observed with an average maximum cooling power of 68.8 Watts (56.8 Watts of latent and 12 Watts of sensible cooling). The high values of the latent cooling power created by the cooling system will assist the body to dissipate excessive heat by evaporating unevaporated sweat over the body and would make it suitable for use in hot and extremely humid environments.

Keywords

Carbon dioxide; cooling vest; atmospheric discharge; flow models.

4.2 Introduction

Many industries and services such as industrial laundry services, the deep mining industry and firefighting services are required to operate in severe thermal environments. Workers in these fields are usually exposed to hot environments and can encounter heat stress that affects their performance and leads to serious health problems. Along with the high ambient temperature, the relative humidity of the surroundings has a great influence on the body's heat-dissipating mechanisms, especially when sweat evaporation is the body's last resort to evacuate excessive heat build-up in the body. Unfortunately, when the surrounding environment is saturated with water vapour, workers encounter the problem of excessive sweat rate without any evaporation, which leads to considerable bodily discomfort, risk of heat exhaustion and heat-related illnesses such as muscles cramps, heat stroke and dizziness (Leveritt, 1998; A Michael Donoghue, 2004). Although many existing personal cooling garments, such as the phase-change cooling and liquid cooling garments have proven their capacity to reduce heat stress in hot environments, the majority fail to operate efficiently in hot and extremely humid workplaces (Al Sayed, Vinches, & Hallé, 2016; Kenny et al., 2011; M. Zhao et al., 2013). In this paper, we investigate the possibility of using the cooling power of a new system that uses the free jet expansion of highly pressurized carbon dioxide, to develop a personal cooling garment that would be compatible to hot and humid environments. The highly pressurized saturated CO₂ employed in this cooling system undergoes a rapid expansion to atmospheric pressure transforming to dry ice and gaseous CO₂ in the process (Pursell, 2012). Due to the difficulty of knowing the nature of the flow at the orifice and prior to the expansion, the mass flow rate of the CO₂ free jet expansion is measured then compared to existing flow models to identify those that would be most appropriate for our experimental conditions. The expansion of the CO₂ cools and dehumidifies a constant stream of air that will be used to assist in cooling the body. The maximum cooling power of this system will be theoretically assessed by an energy balance approach for a worker exposed to a hot and humid environment.

4.3 Air treatment system

The air treatment system is based on the atmospheric discharge of saturated CO₂ that when mixed with ambient air, decreases its dry and wet bulb temperatures. Highly pressurized liquid CO₂ transforms into dry ice and cold gaseous CO₂, once it has expanded to atmospheric pressure. The resulting mixture is then combined with a constant flow of hot and humid air coming for a microclimate chamber. The dry and wet bulb temperatures of the air decrease as the air is cooled by the sublimation of the dry ice and the presence of cold gaseous CO₂. The treated air is then routed over the body, using a distribution system made of flexible tubes, to create a cold microclimate beneath the garment, that cools the body by convection heat transfer and assists in the evaporation of the condensed sweat. Two identical aluminum cylinders each containing 0.7 kg of pure saturated two-phase fluid (liquid-gas) CO₂ at 6 MPa and at 22°C are connected as shown in Figure 4.1.

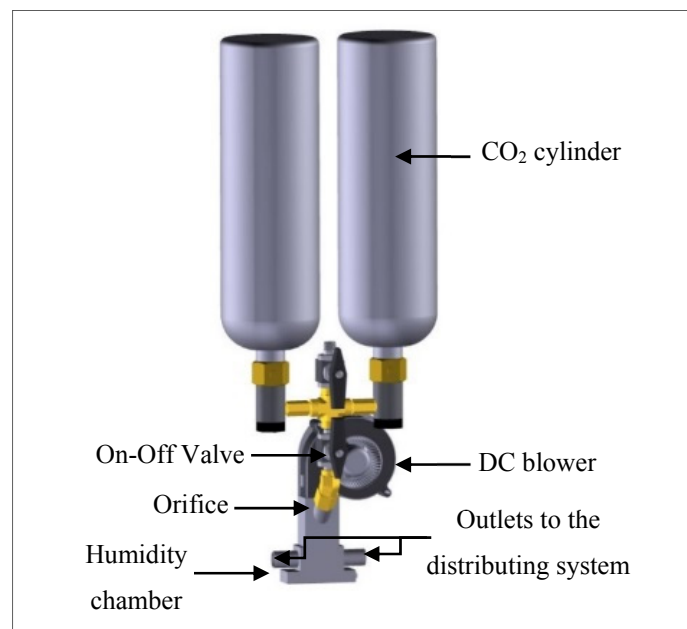


Figure 4.1 CO₂ distribution and air-treating systems

Because we are mostly interested in the free discharge of the liquid state of CO₂ at atmospheric pressure, where the greatest amount of dry ice can be formed ($\approx 31\%$ to 34% in mass of the expanded CO₂) compared to the gaseous state discharge ($\approx 2\%$ to 3%) (Pursell, 2012), the

cylinders where mounted upside down. This offers the added benefit of being suitable to the portable system for humans, as its centre of gravity is lower. A ball valve is connected to the supply line of the two cylinders on one side and to an expansion orifice on the other, thus providing exposure to atmospheric pressure. The cooling/dehumidifying process takes place inside a mixing chamber connected directly to the orifice. It consists of two compartments, one to mix the gases and the other to collect the condensed water (humidity chamber). A DC blower set to deliver 3 L/s of hot and humid air is connected to the mixing chamber. The chamber is designed to minimize pressure losses while allowing an adequate mixing of air and CO₂. The air-CO₂ mixture exits the chamber from the two openings and is then routed to cool the body.

4.4 Testing procedure

Hot and humid air at $35.7^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ dry bulb temperature and $86\% \pm 6\%$ relative humidity (RH) is generated inside a microclimate chamber, controlled by a type J thermocouple and a humidity module (Humirel HM 1500, $\pm 2\%$ RH). The inlet of the blower is connected to the microclimate chamber. A pressure gauge and a high-precision resistance temperature detector detect and register the pressure and temperature of the CO₂ before its expansion at 8 cm upstream of the orifice. Two type J thermocouples are also inserted within two isolated tubes each connected to one of the outlets of the mixing chamber, 30 cm away from the outlets, to record the temperature of the final mixture upon exit. Although the highest cooling power of this system is expected to occur when the liquid CO₂ expands, the cooling power of the remaining gaseous CO₂ will also be determined. The tests were all carried out until the CO₂ cylinders were almost completely empty (duration of 90 minutes). The first experiment consisted of measuring the mass flow rate of the CO₂ exiting the orifice by observing the mass changes in the system over time and then find the suitable flow models or equations to calculate the mass variation for each phase. For this, an electronic scale (ADAM CBK35a, $\pm 0.5\text{g}$) was employed and the mixing chamber was disconnected from the system. The mass variation of the system, the pressure and the temperature of the CO₂ before expansion were recorded and triplicated to ensure statistically significant results. After these triplicates, the mixing chamber,

which is also considered to be at atmospheric pressure, was reconnected to the system and to the microclimate chamber and three other identical tests were conducted without the need to monitor the mass changes in the system. This time, the temperature and humidity level of the microclimate chamber, the temperature of the air at blower inlet and the temperature of the final mixture inside the tubes at 30 cm from the outlets were recorded.

4.5 Theoretical approaches

4.5.1 Mass flow rate models and equations

The pressurized cylinders used in this study contain both liquid and gaseous CO₂ at saturation state. Although these cylinders mounted upside down deliver at first only liquid CO₂ to the orifice, many scenarios exist prior to expansion and inside the orifice. In one scenario, the flashing of the liquid CO₂ can occur inside the orifice or after exiting at atmospheric pressure. Another scenario could be the evaporation of a portion or of the totality of the liquid CO₂ in the line before expansion leading to a two-phase fluid flow or a gaseous choked flow expansion. When there is no more liquid CO₂ to deliver to the orifice, the expansion of the remaining gaseous CO₂ inside the cylinders takes place and a gaseous choked flow can exist if the pressure before expansion is higher than the critical choked pressure for gaseous CO₂. Because it is difficult to predict the state of the CO₂ during the expansion process, the experimental flow rate measurements were compared with existing models and equations to determine the appropriate scenarios. The models and mass flow rate equations are described below.

4.5.1.1 Bernoulli equation for incompressible fluid

This equation can be used if the liquid CO₂ is at a subcooled state or exits the orifice before flashing, evaporating or transforming into a two-phase fluid. In this scenario, the flow rate per unit area can be calculated using equation 4.1 below:

$$\dot{m} = C_d \sqrt{2(P - P_a + \rho_l gh)} \rho_l \quad (4.1)$$

where \dot{m} is the mass flow rate per unit area ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$); C_d is the discharge coefficient of the orifice (dimensionless); P and P_a are respectively the fluid pressure before expansion and the atmospheric pressure ($\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$); ρ_l is the liquid density at the orifice inlet ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$); g is the gravitational acceleration ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$) and h is the vertical position of the liquid compared to the horizontal position of the orifice (m), which can be considered as negligible in our case.

4.5.1.2 Choked flow equation for compressible fluid

In this scenario, all liquid CO_2 evaporates and transforms into a saturated or superheated state of gaseous CO_2 before entering the orifice, due to heat absorption from the surroundings. In this case, the choked flow equation for a compressible fluid (Green & Perry, 1973) can be used to calculate the mass flow rate of the gaseous CO_2 , if its pressure before expansion is higher or equal to the critical choked pressure of the CO_2 (0.18 MPa) (Mazzoldi et al., 2008). The same equation, presented below, will be used for the scenario in which no liquid CO_2 inside the cylinders exits the orifice.

$$\dot{m} = C_d \left(\rho_g \kappa P \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

where ρ_g is the gaseous density at the orifice inlet ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) and κ is the ratio of the heat capacities at constant pressure and volume (dimensionless).

4.5.1.3 Homogeneous equilibrium model (HEM): the omega method

The omega method (ω -method) is a homogeneous equilibrium model (HEM) (Leung, 1995) that is used to estimate the flow rate of a choked or unchoked fluid that is initially two-phase or becomes so due to the condensation of a saturated vapor or the evaporation of a saturated liquid prior to expansion. In this method, all fluid phases are considered to be in

thermodynamic equilibrium, that is, the liquid-vapor mixture is homogeneous and the expansion, isentropic. The mass flow rate per unit area for a choked flow can thus be calculated using the equations below:

$$m\dot{x} = \frac{h_c}{\sqrt{w}} \sqrt{\frac{P}{u}} \quad (4.3)$$

$$w = a \left[1 - 2 \frac{P u_{fg}}{h_{fg}} \frac{\partial}{\partial P} + \frac{TC_p P a u_{fg}}{u h_{fg}} \frac{\partial^2}{\partial P^2} \right] \quad (4.4)$$

$$h_c^2 + w(w - 2)(1 - h_c)^2 + 2w^2 \ln(h_c) + 2w^2(1 - h_c) = 0 \quad (4.5)$$

where h_c is the critical pressure ratio (dimensionless); u is the specific volume of the two-phase fluid before expansion ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$); u_{fg} is the specific volume difference between the two phases ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$); a is the volume fraction of the vapor inside the two-phase fluid (dimensionless); C_p is the heat capacity of the liquid at constant pressure before expansion ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) and h_{fg} is the enthalpy of vaporization of the liquid prior to expansion ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$).

Later, the omega method was modified to predict the mass flow rate of a subcooled liquid (Leung & Grolmes, 1988). In this modified version, the liquid state can be present prior to expansion, in either one of two different states, low subcooled or high subcooled, based on a pressure ratio (h_s) between the fluid pressure before exiting the orifice and its corresponding saturation pressure (at its temperature before exiting).

4.5.1.4 Homogeneous non-equilibrium model (HNEQ): An interpolation between the omega method and the Bernoulli equation for an incompressible fluid

This model takes into consideration the possibility that the fluid never attains thermodynamic equilibrium before exiting the expansion orifice. This non-equilibrium state is considered to exist over openings (ruptures) having a length of less than 0.1 m. For bigger openings a thermodynamic equilibrium would be achieved and a homogeneous equilibrium model such as the omega method can be used to predict the flow rate. As the rupture length decreases, the

flow rate increases and the Bernoulli equation for an incompressible fluid can then be used for lengths bordering zero. In this study, an interpolation between the omega method and the Bernoulli equation for an incompressible fluid for rupture lengths smaller than 0.1 m will be used (Britter, Weil, Leung, & Hanna, 2011). The mass flow rate per unit area will be calculated using the equation below:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{\omega}}{\sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{\omega}}{\dot{m}_{Bernoulli}}\right)^2 \left(1 - \frac{L}{0.1}\right) + \frac{L}{0.1}}} \quad (4.6)$$

where \dot{m}_{ω} and $\dot{m}_{Bernoulli}$ are respectively the mass flow rate per unit area calculated for the same flow using the omega method and the Bernoulli equation for incompressible fluid ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$); L is the length of the orifice (m).

4.5.2 Maximum cooling power

The air-treating system used in this study will be added to a cooling garment with distributing channels laid over the chest and back of the wearer. Its maximum cooling power will be the sum of its sensible and latent cooling. The resulting fluid to be injected over the skin is composed of air and gaseous CO₂ and will be considered as a mix of perfect gases. The average skin temperature of the chest and back is 35.6°C (S. Kim & Lee, 2016). The injected mix will gain sensible and latent heat. The maximum cooling power corresponds to a case whereby the air-CO₂ mixture as it passes in direct contact with the skin, reaches the skin's average temperature and exits the body, saturated with humidity (100%) coming from the evaporation of sweat. The equations below will be used in these calculations:

$$Q_{\max} = Q_{\text{sensible}} + Q_{\text{latent}} \quad (4.7)$$

$$Q_{\text{sensible}} = \dot{m}_{\text{mix}} (h_{s2} - h_{s1}) \quad (4.8)$$

$$Q_{\text{latent}} = (\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1}) h_{fgv} \quad (4.9)$$

where Q_{\max} , Q_{sensible} and Q_{latent} are respectively the maximum sensible and latent cooling power of the system (W); \dot{m}_{mix} is the mass flow of the dry mix ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$); h_{s1} and h_{s2} are respectively the sensible enthalpy of the mix before contact with the skin and at skin temperature ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); h_{fg} is the sweat enthalpy of vaporisation (considered to be the same as water) at skin temperature ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$); \dot{m}_{v1} and \dot{m}_{v2} are respectively the water vapor mass present at every second in the mixture before contact with the skin and the maximum water vapor mass that the mixture can hold at skin temperature ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$).

4.6 Results and discussion

All collected data, results and calculations were transformed to average values calculated for each minute.

4.6.1 Pressure, temperature and mass flow

The mass flow rate of CO_2 exiting the orifice and its states directly influence the cooling power of the system. Therefore, the objective of this section is to determine the mass flow as a function of time until the cylinders are empty. Figure 4.2 shows the CO_2 temperature (including standard deviations) measured before gas expansion. There is a quasi-linear drop in temperature from minute 5 to minute 33. Thereafter, the temperature fluctuates for a few minutes and gradually increases to 18.2°C by the end of the test at minute 90.

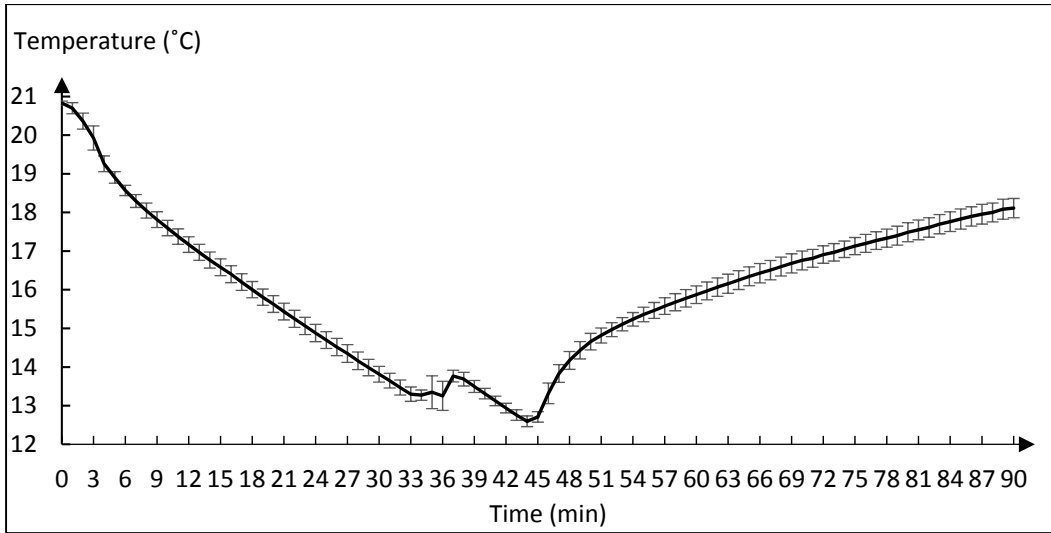


Figure 4.2 Temperature profile of the CO₂ prior to expansion

The saturation pressures corresponding to the measured temperatures are presented in Figure 4.3. These values are compared with the pressures measured before CO₂ expansion.

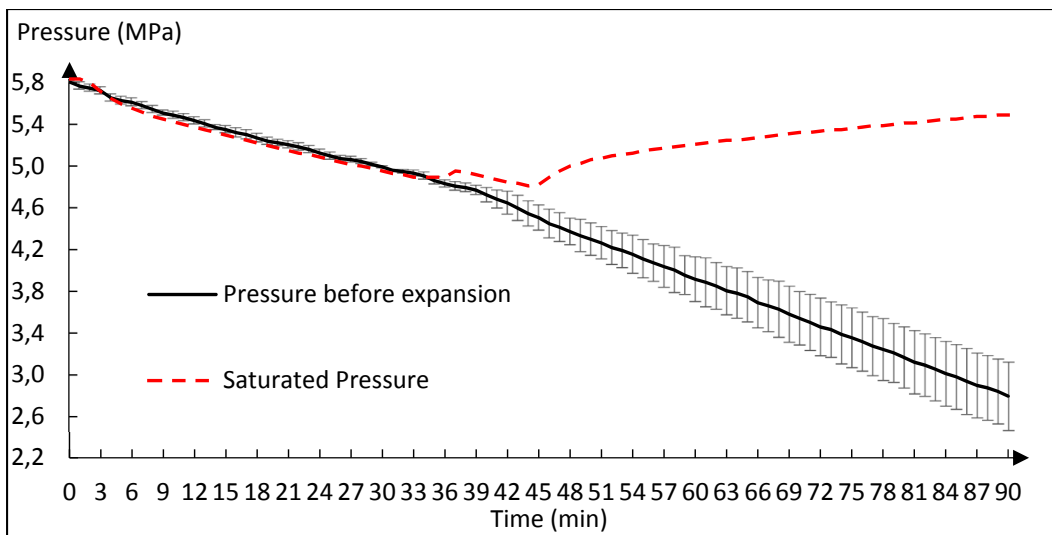


Figure 4.3 Pressure profiles of the CO₂

For the first 35 minutes of the tests, the saturated and actual CO₂ pressures before expansion are hard to differentiate. In this case, a pressure differential diagram, Figure 4.4, was created showing the first 40 minutes and illustrates the differences between the actual pressure and its

saturation value for each minute. When the pressure differential is positive, the CO₂ before expansion is at its subcooled state. A negative value would indicate a gaseous state before expansion and a zero value would indicate when the CO₂ is in its two-phase saturated phase.

Using the flow rate models and equations detailed in section 4, flow domains were calculated and illustrated in Figure 4.5, with the average actual mass flow rate of the CO₂ expansion measured during tests. At the first two minutes, we can see from Figure 4.4 that the pressure difference between the actual CO₂ pressure and its saturation value is negative, indicating the flashing of the liquid CO₂ to its gaseous state. This negative pressure difference at the start of each test can be due to the fact that the liquid CO₂ was mixed with a small quantity of already existing air between the valve's opening and the orifice and to the difference in temperature between the connexions after the valve and the liquid CO₂ at the valve. As pressure drops below its saturated value, liquid CO₂ flashes to gas. Given that the density of gaseous CO₂ is lower than its liquid form, a process will occur in which the gas will tend to travel the supply pipe upstream and be replaced by its denser state.

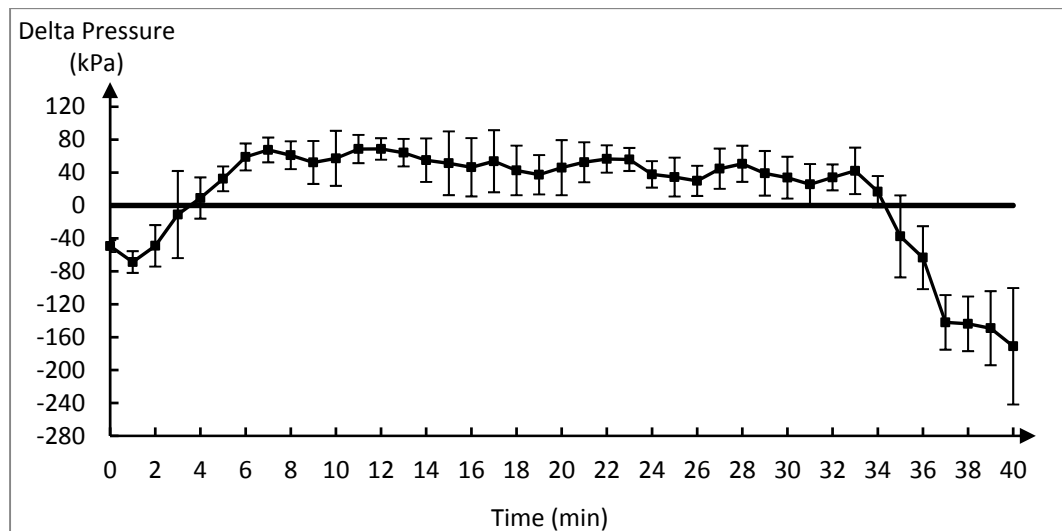


Figure 4.4 Pressure differential diagram

This process creates a two-phase non-equilibrium carbon dioxide flow over the orifice, which can be seen in Figure 4.5 where at minute 1 and 2, the mass flow rate was in the two-phase

flow HNEQ domain with respective values of 0.36 and 0.47 g/s. Between minute 3 and 4, the pressure difference alternates between positive and negative values. During this state, a quantity of saturated liquid CO₂ can evaporate before exiting the orifice, which results again in a non-equilibrium flow with a value of 0.47 g/s, or exit the orifice in its subcooled (or saturated liquid state), which results in a liquid flow (0.5 g/s).

As the CO₂ expands to atmospheric pressure, its temperature drops below -54 °C due to the Joules-Thomson effect. This will cool the orifice as well as the arriving liquid CO₂ before it exits. As the liquid CO₂ cools below its critical temperature, a subcooled state arises and an all-liquid flow domain (Bernoulli equation) can be used to calculate the mass flow rate. This can be seen when observing the pressure difference diagram where from minute 5 to minute 32, the pressure of the arriving CO₂ was higher than its saturated value for the same temperature (positive values for the pressure differences).

