# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

# ANALISI DEL SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO DEL CORPO UMANO ALL'INTERNO DELLE TUTE SPAZIALI DURANTE LE ATTIVITA' EXTRA-VEICOLARI


Relatore
Prof. Stefania SCARSOGLIO
Co-relatore
Flavio GENTILE

Candidato
Alessandro MOLINAS


Aprile 2024

**Abstract**

L'esplorazione spaziale è uno dei più grandi traguardi che l'umanità possa raggiungere, ma l'ostilità dello spazio pone enormi sfide da dover superare per garantire la sopravvivenza e il comfort degli astronauti. Le attività extra-veicolari sono operazioni estreme in cui l'astronauta abbandona la protezione data dalle pareti dello *spacecraft* e viene a contatto con il vuoto e le minacce dell'ambiente spaziale. La ricerca e la sperimentazione hanno portato, nel corso dei decenni, allo sviluppo di sistemi sofisticati concepiti per proteggere gli astronauti, impegnati nelle attività extra-veicolari, dall'assenza di pressione e atmosfera respirabile, dalle radiazioni ionizzanti e dalle forti variazioni di temperatura che caratterizzano l'ambiente spaziale. Il controllo termico del corpo umano all'interno delle tute spaziali è cruciale, le attività extra-veicolari sono delle attività ad alta richiesta metabolica, soprattutto se effettuate su superfici extra-terrestri, con conseguente produzione di calore da parte del corpo degli astronauti. L'eliminazione del calore in eccesso per mantenere l'equilibrio termico è un aspetto essenziale per garantire non solo il comfort, ma la stessa sopravvivenza. Allo stato attuale, questa funzione è svolta da un sistema chiamato *Liquid cooling and ventilation garment* che assorbe ed espelle il calore metabolico prodotto dal corpo sfruttando acqua fredda che passa all'interno di tubazioni poste a contatto con il corpo dell'astronauta. Questa configurazione viene utilizzata fin dai tempi del programma Apollo. In questo elaborato viene presentato e analizzato un nuovo sistema di raffreddamento in cui il fluido refrigerante si trova allo stato gassoso. Tale caratteristica elimina uno dei problemi che caratterizza i sistemi di raffreddamento a liquido, ossia la possibilità di perdite all'interno della tuta, che rappresentano uno dei principali fattori di rischio per l'aborto dell'attività e, soprattutto, per la sopravvivenza dell'astronauta. Nell'elaborato viene presentato l'ambiente spaziale, le principali caratteristiche che lo rendono non adatto alla vita umana e gli effetti che queste causano sull'uomo. Successivamente vengono introdotte le attività extra-veicolari e gli attuali sistemi di supporto alla vita, descrivendone caratteristiche, vantaggi e problematiche. Infine viene descritto il nuovo concetto di sistema di raffreddamento basato su gas e viene realizzato un modello matematico che ne valuti la fattibilità e le prestazioni.

# Indice

**Elenco delle tabelle** VI

**Elenco delle figure** VII

**Acronysms** XI

**1 Ambiente spaziale ed effetti sul corpo umano** 1
1.1 Introduzione . . . . . 1
1.2 Effetti dell'Ambiente Spaziale sull'Uomo . . . . . 2
1.2.1 Tipologie di Radiazioni e conseguenze sulla salute . . . . . 2
1.2.2 Assenza di atmosfera e sindrome da decompressione . . . . . 5
1.2.3 Gradienti di temperatura . . . . . 7

**2 Tute spaziali per attività extra-veicolari** 9
2.1 Storia delle tute EVA . . . . . 9
2.2 Attività extra-veicolari . . . . . 12
2.3 Termoregolazione del corpo umano: principali meccanismi di regolazione della temperatura . . . . . 16
2.4 Sistemi di rimozione del calore metabolico dalle tute spaziali: evoluzione e stato dell'arte . . . . . 21
2.4.1 Liquid cooling and ventilation garment . . . . . 23

**3 Nuovo concetto di sotto-tuta** 31
3.1 Introduzione al design . . . . . 31
3.2 Struttura del sotto-tuta . . . . . 34
3.3 Hollow Fiber Water Membrane Evaporator . . . . . 36
3.4 Gas-cooling-loop . . . . . 40
3.4.1 Modellizzazione del Gas-cooling-loop . . . . . 42
3.5 Water Cooling Loop . . . . . 46
3.5.1 Modellizzazione del Water-cooling-loop . . . . . 47

**4 Analisi dei dati e conclusioni** 60
4.1 Analisi parametrica Gas-cooling-loop . . . . . 60
4.1.1 Variazione di $\phi_2$ . . . . . 61
4.1.2 Variazione di $T_4$ . . . . . 63
4.1.3 Variazione di $q_{sensibile,latente}$ . . . . . 65
4.1.4 Variazione di $q_{riscaldamento\,sensibile}$ . . . . . 68
4.2 Analisi parametrica Water-cooling-loop . . . . . 69
4.2.1 Variazione della temperatura dell'acqua lungo $\xi$ . . . . . 70
4.2.2 Variazione del $\Delta P_{lumen}$ . . . . . 73
4.2.3 Variazione di $\dot{m}_{vap}$ . . . . . 74
4.2.4 Calore dissipato tramite vaporizzazione . . . . . 77
4.3 Integrazione tra il gas-cooling-loop e il water-cooling-loop . . . . . 78
4.4 Conclusioni e sviluppi futuri . . . . . 86

**A Dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore** 88

**Bibliografia** 92

# Elenco delle tabelle

3.1 Composizione dell'acqua utilizzata nell'esperimento di tolleranza alla contaminazione condotto da Grant C. Bue et al., Long Duration Testing of a Spacesuit Water Membrane Evaporator Prototype, 2012 40
3.2 Parametri SWME e membrana . . . . . 53
3.3 Coefficienti equazione di Antoine . . . . . 54

4.1 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 20°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 80
4.2 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 23°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 82
4.3 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 82
4.4 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 83
4.5 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 200kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 83
4.6 Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 300kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$ 83

# Elenco delle figure


1.1 Spettro elettromagnetico. Fonte: National Cancer Institute at the National Institutes of Health, Electromagnetic Fields and Cancer . 2

2.1 Quest Joint Airlock della stazione spaziale internazionale . . . . . 13
2.2 Superfici iso-temperatura all'interno del corpo umano . . . . . 17
2.3 Apollo Liquid-Cooling-Garment. National Air and Space Museum . 22
2.4 EMU Feedwater Circuit. NASA, EMU (Extravehicular Mobility Unit) Data Book, 2017 . . . . . 24
2.5 Scambiatore di calore/base per la piastra porosa del sublimatore (non mostrata). In basso sono rappresentati i raccordi per i tubi dell'acqua di alimentazione, mentre a sinistra i raccordi più grandi corrispondono all'ingresso e all'uscita per il flusso di ossigeno e i raccordi più piccoli corrispondono all'ingresso e all'uscita dell'acqua del transport loop del LCVG. Theodore C. Southern e Nikolay A. Moiseev, Commercial EVA Space Suit System Development, 2019 . 25
2.6 Struttura della piastra porosa *wire mesh*. Planert C. et al, Development of Sublimator Technology for the European EVA Space Suit, 1991 . . . . . 26
2.7 Schematizzazione della struttura interna del sublimatore. Si osserva la presenza dell'acqua di alimentazione, dello strato di ghiaccio e della piastra porosa. Hepner P. H., Sangiovanni J. J., Porous Plate Water Boiler Design Study, Final Report, 1965 . . . . . 27
2.8 EMU Liquid transport loop. NASA, EMU (Extravehicular Mobility Unit) Data Book, 2017 . . . . . 29

3.1 Ventilation tool . . . . . 32
3.2 *Gas cooling loop* e *water cooling loop* . . . . . 34
3.3 Dettaglio della sezione del torso che mette in evidenza la struttura a nido d'ape . . . . . 35
3.4 Vista frontale, laterale e posteriore del sotto-tuta con una disposizione delle placche su petto, addome, dorso e cosce . . . . . 36

3.5 Hollow fiber water membrane evaporator. Fonte M. Arif Khan et al., Performance evaluation and model of spacesuit cooling by hydrophobic hollow fiber-membrane based water evaporation through pores, 2023 . . . . . 37
3.6 Rappresentazione della direzione del flusso di acqua attraverso lo SWME. Fonte: Grant C. Bue et al., Long Duration Testing of a Spacesuit Water Membrane Evaporator Prototype, 2012. . . . . 38
3.7 Schema a blocchi sistema di raffreddamento. In evidenza il *Gas cooling loop* . . . . . 41
3.8 Diagramma psicrometrico tracciato per un'ipotetico punto di funzionamento del ciclo. Temperatura di ingresso al sotto-tuta di 25°C, umidità relativa del 40%, portata pari a 10gr/s e pressione di 30kPa per un'attività metabolica di 300W . . . . . 43
3.9 Schema a blocchi sistema di raffreddamento. In evidenza il *Water cooling loop* . . . . . 47
3.10 Schematizzazione evaporatore a fibre cave . . . . . 48
3.11 Andamento del numero di Knudsen al variare della temperatura al poro per diversi valori del diametro dei pori . . . . . 52
3.12 Proprietà dell'acqua in funzione della temperatura . . . . . 56

4.1 Umidità in uscita dal sotto-tuta in funzione della temperatura in ingresso al variare dell'umidità in ingresso calcolata per un'attività metabolica di 300W e una portata di aria di 7 grammi al secondo . 61
4.2 Umidità relativa in uscita dal sotto-tuta in funzione dell'intensità dell'attività metabolica al variare della portata fissato il valore della temperatura e dell'umidità in ingresso . . . . . 62
4.3 Umidità relativa in uscita dal sotto-tuta in funzione della pressione fissati i valori dei restanti quattro parametri . . . . . 63
4.4 Temperatura di rugiada alla sezione di ingresso al sotto-tuta al variare della temperatura in ingresso al sotto-tuta per alcuni valori di umidità relativa . . . . . 64
4.5 Somma di calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione della temperatura in ingresso al sotto-tuta al variare dell'umidità, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$ e $q = 300W$ . . . . . 65
4.6 Calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione dell'attività metabolica al variare della portata, calcolato per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$ e $\phi_1 = 35\%$ . . . . . 66
4.7 Calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione della pressione, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $T_1 = 25°C$ . . . . . 67

4.8 Calore di riscaldamento sensibile ceduto dalla batteria di post-riscaldamento all'aria in funzione della temperatura in ingresso al sotto-tuta al variare dell'umidità, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$ 68
4.9 Calore di riscaldamento sensibile in funzione della pressione e al variare della portata, calcolato per $T_1 = 25°C$ e $\phi_1 = 35\%$ . . . . . 69
4.10 Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare della pressione nella camera di evaporazione, calcolata per $\dot{m} = 100kg/h$, $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$, (a) $T_{in} = 10°C$, (b) $T_{in} = 6°C$ . . . . . 71
4.11 Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare del parametro strutturale $S_p$, calcolata per $T_{in} = 10°C$, $P_{shell} = 7\,torr$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$ . . . . . 72
4.12 Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare della portata, calcolata per $T_{in} = 10°C$, $P_{shell} = 7\,torr$ e $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ 73
4.13 Caduta di pressione tra monte e valle dello SWME in funzione della temperatura iniziale al variare del parametro strutturale, calcolata per $\dot{m} = 100\,kg/h$ (a) $P_{shell} = 7\,torr$, (b) $P_{shell} = 8\,torr$ . . . . . 74
4.14 Caduta di pressione in funzione della portata al variare della pressione nella camera di evaporazione per $T_{in} = 10°C$ e $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ . . . . 75
4.15 Massa d'acqua evaporata nell'unità di tempo in funzione della temperatura iniziale al variare della pressione nello *shell* per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$ . . . . . 76
4.16 Portata d'acqua evaporata in funzione della portata d'acqua liquida iniziale al variare di $S_p$ calcolata per $T_{in} = 10°C$ e $P_{shell} = 7\,torr$ . . 76
4.17 Calore dissipato in funzione della temperatura iniziale al variare di $P_{shell}$ per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$ . . . . . 77
4.18 Calore dissipato in funzione del parametro strutturale al variare della portata iniziale per $T_{in} = 10°C$ e $P_{shell} = 7\,torr$ . . . . . 78
4.19 a) Dalla temperatura in uscita dallo SWME si ricava la $P_{shell}$ corrispondente alla portata considerata. Ognuna delle curve è tracciata per il valore di $T_{in}$ che consegue al valore di portata utilizzato. Ogni curva è tracciata per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$. b) e c) mostrano che il calore dissipato e la portata evaporata non dipendono dalla portata se si considera la $P_{shell}$ corrispondente. d) mostra la variazione delle perdite di carico nello SWME rispetto alla portata . . . . . 85

A.1 Sezione trasversale dello scambiatore di calore . . . . . 88

# Capitolo 1

# Ambiente spaziale ed effetti sul corpo umano

## 1.1 Introduzione

L'ambiente spaziale è un ambiente estremamente ostile alla vita umana a causa di una serie di fenomeni e caratteristiche che rendono impossibile la sopravvivenza. Tra questi troviamo l'assenza di atmosfera respirabile, l'assenza di pressione che agisce sulle superfici del corpo, range estremi di temperatura e radiazioni ionizzanti provenienti da varie sorgenti. La conoscenza approfondita di questi fenomeni è necessaria per arrivare alla realizzazione delle tute spaziali per attività extraveicolari, che sono un insieme di vari sistemi studiati e sviluppati per proteggere l'uomo da tutti questi fattori ambientali. Al di fuori dell'atmosfera terrestre, il corpo umano è esposto a degli agenti differenti a seconda del luogo in cui si trova, ad esempio nello spazio vuoto o sulla superficie di un altro pianeta. Nel vuoto il corpo si trova in un ambiente in cui la pressione esercitata sulle superfici del corpo stesso è nulla, con conseguenze fatali a causa, per esempio, dell'embolia causata dell'espulsione dell'azoto dal sangue presente all'interno dei vasi sanguigni e l'evaporazione dell'acqua presente nel plasma e nei tessuti. Nel vuoto non esiste atmosfera, né tantomeno un'atmosfera respirabile. L'uomo, infatti, ha bisogno di respirare ossigeno, ad una pressione parziale che deve mantenersi all'interno di certi range per evitare di incorrere in ipossia o iperossia, insieme ad altri gas che devono essere non nocivi per la salute. Considerando invece un pianeta, l'eventuale atmosfera presente potrebbe presentare caratteristiche non idonee alla respirazione dell'uomo, per esempio, l'atmosfera di Marte è composta prevalentemente da CO2, circa al 95% in volume contro il 2% che è ritenuto come limite massimo in un'atmosfera respirabile artificiale come quella creata all'interno delle tute spaziali, e in piccole tracce da azoto, argon e ossigeno, quest'ultimo presente in meno dello

0.2% in volume. Considerando, inoltre, che la pressione atmosferica media sulla superficie di Marte è circa l'1% di quella terrestre, la pressione parziale di ossigeno è ampiamente al di sotto del valore che si misura al livello del mare sulla terra, che è di circa 0.21 bar. Nello spazio un altro fattore che impedisce la sopravvivenza sono le temperature e, più in particolare gli scambi termici. Nel vuoto, infatti, a causa dell'assenza di atmosfera, il corpo non scambia calore tramite convezione o conduzione, ma soltanto tramite irraggiamento, tendendo a disperdere calore sotto forma di onde elettromagnetiche con conseguente ipotermia. Al contrario, se il corpo è esposto ad una fonte di calore come il Sole tenderà a riscaldarsi, con conseguente ipertermia. Sulla superficie di un pianeta dotato di atmosfera la temperatura e l'eventuale presenza di venti influenzano fortemente gli scambi termici con il corpo che incorrerebbe negli stessi fenomeni di ipotermia o ipertermia a seconda delle condizioni climatiche. Nello spazio l'assenza di atmosfera e di un campo magnetico espone il corpo a tutta una serie di radiazioni provenienti da diverse fonti, le principali sono: la radiazione cosmica; i solar particles events; le particelle cariche delle fasce di Van Allen.

## 1.2 Effetti dell'Ambiente Spaziale sull'Uomo

### 1.2.1 Tipologie di Radiazioni e conseguenze sulla salute

L'ambiente radiativo dello spazio profondo è molto diverso da quello che si ha sulla superficie terrestre o in orbita bassa terrestre. Nello spazio profondo vengono a mancare gli schermi creati dall'atmosfera e dal campo magnetico della terra, rendendo l'ambiente spaziale fortemente minaccioso per la salute umana. Le radiazioni elettromagnetiche possono essere suddivise in due tipologie principali: ionizzanti e non-ionizzanti. Le radiazioni considerate non ionizzanti comprendono onde radio, microonde, infrarosso, visibile e parte dell'ultravioletto. Nello spettro

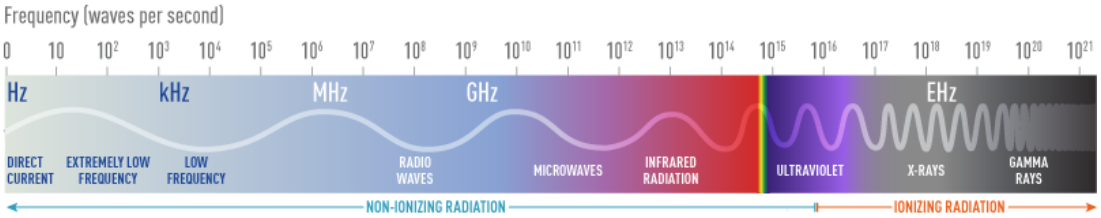



**Figura 1.1:** Spettro elettromagnetico. Fonte: National Cancer Institute at the National Institutes of Health, Electromagnetic Fields and Cancer

elettromagnetico si estendono tra le poche decine di Hertz, caratteristiche, per esempio, delle linee elettriche, e 12eV, che equivalgono a circa $3 \cdot 10^{15}\,Hertz$,

considerata la soglia tra le radiazioni non ionizzanti e ionizzanti. Le radiazioni ionizzanti comprendono una parte dell'ultravioletto, raggi $X$ e raggi $\gamma$. Escludendo onde radio, infrarosse, microonde e visibile le radiazioni non ionizzanti che sono considerate dannose per l'uomo sono le radiazioni ultraviolette, non sono radiazioni ionizzanti perché la loro frequenza, e quindi energia, non è sufficiente a sottrarre elettroni agli atomi con cui interagiscono. Tra le radiazioni ionizzanti troviamo almeno tre sorgenti differenti: i raggi cosmici galattici/extragalattici; le trapped radiations; i solar particle events [1].

### Radiazione cosmica

La radiazione cosmica è un flusso di particelle ad alta energia che si originano al di fuori del sistema solare e hanno provenienza galattica o extragalattica. Sono composti al 90% di protoni, 9% di nuclei di elio-4 e 1% di elettroni e sono caratterizzati da un ampio range di energia che va dai 300 MeV a 10 GeV che gli permette di penetrare nei materiali e causare danni da ionizzazione ai tessuti vivi e alle apparecchiature elettroniche [2]. Attualmente non è noto con chiarezza quali siano le sorgenti di questa tipologia di radiazioni, le ipotesi più accreditate propongono che provengano dalle supernove. Nonostante l'intensità dei raggi cosmici possa raggiungere valori relativamente bassi, l'energia associata a queste radiazioni è elevata e per questo le schermature che siamo in grado di creare ad oggi possono risultare inefficaci. In orbita bassa gli astronauti sono ancora protetti dall'azione del campo magnetico terrestre, ma durante le missioni lunari o marziane l'esposizione a questa tipologia di radiazioni è elevata e rappresenta uno dei principali ostacoli alle missioni spaziali di lunga durata e a grande distanza dalla terra ed è necessario tenere conto del fatto che si accumulerà una certa dose di radiazioni per un certo periodo di tempo. Attualmente si considera come limite di durata delle missioni umane al di fuori della magnetosfera 500 giorni, che è all'incirca il tempo necessario per compiere un viaggio di andata e ritorno per Marte. L'intensità dei raggi cosmici non è costante nel tempo, ma viene influenzata dalle variazioni di intensità del vento solare che avvengono all'interno degli 11 anni di durata dei cicli dell'attività solare [3]. Il vento solare, infatti, ha l'effetto di decelerare le particelle che compongono i raggi cosmici.

### Solar particle events

I solar particle events sono brevi esplosioni che espellono grandi quantità di energia dal sole sotto forma di raggi X, raggi gamma, protoni, elettroni e altre particelle come ioni di elio o altri ioni altamente energetici e possono raggiungere la terra in poche ore, sono una minaccia nei confronti degli astronauti e dei sistemi elettronici, specialmente durante i periodi di intensa attività solare. Le particelle espulse dal sole vengono accelerate dai solar flare quando sono vicine al sole, oppure sono

accelerate nello spazio interplanetario durante l'espulsione di massa coronaria. Durante i solar particle events il flusso di protoni con energia superiore ai $30MeV$ può superare i $10^{10}cm^{-2}$ per alcune ore o giorni e rappresentano un grosso limite alle operazioni, soprattutto umane, in quanto gli astronauti verrebbero esposti ad alte dosi di radiazioni se non opportunamente protetti. I SPE hanno frequenza variabile che può andare da alcuni eventi al giorno durante i periodi di maggiore attività solare, a meno di uno alla settimana quando il sole è meno attivo. I SPE più intensi sono meno frequenti di quelli meno intensi che sono anche più complicati da rilevare. La taglia dei SPE viene classificata in 5 classi (A,B,C,M,X) a seconda del picco di flusso in termini di raggi X che vanno dai $100pm$ agli $800pm$. Non tutti i SPE sono associati all'emissione di raggi X, infatti, dei 1265 SPE con sufficiente energia rilevati tra il 1975 e il 2006 solo 673 sono associati ai raggi X. Le radiazioni emesse da questa tipologia di eventi sono le più facilmente schermabili. Tuttavia, il loro accadimento è difficile da prevedere.

### Trapped radiations

Quando si parla di trapped radiations si fa riferimento alle fasce di Van Allen. Le fasce di Van Allen sono delle zone attorno alla terra dove si accumulano particelle cariche a causa della loro interazione con il campo magnetico terrestre, il quale impedisce alla maggior parte delle particelle di arrivare fino alla terra. Le fasce di Van Allen si suddividono in due zone: fascia interna e fascia esterna. La fascia interna si estende indicativamente dai 640km ai 10000km, la fascia esterna dai 13500km ai 58000km. La loro composizione è differente a causa della diversa intensità del campo magnetico che le contraddistingue. La fascia interna è popolata da protoni che sono il risultato del decadimento dei neutroni albedo generati dall'interazione dei raggi cosmici galattici, originati dalle esplosioni di supernove, con gli atomi che compongono l'atmosfera terrestre. Tali protoni rimangono poi intrappolati nella fascia interna a causa del campo magnetico. La fascia esterna è popolata principalmente da elettroni provenienti dal vento solare e che entrano nella fascia esterna da valle, ossia dalla coda magnetica terrestre. Le fasce di Van Allen sono state scoperte nel 1958 da james Van Allen, un fisico statunitense che progettò gli strumenti di bordo del primo spacecraft lanciato nello spazio dagli USA, Explorer 1. Nel 2012 vennero lanciate le Van Allen probes, due sonde che avevano lo scopo di raccogliere dati al fine di comprendere come le particelle entrano nelle fasce e i processi che le portano ad energie elevate. Una delle principali scoperte successive all'analisi dei dati è stata che il confine interno della fascia esterna è ben marcato e rappresenta una barriera netta per gli elettroni veloci ad alta energia.

### 1.2.2 Assenza di atmosfera e sindrome da decompressione

Un altro dei principali ostacoli alla sopravvivenza dell'uomo nello spazio è la pressione esercitata sulle superfici del corpo, in questa sezione si tratteranno i bassi livelli di pressione solamente dal punto di vista delle embolie, l'ipossia verrà trattata in un capitolo dedicato. Nei principali ambienti d'interesse delle missioni spaziali con equipaggio umano, ossia superficie lunare e orbita bassa terrestre, la pressione a cui il corpo umano è soggetto è estremamente bassa, sulla superficie lunare, per esempio, la pressione dei gas che ne compongono la rarefatta atmosfera è di $3 \cdot 10^{-15}$ bar [4]. Man mano che la pressione esterna diminuisce si verificano alcuni fenomeni la cui portata e gravità cresce fino a portare l'individuo al decesso. In condizioni normali di pressione e composizione dell'aria, all'interno dell'organismo è presente una certa quantità di gas disciolti nel sangue e nei tessuti. La legge di Henry afferma che la quantità di gas disciolto in un liquido è direttamente proporzionale alla pressione parziale del gas in equilibrio con il liquido, quindi, se la pressione esterna diminuisce anche la solubilità del gas diminuisce e questo comincerà ad abbandonare la soluzione per ristabilire l'equilibrio con il liquido. Il gas disciolto nel sangue è una miscela di azoto, ossigeno, anidride carbonica e vapore acqueo, con l'azoto presente nella maggior quantità ed è il principale responsabile della sindrome da decompressione, una condizione che è caratteristica non solo del volo spaziale, ma anche delle immersioni SCUBA, in particolare durante la risalita. Quando si verifica un rapido abbassamento della pressione esterna i gas lasciano la soluzione e formano delle bolle negli spazi intravascolari ed extravascolari. Se il processo di formazione di gas non è rapido l'azoto in eccesso viene espulso gradualmente attraverso la respirazione, ma se la riduzione di pressione avviene rapidamente il rateo di generazione delle bolle supera il rateo di smaltimento dell'azoto e le bolle tendono ad accumularsi nei vasi sanguigni e nei tessuti, con conseguenze che variano dal semplice dolore articolare a danni agli organi e potenziale morte dell'individuo. Dal momento che l'azoto si dissolve facilmente nei grassi, i tessuti che hanno un alto contenuti di lipidi, come ad esempio il sistema nervoso centrale, sono particolarmente suscettibili a questo tipo di problematica. Inoltre, le bolle tendono a formarsi in zone del corpo poco irrorate di sangue come periostio, legamenti, tendini e cartilagine. La caratteristica di essere poco riforniti di sangue fa si che la capacità di smaltire l'azoto gassoso che si accumula in queste zone sia limitata. L'accumulo di bolle di gas inerte causa la distorsione delle terminazioni nervose, con conseguente nascita di sintomi neurologici e dolore. Se le bolle rimangono in condizioni relativamente stazionarie per un certo periodo di tempo tendono a stabilizzarsi a causa della formazione di fibrina sulla superficie della bolla e nel momento in cui vi è una nuova esposizione alle basse pressioni i sintomi della sindrome da decompressione si ripresentano in maniera più intensa a differenze di pressione minori. A livello intra-vascolare nelle prime fasi sviluppo della sindrome

da decompressione, quando la pressione non ha ancora raggiunto livelli troppo bassi, le bolle tendono a formarsi nei capillari del sistema venoso essendo i distretti a minor pressione dell'intero sistema cardiovascolare a causa della forte caduta di pressione a livello arteriolare. Le bolle che hanno dimensioni ridotte vengono trasportate dal flusso sanguigno attraverso i vasi, ma nel momento in cui raggiungono un vaso di dimensioni minori possono ostruirlo e causare l'interruzione del flusso portando localmente i tessuti ad ipossia e edema. Se la formazione di bolle è vigorosa queste possono trasferirsi al lato della circolazione arteriosa e causare seri problemi al livello del sistema nervoso centrale. Un'altra problematica è la formazione di bolle nella circolazione del sistema arterioso polmonare che porta tachipnea, grave ipertensione polmonare, collasso circolatorio acuto e morte in caso di esposizione prolungata. Una categorizzazione largamente adottata per la sindrome da decompressione è la classificazione basata sulla sintomatologia, che distingue la sindrome da decompressione in tipo 1 e in tipo 2 a seconda della gravità dei sintomi [5]. È necessario precisare che non si è certi che le due tipologie rappresentino due stadi della malattia, in quanto non è detto che la comparsa dei sintomi caratteristici della tipo 2 avvenga dopo la comparsa dei sintomi della tipo 1. Tipicamente la DCS di tipo 1 è considerata una forma minore e include dolore articolare e muscolare e manifestazioni cutanee. La tipo 2 è considerata una manifestazione più severa e comprende il coinvolgimento polmonare, sintomi neurologici, collasso vasomotorio e circolatorio. Il dolore articolare può essere localizzato o diffondersi a tutto l'arto e andare da un'intensità blanda fino a diventare invalidante. Le manifestazioni cutanee si presentano con eruzioni cutanee, eritema, prurito e formicolio. La presenza di macchie irregolari e marmorizzazione della pelle è una manifestazione minore della malattia, ma se comparisse contemporaneamente ai sintomi di tipo 2 potrebbe indicare un imminente collasso circolatorio. I sintomi della DCS di tipo 2 possono insorgere successivamente ai sintomi di tipo 1 oppure essere i soli sintomi presenti, si manifestano in una minore percentuale di casi rispetto ai sintomi di tipo 1, ma bisogna precisare che statisticamente la gravità dei sintomi è diversa a seconda dell'attività che si svolgeva quando la DCS è scaturita. Durante le immersioni SCUBA, soprattutto in profondità elevata, la quantità di azoto disciolto nel sangue è più elevata rispetto alla quantità presente in condizioni standard a causa del fatto che, per permettere una respirazione agevole sott'acqua, la pressione dell'aria inspirata attraverso le bombole è pari alla pressione dell'acqua a quella data profondità. Di conseguenza anche la quantità di molecole di azoto introdotte nell'organismo ad ogni inspirazione è maggiore. Considerando poi che all'aumento della pressione agente sulle superfici del corpo corrisponde l'aumento della solubilità dell'azoto nel sangue, la quantità di azoto disciolto all'interno dell'organismo cresce, quindi, a seguito di una risalita non corretta la quantità di azoto che lascia la soluzione e forma delle bolle nei vasi sanguigni e nei tessuti è elevata e i sintomi della DCS possono essere gravi. In questi casi può essere

necessario l'uso di una camera iperbarica per permettere il recupero. Durante le attività extra-veicolari il gradiente di pressione che il corpo subisce passando dalle condizioni di cabina (pressione atmosferica) alla pressione della tuta è generalmente minore confrontato con il gradiente di pressione che subisce un sommozzatore che effettua un'immersione in alta profondità e la quantità di azoto presente all'interno dell'organismo è certamente inferiore. L'esposizione del corpo umano alle condizioni di vuoto non causa ciò che indichiamo come sintomi della DCS, ma causa effetti più gravi e rapidi. In tal caso, infatti, l'interruzione del flusso sanguigno non sarebbe più basata sulla diminuzione della solubilità dell'azoto nel sangue, ma sarebbero i fluidi corporei che comincerebbero ad evaporare, tra cui il sangue stesso. Per questo motivo non è pensabile utilizzare solamente dei sistemi per garantire aria pressurizzata per la respirazione durante le attività extraveicolari, ma sono necessarie tute interamente pressurizzate che permettano di esercitare pressione sull'intera superficie del corpo. Le tute per attività extra-veicolari sono, infatti, pressurizzate ad una pressione che si aggira intorno ai 25/30kPa, che rappresenta un compromesso tra pressione parziale di ossigeno necessaria alla respirazione, pressione agente sulle superfici del corpo per evitare gli effetti dell'esposizione al vuoto e limitare gli effetti della DCS e, infine, per garantire una certa mobilità durante le operazioni che gli astronauti devono svolgere durante le attività extra-veicolari. Gli effetti della sindrome da decompressione dipendono da vari fattori, ad esempio durata della EVA, fattori di predisposizione e quantità di azoto presente nell'organismo. Quest'ultimo è il fattore principale che caratterizza la preparazione alle attività extra-veicolari ed ha portato allo sviluppo di procedure standard che prevedono la respirazione di ossigeno puro all'interno dell'air-lock per 4 ore prima dell'inizio dell'EVA in modo da dare all'organismo il tempo necessario a espellere gran parte dell'azoto immagazzinato in esso e limitare di gran lunga la possibilità di insorgenza dei sintomi della DCS [6]. Grazie a questi accorgimenti la comparsa dei sintomi della DCS nel volo in alta quota e spaziale è molto rara.

### 1.2.3 Gradienti di temperatura

Il corpo umano può essere esposto a temperature molto variabili a seconda del luogo in cui si trova nello spazio. Durante le attività extra-veicolari svolte sulla stazione spaziale internazionale gli astronauti sperimentano più volte il passaggio dalle condizioni di ombra alle condizioni di luce a causa del fatto che in media un'attività extra-veicolare ha una durata di circa 6 o 7 ore, mentre il periodo dell'orbita della ISS dura circa 90 minuti. Ciò causa una forte variazione di temperatura che porta fino a 200°C le superfici durante l'esposizione al Sole e cala a -200°C in condizioni di ombra[7]. Anche nei luoghi ad oggi di maggior interesse per quanto riguarda l'esplorazione spaziale, ossia Luna e Marte, le temperatura hanno range di variazione ampi, con variazioni significative in funzione di latitudine, momento della giornata e

stagione. Ai poli lunari, nelle zone permanentemente in ombra come alcuni crateri, la temperatura può arrivare a -233°C, mentre all'equatore a mezzogiorno supera i 100°C. Durante l'inverno marziano ai poli la temperatura scende a -143°C, la media giornaliera è, invece, di -58°C, mentre durante l'estate si arriva ai 30°C[8]. Tutte le caratteristiche dell'ambiente spaziale discusse fino a questo punto lo rendono ostile alla sopravvivenza dell'uomo. Al fine di garantire comunque all'uomo la possibilità di vivere ed operare in orbita terrestre o in altri ambienti, lunari o marziani, sono state sviluppate e migliorate nel corso dei decenni le tute spaziali per attività extra-veicolari, un'insieme di sistemi che proteggono gli astronauti creando al proprio interno un ambiente sicuro e confortevole per permettergli di svolgere le loro attività di manutenzione, ricerca ed esplorazione. Per proteggere gli astronauti, soprattutto dalle estreme temperature esterne, una delle caratteristiche delle tute spaziali è quella di essere altamente isolate termicamente. Questo, però, comporta che all'interno della tuta l'attività metabolica dell'astronauta provochi un progressivo aumento della temperatura e dell'umidità dell'atmosfera artificiale, in quanto, il flusso termico, sia in ingresso sia in uscita, è limitato dalle caratteristiche di isolamento della tuta stessa. Per questo motivo è necessario un sistema di controllo termico in grado sia di dissipare il calore metabolico prodotto durante l'attività fisica, sia di mantenere un livello di umidità adeguato. Nel prossimo capitolo di questo elaborato viene affrontato il problema della gestione termica raccontando l'evoluzione e lo stato dell'arte dei sistemi di rimozione del calore prodotto dal corpo umano, mostrando anche quali siano i meccanismi che l'organismo attua per mantenere costante la propria temperatura interna. Nel terzo capitolo viene introdotto un nuovo concetto di sistema di raffreddamento basato su un gas refrigerante introdotto all'interno di un sotto-tuta indossato dall'astronauta, integrato in un ciclo di raffreddamento e deumidificazione del gas basato sul dispositivo *hollow fiber water membrane evaporator*. Viene presentato un modello matematico che permette di calcolare le grandezze termodinamiche di interesse utili alla valutazione e ricerca di possibili stati di funzionamento. Nel quarto capitolo viene presentata l'analisi parametrica con le considerazioni finali e gli sviluppi futuri di questo progetto.

