



**POLITECNICO
DI TORINO**

Politecnico di Torino

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE
Corso di di Laurea di II livello in Ingegneria Aerospaziale, indirizzo Spazio

TESI DI LAUREA DI II LIVELLO

**Dimensionamento preliminare del sistema di controllo termico
attivo MPFL monofase di un generatore termoelettrico a
radioisotopi per missioni lunari**

Candidato:
Simone Menditto
Matricola S256872

Relatore:
Paolo Maggiore
Correlatore:
Matteo Dalla Vedova
Piero Messidoro

Anno Accademico 2020-2021

Alla mia famiglia ed a Camilla

"The measure of intelligence is the ability to change."

Albert Einstein

Sommario

Al giorno d'oggi, l'esplorazione spaziale sta diventando sempre più un obiettivo fondamentale per molte aziende ed agenzie che operano nel settore dell'aerospazio. In particolare la progettazione di missioni esplorative sempre più ambiziose sta spingendo l'ingegnere aerospaziale ad operare in campi del tutto inesplorati.

Missioni ambiziose richiedono ovviamente sistemi di bordo altrettanto innovativi. In particolare, dal punto di vista energetico, è necessario l'utilizzo di generatori adeguati in grado di supportare le missioni stesse. Attualmente, per questo tipo di missioni si sta prediligendo l'utilizzo di generatori termoelettrici a radioisotopi (RTG ed MMRTG). In particolare, l'utilizzo di questo tipo di generatori sta diventando ancor più necessario in quanto le missioni di esplorazione spaziale richiedono sempre più l'utilizzo di sistemi di alimentazione sicuri, affidabili e longevi, in grado di fornire elettricità e calore a tutti quei sistemi e strumenti scientifici che necessitano di un mantenimento della temperatura in un determinato range per espletare in maniera efficiente le proprie mansioni.

L'utilizzo di questa tipologia di generatori come fonte primaria di produzione di energia implica la gestione di un ingente carico termico correlato al loro funzionamento. Da qui si intuisce l'importanza della progettazione di un adeguato sistema di controllo termico per questa tipologia di missioni, che utilizzano generatori termoelettrici RTG ed MMRTG come fonte primaria di produzione di energia.

Questo lavoro di tesi si pone l'obiettivo di effettuare un dimensionamento preliminare di un sistema di controllo termico a circuito fluido idraulicamente assistito (MPFL) monofase, in grado di gestire un carico termico di all'incirca 2 kW prodotto da un generatore MMRTG utilizzato per una missione lunare.

Il lavoro è stato organizzato con un'introduzione che descrive la missione di riferimento ed i principi che regolano il funzionamento di un generatore MMRTG.

Si è passato poi alla scelta e definizione di un adeguato sistema di controllo termico, riportando i principi e le equazioni che regolano il funzionamento, attraverso le quali si è potuto effettuare un dimensionamento preliminare.

Infine è stata eseguita una stima preliminare delle dimensioni di un radiatore in grado di smaltire il carico assorbito dal sistema di controllo termico, in funzione dell'ambiente in cui il veicolo spaziale si troverà ad operare.

Indice

Elenco delle figure	vi
Elenco delle tabelle	vii
Lista degli acronimi	ix
1 Introduzione	1
1.1 Missione di Riferimento: Progetto Heracles	1
1.2 Principi di funzionamento di un MMRTG	4
2 TCS di un generatore MMTRTG	9
2.1 Scelta della tipologia del TCS	10
2.2 Sistema di controllo termico MPFL 1-Ph	13
3 Dimensionamento preliminare circuito MPFL	17
3.1 Calcolo della perdita di pressione in un circuito MPFL	18
3.1.1 Equazioni di governo di un flusso all'interno di un condotto	18
3.1.2 Stima della perdita di carico totale di un flusso all'interno di un condotto	19
3.1.3 Calcolo del fattore di attrito e della perdita di pressione	23
3.2 Meccanismo di trasporto del calore all'interno del circuito MPFL	24
3.3 Scelta della pompa idraulica da integrare nel circuito	26
3.4 Scelta del fluido operativo da utilizzare nel circuito	31
3.5 Design preliminare del circuito MPFL	33
4 Bilancio termico ed influenza ambiente spaziale	41
4.1 Bilancio termico superficie di controllo termico	42
4.2 Influenza dell'ambiente Lunare e Marziano	47
4.2.1 Ambiente Lunare	48

4.2.2	Ambiente marziano	50
5	Dimensionamento preliminare radiatore	53
5.1	Scelta della configurazione del radiatore	53
5.2	Moidellizzazione meccanismo trasferimento calore	57
5.3	derivazione sistema equazioni dimensionamento	60
5.4	Risoluzione numerica del sistema necessario per il dimensionamento	62
5.5	Risultati ottenuti tramite la risoluzione numerica	66
6	Conclusioni ed Implementazioni future	67
	Ringraziamenti	71
	Bibliografia	73

Elenco delle figure

1.1	Architettura Progetto Heracles	1
1.2	Rappresentazione prima missione Heracles	2
1.3	Differenza temperatura tra giorno e notte lunare	3
1.4	Rappresentazione di una giunzione termoelettrica	5
1.5	Schema generatore MMRTG	6
1.6	Struttura di una singola cella GPHS	6
2.1	Struttura e funzionamento di una heat-pipe	11
2.2	Applicabilità di differenti tipologie di TCS al variare del carico termico da gestire	12
2.3	Schema di funzionamento di un circuito MPFL monofase	14
3.1	Diagramma di Moody	21
3.2	Andamento del parametro K in funzione della variazione di sezione del condotto	22
3.3	Esempi di pompe rotodinamiche ed a pistoni attualmente utilizzate in ambito spaziale	28
3.4	Esempio di curve caratteristiche per un pompa centrifuga	30
3.5	Configurazione fascio tubiero MSL e Mars2020	34
4.1	Valori di irradianza solare percentuale rispetto la terra e di albedo per i pianeti del sistema solare	45
4.2	Schema flussi termici entranti ed uscenti da una superficie radiativa	46
4.3	Valori di emittanza ed assorbanza per differenti materiali e trattamenti superficiali	47
5.1	Struttura pannello in Honeycomb	54
5.2	Configurazione utilizzata per l'integrazione dei pannelli radiativi sul case del generatore MMRTG	55