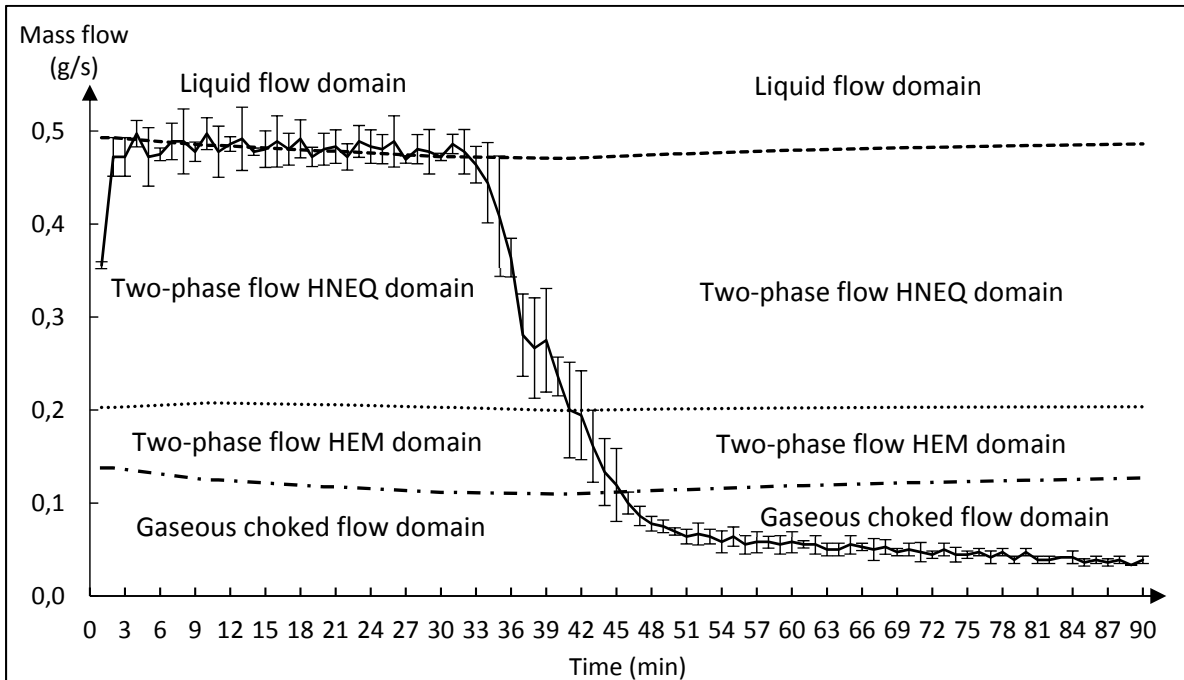


Figure 4.5 Measured mass flow rate of CO₂ and flow domains

After minute 33, we can see from Figure 4.2 that the temperature of the CO₂ stops to drop, rises then drops again until minute 44. This change in the temperature profile of the CO₂ before expansion also occurs with negative pressure differences that indicate that the actual pressure is lower than its saturated value. The CO₂ is now at its gaseous state, but it can still condensate (or part of it can) before expansion due to the lower temperature at orifice. Between minute 33 and minute 40, a two-phase flow in the HNEQ domain exists. As the temperature of the orifice increases, less liquid CO₂ condensates before expansion, leading to a much more stable two-phase fluid in the HEM domain (between minute 41 and minute 44).

When the surface temperature of the orifice is no longer lower than the critical temperature of the CO₂, no condensation occurs, and only gaseous CO₂ at superheated state exits the orifice. This will lead to a flow in the choked domain as long as the CO₂ pressure does not drop below 0.18 MPa. Given that the change from HNEQ domain flow to HEM (where thermodynamic equilibrium would be attained) is difficult to control and varies from test to test, the higher flow rate standard deviations are observable at those domains. These high standard deviation values will also lead to a continuous increase in the pressure standard deviations at the choked flow domain but does not have a significant effect on the mass flow rate of the gaseous CO₂ due to its low values (between 0.12 g/s and 0.04 g/s).

4.6.2 Maximum cooling power of the system

The expanded CO₂ is injected into the air that is supplied by the DC fan, inside a chamber designed specifically to minimize pressure losses while ensuring adequate mixing between the two gases. The treated air mixed with carbon dioxide exit the mixing chamber through two outlets each connected to 50 cm of tubing. The temperature of the mix (air + CO₂) inside both tubes is recorded (at a distance of 30 cm from each outlet) as well as the temperature and humidity of the air entering the fan inlet. Data for the temperatures are listed in Figure 4.6, which also shows the average temperature of the two outlets and temperature at fan inlet, for the three tests. Between minute 1 and minute 4, the temperature of the mix decreased from 28.5 °C to 20.5 °C, where the mass flow is in the HNEQ domain (or alternating between the

HNEQ and the liquid flow domain) as mentioned before. From minute 5 to minute 33, the flow through the orifice is all-liquid, where the maximum flow rate is reached. This is also seen in the average temperature profile at the outlets (Figure 4.6), where a maximum value of 18.3°C at minute 5 and a minimum value of 14.4 °C at minute 25 are recorded.

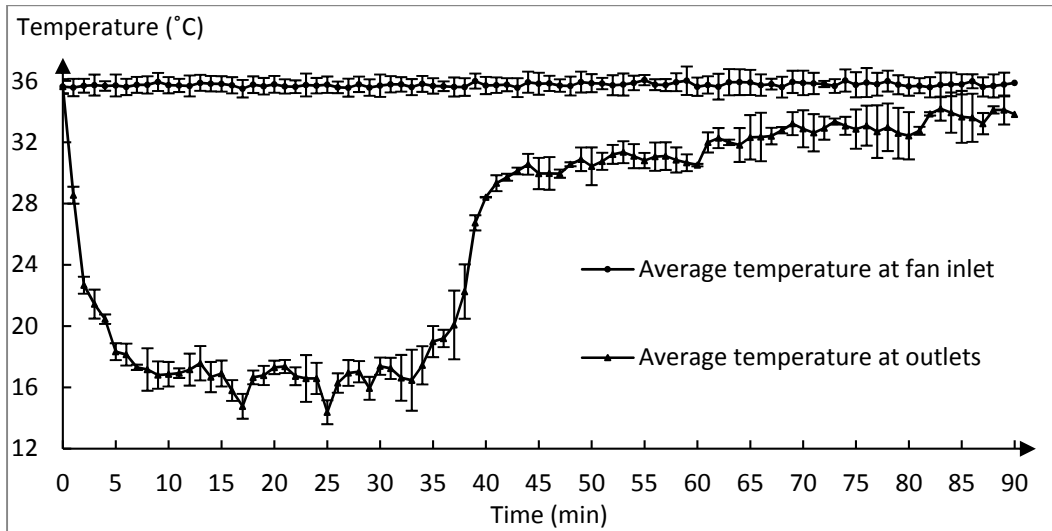


Figure 4.6 Temperature profiles at mixing chamber outlets and at fan inlet

After minute 33, the flow enters the HNEQ domain and remains so until minute 40. The lowest temperature registered in this domain at the outlets was at minute 34 (17.4 °C) and is associated to a mass flow of 0.44 g/s. At minute 41, the flow enters an equilibrium state (HEM flow domain) and its value decreases to 0.2 g/s. The HEM flow continues until minute 44 where the mass flow drops to 0.13 g/s. In this domain, the lowest average temperature recorded at the outlets was 29.3 °C (at minute 41) and its highest was 30.6 °C (at minute 44). After exiting the HEM flow domain, the choked flow takes place until the end of the tests (minute 90) with an average mass flow rate between 0.12 g/s (at minute 45) and 0.04 g/s (at minute 90). The lowest temperature registered in the choked flow domain was at minute 45, 46 and 47 (30 °C) and its highest at minute 83, 88 and 89 (34.1 °C).

The maximum sensible and latent cooling powers of the system are calculated and the results are shown in Figure 4.7, showing the maximum cooling power at 10-minute intervals. The

maximum cooling power can be seen at time interval 30 min, with a total value of 299.3 W (73.8 W of sensible cooling and 225.5 W of latent cooling). This value is highly similar to the one calculated at time interval 20 (297.7 W). Given that time interval 10 min and 40 min were in the HNEQ domain, the maximum cooling capacities were lower than those calculated at liquid flow domain due to the decline of the mass flow rates at HNEQ domain compared to the mass flow rates at liquid flow domain.

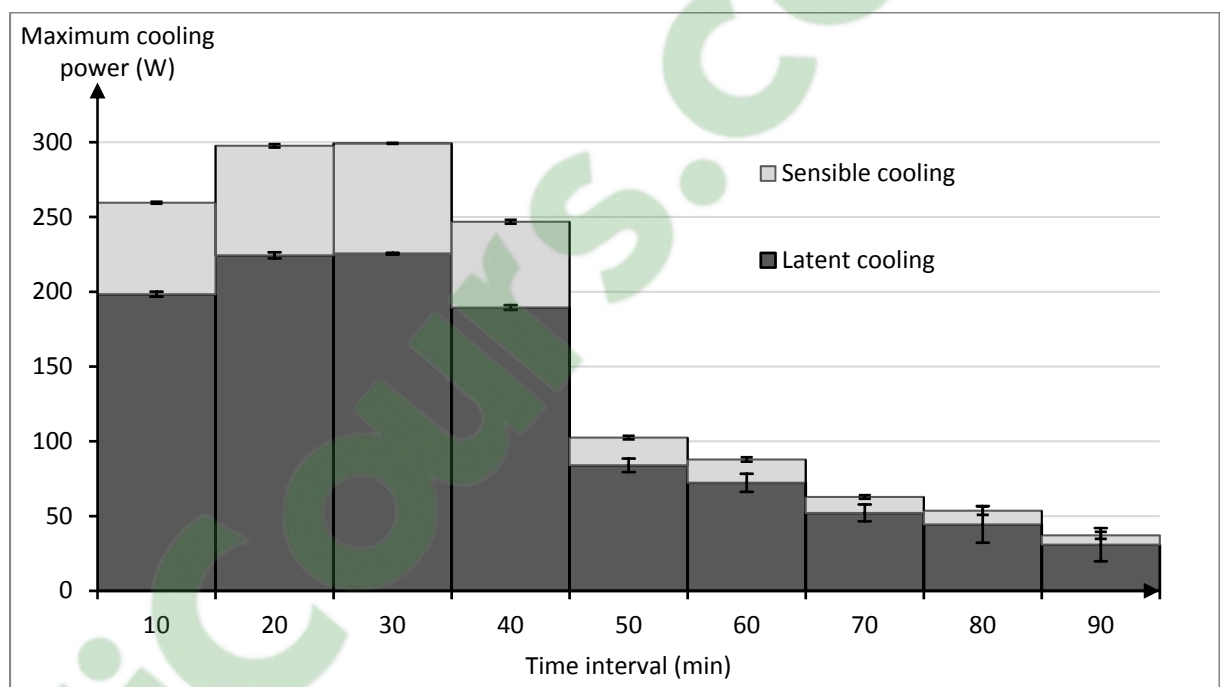


Figure 4.7 Maximum cooling capacity of the system

The maximum cooling power at time interval 10 min was 259.6 W and 246.9 W at time interval 40 min. The maximum average cooling power for the first 40 minutes of the tests is 275.8 W, which gives a cooling power of 183.8 Wh and can be considered as being solely due to the expansion of the liquid CO₂ inside the cylinders. At time interval 50 min, the HEM flow existed simultaneously with the choked flow and a maximum cooling power of 102.5 W was calculated. After time interval 50 min, only the choked flow existed and the maximum cooling power dropped from 87.8 W to 37.1 W at the last time interval. The cooling energy of the

system between time interval 50 min and time interval 90 min is 57.3 Wh and is due to the expansion of the gaseous portion of the CO₂ inside the cylinders.

The maximum latent cooling power is always three to five times greater than its respective maximum sensible cooling at any time interval. This high latent cooling power value makes the cooling system suitable for extremely hot and humid environments as it assists in the evaporation of excessive accumulated sweat on the human body. The highest cooling energy is calculated in the time intervals where liquid CO₂ was arriving at the orifice prior to expansion (183.8 Wh). This cooling energy has a duration of 40 minutes and can be further extended by reducing the orifice's diameter. This reduction in diameter will directly affect the mass flow rate of the expanded CO₂, increasing the minimum temperature reached by the gas mix routed over the body, lowering the maximum cooling powers at every time interval but it will provide the same cooling energy over time.

4.7 Conclusions

This paper investigates the maximum cooling power that can be delivered by a novel portable system that uses atmospheric discharge of high-pressure CO₂, compatible with hot and humid environments. For the first two minutes of the expansion of the liquid CO₂, a homogeneous non-equilibrium flow existed leading to an average discharge rate (0.42 g/s). As the flow reached full equilibrium at minute 5, a subcooled CO₂ state existed at the orifice and an all-liquid flow occurred until minute 32, resulting in a maximum average mass flow rate of 0.5 g/s. In these intervals of time, a maximum cooling power was calculated with a value of 299.3 W at time interval 30 min, with respectively 73.8 W and 255.5 W of sensible and latent cooling. As the liquid phase of the CO₂ within the two cylinders is all expanded, the gaseous state takes place at the orifice. Because the orifice surface is colder than the arriving CO₂, a quantity of the gaseous CO₂ condensates before expansion and creates a two-phase flow that starts in a homogeneous non-equilibrium flow at minute 33 then reaches equilibrium at minute 41. The maximum cooling power at time interval 40 min containing both homogeneous flows was calculated to be 246.9 W. When the orifice surface temperature reaches the temperature

of the arriving gaseous CO₂, a gaseous choked flow is observed until the end of the test. At this flow domain, the mass flow rate of the expanded CO₂ was calculated to be between 0.12 g/s and 0.04 g/s, leading to an average maximum cooling power of 60.3 W for the last 40 minutes of the tests. The novel cooling system can deliver theoretically 183.8 Wh of cooling energy for the first 40 minutes where the liquid CO₂ is arriving at the orifice. The duration of the liquid cooling expansion can be increased by decreasing the orifice diameter to obtain greater autonomy. For the gaseous expansion, 57.3 Wh of cooling energy was calculated for a duration of 50 minutes. This cooling system can deliver a high latent cooling power (maximum of 255.5 W), which makes it suitable for hot and extremely humid environments where high rates of unevaporated sweat are encountered.

Conflict of interest

The authors declare that they have no conflict of interest.

Acknowledgment

The authors would like to thank the Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologies (FRQNT) for its financial contribution to this study.

CHAPITRE 5

CONCEPTION ET DÉVELOPPEMENT DE LA VESTE DE REFROIDISSEMENT

La veste de refroidissement développée utilise la détente du CO₂ liquide afin de refroidir et déshumidifier un débit volumique constant d'air chaud et humide provenant de l'environnement extérieur. Le mélange air/CO₂ sera injecté sur la peau pour favoriser l'évaporation de la sueur et refroidir le corps par convection. La veste comporte trois éléments principaux, connectés ensemble pour former un prototype opérationnel complet : le système de traitement d'air, le système de distribution et les couches formant la veste. Les sections suivantes décrivent en détail les composants de chaque élément et leurs dimensionnements.

5.1 Le système de traitement d'air

Le système de traitement de l'air contient deux cylindres en aluminium identiques, contenant chacun 0,68 kg de CO₂ saturé (mélange liquide et gaz) sous pression (5865 kPa à 21°C). Les cylindres sont montés à l'envers pour délivrer dans un premier temps, le CO₂ liquide existant. La Figure 5.1 montre le système de la détente du CO₂. Le CO₂ liquide passe à travers des connexions en laiton (1/8 po. (3,18 mm) NPT) une fois que la vanne à bille d'alimentation (VN1) et les adaptateurs (AV1 et AV2) de vannes des cylindres sont ouverts. Le CO₂ continue son chemin à travers un filtre en ligne capable d'arrêter des particules allant jusqu'à 10 microns de taille. Ce filtre protège l'orifice contre les particules (comme la poussière) susceptibles de pénétrer dans le système lors de l'installation (ou changement) des composants, le remplissage et le remplacement des cylindres, ou autres.

Une fois filtré, le CO₂ se détend à la pression atmosphérique par l'intermédiaire d'un orifice directement lié à la sortie du filtre. Puisque l'efficacité du prototype de la veste de refroidissement à réduire la contrainte thermique sera évaluée avec des sujets humains et dans un environnement simulé, des limites sur les caractéristiques de l'air ambiant simulé sont fixées par le comité d'éthique de la recherche de l'ÉTS (30 °C et 60% RH). Ces valeurs sont inférieures à celles rencontrées dans les mines profondes (32 °C et 90% RH) et aux

caractéristiques de l'air chaud et humide (35,7 °C et 86% RH) créé dans l'étude de la détente atmosphérique du CO₂ liquide comprimé (CHAPITRE 4) à travers un orifice de 0,1mm. Pour éliminer le refroidissement extrême que causera la détente atmosphérique du CO₂ liquide à travers cet orifice dans les conditions limites fixées durant les tests avec les sujets humains, un passage vers un orifice de diamètre plus petit est nécessaire. Cet orifice est de 0,089 mm et peut délivrer un débit massique de 0,43 g/s d'un mélange de CO₂ gazeux et solide (glace carbonique) lorsqu'une détente liquide se produit. La température moyenne du microenvironnement créée en dessous de la veste avec l'orifice de 0,089 mm opérant dans les conditions limites est mesurée et discutée dans le chapitre suivant (CHAPITRE 6). Par contre, l'incertitude sur le diamètre de l'orifice 0,089 mm est de 0,0127 mm ce qui représente 14,2 % d'incertitude. De plus, il a été constaté que la forme des orifices n'était jamais circulaire. La Figure 5.2 montre les vues au-dessous d'un microscope optique, de trois orifices (1, 2 et 3) supposés avoir le même diamètre (0,1 mm) et une forme circulaire selon le manufacturier.

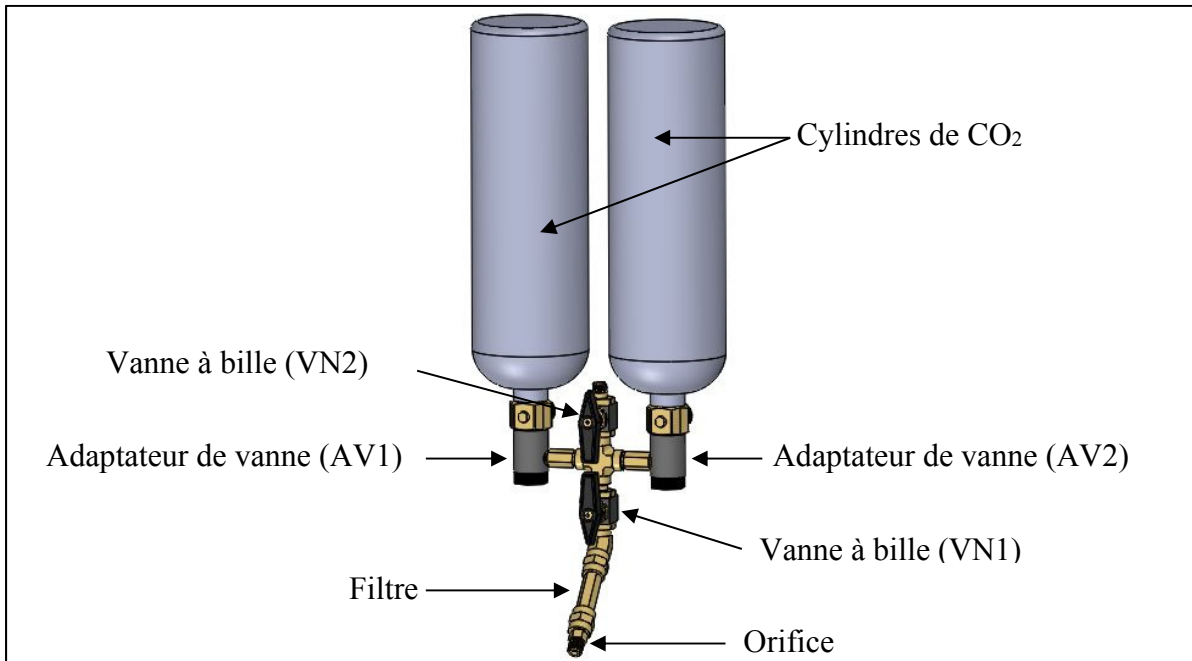


Figure 5.1 Système de la détente de CO₂

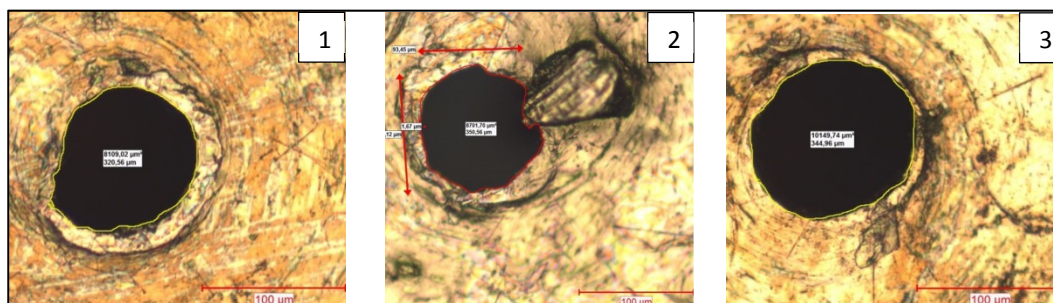


Figure 5.2 Différentes formes et aires de trous supposés être identiques

Ces différences en formes et en aires des trous affectent le débit du CO₂ sortant. Cette différence en débit a aussi un effet sur le refroidissement fourni par la détente du CO₂. La Figure 5.3 montre les mesures des débits du CO₂ (obtenus en mesurant la diminution de la masse du cylindre en fonction du temps) à travers les trois orifices visualisés dans la Figure 5.2.