# Capitolo 2

# Tute spaziali per attività extra-veicolari

## 2.1 Storia delle tute EVA

Le tute spaziali per attività extra-veicolari sono sistemi che forniscono protezione dall'ambiente esterno, supporto alla vita e capacità di comunicazione, permettendo allo stesso tempo all'astronauta una certa mobilità. Le più recenti tute EMU (Extravehicular Mobility Unit) rappresentano l'apice della tecnologia delle tute spaziali in termini di sicurezza e performance. La seguente descrizione si basa sull'architettura delle EMU riportata nel *NASA Extravehicular mobility unit (EMU) LSS/SSA Data Book* [9]. La protezione dall'ambiente esterno consiste nella capacità della tuta di contenere al proprio interno un'atmosfera pressurizzata che permetta all'astronauta di respirare, nell'isolamento termico e nella protezione dagli impatti. La funzione di resistere alla pressione interna è svolta dal *pressure garment bladder*, uno strato realizzato in nylon rivestito con uretano. Sopra questo strato è presente il *pressure garment cover-restraint*, uno strato di poliestere che mantiene in posizione il *pressure garment bladder*. La pressione interna tende a gonfiare la tuta rendendola rigida, il che può comportare fatica in quanto l'astronauta deve imprimere più forza per completare un movimento. La pressione la si ottiene, quindi, da un compromesso tra la pressione parziale dell'ossigeno, che deve essere sufficientemente alta per permettere all'astronauta una respirazione adeguata, e la mobilità che, al contrario, migliora se la pressione è bassa. Nel caso delle tute spaziali Apollo la pressione operativa era di $26kPa$ e la pressione di rottura valeva $69kPa$ [10]. La funzione di isolamento termico e protezione dagli impatti di micrometeoriti è svolta dal *thermal micrometeoroid garment* (TMG) che si divide ancora i tre tipologie di strati. Lo strato più interno è il TMG liner ed è realizzato in nylon ripstop e neoprene. Il nylon ripstop è un tessuto resistente agli strappi mentre il neoprene è una gomma

sintetica. Più esternamente è presente l'insieme di strati isolanti realizzati in mylar alluminizzato, questa combinazione ha ottime caratteristiche di isolamento termico e capacità di riflettere la radiazione solare. Di questo sono presenti dai 5 ai 7 strati. Lo strato più esterno è un rivestimento realizzato in Gore-Tex, Kevlar e Nomex che forniscono resistenza agli impatti, all'abrasione e, il Nomex in particolare, resistenza alle fiamme. Il sistema di supporto alla vita ha subito un'evoluzione netta e cambiamenti significativi nei primi anni dello sviluppo della tecnologia per le attività extra-veicolari, per poi stabilizzarsi sul perfezionamento di un'architettura che è rimasta concettualmente immutata dal programma Apollo ad oggi. La prima tuta spaziale utilizzata nello spazio è stata la SK-1, utilizzata da Juri Gagarin nel 1961. La SK-1 era una tuta interamente pressurizzata derivata dalla V-3, una precedente tuta pensata per proteggere l'astronauta al rientro, in particolare in acque fredde dopo un ammaraggio. La SK-1 non era una tuta per attività extra-veicolari, ma veniva indossata dall'astronauta all'interno dello *spacecraft* e il suo compito era quello di proteggerlo in alcuni possibili scenari che si sarebbero potuti presentare. A seguito di una failure che portasse alla depressurizzazione della cabina la tuta avrebbe mantenuto una pressione di circa $30kPa$ e avrebbe garantito ossigeno respirabile per una discesa con il paracadute da 10 Km di quota. Per la prima attività extra-veicolare, eseguita da Aleksej Archipovič Leonov nel 1965, era stata realizzata la tuta NPP Zvezda Berkut, un'evoluzione della tuta SK-1 utilizzata da Juri Gagarin durante il primo volo umano nello spazio. La tuta Berkut era stata pensata per permettere l'utilizzo in due modalità: modalità IVA e modalità EVA. Nella modalità IVA, i sistemi di ventilazione e pressurizzazione erano in tutto simili ai sistemi progettati per la tuta SK-1, con la differenza che dovevano provvedere al supporto vitale di due astronauti e non più uno solo. Nella modalità EVA, caratteristica della sola tuta indossata da Leonov, questa era dotata di un sistema di supporto alla vita portatile installato nel back-pack. A differenza della SK-1, la Berkut era costituita da due strati di contenimento contro la pressione esercitata dall'ossigeno contenuto all'interno della tuta ed era utilizzabile in due modalità operative, a $27kPa$ e a $40kPa$, inoltre, presentava un casco rimovibile con un visore protettivo a doppio strato e un filtro solare. L'obiettivo della prima EVA era, appunto, eseguire la prima attività extra-veicolare e dimostrarne la fattibilità, di conseguenza, la difficoltà delle attività che Leonov doveva svolgere era, da un punto di vista fisico, limitata, per cui il sistema di supporto alla vita era un ciclo aperto che gli forniva ossigeno e garantiva ventilazione. Tale sistema era progettato per un'attività di 45 minuti ed era installato all'interno del *back-pack* [11]. La prima tuta statunitense per attività extra-veicolari è stata la G4C per la missione Gemini IV, progettata per essere utilizzata in modalità EVA e modalità IVA ed essere indossata durante il lancio, il rientro e il recupero. Rispetto alla precedente versione G3C, che era una tuta IVA, la G4C era dotata di un visore protettivo dalla radiazione solare e ulteriori rivestimenti per l'isolamento

termico. Il sistema di supporto alla vita era di tipo ombelicale, con un VCM (ventilation control module), un sistema di ventilazione e gestione dell'atmosfera sviluppato dalla NASA insieme alla compagnia AiResearch. Il sistema di supporto alla vita primario non aveva un vero e proprio limite di tempo di utilizzo poiché era allocato all'interno dello *spacecraft*, mentre il sistema di emergenza era in grado di garantire supporto fino a 9 minuti. La tuta operava ad una pressione di $25.5kPa$ e aveva una massa di $15.4kg$. Per le successive missioni del programma Gemini era stato sviluppato ELSS (extravehicular life support system) che, però, è stato effettivamente utilizzato durante le attività extra-veicolari dalla missione IX-A ed è stato usato per un totale di 11 ore e 49 minuti durante quattro EVA fino alla missione Gemini XII. L'ELSS era contenuto all'interno di un *chest-pack* connesso allo *spacecraft* tramite un collegamento ombelicale. Aveva una massa di $21.3kg$ e non aveva limiti di tempo di utilizzo, ad eccezione della quantità di ossigeno contenuta nei serbatoi dello *spacecraft*, mentre in condizioni di emergenza garantiva operatività per 30 minuti. Le successive tute statunitensi sono state le Apollo EMU per le missioni Apollo 7 fino ad Apollo 10, per le quali era stato introdotto il PLSS (Portable life support system), un unità posta nel *back-pack* che contiene i sistemi di supporto alla vita come il circuito ad acqua per il raffreddamento del corpo degli astronauti e il circuito di trattamento dell'ossigeno. Le Apollo EMU erano utilizzabili sia in modalità IVA che in modalità EVA grazie alla loro architettura modulare. Per passare dalla modalità IVA alla modalità EVA era sufficiente installare gli accessori per le attività extra-veicolari come il PLSS, l'OPS (oxygen purge system) e altri componenti quali i guanti e il *visor assembly*. Erano state realizzate due versioni delle tute, una per il CMP (Command Module Pilot) e una per la LMC (Lunar Module Crew), che differiscono sostanzialmente per l'isolamento dall'esterno e altre caratteristiche minori. La maggiore complessità ha portato ad un aumento considerevole della massa delle tute, arrivando a $91kg$ per la configurazione EVA completa. Dalla missione Apollo 11 ad Apollo 14 le tute hanno subito un aggiornamento per quanto riguarda il PLSS migliorandone le prestazioni a parità di peso, mentre dalla missione Apollo 15 alla missione Apollo 17 c'è stato un miglioramento sia del PLSS che dell'OPS, estendendo la durata di utilizzo certificata da 6 a 7 ore. Questa versione della Apollo EMU aveva un PSA (*Pressure Suit Assembly*) di $35.4kg$, la massa del LSS era di $60.8kg$ e la massa totale della tuta era di $96.2kg$. La versione successiva è la Apollo Skylab EMU, un adattamento della tuta utilizzata durante le missioni Apollo, più leggera rispetto alla precedente di $31.3kg$. Nel 1983 , con la missione STS-6 era stata mandata in orbita la Shuttle EMU, la prima tuta statunutense studiata esclusivamente per le attività extraveicolari, sviluppata per incontrare i nuovi requisiti in termini di comfort, resistenza e durabilità delle attività extra-veicolari del programma *Space Shuttle*. La pressione operativa della Shullte EMU era di $29.6kPa$, superiore rispetto alla maggior parte delle precedenti tute, lo SSA (*Spacesuit Assemlby*)

aveva una massa di $49.4kg$, l'LSS di $65.8kg$ per un totale di $115kg$. Il PLSS aveva un'autonomia dichiarata di 8 ore, ma era stato utilizzato anche per attività durate 8.48 ore, mentre il sistema di backup, SOP (Secondary Oxygen Pack), era certificato per supportare 30 minuti di attività ma non venne mai utilizzato in volo. Con la costruzione della stazione spaziale internazionale vennero introdotte delle modifiche al progetto delle tute che portarono allo sviluppo di una versione avanzata della Shuttle EMU, la Shuttle Enhanced EMU, iniziato nel 1990 dopo aver preso la decisione di non dedicarsi all'oneroso sviluppo di un nuovo intero sistema di tute per la ISS. Gli aggiornamenti erano mirati ad estendere la vita operativa delle tute, adattarle alle caratteristiche della stazione e migliorarne alcuni aspetti, per esempio, introducendo sistemi di mantenimento del calore o riscaldamento per proteggere da condizioni di freddo estremo. Era, infatti, noto, da testimonianze degli astronauti, che le tute potevano risultare eccessivamente raffreddate, anche avendo spento il sistema di raffreddamento LCG [12]. Questa nuova versione, utilizzata a partire dal 1998 ad oggi, era dotata del SAFER (Simplified Aid For Extravehicular Rescue), un sistema di propulsione autonomo che poteva essere azionato per ricongiungersi con la stazione a seguito di un allontanamento accidentale. Oggi la Shuttle Enhanced EMU è una delle due alternative per eseguire un'attività extra-veicolari sulla stazione spaziale internazionale, oltre alla tuta Russa Orlan [13].

## 2.2 Attività extra-veicolari

Una EVA (extra-vehicular activity) è una qualsiasi attività svolta da un operatore che indossa una tuta pressurizzata al di fuori di un ambiente isolato e protetto da sistemi di supporto vitale che si trova nello spazio o su una superficie extraterrestre, ad esempio la stazione spaziale internazionale, la superficie lunare o la superficie marziana. A causa di sostanziali differenze tra le stazioni/veicoli spaziali americane e sovietiche, anche le attività extraveicolari hanno una definizione diversa. I veicoli americani, per esempio per le missioni Gemini e Apollo, erano progettati in modo tale che l'uscita dell'astronauta che avrebbe effettuato l'EVA avvenisse a seguito della depressurizzazione dell'intero modulo, quindi, la definizione di EVA era basata sull'uscire fisicamente dalla stazione. Le stazioni russe, invece, comprendevano un "airlock", ossia una cabina che veniva isolata dal resto della stazione, ciò consentiva di depressurizzarla senza dover depressurizzare l'intero modulo. Con la depressurizzazione dell'airlock iniziava l'attività extraveicolare che con questa procedura era definita dall'esporre l'astronauta alle condizioni di vuoto. Successivamente anche gli stati uniti si sono orientati verso configurazioni che prevedono l'airlock poiché, nonostante introduca una certa complessità tecnica, permette di ridurre notevolmente la quantità di gas respirabile che viene espulso e perso nel vuoto. La stazione spaziale internazionale non era dotata di un Air-lock

durante il primo periodo di operatività in cui ospitava gli astronauti, iniziato nel novembre del 2000. Durante quel periodo le attività extraveicolari erano supportate dall'air-lock dello space shuttle. A luglio del 2001 venne trasportato in orbita e installato il Quest joint air-lock che permise di sfruttare i vantaggi di un air-lock sulla stazione spaziale internazionale. Il Quest joint air-lock è progettato per

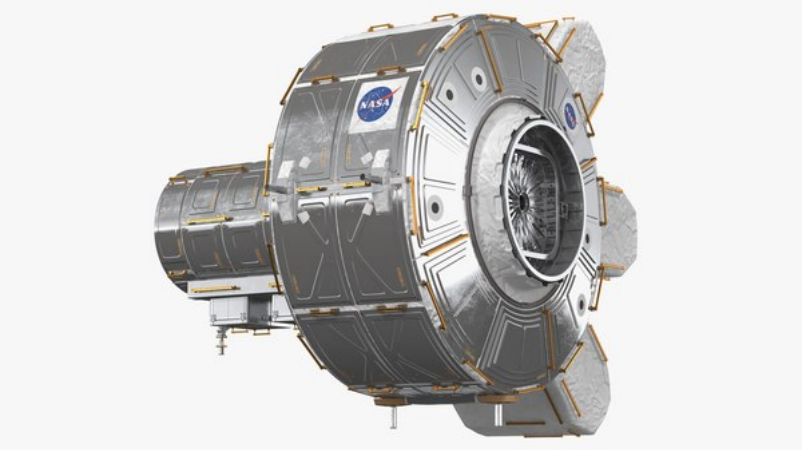



**Figura 2.1:** Quest Joint Airlock della stazione spaziale internazionale

supportare le attività extraveicolari svolte sia con la tuta statunitense EMU, sia con la tuta Russa Orlan. Le attività extraveicolari hanno vari scopi e luoghi in cui possono essere svolte. Ad oggi hanno avuto luogo in soltanto due ambienti, l'orbita bassa terrestre e la superficie lunare, ma la ricerca e gli studi proseguono per poter estendere l'attività umana sempre più lontano, nell'ottica di riuscire a raggiungere ed operare su Marte. Generalmente le attività extraveicolari hanno lo scopo di effettuare manutenzione o installare apparecchiature. La prima attività extraveicolare della storia è stata svolta da Aleksej Archipovič Leonov durante la missione russa Voskhod 2, il cui scopo era proprio quello di condurre la prima attività extraveicolare della storia. Il 18 marzo 1965 venne lanciato lo spacecraft Voskhod-3KD dal sito di lancio russo Bajkonur verso un'orbita con perigeo ed apogeo rispettivamente di 167 km e 475 km inclinata di 64,8°. L'equipaggio era composto da due astronauti: Pavel Ivanovič Beljaev e Aleksej Archipovič Leonov. Leonov utilizzò la tuta NPP Zvezda Berkut, un'evoluzione della tuta SK-1 utilizzata da Juri Gagarin per il primo volo umano nello spazio, e si differenzia dalla SK-1 per alcune modifiche apportate. La tuta SK-1 era una tuta IVA, ossia per attività intra-veicolari, e non era un sistema autonomo, il sistema di supporto alla vita era alloggiato all'interno dello spacecraft. La tuta Berkut era stata pensata per permettere l'utilizzo in due modalità: modalità IVA e modalità EVA. Nella modalità IVA, i sistemi di ventilazione e pressurizzazione erano in tutto simili ai sistemi progettati per la tuta SK-1, con la differenza che dovevano provvedere

al supporto vitale di due astronauti e non più uno solo. Nella modalità EVA, caratteristica della sola tuta indossata da Leonov, la tuta era dotata di un sistema di supporto alla vita portatile installato nel back-pack. L'attività extraveicolare cominciò con la depressurizzazione dell'air-lock e la successiva uscita di Leonov che si staccò dallo spacecraft per rimanere a fluttuare nel vuoto, ma sempre collegato allo spacecraft mediante un cavo di sicurezza lungo 7 metri che aveva anche la funzione di garantire un flusso di ossigeno di emergenza contenuto in bombole posizionate all'interno dell'air-lock. La permanenza all'esterno del modulo durò circa 12 minuti, ma, da una testimonianza di Leonov nel suo libro "The Nightmare of Voskhod" [14], nel momento di rientrare nell'air-lock si rese conto che la tuta si era gonfiata e irrigidita in maniera maggiore di quanto ci si aspettasse a causa del gradiente di pressione tra interno ed esterno della tuta di $40kPa$ e ciò gli impediva di passare attraverso il portellone secondo la procedura, ossia entrando prima con i piedi. A questo punto dovette eseguire due manovre, la prima era quella di entrare prima con la testa, ma, nonostante ciò, fu costretto a espellere gradualmente parte dell'ossigeno che pressurizzava la tuta in modo da renderla meno ingombrante e meno rigida con il rischio, però, di perdere troppo ossigeno, considerando anche che il sistema di supporto vitale avrebbe fornito ossigeno solamente per altri 40 minuti. La seconda manovra consisteva nel girarsi nella direzione opposta in modo da poter chiudere il portellone dell'air-lock, che in quel momento si trovava dal lato dei suoi stivali, così che l'altro astronauta, Pavel Ivanovič Belajev, potesse attivare il meccanismo di equalizzazione della pressione tra cabina ed air-lock. Lo sforzo fisico e psicologico affrontato da Leonov è stato enormemente intenso e l'estrema fatica e sudorazione fortemente accentuata hanno portato la temperatura all'interno della tuta ad aumentare pericolosamente. Il tutto è stato amplificato anche dal fatto che non era previsto un sistema di raffreddamento del corpo umano adeguato, in quanto il carico di lavoro atteso per quell'attività extraveicolare era considerato limitato e il sistema di condizionamento era stato dimensionato di conseguenza. L'attività extra-veicolare condotta da Leonov è un'importantissima pietra miliare nella storia dell'esplorazione spaziale e ha contribuito ad ampliare la conoscenza riguardo al comportamento dell'uomo nello spazio e delle tecnologie coinvolte, aprendo la strada a studi e sviluppi che fino ad oggi hanno portato alla realizzazione di sistemi sempre più avanzati per garantire il comfort e, soprattutto, la sicurezza degli astronauti impegnati in così estreme attività. Un altro storico passo nell'esplorazione spaziale umana sono state le attività extraveicolari sulla superficie lunare durante il programma Apollo, ad oggi uniche attività extra-veicolari svolte su di una superficie extraterrestre. La missione iniziò il 16 luglio 1969 con il decollo del lanciatore Saturn V che trasportava il modulo di comando Columbia, il modulo lunare Eagle ed il modulo di servizio con a bordo tre astronauti: Neil Alden Armstrong; Edwing Eugene Aldrin; Michael Collins. Dopo essersi immessi in orbita lunare, Armstrong e Aldrin scesero verso la

superficie lunare a bordo del modulo Eagle, mentre Collins rimase in orbita attorno alla luna sul modulo di comando Columbia. Il tempo di permanenza sulla superficie lunare pianificato era di 22 ore di cui 2 ore e 40 minuti assegnate all'attività extra-veicolare [15]. Dopo l'atterraggio l'equipaggio fece un controllo generale delle condizioni del modulo e ne accertò la capacità di lancio. Seguì un periodo di riposo dopo il quale cominciò la preparazione all'uscita dal modulo, in particolare, la preparazione delle tute per l'attività extra-veicolare, le due Extra-vehicular mobility unit. Queste erano le nuove tute spaziali che avevano richiesto grande innovazione rispetto ai precedenti design, a causa dei forti gradienti termici che sarebbero stati sperimentati sulla superficie lunare (temperature fino a 121°C per gli oggetti esposti direttamente alla radiazione solare e fino a -96°C in condizioni di ombra) e a causa dell'elevato carico di lavoro a cui gli astronauti sarebbero stati sottoposti che, riflettendosi in un alto rateo metabolico, causava un'eccessiva produzione di calore corporeo da rimuovere, portando alla realizzazione del liquid cooling garment (LCG). L'attività extra-veicolare lunare comprendeva numerose pratiche da eseguire ma alcune attività hanno richiesto più tempo del previsto, mentre altre sono state svolte più rapidamente. Tra tutte, per la preparazione all'uscita sono stati necessari circa 11 minuti in più del previsto e la familiarizzazione del pilota del modulo con l'ambiente ha necessitato di 15 minuti invece dei 6 previsti, l'ingresso di Armstrong nel modulo lunare è durato circa 3 minuti in meno e il trasferimento del contenitore contenente i campioni di roccia lunare ha richiesto 9 minuti invece che 14 minuti. Già da prima del lancio era noto il fatto che non ci sarebbe stato tempo a sufficienza per portare a perfetto completamento la raccolta di materiale, ma sono comunque stati raccolti svariati campioni di roccia libera e due "core samples", ossia dei cilindri ottenuti attraverso la foratura e l'asportazione di materiale del suolo lunare in modo da mantenerne inalterata la struttura interna utilizzando strumenti da carotaggio che permettevano di forare il terreno fino ad un massimo di 70 cm. Complessivamente tutti gli obiettivi prefissati per l'attività extra-veicolare sono stati raggiunti e hanno gettato solide basi conoscitive e tecniche per i successivi cinque atterraggi sulla luna. Con la missione Apollo 15 c'è stato il quarto allunaggio con equipaggio e sono state condotte tre attività extra-veicolari, la prima il 31 luglio 1971, la seconda il 1° agosto e la terza il 2 agosto. Apollo 15 ha portato a raggiungere un ulteriore traguardo. Per la missione Apollo 15 era stato progettato un veicolo lunare, il lunar roving veichle-1, con lo scopo di assistere le attività extra-veicolari e permettere agli astronauti un'esplorazione ad ampio raggio della superficie, oltre che studiare il comportamento del veicolo stesso sulla superficie lunare confrontandolo con i test eseguiti in condizioni 1g. Il LRV-1 è un veicolo a quattro ruote motrici a due posti con alloggiamenti per equipaggiamenti ausiliari della missione, ha una massa di 210 kg, è alimentato da quattro motori elettrici a 36 Volt in corrente continua che alimentano indipendentemente ogni ruota attraverso quattro diversi alberi di trazione isolati ermeticamente in modo

da mantenere una pressurizzazione di 51.7 kPa al fine di garantire un'adeguata lubrificazione delle spazzole. La massima velocità raggiunta è stata di 13 km/h e 10 km/h in salita, la guida è stata effettuata in varie condizioni, sul terreno coperto da alcuni centimetri di polvere sottile, su terreno più solido, su pendenze fino al 15% dimostrando stabilità e capacità di muoversi efficacemente nelle condizioni testate in range di velocità relativamente limitata tra i 5 e i 10 km/h, mostrando, però, che la sterzata, ad esempio per evitare un cratere, poteva perdere di efficacia se effettuata a velocità superiore ai 5 km/h. L'ingresso e l'uscita dal veicolo sono state giudicate comparabili alle simulazioni eseguite durante l'addestramento a bordo del velivolo KC-135 con il quale si effettuò un volo parabolico per simulare un'accelerazione pari ad 1/6 di quella terrestre. L'integrazione della tuta con il veicolo e l'interfaccia erano adeguate, nonostante nel prevolo c'erano stati problemi di visibilità. In totale sono stati costruiti tre lunar roving vehicle e tutti sono stati lasciati sulla superficie lunare dopo le rispettive missioni. L'intensità dell'attività metabolica per le varie operazioni era stata stimata, in termini di energia consumata, attraverso la determinazione di correlazioni tra tre grandezze con la spesa energetica. Il primo metodo consiste in una relazione lineare tra il rateo metabolico e la frequenza cardiaca; il secondo lega il rateo metabolico con il consumo di ossigeno; il terzo è basato su un approccio calorimetrico al liquid cooling garment. La frequenza cardiaca si è rivelata inaccurata per misurare direttamente il rateo metabolico, in quanto è influenzata anche da fattori psicogenici. Il consumo di ossigeno veniva misurato dalla diminuzione della pressione nei serbatoi, tuttavia, per limitare l'effetto del rumore nella telemetria le misurazioni venivano effettuate quando avveniva una variazione di pressione significativa, portando ad una bassa frequenza di aggiornamento, soprattutto durante periodi di bassa attività metabolica. Per quanto riguarda il LCG, sono stati creati dei modelli che legano la temperatura dell'acqua al rateo metabolico. Un'integrazione dei tre metodi, insieme ai risultati ottenuti dalle precedenti attività extraveicolari ha permesso di ottenere stime attendibili sulla spesa energetica. I ratei metabolici si sono rivelati molto variabili a seconda dell'attività svolta e vanno dai 400 $BTU/h$ a massimi di 2000 $BTU/h$, con una media che si aggira intorno ai 1000 $BTU/h$

## 2.3 Termoregolazione del corpo umano: principali meccanismi di regolazione della temperatura

Il corpo umano è un sistema che esegue una serie di processi biochimici esotermici che trasformano l'energia chimica potenziale racchiusa nel cibo in energia disponibile per le attività cellulari. L'insieme di questi processi prende il nome di metabolismo. Essendo tali processi complessivamente esotermici, vi è una continua produzione

di calore all'interno del corpo che dipende da numerosi fattori. In riferimento al caso applicativo studiato in questo elaborato, ossia il raffreddamento del corpo umano durante le attività extra-veicolari, uno dei principali fattori che influenzano l'attività metabolica dell'organismo è l'intensità dell'attività fisica svolta. È possibile applicare il primo principio della termodinamica al sistema "corpo umano":

$$\frac{dU}{d\tau} = M - L - Q \tag{2.1}$$

che lega la variazione di energia interna del sistema alla potenza metabolica generata, al calore e al lavoro scambiati con l'ambiente esterno. Se il valore assoluto del termine $\frac{dU}{d\tau}$ è diverso da zero, allora vi è una variazione di energia interna nel tempo che determina, quindi, un accumulo di energia o una sua diminuzione. Il segno di tale termine indica che l'energia interna, quindi la temperatura, dell'organismo sta aumentando se esso è positivo, mentre se il segno è negativo sta diminuendo. Se tale valore è nullo si è in una condizione di bilancio termico in cui i flussi termici in uscita dall'organismo bilanciano la potenza generata dall'attività metabolica. Questa è una condizione necessaria, ma non sufficiente al raggiungimento di una condizione di comfort termoigrometrico, che viene valutato sfruttando altre relazioni matematiche ottenute per via sperimentale attraverso un'indagine statistica che tiene conto del grado di soddisfacimento che i soggetti sottoposti ai test riferiscono.

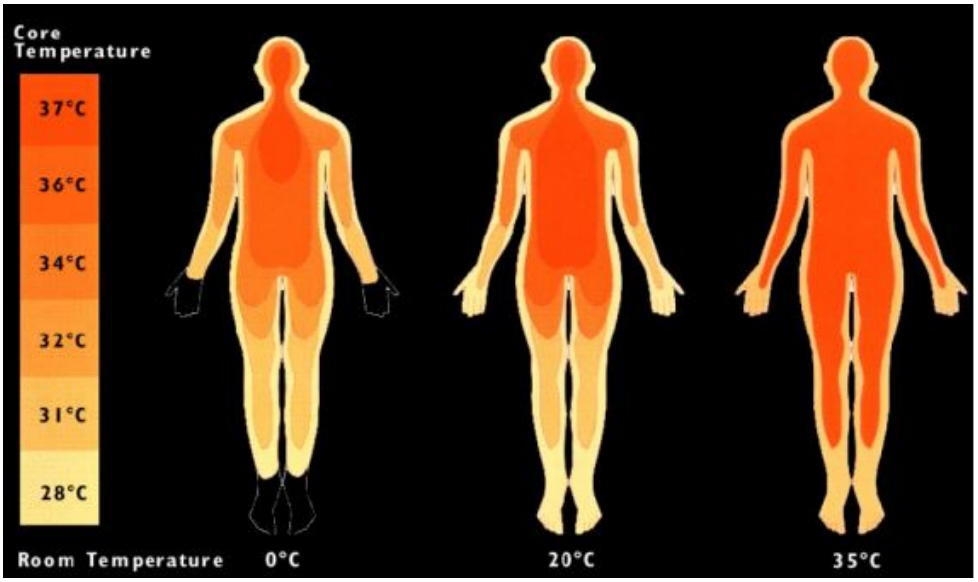



**Figura 2.2:** Superfici iso-temperatura all'interno del corpo umano

La temperatura interna del corpo umano si attesta sui $37°C$ con una variazione massima di $\pm 0.5°C$ in condizioni normali ed è il range di temperatura necessario

alla corretta funzionalità degli organi e dei processi metabolici. Nel momento in cui il $\frac{dU}{d\tau}$ complessivo non è nullo il corpo attua delle contromisure attivando il sistema di termoregolazione, un sistema gestito dal centro termoregolatore ipotalamico [16]. L'ipotalamo riceve i segnali dai termocettori posizionati in tutto il corpo. I termocettori sono dei recettori sensoriali sensibili alle variazioni di temperatura. Si suddividono in due categorie a seconda della loro posizione: termocettori periferici, locati sulla pelle; termocettori centrali, locati nelle viscere, nell'ipotalamo e nel midollo spinale. La perdita di capacità di auto termoregolazione dell'organismo può portare a situazioni di ipotermia o ipertermia. Se la variazione di temperatura è contenuta, il valore nominale può essere ripristinato attraverso risposte fisiologiche o variazioni del comportamento, per esempio variando l'intensità dell'attività fisica o la tipologia di vestiario. Variazioni estreme possono portare, nei casi più gravi, a danni agli organi, coma e morte. La temperatura non è una grandezza costante ed indipendente dalla posizione nel corpo, al contrario, tende ad essere più uniforme, stabile e maggiore nel core, mentre assume valori inferiori verso gli strati più esterni fino alla pelle, dove è maggiormente influenzata dalle condizioni ambientali. In generale, il corpo umano varia la sua temperatura in risposta ad azioni di varia natura, per esempio, un aumento di temperatura può essere determinata dall'azione del sistema immunitario contro una condizione di infezione ecc. In altri casi, invece, la temperatura può variare a causa di condizioni ambientali sfavorevoli, che porterebbero la temperatura di equilibrio a valori non fisiologici. In risposta agli stimoli che i termocettori trasferiscono all'ipotalamo, l'organismo attua una serie di azioni differenti a seconda che si trovi in una condizione di ipertermia o ipotermia. In condizioni di temperatura del core ridotta il corpo risponde generando calore e diminuendo l'efficacia dello scambio termico con l'esterno.

- Piloerezione: è il risultato della contrazione dei muscoli erettori del pelo ed ha lo scopo di trattenere uno strato d'aria tra i peli stessi per limitare la dispersione di calore nell'ambiente. Tuttavia, non è un meccanismo efficace negli esseri umani data la dimensione dei peli del corpo caratteristici dell'uomo rispetto ad altri mammiferi [17].

- Vasocostrizione delle arteriole della pelle a seguito dell'attivazione del sistema nervoso simpatico in modo tale da limitare l'afflusso di sangue alla pelle così da ridurre la perdita di calore.

- Rilascio di adrenalina e noradrenalida da parte delle ghiandole surrenali per aumentare il rateo metabolico e quindi la produzione di calore.

- Rilascio di ormoni tiroidei da parte dell'ipotalamo per l'aumento del rateo metabolico con conseguente produzione di calore.

- Brividi: contrazioni rapide dei muscoli scheletrici finalizzate alla produzione di calore.

Nel caso di temperatura del *core* superiore al valore fisiologico le contromisure adottate dall'organismo sono ovviamente differenti rispetto al caso precedente e, in linea generale, le tecniche di dispersione del calore in eccesso risultano maggiormente efficaci.

- Vasodilatazione dei vasi sanguigni della pelle per aumentare l'afflusso di sangue verso gli strati più esterni del corpo in modo da aumentare la temperatura della pelle per facilitare la dissipazione del calore verso l'ambiente esterno.
- Riduzione del rilascio di ormoni quali adrenalina, noradrenalina e ormoni tiroidei dalle ghiandole surrenali e dall'ipotalamo per ridurre il rateo metabolico e produrre quindi meno calore.
- Stimolazione delle ghiandole sudoripare per l'aumento della produzione di sudore.

Gli scambi termici che avvengono tra il sistema "corpo umano" e l'ambiente esterno sono sostanzialmente di quattro tipi: conduzione; convezione; irraggiamento; evaporazione.

L'irraggiamento consiste nella perdita di calore tramite emissione di radiazione infrarossa. In condizioni normali, è responsabile della maggior parte della dissipazione del calore prodotto dal corpo ( 60%). La potenza termica dissipata per irraggiamento dipende dalla temperatura del corpo, ma anche l'ambiente circostante irraggia verso il corpo, quindi, la potenza netta dipende dalla differenza tra la temperatura del corpo e la temperatura dell'ambiente circostante. Il valore della potenza termica può essere stimato utilizzando delle relazioni derivate dalla legge di Stefan-Boltzmann adattate, per esempio, al caso applicativo di un corpo vestito collocato all'interno di una stanza con certe caratteristiche di vestiario, dell'aria e delle superfici della stanza.

La conduzione è il trasferimento di calore che avviene per contatto tra la pelle e gli oggetti. È un meccanismo che risulta molto poco impattante, almeno nella condizione in cui la persona si trova in posizione eretta, poiché generalmente la superficie di contatto con gli oggetti è limitata. In applicazioni particolari, come nel caso di utilizzo di indumenti di raffreddamento a liquido quale il *liquid-cooling-garment* utilizzato all'interno delle attuali tute spaziali EMU, il principale meccanismo di dissipazione del calore è proprio la convezione, tramite il contatto della pelle con la struttura a tubi in cui scorre acqua fredda.