5.3	Configurazione di un singolo pannello radiativo	56
5.4	Elemento base di un singolo pannello radiativo	57
5.5	Analogia elettrica per il sistema fluido-tubo-aletta	60
5.6	Dati inseriti all'interno dello script Matlab	64
5.7	Intervallo di variazione delle variabili indipendenti del sistema	64
5.8	Script Matlab per la risoluzione del sistema di equazioni 5.13	65
6.1	Configurazione preliminare utilizzata	69

Elenco delle tabelle

3.1	Proprietà fisiche della lega di alluminio Al6060	35
3.2	Figure di merito calcolate per diversi tipi di fluidi operativi	35
3.3	Proprietà fisiche fluido operativo Galden HT80	36
5.1	Resistenze termiche per conduzione e convezione	59
5.2	Risultati ottenuti dalla risoluzione numerica del sistema 5.13	66
6.1	Dimensionamento del circuito MPFL	68
6.2	Dimensionamento dei pannelli radiativi	68

Lista degli acronimi

AFT = Allowable Flight Temperature

EL3 = European Large Logistic Lander

GPFS = General Purpose Heat Source

IR = Infrared Radiation

LAE = Lunar Ascent Element

LDE = Lunar Descent Element

LHP = Loop Heat Pipe

MMRTG = Multi-Mission Radioisotope Generator

MPFL = Mechanically Pumped Fluid Loop

NPSH = Net Positive Suction Head

PHX = Payload Heat Exchange

RHX = Radiator Heat Exchange

RTG = Radiator Thermoelectric Generator

TCS = Thermal Control System

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Missione di Riferimento: Progetto Heracles

Il progetto HERACLES (Human-Enhanced Robotic Architecture and Capability for Lunar Exploration and Science) è un sistema di trasporto robotico progettato in collaborazione da Europa (ESA), Giappone (JAXA) e Canada (CSA). Questo consisterà di quattro elementi principali: un lander lunare robotico (LDE), un modulo di ascesa lunare robotico (LAE), un rover a lungo raggio ed un elemento di interfaccia che collegherà i moduli LDE e LAE, che ospiterà e rilascerà il rover, e supporterà il trasferimento di campioni dal rover al modulo LAE, come schematizzato nell'immagine sottostante. L'intero modulo lander prende il nome di European Large Logistic Lander (o EL3).

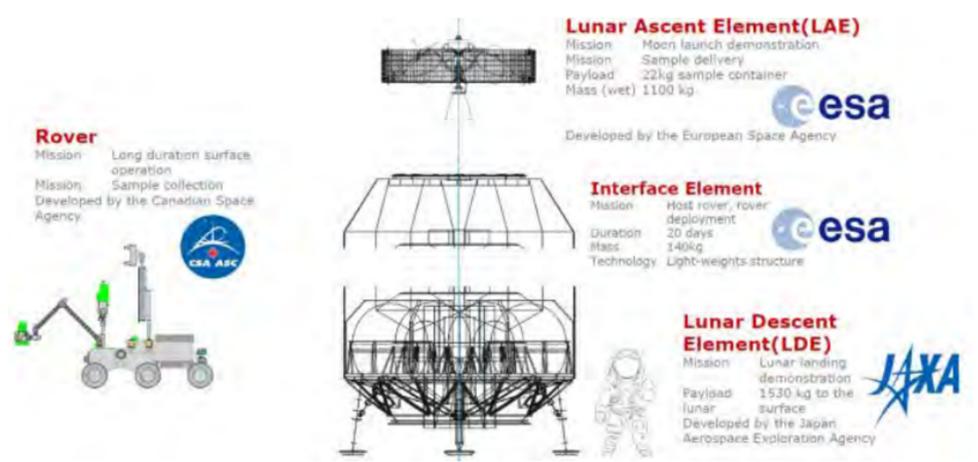


Figura 1.1: Architettura Progetto Heracles

L'ESA ha approvato le missioni HERACLES EL3 a novembre 2019 e dovranno essere pronte entro il 2027 in modo tale da inserirsi correttamente nei piani dei suoi partner internazionali.

L'architettura della prima missione HERACLES prevede il lancio del lander lunare EL3 dalla Terra a bordo di un Ariane 64 che dovrà atterrare sulla superficie lunare, in prossimità del cratere di Schrödinger, con un modulo di discesa "usa e getta".

Per questo tipo di missione, il lander EL3 avrà una massa all'atterraggio di circa 1.800 kg e sarà in grado di trasportare un rover robotico di produzione canadese, utilizzato per ricercare potenziali risorse e prelevare massimo 15 kg di campioni di terreno lunare. Questi campioni raccolti dal rover verranno poi sistemati sul modulo di risalita, che una volta carico tornerà alla stazione Lunar Gateway, dove verrà catturato dal braccio robotico canadese. A questo punto i campioni verranno trasferiti su una capsula Orion per tornare a Terra con gli astronauti ed essere così analizzati dagli scienziati.

Intanto il rover continuerà ad operare in prossimità del bacino di Schrödinger e raccogliere ulteriori campioni di terreno lunare che poi verranno caricati su un nuovo modulo EL3.

Infatti il modulo di risalita, una volta svuotato di tutti i campioni presenti al suo interno provenienti dalla superficie lunare, verrà rifornito di carburante ed associato ad un nuovo modulo di discesa ed inviato nuovamente sulla superficie lunare.

Da qui si intuisce che questa piattaforma europea permetterà di andare oltre le escursioni di breve durata, consentendo di acquisire campioni di terreno provenienti da regioni della Luna precedentemente inesplorate e difficili da raggiungere e portarli sulla terra per essere analizzati.