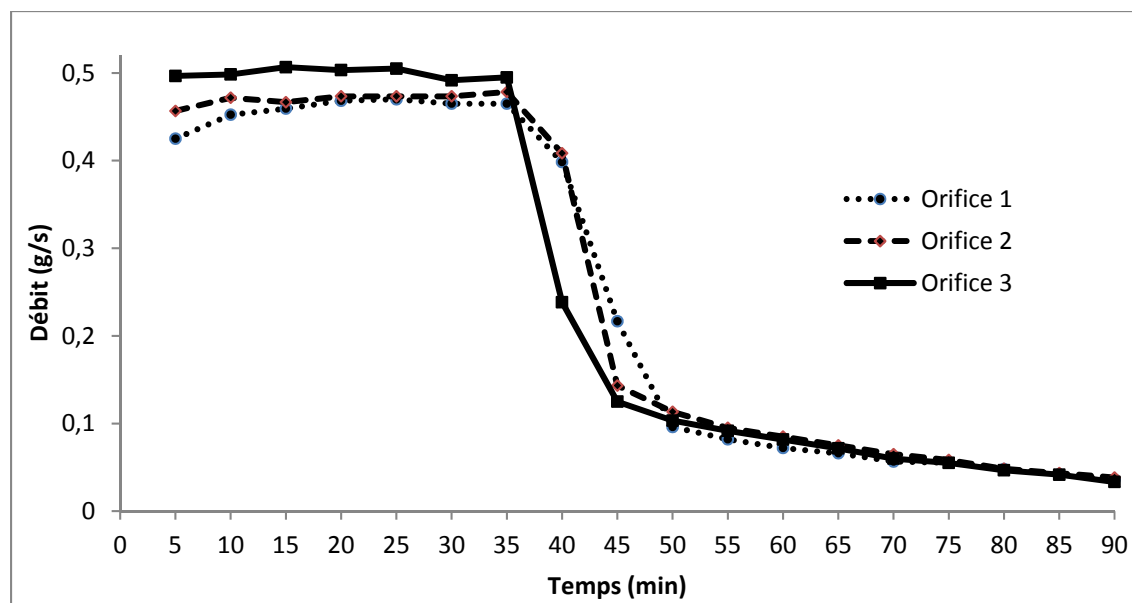


Figure 5.3 Débits sortants des trois orifices

Une différence maximale de 0,075 g/s entre l'orifice 1 et l'orifice 3 était enregistrée (différence de 15%). De ce fait, il était nécessaire de vérifier expérimentalement le débit sortant pour

chaque diamètre d'orifice avant son utilisation dans le système de refroidissement, afin de bien contrôler la température du microclimat créée en dessous de la veste. Pour pouvoir changer les cylindres de CO₂ une fois vidés, une deuxième vanne à bille (VN2) est ajoutée au système de la détente et servira à purger les lignes du CO₂ existant. La Figure 5.1 montre le système de la détente de CO₂.

Une boîte à mélange est connectée directement à l'orifice, et la détente du CO₂ a lieu à l'intérieur de la boîte. Le pourcentage en masse du CO₂ injecté (0,43 g/s) représente seulement 9,1% de la masse total de l'air traité. Un premier modèle de cette boîte a été conçu (conception assistée par ordinateur) d'une façon à maximiser le mélange des deux fluides (air et CO₂) et minimiser les pertes de charge. Ce modèle a été développé par impression 3D, en utilisant l'acrylonitrile butadiène styrène (ABS thermoplastique). Ce thermoplastique a été choisi parce qu'il supporte bien les basses températures, possède une bonne rigidité et une bonne tenue aux chocs.

Le système est connecté à un ventilateur centrifuge qui peut fournir 3,5 L/s d'air aspiré de l'environnement en fonctionnant sous une tension électrique de 13,2 V. Ce ventilateur se caractérise par sa pression statique maximale (350 Pa) et son débit volumique maximal (5,3 L/s) (Denki, 2018). L'air chaud et le CO₂ se mélangent dans la boîte, puis sortent vers le système de distribution par deux voies. Puisque la température du mélange air-CO₂ est inférieure à la température du bulbe humide de l'air environnant, une chambre d'accumulation de condensat a été ajoutée à l'extrémité inférieure de la boîte. Cette chambre contient une éponge synthétique qui peut absorber 38 g d'eau avant saturation. Une fois saturée, l'éponge se débarrasse de l'excès d'eau absorbée par effet de pesanteur à travers des trous existant au niveau de la chambre d'accumulation.

Le modèle initialement conçu présentait un problème au niveau de l'efficacité du mélange air-glace carbonique, où une quantité de glace carbonique sortait de la boîte, avant d'être sublimée. De plus, la glace carbonique s'accumulait sur la paroi séparant la chambre d'accumulation de

la chambre de mélange, causant la formation du givre (solidification de l'eau condensée) puis le blocage des sorties. La Figure 5.4 montre ce premier modèle de la boîte de mélange.

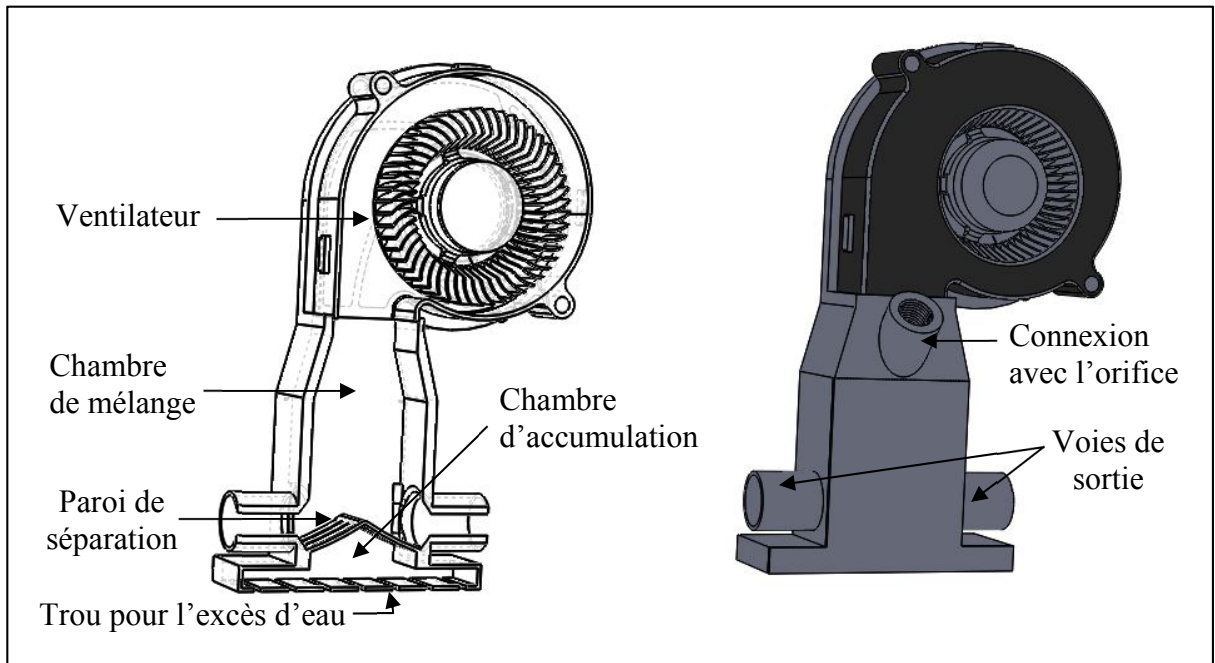


Figure 5.4 Premier modèle de la boîte de mélange

Pour remédier à ces problématiques, un nouveau modèle fut développé. Il contient un échangeur de chaleur à ailettes droites en aluminium, situé directement en dessous de l'orifice. Cet échangeur de longueur 3 cm, largeur 2,3 cm et hauteur 1,5cm (hauteur des ailettes) permet d'augmenter l'efficacité du transfert thermique entre l'air chaud et le CO₂ et de capter la glace carbonique entre ces ailettes pour éliminer la formation du givre sur la paroi de séparation. De plus, les sorties sont placées au-dessus de la chambre d'accumulation pour que le condensat ne soit pas entraîné vers le système de distribution, une fois que l'éponge est saturée. La Figure 5.5 montre le modèle modifié de la boîte de mélange.

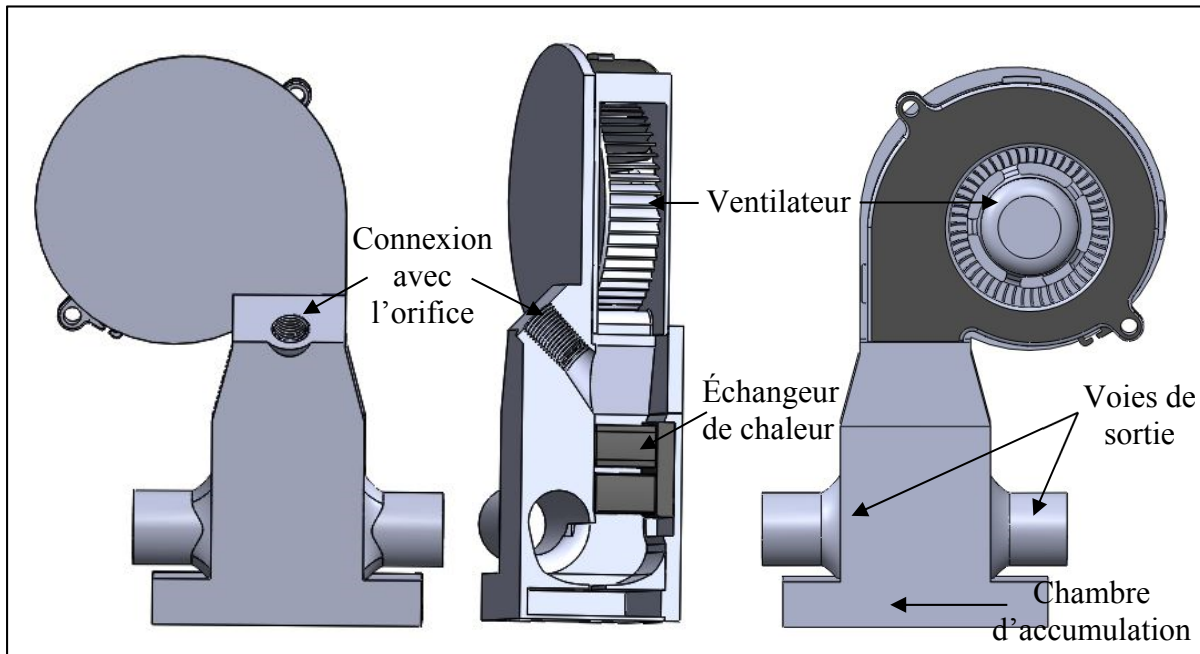


Figure 5.5 Modèle modifié de la boîte de mélange

Ces modifications ont causé une augmentation de la perte de pression au niveau de la boîte d'une valeur de 30 Pa. Cette perte de pression supplémentaire était trouvée en mesurant et comparant la perte de pression totale dans la boîte à l'aide d'un manomètre digital (marque Fluke[®]), une fois lorsque l'échangeur était présent et une autre fois sans échangeur.

Pour conserver le débit sortant de la boîte de mélange (3,5 L/s), une augmentation du voltage électrique imposé au ventilateur était nécessaire (passage de 12 V à 13,2 V). La courbe pression statique versus débit volumique du ventilateur (Denki, 2018) est présentée ci-dessous et montre la perte de pression pour chaque modèle de boîte connecté au système de distribution.

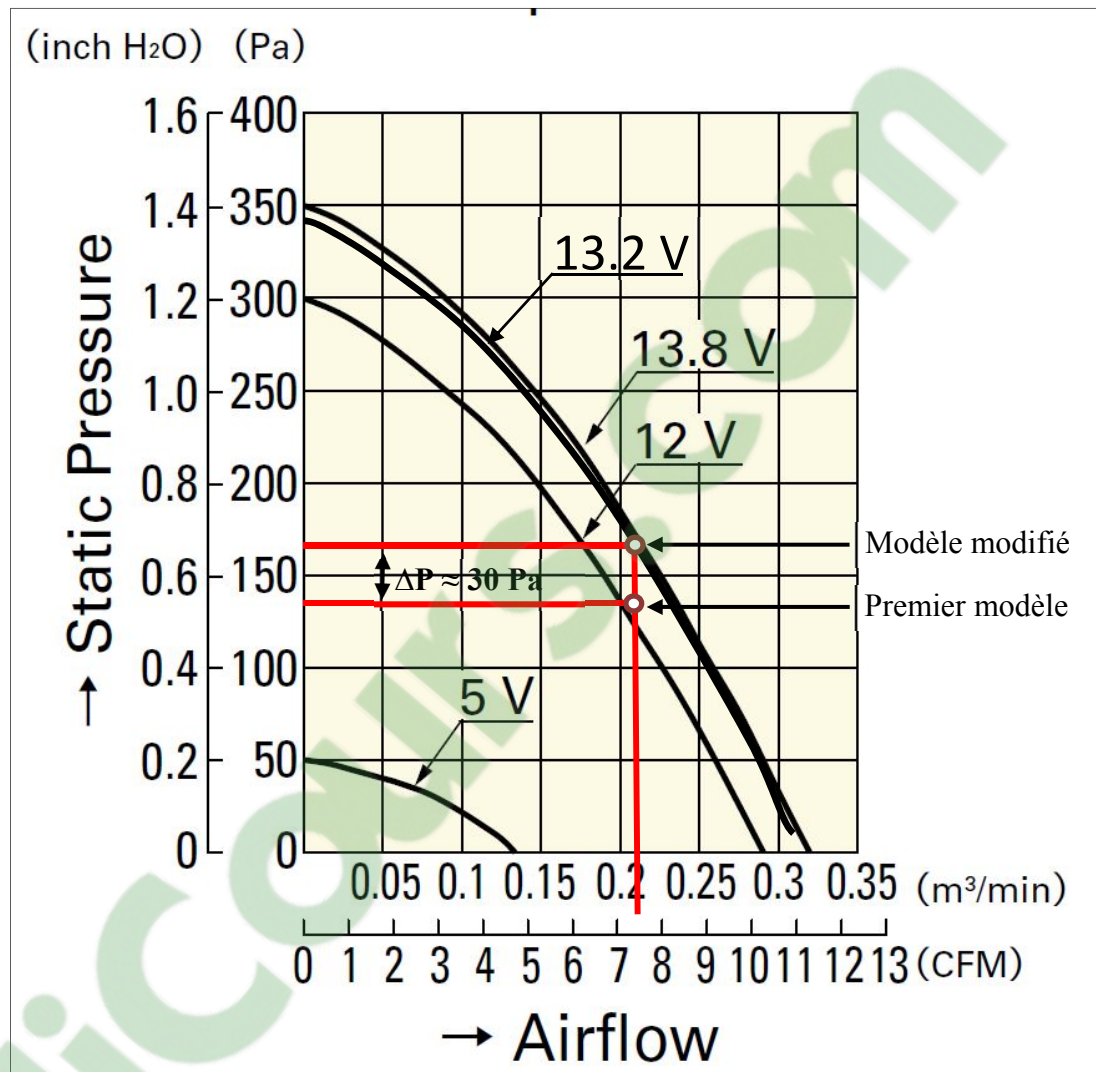


Figure 5.6 Courbe pression statique versus débit volumique (Denki, 2018)

5.2 Les couches formant la veste

La veste de refroidissement individuelle recouvrera le dos et la poitrine des humains et est formée de trois couches. La couche extérieure exposée à l'environnement chaud et humide est du type polyester. Cette couche a pour fonction d'empêcher l'infiltration de l'air chaud et humide vers le microclimat créé par le système de traitement d'air, au-dessous de la veste. La couche interne, en contact avec le corps, est en mèche de polyester. Elle assure un transfert thermique et massique entre le microclimat et la peau. Puisque le taux d'évaporation de la

sueur est toujours inférieur au taux de sudation (entre 30% et 87% d'après les conditions des tests achevés par Alber-Wallerström et Holmer (Alber-Wallerström & Holmer, 1985), pour les humains exposés à un environnement de travail chaud et humide, une troisième couche intermédiaire est ajoutée. Cette couche est formée d'une membrane fine hautement respirante de polytétrafluoroéthylène expansé (marque GORE-TEX™). Elle sert à évacuer l'excès de la sueur condensée, non évaporée par le microclimat, loin de la peau pour augmenter la sensation du confort.

5.3 Le système de distribution

Le système de distribution de l'air traité est formé par plusieurs assemblages de tubes flexibles en chlorure de polyvinyle (PVC), de diamètres intérieurs différents. Ces tubes en PVC ne sont pas chers, disponibles en plusieurs diamètres, flexibles, relativement faciles à percer et à assembler et ne causent pas d'irritation de la peau chez la plupart des gens. Le système de distribution est fixé entre la couche intermédiaire et celle en mèche de polyester par l'usage des rubans élastiques, coudés sur la couche intermédiaire comme la montre la Figure 5.7 ci-dessous.



Figure 5.7 Fixation du système de distribution

Le système de distribution comporte deux assemblages primaires de tubes, connectés aux deux voies de sortie de la boîte de mélange. Chaque assemblage primaire est connecté à deux

assemblages de tubes secondaires différents, un installé sur le niveau de la poitrine et l'autre sur le niveau du dos. Les assemblages secondaires sont fermés aux extrémités et puis perforés à intervalle régulier. La Figure 5.8 montre les types d'assemblage et leurs positionnements sur le corps.

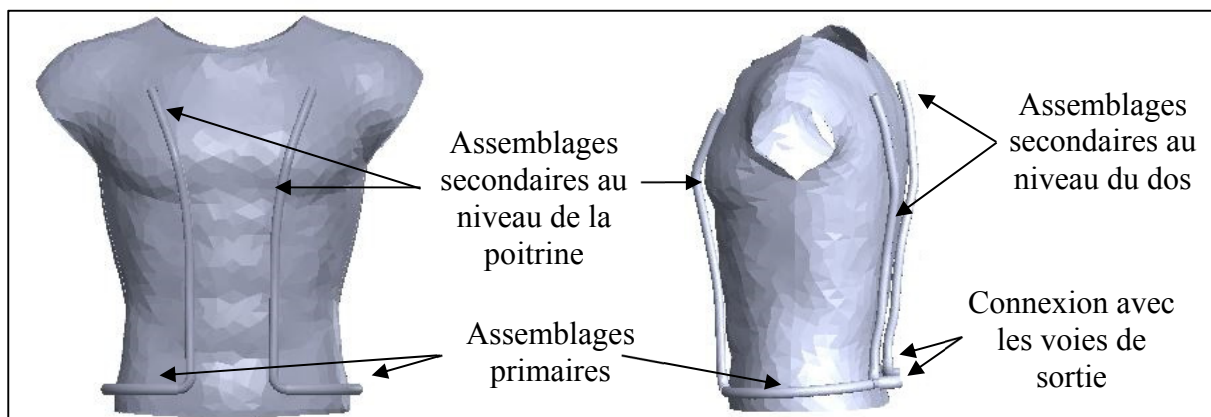


Figure 5.8 Le positionnement du système de distribution

Le dimensionnement des assemblages secondaires et leurs perforations sont faits de façon à maximiser l'extraction de la chaleur par évaporation de la sueur. D'après Smith et Havenith (Smith & Havenith, 2011), le taux de sudation des athlètes sous une intensité physique importante, est presque le double sur le dos que sur la poitrine. De plus, la sudation au milieu du dos et celle de la poitrine valent presque 40% des taux de sudations au niveau total de la poitrine et du dos (Smith & Havenith, 2011). En prenant en considérant ces informations, le système de distribution est conçu de façon à injecter les deux tiers du débit d'air traité au niveau du dos. De plus, les assemblages secondaires sont perforés d'une façon à injecter 40% du débit maximal qui les traverse au milieu du corps (poitrine et dos) et 30% sur chaque côté (côté gauche et droit du dos et de la poitrine). La Figure 5.9 ainsi que le Tableau 5-1, montrent le dimensionnement d'un côté du système de distribution. Les grandeurs des trous (perforations) ainsi que les vitesses et les débits d'air dans chaque section sont détaillés. Les trous de l'assemblage secondaire au niveau du dos sont dimensionnés pour livrer chacun un débit presque uniforme de $0,7 \text{ m}^3/\text{h}$, tandis que ceux de l'assemblage secondaire au niveau de la poitrine, sont dimensionnés pour livrer chacun $0,35 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tableau 5-1 Caractéristiques du système de distribution (côté gauche) (suite)

Section	Longueur (cm)	Diamètre interne (mm)	Débit d'air (m ³ /h)	Vitesse de l'air (m/s)	Diamètre du trou (mm)
B-I	7	15,70	4,20	6,03	Tr6 ≈ 6
I-J	7	15,70	3,36	4,82	Tr7 ≈ 6,5
J-K	7	12,70	2,52	5,53	Tr8 ≈ 6
K-L	7	12,70	1,68	3,68	Tr9 ≈ 7,5
L-M	7	9,53	0,84	3,27	Tr10 ≈ 8

5.4 Le prototype de la veste de refroidissement

Les cylindres et les connexions en laiton sont enrobés par un isolant thermique autocollant à base de caoutchouc (résistance thermique : 0,009 K·m²/W) pour minimiser le transfert de la chaleur entre l'extérieur et le CO₂ avant sa détente. Le système de la détente de CO₂ est fixé sur la partie arrière de la veste par l'intermédiaire des poches, des sangles et des rubans de fixation Velcro™. Trois poches sont aussi utilisées pour maintenir les boîtes à piles pour l'alimentation du ventilateur en courant. La boîte de mélange est aussi connectée à l'orifice et aux deux entrées du système de distribution. Pour faire fonctionner la veste, il faut ouvrir les deux adaptateurs de vannes (AV1 et AV2), la valve à bille (VN1) et faire fonctionner le ventilateur. La Figure 5.10 et la Figure 5.11 montrent une vue arrière de la veste avant fixation du système de la détente, et une vue avant et arrière de la veste une fois le système de traitement d'air est monté.

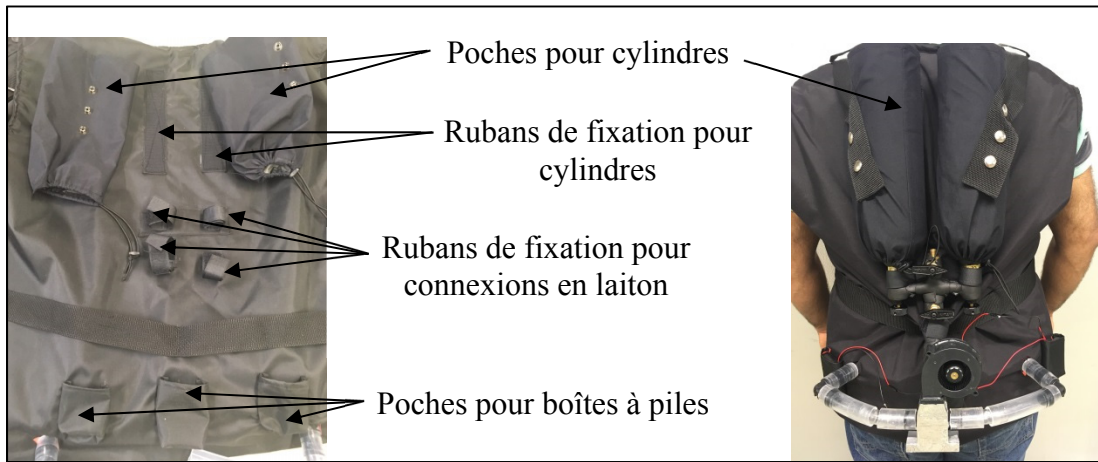


Figure 5.10 Vue arrière de la veste avant et après fixation du système de traitement d'air

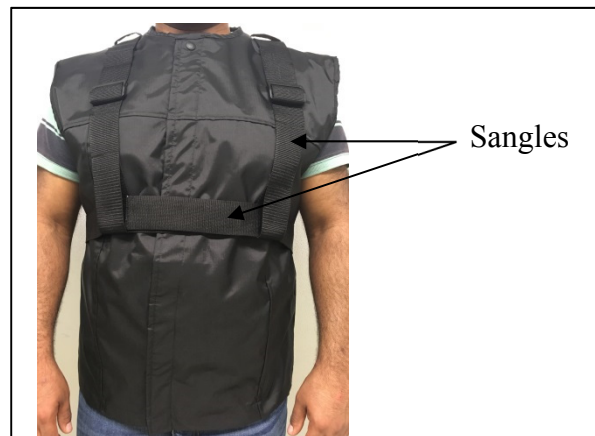


Figure 5.11 Vue avant de la veste

L'efficacité de cette veste de refroidissement à diminuer la contrainte thermique chez les humains est validée dans le chapitre suivant (chapitre 6). Ses effets sur les réponses physiologiques et sur les perceptions subjectives des sujets exposés à un climat chaud et humide et en accomplissant des activités physiques sont étudiés. Par contre, le chapitre suivant ne présente pas la totalité des résultats. D'autres paramètres mesurés comme la perte hydrique, la température de la peau et l'oxygénation cérébrale, seront analysés puis publiés dans un futur article. De plus, une étude parallèle était faite et avait comme objectif de tester l'ergonomie de la veste avec sujets humains réalisant plusieurs séries de mouvement couramment exécutés par des mineurs en situation de travail.