La convezione consiste nello scambio di calore tra la pelle e l'aria che la lambisce, la ventilazione fa si che l'aria che ha assorbito calore dal corpo di allontani e venga rimpiazzata da aria più fredda, mantenendo la differenza di temperatura

tra i due mezzi aumentando l'efficacia dello scambio termico. Lo scambio termico convettivo dipende principalmente dalla differenza tra le temperature di aria e pelle, dalla superficie di contatto e da un fattore di vista e dal coefficiente di scambio termico convettivo, che dipende fortemente dalla geometria e dalle condizioni del flusso. La convezione incide per il 15% sullo scambio termico totale ma dipende in larga misura dalle condizioni ambientali.

L'evaporazione del sudore è uno dei principali meccanismi con cui il corpo umano espelle calore e contribuisce circa del 22% alla dissipazione del calore a riposo, il valore cresce all'aumentare dell'intensità dell'attività fisica. Il sudore, composto da acqua nella quasi totalità, viene disperso nell'ambiente per diffusione attraverso i pori della pelle, oppure evapora dalle gocce depositate sulla superficie della pelle quando il carico termico diventa significativo. Nel primo caso il calore dipende dalla pressione di saturazione del vapore alla temperatura della pelle e dalla pressione parziale del vapore nell'aria umida alla temperatura dell'aria, nel secondo caso dipende dall'umidità assoluta dell'aria e dall'umidità assoluta dell'aria satura alla temperatura della pelle. In entrambi i casi il calore in eccesso viene ceduto all'acqua, che compone il sudore, sotto forma di calore latente di vaporizzazione.

I termini presenti nell'equazione (2.1) del primo principio della termodinamica possono essere sviluppati. Come introdotto precedentemente, gli scambi termici tra corpo e ambiente avvengono a due livelli principali: sulla pelle e all'interno della cavità polmonare. Più in particolare, il calore scambiato con l'esterno è formato da un certo numero di contributi, ognuno dei quali rappresenta una diversa metodologia di scambio termico.

$$\frac{dU}{d\tau} = M - L - Q_{conv} - Q_{irr} - Q_{cond} - Q_{diff} - Q_{sud} - Q_{resp,s} - Q_{resp,l} \tag{2.2}$$

dove

- $\frac{dU}{d\tau}$ è la variazione di energia interna del corpo nell'unità di tempo $[W]$
- M è la potenza generata dall'attività metabolica $[W]$
- L è la potenza meccanica scambiata tra corpo e ambiente esterno $[W]$
- $Q_{conv}$ è la potenza termica scambiata per convezione $[W]$
- $Q_{irr}$ è la potenza termica scambiata per irraggiamento $[W]$
- $Q_{cond}$ è la potenza termica latente scambiata per conduzione $[W]$
- $Q_{diff}$ è la potenza termica latente scambiata per traspirazione, ossia diffuzione del vapore acqueo attraverso la pelle $[W]$

- $Q_{sud}$ è la potenza termica latente scambiata per evaporazione del sudore dalla superficie della pelle $[W]$
- $Q_{resp,s}$ è la potenza termica sensibile scambiata nel processo di respirazione $[W]$
- $Q_{resp,l}$ è la potenza termica latente scambiata nel processo di respirazione $[W]$

Il termine $M - L$ può essere riscritto nella forma

$$M\,(1-\eta) \qquad \text{dove} \qquad \eta = \frac{L}{M} \tag{2.3}$$

$\eta$ è il rendimento di conversione dell'energia metabolica in lavoro e lo si considera spesso pari a zero. Abbiamo, quindi, sostanzialmente tre categorie in cui dividiamo i tipi di scambio termico tra il corpo e l'esterno: scambio termico convettivo; scambio termico radiativo e scambio termico evaporativo. Nel modello matematico che verrà introdotto del capitolo successivo si terrà in considerazione soltanto lo scambio termico dato dall'evaporazione del sudore, date le caratteristiche dell'ambiente in cui l'organismo si trova.

## 2.4 Sistemi di rimozione del calore metabolico dalle tute spaziali: evoluzione e stato dell'arte

Durante i periodi delle prime missioni spaziali, le attività extra-veicolari erano considerate relativamente poco dispendiose da un punto di vista fisico e metabolico e non si reputava necessario un sistema di raffreddamento del corpo umano complesso, quindi, il condizionamento veniva garantito con un sistema di ventilazione dell'ossigeno che permetteva di assorbire parte del calore prodotto dal corpo. Tuttavia, l'intensità dello sforzo richiesto all'astronauta si ripercuote sulla potenza termica generata dall'organismo e sulla quantità di vapore acqueo prodotta dalla respirazione e dalla sudorazione. Tali sistemi a gas trattavano l'ossigeno all'interno dello *spacecraft* e lo inviavano alla tuta tramite un collegamento ombelicale, imponendo all'astronauta dei vincoli in termini di libertà di movimento. Il trattamento avveniva tramite l'utilizzo di radiatori posizionati all'interno dello *spacecraft* e il loro peso e, soprattutto, ingombro li rendevano inadeguati all'essere installati direttamente nella tuta spaziale. Per questo motivo i sistemi di raffreddamento a gas erano stati sostituiti da un sistema a liquido. Allo stato attuale, il compito di garantire il comfort termico degli astronauti all'interno delle tute spaziali impegnati nelle attività extraveicolari è svolto da un sistema che sfrutta l'acqua come fluido di raffreddamento che assorbe il calore metabolico prodotto dal corpo, il Liquid-cooling-garment. I moderni LCG sono degli indumenti che vengono indossati sotto

**Figura 2.3:** Apollo Liquid-Cooling-Garment. National Air and Space Museum

il PSA e sono costituiti da una matrice che sostiene dei tubi posti a contatto con la pelle e all'interno dei quali scorre acqua che assorbe il calore metabolico che il corpo produce durante l'attività fisica. L'acqua, la cui temperatura aumenta a causa del calore assorbito, viene inviata al PLSS tramite dei condotti di uscita e viene raffreddata dal passaggio attraverso uno scambiatore di calore collegato ad un sublimatore. Prima della missione Apollo 9, sia le attività extraveicolari dei programmi Mercury e Gemini, sia le sole due attività extraveicolari russe eseguite fino a quel momento, avevano utilizzato sistemi in cui l'ossigeno respirabile aveva sia la funzione di ventilazione sia la funzione di raffreddamento ed era considerato adeguato al volo orbitale e alle attività extraveicolari, ma era già stato considerato non adatto all'esplorazione lunare. D'altro canto, i nuovi sistemi di raffreddamento a liquido per la protezione dei piloti all'interno di cockpit caldi studiati e sviluppati da Burton e Collier nel 1962 al Royal Aircraft Establishment in Inghilterra avevano mostrato risultati promettenti con la possibilità di essere utilizzati in altre applicazioni. All'inizio del programma Apollo la Hamilton standard Division della United Aircraft Corporation, sapendo della bontà degli esperimenti condotti in Inghilterra, aveva iniziato una collaborazione con la Webb associates, azienda che da anni si occupava di tute per il raffreddamento del corpo, per arrivare allo sviluppo di un prototipo di tuta raffreddata a liquido. Tale prototipo ha confermato l'efficacia degli indumenti di raffreddamento a liquido. Nel 1964 un prototipo dimostrativo era stato testato alla NASA al Manned Spacecraft Center portando alla conclusione che

il sistema aveva grandi capacità di refrigerazione ma era necessario un sistema di regolazione per evitare raffreddamenti troppo intensi rispetto all'effettiva richiesta dell'astronauta.

### 2.4.1 Liquid cooling and ventilation garment

Il sistema di raffreddamento basato su LCVG è utilizzato dai tempi delle missioni Apollo fino ad oggi sulle EMU ed è rimasto concettualmente invariato ad eccezione di miglioramenti nella tecnologia utilizzata per aumentare la durata delle EVA, l'affidabilità e la vita operativa. Con questa architettura è stato possibile integrare per la prima volta un *life support system* interamente all'interno dello *space-suit assembly* come un unico sistema ottimizzato per le funzioni di supporto vitale agli astronauti impegnati in attività extra-veicolari. L'architettura delle tute spaziali EMU permette di effettuare attività extraveicolari completamente autonome, in cui vengono utilizzati i sistemi posizionati all'interno del *back-pack* in maniera completamente indipendente dallo *spacecraft*, ma permette anche di collegare i sottosistemi del PLSS al sistema di supporto alla vita dello *spacecraft* mediante dei connettori, rendendo il supporto all'attività di tipo ombelicale. Il PLSS svolge le seguenti funzioni:

- Crea un'atmosfera respirabile all'interno della tuta fornendo ossigeno e controllandone la pressione.
- Fornisce controllo termico attraverso il raffreddamento e la ricircolazione sia dell'ossigeno sia dell'acqua che scorre all'interno del LCVG.
- Fornisce controllo dei livelli e rimozione di umidità, anidride carbonica, contaminanti e odori.
- Garantisce le comunicazioni all'astronauta.
- Effettua il monitoraggio dei parametri dei sistemi.

I principali sottosistemi del PLSS adibiti alle funzioni di supporto alla vita dal punto di vista della generazione di atmosfera e comfort termico sono:

- circuito di ventilazione dell'ossigeno;
- circuito primario dell'ossigeno;
- circuito dell'acqua di alimentazione (*Feedwater circuit*);
- ciclo di trasporto del liquido (*Liquid transport circuit*).

dei quali gli ultimi due si occupano della quasi totalità del calore smaltito.

### Feedwater Circuit

Il *feedwater circuit* è il circuito che rifornisce di acqua vari elementi che compongono i sistemi del PLSS, lo scopo principale è quello di alimentare il sublimatore.

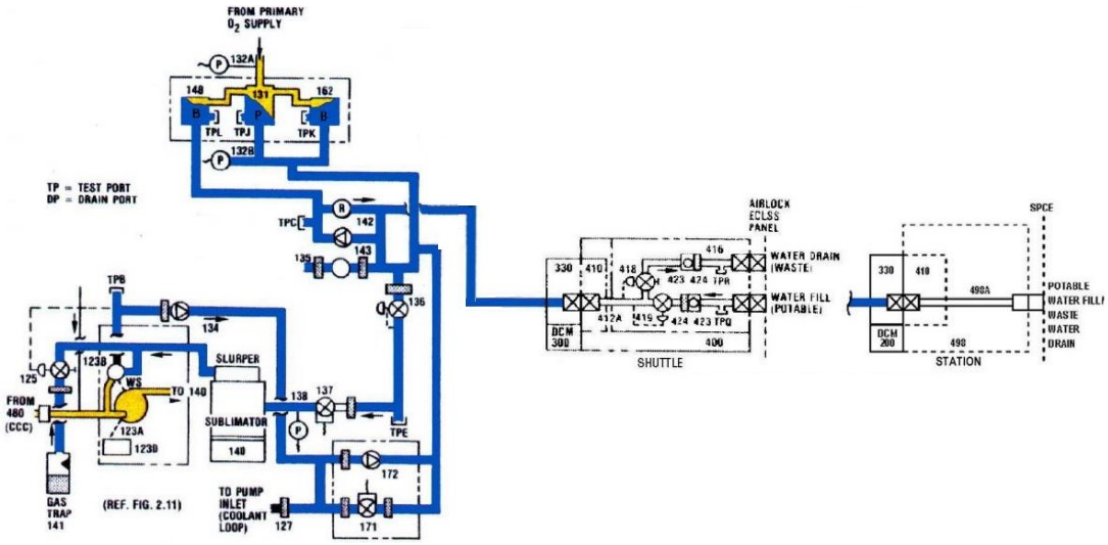



**Figura 2.4:** EMU Feedwater Circuit. NASA, EMU (Extravehicular Mobility Unit) Data Book, 2017

L'acqua viene immagazzinata all'interno di due serbatoi primari e di un ulteriore serbatoio di riserva che contengono fino a $4.54kg$ di acqua in totale, pressurizzati ad una pressione di circa $1.03bar$ dal *primary oxygen circuit*. La pressione dell'acqua in uscita dai serbatoi viene ridotta tramite un regolatore di pressione che la porta tra i 17.6 e $28.6kPa$ per essere utilizzata dal sublimatore. In situazioni di emergenza, se l'alimentazione dei serbatoi principali dovesse terminare, il serbatoio di riserva garantisce 30 minuti di acqua per il raffreddamento ad un rateo metabolico di 1000BTU/h. Nel caso in cui l'astronauta voglia sospendere il raffreddamento può comandare l'azionamento di una valvola di shutoff che interrompe il flusso di acqua al sublimatore. Il *Feedwater circuit* svolge anche un'altra funzione fondamentale: alimenta il *liquid transport circuit* reintegrando l'acqua persa nella parziale evaporazione che avviene a causa del calore assorbito durante il passaggio nei condotti posti a contatto col corpo dell'astronauta.

### Sublimatore

L'acqua che scorre all'interno del *liquid transport circuit* deve essere raffreddata per garantire il soddisfacimento dei requisiti di raffreddamento imposti al sistema dalle condizioni operative. Non solo l'acqua, ma anche l'ossigeno umido appartenente

al *breathing loop* ha bisogno di essere raffreddato e trattato in modo da ridurne il contenuto di vapore acqueo. Tale funzione viene svolta dal sublimatore, un dispositivo costituito da una piastra porosa, in cui fluisce l'acqua di alimentazione, e da uno scambiatore di calore liquido/gas, ideato e realizzato dall'azienda americana Hamilton Standard a metà degli anni Sessanta con l'intento di fornire alla NASA un sistema per rimuovere il calore generato all'interno delle tute spaziali durante le attività extraveicolari che sarebbero state svolte sulla superficie lunare dalla missione Apollo 11 in poi. All'interno di una tuta ci sono alcune sorgenti che producono calore: i dispositivi elettronici, l'organismo dell'astronauta e il sistema di rimozione dell'anidride carbonica. Mentre i dispositivi elettronici ed il sistema di rimozione della CO2 producono soltanto calore, l'astronauta causa anche l'aumento dei livelli di umidità dell'atmosfera artificiale contenuta dalla tuta, a causa della sudorazione e della respirazione, in quanto, l'aria espirata è caratterizzata da un'umidità relativa prossima al 100%. Il sublimatore svolge la funzione di soddisfare queste esigenze in modo da garantire il controllo termico.

**Figura 2.5:** Scambiatore di calore/base per la piastra porosa del sublimatore (non mostrata). In basso sono rappresentati i raccordi per i tubi dell'acqua di alimentazione, mentre a sinistra i raccordi più grandi corrispondono all'ingresso e all'uscita per il flusso di ossigeno e i raccordi più piccoli corrispondono all'ingresso e all'uscita dell'acqua del transport loop del LCVG. Theodore C. Southern e Nikolay A. Moiseev, Commercial EVA Space Suit System Development, 2019

Il sublimatore basa il suo funzionamento sul fenomeno della sublimazione. Una delle due facce della piastra porosa è esposta al vuoto, il *feedwater circuit* rifornisce il sublimatore di acqua che a contatto con la piastra porosa congela, formando

un sottile strato di ghiaccio. La piastra porosa è collegata allo scambiatore di calore attraverso il quale scorrono l'acqua del *liquid transport loop* e l'ossigeno del *breathing loop*, i due fluidi cedono calore che fluisce dallo scambiatore di calore verso il ghiaccio che assorbe tale calore e sublima, trasformandosi in vapore e disperdendosi nel vuoto passando attraverso i pori della piastra. Come accennato in precedenza, i componenti principali del sistema sublimatore sono lo scambiatore di calore e la piastra porosa. Il core dello scambiatore di calore è generalmente realizzato in acciaio inossidabile e nichel per conferire resistenza alla corrosione, alta conducibilità termica e resistenza meccanica con pareti sottili e, quindi, pesi ridotti. Il core è realizzato sovrapponendo uno sopra l'altro gli strati e unendoli tramite brasatura in un forno a vuoto. La piastra porosa può variare in caratteristiche a seconda della metodologia di fabbricazione o materiali utilizzati. Planert C. et al.[18] hanno studiato un sublimatore in cui la piastra porosa consiste in numerosi strati di fili intrecciati a formare una rete costituita da fili di diverso spessore. Viene aggiunta anche una rete più spessa per dare stabilità meccanica e permettere la distribuzione dell'acqua di alimentazione; la rete deve essere sigillata ai bordi per evitare le perdite.

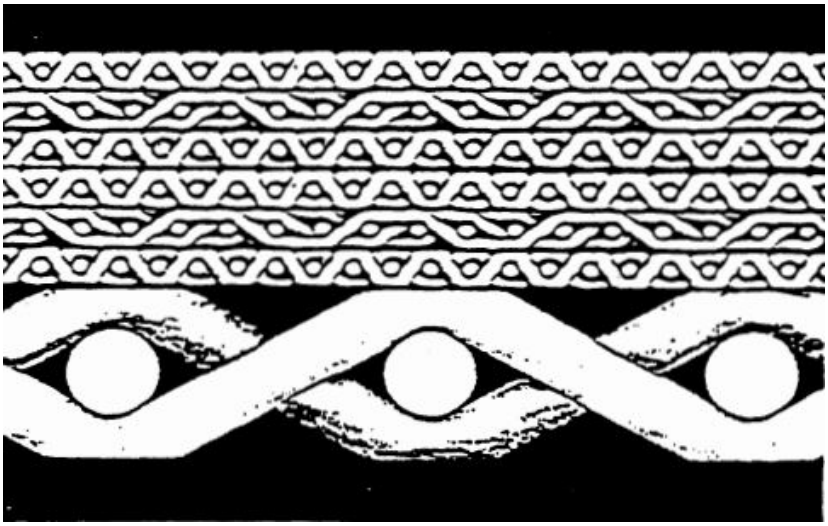


**Figura 2.6:** Struttura della piastra porosa *wire mesh*. Planert C. et al, Development of Sublimator Technology for the European EVA Space Suit, 1991

Nel report dell'azienda Hamilton Standard [19] si fa riferimento ad una piastra porosa realizzata mediante sinterizzazione di particelle di nichel. Questa procedura crea una struttura in cui i pori sono non uniformi per forma e distribuzione, portando all'aumento della difficoltà nel valutare le performance da un punto di vista analitico.
Lo scambiatore di calore è un elemento metallico ad alta conducibilità termica che

permette di trasferire efficacemente il calore dai fluidi di trasporto che scorrono dei rispettivi circuiti, quindi l'acqua contenuta nei condotti del LCVG e l'ossigeno umido che scorre nei condotti del ciclo di respirazione, verso lo strato di ghiaccio formato sul lato interno della piastra porosa. In corrispondenza dello scambiatore di calore, l'ossigeno incontra delle pareti fredde che ne causano un raffreddamento sensibile e latente, infatti, una volta che la temperatura scende al di sotto della temperatura di rugiada relativa al titolo di vapore che la miscela ossigeno/vapore acqueo assume in quel punto, il vapore acqueo prodotto dalla respirazione e dalla sudorazione dell'astronauta inizia a condensare sulle pareti del condotto. Si forma così un film di liquido che viene trascinato dalla corrente verso lo *slurper*, un dispositivo che separa l'acqua liquida condensata dal flusso di ossigeno. Per minimizzare la quantità di condensa che non viene raccolda dallo slurper e fluisce verso il condotto di uscita dell'ossigeno, le pareti del condotto sono rivestite con del materiale idrofilo in modo da evitare la formazione di gocce. L'acqua del LCVG, invece, subisce soltanto un raffreddamento sensibile e le eventuali bolle presenti vengono eliminate da una *gas trap* a monte del sublimatore. Il meccanismo di sublimazione si basa, innanzitutto, sulla formazione di uno strato di ghiaccio sulla faccia interna della piastra porosa, che impedisce all'acqua liquida di passare attraverso i pori della piastra e disperdersi nell'ambiente.

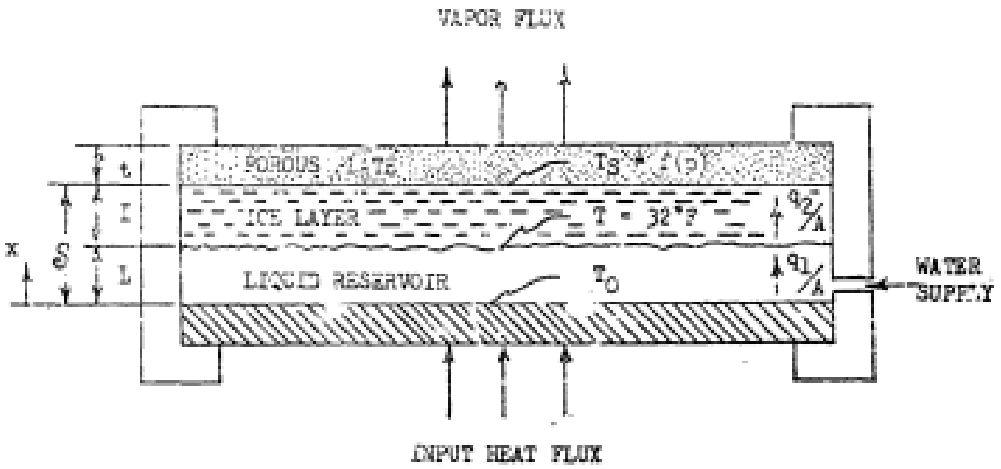



**Figura 2.7:** Schematizzazione della struttura interna del sublimatore. Si osserva la presenza dell'acqua di alimentazione, dello strato di ghiaccio e della piastra porosa. Hepner P. H., Sangiovanni J. J., Porous Plate Water Boiler Design Study, Final Report, 1965

L'esistenza di questo strato di ghiaccio è determinata da una combinazione del flusso termico e della caduta di pressione che l'acqua di alimentazione subisce passanto attraverso la piastra dalla pressione del *feedwater circuit* alla pressione di

600Pa alla temperatura di 0.01°$C$. Infatti, quando la pressione di vapore scende al di sotto del punto triplo indicato dal diagramma di equilibrio dell'acqua, la transizione di fase avviene direttamente dallo stato solido allo stato vapore, senza passare dal liquido, assorbendo una quantità di energia pari al calore latente di sublimazione dell'acqua. La transizione di fase avviene a temperatura costante, quindi la piastra porosa rimane sempre a 0°C. Lo spessore dello strato di ghiaccio dipende dallo scambio termico imposto dal carico termico che il sistema richiede in quel momento, mentre la temperatura di sublimazione dipende dalla pressione di vapore locale alla faccia di ingresso della piastra porosa. Questo sistema si innesca e regola autonomamente a seconda del carico termico: se aumenta il flusso termico, aumenta la caduta di pressione attraverso la piastra porosa, con conseguente aumento della temperatura di sublimazione che porta alla riduzione dello spessore dello strato di ghiaccio in modo da soddisfare il carico termico. Il sistema presenta, però, anche dei limiti. Da una parte, il processo di sublimazione è limitato da una minima densità di potenza per area della piastra porosa $\left(6\frac{W}{cm^2}\right)$ fino alla quale non avviene alcuna penetrazione dell'acqua di alimentazione e la piastra rimane a 0°C. Dall'altra parte, se il carico termico è troppo basso, l'acqua di alimentazione congela, impedendo la distribuzione dell'acqua e aumentando così la resistenza termica, ostacolando il trasferimento di calore dallo scambiatore di calore alla piastra porosa che porta ad una degradazione delle prestazioni [19]. La condizione di trovarsi sotto al punto triplo dell'acqua limita l'utilizzo del sublimatore ad ambienti con un'atmosfera estremamente rarefatta poiché non sarebbe possibile effettuare la sublimazione a causa della formazione di liquido prima della transizione a vapore, rendendolo inutilizzabile in condizioni atmosferiche come quelle Marziane. Inoltre, la struttura della piastra porosa, quindi la dimensione dei pori, rende tale dispositivo altamente suscettibile alla contaminazione da costituenti contenuti nell'acqua di alimentazione che tendono ad accumularsi nel tempo durante l'utilizzo. Gli attuali sublimatori utilizzati nei PLSS delle tute spaziali EMU sono certificati per 25 EVA, dopo le quali deve essere effettuata la manutenzione e il lavaggio della piastra porosa in acciaio [20].

### Liquid Transport Circuit

Il *liquid transport circuit* ha il compito di convogliare l'acqua ai vari distretti che compongono il sistema di raffreddamento. L'acqua calda in uscita dal LCVG potrebbe presentare delle bolle di gas che devono essere rimosse per preservare l'efficacia dello scambio termico ed evitare che influenzino le prestazioni della pompa. Le bolle vengono eliminate al passaggio per una *gas trap*, un dispositivo formato da una griglia attraverso la quale passa l'acqua ma non le bolle, le quali vengono espulse tramite un orifizio. A valle della *gas trap* si trova il collegamento con il

*Feedwater circuit* da cui viene reintegrata l'eventuale portata persa dal circuito e subito dopo una pompa impone al flusso una portata di $108kg/h$.

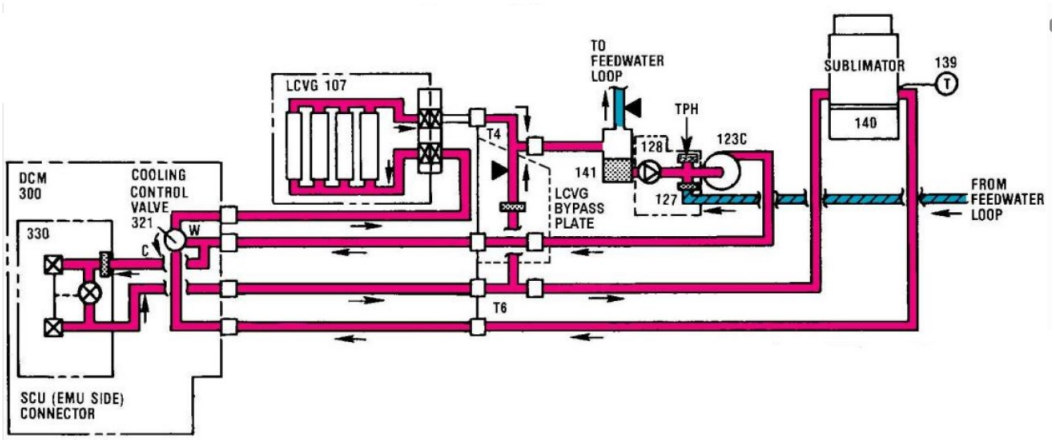



**Figura 2.8:** EMU Liquid transport loop. NASA, EMU (Extravehicular Mobility Unit) Data Book, 2017

Il liquid cooling garment è più in generale chiamato "garment assembly" ed è composto dal LCVG Restraint Assembly, dal Liner Assembly, dal Vent Plenum Assembly e dal Multiple Water Connector.

### Restraint Assembly

Il *Restraint Assembly* è l'indumento che supporta i tubi dell'acqua mantenendoli in posizione e aderenti al corpo dell'astronauta in modo da rendere efficace lo scambio termico. È realizzato con una rete in nylon e spandex che combinati rendono il tessuto resistente, elastico e traspirante. Al suo interno sono ricavati degli alloggiamenti che ospitano i condotti di ventilazione che corrono lungo braccia e gambe. Tali alloggiamenti sono rinforzati con un tessuto in Teflon per migliorare la resistenza all'abrasione. Nella parte frontale sinistra del tronco è realizzata una tasca per apparecchiature biomediche che contiene un dispositivo che monitora le condizioni fisiche dell'astronauta.

### Liner Assembly

Il *liner assembly* è uno strato leggero e non elastico, setoso al tatto, realizzato in nylon/tricot che garantiscono alta resistenza e massa limitata ed è posto tra la pelle dell'astronauta e i tubi dell'acqua. Ha la funzione di aiutare nell'indossamento e rimozione del LCVG permettendo alla pelle dell'astronauta di scivolare lungo

il tessuto e garantendo una sensazione di comfort. Evita, inoltre, che i tubi si aggancino. Essendo un tessuto rigido è stato realizzato più lungo e largo rispetto al *restraint assembly* in modo da permettere libertà di movimento senza applicare stress sulle cuciture.

### LCVG Vent System

Il *LCVG vent system* è un insieme di condotti di ventilazione del gas, sia in uscita che in entrata, posizionati lungo gli arti dell'astronauta negli alloggiamenti creati sul *restraint assembly*. I condotti di aspirazione costituiscono il *vent plenum assembly* che porta il gas aspirato dalle estremità verso il *plenum shell*, posizionato al centro della schiena, dove tutti i vari condotti confluiscono per essere inviati attraverso un'unica linea, il *torso vent duct*, verso il PLSS. Il *plenum shell* è realizzato in poliuretano ed è attaccato al *restraint assembly* mediante del velcro.

### LCVG Water System

L'acqua di raffreddamento per il LCVG inviata dal PLSS entra nella tuta dall'*Hard Upper Torso* e viene incanalata nei MWC, connettori multipli per l'acqua, e raccolta nel *para-manifold assembly*, un insieme di tubi posizionati in ognuno dei quarti del LCVG, che la distribuisce verso le varie direzioni. I tubi sono realizzati in etilene vinil acetato e hanno due diametri caratteristici: $3.2mm$ per i tubi del LCVG; $7.9mm$ per i tubi del *para-manifold assembly*. Il *para-manifold assembly* è composto da due raccordi per l'ingresso e l'uscita e otto tubi da $7.9mm$ di diametro che si collegano ai tubi del LCVG attraverso una cintura all'altezza della vita.

Questa architettura è in grado di sostenere un'attività metabolica media di $1600BTU/h$ e un picco di $2000BTU/h$ [10].

# Capitolo 3

# Nuovo concetto di sotto-tuta

## 3.1 Introduzione al design

Il sistema basato su liquid-cooling-garment ha dimostrato di essere efficace nel garantire il comfort termico degli astronauti durante le attività extraveicolari, ma la presenza di acqua all'interno della tuta è un elemento di potenziale pericolo, in quanto, come accaduto durante l'attività extraveicolare svolta da Luca Parmitano nel 2013, un'eventuale fuoriuscita di acqua potrebbe portare all'aborto dell'attività extraveicolare e rappresentare una minaccia alla sicurezza e alla vita dell'astronauta. In questo capitolo viene introdotto il sistema VENTO (Ventilation tool), un'architettura concepita da REA Spazio, che verrà modellizzata e analizzata nelle prossime sezioni di questa tesi. VENTO è un sistema di raffreddamento basato su gas e consiste in un sotto-tuta innovativo che permette di refrigerare il corpo umano impegnato nelle attività extra-veicolari. Durante l'attività fisica l'organismo cede calore all'acqua che compone il sudore, venendo dissipato come calore latente di vaporizzazione. Il sistema VENTO favorisce la dissipazione di calore tramite evaporazione attraverso la gestione dei livelli di umidità della portata di gas che fluisce al suo interno. L'utilizzo del gas come mezzo refrigerante per smaltire il calore metabolico prodotto dal corpo non è una novità, al contrario, è stato il primo metodo di raffreddamento utilizzato. I sistemi di supporto alla vita sviluppati per le missioni precedenti alle missioni Apollo prevedevano, nella maggior parte dei casi, un'alimentazione di tipo ombelicale per supportare le attività extraveicolari. Il cavo, che aveva anche la funzione di evitare che l'astronauta si allontanasse irrimediabilmente dal veicolo spaziale, era composto da una linea di mandata, attraverso la quale veniva fornito ossigeno all'astronauta, e da una linea di ritorno, attraverso cui passava la miscela di ossigeno, anidride carbonica e vapore acqueo che veniva trattata in dei sistemi locati all'interno dello spacecraft in cui veniva rimossa l'anidride carbonica, raffreddato l'ossigeno tramite scambiatori di calore e radiatori

**Figura 3.1:** Ventilation tool

e rimosso il vapore acqueo in eccesso. Tuttavia, la tendenza della ricerca era quella di spingersi nella direzione di sviluppare dei sistemi di supporto alla vita portatili e indipendenti dall'alimentazione dello spacecraft, l'esempio più lampante sono le attività di esplorazione della superficie lunare durante le missioni Apollo, un sistema indipendente era indispensabile per poter permettere tale libertà di movimento agli astronauti. L'utilizzo degli stessi sistemi impiegati nel ciclo di raffreddamento a gas della configurazione ombelicale avrebbe portato a pesi e dimensioni non gestibili su una tuta spaziale per via degli scambiatori di calore e dei radiatori, i quali trovano migliore applicazione all'interno dei veicoli spaziali grazie alla possibilità di ospitare la taglia di tali sistemi. La precedente architettura prevedeva un unico *gas loop* che doveva svolgere due funzioni contemporaneamente. Si occupava di rifornire l'astronauta di ossigeno e limitare i livelli di anidride carbonica, ma allo stesso tempo lo stesso gas aveva la funzione di sottrarre il calore metabolico prodotto dall'organismo. Con il sistema VENTO, REA intende inserirsi nel mercato della tecnologia delle tute spaziali proponendo un sistema che sfrutti nuovamente il raffreddamento a gas in modo da eliminare la presenza di acqua dall'interno della tuta, ma confinandola al *back-pack*, così che a seguito di una failure del sistema di raffreddamento, un'eventuale fuoriuscita di acqua non determinerebbe l'allagamento della tuta. Grazie all'impiego dello SWME, il sistema può essere utilizzato sia in orbita terrestre, sia sulla superficie lunare, sia sulla superficie marziana.