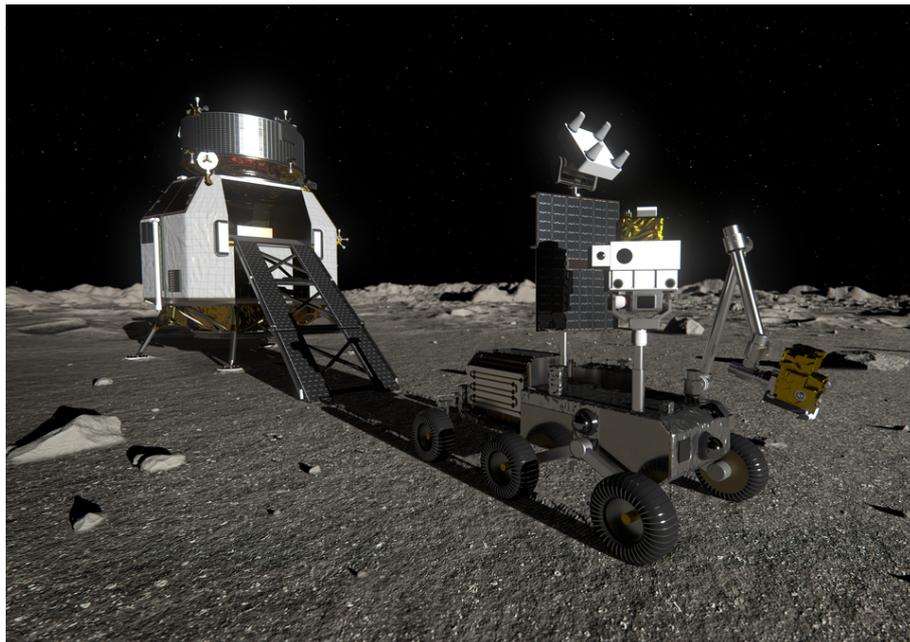


Figura 1.2: Rappresentazione prima missione Heracles

Inoltre la piattaforma EL3 consentirà all'agenzia spaziale europea di assicurarsi una capacità di lancio ed atterraggio sulla superficie lunare di ingenti payload. Questo consentirà di poter pianificare e svolgere differenti tipi di missioni sulla superficie lunare come ad esempio: missioni a scopo scientifico, in cui è previsto il ritorno di campioni ben conservati e caratterizzati provenienti da regioni lunari inesplorate e inaccessibili o missioni di rifornimento per sostenere missioni umane come il programma Artemis della NASA, utilizzando la stazione spaziale Lunar Gateway come punto di appoggio. Particolarmente per quest'ultimo tipo di missioni, il modulo EL3 verrà utilizzato per trasportare un carico utile di massimo 1.5 tonnellate contenente cibo, acqua, aria ed attrezzature necessarie per un equipaggio che dovrà lavorare sulla superficie durante la notte ed il giorno lunare.

Da qui si intuisce che, una volta che il modulo EL3 (European Large Lander) sarà atterrato sulla Luna, alcuni dei carichi utili contenuti al suo interno potrebbero aver bisogno di sopravvivere alla notte lunare, che dura all'incirca due settimane.

Ad esempio una missione di ritorno a terra di campioni della superficie lunare, come lo scenario HERACLES, richiederebbe di trascorrere almeno due notti sulla superficie lunare. Questo comporta il fatto che il modulo EL3 debba sopravvivere ad un ciclo completo di giorno-notte-giorno-notte-giorno sulla superficie lunare, che durerebbe circa 70 giorni terrestri a causa dei circa 28 giorni necessari alla luna per eseguire una rotazione completa attorno al proprio asse.

Inoltre il rover per la raccolta dei campioni deve essere progettato per continuare ad operare per un intero anno terrestre, ossia 12 cicli lunari di notte-giorno, in modo tale da esplorare le risorse lunari ed eseguire operazioni di ricerca scientifica della superficie lunare.

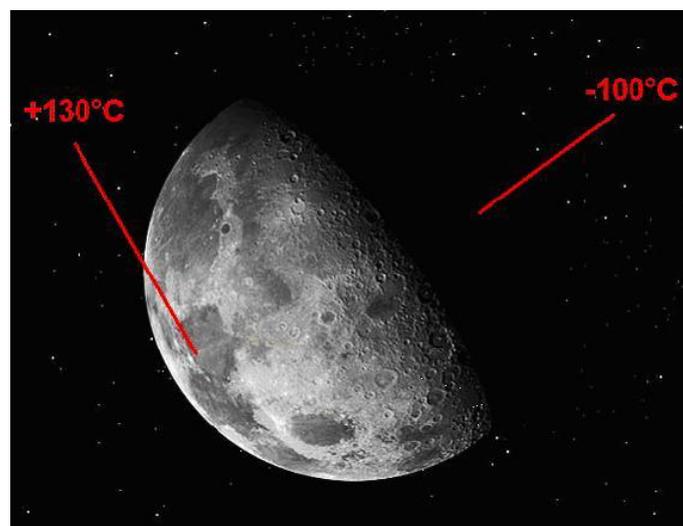


Figura 1.3: Differenza temperatura tra giorno e notte lunare

Per questo motivo, durante la permanenza sulla superficie lunare, sia il rover che il modulo EL3 saranno soggetti ad una forte escursione termica, come si può notare dalla figura 1.3, passando da una temperatura massima di circa 130°C , registrata durante il giorno lunare, ad una minima di circa -100°C , registrata durante la notte lunare.

Esistono diverse tecnologie utili per affrontare il problema appena esposto e l'ESA è interessata a considerare tutte le opzioni praticabili. Sicuramente una soluzione valida ed attualmente utilizzata in diverse missioni attive è quella di utilizzare un generatore termoelettrico a radioisotopi MMRTG sia per produrre energia necessaria per il funzionamento dei vari sistemi e sottosistemi presenti a bordo del veicolo spaziale che per garantire la sopravvivenza del rover alle lunghe e freddi notti lunari sfruttando il calore generato dal suo funzionamento.