CHAPITRE 6

ARTICLE 3: AIR/CO₂ COOLING GARMENT: DESCRIPTION AND BENEFITS OF USE FOR SUBJECTS EXPOSED TO A HOT AND HUMID CLIMATE DURING PHYSICAL ACTIVITIES

Chady Al Sayed¹, Ludwig Vinches¹, Olivier Dupuy², Wafa Douzi², Benoit Dugue², Stéphane Hallé¹

¹Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

²Laboratory MOVE (EA 6314), Faculty of Sports Sciences, University of Poitiers - Building C6 - 8 allée Jean Monnet - 86073 Poitiers Cedex 9, France

Cet article a été soumis dans la revue
International Journal of Mining Science and Technology en septembre 2018

6.1 Abstract

A cooling garment for deep mining activities has been developed. It uses the atmospheric discharge of liquid CO₂ to create a cool microclimate with an average temperature of 12.5 (±0.4)°C under the garment. To evaluate the garment's cooling efficiency, 19 male subjects were recruited and subjected to the same experimental procedure (with the duration of 42 minutes). Two conditions were tested. The first test was to examine the subjects' response when the garment was off and the second test when the garment was on. Significant differences were found between the two conditions after minute 27 ($p < 0.05$) and up until the end of the recovery phase in heart rate (with a maximum difference of 10 beats per minute) and internal body temperature (with a maximum difference of 0.33°C). Interestingly, it was found that the condition affected subjects' perceptions. The ON-mode condition was associated with better well-being and thermal comfort, and reduced humidity feeling. Perceptions of exertion levels were lower in the ON-mode condition from minute 22. The findings provide strong evidence of the capability of this cooling garment to reduce heat stress in temperature and humidity conditions similar to those encountered in deep mines.

Keywords

Cooling garment, deep mining, hot and humid, liquid CO₂ expansion, physiological measurements, perceptual responses.

6.2 Introduction

The severity of heat stress experienced by miners increases with work site depth and can greatly affect the health and safety of labourers. At depth, the conditions are both hot and humid, leading to an increase in work-related accidents and a decrease in productivity (A Michael Donoghue, 2004). As the air temperature of the environment exceeds mean skin temperature, the body gains heat from its surroundings by convection. As a means of controlling the heat build-up, the body increases the production of sweat in an attempt to cool the body down via evaporation. Unfortunately, in deep mines, ambient temperatures can easily reach 35°C and the surrounding air is already saturated, or at relative humidity levels that frequently exceed 80% (Ngô et al., 2017), preventing and/or limiting any evaporating mechanism.

To reduce the severity of heat stress and its danger within this workplace, several industrial cooling technologies are already in use, such as central air conditioning and ice and water cooling technologies (He, 2009; Xiaojie et al., 2011). Unfortunately, these systems are large, financially and energetically expensive, and require modification to adapt to different depths. Therefore, it is necessary to develop alternative cooling methods, such as the use of personal cooling garments. Currently available commercialised cooling garments have not proven to be fully effective for the conditions in deep mines, due to the high level of relative humidity in these environments (Al Sayed et al., 2016) and the fact that these garments are unsuited to the mining environment.

Researchers are continuously optimizing and testing new cooling garments to achieve better effectiveness in reducing occupational heat stress. In 2016, Shirish et al. (Shirish et al., 2016) tested the effectiveness of a liquid-cooled garment on 24 workers performing their duties in an iron foundry. There were no significant differences in mean oral temperature or heart rate when

workers were asked to wear the garment. Researchers recorded significant differences in torso skin temperature, but not at any of the other skin points tested (head, arm, hand, thighs, and feet). Workers did not exhibit any signs of overcooling when they wore the garment, and reported that wearing it did not interfere with their ability to perform work, stating that the garment gave them thermal comfort while working in a hot environment ($35.89 \pm 1.25^{\circ}\text{C}$ and 35% RH). Similar results were found in 2017 by Bartkowiak et al. (Grazyna Bartkowiak et al., 2017). This study examined the effects of a liquid cooling garment that consisted of a jacket connected to a mobile cooling unit (weighing approximately 10 kg) transportable via wheels on reducing thermal discomfort in a hot environment (30°C and 40% RH). In 2017, Butts et al. (Butts et al., 2017) evaluated the physiological and perceptual responses of 20 subjects wearing a phase changing garment (PCG) exposed to heat during a labour simulation ($34.2 \pm 0.05^{\circ}\text{C}$ and $54.7 \pm 0.3\%$ RH). They found that the PCG effectively decreased skin temperature, increased heat loss, and reduced heat stress, improving perceptions of heat stress and decreasing body fluid loss in the subjects. Researchers today are comparing different cooling methods to evaluate the possibility of using them in the workplace, such as the use of cooling garments, executing arm immersion in cold water, inhaling heliox, and ingesting ice (Maley et al., 2018). To the best of our knowledge, no personal cooling method has been developed or fully adapted to the mining industry. Most studies focus on developing and optimizing air cooling systems in underground environments through general ventilation in centralized systems.

In that context, a prototype of a personal cooling garment suitable for miners has been developed. The objective of this garment is to assist the body in evacuating excess heat, which will lead to better working conditions and improved worker health and safety. The present study aims to test the effects of this prototype on physiological (heart rate and internal body temperature) and perceptual (exertion, thermal comfort, etc.) responses of subjects inside a climate chamber. Subjects performed physical activities in a simulated environment that reproduced the temperature and humidity conditions found in deep and ultra-deep mines.

6.3 Method

6.3.1 Subjects

This study recruited 20 healthy male subjects. Subjects were informed about the experimental protocol, potential risks that might present during the tests, and the purpose of the study prior to signing a letter of consent. 19 subjects completed the required tests, with an average age of 26.7 (± 4.3) years, an average weight of 77.6 (± 10.5) kg, an average height of 1.80 (± 0.07) m, and an average body mass index of 24.1 (± 3.5) kg/m². The study protocol was reviewed and approved by the École de Technologie Supérieure Ethics Committee (ethical reference code: H20170802).

6.3.2 Prototype of a personal cooling garment

The prototype was developed by joining three major parts: the layers forming the garment, the air treatment system, and the distribution channels (see Figure 6.1). The outside layer of the garment is made from polyester to create an air barrier between the surrounding environment and the microclimate within the garment. The middle layer is composed of a moisture-wicking fabric, whose main purpose is to increase the wearer's comfort by absorbing excessive, non-evaporated sweat. The inside layer, which is in direct contact with the wearer's underclothing, comprises of mesh polyester that allows mass and heat transfer between the skin and the microclimate.

The air treatment system uses the atmospheric discharge of highly pressurized liquid CO₂ (58 bars) to cool and dehumidify a constant stream of air coming from the surroundings. For this purpose, two identical cylinders, each containing 0.68 kg of saturated two-phase CO₂ (liquid/gas) were mounted upside down on the back of the garment. When the feeding valve and valve adapters are open, the liquid CO₂ passes inside the brass connexions through an inline filter and expands to atmospheric pressure over an orifice.



Figure 6.1 Front view, back view, and the air treatment system of the cooling garment.

Although several orifice diameters were tested, the one with a 0.089 mm diameter was chosen for its capability to deliver a mass flow of 0.43 g/s of mix gaseous CO₂ and dry ice when an all-liquid expansion occurred. The orifice was connected directly to a mixing chamber located inside a mixing box that contained a heat sink. The mixing chamber was also connected to a DC blower, operating under 13.2 V, which delivered 3.5 L/s of hot and humid air coming from the surroundings. The mixing box also contained a humidity chamber to collect the condensation (water) once the air was cooled under its dew point. Figure 6.2 shows the temperature profiles of the injected air beneath the cooling garment (microclimate temperature) and the air inside the climate chamber when a 0.089 mm orifice diameter was used for atmospheric expansion of CO₂.

A microclimate with an average temperature of 12.5 (± 0.4) °C was created between the cooling garment and the wearer for the duration of 40 minutes (the duration required to accomplish the experimental protocol of visit 2 and visit 3). When no more liquid existed within the cylinders, the remaining CO₂ was in a gaseous state and expanded through the orifice, decreasing the cooling capacity of the CO₂. This affected the temperature of the microclimate beneath the garment. This change can be seen in Figure 6.2 with an increase in temperature after minute 41.

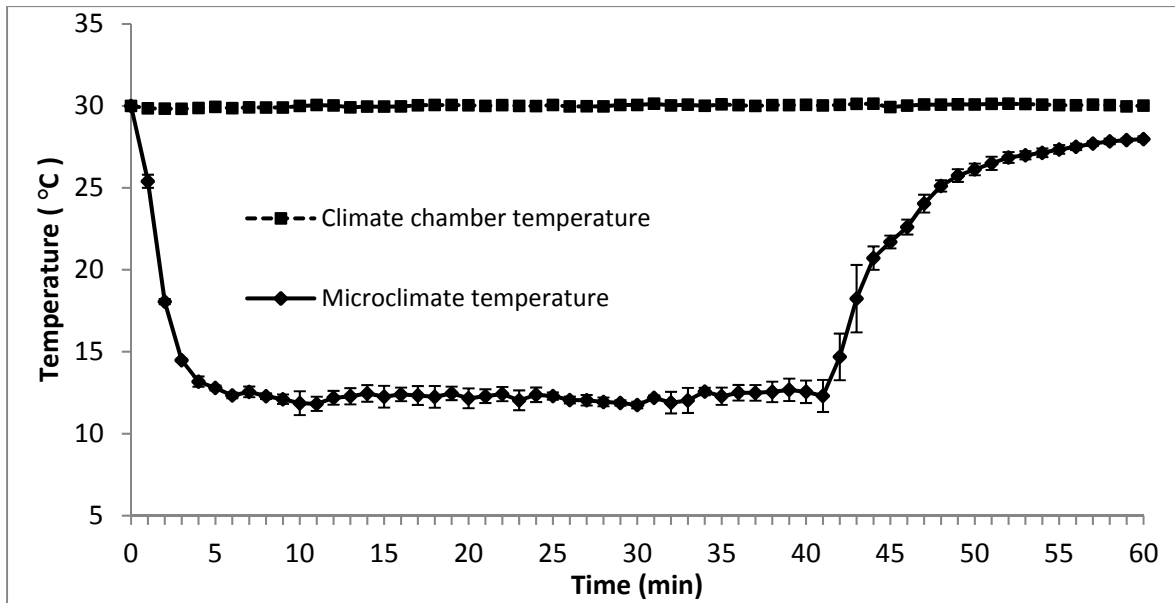


Figure 6.2 Temperature profiles inside the microclimate and the climate chamber.

The distribution channels responsible for creating the microclimate were formed using PVC tubes with different diameters. Because sweat rate for the back region of the human body during physical activity is approximately double the value of that at chest level (Smith & Havenith, 2011), the PVC tubes were perforated in a way to deliver two thirds of the treated airflow to the wearer's back (approximately 2.3 L/s) while maintaining a constant flow through these perforations. This distribution system is imbedded between the wicking fabric and mesh polyester. The overall weight of the prototype is 5.1 kg.

6.3.3 Climate chamber

The study was conducted inside a 54 m³ climate chamber connected to 2 type J thermocouples and 2 humidity detectors over the LabVIEW platform (National-Instruments-Corporation, 2017). Due to the ethical committee's restrictions on the maximum heat stress allowed during tests with human subjects, the surrounding environment inside the chamber was maintained at a dry-bulb temperature of 30°C ±1°C and at relative humidity (RH) of 60% ±2%. Since the cooling garment injects CO₂ into a closed environment, a ventilation rate of 5.5 air change per hour is maintained inside the climate chamber so that the concentration of the CO₂ should not

exceed 5000 ppm (the occupational limit of CO₂ for 8-hour exposure) (ACGIH, 1995; Officiel du Québec, 2007). A CO₂ detector was mounted in the breathing zone at a distance of 1 m from the subject, which registered data during all tests.

6.3.4 Physiological measurements and subjective perceptions

The weight of the subject was measured using a digital body scale (accuracy \pm 5g). Heart rate was recorded using a H10 Polar™ heart rate sensor placed around the chest, connected to a V800 Polar™ watch (Giles, Draper, & Neil, 2016). Internal body temperature was measured using a Braun™ ThermoScan® 7 Age Precision® (IRT6520) ear thermometer with a maximum error of \pm 0.2°C. When the cooling garment was worn (ON-mode and OFF-mode), and during exercise phase, subjects indicated their rating of perceived exertion (RPE) using a 10-point scale (Borg, 1982), of thermal comfort (from -6 = extremely cold to 4 = hot), of humidity sensation (from -6 = soaking wet to 4 = dry) and overall well-being (from -6 = extremely unpleasant to 4 = pleasant) at 5-minute intervals (Filingeri, Fournet, Hodder, & Havenith, 2014).

6.3.5 Experimental protocol

Each subject was asked to perform different tests over a period of 3 visits, separated by 1-week intervals. During the first visit, the height and weight of each subject was recorded. Subjects were then asked to wear an H10 Polar heart rate sensor connected to a V800 Polar watch, and to enter the climate chamber, which was set at a dry-bulb temperature of 22 °C \pm 1°C dry and 40% \pm 2% RH. Subjects sat on a stationary bicycle and began to pedal at a cycling power of 50 W (Low cycling power: LP). Cycling power was increased in increments of 25 W every 2 minutes until the subject reached 70% of their theoretical maximum heart rate (220 – age) (CDC). The final cycling power reached (MP) was recorded for each subject and used during their two other visits. For the last two visits, subjects wore the cooling garment prototype when it was activated (ON-mode) and once it had been deactivated (OFF-mode).

To eliminate any confounding effects that might have been caused by the order of the last two visits, half of the subjects completed their second visit with a garment that was in ON-mode, and the other half in OFF-mode. The climate chamber was set at dry bulb temperature of $30^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ and at $60\% \pm 2\%$ RH. Test protocol was identical for both visits. Upon arriving at the facility, internal body temperature for each subject was measured at the tympanic level (baseline measurement). Subjects then layered the H10 heart rate sensor, T-shirt, and cooling garment before entering the climate chamber and mounting the stationary bicycle. The H10 heart rate sensor was activated, and the subject remained still for two minutes (acclimation phase). After two minutes, internal temperature was measured (T0 interval) and subjects were asked to pedal for 5 minutes at 50% of their personal MP (warm-up phase). After the warm-up, the stationary bicycle was set to 100% of the subject's MP and subjects were asked to pedal for 30 minutes (exercise phase from T5 to T30).

During the exercise phase, body internal temperatures were measured every five minutes, and the subjects reported their perceptions of different feelings (exertion, thermal comfort, well-being, and humidity) using the scales provided. After the exercise phase was completed, subjects continued to pedal at 50 W cycling power (LP) for two minutes (active recovery phase) and rest on the stationary bicycle for three minutes (passive recovery phase). Internal body temperature and perception were taken one last time before the subjects exited the climate chamber (R5 interval). The cooling garment and H10 Polar heart rate sensor were removed, and subjects were offered water and snacks before leaving the facility once they felt relaxed. Figure 6.3 shows the cycling protocol during the second and the third visits.

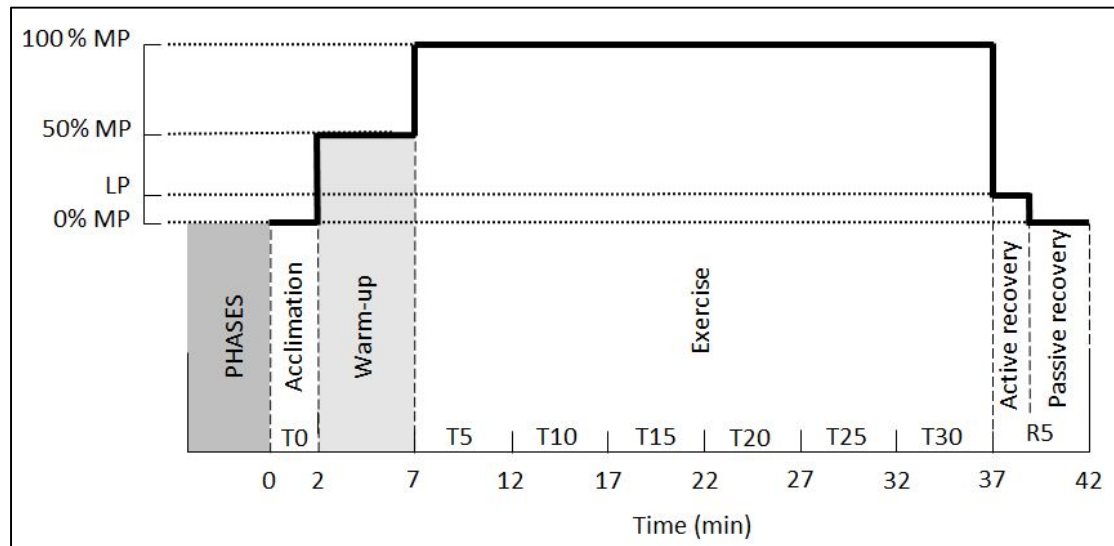


Figure 6.3 Cycling protocol during visits 2 and 3.

6.3.6 Statistical analysis

Standard statistical methods were used to calculate the means and standard deviation. Gaussian distribution of the data was verified by the Shapiro–Wilk test and homoscedasticity by a modified Levene’s Test. Compound symmetry, or sphericity, was verified using Mauchly’s sphericity test. When the assumption of sphericity was not met, the significance of F-ratios was adjusted according to the Greenhouse–Geisser procedure for cases where the epsilon correction factor was < 0.75 , and the Huynh-Feldt procedure for cases where the epsilon correction factor was > 0.75 . For each physiological and perceptual measure a two-way analysis of variance with repeated measures (ANOVA: Condition (ON/OFF) \times Time) was performed. Multiple comparisons were made with the Fisher's Least Significant Difference (LSD) post-hoc test. The significance level was set at $p < 0.05$ for all analyses.

6.4 Results and discussion

The maximum CO_2 concentration measured inside the climate chamber during ON-mode tests was 4200 ppm. A maximum value of 1100 ppm was recorded for OFF-mode. Results for internal body temperature were averaged, and are presented in Figure 6.4. It is clear that the

average internal temperature was lower when the garment was functional (ON-mode). Higher internal temperatures for both conditions (ON-mode and OFF-mode) presented at the end of the exercise phase (T30), with an average value of $37.85 (\pm 0.4)^\circ\text{C}$ for OFF-mode and $37.52 (\pm 0.4)^\circ\text{C}$ for ON-mode (0.33°C difference). The ANOVA revealed a significant effect of time ($p < 0.05$) and a significant interaction (Condition x Time; $p < 0.05$). This interaction indicates that during the ON-mode tests, internal temperature did not increase as much as it did during OFF-mode tests. From minute 27 up and until the end of the recovery period (T25, T30, and R5), there were significant differences between the 2 conditions.

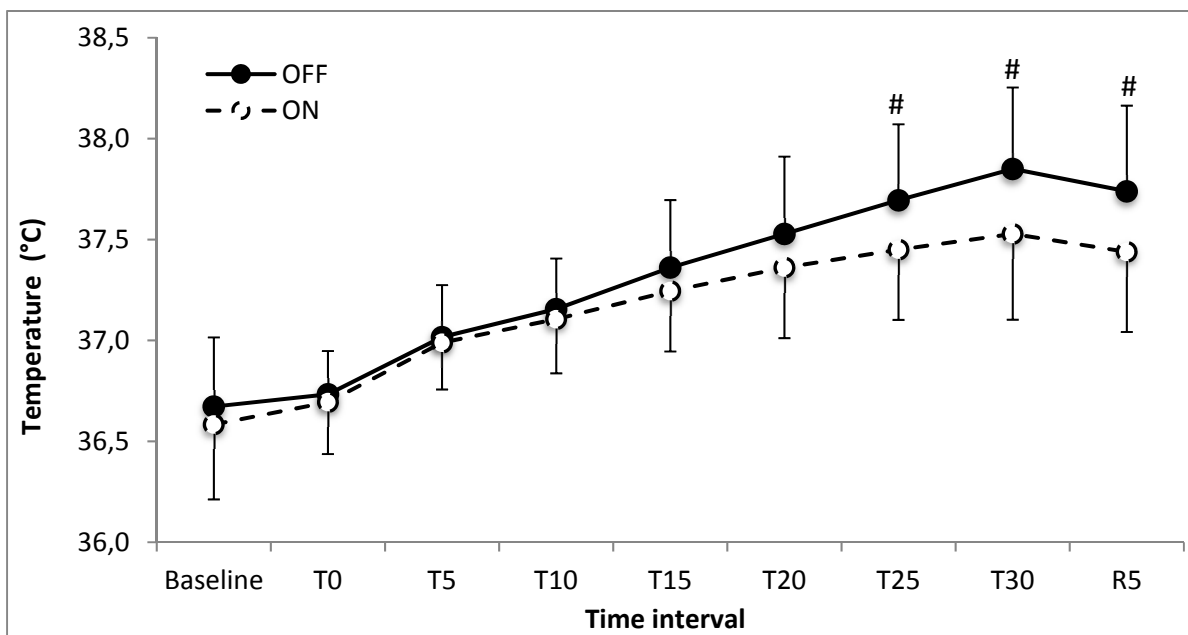


Figure 6.4 Kinetics of internal temperature during exercise and recovery. # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).