Con questo sistema, REA attribuisce le due funzioni di gestione dell'atmosfera all'interno della tuta e di rimozione del calore metabolico a due circuiti a gas non comunicanti tra loro, più in particolare, il gas adibito al raffreddamento del corpo viene limitato ad un volume ridotto, a ridosso delle superfici del corpo stesso e non c'è la possibilità che questo vada ad occupare l'intero volume restante della tuta, il quale viene occupato dal gas del circuito di respirazione, che ha anche il compito di pressurizzare l'ambiente. Tale sistema prevede, quindi, la realizzazione di due cicli separati ed indipendenti: un *breathing-loop*, ciclo per il trattamento del gas adibito alla respirazione; un *gas cooling loop*, ciclo per il trattamento del gas adibito allo smaltimento del calore metabolico prodotto dal corpo e al garantire il comfort termico dell'astronauta. Il *breathing-loop* comprende l'intero volume interno della tuta, ad eccezione del sotto-tuta, e consiste in un ciclo di trattamento della miscela di ossigeno, anidride carbonica e vapore acqueo, la cui composizione viene modificata dalla respirazione dell'astronauta che, in particolare, ne assorbe parte dell'ossigeno e ne aumenta il contenuto di anidride carbonica e vapore acqueo. Il ciclo comprende, quindi, il volume interno della tuta come ambiente di scambio, un condotto di uscita porta la miscela in un'unità di trattamento in cui vengono ridotti i livelli di CO2, i livelli di umidità relativa e viene reintegrato l'ossigeno consumato in modo da mantenere costante la pressione e garantire adeguati valori di temperatura e umidità della miscela, in maniera del tutto simile a quanto già viene fatto nel gas-loop all'interno del PLSS delle tute spaziali EMU. In questa fase dello studio viene analizzato il *gas-cooling-loop*, che rappresenta la vera caratteristica innovativa del sistema complessivo. È composto principalmente da tre elementi fondamentali: un sotto-tuta; un'unità di trattamento gas; un evaporatore d'acqua a membrana. Il sotto-tuta viene indossato dall'astronauta prima di indossare il pressure suit assembly (PSA) e rappresenta l'equivalente del LCG. Il sotto-tuta è un indumento aderente al corpo e copre busto, bacino, gambe e braccia fino a collo, caviglie e polsi e il suo scopo è quello di permettere la rimozione del calore metabolico dal corpo costringendo il gas refrigerante a fluire all'interno del sotto-tuta stesso senza disperdersi nel volume del PSA come, invece, veniva fatto nei primi sistemi basati sul condizionamento a gas. L'unità di trattamento è un concetto ripreso dalle già esistenti unità di trattamento aria utilizzate negli impianti di condizionamento degli edifici basate sulla termodinamica dell'aria umida. L'unità di trattamento aria è formata da un primo stadio di filtri, un ventilatore per imporre una certa velocità al flusso che determinerà la portata, uno scambiatore di calore in cui il gas viene raffreddato al fine di far condensare il vapore acqueo, un separatore centrifugo che permetta di raccogliere la condensa e una batteria di post riscaldamento per riportare la temperatura e l'umidità relativa ai livelli di input. Lo scambiatore di calore interfaccia l'aria con un'altro circuito, il *water cooling loop*, all'interno del quale scorre dell'acqua che, in corrispondenza dello scambiatore di calore, assorbe calore sensibile e latente dal gas e viene poi raffreddata da un dispositivo che agisce

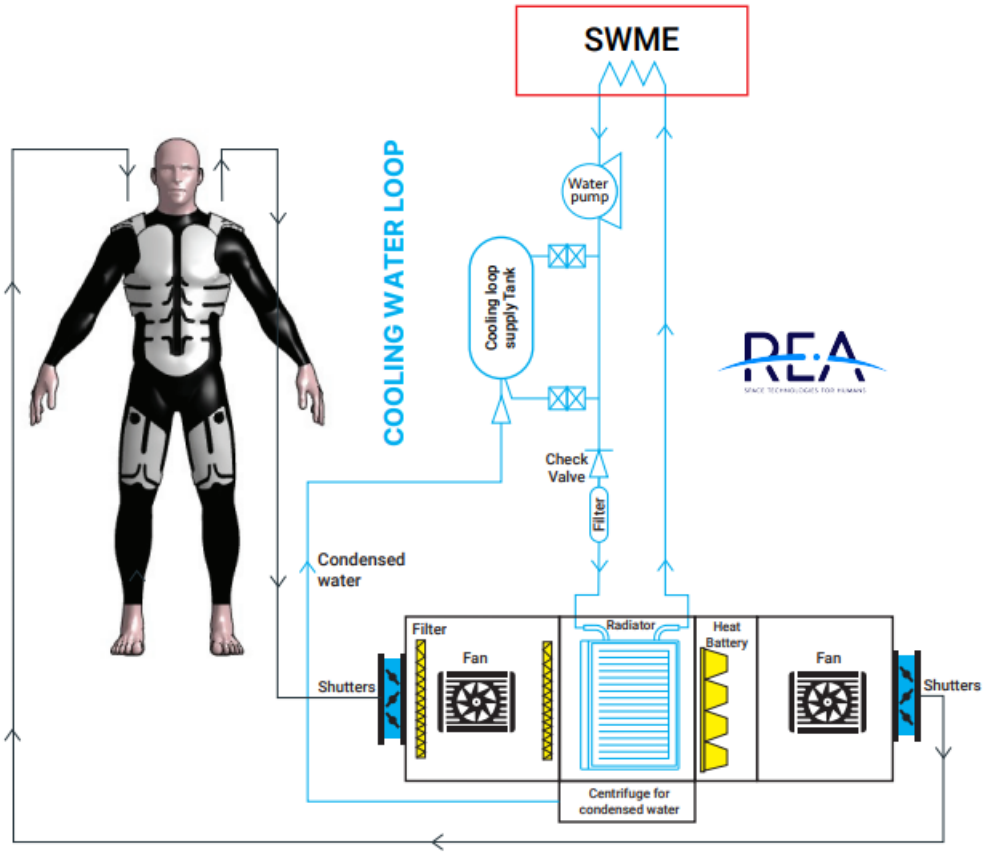



**Figura 3.2:** *Gas cooling loop* e *water cooling loop*

come dissipatore di calore, un evaporatore d'acqua basato su membrane a fibra cava (SWME).

## 3.2 Struttura del sotto-tuta

Il sotto-tuta è composto da placche in materiale biocompatibile stampato in 3D o iniezione a struttura a celle comunicanti termo-applicate ad un tessuto che va a contatto con la pelle ed è schematizzabile in tre elementi: uno strato interno a contatto con la pelle; uno spazio intermedio attraverso cui fluisce il gas; uno strato esterno isolante. Lo strato interno è posto a diretto contatto con la pelle ed è realizzato in materiale traspirante in modo che, nel momento in cui il corpo espelle del sudore questo possa passare attraverso il tessuto e andare a diffondersi nella miscela che attraversa lo spazio intermedio. Lo spazio intermedio è confinato tra i due strati ed è lo spazio attraverso cui passa la portata di gas che raccoglie il vapore

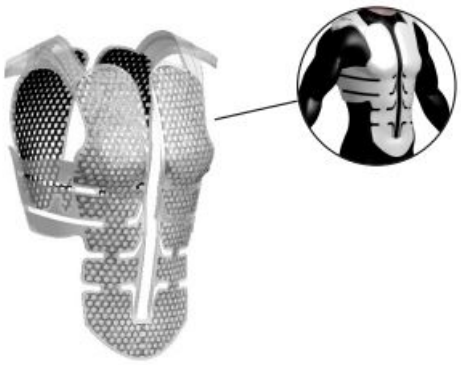


**Figura 3.3:** Dettaglio della sezione del torso che mette in evidenza la struttura a nido d'ape

che il corpo produce durante l'attività fisica. Lo strato esterno è realizzato con un materiale non traspirante che isola in maniera stagna il gas presente all'interno del sotto-tuta dall'ambiente esterno, ossia il gas facente parte del ciclo di respirazione, al fine di rendere i due circuiti non comunicanti impedendo il miscelamento dei due gas. L'ambiente in cui avvengono le trasformazioni termodinamiche che portano al raffreddamento del corpo è lo spazio intermedio, il suo spessore viene garantito dalla presenza di una struttura a nido d'ape a celle comunicanti che svolge due funzioni principali. La prima è quella di creare un percorso nello spazio intermedio in modo da favorire il passaggio della portata, la seconda è una funzione strutturale, infatti, permette di mantenere costante la distanza tra lo strato interno e lo strato esterno impedendo che la struttura collassi su sé stessa e la portata venga interrotta. La struttura a nido d'ape è realizzata in materiale polimerico stampato in 3-D, tale tecnica permette di ottenere dei fori sui lati dell'esagono che costituisce la cella per rendere le celle comunicanti tra loro e garantire il passaggio della portata verso tutta la superficie del corpo interessata. Il materiale polimerico e la geometria di stampa rendono la struttura altamente flessibile portando un grande vantaggio in termini di mobilità garantendo, allo stesso tempo, la forma della cella evitandone il collasso strutturale. La stampa 3-D permette di ottenere delle celle esagonali in cui viene limitata la presenza di spigoli vivi, essendo dei punti critici in cui c'è una tendenza di accumulo di aria umida che favorisce la proliferazione batterica. Questa architettura permette di localizzare il raffreddamento per raggiungere le aree del corpo che maggiormente contribuiscono alla dissipazione di calore tramite sudorazione, ossia torace e cosce[21]. Ciò può essere fatto posizionando le placche nelle aree interessate, venendo poi mantenute in posizione dall'indumento di sostegno al quale sono collegate.

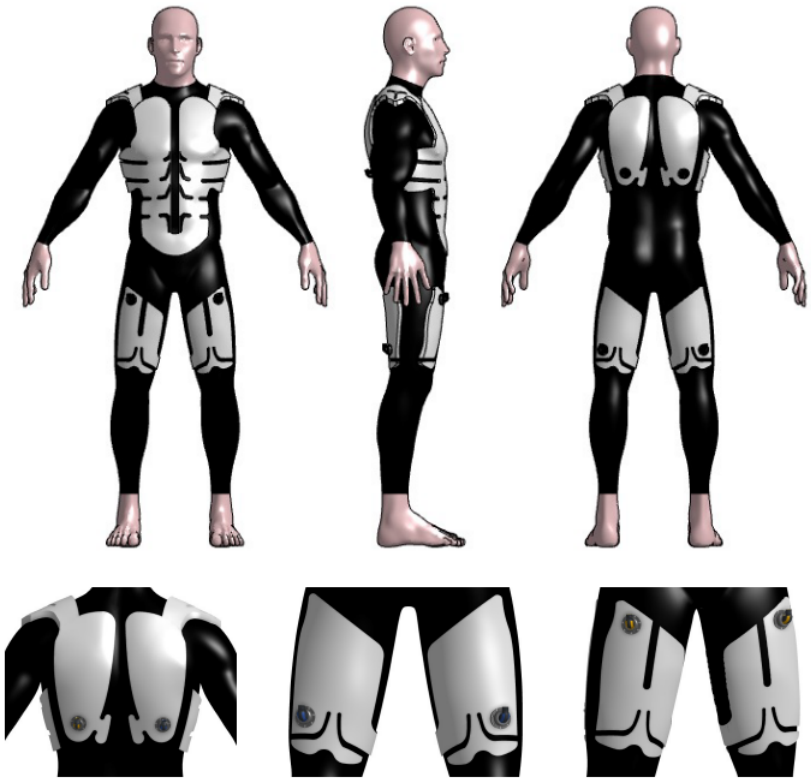


**Figura 3.4:** Vista frontale, laterale e posteriore del sotto-tuta con una disposizione delle placche su petto, addome, dorso e cosce

## 3.3 Hollow Fiber Water Membrane Evaporator

Il sublimatore a piastra porosa è stato di grande utilità perché ha permesso di alimentare il sistema di eliminazione del calore metabolico dall'interno delle tute durante le attività extra-veicolari lunari del programma Apollo, del programma Space Shuttle e odierne. Tuttavia, alcuni aspetti critici legati alla sensibilità alla contaminazione della piastra porosa e, soprattutto, all'impossibilità di utilizzo in un ambiente con un'atmosfera, anche parziale come Marte, hanno portato la ricerca a studiare un nuovo dispositivo, concettualmente diverso ma pensato per lo stesso scopo: l'*hollow fiber water membrane evaporator*. Si tratta di un complesso dispositivo che basa il suo funzionamento sulla capacità di raffreddare un liquido tramite l'evaporazione di parte del liquido stesso sfruttando gli ultimi progressi nella tecnologia delle membrane microporose. È composto da un elevato numero di fibre polimeriche realizzate in polipropilene, porose, cave e idrofobiche poste in parallelo, di diametro dell'ordine delle centinaia di micrometri, attraverso le quali può scorrere la portata di acqua. Lo spessore delle pareti è di qualche decina di micrometri.

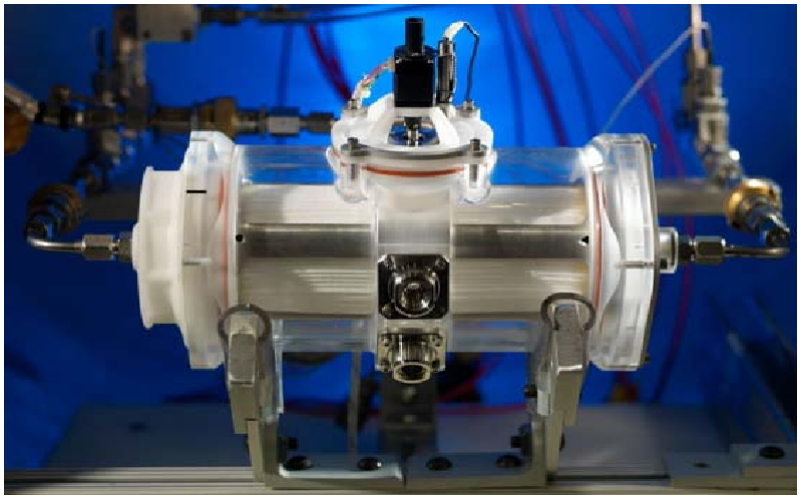


**Figura 3.5:** Hollow fiber water membrane evaporator. Fonte M. Arif Khan et al., Performance evaluation and model of spacesuit cooling by hydrophobic hollow fiber-membrane based water evaporation through pores, 2023

I pori hanno un diametro medio che varia nell'ordine delle decine/centinaia di nanometri che permettono il passaggio del vapore, ma non del liquido. Le fibre sono alimentate da un manicotto che divide la portata in ingresso a tutte le fibre in modo che risulti il più possibile equa. È presente una testata in poliuretano che mantiene in posizione le fibre quando il sistema viene pressurizzato. L'insieme di fibre è contenuto all'interno di una camera di evaporazione che isola il dispositivo dall'ambiente esterno mediante una *back-pressure valve* che permette di regolare la pressione all'interno della camera di evaporazione. La *back-pressure valve* permette di impostare una pressione soglia in maniera tale da gestire in maniera arbitraria la differenza tra la pressione di vapore in corrispondenza dei pori delle fibre e la pressione dello shell così da imporre un $\Delta P$ che rappresenta la *driving force* del processo di raffreddamento evaporativo. La figura 3.6 mostra uno schema che rappresenta il flusso di acqua liquida calda in ingresso e il flusso di acqua più fredda in uscita, raffreddata grazie al calore sottratto da una parte di liquido che effettua il cambiamento di fase e abbandona le fibre per diffusione attraverso i pori andando ad occupare lo spazio della camera di evaporazione. Lo schema rappresenta anche la fuoriuscita parziale di vapore dalla *back-pressure valve* per mantenere la pressiore all'interno della camera pari al valore impostato attraverso la valvola. In condizioni stazionarie la massa d'acqua che evapora dalle fibre è pari alla massa di vapore che abbandona la camera di evaporazione nell'unità di tempo. Lo SWME è una tecnologia promettente per le future tute spaziali avanzate pensate per l'esplorazione spaziale in vari ambienti. Di seguito si riportano alcune caratteristiche che rappresentano dei vantaggi rispetto al precedente sistema basato

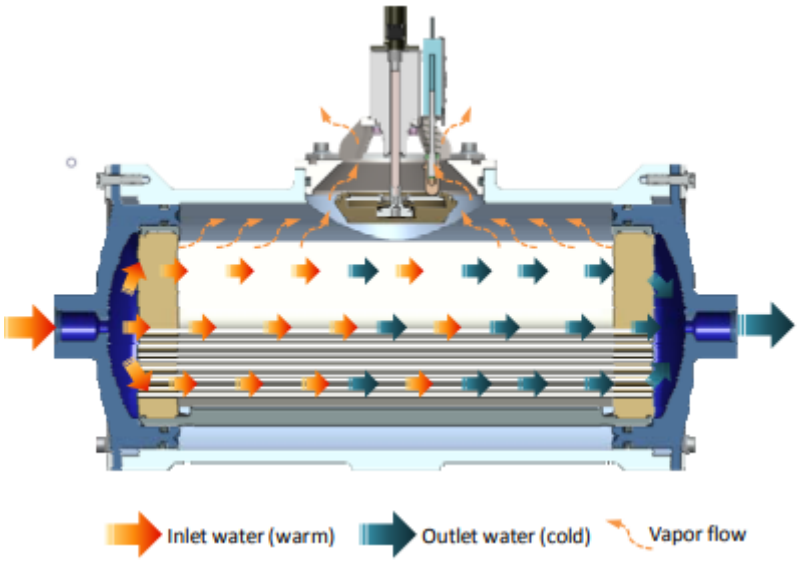



**Figura 3.6:** Rappresentazione della direzione del flusso di acqua attraverso lo SWME. Fonte: Grant C. Bue et al., Long Duration Testing of a Spacesuit Water Membrane Evaporator Prototype, 2012.

sul sublimatore a piastra porosa. Una caratteristica intrinseca nel design è che il fluido di trasporto, ossia l'acqua che passa attraverso il dispositivo per essere raffreddata e viene utilizzata per raffreddare il gas e la strumentazione elettronica della tuta, e il fluido di alimentazione del dispositivo, ossia quello che viene sfruttato per effettuare il raffreddamento del fluido di trasporto, coincidono. Infatti, l'acqua che passa attraverso l'evaporatore per essere raffreddata, viene raffreddata grazie all'evaporazione di parte della sua stessa portata, di conseguenza il design del PLSS si semplifica notevolmente, in quanto, non è più necessario progettare un *feedwater circuit* complesso come quello in figura 2.4, caratteristico del PLSS che sfrutta il sublimatore. In tal caso, infatti, i serbatoi che reintegrano la portata persa dal *liquid transport loop* a causa dell'eventuale evaporazione e presenza di bolle, alimentano anche il sublimatore, nel quale il liquido di alimentazione e il liquido di trasporto sono separati. Eliminando questa caratteristica, si elimina anche la necessità di un sofisticato sistema di regolazione della pressione del *feedwater circuit*. L'utilizzo dello SWME permette di utilizzare un sistema più semplice in cui l'unico circuito che il *feedwater tank* deve alimentare è il *water cooling loop*. Lo SWME è nato con l'obiettivo di essere più tollerante alla contaminazione rispetto al sublimatore. Questa caratteristica è data dal fatto che le fibre sono molto numerose, che sono disposte in parallelo e che i pori sono distribuiti su tutta la lunghezza della fibra, mentre la contaminazione del percorso che l'acqua segue nel sublimatore è molto impattante a causa del fatto che i percorsi sono particolarmente

stretti. L'acqua utilizzata all'interno del *water cooling loop* può contenere delle particelle volatili e non volatili che rappresentano dei contaminanti per il sistema. I contaminanti volatili sono, per esempio, quelli organici, mentre quelli non volatili sono metalli o ioni inorganici. Quelli non volatili tendono a concentrarsi nel circuito a causa del fatto che mentre l'acqua evapora viene reintegrata da altra acqua del *feedwater tank*, anch'essa contenente contaminanti, portando ad un aumento della concentrazione di tali costituenti. L'accumulo prolungato nel tempo porterà al superamento del limite di solubilità di uno o più costituenti, con la conseguente formazione di precipitato che può ostruire i pori e ostacolare la portata attraverso le fibre, causando, quindi, una degradazione delle prestazioni. Vari studi hanno investigato l'effetto dei contaminanti sulle prestazioni dello SWME. Grant C. Bue et al [22] hanno effettuato delle prove sperimentali per un totale di 600 ore suddivise in 73 giorni di testing in cui hanno osservato l'andamento delle performance dell'evaporatore in termini di calore ceduto tramite evaporazione dell'acqua. Ci sono stati dei cali delle prestazioni attribuibili alla formazione di biofilms che, insieme ai contaminanti, ostruiscono l'ingresso delle fibre. Sono stati osservati dei depositi che hanno mostrato caratteristiche proprie dei prodotti di corrosione dell'acciaio inossidabile non passivato come ferro, cromo e nichel. L'acqua utilizzata nell'esperimento rispetta le caratteristiche dell'acqua potabile utilizzata sulla stazione spaziale internazionale moltiplicandone le concentrazioni per 2 o 5, rimanendo comunque ampiamente al di sotto dei limiti imposti dalla NASA per l'acqua potabile. Nella tabella 3.1 sono riportate le concentrazioni degli elementi presenti all'interno dell'acqua utilizzata nell'esperimento. È stata investigata anche la capacità di eliminare autonomamente le bolle, con risultati che mostrano che le bolle vengono efficacemente espulse inizialmente attraverso i pori, ma andando avanti con i test le fibre utilizzate nell'esperimento tendevano a perdere l'idrofobicità portando ad una degradazione della capacità di eliminazione del gas. Il principale vantaggio che gli evaporatori d'acqua portano rispetto ai sublimatori è la possibilità di essere utilizzati in ambienti caratterizzati dalla presenza di atmosfera. I sublimatori possono operare soltanto in ambienti che si trovano al di sotto del punto triplo dell'acqua ($T = 0.01°C$, $P = 611Pa$) [20], di conseguenza non sono utilizzabili nell'ambiente marziano, in cui la temperatura varia da un minimo di $-140°C$ ad un massimo di $+20°C$ e la pressione tra i $700Pa$ e i $900Pa$. Al di sotto di tali condizioni, infatti, nella piastra porosa del sublimatore si ha la formazione del sottile strato di ghiaccio che tende a sublimare al ricevimento del calore da parte dell'acqua che passa attraverso lo scambiatore di calore ad esso collegato. Sopra il punto triplo dell'acqua questo fenomeno non avviene. Lo SWME, invece, non si basa su un simile meccanismo, ma sulla differenza tra la pressione di vapore in corrispondenza dei pori e la pressione esterna e la presenza della *back-pressure valve* permette di disaccoppiare le variazioni delle condizioni di pressione ambientali dal funzionamento del dispositivo. Ovviamente la pressione

| Elemento | Quantità $\left[\frac{mg}{L}\right]$ |
|---|---|
| Bario | 0.1 |
| Calcio | 1 |
| Cloro | 5 |
| Cromo | 0.05 |
| Rame | 0.5 |
| Ferro | 0.2 |
| Piombo | 0.05 |
| Magnesio | 1 |
| Manganese | 0.05 |
| Nichel | 0.05 |
| Nitrati | 1 |
| Potassio | 5 |
| Solfati | 5 |
| Zinco | 0.5 |
| Costituenti organici | |
| Acidi | 0.5 |
| Alcoli | 0.5 |
| Carbonio organico | 0.3 |

**Tabella 3.1:** Composizione dell'acqua utilizzata nell'esperimento di tolleranza alla contaminazione condotto da Grant C. Bue et al., Long Duration Testing of a Spacesuit Water Membrane Evaporator Prototype, 2012

della camera di evaporazione deve essere almeno superiore alla pressione esterna per favorire la fuoriuscita del vapore. Aumentare la pressione della camera porta a ridurre la *driving force* del processo evaporativo, quindi si ha una riduzione del calore dissipato nell'unità di tempo a parità degli altri parametri in ingresso quali pressione, portata e temperatura dell'acqua.

## 3.4 Gas-cooling-loop

Il gas-cooling-loop è un ciclo termodinamico composto da tre elementi: sotto-tuta; scambiatore di calore; batteria di post-riscaldamento. In questa sezione verrà descritto il funzionamento del sistema e verrà sviluppato un modello di calcolo per valutare le grandezze termodinamiche nelle sezioni caratteristiche, ossia ingresso al sotto-tuta, ingresso allo scambiatore di calore e ingresso alla batteria di post-riscaldamento. Le condizioni di uscita di ciascun componente coincidono con le condizioni di ingresso del componente che lo segue secondo la direzione del ciclo.

Come già introdotto precedentemente nella sezione 2.3, il principale meccanismo di

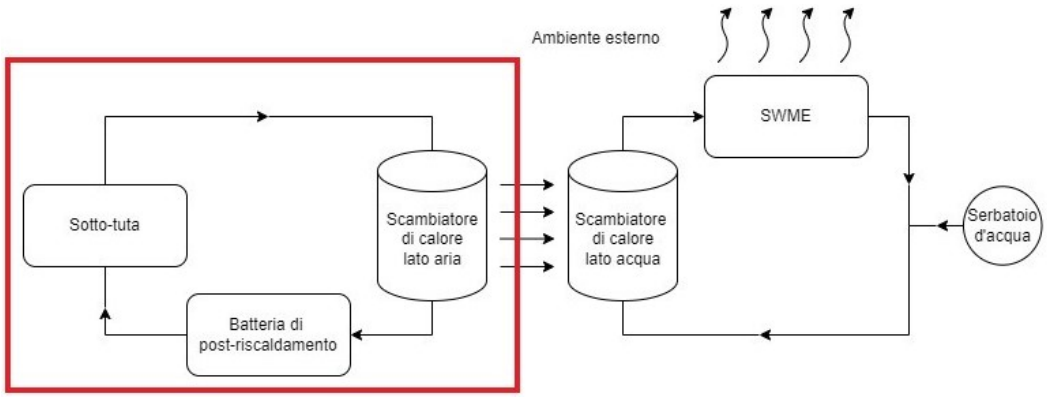



**Figura 3.7:** Schema a blocchi sistema di raffreddamento. In evidenza il *Gas cooling loop*

dissipazione del calore metabolico all'interno di una tuta spaziale è l'evaporazione del sudore. In condizioni di equilibrio e comfort termico non si ha accumulo di sudore sulla pelle allo stato liquido perché non appena viene esposto ad una corrente d'aria il sudore evapora. In condizioni di attività fisica più intensa, se le condizioni dell'aria non sono favorevoli (es. umidità relativa eccessiva) l'evaporazione del sudore avviene in maniera meno efficace, in quanto, la miscela di aria e vapore è più vicina alle condizioni di saturazione. Il principio di funzionamento del sistema di raffreddamento consiste quindi nello sfruttare la rimozione di calore tramite evaporazione del sudore eliminando l'umidità così introdotta tramite un raffreddamento con deumidificazione. Il modello sviluppato è un modello 0-D che permette di calcolare gli stati iniziali e finali delle trasformazioni coinvolte. Il sotto-tuta viene schematizzato come un elemento in cui entra una portata d'aria con determinate caratteristiche in termini di temperatura, pressione e umidità e che immette in tale portata una certa portata di vapore acqueo a seconda dell'attività fisica svolta. L'aria in uscita dal sotto-tuta subirà un aumento del titolo di vapore che deve essere riportato al livello iniziale per essere reintrodotto nel sotto-tuta. Il titolo di vapore iniziale viene ripristinato attraverso lo scambiatore di calore. Al livello dello scambiatore di calore, l'acqua fredda che scorre nel ciclo ad acqua sottrae una porzione di calore sensibile al flusso d'aria per portarlo in condizioni di saturazione, a quel punto sottrae anche calore latente che causa la condensazione del vapore e quindi l'abbassamento del titolo di vapore al livello iniziale. All'uscita dello scambiatore di calore la miscela avrà un titolo di vapore adeguato ma si troverà in condizioni di saturazione alla temperatura di saturazione per quel dato titolo di vapore, per cui è necessario fornire calore sensibile dalla batteria di post-riscaldamento al fine di riportare la temperatura al valore di ingresso al sotto-tuta

abbassando, di conseguenza, l'umidità relativa dal valore del 100% al valore iniziale richiesto. È possibile rappresentare tale ciclo in un diagramma psicrometrico, nel quale sono evidenziabili le quattro trasformazioni appena descritte: aumento del titolo di vapore a temperatura costante; raffreddamento sensibile della miscela; raffreddamento latente; riscaldamento a titolo costante.

### 3.4.1 Modellizzazione del Gas-cooling-loop

Le grandezze di riferimento che entrano in gioco nel calcolo sono la temperatura $T$, la pressione $P$, la portata $\dot{m}$, l'umidità assoluta $x$ e l'umidità relativa $\phi$. Le grandezze termodinamiche di ingresso al sotto-tuta derivano da valutazioni legate al comfort termico, tuttavia l'analisi è stata condotta considerando dei range di variazione delle grandezze in ingresso per confrontare le variazioni che subiscono le grandezze termodinamiche nei quattro punti caratteristici del diagramma e le variazioni in termini di potenza termica a livello dello scambiatore di calore e della batteria di post-riscaldamento. In figura 3.8 è riportato il diagramma psicrometrico costruito su MATLAB relativo ad una pressione di riferimento di $30kPa$. Il diagramma psicrometrico permette di rappresentare graficamente gli stati del sistema. Un punto sul diagramma è caratterizzato da un preciso valore di temperatura di bulbo secco, titolo di vapore, pressione di vapore, umidità relativa ed entalpia specifica. Sono rappresentate le rette iso-entalpiche, dalle quali si nota che per mantenere invariata l'entalpia specifica il titolo di vapore deve diminuire se la temperatura aumenta, e le curve iso-umidità relativa, che mostrano che all'aumentare della temperatura il titolo di vapore deve aumentare per mantenere l'umidità relativa costante. Il diagramma è delimitato a sinistra dalla curva di saturazione, alla quale corrisponde un'umidità relativa del 100%. Su tale diagramma sono evidenziati i punti caratteristici del ciclo, determinati nel modo seguente.

#### Punto 1

Si considera l'aria come fluido refrigerante, per cui si fa riferimento alla massa molare dell'aria e al calore specifico a pressione costante dell'aria, la cui dipendenza dalla temperatura viene trascurata a causa delle variazioni contenute.
Vengono date le condizioni di ingresso in termini di $T$, $P$, $\dot{m}$, $\phi$.

Si calcola l'umidità assoluta della miscela che è definita come:

$$x_1 = \frac{\dot{m}_{vap,1}}{\dot{m}_{aria\,secca}} = \frac{R_a}{R_v}\frac{P_{vap,1}}{(P_1 - P_{vap,1})} \tag{3.1}$$

dove $P_{vap,1}$ è la pressione di vapore all'ingresso del sotto-tuta e dipende dalla pressione di saturazione:

$$P_{vap,1} = \phi_1 P_{sat} \tag{3.2}$$

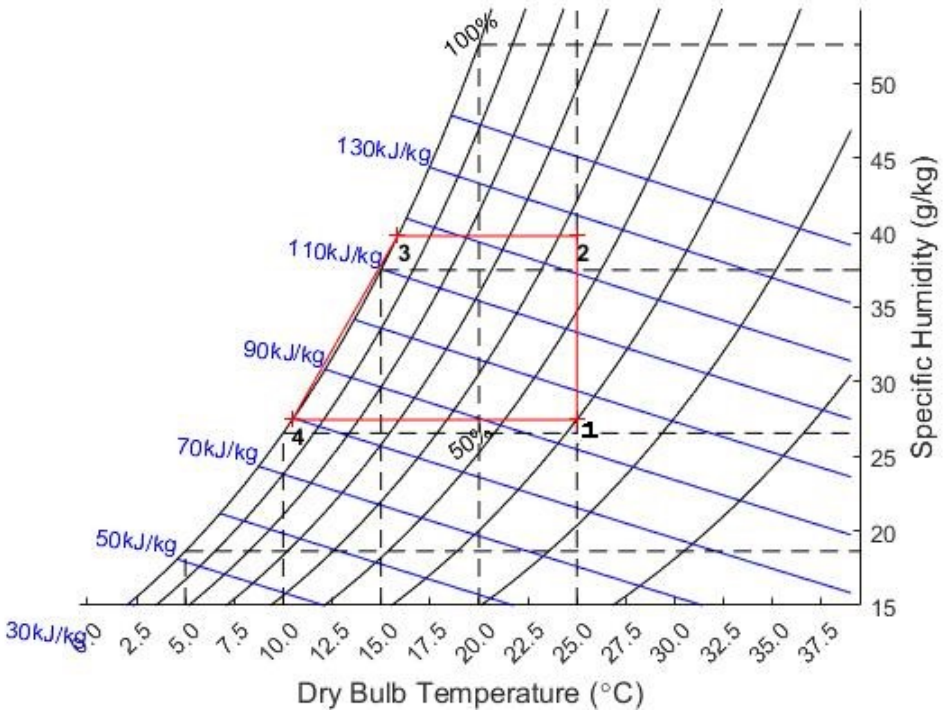



**Figura 3.8:** Diagramma psicrometrico tracciato per un'ipotetico punto di funzionamento del ciclo. Temperatura di ingresso al sotto-tuta di 25°C, umidità relativa del 40%, portata pari a 10gr/s e pressione di 30kPa per un'attività metabolica di 300W

la pressione di saturazione è una funzione esponenziale della temperatura e rappresenta la pressione parziale del vapore oltre la quale, a quella data temperatura, si forma condensa. Il valore è ottenibile mediante la relazione esponenziale:

$$P_{sat} = exp\left(65.81 - \frac{7066.27}{T} - 5.976\ln(T)\right) \tag{3.3}$$

A questo punto $\dot{m}_{vap,1}$ è ricavabile invertendo l'eq (3.3)

$$\dot{m}_{vap,1} = \dot{m}_1 \frac{x_1}{1 + x_1} \tag{3.4}$$

In questo modo è possibile risalire alla portata e alla pressione parziale dell'aria secca

$$\dot{m}_{as,1} = \dot{m}_1 - \dot{m}_{vap,1} \tag{3.5}$$

$$P_{as,1} = P_1 - P_{vap,1} \tag{3.6}$$

La quantità di vapore immessa nel flusso a causa dell'evaporazione del sudore nell'unità di tempo è calcolabile a partire dal calore latente di vaporizzazione dell'acqua $\lambda$ e dalla potenza termica $q$ che il corpo produce e deve smaltire:

$$\dot{m}_{vap} = \frac{q}{\lambda} \left[ \frac{kg}{s} \right] \tag{3.7}$$

**Punto 2**

Si ipotizza che il vapore venga immesso nella corrente alla stessa temperatura dell'aria e che il calore latente che permette di effettuare la transizione di fase da liquido a vapore venga assorbito solamente dalla pelle. Con queste ipotesi si può affermare che la temperatura della miscela all'uscita dal sotto-tuta è pari alla temperatura in ingresso, $T_2 = T_1$. Il titolo di vapore è calcolato come

$$x_2 = \frac{\dot{m}_{vap} + \dot{m}_{vap,1}}{\dot{m}_{as,1}} \tag{3.8}$$

perché la portata di aria secca si mantiene costante.
L'umidità relativa in uscita dal sotto-tuta si calcola dalla definizione di umidità relativa:

$$\phi_2 = \frac{P_{vap,2}}{P_{sat}} \tag{3.9}$$

dove $P_{sat}$ è nota dall'eq (3.3) e $P_{vap,2}$ la si calcola a partire dall'espressione dell'umidità assoluta con le pressioni parziali

$$P_{vap,2} = \frac{R_v}{R_a} x_2 P_{as,1} \tag{3.10}$$

**Punto 3**

Il passaggio dal punto 2 al punto 3 prevede la sottrazione di calore sensibile da parte dello scambiatore di calore per portare la miscela in condizioni di saturazione. Il punto 3 è caratterizzato dallo stesso titolo di vapore del punto 2 ed è ricavabile attraverso il calcolo della temperatura di rugiada del punto 2. La pressione di vapore dipende dal titolo, per cui la temperatura di rugiada è calcolabile imponendo che la pressione di vapore sia pari alla pressione di saturazione. Sfruttando l'equazione (3.3) si può ricavare la temperatura di rugiada $T_3$ ponendo $P_{sat} = P_{vap,2}$

$$T_3 = \frac{7066.27}{\ln\left(P_{vap,2}\right) - 65.81 + 5.976 \ln\left(T_3\right)} \tag{3.11}$$

la relazione tra $T_{rugiada}$ e $P_{saturazione}$ è altamente non lineare e non è possibile isolare la variabile $T_3$, per cui l'equazione è stata risolta iterativamente creando una funzione MATLAB che è stata implementata nel codice di calcolo. Il punto 3 è caratterizzato quindi da $\phi_3 = 1$.