1.2 Principi di funzionamento di un MMRTG

Un MMRTG (Multi-Mission Radioisotope Thermoelectric generator) è un tipo di generatore termoelettrico a radioisotopi (RTG) sviluppato per missioni spaziali NASA come Mars Science Laboratory (MSL) o Mars 2020. Il primo MMRTG fu sviluppato da un team industriale di Aerojet Rocketdyne e Teledyne Energy Systems.

Fino ad ora, l'energia a radioisotopi, è stata utilizzata in otto missioni in orbita attorno alla Terra, in otto missioni verso pianeti esterni, nelle missioni Apollo dopo l'Apollo 11 ed in altre missioni di esplorazione scientifica come Cassini, Galileo, New Horizons, Voyager 1 e 2.

L'utilizzo di questo tipo di generatori sta diventando sempre più necessario in ambiente spaziale in quanto le missioni di esplorazione richiedono sempre più l'utilizzo di sistemi sicuri, affidabili e longevi per fornire elettricità e calore ai sistemi ed a tutti gli strumenti scientifici presenti a bordo del veicolo spaziale.

Gli MMRTG possono essere visti essenzialmente come delle batterie nucleari in grado di convertire in modo affidabile il calore in elettricità. Utilizzati per operare sia su superfici planetarie che nel vuoto dello spazio, questi generatori sono in grado di fornire un'ampia gamma di livelli di energia elettrica con potenze inferiori rispetto alle precedenti generazioni di RTG. Caratterizzati da una vita minima di 14 anni assicurano comunque un elevato grado di affidabilità in missioni di media-lunga durata.

Il funzionamento degli MMRTG si basa sul principio di funzionamento dei generatori termoelettrici a radioisotopi (RTG), in cui la produzione di energia elettrica avviene sfrut-

tando il calore prodotto dal decadimento dei radioisotopi. In particolare gli RTG sono composti di due elementi base: una sorgente di calore, che contiene plutonio (^{238}Pu), ed una termocoppia a stato solido, in grado di convertire il calore generato dal decadimento di un “combustibile” (in questo caso plutonio) in elettricità.

La conversione del calore direttamente in elettricità è un principio scientifico scoperto 150 anni fa dallo scienziato tedesco *Thomas Johann Seebeck*. In particolare osservò che una tensione elettrica è prodotta quando due materiali differenti, elettricamente conduttivi, sono uniti in un circuito chiuso con le due giunzioni mantenute a temperature differenti. Tali coppie di giunzioni sono chiamate coppie termoelettriche o termocoppie. La potenza in uscita da queste termocoppie è una combinazione della temperatura di ogni giunzione e delle proprietà dei materiali termoelettrici.

Quanto appena spiegato è illustrato nella figura 1.4.

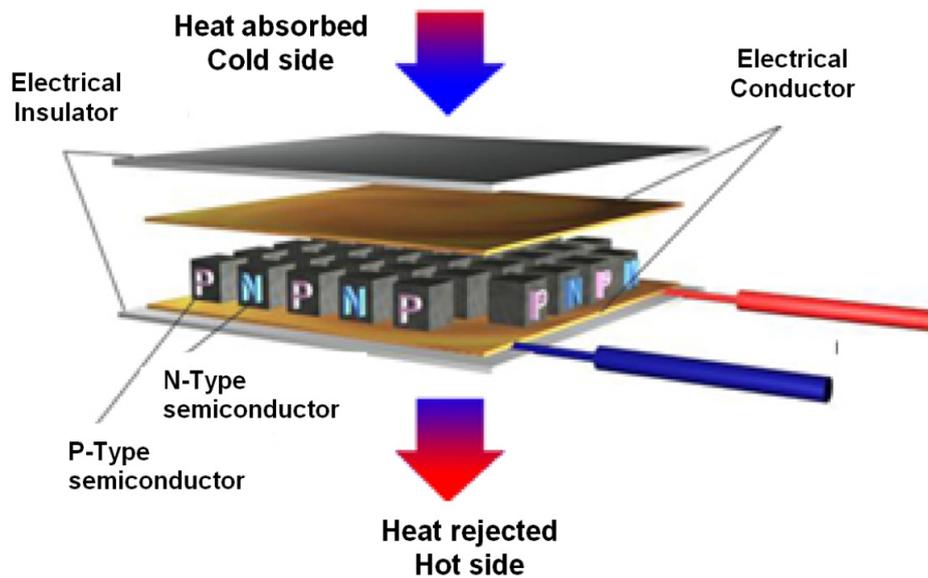


Figura 1.4: Rappresentazione di una giunzione termoelettrica

In particolare negli MMRTG la sorgente di calore è composta da 8 moduli chiamati General Purpose Heat Source (GPHS), rappresentati nella figura 1.5 in arancione. Ciascun GPHS è costituito da un pellet di diossido di plutonio (PuO_2), rosso-arancione per via del calore prodotto dal suo decadimento alfa, incapsulato in un rivestimento all'iridio, a sua volta contenuto in uno schermo cilindrico di grafite. Infine, il tutto è inserito in uno scudo cilindrico in fibra di carbonio.