Subjects' perceptual responses that were recorded during visits 2 and 3 are presented in Figure 6.5. A significant effect of time on all perceptual measures ($p < 0.05$) was found. All subjects reported improvement in their feelings of exertion during the exercise phase when the garment was in ON-mode. Significant differences were recorded at T20, T25, and T30 with 1, 1.1, and 1.4 level difference, respectively (RPE, $p < 0.05$). These findings indicate that wearing the cooling garment generates a positive influence on the self-reported measure of work intensity. When the body felt cool, the feeling intensity of the work decreased.

In ON-mode, the garment improved thermal comfort of all subjects. Significant differences in thermal comfort were found at each time interval (from T5 to R5). Maximum variance presented at the end of the recovery phase (R5) with a two-level difference value. According to the subject-report measure of humidity, the cold microclimate generated underneath the garment greatly influenced sweat evaporation (Figure 6.5 (C)). A probability value of less than 0.05 was found at every time interval (from T5 to R5) and a decrease in humidity sensations (or improvement) was recorded when the garment was in ON-mode. Maximum variance was found simultaneously at T20, T30, and R5, with an equal level difference value of 1.77. Subjects felt better during the exercise and recovery phases when the garment was in ON-mode (compared to when the garment was in OFF-mode), which can be seen in the measurement of well-being (Figure 6.5 (D)). Significant differences were found at every time intervals during the exercise and recovery phases, with a maximum of 1.95 levels (at T30).

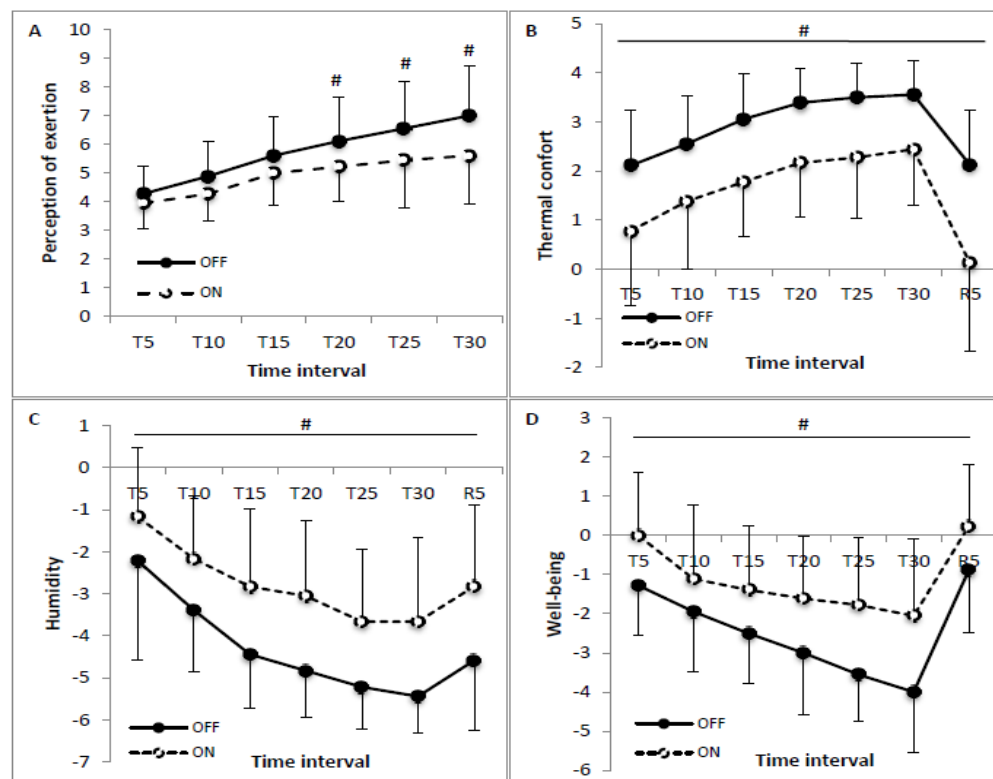


Figure 6.5 Perceptual responses during exercise and recovery for RPE (A), Thermal comfort (B), Humidity (C) and Well-being (D). # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).

Heart rate responses were recorded and then averaged for each time interval, from the baseline measurements to the end of the recovery phase. Results are presented in Figure 6.6. A main effect of time and a significant interaction (Condition x Time, $p < 0.05$) were found. This interaction revealed that during ON-mode tests, heart rate did not increase as much as it did in OFF-mode tests. Significant differences were found at T25, T30, and R5. The maximum average difference in heart rate was recorded after the recovery phase (R5) with a value of 10 beats per minute (bpm). At T25 and T30, the difference in heart rate was 8 bpm.

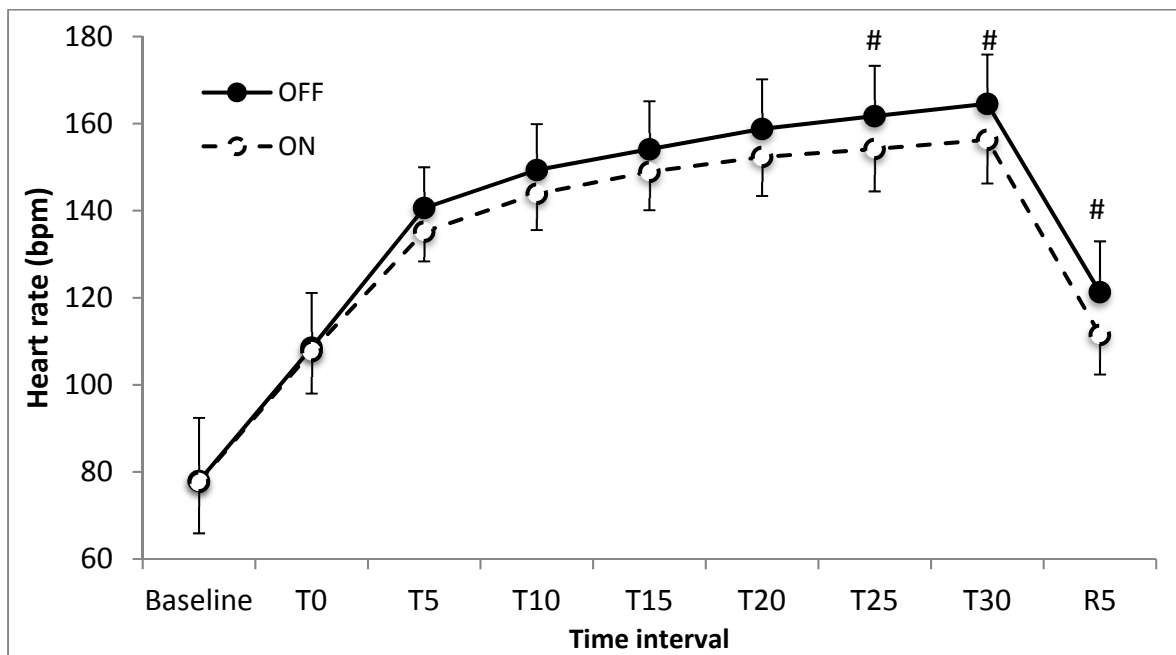


Figure 6.6 Heart rate responses during exercise and recovery. # Significant difference between conditions ($p < 0.05$).

When looking at the physiological measurements, the cooling garment had a significant effect in reducing both internal body temperature and heart rate of subjects from T25 until R5. This finding indicates that the cooling garment reduced both the heat stress imposed on subjects from physical activity and the heat of the surrounding environment. The garment's cooling capabilities also greatly influenced the recovery speed, which is shown by the significant differences found at R5 for each physiological measurement. For perceptual responses, the functional cooling garment (ON-mode) was able to improve thermal comfort, humidity, and

well-being for all time intervals. Subjects felt that the cooling provided by the garment lowered exertion levels and rendered the physical activity more tolerable, from T20 up to T30.

6.5 Conclusion

A personal cooling garment was developed for use in deep mining activities. The garment weighs 5.1 kg and uses the atmospheric discharge of highly pressured CO₂ to create a cold microclimate separating the body from the surrounding environment. The purpose of this study was to evaluate the effects of the cooling garment on physiological measurements and perceptual responses of subjects exposed to a hot and humid working environment. Findings show that the cooling garment lowered subjects' internal body temperature and heart rate. The garment also improved subject well-being, thermal comfort, exertion level, and reduced humidity sensation. All those findings provide strong evidence of the cooling garment's ability to reduce heat stress in an environment simulating the working conditions of deep mines. When compared to the true mining environment, our study has some limitations. Miners have a higher average age and body weight than those of the subjects that participated in this study (Ngô et al., 2017). The workload and surrounding conditions (temperature and humidity) also vary from the conditions simulated in this study. It is important that future studies direct their efforts towards testing the garment's effects with miners in real mining conditions.

Acknowledgement

This study was funded by the Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologies (FRQNT).

Conflicts of interest

All authors of the study declare no potential conflicts of interest.

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de cette thèse était de concevoir et de développer une veste de refroidissement individuelle adaptée au travail en mines profondes. Dans un premier temps, une revue de la littérature exhaustive portant sur les vestes de refroidissements individuelles existantes ainsi que les techniques de refroidissement potentielles est réalisée. En prenant en considération l'environnement sévère et les limitations associés au travail en mines profondes, ces vestes perdent un grand pourcentage de leur efficacité de refroidissement et semblent être inadéquates au scénario minier. Par conséquent, le développement d'un nouveau prototype de veste individuelle est nécessaire.

Le prototype développé utilise la détente atmosphérique du CO₂ pour refroidir et déshumidifier un débit constant d'air chaud et humide provenant de l'environnement extérieur. Puisque le CO₂ comprimé dans les cylindres n'existe jamais à l'état liquide pur (phase liquide et gazeuse existantes en même temps), l'étude thermodynamique de la détente atmosphérique des deux phases est nécessaire. Durant une détente gazeuse, le débit massique du CO₂ sortant de l'orifice de diamètre 0,2 mm, change beaucoup avec le temps (de 0,56 g/s à la première minute, jusqu'à 0,26 g/s à la minute 50). Cette dégradation en débit, liée au refroidissement du CO₂ gazeux avant sa détente par l'évaporation du CO₂ liquide présent dans les cylindres, affecte la capacité de refroidissement lors de la détente atmosphérique. Un maximum de 48,5 W et un minimum de 10,4 W sont calculés à la quatrième et à la dernière minute du test respectivement.

La détente atmosphérique du CO₂ liquide est capable de transformer 60% du débit massique sortant, en glace carbonique. Cette quantité solide formée augmente la capacité de refroidissement de la détente atmosphérique, une fois sublimée. Avec un orifice de 0,1 mm de diamètre, le débit massique maximal atteint est de 0,5 g/s lors d'une détente toute liquide (de la minute 4 jusqu'à la minute 33). Après la minute 33 et jusqu'à la minute 44, une détente diphasique (liquide-gaz) est observée et celle-ci se manifeste par une diminution du débit massique à travers l'orifice. Une fois que le CO₂ liquide épuise au niveau de l'orifice, le CO₂ restant dans les cylindres est à l'état gazeux comprimé, non saturé. Sa détente atmosphérique

fournit un débit massique de 0,12 g/s au début, puis diminue avec la diminution de la pression du CO₂ dans les cylindres. La puissance maximale de refroidissement générée par le système de traitement d'air développé est aussi étudiée. Sous un intervalle de temps de 10 minutes, la puissance maximale moyenne calculée est de 299,3 Watts (dans le domaine de la détente 100% liquide) et la puissance minimale moyenne est de 37,1 Watts (dans le domaine de la détente gazeuse). Ce système de refroidissement est capable de générer 183,8 Wh de refroidissement pour les 40 premières minutes de fonctionnement et puis 57,3 Wh de refroidissement pour les 50 minutes qui se suivent (autonomie de 90 minutes).

Le système de traitement d'air est couplé à une veste et un système de distribution pour former le prototype de la veste de refroidissement. L'effet du port de ce prototype de refroidissement sur les ressentis et les réponses physiologiques des êtres humains est validé par une étude comprenant 19 sujets humains effectuant un effort physique dans une chambre climatique qui simulait l'environnement de travail dans les mines profondes. Les résultats et les analyses montrent des différences significatives entre les deux modes de la veste (veste on et veste off), au niveau de la température interne, de la fréquence cardiaque, du ressenti de l'effort physique, du confort thermique, du bien-être et de l'humidité au niveau de la peau. De la minute 27 jusqu'à la fin de la phase de récupération (minute 42) des diminutions significatives au niveau de la fréquence cardiaque et de la température interne sont enregistrées lorsque la veste est fonctionnelle (diminution maximale de 10 battements par minute et de 0,33 °C). Il est constaté que la veste fonctionnelle affecte les perceptions des sujets et est associée à un meilleur sentiment de bien-être et de confort thermique, ainsi qu'à une sensation d'humidité réduite (différences significatives durant tous les intervalles de temps associées à la phase de l'exercice et de la récupération). De plus, les perceptions des niveaux d'effort sont plus faibles lorsque la veste est fonctionnelle et des différences significatives sont trouvées à partir de la minute 22 et jusqu'à la fin du test. Tous ces résultats prouvent que ce prototype de refroidissement est efficace pour diminuer la contrainte thermique imposée par un environnement chaud et humide (similaire à celui rencontré dans les mines profondes) et par un effort physique, sur le corps humain. De plus, d'autres paramètres comme la perte hydrique, la température de la peau,

l'oxygénation cérébrale et la vitesse de réaction des sujets à un stimulus visuel (tâche cognitive de Stroop) (Stroop, 1992) sont mesurés et seront analysés puis publiés dans un futur article.

Le développement de ce prototype de refroidissement individuel va tout d'abord améliorer de façon significative le confort thermique des travailleurs en mines profondes, ce qui permettra de minimiser les risques pour la santé et la sécurité des mineurs exposés à des conditions de travail extrêmes. Du point de vue économique, le port de cette veste de refroidissement améliorera les conditions de travail des mineurs, ce qui se traduit par une augmentation directe de la productivité. De plus, la technique de refroidissement utilisée dans ce prototype pourra être transmise ou adaptée aux autres milieux professionnels soumis à des conditions de travail extrêmes par exemple, les fonderies, les buanderies industrielles, et les services de sécurité incendie.

RECOMMANDATIONS

Afin de poursuivre le développement de ce prototype jusqu'à la phase de commercialisation, plusieurs recommandations et modifications peuvent être suggérées.

Les deux cylindres d'aluminium contenant le dioxyde de carbone représentent approximativement 66% (3,37 kg) de la masse totale de la veste (5,1 kg). Pour diminuer la charge supplémentaire créée par le port de la veste par les mineurs, l'usage des cylindres en fibres de carbone peut être une solution. Comparativement aux cylindres d'aluminium, l'utilisation de fibres de carbone réduit la masse des cylindres de 50%. Cependant, ceux-ci sont beaucoup plus chers.

Le système de traitement d'air actuel (système de détente de CO₂ et boîte de mélange) est exposé au milieu extérieur (environnement de travail) et monté sur le dos. Ceci augmente le risque de bris au niveau du système, face à un choc reçu, un mal fonctionnement du système de fixation ou autres. Une solution envisageable pour contrer ce problème est d'intégrer le système de traitement à une coquille de protection rigide ou un sac à dos. Cela pourra augmenter l'ergonomie de la veste et diminuer les impacts des chocs potentiels. De plus, il faut penser aussi à la possibilité d'incorporer le système de refroidissement directement dans le couvre-tout du mineur, avec des bandes réfléchissantes, au lieu d'être porté par l'intermédiaire d'une veste.

La veste de refroidissement est activée après le démarrage du ventilateur et l'ouverture manuelle de trois mécanismes (deux adaptateurs de vanne et une vanne à bille) situés sur le dos. Pour rendre le fonctionnement de la veste plus facile, un seul bouton de commande à un niveau accessible par l'utilisateur est conseillé.

Puisque l'autonomie de refroidissement de la veste est un facteur important, un système de contrôle automatique permettant l'ouverture et la fermeture des valves est recommandé. Ce système pourrait être contrôlé par certaines données physiologiques telles que la fréquence

cardiaque ou la température corporelle. Pour cette raison, une étude avec 12 sujets humains a été menée pour valider expérimentalement la capacité d'un vêtement biométrique canadien (Hexoskin) à surveiller la fréquence cardiaque des sujets humains exposés à différents environnements et activités physiques. Les résultats de cette étude sont publiés dans E-Health Telecommunication Systems and Networks (voir annexe I). Ce vêtement pourra être incorporé à la veste au niveau de la troisième couche (en mèche de polyester) en contact avec le corps. Les mesures détectées par le vêtement (fréquence cardiaque, fréquence respiratoire, etc.) couplées avec un détecteur de température et d'humidité ambiantes et une valve électronique pourront être le noyau d'un système de contrôle se basant sur les mesures physiologiques de l'utilisateur.

Finalement, les effets du port de la veste de refroidissement ont été déterminés dans un environnement simulé et avec des sujets possédant des caractéristiques différentes de celles trouvées chez la population des mineurs canadiens par exemple, l'âge et la masse corporelle moyenne. C'est pourquoi il est important que les futurs travaux se concentrent sur la validation de l'efficacité de refroidissement de cette veste avec des mineurs pendant des conditions de travail en temps réel.

ANNEXE I

ARTICLE 4: TOWARDS OPTIMIZING A PERSONAL COOLING GARMENT FOR HOT AND HUMID DEEP MINING CONDITIONS

Chady Al Sayed, Ludwig Vinches, Stéphane Hallé

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Cet article a été publié dans la revue
Open Journal of Optimization (Vol. 5, N° 1, p.35-43) en mars 2016

Abstract

Workers exposed to hot and humid conditions suffer from heat stress that affects their concentration and can potentially lead to an increase in workplace accidents. To minimize heat stress, protective equipment may be worn, such as personal cooling garments. This paper presents and discusses the performances, advantages and disadvantages of existing personal cooling garments, namely air-cooled, liquid-cooled, phase change, hybrid, gas expansion and vacuum desiccant cooling garments, and a thermoelectric cooling technology. The main objective is to identify the cooling technique that would be most suitable for deep mining workers. It appears that no cooling technology currently on the market is perfectly compatible with this type of mining environment. However, combining two or more cooling technologies into a single hybrid system could be the solution to an optimized cooling garment for deep mines.

Keywords

Personal Cooling Garment, Heat Stress, Thermal Efficiency, Deep Mines.

Introduction

The mining industry has been an important part of the world economy for over a century. Many metals and minerals (nickel, silver, uranium, gold, copper, etc.) used in most human products

like batteries, vehicle tires and computers are extracted from ore located below the surface. With the increasing of the global demands in products and the innovation of technology, mining goes even deeper to meet the demands of materials (Marshall, 2014). In mines, especially deep mines, miners face a hard work environment caused by high humidity levels (that can easily reach 80%) and high ambient temperatures. Among other things, these harsh conditions stem from air self-compression (an approximately 9°C increase for every 1 km of depth), the heat produced by vehicles and mining equipment and the temperature of the rocks that can reach up to 50°C (Hartman et al., 2012; Piekarski, 1995). The human body continually seeks to maintain its internal temperature at 37°C. In order to maintain its temperature, the body heat production mechanisms (mainly the metabolic heat) must be equal to the heat loss mechanisms. Figure 1. presents schematically the three heat loss mechanisms from the body to the environment (heat loss through respiration is negligible). The efficiency of these heat extraction modes depends strongly on the dry bulb and wet bulb temperature as well as the mean radiant temperature.

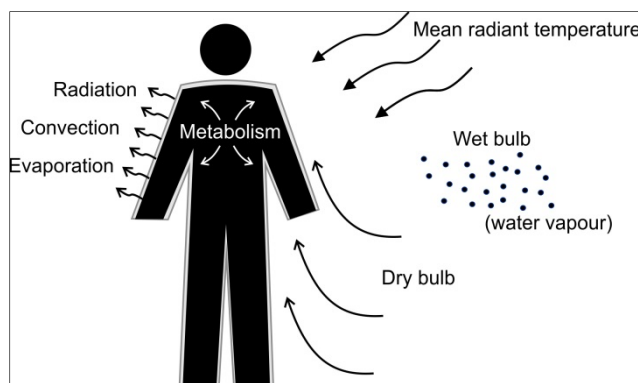


Figure 1 Representation of the body's heat loss mechanisms

In hot environments, sweating is the body's prime way of removing excess heat. However, because the relative humidity (RH) in deep mines is usually very high, the efficiency of this mechanism is limited. The ventilation and the cooling of the air are essential in mines to remove the heat and provide an acceptable air quality. However, it appears that their efficiencies are limited as the mining gets deeper. The miners exposed to heat stress, might encounter fatigue,

headache, cramps, dizziness, vomiting, unconsciousness and lacks of concentration (A. Michael Donoghue, 2004). All those symptoms could increase the risk of work accidents and cause a significant decrease in productivity. Therefore, it becomes necessary to assist the body's thermoregulation system with an artificial cooling technique.

The purpose of this paper is to both present and discuss the performances of existing cooling garments, and to identify cooling techniques adapted to the mining industry that could be used to optimize the performance of personal cooling garments.

Personal cooling garments and cooling technologies

Personal cooling garments currently play a very important role in reducing heat stress for athletes, firefighters and workers subject to extreme climate conditions (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). These cooling garments can be classified into two categories: passive and active garments.

Passive garments do not involve any mechanical or electrical equipment in order to function and can be divided into two known types: the phase-change garment, or PCG, and the cooling garment, based on vacuum desiccant cooling. The well-known types of active garments are: air-cooled garments or ACG, liquid-cooled garments named LCG, cooling garments based on gas expansion and hybrid cooling garments. In this paper, another type of active cooling technology will be discussed with its advantages and disadvantages: thermoelectric cooling.

Air-cooled garment (ACG)

Air-cooled garments contain two layers of which the outer layer is impermeable to the surrounding air, and the second is air-permeable and in direct contact with the skin. Air is blown between the two layers and exits the garment through the inner layer towards the skin (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014; Weber, 1999). The ACG's primary mode of cooling

is by evaporating the body's sweat. However, the efficiency of air-cooled garments in environments with high humidity levels is severely limited (Hadid et al., 2008).

In 1987, Muza et al. found that for a low metabolic rate (175 W), an ACG that supplies 4.72 l/s of airflow at 25°C is more effective in reducing thermal stress and extending endurance time than a garment that supplies 6.6 l/s. At a higher metabolic rate (315 W), the garment at 6.6 l/s of airflow extended the endurance time further, but was not as effective in reducing thermal strain as the 4.72 l/s garment (Muza et al., 1987).

In 1991, Vallerand et al. found that in a dry bulb of 37°C, 50% RH, and metabolic rate of about 240 W, the ACG can increase productivity of subjects up to 58% (Vallerand et al., 1991). A few years later, McLellan et al. found that in a hot and dry environment (40°C and 30% RH), the air-cooled garment increases the tolerance time by 80% in light work, and 150% in heavy work (McLellan et al., 1999). Chinevere et al. noted a 20.8% improvement in the productivity of the subjects in a 35°C and 75% RH environment, after the use of an air-cooled garment (Chinevere et al., 2008).