### Punto 4

La trasformazione dal punto 3 al punto 4 consiste nel raffreddamento con variazione di titolo seguendo la curva di saturazione fino ad arrivare alla temperatura di rugiada relativa alle condizioni di ingresso al sotto-tuta, in corrispondenza della quale si ottiene il titolo di vapore delle condizioni iniziali. La pressione di saturazione è una funzione crescente con la temperatura, trovandoci in condizioni di aria satura di vapore la pressione di vapore è pari alla pressione di saturazione, una diminuzione di temperatura causa la diminuzione della pressione di saturazione e quindi si ha come conseguenza che la pressione di vapore segue la diminuzione della pressione di saturazione, per cui si ha un raffreddamento con condensazione di vapore acqueo fino a raggiungere il titolo caratteristico delle condizioni di ingresso al sotto-tuta.

$$x_4 = x_1,\ P_{vap,4} = P_{vap,1} \tag{3.12}$$

La temperatura $T_4$ si calcola in maniera analoga alla $T_3$ e insieme al titolo $x_4$ definisce il punto 4.
Nelle condizioni relative al punto 4 la miscela contiene la giusta quantità di vapore, per riportare la miscela alle condizioni di ingresso al sotto-tuta si attua un riscaldamento sensibile che riporti la temperatura al valore di $T_1$, in questo modo anche l'umidità relativa raggiunge il valore di $\phi_1$.

### Valutazione del calore scambiato

Definiti i quattro punti nel diagramma psicrometrico si procede alla valutazione degli scambi termici, sono di particolare interesse il calore sensibile e latente sottratto alla miscela in corrispondenza dello scambiatore di calore e il calore sensibile fornito alla miscela dalla batteria di post-riscaldamento. Le trasformazioni interessate nel ciclo sono considerate a pressione costante, per cui la potenza termica è esprimibile tramite la relazione:

$$q = \dot{m}\Delta h\ [W] \tag{3.13}$$

L'entalpia specifica di una miscela di aria umida la si può scrivere nella forma

$$h = h_{as} + xh_v \tag{3.14}$$

con l'entalpia specifica del vapore d'acqua esprimibile mediante la seguente relazione

$$h_v = \lambda_v + c_{p,v}T \tag{3.15}$$

Il calore latente di vaporizzazione dell'acqua e il calore specifico a pressione costante sono funzioni della temperatura, ma le loro variazioni sono considerate trascurabili nei range di temperatura considerati.
L'entalpia specifica al punto 1 sarà quindi rappresentata dall'espressione

$$h_1 = c_{p,as}T_1 + x_1 \left(\lambda_v + c_{p,v}T_1\right) \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{3.16}$$

con la temperatura espressa in gradi Celsius. Le entalpie dei restanti tre punti si calcolano in maniera analoga.
La potenza termica ceduta allo scambiatore di calore può essere calcolata separando i due contributi

$$q_{sensibile} = \dot{m}_{as} \left(h_3 - h_2\right) \tag{3.17}$$

$$q_{sens,lat} = \dot{m}_{as} \left(h_4 - h_3\right) \tag{3.18}$$

la cui somma restituisce la potenza termica complessivamente ceduta all'acqua attraverso lo scambiatore di calore.
A questo punto si può calcolare il calore sensibile fornito dalla batteria di post-riscaldamento

$$q_{risc,sensibile} = \dot{m}_{as} \left(h_1 - h_4\right) \tag{3.19}$$

## 3.5 Water Cooling Loop

Il *water cooling loop* è formato da tre elementi essenziali: uno scambiatore di calore; uno SWME (*Space Suit Water Membrane Evaporator*); un *Feedwater tank* (serbatoio d'acqua). A livello dei singoli elementi il ciclo è analogo a quello caratteristico dei sistemi a LCVG, infatti, abbiamo un dispositivo che raffredda l'acqua, che in questo caso è uno SWME ma in generale potrebbe essere un sublimatore, uno scambiatore di calore che nei sistemi LCVG consiste nei tubi posti a contatto con il corpo dell'astronauta lungo i quali avviene lo scambio termico tra corpo e acqua, mentre nel sistema in esame lo scambio termico avviene tra acqua e aria, inserendo un ulteriore mezzo attraverso il quale il calore deve fluire per essere dissipato. Il flusso d'acqua che scorre all'interno del ciclo possiede certe caratteristiche in termini di portata, pressione e temperatura che sono funzione della posizione all'interno del ciclo stesso. Facendo riferimento alla figura 3.9, nel punto di ingresso allo scambiatore di calore l'acqua è fredda, la sua temperatura è inferiore alla temperatura dell'aria dall'altro lato dello scambiatore in modo che il trasferimento del calore dall'aria all'acqua possa avvenire. La quantità di calore che l'acqua deve assorbire dall'aria è pari alla somma di calore sensibile e calore latente che l'aria deve cedere per far condensare il vapore in eccesso e riportare il valore del titolo di vapore alle condizioni di ingresso al sotto-tuta. Il calore scambiato in

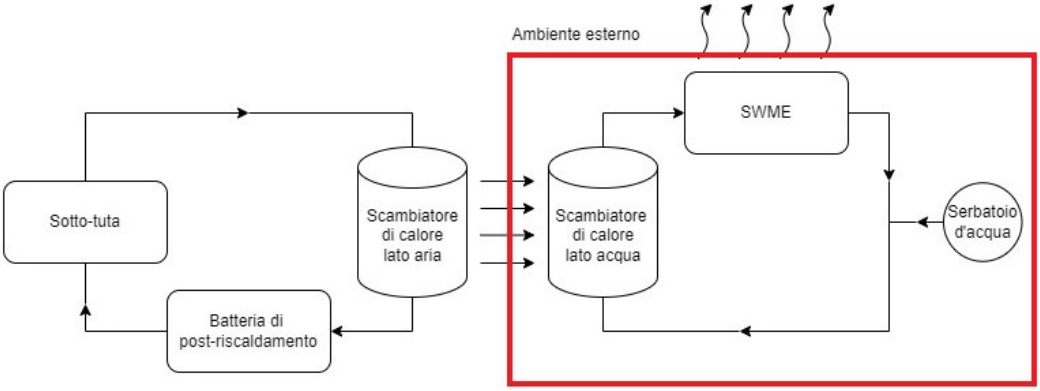



**Figura 3.9:** Schema a blocchi sistema di raffreddamento. In evidenza il *Water cooling loop*

corrispondenza dello scambiatore di calore dipende dalla potenza termica generata dall'organismo durante l'attività fisica, che determina la quantità di vapore acqueo immesso nel ciclo, ma dipende anche dal regime di funzionamento del *gas cooling loop*, che non è unico per un dato rateo metabolico, infatti, dipende dalla portata d'aria, dalla pressione di esercizio, dalla temperatura e umidità relativa che si desiderano avere all'ingresso del sotto-tuta. Il calore scambiato risulta essere un dato di input per l'analisi del *water cooling loop*. Le condizioni dell'acqua, in termini di portata e temperatura, dipendono quindi da quel dato, ma dipendono anche fortemente dalla geometria dello scambiatore. In sostenza, quindi, l'acqua subisce un aumento di temperatura ed è necessario che venga raffreddata fino a riportarla nuovamente alla temperatura di ingresso allo scambiatore. Il calore che è necessario sottrarre all'acqua per ottenere le condizioni iniziali è pari al calore che l'acqua ha assorbito in corrispondenza dello scambiatore di calore. La dissipazione di tale calore avviene per mezzo dello SWME che sfrutta il fenomeno dell'evaporazione dell'acqua che abbassa la temperatura del liquido assorbendone l'energia necessaria ad effettuare il passaggio di stato da liquido a vapore. In questa sezione viene svolta una trattazione matematica basata sullo studio realizzato da Khan A et al.(2023) [23] mirata alla modellizzazione del dispositivo a membrane cave in maniera tale da ricavarne le prestazioni al variare dei parametri termodinamici in ingresso e dei parametri strutturali delle membrane.

### 3.5.1 Modellizzazione del Water-cooling-loop

Nella figura 3.10 viene rappresentato uno schema semplificato del dispositivo, in cui compare lo *shell*, la *back-pressure valve* che gestisce la pressione all'interno dello *shell* e una singola fibra, schematizzata come un condotto cilindrico all'interno del

quale scorre acqua allo stato liquido. Il cilindro presenta dei fori in più punti sulla

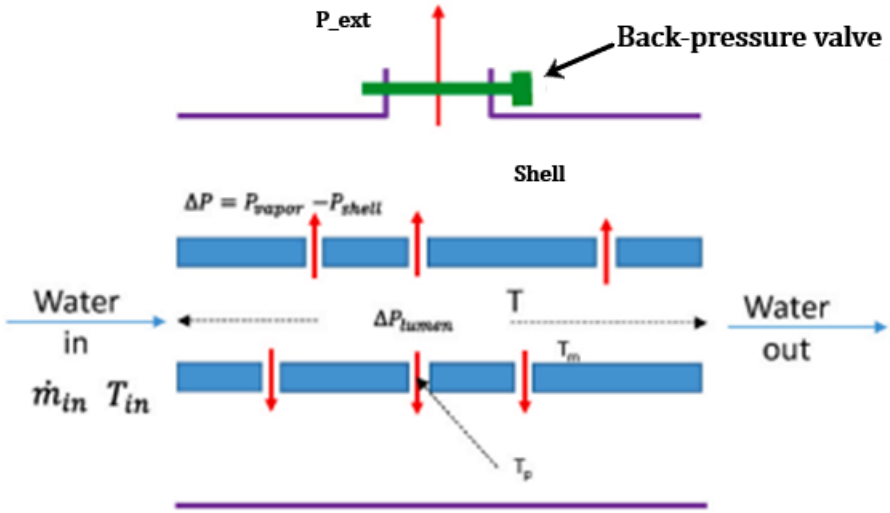



**Figura 3.10:** Schematizzazione evaporatore a fibre cave

superficie laterale che mettono in comunicazione l'acqua, che scorre all'interno del circuito ad una pressione di circa $1.2bar$, con l'ambiente a bassa pressione dello *shell* in modo che l'acqua abbia la possibilità di evaporare e il vapore di passare attraverso i fori per disperdersi nello *shell*. Il flusso d'acqua che scorre all'interno della fibra è caratterizzato da un valore di portata, pressione e temperatura all'ingresso e un valore minore di tutte queste grandezze all'uscita a causa della trasformazione che avviene all'interno. Le variabili termodinamiche che caratterizzano il modello sono la pressione dell'acqua all'interno del lumen $P_{lumen}$, la portata di acqua $\dot{m}$, la temperatura dell'acqua $T$, la temperatura dell'acqua in corrispondenza dei pori $T_p$, la pressione di vapore $P_{vap}$ e la pressione dello *shell* $P_{shell}$. Tutte le precedenti grandezze, ad eccezione di $P_{shell}$, sono funzione della posizione $z$, La pressione esterna non rientra direttamente nel modello perché si considera direttamente l'azione della *back-pressure valve* che determina $P_{shell}$. Il $\Delta P = P_{vap} - P_{shell}$ riportato nella figura è la *driving force* che aziona il passaggio del vapore dal *lumen* allo *shell*. Le equazioni che governano il fenomeno sono le equazioni di bilancio della massa e dell'energia, oltre all'equazione della variazione della pressione e all'equazione dello scambio termico convettivo. Per la scrittura di tali equazioni si considera un volume di controllo di raggio $R$ pari al raggio del *lumen* (fibra) e lunghezza $\Delta z$ e si introducono alcune ipotesi: lo scambio termico conduttivo attraverso la membrana è trascurabile; tutte le fibre cave che compongono la membrana sono uguali; la portata si distribuisce in maniera uniforme in tutte le fibre a partire dal manicotto di distribuzione all'ingresso; la pressione lungo la fibra viene ottenuta differenziando l'equazione di Hagen-Poiseuille in quanto la portata

di vapore è piccola rispetto alla portata di acqua lungo la fibra.

### Portata in massa

All'interno del volume di controllo la portata d'acqua in ingresso è maggiore della portata d'acqua in uscita, la differenza tra le due è pari alla portata d'acqua che è stata convertita in vapore e che abbandona il volume di controllo in direzione ortogonale all'asse longitudinale lungo il quale la fibra si estende.

$$\dot{m}(z) - \dot{m}\left(z + \Delta z\right) = J_k \pi d_l \Delta z \tag{3.20}$$

dove $d_l$ è il diametro della fibra. La portata di vapore è, quindi, data dal prodotto tra la superficie laterale della fibra e il flusso di massa del vapore acqueo attraverso i pori della fibra $J_k$ in $\frac{kg}{m^2 s}$, che è funzione della temperatura al poro $T_p$ e della pressione di vapore, che a sua volta è funzione della temperatura al poro. Differenziando la (3.20) si ottiene:

$$\frac{d\dot{m}}{dz} = -J_k \pi d_l \tag{3.21}$$

ossia l'equazione che descrive la variazione della portata in massa di acqua lungo la coordinata spaziale z che corre lungo l'asse del dispositivo per una singola fibra.

### Temperatura

Il bilancio dell'energia lo si può scrivere come rateo di diminuzione di calore, che si definisce come il prodotto tra calore latente di vaporizzazione, flusso di massa del vapore e superficie laterale del lumen, mentre il calore nelle due sezioni di estremità del volume di controllo è dato dal prodotto della portata locale per l'entalpia locale:

$$\dot{m} H_L\left(z\right) - \dot{m} H_L\left(z + \Delta z\right) = h_v J_k \pi d_l \Delta z \tag{3.22}$$

dove $H_L$ è l'entalpia dell'acqua e $h_v$ è l'entalpia specifica del vapore acqueo in $\frac{J}{kg}$ definito dalla relazione

$$h_v = \lambda_v + H_L \tag{3.23}$$

dove $\lambda_v$ è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua ed è l'energia che un kilogrammo di acqua assorbe o cede per effettuare il passaggio di stato liquido-vapore, o viceversa. È anch'essa funzione della temperatura al poro $T_p$. Differenziando quest'equazione si ottiene

$$\dot{m}\frac{dH_L}{dz} + H_L\frac{d\dot{m}}{dz} = -h_v J_k \pi d_l \tag{3.24}$$

nella quale si può sostituire la (3.21) ed esprimere la variazione di entalpia a partire dalla sua definizione ($dH_L = C_p dT$)

$$\dot{m} C_p \frac{dT}{dz} = -\left(h_v - H_L\right) J_k \pi d_l \tag{3.25}$$

dove $C_p$ è il calore specifico dell'acqua in $\frac{J}{kgK}$, funzione della temperatura dell'acqua $T$ e la parentesi rappresenta $\lambda_v$ dall'equazione (3.23), per cui si può scrivere l'equazione della variazione della temperatura nella forma finale:

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{\lambda_v}{\dot{m}C_p} J_k \pi d_l \tag{3.26}$$

### Pressione

La pressione dell'acqua viene ricavata differenziando l'equazione di Hagen-Poseuille lungo la coordinata assiale

$$\frac{dP_{lumen}}{dz} = -\frac{128\mu\dot{m}}{\pi\rho d_l^4} \tag{3.27}$$

dove $\mu$ è la viscosità dinamica dell'acqua in $Pa \cdot s$ e $\rho$ è la densità dell'acqua in $\frac{kg}{m^3}$, entrambe in funzione della temperatura dell'acqua e quindi anche della posizione lungo l'asse.

### Scambio termico convettivo all'interno della fibra

Lo scambio termico convettivo lo si può esprimere come segue:

$$h_c\,(T - T_p) = -\lambda_v J_k \tag{3.28}$$

dove $T$ è la temperatura dell'acqua, $T_p$ è la temperatura in corrispondenza del poro (figura 3.10), mentre $h_c$ è il coefficiente di scambio termico convettivo, valutabile a partire dalla definizione del numero di Nusselt. Siccome il flusso è considerabile laminare completamente sviluppato si può scrivere che

$$Nu = \frac{h_c d_l}{k_w} = 4.36 \tag{3.29}$$

da cui

$$h_c = 4.36\frac{k_w}{d_l} \tag{3.30}$$

dove $k_w$ è la conducibilità termica dell'acqua in $\frac{W}{mK}$, funzione della temperatura. Si ottiene, infine, un sistema di quattro equazioni in quattro incognite formato da tre equazioni differenziali ordinarie e da un'equazione algebrica. Per semplicità si introduce una coordinata spaziale adimensionale $\left(\xi = \frac{z}{L}\right)$ che varia tra 0 e 1. In questo modo le equazioni assumono la forma seguente:

$$\begin{cases} \dfrac{d\dot{m}}{d\xi} = -J_k \pi d_l L \\ \dfrac{dT}{d\xi} = -\dfrac{\lambda_v}{\dot{m} C_p} J_k \pi d_l L \\ \dfrac{dP_{\text{lumen}}}{d\xi} = -\dfrac{128 \mu \dot{m} L}{\pi \rho d_l^4} \\ h_c \left(T - T_p\right) = -\lambda_v J_k \end{cases} \tag{3.31}$$

All'interno del sistema (3.31) compaiono una serie di termini introdotti precedentemente: $J_k$, $\lambda_v$; $C_p$; $\mu$; $\rho$; $h_c$. Di seguito tali termini vengono sviluppati interamente per esplicitare la loro dipendenza dalle variabili del problema e riscrivere le equazioni in una forma adatta alla loro risoluzione.

$J_k$ lo si calcola a partire dalla diffusione di Knudsen o dalla diffusione molecolare basata sul numero di Knudsen a seconda del valore del numero di Knudsen stesso calcolato per le possibili condizioni di funzionamento del dispositivo. Il numero di Knudsen è definito come

$$K_n = \frac{l}{d_p} \tag{3.32}$$

dove $d_p$ è il diametro dei pori e viene fatto variare come parametro, mentre $l$ è il libero cammino medio, calcolato secondo la relazione

$$l = \frac{k_B T_p}{\sqrt{2} \pi P \sigma^2} \tag{3.33}$$

in cui compare la costante di Boltzmann $k_B = 1.381 \cdot 10^{-23} \left[\frac{J}{K}\right]$, il diametro di collisione dell'acqua $\sigma = 2.641 \cdot 10^{-10} \, [m]$, la temperatura al poro $T_p$ e la pressione media al poro posta uguale alla pressione di vapore, legata alla temperatura al poro tramite l'equazione di Antoine (3.41)

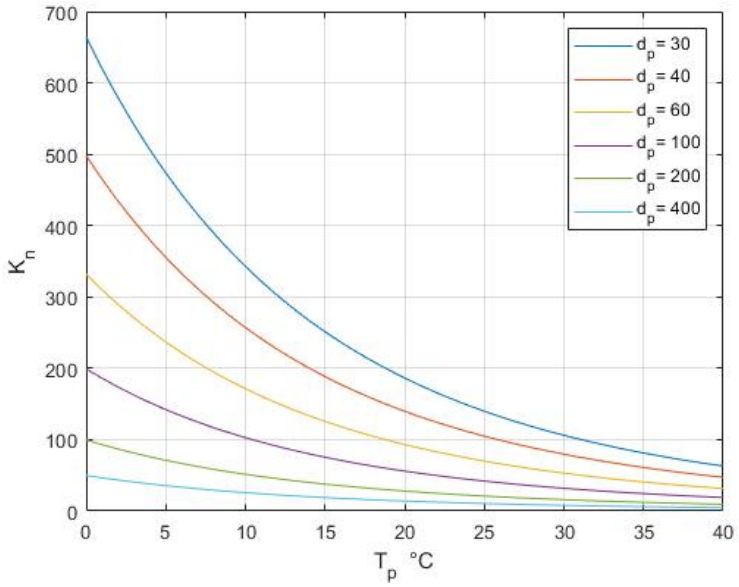



**Figura 3.11:** Andamento del numero di Knudsen al variare della temperatura al poro per diversi valori del diametro dei pori

Dalle curve in figura 3.11 si osserva che $K_n > 1$ per ogni possibile condizione di funzionamento del dispositivo, di conseguenza si considera soltanto la diffusione di Knudsen. La diffusività di Knudsen la si può scrivere come

$$D_k = \frac{d_p}{3}\sqrt{\frac{8RT_p}{\pi \mathcal{M}_w}} \tag{3.34}$$

si scrive poi il flusso molare

$$N_k = \frac{D_k}{RT_p}\frac{\Delta P}{\delta}\frac{\phi_p}{\tau} \tag{3.35}$$

Nelle espressioni precedenti $R$ è la costante dei gas perfetti $\left(8.314\frac{J}{mol\,K}\right)$, $\mathcal{M}_w$ è la massa molare dell'acqua $\left(18.01528 \cdot 10^{-3}\,\frac{kg}{mol}\right)$, $\delta$ è lo spessore, $\phi_p$ è la porosità e $\tau$ è la tortuosità della membrana. In tabella 3.2 sono riportati dei valori di riferimento associati ai parametri introdotti. I parametri in tabella relativi alla membrana sono esemplificativi, ai fini del calcolo viene considerato un parametro strutturale, definito dalla (3.37) che ingloba tutti e quattro i parametri della membrana.

| Parametri dispositivo evaporatore | |
|---|---|
| Numero di fibre | 27900 |
| Diametro del lumen | $220\mu m$ |
| Lunghezza del lumen | $119mm$ |
| Parametri membrana (variabili) | |
| Diametro dei pori | $40nm$ |
| Porosità | 0.4 |
| Spessore | $40\mu m$ |
| Tortuosità | 1 per pori dritti |

**Tabella 3.2:** Parametri SWME e membrana

Il flusso di massa di vapore attraverso la membrana è definito da

$$J_k = \mathcal{M}_w N_k = \frac{4 d_p \phi_p}{3\delta\tau} \mathcal{M}_w \sqrt{\frac{1}{2\pi \mathcal{M}_w R T_p}} \Delta P \tag{3.36}$$

raggruppando alcuni termini si ottiene un parametro strutturale della membrana

$$S_P = \frac{d_p \phi_p}{\delta\tau} \tag{3.37}$$

che viene fatto variare in un range di valori per valutare l'influenza dei parametri geometrici della membrana sulla variazione delle prestazioni.
Infine, sostituendo il valore di $R$ e $\mathcal{M}_w$ si può scrivere una forma finale compatta del flusso di massa del vapore:

$$J_k = 0.0248 S_P \sqrt{\frac{1}{T_p}} \Delta P \tag{3.38}$$

Il $\Delta P$ che compare nell'espressione di $J_k$ è definito come

$$\Delta P = P_{vapore} - P_{shell} \tag{3.39}$$

$P_{shell}$ è la pressione della camera che contiene la membrana. La camera è isolata dalle condizioni esterne di vuoto o pressione dell'eventuale atmosfera extra-terrestre grazie alla *back-pressure valve*, che consente di regolare il valore di $P_{shell}$ che viene fatto variare come parametro durante il calcolo.
$P_{vapore}$ è la pressione del vapore acqueo alla temperatura dell'acqua adiacente alla membrana e la si calcola dall'equazione di Antoine:

$$\log 10 \left(P_{vapore}\right) = A - \frac{B}{C + T_p} \tag{3.40}$$

da cui

$$P_{vapore} = 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} \tag{3.41}$$

dove $A$, $B$ e $C$ sono costanti note calcolate dal National Institute of Standards and Technology (NIST) i cui valori sono riportati in tabella 3.3. A questo punto si può

| | |
|---|---|
| $A = 10.40221$ | $273K < T < 303K$ |
| $B = 1838.675$ | |
| $C = -31.737$ | |

**Tabella 3.3:** Coefficienti equazione di Antoine

scrivere l'espressione di $J_k$ con l'esplicita dipendenza da $T_p$:

$$J_k = 0.0248 S_p \sqrt{\frac{1}{T_p}} \left[ 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell} \right] \tag{3.42}$$

dove $T_p$ risulta essere l'unica incognita. Il calore latente di vaporizzazione $\lambda_v$ lo si calcola dall'equazione di Clapeyron

$$\lambda_v = T_p v_g \frac{dP^{sat}}{dT_p} \tag{3.43}$$

dove $v_g$ è il volume specifico del vapore ed è ricavabile dall'equazione di stato dei gas perfetti

$$v_g = \frac{\frac{R}{\mathcal{M}_w} T_p}{P_{vapore}} \tag{3.44}$$

mentre il termine $\frac{dP^{sat}}{dT_p}$ è ottenibile derivando rispetto a $T_p$ l'equazione di Antoine per la pressione di vapore

$$\frac{dP^{sat}}{dT_p} = \ln(10) \frac{B}{(C+T_p)^2} 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} \tag{3.45}$$

sostituendo nella 3.43 si ottiene

$$\lambda_v = T_p \frac{\frac{R}{\mathcal{M}_w} T_p}{10^{\left(A + \frac{B}{C+T_p}\right)}} \ln(10) \frac{B}{(C+T_p)^2} 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} \tag{3.46}$$

che riscritta in maniera più compatta effettuando le semplificazioni risulta

$$\lambda_v = T_p^2 \frac{R}{\mathcal{M}_w} \ln(10) \frac{B}{(C+T_p)^2} \tag{3.47}$$

anche in questa equazione l'unica incognita è $T_p$.
Nell'equazione della temperatura compare la capacità termica dell'acqua $C_p$, nell'equazione della pressione compaiono la viscosità dinamica $\mu$ e la densità $\rho$ e nell'equazione dello scambio termico convettivo compare la conducibilità termica $k_w$. Sono tutte funzioni della temperatura dell'acqua e sono stimabili mediante le seguenti relazioni:

$$C_p = 8.7062 - 3.0061 \cdot 10^{-2}T + 4.9918 \cdot 10^{-5}T^2 \left[\frac{J}{kgK}\right] \tag{3.48}$$

$$\rho = -5.4701 \cdot 10^{-3}T^2 + 3.0128\,T + 5.851 \cdot 10^2 \quad \left[\frac{kg}{m^3}\right] \tag{3.49}$$

$$\mu = 5.4409 \cdot 10^{-7}T^2 - 3.4681 \cdot 10^{-4}T + 5.5915 \cdot 10^{-2} \; [Pa \cdot s] \tag{3.50}$$

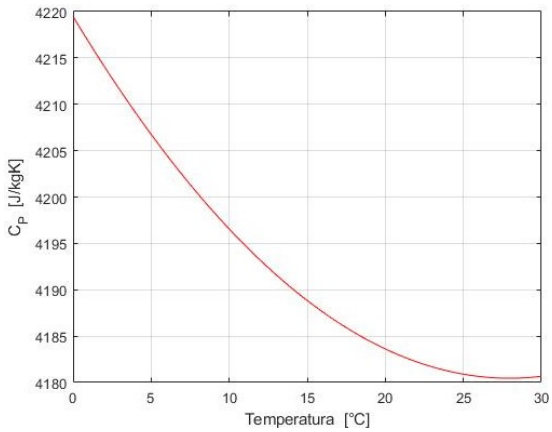
$$k_w = -1.138 \cdot 10^{-5}T^2 + 8.503 \cdot 10^{-3}T - 0.9171 \left[\frac{W}{mK}\right] \tag{3.51}$$

valide almeno nel range di temperature $273K < T < 300K$. In figura 3.12 si riportano per via grafica gli andamenti delle proprietà dell'acqua in funzione della temperatura. Si osserva che le proprietà fisiche dell'acqua subiscono delle variazioni, anche significative, nel range di temperature considerato. La viscosità dinamica ha una variazione massima del 48%, la conducibilità termica varia al massimo di circa il 5%, mentre la densità e il calore specifico subiscono variazioni molto più contenute, dello 0.29% e dello 0.64% rispettivamente. Le variazioni sono state calcolate rispetto al valore medio che le grandezze assumono e vengono tenute in conto nella risoluzione delle equazioni.
Tutti i termini presenti all'interno delle quattro equazioni $(J_k, \lambda_v, C_p, \mu, \rho, k_w)$ sono stati scritti in funzione della temperatura $T$ e della temperatura al poro $T_p$. A questo punto si riscrivono le quattro equazioni per esplicitare la dipendenza dalle incognite del problema. L'equazione del calore

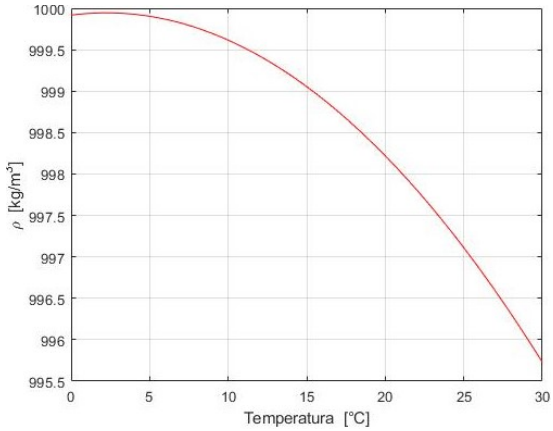
$$(T - T_p) = \frac{-\lambda_v J_k}{h_c} \tag{3.52}$$

diventa

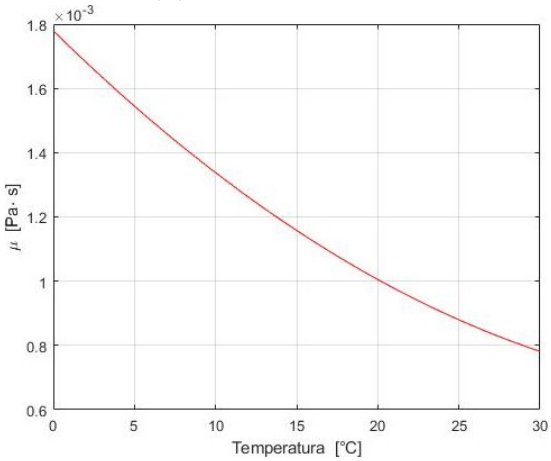
$$\begin{aligned} T - T_p = &-\frac{d_l}{4.36}\frac{R}{\mathcal{M}_w}\ln(10)(0.0248)S_p B\frac{T_p^2}{(C+T_p)^2}\sqrt{\frac{1}{T_p}}\cdot \\ &\cdot\frac{\left[10^{\left(A-\frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell}\right]}{-1.138 \cdot 10^{-5}T^2 + 8.503 \cdot 10^{-3}T - 0.9171} \end{aligned} \tag{3.53}$$



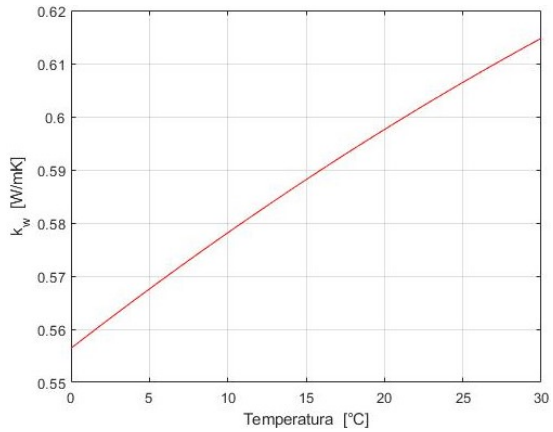

**(a)** Calore specifico




**(b)** Densità




**(c)** Viscosità dinamica




**(d)** Conducibilità termica

**Figura 3.12:** Proprietà dell'acqua in funzione della temperatura

L'equazione (3.53) è un'equazione algebrica non lineare nelle due incognite $T$ e $T_p$ nella quale non è possibile isolare una delle due incognite. Applico le sostituzioni anche alle equazioni differenziali:

$$\frac{d\dot{m}}{d\xi} = -\pi d_l L(0.0248) S_p \sqrt{\frac{1}{T_p}} \left[ 10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell} \right] \tag{3.54}$$

$$\frac{dT}{d\xi} = -\pi d_l L(0.0248) S_p \frac{R}{\mathcal{M}_w} B \ln(10) \frac{1}{\dot{m}} \frac{T_p^2}{(C+T_p)^2} \sqrt{\frac{1}{T_p}} \cdot \\ \cdot \frac{\left[10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell}\right]}{8.7062 - 3.0061 \cdot 10^{-2} T + 4.9918 \cdot 10^{-5} T^2} \tag{3.55}$$

$$\frac{dP_{lumen}}{d\xi} = -\frac{128L}{\pi d_l^4} \dot{m} \frac{5.4409 \cdot 10^{-7} T^2 - 3.4681 \cdot 10^{-4} T + 5.5915 \cdot 10^{-2}}{-5.4701 \cdot 10^{-3} T^2 + 3.0128\, T + 5.851 \cdot 10^2} \tag{3.56}$$