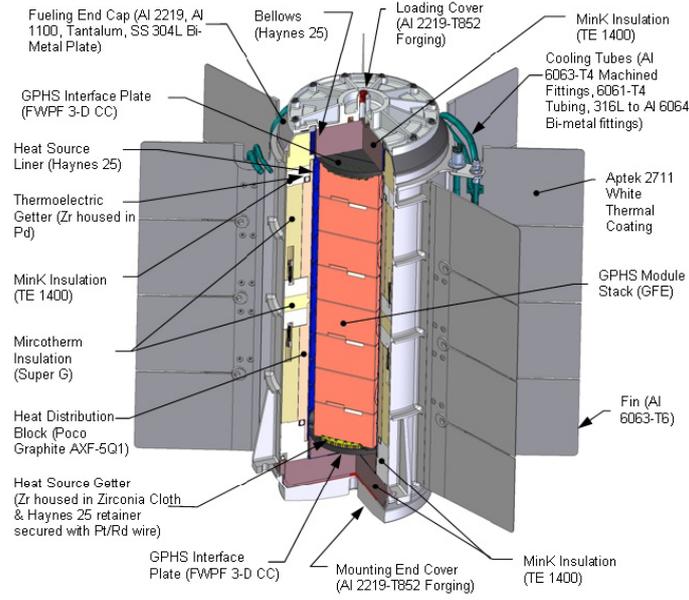


Figura 1.5: Schema generatore MMRTG

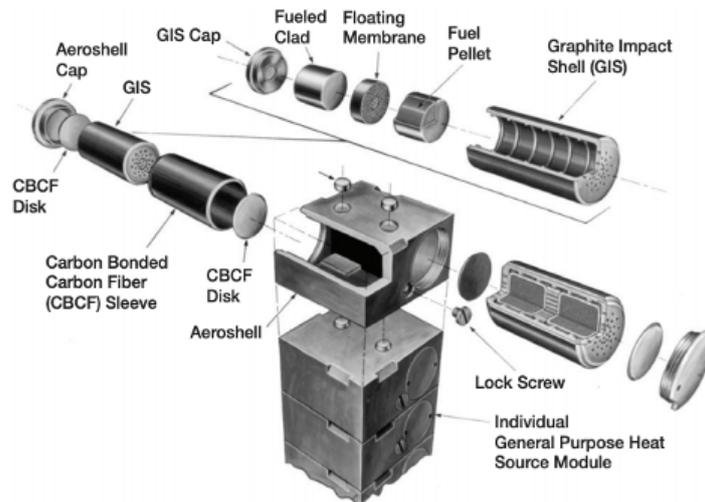
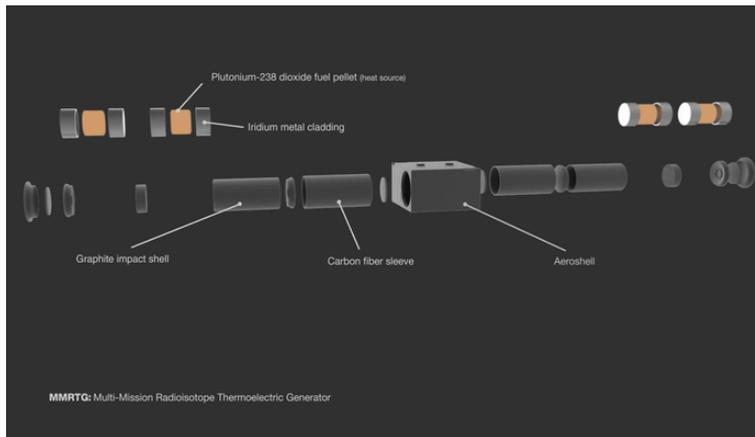


Figura 1.6: Struttura di una singola cella GPHS

Come si vede dalla prima figura 1.6, un aeroshell contiene 2 di queste strutture. Generalmente per raggiungere la tensione desiderata vengono utilizzati all'incirca 8 aeroshell impilati uno sopra l'altro.

Negli MMRTG il combustibile (diossido di plutonio) viene mantenuto a tassi di vaporizzazione molto bassi, limitando così la generazione di polveri respirabili. Inoltre il suo rivestimento in iridio scherma il pellet di plutonio dall'ambiente esterno, evitando così la contaminazione degli ambienti limitrofi al generatore e conferendo protezione da impatti e da eventuali detonazioni esterne inaspettate. È importante specificare che l'iridio è caratterizzato da un'elevata resistenza alla corrosione ed un'elevato punto di fusione (circa 2400°C).

Ad esempio un generatore MMRTG che contiene in totale 4,8 kg di diossido di plutonio, durante la fase iniziale della sua vita, genererà circa 2 kW di energia termica che verranno convertiti in 110 W di potenza elettrica, con un rendimento del 6,3%. La tensione continua prodotta da questo generatore generalmente è compresa tra 23 V e 36 V. In particolare un generatore di questa massa sarà caratterizzato da un diametro di circa 64 cm e da un'altezza di 66 cm, con una massa di 45 kg.

Come è possibile notare dall'esempio appena fatto, un generatore da circa 45 kg di massa contiene una quantità di diossido di plutonio pari a 4,8 kg e riesce a generare un carico termico di circa 2kW che dovrà essere opportunamente gestito e smaltito.

In particolare, un carico termico così elevato è necessario per garantire un certo rendimento termoelettrico ed assicurare una certa quantità di potenza elettrica erogata dal generatore stesso. Questo può essere spiegato richiamando la formula del rendimento termoelettrico per un generatore MMRTG:

$$\eta_{thermoelect.} = \frac{\Delta T}{T_h} \quad (1.1)$$

Dove ΔT è la differenza tra la temperatura della giunzione calda (T_h) e la temperatura della giunzione fredda (T_c).

Come si può notare dall'equazione (1.1), per poter incrementare il rendimento termoelettrico si può agire sul ΔT incrementando il flusso termico Q prodotto dal generatore MMRTG. Infatti, a parità di resistenza termica e sfruttando la legge Fourier, si può notare come all'aumentare del flusso di calore Q che fluisce attraverso la termocoppia, il ΔT attraverso quest'ultima aumenti.

Inoltre all'aumentare del flusso di calore Q attraverso la termocoppia si nota una diminu-

zione della temperatura media che provoca un effetto benefico sull'integrità delle giunzioni stesse.

Questo può essere spiegato andando ad analizzare la struttura di una termocoppia.

In particolare, come si vede dalla figura 1.4, tra la giunzione calda e la giunzione fredda è presente del silicio diffuso di materiali di drogaggio, come fosforo o arsenico (Silicio drogato N-P). Quando le temperature raggiungono valori troppo elevati, le specie chimiche diffuse nel silicio tendono a diffondere in maniera eccessiva compromettendo l'integrità della termocoppia stessa.

Da qui si intuisce quanto sia importante la progettazione di un adeguato sistema di controllo termico per missioni che utilizzano questo tipo di generatori come fonte primaria di produzione di energia elettrica.