According to Pandolf et al., to maximize the efficiency of this garment, the airflow must be designed so the air finishes its passage over the skin before being completely saturated with moisture (Pandolf et al., 1995). In 2009, Barwood et al. reported that the air-cooled vest used in their tests provide more cooling at rest (73 W of heat loss) than during exercise (28 W). This was probably due to improved air circulation under the vest when the subjects were seated (Barwood, Newton, et al., 2009).

In 2015, Glitz et al. studied an air-cooled garment designed as a pair of overalls with long sleeves and legs. Dehumidified air at 5% relative humidity was generated by a stationary compressor and injected into the garment at a ventilation rate of 10 l/s. In a 25°C and 50% RH environment, the evaporative heat loss calculated was 208 W (Glitz et al., 2015). In the same year, Zhao et al. studied an air-cooled garment with long sleeves in a climate of 32°C and 50% RH with eight female subjects. The garment's performance results indicate a low efficiency in

reducing the body's thermal physiological responses, but they stated that the garment could be used, after exercising in mild heat, to improve thermal comfort and reduce heat stress (M. Zhao et al., 2015).

Liquid-cooled garment (LCG)

Liquid-cooled garments (LCGs) use a cooled fluid (generally water) that circulates, within tubes embedded in the garment, using a micro-pump powered by a battery (Burton, 1969). These tubes are usually made of polyvinyl chloride (PVC) (Edwards et al., 1976; Richardson et al., 1988; Thornley et al., 2003; Webb et al., 1970). Many studies conducted on subjects wearing LCGs show that these garments can significantly improve performance (work duration) and decrease thermal strain. Work is improved by 54% according to Kim et al. (J.-H. Kim et al., 2011a) (J.-H. Kim et al., 2011a), 58% according to Vallerand et al. (Vallerand et al., 1991) and even reaches 80% in a study by McLellan et al. (McLellan et al., 1999).

Speckman et al. found that the water circulating in a liquid-cooled garment should be at a minimum temperature of 10°C depending on the wearer's comfort, and that increasing the amount of body surface in contact with this garment increases its cooling efficiency (Speckman et al., 1988). In 2014, Bartkowiak et al. concluded that significant improvement of the thermal sensations of a worker in a hot environment (35°C and 30% RH) can be achieved with a coolant temperature equal to 19°C and a flow rate of 0.9 l/min (Grazyna Bartkowiak et al., 2014).

Studies conducted on firefighters concluded that using a liquid-cooled garment under their personal protective equipment improves performance time and helps the body recover within a shorter period of rest (J.-H. Kim et al., 2011a). However, with LCGs, there is a risk of skin burn caused by the steam formation that may appear if the water was circulated in the space between the skin and the personal protective equipment (Teunissen et al., 2014).

To increase the effectiveness of an LCG, coolant temperature and mass flow must be monitored and controlled (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). Cadarette et al. found that when a LCG

is power-controlled in a pattern of 2 minutes on and 2 minutes off, it will have the same cooling efficiency as an LCG in continuous operation, since even if the coolant does not circulate in the tubes, it will still passively absorb heat (B. S. Cadarette et al., 2006). Moreover, Vernieuw et al. conclude that to maximize the cooling period of a garment, it should be controlled by the wearer's skin temperature (Vernieuw et al., 2007).

Cooling garment based on gas expansion

This type of cooling garment does not require power to function and is based on the endothermic vaporization of liquefied carbon dioxide (CO₂) (Porticos, 2018). High pressure CO₂ is dispensed through an expansion valve in which the gas pressure drops to the ambient value. In this thermodynamic evolution, liquid CO₂ flashes to vapor and absorbs energy equal to the gas' heat of vaporization. As described by Zhang et al., "the newly vaporized cool and dry CO₂ is vented over a thin textile layer (100% cotton blended fabric) in direct contact with the skin, providing further cooling to the extent that it enhances ambient sweat evaporation" (Zhang et al., 2010).

The gas used in this garment is carbon dioxide. Since high levels of CO₂ can be toxic, its use in closed spaces requires that the concentration of CO₂ be monitored to prevent intoxication. Zhang et al. measured a maximum concentration of 4000 ppm (10 times the normal level found outdoors) in their 29.5 m³ lab area while testing one garment. A great advantage of the garment is that it is light (1.3 kg), but a disadvantage is that its cooling period is limited to 25 minutes for a single bottle of CO₂ (Zhang et al., 2010).

Phase change garment (PCG)

The phase-change garment uses materials that have the ability to absorb and store thermal energy in latent heat form at a temperature range suitable for personal cooling purposes (Mokhtari Yazdi & Sheikhzadeh, 2014). In general, a PCG covers the torso and contains pockets surrounding the chest cavity that hold the phase changing material packs (Banta &

Braun, 1992; Bennett et al., 1995). The conclusions of many studies conducted on this type of cooling garment vary greatly as to its performance and cooling effectiveness. Such conflicting results may be explained by variations in the weight of the phase-change material, its repartition and the climate conditions where the studies were conducted.

In 1991, Bain evaluated the effectiveness of a portable ice-pack cooling vest in prolonging the work tolerance time at a dry bulb temperature of 33°C, 33% RH and approximately 700 W metabolic rate. He concluded that the cooling vest was ineffective in prolonging work tolerance time and did not affect the response of rectal temperature or sweat loss (Bain, 1991). A similar conclusion was reached by Kauffman et al., in a hot and humid environment (37°C, 75% RH) and 572 to 636 W metabolic rate. They found that when used with an impermeable protection cloth in extremely hot and humid environments, the PCG offers no physiological advantage (Kaufman & Fatkin, 2001).

Bennett et al. found that two cooling vests, one with four packs of a phase-changing material and the other with 6 packs, had the same effect on reducing heat strain for the same subjects during a 60-minute work activity (34.4°C and 55% RH). The vests raised the performances of the subjects by approximately 29%. After a 60-minute work period, the 6-pack vest seems to have had a more beneficial effect on reducing the thermal and cardiovascular strain experienced by the subjects (Bennett et al., 1995).

In 2011, Kenny et al. evaluated the effectiveness of a personal ice cooling vest, worn under a nuclear biological chemical suit in a 35°C and 65% RH environment. They concluded that the ice-cooled vest is an effective way to reduce the heat stress of individuals performing nonstop work over long periods (up to 2 hours) in uncompensable heat stress conditions (Kenny et al., 2011).

In one study, House et al. assessed the effectiveness of four phase-change garments containing materials that melted at 0, 10, 20 and 30°C in a 40°C and 46% RH environment and that were worn beneath firefighter protective clothing. They ascertained that a cooling vest containing

the phase-changing material that melted at 10°C has the best cooling efficiency when combining work and rest periods. They also stated that a cooling vest containing ice packs (melting at 0°C) could be used only if the thermal resistance between the ice packs and the skin was higher (House et al., 2013).

Cooling garment based on vacuum desiccant cooling

A prototype of a cooling garment based on vacuum desiccant cooling was tested in 40°C and 50% RH climate conditions by Yang et al. (Yang et al., 2012). The cooling garment pad contained: a cooling core containing water, an absorption core, a honeycomb-type spacer, and an outer bag made of plastic. The prototype weighed approximately 3.4 kg and covered 0.4 m² of body surface. Yang et al. found that this prototype has a maximum cooling capacity of 373 W/m² and concluded, that this prototype is more effective than a commercially available ice-cooling vest at decreasing the core body temperature and heat stress while the wearer is working in a hot environment (Yang et al., 2012).

Thermoelectric cooling

Thermoelectric devices used in thermoelectric cooling are based on the Peltier effect to convert electrical energy into a temperature gradient (Enescu & Virjoghe, 2014; Tritt, 2002). To the best of our knowledge, there is no publication in which a cooling garment using Peltier effect was tested. A single stage thermoelectric module uses type-N and type-P semiconductors connected properly (Enescu & Virjoghe, 2014; Rowe, 2005). When a direct current passes through the junctions of a thermoelectric module, the difference in temperature between the opposite sides can reach 70°C, and may transfer up to 125W of heat (Riffat & Ma, 2004). A thermoelectric module offers many advantages, namely: its small size, high reliability, no vibrating parts and direct energy conversion. On the other hand, their main weakness is the poor coefficient of performance (COP), particularly in large capacity and wide temperature range applications (Jeong, 2014).

Hybrid cooling garments

Hybrid cooling garments combine two or more cooling techniques in one functional system. The most well-known type is the air-liquid cooling garment used by the National Aeronautics and Space Administration (NASA) for extravehicular activities in space. It contains elastic Spandex, vinyl tubes through which a coolant circulates and an airflow duct, which is stitched over the garment that mostly cools the head (Tanaka et al., 2014).

In another study, Kim et al. examined the efficiency of a liquid-cooled garment worn under a fully equipped prototype of a firefighter ensemble incorporating a self-contained breathing apparatus (SCBA). In the study, the exhaust gases were routed from the SCBA into the fully equipped prototype firefighter ensemble and Kim et al. concluded that by combining the LCG and air ventilation, the total performance time increases by approximately 82% (J.-H. Kim et al., 2011a).

In 2015, Chan et al. studied the impact of wearing a cooling vest equipped with two fans and three gel packs, on physiological responses, subjective perceptions of thermal comfort and perceived exertion. The system was tested in four different industries in Hong Kong during summer days: construction, horticulture and outdoor cleaning, airport apron, and catering and kitchen. The cooling effect of this hybrid vest was provided by two fans at the back, three gel packs located on the chest and on the back side of the vest. The total weight of the cooling equipment with vest, fans and gel packs was about 1 kg. This hybrid vest enabled participants to support about 2 hours of heat exposure without marked heat strain and did not restrict the movement of individuals nor adversely affect job performance (Chan et al., 2015).

Recently, Lu et al. studied the performance of a new hybrid cooling uniform incorporating both ventilation fans and phase-change materials in a 34°C dry bulb environment with 75% RH (hot and humid) and 28% RH (hot and dry) respectively. The uniform set consisted of a long sleeve jacket and a pair of long pants with two ventilation units and 24 packs of phase changing material (PCM). Its total weight was of 3.6 kg. They concluded that this hybrid

cooling uniform provides a continuous cooling effect during the three-hour test and the average cooling rate for the whole body is around 111 W and 315 W in ‘hot and humid’ and in ‘hot and dry’ conditions respectively (Lu et al., 2015).

Advantages and disadvantages of the cooling garments and technologies in a deep mining environment

Miners working in deep and ultra-deep mines are exposed to severe work conditions. First, there are conditions of extreme heat-stress. Air temperature can reach 40°C with a relative humidity of 80% (Hartman et al., 2012; Piekarski, 1995). Then, there is the basic safety clothing each worker must wear. Regulations pertaining to occupational health and safety in mines oblige every person in an underground mine (except in a lunchroom, a cab or an office) to wear a body harness or safety belt along with a safety hat, sight-adjusted protective glasses or a face shield and safety shoes all of which can be a big load that the worker must carry (Québec, 2001). Finally, the work itself is physically demanding. Some jobs in the mining industry, such as manual bolting and general services, require energy expenditures that can exceed 500 W per worker (Yang et al., 2012).

The air-cooled garment is considered to be a light-weight garment (0.6 kg (M. Zhao et al., 2015), 1 kg (Barwood, Davey, et al., 2009), 1.2 kg (Hadid et al., 2008), 1.3 kg (Barwood, Newton, et al., 2009) and 3 kg (Glitz et al., 2015)), which is important in the case of miners who already wear a heavy load of protective gear (boots, overalls, body harness, face shield, safety hat, batteries, etc. (Québec, 2001)). The ACG keeps clothing drier and relies on the body's own mechanism (sweat) to dissipate heat thusly eliminating the risk of overcooling that could occur with other types of garments (Pandolf et al., 1995). At high levels of RH, the efficiency of the air-cooled garment decreases, because the ambient air is saturated (Chinevere et al., 2008). It was concluded also, that cooling the air before it passes over the skin can raise the performance of this type of garment, especially in hot environments (B. C. Cadarette et al., 1991; Vallerand et al., 1991). The autonomy of ACGs relies on that of the electric batteries supplying the fans. Because of the low energy consumption of the fans, some of these garments

can operate 12 hours nonstop. The space between the body and the inner layer of the garment affects heat transfer. It is recommended that a gap be maintained between the vest and the skin to maximize the evaporation of sweat (Hadid et al., 2008).

The liquid-cooled garments are heavier than those using an air-cooling technique (Barwood, Davey, et al., 2009; Pandolf et al., 1995). Also, if the tubes imbedded in the vest are compressed, interruption of liquid flow can occur (Pandolf et al., 1995). It is recommended that the design of the liquid-cooled garments include a cooling control to enable the adjustment of the coolant temperature and flow circulation on the basis of undergarment temperature changes (skin temperature) (Grażyna Bartkowiak et al., 2014; B. S. Cadarette et al., 2006; Vernieuw et al., 2007). If the metabolic activity decreases, the miner may experience unwanted body heat loss and thermal discomfort (Pandolf et al., 1995). In a humid environment, if the water circulates in the space between the skin and the personal protective equipment, steam may appear and cause skin burns (Teunissen et al., 2014). When the ambient air temperature is higher than the liquid coolant as is the case in deep mines, the coolant can gain heat from the environment resulting in a heat transfer that will reduce its cooling efficiency.

The cooling garments based on gas expansion weigh less than 1.4 kg (Zhang et al., 2010)), but the amount of time they operate is considered very low (just 25 minutes for each 0.45 kg pressurized bottle) compared to other cooling garments. However, Zhang et al. found that this type of garment has a sensible cooling power of 136 W that can easily be used to lower the thermal strain of a miner. Other than the short operating span, the major problem that appears is that the CO₂ exhaust is released into mines, which are a closed environment. If several miners use this cooling garment in the same place, hazardous CO₂ concentrations may be reached (Québec, 2001; Zhang et al., 2010).

The most widely known hybrid garments operate using a combination of two cooling techniques: liquid-air cooling (J.-H. Kim et al., 2011a; Tanaka et al., 2014) or phase changing material-air cooling (Chan et al., 2015; Chan et al., 2013; Lu et al., 2015). Hybrid garments appear to be more efficient than the traditional garments that operate using a single technology

(J.-H. Kim et al., 2011a; Lu et al., 2015; Tanaka et al., 2014). The effective cooling duration of a hybrid garment will correspond to the lowest cooling duration of its incorporated techniques. For the phase-changing material and air cooling garment, the phase-changing material will determine the effective cooling duration. Once the phase-changing material melts, the hybrid garment will still provide some cooling by its fans, but with a much lower efficiency. It also appears that these garments are more cumbersome than the traditional single technology garments.

The phase-change garment does not require an external source of energy to operate making this system very simple. However, its effectiveness appears to be the lowest among the types of cooling garments (Bain, 1991; Kaufman & Fatkin, 2001; Teunissen et al., 2014; Yang et al., 2012; Zhang et al., 2010) and a PCG requires direct contact with the skin for higher efficiency. These garments have an operating time of approximately 2 hours for a 4 kg garment (Kenny et al., 2011). The cooling time can be extended to several hours, but at the cost of significantly increasing the garment's weight, which will raise the energy expenditure of the miner.

Yang et al. found that garments based on vacuum desiccant cooling were more effective at decreasing the core body temperature and heat stress than a 4.1 kg commercial PCG (Yang et al., 2012). However, to the best of our knowledge, only one paper was published on this garment and the system was tested with only one subject.

A thermoelectric cooling module can generate a low temperature on its cold side and has a high cooling capacity in proportion to its small size. The cooling and temperature can easily be modified by adjusting the power supply connected to the module and therefore can be used to control the level of cooling provided by the garment (Enescu & Virjoghe, 2014). It is a silent component with no moving parts and can be incorporated into an existing cooling garment to increase the cooling effect. The disadvantages of this technique are: the relatively high electric energy consumption requiring a good-sized battery and the COP, particularly when the efficiency of the heat sink of the hot side is low (Jeong, 2014; Riffat & Ma, 2004).

Discussion

Many factors must be taken into consideration when optimizing a cooling garment for miners. The first relate to the work environment, namely high temperature and humidity levels. The second factor pertains to the compatibility of the garment with the miner's safety equipment and considerations regarding the current laws and regulations on for example, the use of pressurized bottles, the type of batteries allowed and the maximum concentration of carbon dioxide allowed in mines. The third concern the autonomy of the cooling system, the weight of the garment, and its efficiency.

In a humid environment such as that found in deep underground mines, the high humidity level will affect the cooling efficiency of an air-cooled garment that works by evaporating sweat. In liquid-cooled and phase-change garments, this high RH will increase the risk that condensation will form on the inner surface of the garments. Moreover, the high dry bulb temperature will heat the liquid in an LCG and rapidly melt the cooling pads in a phase-change garment or a vacuum desiccant cooling garment. In an ACG, the circulating air will either be only slightly cooler or much warmer than the skin and the cooling effect will be minimal or inexistent.

Liquid-cooled garments tend to be bulky, which can interfere with the safety equipment and mobility of a miner. Garments based on PCM and gas expansion, appear to have low autonomies, which would generate downtime in an industry faced with strict demands on productivity. Moreover, the carbon dioxide garment might not be permitted by mining regulations, or in places where many miners work in the same area and the concentration of CO₂ could rise to hazardous levels.

Currently, no cooling technology appears to be perfectly compatible with the reality of deep underground mines. The solution may lie in the combination of two (or more) cooling technologies with the design of a hybrid garment that takes into consideration the constraints associated with the miner's activities and the extreme thermal environment found in deep mines.

Among the different combinations, some deserve to be studied more carefully. For example, coupling thermoelectric modules with phase-changing materials may be a good option to increase the autonomy of the cooling pad. An LCG combined with a dry compress air system might also be able to increase the sensible and latent heat loss from the body.

Conclusion

This paper presented the advantages and inconveniences of personal cooling garments with regards to a deep mining environment. It is possible to conclude that each cooling technology presents some advantages and drawbacks. Currently, no cooling technology seems to meet the level of performance required for deep underground environments. Combining two or more technologies in one hybrid garment could be the solution to a better cooling garment adapted for the mining industry. This cooling garment should be light, compatible with the work of miners, present no risk to health and safety and significantly reduce heat stress. Therefore, further investigations and studies on different combinations of cooling technologies must be conducted to reach an optimal cooling garment that is adapted for miners in deep mines.

Conflict of interest

The authors declare that they have no conflict of interest with the technologies and garments presented herein.

Acknowledgments

This research was supported by the Fond Québécois de Recherche Nature et Technologie (FQRNT).

ANNEXE II

ARTICLE 5: VALIDATION OF A WEARABLE BIOMETRIC SYSTEM'S ABILITY TO MONITOR HEART RATE IN TWO DIFFERENT CLIMATE CONDITIONS UNDER VARIABLE PHYSICAL ACTIVITIES

Chady Al Sayed, Ludwig Vinches, Stéphane Hallé

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure, 1100 Notre-Dame Ouest, Montréal, Québec, Canada H3C 1K3

Cet article a été publié dans la revue
E-Health Telecommunication Systems and Networks (Vol. 6, N° 2, p.19-30) en juin 2017

L'article suivant est publié dans le journal 'E-Health Telecommunication Systems and Networks'. Il vise en premier lieu à valider expérimentalement la capacité d'un vêtement biométrique canadien (Hexoskin) à surveiller la fréquence cardiaque des sujets humains lors d'une activité physique variable et dans deux environnements différents ; chaud/humide et modéré. L'objectif secondaire de cette étude était de prévoir la possibilité d'utiliser le vêtement biométrique comme un outil de contrôle intégré à la future veste de refroidissement afin d'augmenter l'autonomie du système de refroidissement.

Abstract

Research has proven the importance of cooling garments in reducing heat stress, especially for workers in extreme environments. The currently available cooling capacity of these garments should be controlled for improving their efficiency and autonomy. In this study, we investigated the Hexoskin wearable biometric shirt's capacity to monitor heart rate. Twelve male volunteers, worn a Hexoskin biometric shirt and Polar® H7 heart rate sensor and they completed two identical tests under two different climate conditions ($25^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$; $39\%\pm 1\%$ relative humidity and $31^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$; $60\%\pm 1\%$ relative humidity). The results from four different statistical methods show a high correlation and an absence of significant differences between the Polar® and Hexoskin systems in monitoring the subjects' heart rates. The Hexoskin wearable biometric shirt can be used to monitor the heart rate of humans in moderate or hot and humid climates, under variable physical activities, regardless of their age, weight or height.

Keywords

Hexoskin biometric system, heart rate, hot and humid environments, physical activity.

Introduction

Workers, such as miners, who are exposed to hot and humid environments, can suffer from symptoms and diseases related to heat stress (A Michael Donoghue, 2004). These conditions can increase the risk of work accidents and even lead to death. Personal cooling garments can be worn (Al Sayed et al., 2016) for minimizing heat stress, especially in places where effective air conditioning is not provided.

A valid number of researchers have concluded that by controlling the cooling load of these garments, this would improve their efficiency and increase their autonomy (B. S. Cadarette et al., 2006; Vernieuw et al., 2007). The control can be based on the user's physiological parameters, such as skin temperature and heart rate. In 2015, Villar et al. (Villar, Beltrame, & Hughson, 2015), validated the ability of a wearable biometric shirt, the Hexoskin (Carré-Technologies, 2016), to monitor physical parameters during daily activities, such as walking, laying down and standing.

The same year, Montes et al. (Montes et al., 2015) stated that there may be issues concerning the Hexoskin wearable system's ability to measure and record data in real-life settings after having tested it on ten subjects in trail-hiking conditions. They recommended that the system should be validated before being utilized in real-life scenarios. The Hexoskin wearable shirt has not yet been validated for intense physical activities, such as athletic training (Düking, Hotho, Holmberg, Fuss, & Sperlich, 2016) and mining tasks. Therefore, this study validated its ability to monitor heart rate during variable physical activities before the Hexoskin wearable shirt to be used for controlling the cooling ability of personal cooling garments. Moreover, the study included twelve male subjects which were firstly tested in a moderate climate ($25^{\circ}\text{C} \pm$

0.5°C; 39% \pm 1% relative humidity) and afterwards in a hot and humid climate (31°C \pm 0.5°C; 60% \pm 1% relative humidity).

Materials and Methods

This study was designed to validate the Hexoskin wearable biometric shirt's capacity to monitor heart rate during variable physical activities, ranging from sitting to high-intensity workouts, using a stationary training bicycle. The test procedure was conducted under two different climate conditions.

Subjects

Twelve male subjects were recruited for this study. Their physical characteristics appear in Table 1. All subjects were informed about the purpose of the study, the experimental protocol and the risks related to the tests and each person completed a consensus letter before participating. This study was reviewed and approved by the École de Technologie Supérieure Ethics Committee (ethical reference code: H20160101). The body mass index was calculated by dividing the weight (in kilograms) by the height squared (in meters) for each subject.