Si raggruppano alcuni dei termini noti all'interno di coefficienti per rendere la scrittura più compatta:

$$\begin{cases} \chi = \pi d_l L(0.0248) S_p \\ \phi = \dfrac{R}{\mathcal{M}_w} B \ln(10) \\ \psi = \dfrac{128L}{\pi d_l^4} \\ \alpha = \phi S_p d_l \dfrac{0.0248}{4.36} \end{cases} \tag{3.57}$$

da cui si riscrive il sistema nella sua forma finale

$$\begin{cases} \dfrac{d\dot{m}}{d\xi} = -\chi \sqrt{\dfrac{1}{T_p}} \left[10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell}\right] \\ \dfrac{dT}{d\xi} = -\dfrac{\chi\phi}{\dot{m}} \dfrac{T_p^2}{(C+T_p)^2} \sqrt{\dfrac{1}{T_p}} \dfrac{\left[10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell}\right]}{8.7062 - 3.0061 \cdot 10^{-2} T + 4.9918 \cdot 10^{-5} T^2} \\ \dfrac{dP_{\text{lumen}}}{d\xi} = -\psi \dot{m} \dfrac{5.4409 \cdot 10^{-7} T^2 - 3.4681 \cdot 10^{-4} T + 5.5915 \cdot 10^{-2}}{-5.4701 \cdot 10^{-3} T^2 + 3.0128\, T + 5.851 \cdot 10^2} \\ (T - T_p) = -\alpha \dfrac{T_p^2}{(C+T_p)^2} \sqrt{\dfrac{1}{T_p}} \dfrac{\left[10^{\left(A - \frac{B}{C+T_p}\right)} - P_{shell}\right]}{-1.138 \cdot 10^{-5} T^2 + 8.503 \cdot 10^{-3} T - 0.9171} \end{cases} \tag{3.58}$$

Il sistema (3.58) è formato da tre equazioni differenziali ordinarie e un'equazione

algebrica non lineare. Le ODE rappresentano la variazione di tre grandezze, portata, temperatura e pressione, al variare della posizione lungo l'asse del dispositivo a membrana. L'equazione algebrica mette in relazione la temperatura dell'acqua al poro con la temperatura media dell'acqua per ogni sezione. Si osserva che c'è accoppiamento tra tutte le equazioni, in quanto, vediamo comparire la temperatura al poro $T_p$ esplicitamente nella prima, seconda e quarta equazione, mentre nella terza l'influenza di $T_p$ è racchiusa all'interno del termine $\dot{m}$. La temperatura $T$ è presente all'interno di tutte le equazioni, ad eccezione dell'equazione della portata, nella quale compare solamente $T_p$. Tuttavia, anche nella prima equazione vi è una dipendenza da $T$, in quanto, la quarta equazione mostra che le due temperature $T_p$ e $T$ sono dipendenti l'una dall'altra. L'ultima equazione, essendo un'equazione algebrica, restituisce un valore di $T_p$ per ogni valore che $T$ assume in ogni posizione lungo la coordinata, anche $T_p$ è, infatti, funzione della posizione. Si ha, quindi, un sistema algebrico differenziale in quattro equazioni e quattro incognite per il quale vengono specificate le condizioni iniziali relative alle incognite $\dot{m}$, $T$ e $P_{lumen}$:

$$\begin{cases} \dot{m} = (\dot{m})_{in} \\ T = T_{in} \\ P_{lumen} = (P_{lumen})_{in} \\ T_p = (T_p)_{in} \end{cases} \tag{3.59}$$

Alle tre condizioni iniziali è stata aggiunta anche una quarta condizione iniziale su $T_p$, la quale non è indipendente dal modello come le condizioni iniziali relative alle altre variabili. Le condizioni iniziali relative alle variabili $\dot{m}$, $T$, $P_{lumen}$ sono indipendenti da qualunque parametro presente nel modello, i loro valori saranno vincolati da altri fattori che non rientrano direttamente nella modellizzazione del dispositivo, ma sono legati alle condizioni di funzionamento del sistema nel suo complesso. Al contrario, la condizione iniziale su $T_p$ è funzione, oltre che di $T$, anche dei parametri costruttivi e strutturali del dispositivo: il diametro del lumen $d_l$ e i termini contenuti all'interno del parametro strutturale $S_p$, ossia il diametro dei pori, la porosità, lo spessore della membrana e la tortuosità. La condizione iniziale su $T_p$ è ricavabile dalla quarta equazione del sistema (3.58) in cui si sostituisce in $T$ il valore di $T_{in}$. L'equazione è non lineare, di conseguenza viene risolta con una procedura iterativa implementata in un codice MATLAB in modo da ricavare il valore di $T_p$ per tentativi. Il sistema viene risolto tramite un codice di calcolo che sfrutta la funzione Matlab ODE15s, un solutore DAE (*differential-algebric-equations*) che permette di risolvere sistemi di equazioni differenziali e algebriche implicite. Gli output del modello sono la temperatura dell'acqua e la portata in ogni punto lungo la coordinata spaziale assiale e possono essere utilizzate per calcolare il calore totale dissipato, la caduta di pressione lungo il lumen e la portata di acqua vaporizzata e,

quindi, espulsa. Si ricorda che le equazioni descrivono la variazione delle incognite lungo una singola fibra, di conseguenza la portata calcolata tramite il modello di calcolo va moltiplicata per il numero di fibre totali in modo da ottenere la portata complessiva che attraversa il dispositivo in ogni sezione. Al contrario, la pressione e la temperatura non sono legate a questo aspetto. Il calore dissipato è l'integrale, calcolato sulla lunghezza del lumen, del prodotto tra la portata vaporizzata in ogni punto e il calore latente di vaporizzazione, anch'esso funzione della posizione in quanto funzione della temperatura al poro

$$q = \int_0^1 \dot{m}_v \lambda_v \, d\xi \tag{3.60}$$

mentre la caduta di pressione globale la si calcola come la differenza tra la pressione iniziale e la pressione finale

$$\Delta P_{lumen} = (P_{lumen})_{in} - (P_{lumen})_{out} \tag{3.61}$$

Il modello restituisce in output dei vettori contenenti, tra tutti, i valori puntuali che la portata di vapore e il calore latente di vaporizzazione assumono lungo la coordinata $z$. Per la valutazione dell'integrale, quindi, si sono calcolati i polinomi interpolanti i punti contenuti all'interno dei due vettori tramite la funzione Matlab *polyfit* e tramite il comando *conv* si è calcolato il prodotto tra i due polinomi. Infine è stato calcolato l'integrale definito tra 0 e 1 del polinomio risultante che equivale al calore totale dissipato tramite il processo evaporativo. Occorre precisare che la funzione della portata di vapore è stata calcolata derivando il polinomio interpolante i punti contenuti nel vettore della portata effettiva di acqua, in quanto, la portata di vapore è legata alla variazione della portata di acqua liquida.

# Capitolo 4

# Analisi dei dati e conclusioni

## 4.1 Analisi parametrica Gas-cooling-loop

Il modello matematico rappresentativo del *Gas-cooling-loop* richiede in input i valori che i cinque parametri (temperatura, pressione, portata, rateo metabolico, umidità relativa) assumono in corrispondenza dell'ingresso al sotto-tuta. La temperatura e l'umidità relativa sono associati al comfort e i loro valori sono vincolati all'interno di range relativamente ristretti, in quanto, influenzano direttamente le sensazioni che l'astronauta avverte. La pressione, in questa fase dello studio, la si considera contenuta in un'intorno del valore assunto dalla pressione dell'atmosfera artificiale che pressurizza la tuta, che generalmente è appena sotto i $30kPa$. La portata ha un'influenza diretta sul valore della potenza termica da cedere all'acqua al livello dello scambiatore di calore. Studi futuri valuteranno i limiti sulla portata imposti dalle velocità del flusso nei tubi sulla base della geometria degli stessi e le perdite di carico associate. Il rateo metabolico, ossia l'intensità dell'attività fisica svolta dall'astronauta, determina la quantità di calore che l'organismo produce e deve espellere per mantenere l'equilibrio termico. Considerando la sudorazione come principale meccanismo di dissipazione del calore metabolico, il rateo metabolico determina in maniera diretta la quantità di vapore acqueo che viene immessa all'interno del *gas-cooling-loop* nell'unità di tempo. In questa sezione viene mostrata l'influenza dei parametri di input del modello su alcune grandezze di interesse all'interno del ciclo, in particolare le temperature nei vari punti, l'umidità all'uscita dal sotto-tuta, il calore che bisogna sottrarre al fluido per ottenere il livello di deumidificazione desiderato e il calore da fornire al fluido, tramite la batteria di post-riscaldamento, necessario a riportarlo alle condizioni iniziali. Gli output del modello sono contenuti all'interno di matrici multidimensionali, fino ad un massimo di cinque dimensioni, essendo cinque i parametri variabili. Questa caratteristica causa la presenza di un grande numero di dipendenze tra le variabili stesse, portanto

la necessità di mostrare un numero limitato di grafici in cui compaiono gli andamenti delle variabili d'interesse in funzione di uno dei parametri e al variare di un secondo parametro, per un valore fissato dei restanti tre.

### 4.1.1 Variazione di $\phi_2$

$\phi_2$ è l'umidità relativa nelle sezioni di uscita del sotto-tuta, il suo valore è bene che non superi il 70% per due motivi principali: valori superiori al 70% influenzano negativamente il comfort dell'astronauta, rendendo l'attività extra-veicolare più stressante, inoltre, l'umidità eccessiva della miscela di aria e vapore che attraversa lo strato intermedio del sotto-tuta ostacola l'evaporazione del sudore e la dissipazione del calore poiché la miscela è più vicina alle condizioni di saturazione. I valori dei parametri utilizzati per realizzare i seguenti grafici sono utili per mostrare l'ordine di grandezza delle variabili di interesse e, soprattutto, le variazioni di tali variabili con i parametri stessi.

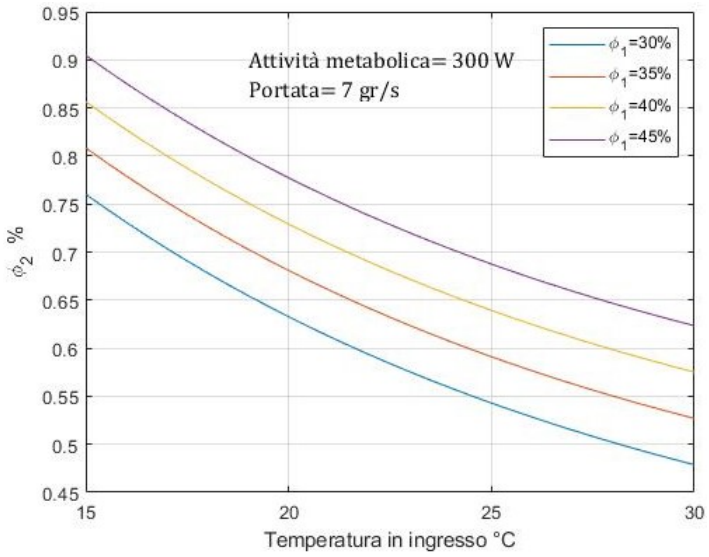



**Figura 4.1:** Umidità in uscita dal sotto-tuta in funzione della temperatura in ingresso al variare dell'umidità in ingresso calcolata per un'attività metabolica di 300W e una portata di aria di 7 grammi al secondo

Il grafico 4.1 contiene due informazioni: la dipendenza di $\phi_2$ dalla temperatura in ingresso $T_1$ e dall'umidità in ingresso $\phi_1$. Si osserva che l'umidità in uscita dal sotto-tuta $\phi_2$ è una funzione decrescente con la temperatura $T_1$ con un andamento non lineare. L'aumento di temperatura causa l'aumento della pressione di saturazione $P_{sat}$ tramite la relazione (3.3) altamente non lineare e l'aumento di $P_{sat}$ causa

direttamente la diminuzione di $\phi_2$ essendo al denominatore. L'aumento dell'umidità in ingresso $\phi_1$ causa, al contrario, l'aumento della variabile $\phi_2$ perché, a parità di portata, aumenta $\dot{m}_{vap,1}$.

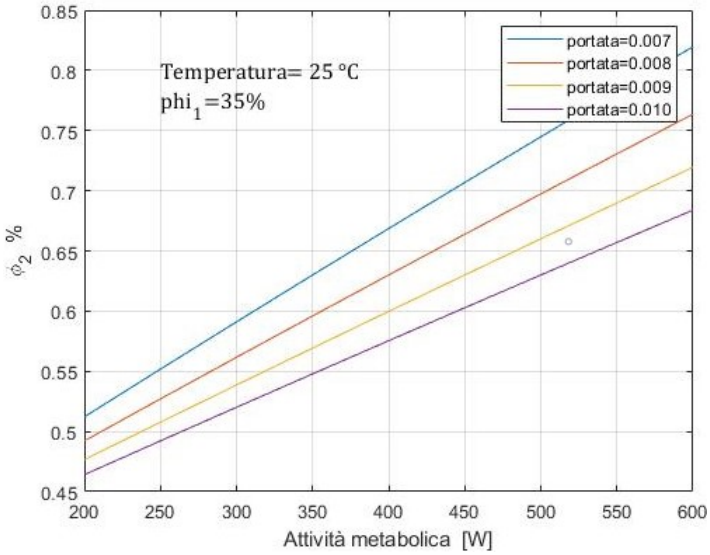



**Figura 4.2:** Umidità relativa in uscita dal sotto-tuta in funzione dell'intensità dell'attività metabolica al variare della portata fissato il valore della temperatura e dell'umidità in ingresso

Il grafico 4.2 mostra l'andamento di $\phi_2$ in funzione dell'attività metabolica espressa in Watt, al variare della portata d'aria, per fissati valori della temperatura e dell'umidità in ingresso al sotto-tuta. L'umidità in uscita aumenta all'aumentare dell'intensità dell'attività metabolica, infatti, la modellizzazione del processo di rimozione del calore metabolico dal corpo umano considera che l'energia prodotta dall'attività metabolica sia interamente convertita in calore latente di vaporizzazione del sudore, di conseguenza, l'attività metabolica determina direttamente la portata di vapore acqueo che viene immessa nella corrente che fluisce attraverso le celle del sotto-tuta. Tale portata è racchiusa nella variabile $\dot{m}_{vap}$ che compare nell'equazione (3.8) e determina l'aumento della pressione di vapore il cui effetto è l'aumento di $\phi_2$ (3.9). L'aumento di portata d'aria porta, invece, l'umidità in uscita a diminuire. Anche in questo caso si fa riferimento all'equazione (3.8), in quanto, l'aumento della portata d'aria totale in ingresso porta ad aumentare sia la componente di portata di aria secca sia la componente di portata di vapore già presente nella miscela a monte del sotto-tuta, determinata dal valore di umidità relativa scelto. Nell'equazione, quindi, l'aumento della portata fa aumentare $\dot{m}_{as,1}$ e $\dot{m}_{vap,1}$, ma siccome la portata

non influenza il valore di $\dot{m}_{vap}$ complessivamente il valore del rapporto $x_2$ diminuisce.

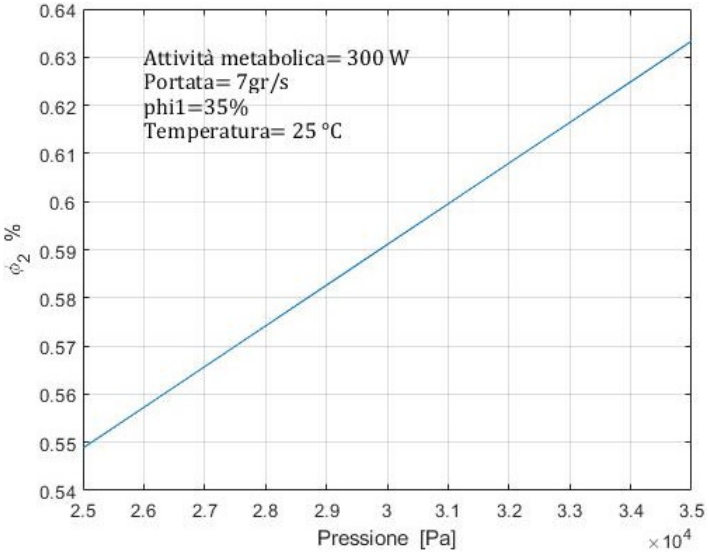



**Figura 4.3:** Umidità relativa in uscita dal sotto-tuta in funzione della pressione fissati i valori dei restanti quattro parametri

L'effetto della pressione è contrastante sulla ricerca dei punti di funzionamento ottimali. Sebbene la diminuzione della pressione, a parità degli altri parametri, porti alla diminuzione dell'umidità $\phi_2$, rappresentando quindi un vantaggio poiché permetterebbe di sostenere ratei metabolici maggiori senza superare i limiti di umidità relativa, la sua diminuzione causa l'aumento della velocità dei flussi d'aria all'interno delle strutture del sotto-tuta e dei condotti a parità di portata. Infatti, la pressione, insieme alla temperatura, determina la densità $\rho$ della miscela che compare nella definizione di portata. Quindi, anche se i cinque parametri in ingresso sono tra loro indipendenti in questa fase dello studio, non lo saranno più nel momento in cui verranno imposti dei vincoli legati a delle variabili che saranno introdotte successivamente e saranno legate, per esempio, alla geometria del sistema, come la portata e la pressione che sono legate dalla velocità del flusso, che a sua volta dipenderà dalla dimensione delle sezioni di passaggio.

### 4.1.2 Variazione di $T_4$

$T_4$ è la temperatura di rugiada corrispondente al punto "1" del ciclo, ossia la sezione di ingresso al sotto-tuta. Sul diagramma psicrometrico si osserva che il suo valore dipende da soltanto due dei cinque parametri in ingresso: la temperatura $T_1$ e l'umidità relativa $\phi_1$. La dipendenza dall'umidità è abbastanza esplicita,

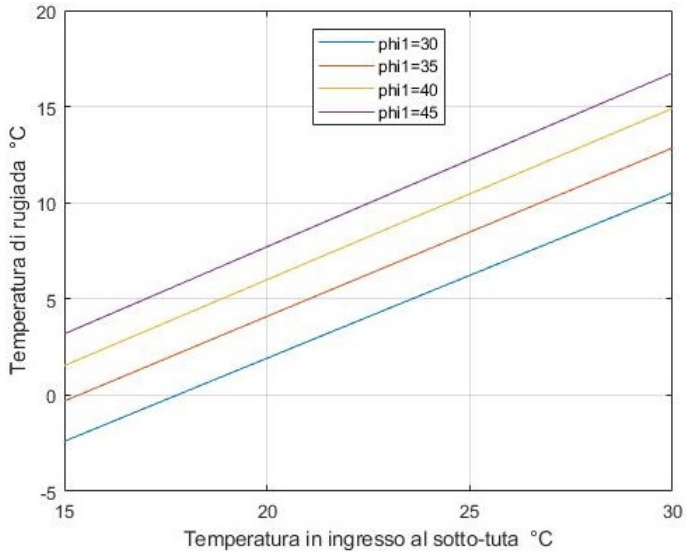



**Figura 4.4:** Temperatura di rugiada alla sezione di ingresso al sotto-tuta al variare della temperatura in ingresso al sotto-tuta per alcuni valori di umidità relativa

perché fissata la temperatura, e quindi la pressione di saturazione, determina la pressione di vapore dalla (3.2). Da definizione, la temperatura di rugiada è quella temperatura alla quale la pressione di vapore considerata coincide con la pressione di saturazione, quindi, la temperatura di rugiada è calcolabile dalla relazione (3.3) in cui si sostituisce $P_{vap,1}$ al posto di $P_{sat}$. La temperatura $T_1$, invece, determina non la pressione di vapore, ma la pressione di saturazione, il cui andamento è crescente in maniera non lineare con $T_1$, tuttavia, se si considera costante $\phi_1$ varia anche il titolo della miscela e, quindi, anche la pressione di vapore che, di conseguenza, assume lo stesso andamento della pressione di saturazione, motivo per il quale la relazione tra $T_1$ e $T_4$ è pressochè lineare. Il valore della temperatura di rugiada nelle condizioni di ingresso al sotto-tuta è un dato importante della trattazione, in quanto indica qual è la temperatura alla quale lo scambiatore di calore che si interfaccia con il *water cooling loop* deve essere in grado di portare il flusso d'aria in modo da soddisfare l'entità della deumidificazione richiesta. Questa temperatura e la temperatura in uscita dal sotto-tuta, che in questo studio è considerata pari alla temperatura di ingresso, sono dei parametri di input per la regolazione del *water cooling loop* perché una volta che la geometria dello scambiatore di calore è nota determineranno la temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua di raffreddamento dallo scambiatore di calore necessarie a garantire lo scambio termico che permette di abbassare la temperatura dell'aria da $T_1$ a $T_4$.

### 4.1.3 Variazione di $q_{sensibile,latente}$

Il processo di deumidificazione che inizia nel punto "2" e si conclude nel punto "4" consiste nella sottrazione di una certa quantità di calore dall'aria sotto forma di due contributi: calore sensibile e calore latente. Dal punto "2" al punto "3" si sottrae soltanto calore sensibile, in quanto si porta la miscela alle condizioni di saturazione. Dal punto "3" al punto "4" il vapore comincia a condensare e la temperatura della miscela si abbassa gradualmente con la diminuzione del titolo fino al valore finale $x_4 = x_1$. In questa trasformazione viene ceduto sia calore sensibile, poiché vi è anche un abbassamento di temperatura, sia calore latente che il vapore cede a temperatura costante per ritornare allo stato liquido. Esattamente come l'umidità relativa in uscita dal sotto-tuta, anche il calore scambiato in corrispondenza dello scambiatore di calore dipende da tutti e cinque i parametri in ingresso.

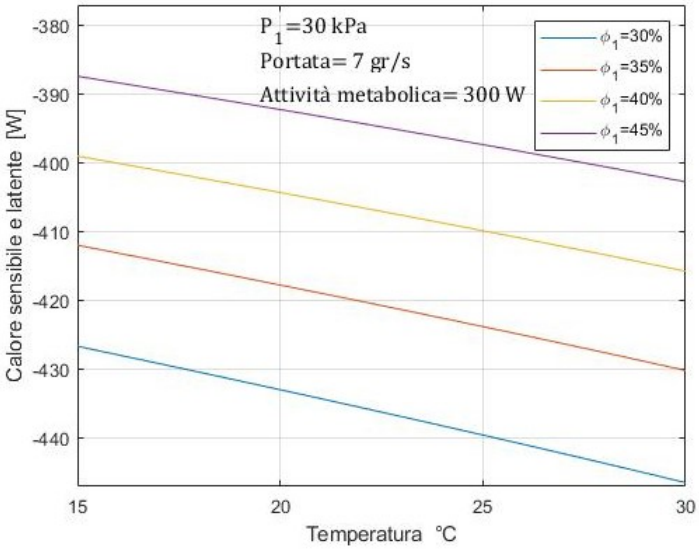



**Figura 4.5:** Somma di calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione della temperatura in ingresso al sotto-tuta al variare dell'umidità, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$ e $q = 300W$

Il calore ceduto attraverso lo scambiatore di calore è valutabile dalla somma delle equazioni (3.17) e (3.18). Dal grafico in figura 4.5 si osserva che il calore ceduto per effettuare la deumidificazione è una funzione crescente della temperatura in ingresso al sotto-tuta fissati i restanti parametri. Si precisa che il calore è ceduto dall'aria, quindi il segno è negativo, di conseguenza, quando si parla di aumento della potenza termica con la temperatura, o, più in generale, delle sue variazioni, si intende il suo modulo. Questo trend non è identificabile in maniera agevole

dall'equazione

$$q_{sensibile,latente} = \dot{m}_{as}\,(h_4 - h_2) \tag{4.1}$$

poiché la dipendenza dalla temperatura in ingresso è contenuta all'interno del termine di portata e delle entalpie specifiche, più in particolare nei termini $T_4$, $T_2$, $x_4$ e $x_2$. Tutti questi termini sono riconducibili alla pressione di vapore in "1", che dipende dalla pressione di saturazione e, quindi, dalla temperatura in "1". La portata di aria secca dà un contributo negativo, in quanto, diminuisce con la temperatura; l'entalpia $h_4$ aumenta con $T_1$ e tende a far diminuire il modulo del termine in parentesi; anche $h_2$ aumenta, ma con l'effetto opposto. Complessivamente il contributo di $h_2$ prevale sugli altri due e il calore scambiato cresce.
L'aumento dell'umidità relativa $\phi_1$ causa la riduzione del modulo della potenza termica ceduta perché l'aumento di $\phi_1$ a parità di portata totale causa la diminuzione della portata di aria secca che compare nell'equazione (4.1). L'entalpia $h_4$ aumenta perché aumenta la temperatura $T_4$ e il titolo di vapore $x_4$ portando alla riduzione del valore della parentesi. $h_2$ aumenta grazie all'incremento di $x_2$, che però è l'unico termine funzione di $\phi_1$ in $h_2$. L'aumento di $h_2$, che è sempre maggiore di $h_4$, fa crescere il termine in parentesi, tuttavia, l'effetto combinato di $\dot{m}_{as}$ e di $h_4$ è preponderante rispetto all'effetto di $h_2$, per cui, complessivamente, il modulo del calore si riduce all'aumentare dell'umidità relativa in ingresso al sotto-tuta.

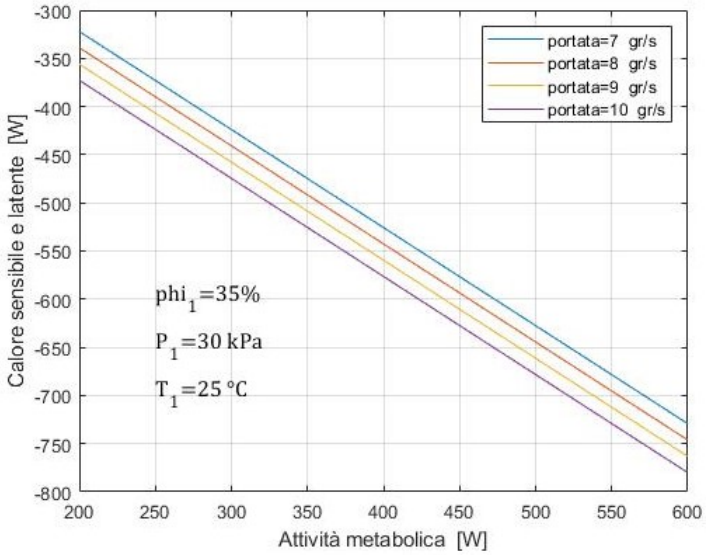



**Figura 4.6:** Calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione dell'attività metabolica al variare della portata, calcolato per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$ e $\phi_1 = 35\%$

Come è intuibile, il calore da cedere al livello dello scambiatore cresce in modulo all'aumentare dell'attività metabolica, la quale determina la portata di vapore

immessa in corrispondenza del sotto-tuta che incrementa il titolo di vapore $x_2$ in uscita, il cui effetto diretto è l'aumento dell'entalpia $h_2$ che incrementa la potenza termica.
Aumentare la portata totale implica l'aumento della portata di aria secca e la riduzione del titolo di vapore in "2", due comportamenti opposti in relazione al calore scambiato, in quanto, l'effetto di incremento della portata di aria secca è l'aumento del calore, mentre la diminuzione del titolo $x_2$ è un contributo sottrattivo. Globalmente l'effetto della portata d'aria secca è più impattante, quindi il modulo della potenza termica aumenta. Dal grafico in figura 4.7 si osserva che all'aumentare

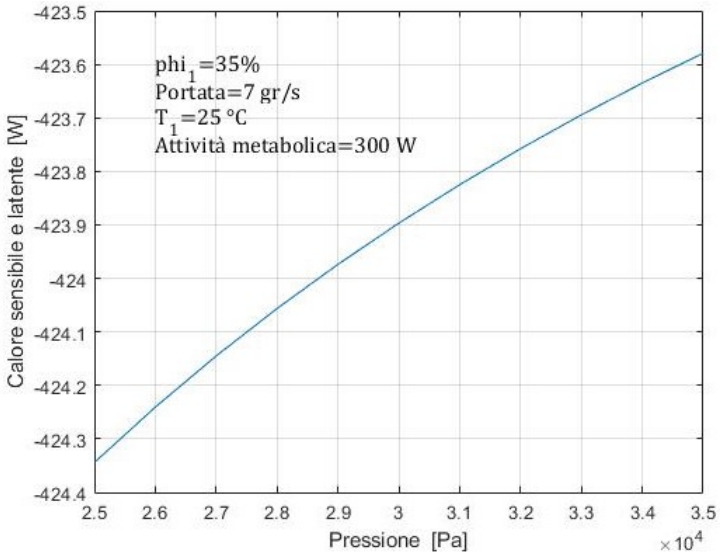



**Figura 4.7:** Calore sensibile e latente ceduto dall'aria all'acqua in funzione della pressione, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $T_1 = 25°C$

della pressione della linea il modulo della potenza termica ceduta durante il processo di deumidificazione diminuisce con un andamento non lineare. La dipendenza dalla pressione non è esplicita nell'equazione (4.1), ma si nota che i termini che dipendono dalla pressione sono le entalpie specifiche nelle due sezioni di monte e valle dello scambiatore di calore. $h_2$ è legata alla pressione da una catena di dipendenze tra $x_2$, $\dot{m}_{as}$ e $\dot{m}_{vap,1}$, tutte riconducibili ad $x_1$, che dipende dal valore della pressione, mentre $h_4$ dipende direttamente da $x_1$. Entrambe le entalpie diminuiscono all'aumentare della pressione, ma il contributo di $h_2$ prevale e il modulo della potenza diminuisce. Tuttavia, si osserva che per una variazione di pressione di 10kPa il calore scambiato nell'unità di tempo varia di soli $0.7W$, di conseguenza rappresenta un contributo trascurabile.

### 4.1.4 Variazione di $q_{riscaldamento\,sensibile}$

A valle dello scambiatore di calore la miscela di aria umida ha raggiunto il titolo di vapore richiesto per essere immesso nuovamente nel sotto-tuta, tuttavia la miscela si trova in condizioni di saturazione per quel dato titolo, quindi è necessario fornire del calore per aumentare la temperatura del flusso fino al valore target di ingresso, al quale corrisponde anche il corretto valore di umidità relativa. Questo calore è un calore di riscaldamento sensibile ed è fornito da una batteria di post riscaldamento. $q_{risc,sens}$ dipende da quattro dei cinque parametri, $T_1$, $\phi_1$, $P_1$ e $\dot{m}_1$. L'andamento

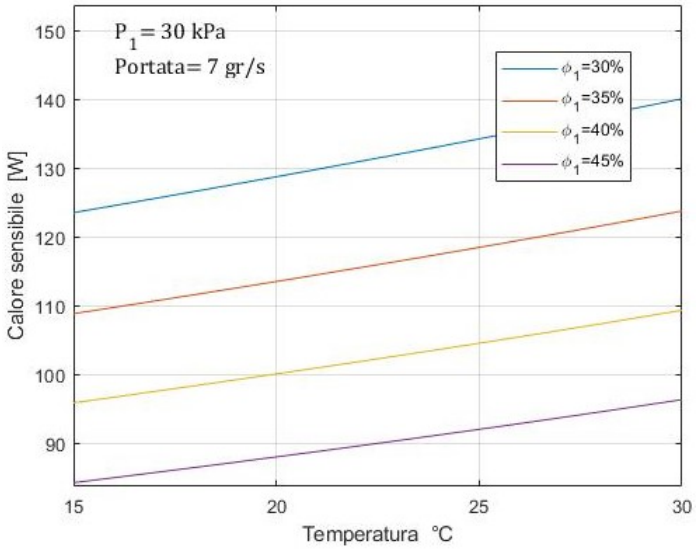



**Figura 4.8:** Calore di riscaldamento sensibile ceduto dalla batteria di post-riscaldamento all'aria in funzione della temperatura in ingresso al sotto-tuta al variare dell'umidità, calcolato per $\dot{m} = 7gr/s$, $P_1 = 30kPa$

che la potenza termica fornita durante il post-riscaldamento assume in funzione della temperatura è analogo all'andamento della potenza termica di raffreddamento. L'equazione (3.19) contiene $\dot{m}_{as}$, funzione decrescente della temperatura, $h_1$ cresce grazie al contributo esplicito di $T_1$ ed implicito in $x_1$ e $h_4$ aumenta sia a causa di $x_4$ che è pari a $x_1$, sia grazie all'aumento di $T_4$ che aumenta con $T_1$. $\dot{m}_{as}$ e $h_4$ danno un contributo sottrattivo al calore, mentre $h_1$ ne causa globalmente l'incremento. L'aumento di umidità, al contrario, fa diminuire la potenza termica di riscaldamento, infatti, aumentare l'umidità relativa in ingresso a parità di temperatura porta ad operare in condizioni più prossime a saturazione. Con l'aumento della temperatura di rugiada del punto "1" e il restare invariato di $T_1$, il termine in parentesi dell'equazione (3.19) si riduce, nonostante l'aumento di titolo che, però, è costante nella trasformazione e non produce effetti sul calore scambiato. La variazione di pressione nel range considerato ha conseguenze sostanzialmente nulle sul calore di

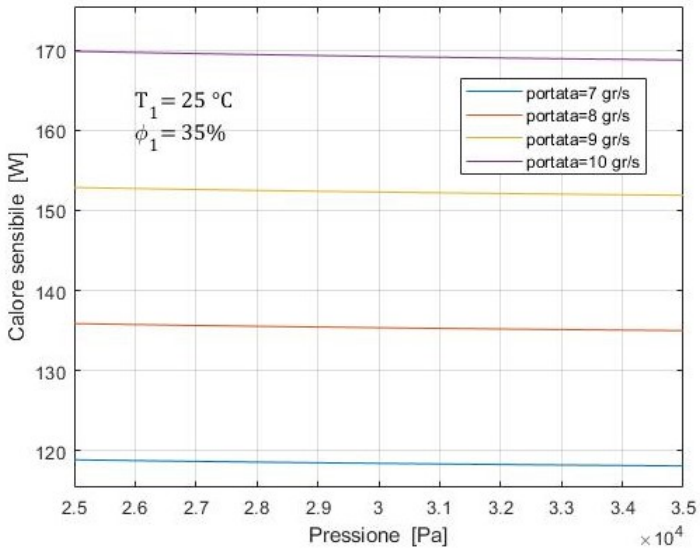



**Figura 4.9:** Calore di riscaldamento sensibile in funzione della pressione e al variare della portata, calcolato per $T_1 = 25°C$ e $\phi_1 = 35\%$

riscaldamento sensibile. Si hanno variazioni significative a basse pressioni, tra i $0Pa$ e i $10kPa$, oltre le quali l'andamento appare costante fino a risultare invariante per tutte le pressioni. Gli intervalli operativi in termini di pressione si assestano intorno ai $30kPa$, che è un valore di riferimento che caratterizza l'atmosfera respirabile creata all'interno della tuta, valori superiori rendono difficoltoso il movimento a causa dell'aumento di rigidezza del *pressure suit assembly*, valori inferiori non sono compatibili con la sopravvivenza dell'uomo a causa dei bassi valori di pressione parziale dell'ossigeno.
Esattamente come per le altre potenze termiche analizzate, anche la potenza termica di riscaldamento post scambiatore di calore aumenta all'aumentare della portata. La motivazione la si trova osservando l'equazione (3.19), dalla quale si nota che l'unico termine influenzato dalla variazione di portata è la portata di aria secca $\dot{m}_{as}$ che aumenta, in quanto, dall'equazione (3.5) sia $\dot{m}_1$ che $\dot{m}_{vap,1}$ aumentano perché anche la seconda è funzione della prima, tuttavia, siccome nella (3.4) il rapporto $\frac{x_1}{1+x_1}$ è sempre minore di 1 il contributo negativo della portata di vapore è di un ordine di grandezza inferiore.