Infatti la progettazione di un sistema di controllo termico in grado di gestire e smaltire il carico Q che passa attraverso le giunzioni termoelettriche permette di garantire un adeguato rendimento di conversione termoelettrica ($\eta_{thermoelect.}$) ed allo stesso tempo preservare l'integrità delle giunzioni stesse, mantenendo un'opportuna temperatura media delle giunzioni.

Capitolo 2

Sistema di controllo termico di un generatore MMRTG

In un veicolo spaziale, che si tratti di una sonda, di un modulo di discesa o di un rover, il sistema di controllo termico (TCS) ha il compito di mantenere tutti i diversi equipaggiamenti dei vari sistemi presenti all'interno del veicolo spaziale entro determinati intervalli di temperatura durante tutte le fasi della missione, in modo tale da garantirne sia un corretto funzionamento che un'adeguata efficienza. Questo range di temperature operative viene solitamente definito tramite la Allowable Flight Temperature (AFT), che rappresenta la temperatura massima/minima ammissibile a progetto per un determinato equipaggiamento.

Infatti se un componente venisse esposto a temperature troppo elevate o troppo basse per un certo intervallo di tempo, potrebbe subire dei danni irreversibili che andrebbero ad inficiare sulle sue prestazioni a progetto del sistema di cui fa parte. Per questo motivo, il sistema di controllo termico svolge un ruolo fondamentale, garantendo sia le prestazioni ottimali degli equipaggiamenti che il successo della missione.

Per il caso preso in esame in questo lavoro di tesi, si è visto come un generatore MMRTG delle dimensioni di quasi 45 Kg sia in grado di produrre un carico termico Q di circa 2 kW. Da qui si intuisce l'importanza del ruolo che dovrà svolgere il sistema di controllo termico, in quanto in presenza di carichi termici così elevati, saranno necessari inevitabilmente dei sistemi di controllo termico in grado di gestirli e smaltirli in maniera opportuna, garantendo un adeguato rendimento e l'integrità del generatore stesso.

2.1 Scelta della tipologia del sistema di controllo termico

In generale i sistemi di controllo termico possono essere classificati in due differenti categorie:

- **TCS di tipo passivo**

Questo tipo di sistema di controllo termico non necessita di una potenza in ingresso per eseguire la regolazione termica richiesta., che può essere ottenuta dimensionando opportunamente i flussi termici conduttivi e radiativi attraverso la selezione di configurazioni geometriche appropriate, coperte isolanti, schermi solari, alette radiative, proprietà termo-ottiche delle superfici, rivestimenti termici, dissipatori di calore e materiali a cambiamento di fase. In particolare un sistema di questo tipo non comporta l'utilizzo di parti in movimento. I vantaggi legati all'utilizzo di questa tipologia di sistemi di controllo termico sono associati al loro basso costo, volume e peso. Inoltre grazie alla loro semplicità hanno dimostrato di essere altamente affidabili.

- **TCS di tipo attivo**

Il funzionamento di questa tipologia di TCS si basa sull'assorbimento di una potenza in ingresso. In particolare, questo tipo di sistemi di controllo termico, si sono dimostrati più efficaci rispetto a quelli passivi nel gestire carichi termici elevati e nel garantire un controllo della AFT più stringente per i componenti che richiedono dei severi requisiti di controllo termico. Generalmente per il funzionamento di questo tipo di sistemi di controllo termico è richiesta un'elevata potenza in ingresso, per questo motivo vengono soprattutto utilizzati per missioni in cui è possibile generare un'adeguata potenza elettrica.

Un esempio di sistema di controllo termico passivo che viene comunemente utilizzato in ambito spaziale è quello delle heat-pipe (o tubo di calore). Questo è un dispositivo utilizzato per trasferire/trasmettere anche grandi quantità di calore da un punto A ad un punto B che si trova ad una temperatura minore tramite l'utilizzo di un fluido operativo e senza ulteriore apporto di energia dall'esterno.

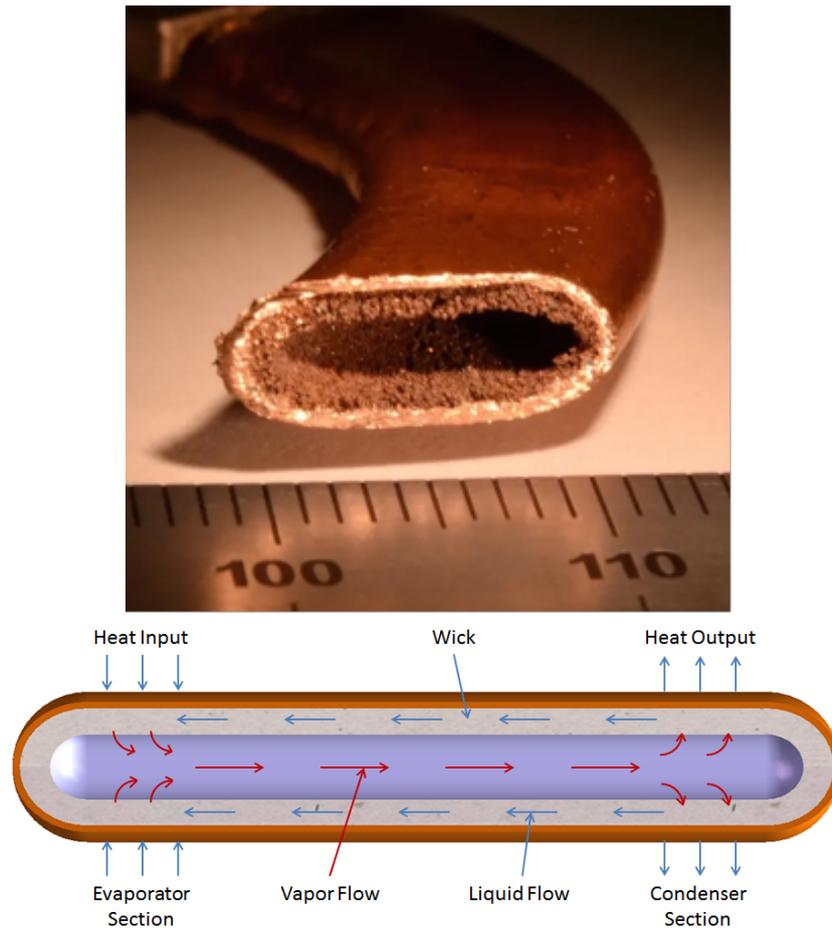


Figura 2.1: Struttura e funzionamento di una heat-pipe

Questi dispositivi riescono a sfruttare anche lievissime differenze di temperatura per compiere il trasferimento termico richiesto.