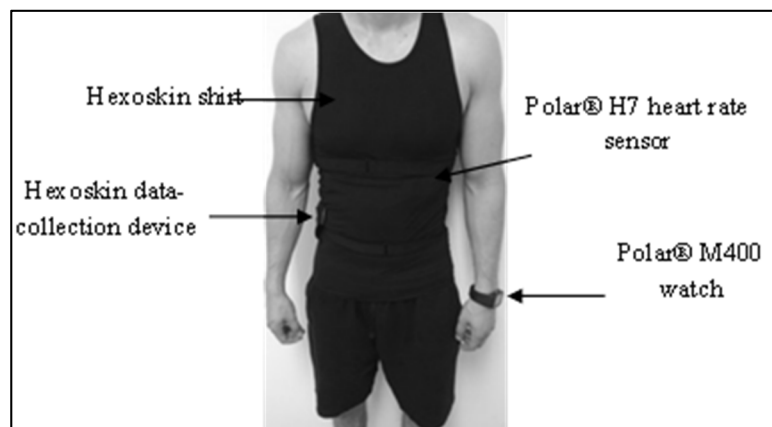


Figure 1 Subject wearing Hexoskin and Polar® devices

Table 1. Physical characteristics of subjects

Subject	Age (years)	Weight (kg)	Height (m)	Body mass index (kg/m ²)
1	30	92.0	1.89	25.8
2	22	75.0	1.78	23.7
3	23	74.5	1.80	23.0
4	22	75.0	1.76	24.2
5	27	78.5	1.81	24.0
6	25	66.5	1.70	22.9
7	25	74.0	1.69	25.9
8	25	59.0	1.77	18.8
9	19	72.0	1.70	24.9
10	23	77.0	1.80	23.8
11	24	83.0	1.71	28.4
12	33	86.0	1.78	27.1
Arithmetic mean ± Standard deviation	24.8 ± 3.8	76.0 ± 8.6	1.77 ± 0.06	24.4 ± 2.4

Measurement instruments

All twelve subjects wore biometric shirts suited to their thorax and hip measurements. Beneath the shirt, each participant wore a Polar® H7 heart sensor, which has been used in many monitoring studies for its accuracy to detect and record the heart rate in real time (Cheatham, Kolber, & Ernst, 2015; Li, Cao, & Li, 2016). The sensor was attached to an adjustable strap and connected by Bluetooth to a Polar® M400 watch (Polar, 2016) worn on the subject's left hand.

Each subject's heart rate data was recorded simultaneously by the Hexoskin wearable biometric shirt and the Polar® M400 watch and then sent to a personal computer after each test. A Northern Lights Commercial UG-7020 Upright Cycle (Northern Lights Fitness Products, Cornwall, ON, Canada) was placed inside a climate chamber and used during the tests. Figure 1 shows a subject wearing the Hexoskin biometric shirt, the Polar® H7 heart rate sensor and the Polar® M400 watch.

Climate conditions

All twelve subjects completed the experimental protocol in two different climate environments. The first had a moderate climate with a dry bulb temperature of $25^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ and a relative humidity of $39\%\pm 1\%$. The second had a hot and humid climate, with a dry bulb temperature of $31^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ and relative humidity of $60\%\pm 1\%$.

Test procedure

Prior to testing, every subject was again informed of the experimental protocol and climate conditions. Each subject completed two tests using the same experimental protocol, but under two different climate environments. The subjects were required to wait at least three days between the two tests. All the subjects were informed not to drink any caffeine or energy drinks four hours before the tests. Six subjects started their tests in a moderate climate while the other half, in a hot and humid environment.

Once the subjects arrived at the laboratory, before beginning the first test, their weight and height were measured and their body mass index was calculated. After that, the subjects first put on the Polar® H7 heart rate sensor and the Polar® M400 watch and then the Hexoskin biometric shirt without connecting the Hexoskin data-collection device. The Hexoskin shirt comes with two elastic bands, which must be fastened around the torso to ensure that the sensors in the Hexoskin shirt are always in direct contact with the subject's skin (see Figure 1). All Hexoskin sensors were well moistened before each test. Both the Hexoskin and Polar® H7 heart rate sensors are usually positioned in the same place, just below the chest muscles. To avoid any interference between the two sensors, the Polar® H7 heart rate sensor was placed lower on the torso than the Hexoskin sensor by two centimeters for all the tests conducted in this study. Once the equipment had been inspected on each subject, each person entered the climate chamber along with the researcher. Each subject mounted the upright cycle. Then, the researcher connected the Hexoskin data-collecting device to the Hexoskin shirt of the subject and started the Polar® M400 watch. During all the tests, each subject was given 500 ml of

water, which he could drink at any time during the test. If the heart rate of any subject during the physical activities reaches 90% of its average maximum heart rate recommended by the American Heart Association® (M. Zhao et al.), the test will be stopped immediately and the subject will remain in his seat for 2 minutes, then will be accompanied outside the climate chamber for rest, till his heart rate decreases to its average resting rate (between 60 and 100 beats per minute) before leaving the laboratory. The experimental protocol lasted a total of twenty-eight minutes as indicated in Figure 2. In the first minute (acclimatization stage), the subject sits on the upright cycle without doing any exercise. After the first minute, the subject starts cycling to a level of 30 W and remains at that level for six minutes (warm-up stage). After the six minutes, the subject stops cycling and rests in the same position for four minutes. After the four-minute rest, the subject starts cycling at a level of 100 W and maintains this intensity for six minutes. The level is then increased and the subject maintains a 140 W level for four minutes. Again, the cycling level is increased and the subject maintains a cycling power of 180 W for one minute, followed by a 200 W cycling effort for the last minute. The subject then stops cycling and rests for five minutes in the same position, without leaving the climate chamber. After the five-minute rest, the Polar® M400 watch is turned off, and the Hexoskin data-collection device is disconnected. Figure 2 shows the experimental protocol used on all subjects under the two climates.

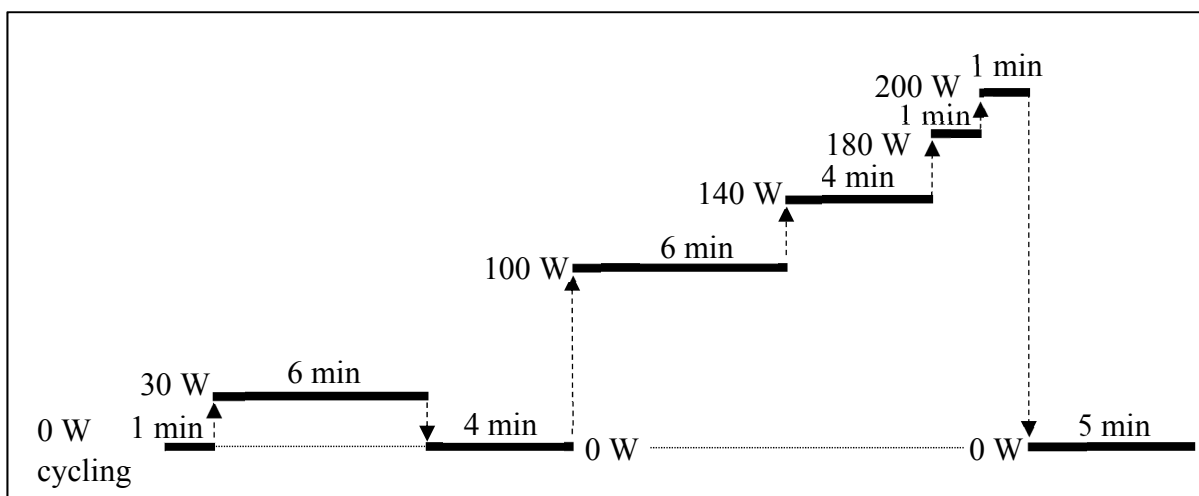


Figure 2. Experimental protocol

The subject leaves the climate chamber and is asked to rest for an additional ten minutes before leaving the laboratory, to ensure he is in healthy condition. After completing his first test, the subject was required to wait a minimum of three days before doing his second test. All data collected by the Polar® M400 watch and the Hexoskin data-collection device were transferred to a personal computer after each test.

Data analysis

The collected data was analyzed using STATA®/SE (version 11.2), a data analysis and statistical software (StataCorp LP, Texas, USA). We started by comparing the degree of correlation between the two devices (Hexoskin and Polar®) and for each level of effort. In this first approach, we tried to ascertain whether the changes that occur in the collected data of the first variable (Polar®) affect in a predictable way, the changes that occur in the data collected by the second variable (Hexoskin). This evaluation would also provide an estimation of the highest and lowest percentage of correlation between the two devices, and at which level of exertion or climate condition. A degree of correlation higher than 0.70 (70%) was considered to be positively correlated and the null hypothesis (equality of means of heart rates reported by the two devices) would not be rejected under these circumstances (Yang et al.). Then, the data were analyzed using the Wilks' lambda test of equality of means (M. Zhao et al.). This statistical method checked for any significant differences between the mean values of the collected data (of the 12 subjects) from the two devices, at any level of exertion or under any climate, but without taking into consideration the physical characteristics of the subjects, such as their weight and height. A p-value equal to or less than 0.05 would indicate a significant difference in the mean values.

A third analysis was conducted by using the ANOVA method with repeated data. The physical characteristics of the subjects were considered in order to see if they affected the correlations between the two devices and if any significant differences appeared (p-value ≤ 0.05).

Finally, the linear regressions method with mixed data was used for examining the switching of the devices (from Polar® to Hexoskin and vice-versa) from one level of exertion to the next. The previous switching was checked relevant to exhibiting any significant differences between the data collected by the two devices, by taking into consideration the physical characteristics of the subjects.

Results

The validity of the Hexoskin wearable biometric system to monitor heart rate was assessed in four different ways using various levels of physical exertion, which were determined by the effort made by the subject during the tests. Table 2 shows the physical effort and each level's duration.

Table 2. Physical effort and its duration for each level

Levels	Physical effort (Watts)	Duration (minutes)	Status
1	0	1	Acclimatization
2	30	6	Warm-up
3	0	4	Rest
4	100	6	Low effort
5	140	4	Medium effort
6	180	1	Intense effort
7	200	1	Very intense effort
8	0	5	Recovery

The first step in analyzing the validity of the Hexoskin wearable biometric system was to test whether the variations of the mean values collected by the Hexoskin are predictable using the variations that were captured by the Polar® device. The results are displayed in Table 3 and are associated to the method comparing the degree of correlation. The degree of correlation between the two devices has a minimum of 0.9162 (91.62%) for level 1 in a moderate climate and a maximum of 0.9995 (99.95%) for level 5 in a hot and humid climate. The average degree of correlation in the moderate climate is 0.9987 (99.87%) and in the hot and humid climate, it is 0.9985 (99.85%).

Table 3. Results of comparison of the degree of correlation between the two devices

Levels	Correlation between Hexoskin and Polar® (Moderate climate)	Correlation between Hexoskin and Polar® (Hot and humid climate)
1	0.9162	0.9611
2	0.9844	0.9817
3	0.9848	0.9863
4	0.9981	0.9977
5	0.9993	0.9995
6	0.9992	0.9993
7	0.9991	0.9992
8	0.9991	0.9991
Average	0.9987	0.9985

For a clearer visual comparison, the charts below present the mean values of the heart rates detected by the two devices, averaged every minute, for all the subjects in the moderate climate (Figure 3a) and in the hot and humid climate (Figure 3b).

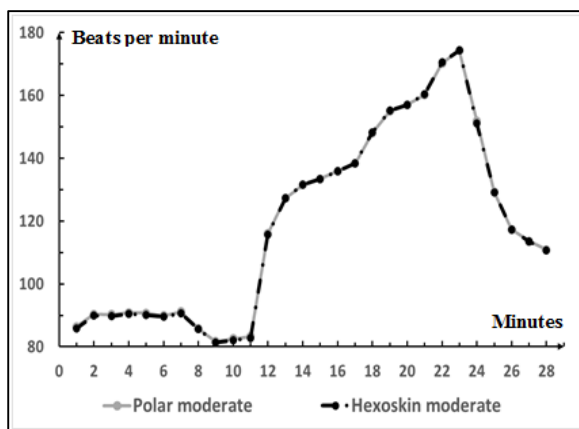


Figure 3a. Average heart rates detected by the two devices in moderate climate.

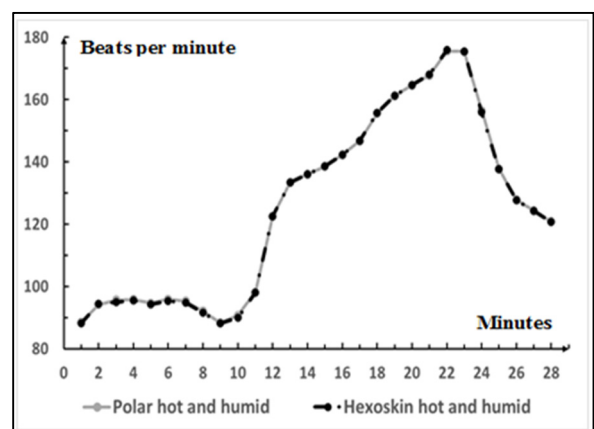


Figure 3b. Average heart rates detected by the two devices in hot and humid climate.

A clear indication of the high correlation between the two data collected from the two devices is the overlapping of the two curves in each line diagram. For all the line diagrams and climates, the low physical effort related to level 1 (0 W), 2 (30 W) and 3 (100 W) has little effect on the heart rate, as seen by the diagram's tendency to be a straight line between minute 1 and minute 11 (level 1, 2 and 3). However, between minutes 11 and 17 (level 4), even though the physical effort was maintained at 100 W, the curves continue to increase. Finally, after minute 21, even a small increase in physical effort (increase of 40 W from minute 21 to 22, and 20 W from minute 22 to 23) led to significant heart rate raises, which are visible in the two diagrams as the important positive slopes occurring between minutes 21 and 23 (level 6 and 7). Although the two diagrams (in moderate, in hot and humid climates) are not exactly similar in shape, they reach the same peak after minute 23, which corresponds to approximately 175 beats per minute.

The results of the analysis using the Wilks' lambda test of equality of means are listed in Table 4. The p-values associated with the F test (probability > F) were always superior to 0.05. The two lowest p-values occurred for the same level of exertion (level 2). In the moderate climate, p-value was 0.3467 and in the hot and humid climate, it had the value of 0.6336. The average p-value was 0.9967 in the moderate climate and 0.9988 in the hot and humid climate.

Table 4. Results from the Wilks' lambda test of equality of means

Climate	Moderate		Hot and humid		
	Levels	F value	Probability > F	F value	Probability > F
	1	0.24	0.9451	0.05	0.9981
	2	1.12	0.3467	0.69	0.6336
	3	0.27	0.9314	0.66	0.6527
	4	0.02	0.9999	0.00	1.0000
	5	0.02	0.9999	0.02	0.9998
	6	0.02	0.9999	0.03	0.9994
	7	0.07	0.9964	0.09	0.9935
	8	0.02	0.9998	0.03	0.9995
	Average	0.07	0.9967	0.04	0.9988

When we took into consideration the physical characteristics of the subjects, such as their weight, height, age and body mass index, while analyzing the data, by using the ANOVA method with repeated data, we found the results listed below in Table 5. The p-value while comparing the data collected by the two devices and under the same level of exertion had an average of 0.9934. We also found that if we compare the data collected in moderate and in hot and humid climates, the average p-value decreases until 0.0428. The p-value while comparing the data collected by the two devices and under the same climate had an average of 0.9803. After adding the physical characteristics of the subjects, the p-values for the same comparison were 0.4421 (after adding the ages), 0.4781 (after adding the heights), 0.4853 (after adding the weights) and 0.5118 (after adding the body mass indexes).

Table 5. Results from the ANOVA analysis with repeated data

Heart rate	Mean squared	F value	Probability > F
Polar® versus Hexoskin (same level)	0.22	0.00	0.9934
Moderate versus hot and humid	14235.02	4.38	0.0428
Polar® versus Hexoskin (same climate)	2.00	0.00	0.9803
Adding ages	1960.31	0.60	0.4421
Adding heights	1667.76	0.51	0.4781
Adding weights	1613.66	0.50	0.4853
Adding body mass indexes	1425.61	0.44	0.5118

Finally, the linear regression with mixed data method was used. The results are listed in Table 6. We found that the lowest p-value associated to the z value (Probability > z) was 0.693. This value was obtained by going from the first level of exertion to the second and by switching devices (from Polar® to Hexoskin). Any p-value equal to or less than 0.05 would reveal a significant difference. The highest p-value found was 0.824 associated to the transition from level 2 to level 3. Even after taking into consideration the physical characteristics of the subjects, the p-value was never less than 0.602 (by adding ages) and rose to 0.971 after adding the body mass indexes.

Table 6. Results from the linear regressions with mixed data method

Heart rate	Coefficient	Standard error	z value	Probability > z
Levels 1-2	2.08	5.28	0.39	0.693
Levels 2-3	1.19	5.38	0.22	0.824
Levels 3-4	1.38	5.20	0.27	0.790
Levels 4-5	1.82	5.38	0.34	0.735
Levels 5-6	1.91	6.81	0.28	0.779
Levels 6-7	2.25	6.81	0.33	0.741
Levels 7-8	1.62	5.20	0.31	0.755
Adding ages	0.29	0.56	0.52	0.602
Adding heights	-78.84	383.31	-0.21	0.837
Adding weights	0.15	4.39	0.04	0.971
Adding body mass indexes	-3.61	13.48	-0.27	0.789

Discussion

The capacity of the wearable biometric system (Hexoskin) to monitor heart rate in two different climate conditions and under variable physical activities was assessed using four different statistical methods. The results of correlations between the Polar® and Hexoskin systems, using the Karl Pearson's coefficient, show that the two devices are highly similar in terms of performance in measuring heart rates, under the two climate conditions and the eight levels of physical exertion (correlation degrees > 0.70). The average correlation percentage was almost 99.8%. This first conclusion is also visible in Figure 3a and Figure 3b where each diagram (representing the data collected by the Hexoskin and Polar systems during all the tests) clearly shows the overlapping of the two curves.

Using the Wilks' lambda test of equality of means, we found that Hexoskin and Polar® had the same means when the same climate condition was considered. This result remained valid for each of the eight levels of the experiment. Indeed, in Table 4, the p-values associated with the F test were always superior to 0.05, which led us not to reject the null hypothesis of equality of means. The results from the ANOVA analysis displayed in Table 5 showed that the two devices did not have significant differences in influencing the variations of heart rates when

we checked for the physiological characteristics of each subject and the climatic conditions of the experiment. Indeed, the high p-value associated to the F test of the variance between the two devices (0.9934) did not allow for the rejection of the null hypothesis of difference's absence between Polar® and Hexoskin. Even when considering the ages, weights, heights and body mass indexes of all the subjects, the associated p-values were always greater than 0.05 and were respectively, 0.4421, 0.4853, 0.4781 and 0.5118. Also, when the mean values were compared under different climates, it was found that there was not significant difference (p-value = 0.0428), which was expected as the subjects did not have the same heart rates for a same given level, under two different climates (Galloway & Maughan, 1997). That is why we can clearly understand that the mean values in Figure 3a are always lower than those in Figure 3b at the same level of exertion (except for minute 23, where they are equal).

Based on the results obtained by the linear regressions method with mixed data, the lowest p-value (0.693) associated to the Z tests was also higher than 0.05, which suggested that there was no significant difference when switching from Polar® to Hexoskin, and from one level of exertion to the next, under the same climate. After adding the physical characteristics of all subjects, we found that the calculated p-values were between 0.602 and 0.971 (larger than 0.05), which led us to the same conclusion as before. No significant differences appeared between Polar® and Hexoskin, when the levels of exertion changed under the same climate, regardless of the weight, age, height or body mass index of the subject.

Conclusions

The validity of the Hexoskin wearable biometric shirt to monitor heart rate in two different climate conditions and under variable physical activities was analyzed and assessed using four different statistical methods. They all concluded to the absence of significant differences between Polar® and Hexoskin in their respective capacities to record with accuracy the heart rates for the same climate condition and when taking into consideration certain physiological characteristics of the subjects.

Finally, we found that the Hexoskin wearable shirt can be used in both moderate and hot and humid climates to monitor the heart rate of any subject, regardless of his age, weight or height. It can also be used by athletes to monitor their heart rates under variable physical activities that range from rest to extreme physical exertion.

Acknowledgments

The authors would like to thank the Fonds de Recherche du Québec - Nature et Technologies (FRQNT) for its financial contribution to this study.