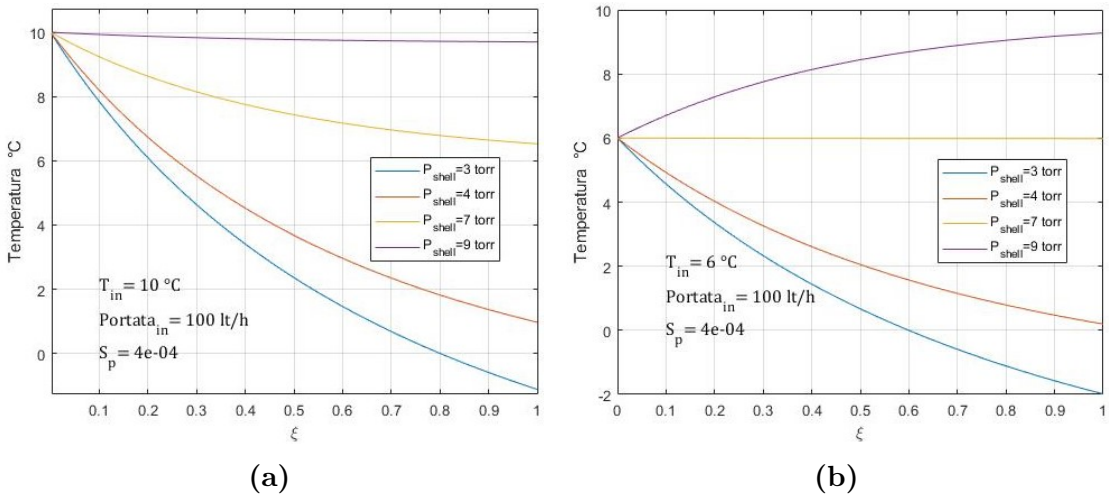
## 4.2 Analisi parametrica Water-cooling-loop

Nella sezione 3.5.1 è stata descritta dettagliatamente la modellizzazione matematica dello SWME. Il codice di calcolo creato permette di valutare la pressione, portata e temperatura che il flusso d'acqua assume punto per punto lungo la coordinata

assiale del dispositivo, in modo da calcolare le performance in termini di calore dissipato e quantità di acqua espulsa tramite evaporazione nell'unità di tempo, oltre ai valori della temperatura all'ingresso e all'uscita del dispositivo che risultano fondamentali nel valutare l'efficacia dello scambio termico con l'aria all'interno dello scambiatore di calore che interfaccia il *water cooling loop* con il *gas cooling loop*. Di seguito si esporranno i risultati dell'analisi parametrica che consiste nel valutare l'effetto della variazione dei parametri sulle grandezze maggiormente significative restituite in output dal modello. I parametri coinvolti sono, anche in questo caso, cinque, tre dei quali sono relativi alle condizioni del flusso d'acqua a monte dell'evaporatore: temperatura, portata e pressione. Un parametro è legato alle caratteristiche geometriche delle fibre: porosità. spessore, diametro medio dei pori e tortuosità, contenute nel parametro strutturale $S_p$ (3.37). L'ultimo è un parametro di regolazione, la pressione nella camera di evaporazione (*shell*), che gestisce la *driving force* del processo evaporativo mediante il livello di apertura della *back-pressure valve*.

### 4.2.1 Variazione della temperatura dell'acqua lungo $\xi$

L'andamento della temperatura lungo la coordinata adimensionale $\xi$ che corre lungo l'asse longitudinale dello SWME è funzione della pressione nella camera di evaporazione, del parametro strutturale e della portata in ingresso al dispositivo. La pressione della linea non ha nessun effetto sulla temperatura e lo si vede facilmente dal sistema (3.31). Eliminando la quarta equazione il sistema perde un'equazione ma anche una variabile e all'interno delle altre equazioni non compaiono termini legati alla pressione, di conseguenza, il sistema rimane comunque risolvibile. La temperatura ha un andamento non lineare che viene fortemente influenzato sia da $S_p$ sia da $P_{shell}$. $S_p$ non è variabile durante il funzionamento del sistema poiché dipende dalle caratteristiche geometriche del dispositivo e verrà scelto sulla base di uno studio di ottimizzazione che permetta di trovare un range di valori di $S_p$ tali da soddisfare le richieste del sistema nel suo complesso minimizzando la spesa, che nel caso dell'evaporatore è rappresentata dalla quantità di vapore espulso. In questa trattazione si valuta l'impatto che i vari parametri hanno sulle prestazioni e sul valore delle grandezze di interesse, per cui si focalizza l'attenzione sull'entità delle variazioni delle grandezze stesse, in quanto la definizione dei valori effettivi dei parametri sarà oggetto di futuri approfondimenti. Il grafico in figura 4.10a rappresenta l'andamento della temperatura lungo l'asse dell'evaporatore e le varie curve sono calcolate per diversi valori della pressione nello shell che influenza fortemente i valori assunti dalla temperatura. Per un fissato valore di $P_{shell}$ la temperatura diminuisce in maniera non lineare con una derivata prima che man mano si riduce in modulo, infatti, osservando la parentesi quadra dell'equazione (3.55) si osserva che al diminuire di $T_p$ la *driving force* diminuisce. Allo stesso modo, aumentare $P_{shell}$




**(a)** **(b)**

**Figura 4.10:** Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare della pressione nella camera di evaporazione, calcolata per $\dot{m} = 100kg/h$, $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$, (a) $T_{in} = 10°C$, (b) $T_{in} = 6°C$

significa ridurre la *driving force* che guida l'evaporazione. Per i valori d'esempio che i parametri assumono in questo grafico si nota che se $P_{shell}$ è troppo bassa, per esempio 3 torr, l'acqua può raggiungere ipoteticamente temperature negative e ciò significa che potrebbe avvenire la formazione di ghiaccio all'80% della lunghezza delle fibre. Chiaramente questa è una condizione da evitare perché il ghiaccio ostacolerebbe la portata. Aumentando $P_{shell}$ la temperatura di uscita aumenta, ma il suo valore è limitato anche superiormente a seconda del valore assunto dalla temperatura al poro che determina la pressione di vapore. Nel grafico in figura 4.10b si nota che per $P_{shell} = 7\,torr$ la temperatura non varia, mentre con $P_{shell} = 9\,torr$ la temperatura aumenta invece che diminuire lungo $\xi$. Contemporaneamente si osserva un incremento di portata invece che una diminuzione, calcolando, infatti, i valori che il flusso di vapore assume lungo l'asse per $P_{shell} = 9\,torr$ questi risultano negativi, il che significa che il vapore tende ad entrare all'interno delle fibre invece che il contrario. Certamente questa non rappresenta una condizione plausibile di funzionamento, tuttavia permette di capire quali siano i limiti di regolazione di $P_{shell}$ fissato il valore del parametro strutturale e le condizioni iniziali di temperatura e portata. Dal valore di $T_{in}$ dipende la $P_{shell}$ limite oltre la quale si entra nel campo di funzionamento anomalo. Questo fenomeno spiega il comportamento della caduta di pressione della figura 4.13 descritto successivamente. La condizione iniziale $T_{in}$ non è libera, ma dipende dallo stato di funzionamento del *gas cooling loop*, in quanto, le temperature dell'aria all'ingresso e all'uscita dallo scambiatore di calore, una volta nota la geometria dello stesso, determinano la temperatura dell'acqua in ingresso e uscita dallo scambiatore di calore in modo da raggiungere il valore di

$q_{sensibile,latente}$ che caratterizza quella condizione di funzionamento. La temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore di calore è pari a quella in entrata allo SWME, di conseguenza, $T_{in}$ dovrà assumere un valore tale da garantire il flusso termico richiesto in uno scambiatore di calore il più possibile compatto. Il parametro $S_p$

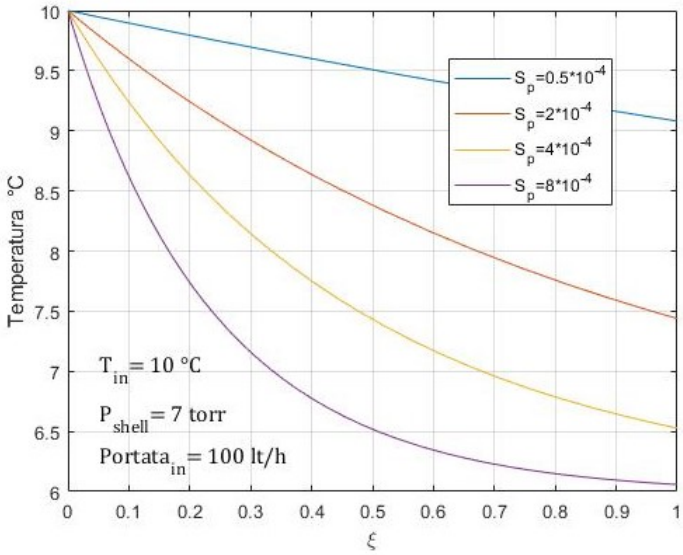



**Figura 4.11:** Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare del parametro strutturale $S_p$, calcolata per $T_{in} = 10°C$, $P_{shell} = 7\,torr$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$

ha un impatto significativo sulla temperatura, il suo valore è determinato dalla dimensione dei pori, dallo spessore della fibra, dalla porosità e dalla tortuosità e la sua influenza è facilmente intuibile. L'aumento del diametro dei pori e la porosità, definita come il rapporto tra la superficie totale occupata dai pori e la superficie totale della fibra (superficie laterale del cilindro), fanno aumentare $S_p$ che a sua volta causa l'incremento del flusso di massa di vapore $J_k$ essendo aumentata la superficie attraverso la quale il vapore può fluire. L'aumento di tortuosità e spessore della membrana ostacola il passaggio del vapore, quindi il loro effetto di riduzione di $S_p$ causa un peggioramento della capacità di raffreddamento. Sebbene $S_p$ possa tendere a zero, il che significherebbe, per esepmio, assenza di pori, il suo valore massimo è limitato poiché la porosità è un numero sempre minore di 1, la tortuosità minima vale 1 per pori rettilinei, lo spessore non può tendere a zero per motivi di fabbricazione delle fibre e resistenza alle sollecitazioni meccaniche e il diametro dei pori è limitato dalle dimensioni della fibra. Dei valori di esempio per questi parametri sono rappresentati in tabella 3.2 [23]. L'incremento della portata causa la diminuzione della differenza di temperatura tra ingresso e uscita e, come si osserva nel grafico in figura 4.12, la derivata della temperatura varia in maniera sempre meno evidente, rendendo la diminuzione di temperatura più

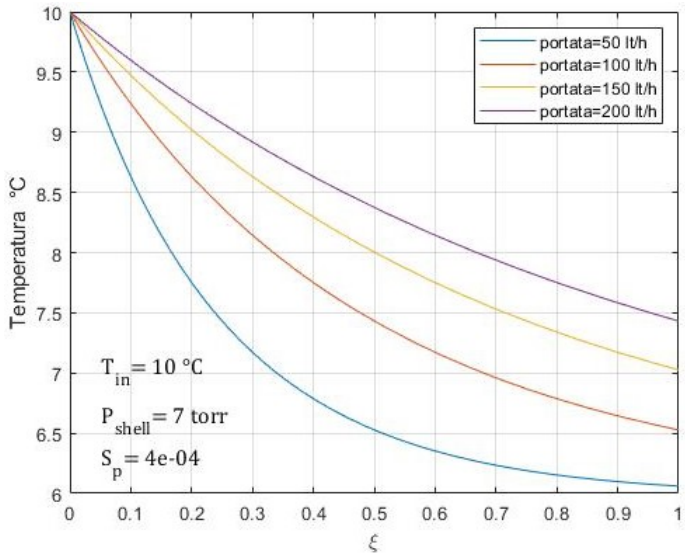
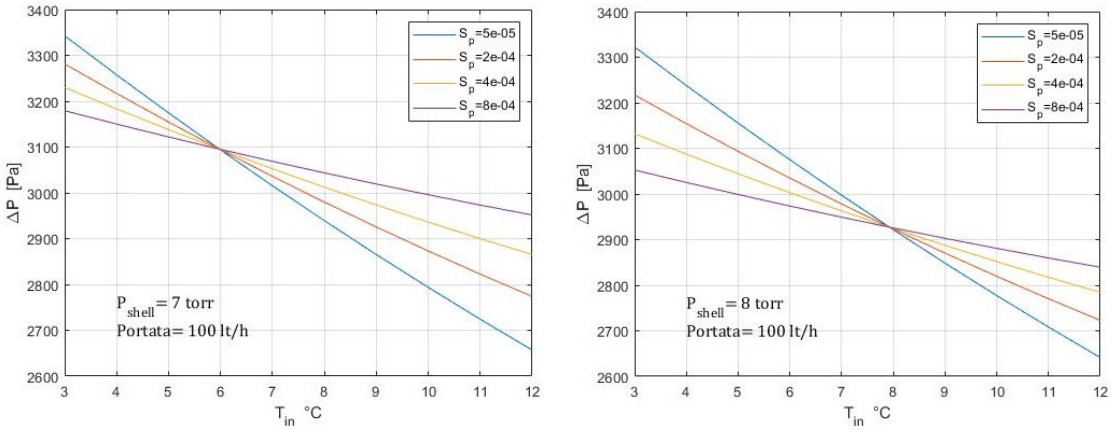



**Figura 4.12:** Variazione della temperatura lungo l'asse dello SWME al variare della portata, calcolata per $T_{in} = 10°C$, $P_{shell} = 7\,torr$ e $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$

uniformemente distribuita lungo la fibra, a differenza del caso di portata minore in cui è evidente una forte riduzione di temperatura nelle sezioni più prossime alla sezione di ingresso e che man mano si attenua verso l'uscita.

### 4.2.2 Variazione del $\Delta P_{lumen}$

La caduta di pressione lungo la fibra è espressa dall'equazione (3.61) ed è funzione della portata, della dimensione delle fibre, delle proprietà fisiche dell'acqua, le quali dipendono dalla temperatura, e, infine, del parametro strutturale $S_p$ e della pressione $P_{shell}$, che non compaiono direttamente nell'equazione (3.56) ma influenzano il valore di $T$ e di $\dot{m}$. La caduta di pressione risulta invariante rispetto al valore che la pressione assume all'ingresso dell'evaporatore, dipende soltanto dalle caratteristiche del flusso in termini di portata e temperatura e dalle caratteristiche geometriche del condotto. I grafici in figura 4.13 mostrano un dettaglio particolare. La caduta di pressione tra monte e valle si riduce all'aumentare della temperatura in ingresso, ma l'aumento del parametro strutturale $S_p$ causa la riduzione della pendenza delle curve, le quali si intersecano un uno stretto intervallo di temperature, che nella figura 4.13a per $P_{shell} = 7\,torr$ si attesta sui 6°C. Per temperature in ingresso inferiori ai 6°C l'aumento del parametro strutturale porta alla riduzione della perdita di pressione, mentre oltre i 6°C ne causa l'aumento. La posizione del punto di inversione dipende dal valore di $P_{shell}$ e si nota dai due grafici in figura 4.13 che il suo aumento ne causa lo spostamento a $T_{in}$ maggiori. In realtà la zona di inversione rappresenta il




**(a)** **(b)**

**Figura 4.13:** Caduta di pressione tra monte e valle dello SWME in funzione della temperatura iniziale al variare del parametro strutturale, calcolata per $\dot{m} = 100\,kg/h$ (a) $P_{shell} = 7\,torr$, (b) $P_{shell} = 8\,torr$

confine tra il funzionamento normale e non. Come già precedentemente discusso riguardo alla figura 4.10b, per alcune combinazioni dei parametri di ingresso possono verificarsi due anomalie: la diminuzione della temperatura fino a valori sotto gli zero gradi centigradi; l'inversione del flusso di vapore dallo *shell* alle fibre. Per una $T_{in}$ di 6°C e una $P_{shell}$ pari a 7 torr la temperatura dell'acqua non varia lungo $\xi$, per soddisfare la stessa condizione se $T_{in} = 8°C$ allora $P_{shell} = 8\,torr$. Dai due grafici in figura 4.13 si vede chiaramente che fissato il valore di $P_{shell}$ la temperatura in ingresso alla quale avviene l'inversione è proprio la temperatura in ingresso alla quale l'andamento della temperatura è costante. In conclusione, quindi, la porzione di grafico di interesse è quella che comprende $T_{in}$ maggiori della $T_{in}$ di inversione. $P_{shell}$ influenza non solo la temperatura alla quale corrisponde il punto di inversione, ma anche i valori assunti dal $\Delta P$. Fin'ora si è constatato che per le temperature in ingresso considerate, le quali sono limitate dalla temperatura di rugiada del punto "4" del *gas cooling loop*, il range di variazione di $P_{shell}$ è relativamente ridotto. Aumentare $P_{shell}$ porta le perdite a diminuire di qualche punto percentuale (circa il 7% passando da 3 torr a 5 torr ad una portata di 100lt/h). L'aumento di portata causa l'aumento delle perdite di pressione in maniera pressochè lineare.

### 4.2.3 Variazione di $\dot{m}_{vap}$

La massa d'acqua vaporizzata nell'unità di tempo è la differenza tra la portata in ingresso e la portata in uscita dall'evaporatore. Questo dato esprime il costo del sistema in termini di risorse consumabili, poiché l'acqua che evapora e abbandona

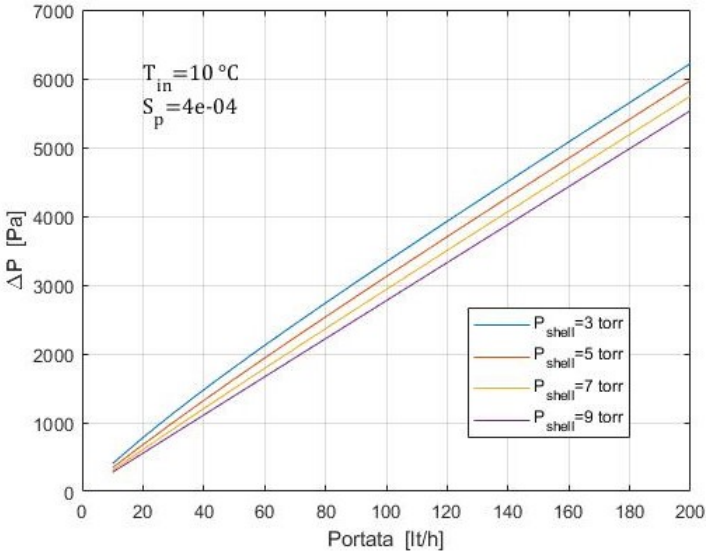



**Figura 4.14:** Caduta di pressione in funzione della portata al variare della pressione nella camera di evaporazione per $T_{in} = 10°C$ e $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$

la camera di evaporazione viene persa nell'ambiente esterno. La portata d'acqua che fluisce lungo l'asse dell'evaporatore ha un andamento decrescente analogo a quello assunto dalla temperatura: si riduce maggiormente nelle sezioni prossime all'ingresso e la sua variazione tende ad attenuarsi. L'aumento della temperatura in ingresso aumenta la portata che evapora perché con la temperatura cresce la pressione di vapore e aumenta così la *driving force*, mentre l'aumento della pressione nella camera di evaporazione contrasta l'evaporazione dell'acqua e la portata evaporata diminuisce. Nella figura 4.15 si nota che per le maggiori pressioni nello *shell* la portata evaporata è negativa, questo è un altro effetto di quanto già discusso precedentemente in riferimento all'aumento di temperatura lungo l'asse dell'evaporatore e all'esistenza di una zona di inversione del comportamento della caduta di pressione tra monte e valle. Infatti, la combinazione dei parametri fa si che la *driving force* si inverta, causando il cambio di segno della portata evaporata che porta all'aumento della portata di liquido. Come affermato precedentemente, questo fenomeno si presenta a livello matematico ma non è di interesse poiché rappresenta una condizione anomala. La portata evaporata è una funzione sia della portata in ingresso sia del parametro strutturale $S_p$. Il grafico in figura 4.16 ne mostra la dipendenza. L'aumento della portata in ingresso causa l'aumento della portata che evapora perché, maggiore è la portata, maggiore è la temperatura media dell'acqua lungo $\xi$, di conseguenza si ha maggiore pressione di vapore e *driving force*. Si vede, però, che man mano che la portata in ingresso aumenta minore è l'aumento di portata evaporata, che tende ad assestarsi su un valore

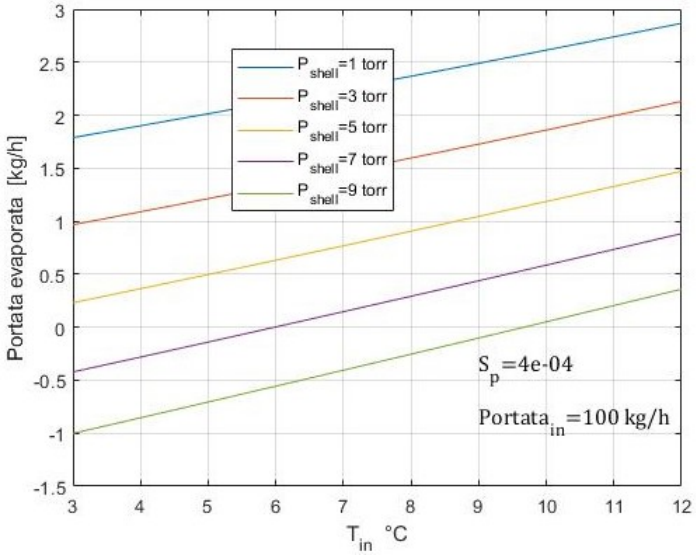



**Figura 4.15:** Massa d'acqua evaporata nell'unità di tempo in funzione della temperatura iniziale al variare della pressione nello *shell* per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$

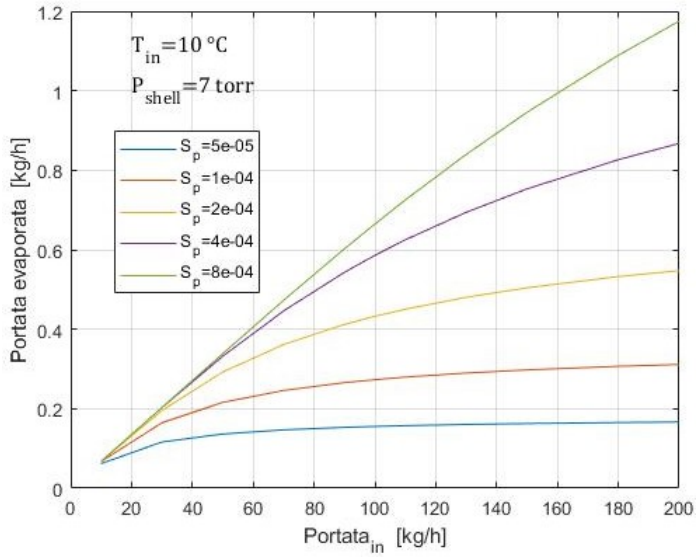



**Figura 4.16:** Portata d'acqua evaporata in funzione della portata d'acqua liquida iniziale al variare di $S_p$ calcolata per $T_{in} = 10°C$ e $P_{shell} = 7\,torr$

che dipende dall'$S_p$ considerato. All'aumentare di $S_p$ la dipendenza della portata evaporata dalla portata in ingresso risulta più marcata e tende a stabilizzarsi per valori di portata in ingresso progressivamente sempre più alti. A parità di portata in

ingresso, $S_p$ causa l'aumento della portata evaporata poiché, nonostante l'aumento di $S_p$ porti alla riduzione della temperatura media nel dispositivo, l'aumento della superficie disponibile al passaggio del vapore, o, allo stesso modo, la riduzione di spessore e tortuosità, favoriscono l'evaporazione. La portata evaporata è una grandezza da minimizzare perché l'acqua è una risorsa preziona quando si opera nell'ambiente spaziale, tuttavia dal suo valore dipende direttamente la potenza termica dissipata per evaporazione e, quindi, la differenza di temperatura tra monte e valle dell'evaporatore. Anche in questo caso non c'è nessuna dipendenza dalla pressione di alimentazione.

### 4.2.4 Calore dissipato tramite vaporizzazione

Nella sezione 3.5.1 è stato descritto il metodo utilizzato per calcolare il calore dissipato nel processo evaporativo sfruttando l'equazione (3.60). Dall'equazione si vede che il calore dipende dal calore latente di vaporizzazione dell'acqua, che è funzione della temperatura al poro, e dalla portata che evapora sezione per sezione. La temperatura in ingresso guida direttamente il processo evaporativo, per

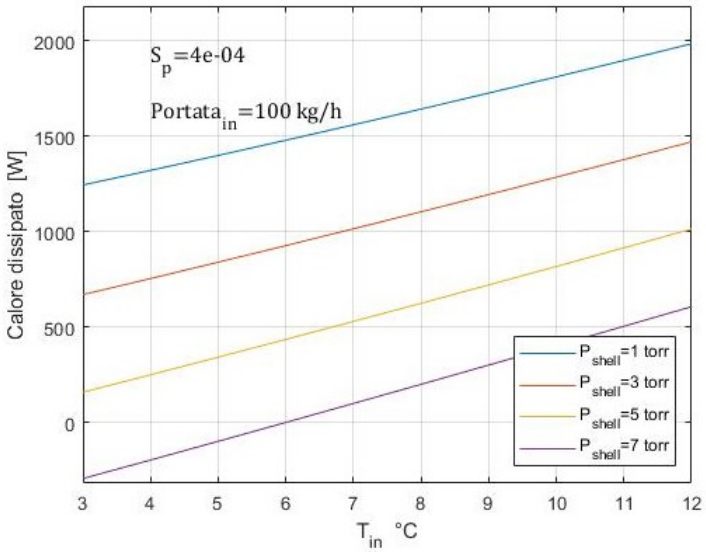



**Figura 4.17:** Calore dissipato in funzione della temperatura iniziale al variare di $P_{shell}$ per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$ e $\dot{m} = 100\,kg/h$

cui con il suo incremento, il calore dissipato nell'unità di tempo cresce; tuttavia, bisogna sempre considerare i limiti di $T_{in}$ imposti dal range di temperatura di rugiada del *gas cooling loop*. Per quanto riguarda la curva relativa a $P_{shell}$ pari a 7 torr, la zona di possibile operatività è al di sopra dei 6°C circa, altrimenti si registra una potenza termica negativa, il che significa che il calore viene assorbito

invece che essere ceduto e ciò si rifà al caso di inversione del flusso di vapore a causa di una pressione nello shell troppo elevata per le condizioni iniziali imposte. Come nei casi precedenti, l'aumento di $P_{shell}$ riduce la *driving force* limitando l'eliminazione di calore di conseguenza. La potenza dissipata è fortemente legata al valore della pressione nella camera di evaporazione con variazioni che possono superare i 250W per torricelli. In figura 4.18 si traccia l'andamento della potenza

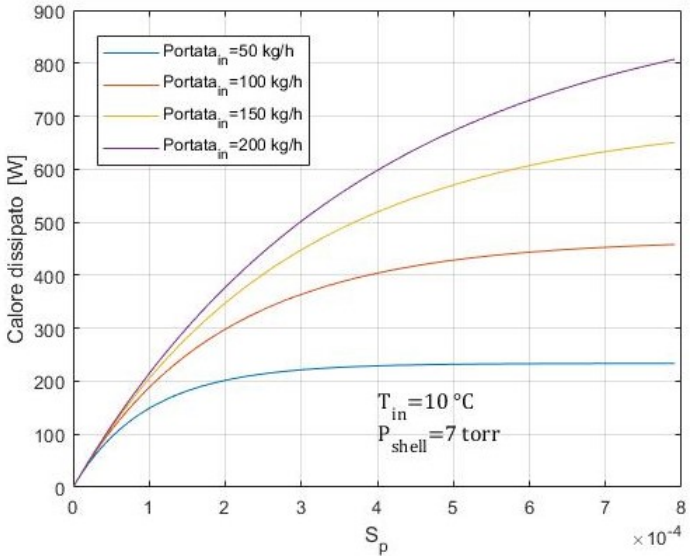



**Figura 4.18:** Calore dissipato in funzione del parametro strutturale al variare della portata iniziale per $T_{in} = 10°C$ e $P_{shell} = 7\,torr$

termica dissipata in funzione del parametro strutturale $S_p$ al variare della portata in ingresso. Dal grafico si nota che fissati tre parametri, inizialmente il calore dissipato cresce rapidamente con $S_p$ per poi attenuare la crescita per valori di $S_p$ più alti. Anche l'aumento della portata in ingresso causa l'aumento del calore dissipato, infatti, come si è visto nel grafico in figura 4.16, se aumenta la portata in ingresso aumenta la portata evaporata e la portata evaporata è legata al calore dissipato tramite la derivata della portata di liquido che fluisce attraverso il dispositivo (3.60). Come per le altre grandezze, la pressione di alimentazione non comporta nessuna variazione sul calore dissipato

## 4.3 Integrazione tra il gas-cooling-loop e il water-cooling-loop

Nella sezione precedente sono state discusse in maniera dettagliata le dipendenze delle variabili di interesse rispetto ai parametri in ingresso al problema, rappresentati

dalle condizioni iniziali imposte al flusso in termini di temperatura, portata e pressione, considerando due ulteriori parametri: il parametro strutturale $S_p$ e il parametro di regolazione $P_{shell}$. Nella sezione 4.1 la stessa descrizione è stata presentata in riferimento al *gas cooling loop*. A seconda dei parametri in ingresso al *gas cooling loop* vengono calcolate le grandezze termodinamiche in ogni punto del ciclo. Esse esprimono una richiesta del sistema che deve essere soddisfatta dal *water cooling loop* in modo da garantire che il ciclo si comporti nella maniera dettata dalla scelta dei parametri in ingresso, la quale deve corrispondere ad una situazione in cui siano garantiti l'equilibrio termico e il comfort. Il risultato del calcolo sono una serie di grandezze (temperature, portata, trasferimento di calore nell'unità di tempo) che risultano essere un input per il calcolo delle condizioni di funzionamento del *water cooling loop*. Nel momento in cui è noto lo stato di funzionamento del *gas cooling loop*, le temperature dell'aria all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore sono note, così come è noto il calore scambiato nell'unità di tempo necessario ad effettuare quella variazione di temperatura se la portata è fissata. Lo stato di funzionamento del *water cooling loop*, invece, non è unico, ma dipende dalle caratteristiche dello scambiatore di calore. Per dimensionare lo scambiatore di calore è necessario conoscere le temperature di ingresso e di uscita dei due fluidi e le loro portate, tuttavia, un componente utilizzato all'interno di una tuta spaziale deve rispettare dei requisiti in termini di massa e ingombro, per cui la determinazione delle caratteristiche geometriche dello scambiatore di calore è possibile a valle di un processo iterativo che tiene conto di questi aspetti. Infatti, le eventuali limitazioni sulla geometria, imposte dal fatto che il dispositivo debba essere contenuto all'interno del *back-pack* della tuta ed essere integrato in un insieme di sistemi, porterebbero alla necessità di modificare le caratteristiche del flusso d'acqua del *water cooling loop* in termini di temperature e portata per far si che il flusso termico richiesto per abbassare la temperatura dell'aria sia soddisfatto. Per indagare un possibile punto di funzionamento del sistema si considerano, innanzitutto, le grandezze legate al comfort, quindi, la temperatura e l'umidità relativa in ingresso al sotto-tuta. Come si può osservare dal grafico in figura 4.4, $T_1$ e $\phi_1$ determinano la temperatura di rugiada, per cui i loro valori devono essere scelti in maniera tale da ottenere una temperatura di rugiada sufficientemente alta, in quanto, un valore basso impone che per trasferire il calore necessario a portare il flusso d'aria da $T_1$ a $T_4$ le dimensioni dello scambiatore di calore diventino molto elevate. Questo accade perché la differenza di temperatura tra l'aria e l'acqua è limitata, poiché l'acqua non può assumere valori di temperatura inferiori agli zero gradi centigradi. L'aumento della temperatura e dell'umidità derivanti dalla volontà di incrementare la temperatura di rugiada porta degli svantaggi: a parità di intensità dell'attività metabolica l'umidità in uscita dal sotto-tuta aumenta e potrebbe raggiungere valori tali da compromettere l'evaporazione del sudore e limitare la capacità dell'organismo di disperdere calore, portando a condizioni di discomfort. Una soluzione sarebbe

quella di aumentare la portata, tuttavia ciò causa, oltre all'aumento del modulo della potenza termica da cedere all'acqua nello scambiatore di calore (figura 4.6), anche l'aumento sostanziale delle velocità dei flussi e, di conseguenza, delle perdite di carico. Da questo punto di vista l'aumento di pressione porterebbe un vantaggio, in quanto, a parità di portata e sezione dei condotti riduce la velocità del flusso, inoltre, non causa variazioni sulla potenza termica. Tuttavia, aumentare la pressione ha un forte effetto sull'aumento dell'umidità in uscita dal sotto-tuta, a fronte di una relazione inversamente proporzionale con la velocità. Oltre a ciò, il range di variazione della pressione non è chiaramente definito, in quanto, valori elevati rispetto alla pressione dell'atmosfera creata all'interno della tuta dal gas respirabile porterebbero a potenziali problematiche delle tenute del sotto-tuta che impediscono il miscelamento dei gas del *gas cooling loop* e del *breathing loop*. Nell'appendice A è riportata la metodologia del dimensionamento preliminare di uno scambiatore tubo in tubo in modo da ottenere una prima stima delle dimensioni dello scambiatore di calore, limitandosi a considerare una geometria semplice. Sono state analizzate varie combinazioni dei parametri in ingresso al *gas cooling loop* in modo da ottenere una lunghezza, che corrisponde alla lunghezza necessaria a garantire il flusso termico calcolato secondo le temperature e portate determinate della combinazione dei parametri in ingresso, per ogni combinazione dei parametri.