Generalmente per applicazioni in cui il carico termico rimane all'incirca costante, possono essere utilizzate delle heat-pipe a conduttanza costante.

Le heat-pipe a conduttanza variabile vengono utilizzate quando durante la missione sia gli equipaggiamenti che l'ambiente esterno possono generare grandi variazioni dei carichi termici da gestire oppure per controllare in maniera accurata la temperatura di un determinato equipaggiamento.

La scelta di un Loop Heat Pipe (LHP) come sistema di controllo termico per gestire il carico termico Q prodotto da un generatore MMRTG è sicuramente una soluzione valida e perseguibile. Bensì per carichi termici così elevati è importante riuscire a definire un sistema di controllo termico adeguato ed efficiente. In particolare per questo tipo di applicazioni sono richieste delle tecnologie di raffreddamento ad alte prestazioni, che possano essere anche utilizzate in combinazione con i sistemi convenzionali a Loop Heat Pipe.

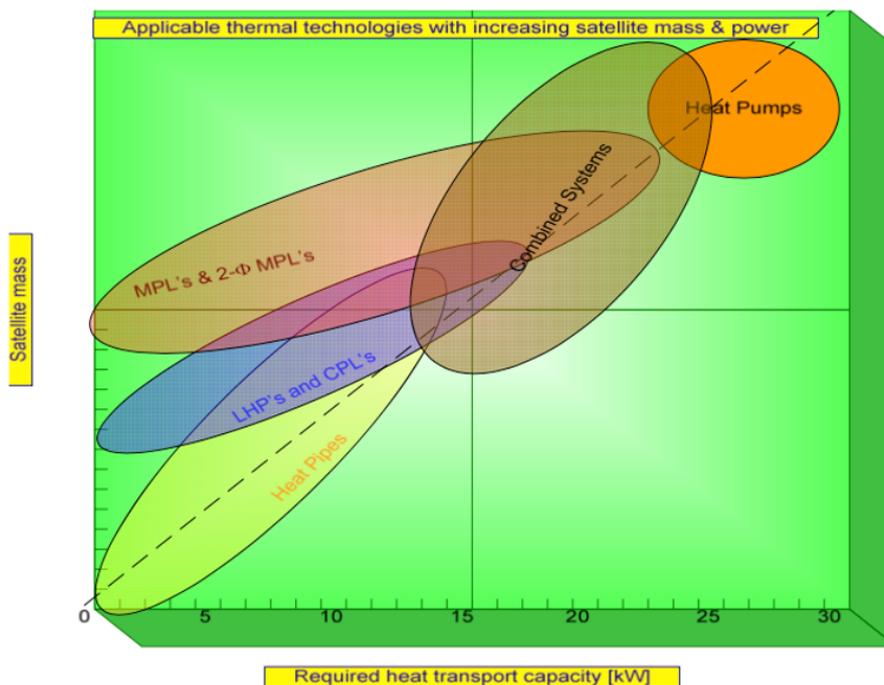


Figura 2.2: Applicabilità di differenti tipologie di TCS al variare del carico termico da gestire

Per riuscire ad individuare il sistema di controllo termico più adeguato al caso considerato, si possono utilizzare dei grafici, come quello riportato in figura 2.2, in cui vengono riportati i campi di applicazioni di diversi sistemi di controllo termico al variare della massa complessiva del veicolo spaziale e della capacità di trasporto di calore richiesta. In particolare si può notare come all'aumentare della massa del satellite, per garantire una determinata capacità da parte del sistema di controllo termico di riuscire a gestire un determinato carico termico Q , sia sempre più necessario un sistema di controllo termico di tipo attivo, come ad esempio un circuito fluido pressurizzato meccanicamente monofase (MPFL) o bifase (2ph-MPFL).

Generalmente l'utilizzo di un circuito fluido pressurizzato meccanicamente offre dei vantaggi rispetto ai tradizionali circuiti bifase pressurizzati meccanicamente (2ph-MPFL) o ai Loop Heat Pipe (LHP):

- Facilità di integrazione all'interno del veicolo spaziale. Infatti generalmente per l'integrazione di un sistema MPFL monofase si devono effettuare delle semplici giunzioni di tubi;
- Elevata adattabilità durante lo svolgimento delle operazioni e dei test a terra. Infatti grazie alla presenza della pompa idraulica non si ha alcuna restrizione o limitazione legata al vettore gravità, soprattutto durante la fase di test;

- Maggiore flessibilità di progettazione rispetto ad un sistema LHP, grazie alla presenza di un minor numero di vincoli geometrici legati alle disposizioni del carico utile e degli equipaggiamenti interni al veicolo spaziale;
- Messa in servizio e avvio in orbita semplificati rispetto ai sistemi MPFL bifase.

Sicuramente una delle problematiche da tenere particolarmente in considerazione per questo tipo di sistema di controllo termico è la possibilità di *faillure* della pompa meccanica. In particolar modo un funzionamento prolungato delle pompe durante missioni a lungo termine potrebbe portare ad un degrado delle loro prestazioni o addirittura condurre al completo fallimento della missione stessa.

Questo tipo di circuiti fluidi idraulicamente assistiti sono stati utilizzati già in missioni simili a quella presentata nel paragrafo 1.1 come ad esempio Mars Pathfinder e Mars Exploration Rovers, a causa della necessità di dover gestire elevati carichi termici prodotti da un generatore MMRTG.

Sulla base di quanto appena detto, al fine di gestire un carico termico di 2 kW, risulta adeguato investigare la soluzione di un sistema di controllo termico a circuito fluido pressurizzato meccanicamente monofase.