Conflicts of Interest

The Hexoskin wearable biometric shirts used in this study were provided by Carré Technologies Inc. Carré Technologies Inc. had no role in developing, conducting or analyzing this study. The authors declare that they have no conflict of interest with the Hexoskin wearable biometric shirt and Polar® biometric systems used in this study.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ACGIH. (1995). Threshold Limit Values for Chemical Substances and Physical Agents and Biological Exposure Indices. Dans *American Conference of Governmental Industrial Hygienists*.
- Al Sayed, C., Vinches, L., & Hallé, S. (2016). Towards Optimizing a Personal Cooling Garment for Hot and Humid Deep Mining Conditions. *Open Journal of Optimization*, 5(01), 35. doi: 10.4236/ojop.2016.51005
- Alber-Wallerström, B., & Holmer, I. (1985). Efficiency of sweat evaporation in unacclimatized man working in a hot humid environment. *European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology*, 54(5), 480-487. doi: <https://doi.org/10.1007/BF00422956>
- ASHRAE-Handbook. (2001). Fundamentals. *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta*, 111.
- Bain, B. (1991). *Effectiveness of ice-vest cooling in prolonging work tolerance time during heavy exercise in the heat for personnel wearing Canadian Forces chemical defence ensembles*. DTIC Document.
- Banta, G., & Braun, D. (1992). Heat strain during at-sea helicopter operations and the effect of passive microclimate cooling. *Aviation, space, and environmental medicine*, 63(10), 881-885.
- Bartkowiak, G., Dabrowska, A., & Marszalek, A. (2017). Assessment of an active liquid cooling garment intended for use in a hot environment. *Applied ergonomics*, 58, 182-189. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2016.06.009>
- Bartkowiak, G., Dąbrowska, A., & Marszałek, A. (2014). Assessment of the human responses to the influence of personal liquid cooling system in the hot environment. *International Journal of Clothing Science and Technology*, 26(2), 145-163. doi: 10.1108/IJCST-03-2013-0024
- Barwood, M. J., Davey, S., House, J. R., & Tipton, M. J. (2009). Post-exercise cooling techniques in hot, humid conditions. *Eur J Appl Physiol*, 107(4), 385-396. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/s00421-009-1135-1>

- Barwood, M. J., Newton, P. S., & Tipton, M. J. (2009). Ventilated vest and tolerance for intermittent exercise in hot, dry conditions with military clothing. *Aviation, space, and environmental medicine*, 80(4), 353-359. doi: <https://doi.org/10.3357/ASEM.2411.2009>
- Bennett, B. L., Hagan, R. D., Huey, K. A., Minson, C., & Cain, D. (1995). Comparison of two cool vests on heat-strain reduction while wearing a firefighting ensemble. *European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology*, 70(4), 322-328. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/BF00865029>
- Borg, G. A. (1982). Psychophysical bases of perceived exertion. *Med sci sports exerc*, 14(5), 377-381.
- Britter, R., Weil, J., Leung, J., & Hanna, S. (2011). Toxic industrial chemical (TIC) source emissions modeling for pressurized liquefied gases. *Atmospheric Environment*, 45(1), 1-25. doi: <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2010.09.021>
- Burton, D. (1969). Engineering aspects of personal conditioning. Dans *Proceedings, Symposium on Individual Cooling* (pp. 33-49).
- Butts, C. L., Smith, C. R., Ganio, M. S., & McDermott, B. P. (2017). Physiological and perceptual effects of a cooling garment during simulated industrial work in the heat. *Applied ergonomics*, 59, 442-448. doi: <https://doi.org/10.1016/j.apergo.2016.10.001>
- Cadarette, B. C., Latzka, W. A., Levine, L., & Sawka, M. N. (1991). *A physiological evaluation of a prototype air-vest microclimate cooling system*. DTIC Document.
- Cadarette, B. S., Chevront, S. N., Kolka, M. A., Stephenson, L. A., Montain, S. J., & Sawka, M. N. (2006). Intermittent microclimate cooling during exercise-heat stress in US army chemical protective clothing. *Ergonomics*, 49(2), 209-219. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00140130500436106>
- Carlsen, C., & Akin, D. (2018). Investigation of a Solid-State Cooling System for Analog EVA Life Support. Dans. 48th International Conference on Environmental Systems. Repéré à <http://hdl.handle.net/2346/74206>
- Carré-Technologies. (2016). Hexoskin wearable body metrics. Repéré le 04/07/2016 à <http://www.hexoskin.com/>

- CDC. Target heart rate and estimated maximum heart rate. Repéré le July 21 à www.cdc.gov/physicalactivity/basics/measuring/hearttrate.htm
- Chan, A. P., Wong, F. K., Li, Y., Wong, D. P., & Guo, Y. P. (2015). Evaluation of a Cooling Vest in Four Industries in Hong Kong. *Journal of Civil Engineering and Architecture Research*, 2(6), 677-691.
- Chan, A. P., Yang, Y., Wong, D. P., Lam, E. W. M., & Li, Y. (2013). Factors affecting horticultural and cleaning workers' preference on cooling vests. *Building and Environment*, 66, 181-189. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.04.021>
- Cheatham, S. W., Kolber, M. J., & Ernst, M. P. (2015). Concurrent validity of resting pulse-rate measurements: a comparison of 2 smartphone applications, the polar H7 belt monitor, and a pulse oximeter with bluetooth. *Journal of sport rehabilitation*, 24(2), 171-178. doi: <https://doi.org/10.1123/jsr.2013-0145>
- ChemicaLogic-Corporation. Repéré le 09-11 à http://www.chemicallogic.com/Documents/co2_mollier_chart_met.pdf
- Chinevere, T. D., Cadarette, B. S., Goodman, D. A., Ely, B. R., Chevront, S. N., & Sawka, M. N. (2008). Efficacy of body ventilation system for reducing strain in warm and hot climates. *Eur J Appl Physiol*, 103(3), 307-314. doi: <https://doi.org/10.1007/s00421-008-0707-9>
- Chong-Guang, R., & Zhang, C.-J. (2017). Investigation on performance of three personal cooling systems in mitigating heat strain by means of thermal manikin. *Thermal Science*, 21(4), 1789-1795. doi: <https://doi.org/10.2298/TSCII60615070R>
- D'Angelo, M., D'Angelo, J., Almajali, M., Lafdi, K., Delort, A., & Elmansori, M. (2014). Augmented cooling vest system subassembly: Design and analysis. *Energy Conversion and Management*, 79, 140-145. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.12.004>
- Denki, S. (2018). San Ace. Repéré le 26/07/2018 à <http://www.sanyodenki.us/sda/data/cooling/catalog/Blower.pdf>

- Dessureault, P. C., & Doucet, M. (2003). Evaluation of the Thermal Constraint Indicators in Deep Mining-Évaluation des Indices de Contrainte Thermique en Mines Profondes. *R-350, Institut de Recherche Robert-Sauvé en Santé et en Sécurité du Travail, Montréal.*
- Dijikey.ca. (2016). Repéré à <http://www.digikey.ca/product-detail/en/laird-technologies-engineered-thermal-solutions/AA-200-24-44-00-XX/926-1046-ND/2352309>
- Düking, P., Hotho, A., Holmberg, H. C., Fuss, F. K., & Sperlich, B. (2016). Comparison of Non-Invasive Individual Monitoring of the Training and Health of Athletes with Commercially Available Wearable Technologies. *Frontiers in Physiology*, 7. doi: <https://doi.org/10.3389/fphys.2016.00071>
- Edwards, R., Harrison, M., & Paine, K. (1976). *Evaluation of the liquid conditioned coverall during simulated cockpit standby in the heat.* Royal Air Force Institute of Aviation Aircrew Equipment Group. Report.
- Enescu, D., & Virjoghe, E. O. (2014). A review on thermoelectric cooling parameters and performance. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 903-916. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.045>
- F-chart. (2018). Engineering Equation Solver. Repéré le 25/07/2018 à <http://www.fchart.com/ees/>
- Filingeri, D., Fournet, D., Hodder, S., & Havenith, G. (2014). Body mapping of cutaneous wetness perception across the human torso during thermo-neutral and warm environmental exposures. *Journal of Applied Physiology*, 117(8), 887-897. doi: <https://doi.org/10.1152/jappphysiol.00535.2014>
- Galloway, S., & Maughan, R. J. (1997). Effects of ambient temperature on the capacity to perform prolonged cycle exercise in man. *Medicine and science in sports and exercise*, 29(9), 1240-1249. doi: 10.1097/00005768-199709000-00018
- Gatley, D. P. (2000). Dehumidification enhancements for 100-percent-outside-air AHUs. *Heating/piping/air conditioning engineering*, 72(10), 51-59.
- Giles, D., Draper, N., & Neil, W. (2016). Validity of the Polar V800 heart rate monitor to measure RR intervals at rest. *Eur J Appl Physiol*, 116(3), 563-571. doi: <https://doi.org/10.1007/s00421-015-3303-9>

- Glitz, K. J., Seibel, U., Rohde, U., Gorges, W., Witzki, A., Piekarski, C., & Leyk, D. (2015). Reducing heat stress under thermal insulation in protective clothing: microclimate cooling by a 'physiological' method. *Ergonomics*, *58*(8), 1461-1469. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00140139.2015.1013574>
- Green, D. W., & Perry, R. H. (1973). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (Edición Don W. Green y Robert H. Perry éd.).
- Hadid, A., Yanovich, R., Erlich, T., Khomenok, G., & Moran, D. S. (2008). Effect of a personal ambient ventilation system on physiological strain during heat stress wearing a ballistic vest. *Eur J Appl Physiol*, *104*(2), 311-319. doi: 10.1007/s00421-008-0716-8
- Harriman, L. (2003). 20 years of commercial desiccant systems. Where they've been, where they are, and where they're going. *Heating/piping/air conditioning engineering*, *75*(6), 43-44.
- Hartman, H. L., Mutmansky, J. M., Ramani, R. V., & Wang, Y. (2012). *Mine ventilation and air conditioning*. John Wiley & Sons.
- He, M. c. (2009). Application of HEMS cooling technology in deep mine heat hazard control. *Mining Science and Technology*, *19*(3), 269-275. doi: [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60051-X](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60051-X)
- Hebrard, J., Antoine, F., & Lacome, J.-M. (2011). *Assessment of the models for the estimation of the CO2 releases toxic effects* présentée à 12. International Conference on multiphase flow in industrial plants (MFIP 12), Ischia, Italy.
- House, J., Lunt, H., Taylor, R., Milligan, G., Lyons, J., & House, C. (2013). The impact of a phase-change cooling vest on heat strain and the effect of different cooling pack melting temperatures. *Eur J Appl Physiol*, *113*(5), 1223-1231. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/s00421-012-2534-2>
- Hsieh, C. S. (1994). Portable thermoelectric dehumidifier: Google Patents.
- Jeong, E. S. (2014). A new approach to optimize thermoelectric cooling modules. *Cryogenics*, *59*, 38-43. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.cryogenics.2013.12.003>

- Kaufman, J. W., & Fatkin, L. T. (2001). *Assessment of advanced personal cooling systems for use with chemical protective outer garments*. DTIC Document.
- Kenny, G. P., Schissler, A. R., Stapleton, J., Piamonte, M., Binder, K., Lynn, A., . . . Hardcastle, S. G. (2011). Ice Cooling Vest on Tolerance for Exercise under Uncompensable Heat Stress. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 8(8), 484-491. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2011.596043>
- Kim, J.-H., Coca, A., Williams, W. J., & Roberge, R. J. (2011a). Effects of Liquid Cooling Garments on Recovery and Performance Time in Individuals Performing Strenuous Work Wearing a Firefighter Ensemble. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 8(7), 409-416. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/15459624.2011.584840>
- Kim, J.-H., Coca, A., Williams, W. J., & Roberge, R. J. (2011b). Subjective perceptions and ergonomics evaluation of a liquid cooled garment worn under protective ensemble during an intermittent treadmill exercise. *Ergonomics*, 54(7), 626-635. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00140139.2011.583362>
- Kim, S., & Lee, J.-Y. (2016). Skin sites to predict deep-body temperature while wearing firefighters' personal protective equipment during periodical changes in air temperature. *Ergonomics*, 59(4), 496-503. doi: <https://doi.org/10.1080/00140139.2015.1075604>
- Lai, D., Wei, F., Lu, Y., & Wang, F. (2017). Evaluation of a hybrid personal cooling system using a manikin operated in constant temperature mode and thermoregulatory model control mode in warm conditions. *Textile Research Journal*, 87(1), 46-56. doi: <https://doi.org/10.1177/0040517515622152>
- Leung, J. (1995). *The Omega method for discharge rate calculations* présentée à International Symposium on Runaway Reactions and Pressure Relief Design.
- Leung, J., & Grolmes, M. (1988). A generalized correlation for flashing choked flow of initially subcooled liquid. *AIChE*, 34(4), 688-691.
- Leveritt, S. (1998). Heat stress in mining. *Work-Safe Australia Ergonomics Review*. Repéré à https://www.ergonomics.org.au/downloads/EA_Journals/Heat_Stress_in_Mining_-_leveritt.pdf

- Li, C.-T., Cao, J., & Li, T. M. H. (2016). *Eustress or distress: an empirical study of perceived stress in everyday college life* présentée à Proceedings of the 2016 ACM International Joint Conference on Pervasive and Ubiquitous Computing: Adjunct, Heidelberg, Germany. doi: 10.1145/2968219.2968309
- Liu, Y. H., & Matsusaka, S. (2012). Characteristics of Dry Ice Particles Produced by Expanding Liquid Carbon Dioxide and its Application for Surface Cleaning. Dans *Advanced Materials Research* (Vol. 508, pp. 38-42). doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.508.38>
- Lu, Y., Wei, F., Lai, D., Shi, W., Wang, F., Gao, C., & Song, G. (2015). A novel personal cooling system (PCS) incorporated with phase change materials (PCMs) and ventilation fans: An investigation on its cooling efficiency. *Journal of Thermal Biology*, 52, 137-146. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.jtherbio.2015.07.002>
- Lutz, E. A., Reed, R. J., Turner, D., & Littau, S. R. (2014). Occupational heat strain in a hot underground metal mine. *Journal of Occupational and Environmental Medicine*, 56(4), 388-396. doi: 10.1097/JOM.0000000000000107
- Maley, M. J., Minett, G. M., Bach, A. J. E., Zietek, S. A., Stewart, K. L., & Stewart, I. B. (2018). Internal and external cooling methods and their effect on body temperature, thermal perception and dexterity. *PLOS ONE*, 13(1), e0191416. doi: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0191416>
- Marshall, B. (2014). *The Mining Association of Canada (MAC): Facts and Figures of the Canadian mining industry*.
- Mazzoldi, A., Hill, T., & Colls, J. J. (2008). CO₂ transportation for carbon capture and storage: sublimation of carbon dioxide from a dry ice bank. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2(2), 210-218. doi: [https://doi.org/10.1016/S1750-5836\(07\)00118-1](https://doi.org/10.1016/S1750-5836(07)00118-1)
- McCullough, E. A., & Eckels, S. (2009). *Evaluation of personal cooling systems for soldiers* présentée à Proceedings 13th international conference on environmental ergonomics, Kansas State University, Manhattan, KS 66506 USA.
- McLellan, T. M. (2007). *The efficacy of an air-cooling vest to reduce thermal strain for Light Armour Vehicle personnel*. Defence research and development Toronto (Canada).

- McLellan, T. M., Frim, J., & Bell, D. (1999). Efficacy of air and liquid cooling during light and heavy exercise while wearing NBC clothing. *Aviation, space, and environmental medicine*, 70(8), 802-811.
- Michael Donoghue, A. (2004). Heat illness in the U.S. mining industry. *American Journal of Industrial Medicine*, 45(4), 351-356. doi: 10.1002/ajim.10345. Repéré à <http://dx.doi.org/10.1002/ajim.10345>
- Michael Donoghue, A. (2004). Heat illness in the US mining industry. *American journal of industrial medicine*, 45(4), 351-356. doi: <https://doi.org/10.1002/ajim.10345>
- Mokhtari Yazdi, M., & Sheikhzadeh, M. (2014). Personal cooling garments: a review. *The Journal of The Textile Institute*, 105(12), 1231-1250. doi: <https://doi.org/10.1080/00405000.2014.895088>
- Montes, J., Stone, T. M., Manning, J. W., McCune, D., Tacad, D. K., Young, J. C., . . . Navalta, J. W. (2015). Using Hexoskin Wearable Technology to Obtain Body Metrics in a Trail Hiking Setting. *International Journal of Exercise Science*, 8(4), 11.
- Muza, S. R., Pimental, N. A., & Cosimini, H. M. (1987). *Effectiveness of an Air Cooled Vest Using Selected Air Temperature, Humidity and Air Flow Rate, Combinations*. DTIC Document.
- National-Instruments-Corporation. (2017). LabView. Repéré le 06/08 à <http://www.ni.com/fr-ca/shop/labview/buy-labview.html>
- Ngô, V. T. M. (2017). *Détermination des critères ergonomiques de conception et de performance d'une veste de refroidissement adaptée au travail en mines profondes* (École de technologie supérieure).
- Ngô, V. T. M., Nadeau, S., & Hallé, S. (2017). Ergonomic design of a cooling vest in deep and ultra-deep mining environments. *Occupational Ergonomics*, 13(S1), 115-126. doi: 10.3233/OER-170259
- Officiel du Québec, É. (2007). Règlement sur la santé et la sécurité du travail. *Extrait de la Gazette officielle du Québec. Décret*, 885-2001.

- Pandolf, K. B., Gonzalez, J., Sawka, M., Teal, W., Pimental, N., & Constable, S. (1995). *Tri-Service Perspectives on Microclimate Cooling of Protective Clothing in the Heat*. DTIC Document. Repéré à <https://apps.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a294005.pdf>
- Perry, R. H., & Green, D. W. (1999). *Perry's chemical engineers' handbook*. McGraw-Hill Professional.
- Pham, L. H. H. P., & Rusli, R. (2016). A review of experimental and modelling methods for accidental release behaviour of high-pressurised CO₂ pipelines at atmospheric environment. *Process Safety and Environmental Protection*, 104, 48-84. doi: <https://doi.org/10.1016/j.psep.2016.08.013>
- Piekarski, C. (1995). Climatic stress in coalmining in Germany: occupational health aspects. *Ergonomics*, 38(1), 23-35. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00140139508925082>
- Polar. (2016). M400-H7. Repéré le 04/10/2016 à https://www.polar.com/ca-en/products/sport/M400#support_accessories
- Porticos. (2018). Porticool Personal Cooling System. Repéré le 25/07/2018 à <http://www.porticos.net/portfolio/porticool-personal-cooling-system>
- Pursell, M. (2012). *Experimental investigation of high pressure liquid CO₂ release behaviour* présentée à Hazards Symposium Series, Southport, UK.
- Regulation respecting occupational health and safety, chapter S-2.1, r. 13 (2001).
- Richardson, G., Cohen, J. B., McPhate, D. C., & Hayes, P. A. (1988). A personal conditioning system based on a liquid-conditioned vest and a thermoelectric supply system. *Ergonomics*, 31(7), 1041-1047. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/00140138808966743>
- Riffat, S. B., & Ma, X. (2004). Improving the coefficient of performance of thermoelectric cooling systems: a review. *International Journal of Energy Research*, 28(9), 753-768. doi: <http://dx.doi.org/10.1002/er.991>
- Rowe, D. M. (2005). *Thermoelectrics handbook: macro to nano*. CRC press.

- Saha, R., Dey, N. C., Samanta, A., & Biswas, R. (2008). A comparison of physiological strain of carriers in underground manual coal mines in India. *International journal of occupational and environmental health*, 14(3), 210-217. doi: <https://doi.org/10.1179/oeht.2008.14.3.210>
- Shirish, A., Kapadia, V., Kumar, S., Kumar, S., Mishra, S., & Singh, G. (2016). Effectiveness of a cooling jacket with reference to physiological responses in iron foundry workers. *International journal of occupational safety and ergonomics*, 22(4), 487-493. doi: <https://doi.org/10.1080/10803548.2016.1181484>
- Smith, C. J., & Havenith, G. (2011). Body mapping of sweating patterns in male athletes in mild exercise-induced hyperthermia. *Eur J Appl Physiol*, 111(7), 1391-1404. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/s00421-010-1744-8>
- Song, W., Wang, F., & Wei, F. (2016). Hybrid cooling clothing to improve thermal comfort of office workers in a hot indoor environment. *Building and Environment*, 100, 92-101. doi: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.02.009>
- Speckman, K. L., Allan, A. E., Sawka, M. N., Young, A. J., Muza, S. R., & Pandolf, K. B. (1988). Perspectives in microclimate cooling involving protective clothing in hot environments. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 3(2), 121-147. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0169-8141\(88\)90015-7](http://dx.doi.org/10.1016/0169-8141(88)90015-7)
- Stroop, J. R. (1992). Studies of interference in serial verbal reactions. *Journal of Experimental Psychology: General*, 121(1), 15.
- Tanaka, K., Nakamura, K., & Katafuchi, T. (2014). Self-perspiration garment for extravehicular activity improves skin cooling effects without raising humidity. *Acta Astronautica*, 104(1), 260-265. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.actaastro.2014.08.009>
- Teunissen, L. P. J., Wang, L.-C., Chou, S.-N., Huang, C.-h., Jou, G.-T., & Daanen, H. A. M. (2014). Evaluation of two cooling systems under a firefighter coverall. *Applied ergonomics*, 45(6), 1433-1438. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apergo.2014.04.008>
- Thornley, L. J., Cheung, S. S., & Sleivert, G. G. (2003). Responsiveness of thermal sensors to nonuniform thermal environments and exercise. *Aviation, space, and environmental medicine*, 74(11), 1135-1141.

- Tritt, T. M. (2002). Thermoelectric materials: principles, structure, properties, and applications. *Encyclopedia of materials: Science and Technology*, 1-11.
- Ullmann, F., Gerhartz, W., Yamamoto, Y. S., Campbell, F. T., Pfefferkorn, R., & Rounsaville, J. F. (1985). *Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry*. VCH publishers.
- Vallerand, A., Michas, R., Frim, J., & Ackles, K. (1991). Heat balance of subjects wearing protective clothing with a liquid-or air-cooled vest. *Aviation, space, and environmental medicine*, 62(5), 383-391.
- Vernieuw, C. R., Stephenson, L. A., & Kolka, M. A. (2007). Thermal comfort and sensation in men wearing a cooling system controlled by skin temperature. *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society*, 49(6), 1033-1044. doi: 10.1518/001872007X249893
- Villar, R., Beltrame, T., & Hughson, R. L. (2015). Validation of the Hexoskin wearable vest during lying, sitting, standing, and walking activities. *Applied Physiology, Nutrition, and Metabolism*, 40(10), 1019-1024. doi: <https://doi.org/10.1139/apnm-2015-0140>
- Von Baczko, K., Becke-Goehring, M., Buschbeck, K.-C., Gmelin, L., Meyer, R. J., Peters, F., & Pietsch, E. H. (1970). *Gmelins Handbuch der anorganischen Chemie*. Verlag Chemie.
- Ward-Smith, A. (1979). Critical flowmetering: The characteristics of cylindrical nozzles with sharp upstream edges. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1(3), 123-132. doi: [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(79\)90028-6](https://doi.org/10.1016/0142-727X(79)90028-6)
- Webb, P., Troutman Jr, S. J., & Annis, J. F. (1970). Automatic cooling in water cooled space suits. *Aerospace medicine*, 41(3), 269.
- Weber, S. (1999). Air cooling garment for medical personnel: Google Patents.
- Xiaojie, Y., Qiaoyun, H., Jiewen, P., Xiaowei, S., Dinggui, H., & Chao, L. (2011). Progress of heat-hazard treatment in deep mines. *Mining Science and Technology (China)*, 21(2), 295-299. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.mstc.2011.02.015>

- Yang, Y., Stapleton, J., Diagne, B. T., Kenny, G. P., & Lan, C. Q. (2012). Man-portable personal cooling garment based on vacuum desiccant cooling. *Applied Thermal Engineering*, 47, 18-24. doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.04.012>
- Zhang, Y., Bishop, P. A., Green, J. M., Richardson, M. T., & Schumacker, R. E. (2010). Evaluation of a Carbon Dioxide Personal Cooling Device for Workers in Hot Environments. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene*, 7(7), 389-396. doi: <http://dx.doi.org/10.1080/15459621003785554>
- Zhao, M., Gao, C., Li, J., & Wang, F. (2015). Effects of two cooling garments on post-exercise thermal comfort of female subjects in the heat. *Fibers and Polymers*, 16(6), 1403-1409. doi: <http://dx.doi.org/10.1007/s12221-015-1403-0>
- Zhao, M., Gao, C., Wang, F., Kuklane, K., Holmer, I., & Li, J. (2013). The torso cooling of vests incorporated with phase change materials: a sweat evaporation perspective. *Textile Research Journal*, 83(4), 418-425. doi: <https://doi.org/10.1177/0040517512460294>
- Zhao, Y., Yi, W., Chan, A. P. C., Wong, F. K. W., & Yam, M. C. H. (2017). Evaluating the Physiological and Perceptual Responses of Wearing a Newly Designed Cooling Vest for Construction Workers. *Annals of Work Exposures and Health*, 61(7), 883-901. doi: <http://dx.doi.org/10.1093/annweh/wxx055>