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| $T_1 = 20°C$<br>$P_1 = 30kPa$<br>$q = 300W$<br>$\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$ | 35 | 6.7 | 15.560 | 846 | 19.53 |
| | 36 | 6.9 | 14.628 | 844 | 20.11 |
| | 37 | 7.1 | 13.812 | 844 | 20.7 |
| | 38 | 7.3 | 13.091 | 845 | 21.28 |
| | 39 | 7.5 | 12.446 | 848 | 21.86 |
| | 40 | 7.7 | 11.864 | 852 | 22.44 |

**Tabella 4.1:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 20°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

Nelle tabelle dalla 4.1 alla 4.6 sono riportati dei risultati calcolati al variare di tre parametri: Temperatura e umidità in ingresso al sotto-tuta, intensità dell'attività metabolica e portata del *water cooling loop*. In ogni tabella il valore della pressione è fissato a $30kPa$. Si noti che le portate d'aria riportate nella terza colonna sono calcolate imponendo che l'umidità relativa in uscita dal sotto-tuta assuma il valore limite di riferimento del 70%. In questo modo si ottiene la portata minima che garantisce la deumidificazione rimanendo all'interno del range di valori di comfort dell'umidità. La motivazione di questa scelta è dettata dal fatto che, a parità degli altri parametri, minore è la portata di aria minore sarà la velocità del

flusso. La riduzione della portata, però, porta all'aumento della lunghezza dello scambiatore di calore, in quanto, fa ridurre il coefficiente di scambio K più di quanto si riduca la potenza termica da scambiare. A titolo di esempio, considerando la prima riga della tabella 4.1, se si fosse considerata un'umidità in uscita dell'80% invece che del 70% la lunghezza dello scambiatore di calore sarebbe passata da $15.56m$ a $17.822m$. Nella tabella 4.1 si osserva che per una temperatura di 20°C e un'attività metabolica di $1000BTU/h$ ($300W$) l'aumento di umidità in ingresso causa l'aumento della portata in modo da avere in uscita un'umidità sempre del 70%. L'aumento di umidità causa la riduzione della quantita di calore da scambiare nell'unità di tempo perché si riduce la quantità di vapore che bisogna far condensare. L'aumento di umidità, inoltre, causa anche l'aumento della temperatura di rugiada, con conseguente aumento della differenza di temperatura media tra l'aria e l'acqua lungo lo scambiatore di calore. La variazione di lunghezza è più marcata per i valori più bassi di umidità e tende poi ad attenuarsi perché la portata, e quindi la potenza termica, aumenta in misura sempre maggiore rispetto a quanto si incrementa la differenza di temperatura tra i due fluidi. I risultati esposti in tabella sono ottenuti per una certa geometria di tentativo dello scambiatore di calore. È stato considerato uno scambiatore di calore tubo in tubo con un diametro interno del tubo interno di $35mm$ e di $36mm$ per il diametro esterno, mentre il diametro interno del tubo esterno è di $40mm$. Il diametro interno del tubo interno, insieme alla portata e alla densità dell'aria (che dipende dalla pressione e dalla temperatura), determina la velocità del flusso e si osserva facilmente che i valori tendono ad essere elevati. Per ridurre la velocità, e quindi le perdite di carico, si potrebbe aumentare il diametro, tuttavia, questo porterebbe all'aumento della lunghezza dello scambiatore di calore. È stata condotta anche una prima stima delle perdite di carico, che risultano essere funzione della velocità del flusso, del rapporto tra lunghezza e diametro e di un coefficiente di attrito, diagrammato in funzione del numero di Reynolds. Nella tabella 4.1 si vede che le perdite di carico non subiscono grosse variazioni e non si riesce ad identificare un trend netto. Questo comportamento può essere giustificato dal fatto che il valore del coefficiente di attrito è estratto da un diagramma, di conseguenza, risulta difficile conoscerne il valore esatto per ogni Reynolds assunto dal flusso. Inoltre, le proprietà fisiche dell'aria attraverso lo scambiatore di calore sono assunte costanti, con conseguente approssimazione sia del numero di Reynolds sia della densità, la quale compare direttamente all'interno della relazione per la stima delle perdite di carico.

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| $T_1 = 23°C$ | 35 | 5.5 | 12.547 | 498 | 16.2 |
| $P_1 = 30kPa$ | 36 | 5.6 | 12.033 | 495 | 16.49 |
| $q = 300W$ | 37 | 5.8 | 11.461 | 506 | 17.08 |
| $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$ | 38 | 6 | 10.941 | 517 | 17.67 |
| | 39 | 6.2 | 10.465 | 528 | 18.26 |
| | 40 | 6.4 | 10.023 | 539 | 18.85 |

**Tabella 4.2:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 23°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| $T_1 = 25°C$ | 35 | 4.8 | 11.540 | 363 | 14.23 |
| $P_1 = 30kPa$ | 36 | 5 | 10.985 | 363 | 14.82 |
| $q = 300W$ | 37 | 5.1 | 10.591 | 364 | 15.12 |
| $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$ | 38 | 5.3 | 10.121 | 375 | 15.71 |
| | 39 | 5.4 | 9.785 | 377 | 16.01 |
| | 40 | 5.6 | 9.38 | 388 | 16.6 |

**Tabella 4.3:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 300W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

Le tabelle 4.2 e 4.3 sono calcolate per $T_1 = 23°C$ e $T_1 = 25°C$ rispettivamente. Gli andamenti sono analoghi alla tabella precedente: la lunghezza dello scambiatore di calore diminuisce se aumenta l'umidità in ingresso ma aumenta anche la velocità del flusso. Quello che è interessante è che, a parità di umidità in ingresso, la portata, la lunghezza, la velocità e le perdite di carico nella tabella 4.3, rispetto alle due tabelle precedenti, sono tutte minori, quindi, avere una temperatura superiore in ingresso al sotto-tuta è conveniente. Tuttavia, per questioni di comfort termico, la temperatura non può risultare troppo elevata e in questo caso viene limitata ad un valore massimo di $25°C$. La valutazione dei range di temperature e umidità di comfort all'interno di un ambiente particolare, come lo è una tuta spaziale, non è semplice, maggiori approfondimenti saranno necessari negli sviluppi futuri per determinare in maniera più precisa dei possibili punti di funzionamento.

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| | 34 | 9.1 | 15.518 | 1527 | 26.98 |
| $T_1 = 25°C$ | 35 | 9.4 | 14.818 | 1556 | 27.87 |
| $P_1 = 30kPa$ | 36 | 9.6 | 14.252 | 1503 | 28.46 |
| $q = 586W$ | 37 | 9.9 | 13.661 | 1532 | 29.35 |
| $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$ | 38 | 10.2 | 13.117 | 1562 | 30.24 |
| | 39 | 10.5 | 12.614 | 1561 | 31.13 |
| | 40 | 10.9 | 12.093 | 1613 | 32.31 |

**Tabella 4.4:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 100kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| | 34 | 9.1 | 14.111 | 1337 | 26.98 |
| $T_1 = 25°C$ | 35 | 9.4 | 13.482 | 1363 | 27.87 |
| $P_1 = 30kPa$ | 36 | 9.6 | 12.977 | 1369 | 28.46 |
| $q = 586W$ | 37 | 9.9 | 12.445 | 1369 | 29.35 |
| $\dot{m}_{wcl} = 200kg/h$ | 38 | 10.2 | 11.955 | 1396 | 30.24 |
| | 39 | 10.5 | 11.502 | 1423 | 31.13 |
| | 40 | 10.9 | 11.029 | 1471 | 32.31 |

**Tabella 4.5:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 200kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

| | $\phi_1$% | $\dot{m}$(gr/s) ($\phi_2 = 70\%$) | L(m) | $\Delta P$(Pa) | V(m/s) |
|---|---|---|---|---|---|
| | 34 | 9.1 | 13.709 | 1299 | 26.98 |
| $T_1 = 25°C$ | 35 | 9.4 | 13.099 | 1325 | 27.87 |
| $P_1 = 30kPa$ | 36 | 9.6 | 12.612 | 1330 | 28.46 |
| $q = 586W$ | 37 | 9.9 | 12.097 | 1331 | 29.35 |
| $\dot{m}_{wcl} = 300kg/h$ | 38 | 10.2 | 121.622 | 1384 | 30.24 |
| | 39 | 10.5 | 11.183 | 1384 | 31.13 |
| | 40 | 10.9 | 10.724 | 1430 | 32.31 |

**Tabella 4.6:** Lunghezza dello scambiatore di calore, velocità del flusso d'aria e perdite di carico calcolate per $T_1 = 25°C$, $P_1 = 30kPa$, $q = 586W$ e $\dot{m}_{wcl} = 300kg/h$, con diametri $d_i = 0.035m$, $d_e = 0.036m$ e $d_2 = 0.04m$

Le tabelle 4.4, 4.5 e 4.6 riportano i risultati del calcolo ottenuto considerando un'attività metabolica di $2000BTU/h$ ($586W$) per tre diversi valori della portata di acqua del *water cooling loop*. Le tabelle 4.3 e 4.4 sono valutate alle stesse condizioni dell'aria, con la sola differenza del rateo metabolico, rispettivamente di $300W$ e $586W$. Nel secondo caso si osserva che, a parità di umidità in ingresso, la lunghezza è maggiore, in maniera anche significativa. Non solo, la portata risulta essere quasi doppia, ripercuotendosi sulla velocità del flusso e, di conseguenza, sulle perdite di carico, che in questo caso specifico ($586W$) oscillano tra il 5/5.4%, contro circa l'1.2% del caso con $300W$. Data una certa potenza termica scambiata, la portata d'acqua determina la variazione di temperatura che l'acqua stessa subisce tra monte e valle dello scambiatore di calore, calcolabile attraverso la relazione

$$\Delta T = \frac{q}{\dot{m}_{wcl} C_p} \tag{4.2}$$

Con l'aumento della portata si ha la riduzione della variazione di temperatura, la cui conseguenza è una maggiore temperatura media logaritmica nello scambiatore di calore, quindi, una minore lunghezza dello scambiatore di calore a parità di potenza termica da trasferire. Le tabelle 4.5 e 4.6 sono analoghe alla tabella 4.4, ma sono calcolate per un valore di portata d'acqua del *water cooling loop* di $200kg/h$ e $300kg/h$ rispettivamente. La portata d'aria è una grandezza determinata a monte dello scambiatore di calore, di conseguenza rimane costante al variare della portata del *water cooling loop*, così come la velocità dell'aria. Si osserva che l'effetto sulle dimensioni dello scambiatore di calore passando da $100kg/h$ a $200kg/h$ è maggiore rispetto a quello che si ha passando da $200kg/h$ a $300kg/h$: circa il 9% nel primo caso e poco meno del 3% nel secondo. Dal punto di vista delle dimensioni dello scambiatore di calore, l'aumento della portata del *water cooling loop* è solo un vantaggio perché permette di ridurne la lunghezza e le perdite di carico. Al contrario, dal lato del *water cooling loop* l'aumento della portata porta all'aumento delle perdite di carico del circuito sia al livello dello scambiatore di calore sia attraverso lo SWME. È importante notare che la variazione di portata del *water cooling loop* non influenza il calore scambiato nell'unità di tempo e, ovviamente, neanche la portata d'acqua che evapora dallo SWME. Nel grafico in figura 4.19a le tre curve relative ai tre valori di portata utilizzati sono calcolate per il rispettivo valore di $T_{in}$ determinato dal salto di temperatura attraverso lo scambiatore di calore. Da questo grafico si ottiene la pressione nella camera di evaporazione che garantisce quel dato punto di funzionamento per ognuno dei valori assunti dalla portata. $P_{shell}$ è, quindi, determinata identificando l'ascissa alla quale ognuna delle curve assume il valore 0.5°C, valore utilizzato come temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di calore (che coincide con la temperatura di uscita dallo SWME). Nei restanti grafici della figura 4.19 tali valori di $P_{shell}$ vengono utilizzati per identificare il calore dissipato nell'evaporazione, la portata evaporata

e le perdite di pressione attraverso il dispositivo. Come introdotto in precedenza, calore dissipato e portata evaporata non variano, a meno di errori sempre inferiori allo 0.5% dovuti alla modellizzazione e all'approssimazione nell'identificazione di $P_{shell}$ per via grafica. La caduta di pressione tra monte e valle dell'evaporatore è, invece, chiaramente influenzata dalla portata. Le perdite, infatti, risultano pari al 2.8% per una portata di $100kg/h$ e pari all'8.8% per una portata di $300kg/h$, calcolate rispetto al valore della pressione a monte dello SWME di $1.2bar$.

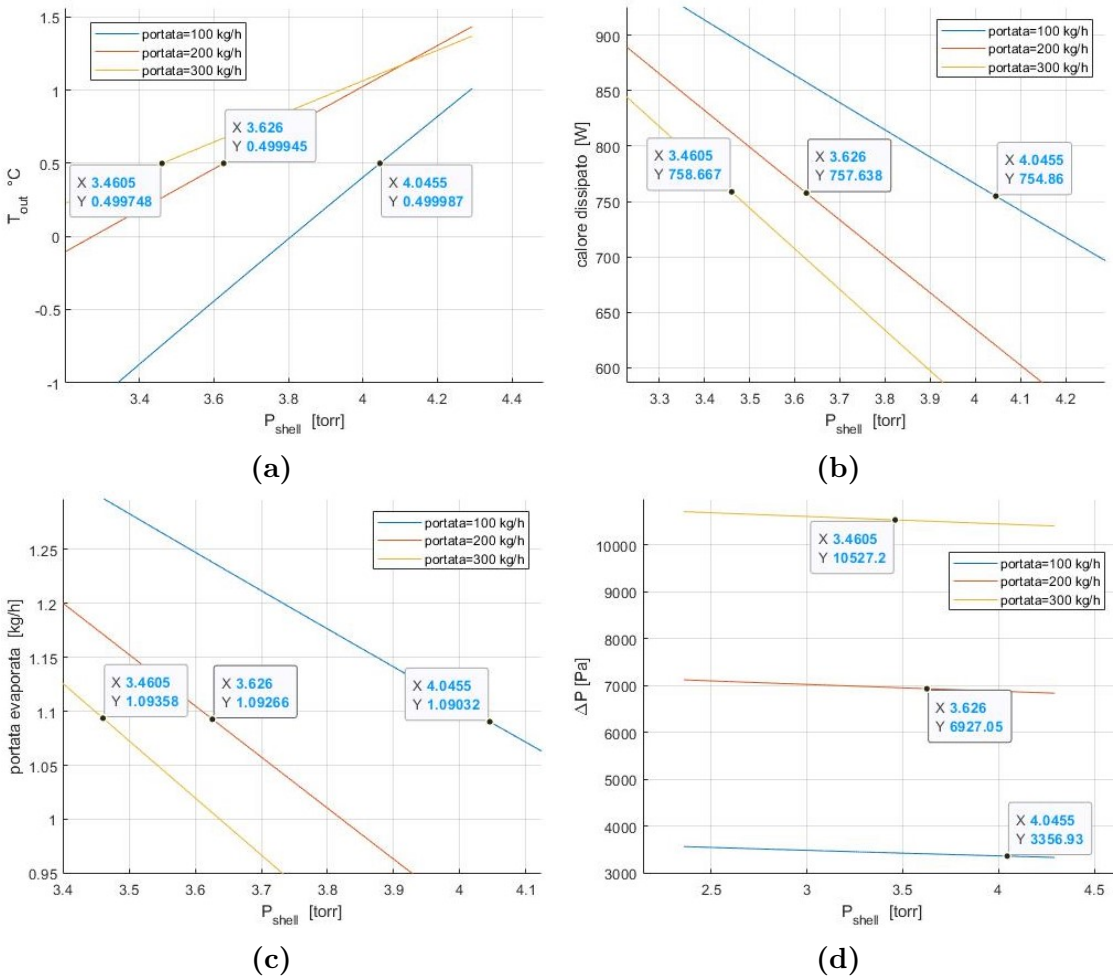



**Figura 4.19:** a) Dalla temperatura in uscita dallo SWME si ricava la $P_{shell}$ corrispondente alla portata considerata. Ognuna delle curve è tracciata per il valore di $T_{in}$ che consegue al valore di portata utilizzato. Ogni curva è tracciata per $S_p = 4 \cdot 10^{-4}$. b) e c) mostrano che il calore dissipato e la portata evaporata non dipendono dalla portata se si considera la $P_{shell}$ corrispondente. d) mostra la variazione delle perdite di carico nello SWME rispetto alla portata

## 4.4 Conclusioni e sviluppi futuri

Con questa tesi si approfondisce la conoscenza riguardo i sistemi di raffreddamento del corpo umano all'interno delle tute spaziali durante le attività extra-veicolari, partendo dalle architetture sviluppate nei primi anni dell'attività dell'uomo nello spazio, per arrivare ai sistemi più complessi utilizzati oggi. È stato presentato il nuovo sistema di raffreddamento a gas ideato da REA Spazio, che in questa tesi è stato modellizzato ed analizzato. L'analisi condotta ha messo in luce le dipendenze delle grandezze termodinamiche di interesse rispetto ai parametri in ingresso e quanto il dimensionamento dello scambiatore di calore sia cruciale per l'ottenimento di una configurazione compatta. La metodologia di smaltimento del calore metabolico prodotto dal corpo umano considerata in questo elaborato, che consiste nella rimozione, tramite deumidificazione, del vapore immesso nel flusso d'aria dalla sudorazione dell'astronauta, comporta che la potenza termica che il sistema deve dissipare sia superiore alla potenza termica generata dall'organismo. La differenza tra le due è pari alla potenza termica sensibile che la batteria di post-riscaldamento deve fornire al flusso in maniera tale che la temperatura e l'umidità relativa ritornino ai valori di ingresso al sotto-tuta. Il dispositivo di raffreddamento dell'acqua considerato in queste analisi, lo *Spacesuit water membrane evaporator*, risulta essere in grado di gestire le potenze termiche da dissipare caratteristiche del sistema di raffreddamento e deumidificazione considerato. Sviluppi futuri permetteranno di effettuare altre iterazioni che tengano conto di ulteriori vincoli progettuali legati alle dimensioni e ai pesi dei componenti utilizzati in questo sistema. Sarà necessario uno studio fluidodinamico del sotto-tuta che permetta di conoscere il comportamento del flusso attraverso la struttura a celle comunicanti.

# Appendice A

# Dimensionamento preliminare dello scambiatore di calore

Si considera uno scambiatore di calore in controcorrente tubo in tubo come in figura.

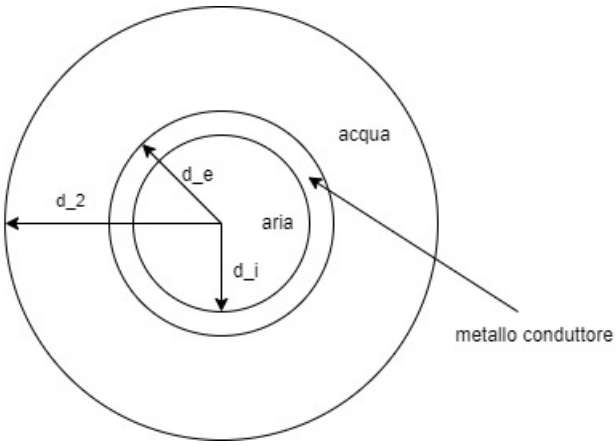



**Figura A.1:** Sezione trasversale dello scambiatore di calore

Ipotizzando uno stato di funzionamento del sistema di raffreddamento, le temperature dell'aria e dell'acqua all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore sono note. Si può calcolare la temperatura media logaritmica per uno scambiatore

di calore in controcorrente come

$$\Delta T_{med,log} = \frac{(T_{B,2} - T_{A,2}) - (T_{B,1} - T_{A,1})}{\ln \frac{T_{B,2}-T_{A,2}}{T_{B,1}-T_{A,1}}}$$

dove:

- $T_{B,2}$ temperatura dell'aria che entra nello scambiatore di calore.
- $T_{B,1}$ temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore di calore.
- $T_{A,2}$ temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore di calore.
- $T_{A,1}$ temperatura dell'acqua all'ingresso dello scambiatore di calore.

Per il calcolo della superficie di scambio si parte dalla seguente relazione

$$\dot{Q} = S \cdot K \cdot \Delta T_{med,log} \tag{A.1}$$

È necessario stimare il coefficiente di scambio, che è funzione della geometria (diametri) e della tipologia di flusso (Reynolds, Prandtl, Nusselt). Ipotizzo la dimensione dei diametri:

$$d_i = 0.035m; \qquad d_e = 0.036m; \qquad d_2 = 0.04m \tag{A.2}$$

valori utilizzati nel calcolo dei risultati presenti nelle tabelle 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6. Si calcola l'area del tubo interno e della corona circolare esterna

$$A_i = \pi \left(\frac{d_i}{2}\right)^2; \qquad A_e = \frac{\pi}{4}\left(d_2^2 - d_e^2\right) \tag{A.3}$$

**Lato aria** Per calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo sono necessari alcuni parametri. Si calcola la densità conoscendo la portata, la pressione e la temperatura e si assume che rimanga costante attraverso lo scambiatore di calore

$$\rho_{aria} = \frac{P_1}{RT_1} \tag{A.4}$$

La velocità la si ottiene da

$$u_{aria} = \frac{\dot{m}_{aria}}{\rho_{aria} A_i} \tag{A.5}$$

Si può, quindi, calcolare il numero di Reynolds come

$$Re_{aria} = \frac{\rho_{aria} u_{aria} d_i}{\mu_{aria}} \tag{A.6}$$

dove $\mu_{aria} = 1.81 \cdot 10^{-5}$ $[Pa \cdot s]$. Siccome $Re_{aria} > 10000$ sfrutto l'equazione di Dittus-Boelter per calcolare il numero di Nusselt

$$Nu_{aria} = 0.023 \cdot Pr_{aria}^{0.3} \cdot Re_{aria}^{0.8} \tag{A.7}$$

dove si è considerato un numero di Prandtl pari a 0.7. Il coefficiente di scambio termico convettivo lo si calcola tramite la relazione

$$h_{c,aria} = Nu_{aria} \frac{\lambda_{aria}}{d_i} \tag{A.8}$$

con $\lambda_{aria} = 0.0257$ $[W/mK]$.

**Lato acqua** Scelta una portata di acqua del *water cooling loop* si calcola la velocità ponendo la densità pari a $1000\, kg/m^3$

$$u_{acqua} = \frac{\dot{m}_{acqua}}{\rho_{acqua} A_e} \tag{A.9}$$

per calcolare il numero di Reynolds è necessario il diametro idraulico, che dipende dal perimetro bagnato

$$P_{bagnato} = \pi \left(d_2 + d_e\right); \qquad D_{eq} = \frac{4A_e}{P_{bagnato}} \tag{A.10}$$

$$Re_{acqua} = \frac{u_{acqua} D_{eq}}{\nu_{acqua}} \tag{A.11}$$

dove $\nu_{acqua} = 1.7326 \cdot 10^{-6}$ $[m^2/s]$. Il numero di nusselt è definito dalla relazione

$$Nu_{acqua} = 4.36 \tag{A.12}$$

valida per un flusso laminare completamente sviluppato in cui il flusso termico a parete è costante (la differenza di temperatura tra l'aria e l'acqua è pressochè costante in uno scambiatore di calore in controcorrente). Il coefficiente di scambio termico convettivo è ora calcolabile

$$h_{c,acqua} = Nu_{acqua} \frac{\lambda_{acqua}}{D_{eq}} \tag{A.13}$$

con $\lambda_{acqua} = 0.56$ $[W/mK]$. Il coefficiente di scambio K è dato da

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,aria}} + \frac{d_i}{d_e} \frac{1}{h_{c,acqua}}} \tag{A.14}$$

avendo trascurato la resistenza termica del tubo. A questo punto si calcola la superficie di scambio

$$S = \frac{\dot{Q}}{K \cdot \Delta T_{med,log}} \tag{A.15}$$

Nota la superficie di scambio si può calcolare la lunghezza dello scambiatore di calore per i diametri considerati

$$Lunghezza = \frac{S}{\pi \cdot d_i} \tag{A.16}$$

# Bibliografia


[1] Oscar Gutiérrez, Manuel Prieto, Alvaro Perales-Eceiza, Ali Ravanbakhsh, Mario Basile e David Guzmán. «Toward the Use of Electronic Commercial Off-the-Shelf Devices in Space: Assessment of the True Radiation Environment in Low Earth Orbit (LEO)». In: *Electronics* 12.19 (2023). DOI: 10.3390/electronics12194058.

[2] Y. S. Utomo. «Correlation analysis of solar constant, solar activity and cosmic ray». In: *Journal of Physics: Conference Series* 817.1 (2017), p. 012045. DOI: 10.1088/1742-6596/817/1/012045. URL: https://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/817/1/012045.

[3] Reitz G. «Characteristic of the radiation field in low Earth orbit and in deep space.» In: *Z Med Phys.* (2008). DOI: 10.1016/j.zemedi.2008.06.015.

[4] David R. Williams. *Moon fact sheet*. 2024. URL: https://nssdc.gsfc.nasa.gov/planetary/factsheet/moonfact.html.

[5] Kenneth R. Hart. «Decompression Sickness in Aerospace Medicine: The Development of an Onboard Treatment Facility for the Shuttle-Orbiter Spacecraft». In: (1979).

[6] J. Ross e M. Duncan. «Prebreathe protocol for extravehicular activity Technical consultation report». In: *NAS Eng. Saf. Cent. Tech. Consult. Rep. Doc* (2008).

[7] National Aeronautics e Space Administration. *International Space Station Basics*. 2012. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/2012/01/179225main_iss_poster_back.pdf?emrc=c7bee6#:~:text=The%20ISS%20orbits%20between%20370,the%20populated%20area%20of%20Earth..

[8] Harry Jones. «Spacesuit Cooling on the Moon and Mars». In: *Society of Automotive Engineering, Inc.* (2009). DOI: 10.4271/2009-01-2418.

[9] NASA. *EMU (Extravehicular Mobility Unit) Data Book*. Rapp. tecn. NASA Johnson Space Center, 2017. URL: https://www.lpi.usra.edu/lunar/artemis/NASA-EMU-Data-Book-JSC-E-DAA-TN55224.pdf.

[10] Charles C. Lutz, Harley L. Stutesman, Maurice A. Carson e James W. McBarron II. *Apollo Experience Report - Development of the Extravehicular Mobility Unit*. Rapp. tecn. National Aeronautics e Space Administration, 1975.

[11] Skoog AI, Abramov IP, Stoklitsky AY e Doodnik MN. «The Soviet-Russian space suits a historical overview of the 1960's». In: *Acta Astronaut* (2002). DOI: doi:10.1016/s0094-5765(02)00092-9.

[12] David S. F. Portree e Robert C. Treviño. *Walking to Olympus: An EVA Chronology*. NASA, 1997.

[13] K. S. Thomas e H. J. McMann. *U.S. Spacesuits*. Springer, 2012.

[14] Bryan R. Swopes. *Voskhod-2*. 2023. URL: https://www.thisdayinaviation.com/18-march-1965/.

[15] Richard W. Orloff. *Apollo By the Numbers: A Statistical Reference*. NASA, 2000. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/2023/04/sp-4029.pdf.

[16] Eva V. Osilla, Jennifer L. Marsidi, Karlie R. Shumway e Sandeep Sharma. *Physiology, Temperature Regulation*. StatPearls Publishing LLC, 2023.

[17] Jonathon McPhetres e Janis H. Zickfeld. «The physiological study of emotional piloerection: A systematic review and guide for future research». In: *International Journal of Psychophysiology* 179 (2022), pp. 6–20. ISSN: 0167-8760. DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijpsycho.2022.06.010. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167876022001556.

[18] Christine Planert, Peter Kremer e Johannes Witt. «Development of Sublimator Technology for the European EVA Space Suit». In: *Society of Automotive Engineering, Inc.* (1991).

[19] Hepner P. H. e Sangiovanni J. J. *Porous Plate Water Boiler Design Study, Final Report*. Rapp. tecn. Hamilton Standard Division of United Aircraft Corporation, 1965. URL: https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19680069313/downloads/19680069313.pdf.

[20] Victoria Margiott e Robert Boyle. «Spacesuit Water Membrane Evaporator Integration with the ISS Extravehicular Mobility Unit». In: *44th International Conference on Environmental Systems* (2014). URL: https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20140003403/downloads/20140003403.pdf.

[21] Wang L., Yin H., Di Y., Liu Y. e Liu J. «Human local and total heat losses in different temperature». In: *Physiol Behav.* (2016).

[22] Grant C. Bue, Janice Makinen, Marlon Cox, Carly Watts, Colin Campbell, Matthew Vogel, Aaron Colunga e Bruce Conger. «Long Duration Testing of a Spacesuit Water Membrane Evaporator Prototype». In: *42nd International Conference on Environmental Systems* (2012). DOI: 10.2514/6.2012-3459.

[23] M. Arif Khan, Glenn Lipscomb, Andrew Lin, Kevin C. Baldridge, Elspeth M. Petersen, John Steele, Morgan B. Abney e Dibakar Bhattacharyya. «Performance evaluation and model of spacesuit cooling by hydrophobic hollow fiber-membrane based water evaporation through pores». In: *Journal of Membrane Science* 673 (2023). DOI: https://doi.org/10.1016/j.memsci.2023.121497.

[24] Dr. Barbara Mattson. *Cosmic Rays*. 2017. URL: https://imagine.gsfc.nasa.gov/science/toolbox/cosmic_rays2_orig.html.

[25] E.R. Benton, E.V. Benton, A.L. Frank e M.F. Moyers. «Characterization of the radiation shielding properties of US and Russian EVA suits using passive detectors». In: *Radiation Measurements* 41.9 (2006). Space Radiation Transport, Shielding, and Risk Assessment Models, pp. 1191–1201. ISSN: 1350-4487. DOI: https://doi.org/10.1016/j.radmeas.2006.04.030. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350448706001491.

[26] Laurence R. Young e Jeffrey P. Sutton. «Introduction and Definition». In: *Handbook of Bioastronautics*. Springer, 2021. Cap. 1-2, pp. 1–20.

[27] Jonathan B. Clark. «The Space Environment». In: *Handbook of Bioastronautics*. A cura di Laurence R. Young e Jeffrey P. Sutton. Springer, 2021. Cap. 3, pp. 23–58.

[28] L. Vega. «Environmental Control and Lif Support (ECLS) Systems». In: *Handbook of Bioastronautics*. A cura di Laurence R. Young e Jeffrey P. Sutton. Springer, 2021. Cap. 5, pp. 69–82.

[29] Brad Holschuh e Dava Newman. «Extravehicular Activity (EVA)». In: *Handbook of Bioastronautics*. A cura di Laurence R. Young e Jeffrey P. Sutton. Springer, 2021. Cap. 6, pp. 83–90.

[30] Kathryn D. Held. «Space Radiation: An Overview». In: *Handbook of Bioastronautics*. A cura di Laurence R. Young e Jeffrey P. Sutton. Springer, 2021. Cap. 19, pp. 257–263.

[31] NASA. «LRV Operations Handbook». In: 1971. Cap. Section 1. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/static/history/alsj/43944200-Lunar-Rover-Operations-Handbook-07071971.pdf.

[32] NASA. «LRV Operations Handbook». In: 1971. Cap. Appendix A. URL: https://www.lpi.usra.edu/lunar/documents/NTRS/collection2/NASA_TM_X_66816.pdf.

[33] NASA. *Apollo 11 Mission Report*. 1969. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/static/history/alsj/a11/A11_MissionReport.pdf.

[34] NASA. *Apollo 15 Mission Report*. 1971. URL: https://sma.nasa.gov/SignificantIncidents/assets/apollo-15-mission-report.pdf.

[35] Heather L. Paul. «Energy Expenditure During Extravehicular Activity Through Apollo». In: (2012). DOI: 10.2514/6.2012-3504.

[36] Jonathan G. Metts e David M. Klaus. «First-order feasibility analysis of a space suit radiator concept based on estimation of water mass sublimation using Apollo mission data». In: *Advances in Space Research* 49.1 (2012), pp. 204–212. ISSN: 0273-1177. DOI: https://doi.org/10.1016/j.asr.2011.09.001. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0273117711006478.

[37] Jason Silverman, Andrew Irby e Theodore Agerton. «Development of the Crew Dragon ECLSS». In: (2020). URL: https://ttu-ir.tdl.org/server/api/core/bitstreams/72897181-04f2-4ae2-85b0-569d5acef49d/content.

[38] Theodore C. Southern e Nikolay A. Moiseev. «Commercial EVA Space Suit System Development». In: (2019).

[39] Kenneth S. Thomas e Harold J. McMann. «The basics of spacesuits, Appendix A». In: *U. S. Spacesuits*. New York, NY: Springer New York, 2012. ISBN: 978-1-4419-9566-7. DOI: 10.1007/978-1-4419-9566-7_3. URL: https://doi.org/10.1007/978-1-4419-9566-7_3.

[40] Anthony B. Campbell, Satish S. Nair, John B. Miles, John V. Iovine e Chin H. Lin. «Space Suit Thermal Dynamics». In: (1998).

[41] Yang Z., Gong X., Han X., Liu L., Hu Q. e Sun M. «A Model-based Design of the Water Membrane Evaporator for the Advanced Spacesuit». In: *Microgravity Sci. Technol* 35.5 (2023). DOI: https://doi.org/10.1007/s12217-022-10030-z.

[42] Grant C. Bue, Luis A. Trevino, Sharon Fritts e Gus Tsioulos. «Sensitivity of Hollow Fiber Spacesuit Water Membrane Evaporator Systems to Potable Water Constituents, Contaminants and Air Bubbles». In: (2008). DOI: 10.4271/2008-01-2113.

[43] Grant C. Bue, Janice Makinen, Matthew Vogel, Matt Honas, Paul Dillon, Aaron Colunga, Lily Truong, Darwin Porwitz e Gus Tsioulos. «Hollow Fiber Flight Prototype Spacesuit Water Membrane Evaporator Design and Testing». In: *41st International Conference on Environmental Systems* (2011). DOI: 10.2514/6.2011-5259.