2.2 Sistema di controllo termico a circuito fluido pressurizzato monofase (MPFL 1-Ph)

Il principio di funzionamento di un circuito MPFL monofase può essere riassunto e schematizzato dalla figura 2.3. In particolare si può notare come il calore che passa attraverso le termocoppie presenti nel generatore viene assorbito dal fluido che circola all'interno del fascio tubiero che si trova a contatto con le giunzioni termoelettriche (indicato nella figura 2.3 con PHX). Il sistema di radiatori (RHX) provvederà ad irraggiare nell'ambiente spaziale esterno il calore accumulato all'interno del fluido operativo.

L'elemento più importante di un circuito MPFL è la pompa centrifuga posizionata nel Pump Package Assembly e che, in questo tipo di applicazioni, opera ad una portata di fluido all'incirca costante. In particolare la pompa meccanica spinge il fluido operativo monofase all'interno del circuito. Nel fascio tubiero a contatto con le termocoppie del generatore MMRTG viene fatto passare il fluido operativo freddo che andrà ad assorbire il carico termico ceduto dal generatore, evitando così un accumulo di calore nelle zone in prossimità delle termocoppie. A questo punto il fluido in uscita dalla zona del PHX verrà

indirizzato verso il sistema di radiatori RHX, dove rilascerà tutto il calore accumulato verso l'ambiente esterno. Una volta che il fluido operativo uscirà dal radiatore si troverà ad una temperatura tale per cui potrà essere messo nuovamente in circolo grazie alla pompa meccanica, andando così a chiudere il circuito di scambio termico MPFL.

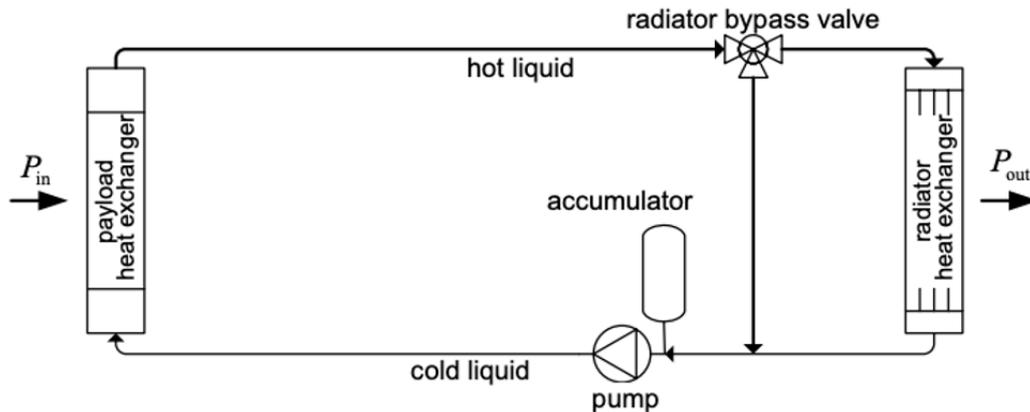


Figura 2.3: Schema di funzionamento di un circuito MPFL monofase

In presenza di variazioni del carico termico Q e del carico termico proveniente dall'ambiente esterno, la temperatura del fluido operativo varierà di conseguenza. Questo comporta una contrazione o un'espansione del fluido operativo stesso. Per questo motivo generalmente all'interno di un circuito MPFL viene inserito un accumulatore in grado di assorbire le variazioni di volume a cui è soggetto il fluido operativo durante la propria vita operativa. Inoltre la presenza di un accumulatore all'interno del circuito può essere utile per compensare un'eventuale diminuzione del fluido operativo causata da eventuali perdite per trafilamento. In aggiunta a quanto appena detto, la contropressione che si genera all'interno dell'accumulatore potrebbe essere utilizzata per mantenere una certa pressione statica all'interno del circuito fluido e garantire che l'NPSH (Net Positive Suction Head) del fluido di lavoro soddisfi i requisiti tecnici prima di fluire all'interno della pompa meccanica.

Il gruppo di bypass regola la portata di fluido che passa attraverso il sistema di radiatori tra 0% e 100%, tramite l'utilizzo di una valvola a 3 vie (3WV), gestendo così la quantità di calore che dovrà essere smaltita dal radiatore verso l'ambiente esterno e realizzando un controllo sistematico della temperatura. Il vantaggio di utilizzare una 3WV risiede nel fatto che le caratteristiche idrauliche del circuito fluido rimangono all'incirca costanti durante il funzionamento del circuito, permettendo così di minimizzare il numero di variazioni di velocità ed i cicli di accensione e spegnimento della pompa. Inoltre, con l'utilizzo di una 3WV, la temperatura del fluido operativo contenuto nel fascio tubiero

presente all'interno del PHX può essere mantenuta entro i limiti operativi anche in casi di emergenza, in cui si rileva una diminuzione della dissipazione termica e/o grandi variazioni del carico termico generato dalle radiazioni solari incidenti sui radiatori.

Le principali problematiche connesse all'utilizzo di questo tipo di sistemi di controllo termico sono collegate principalmente al fatto che:

1. Si hanno pochi dati sull'affidabilità di una pompa per utilizzi in cui è richiesto un funzionamento continuo per oltre 10 anni;
2. L'impatto di micro-meteoriti con il fascio tubiero del sistema presente nel radiatore potrebbe provocare una perdita di fluido, generando così una repentina depressurizzazione del circuito e compromettendo la funzionalità del sistema di controllo termico stesso.
3. Il dimensionamento dell'accumulatore deve essere eseguito ad-hoc in funzione della missione per cui si sta progettando il sistema stesso. Non è possibile utilizzare un accumulatore standardizzato;

Sicuramente la prima problematica può essere mitigata effettuando una scelta oculata della pompa, in funzione della durata della missione e del compito che questa dovrà svolgere durante la fase operativa.

Per quanto riguarda le problematiche legate all'impatto di meteoriti o detriti spaziali, da tenere in considerazione prevalentemente per missioni sulla superficie lunare, possono essere mitigate inserendo in fase di progettazione delle protezioni aggiuntive sulle parti del sistema esposte all'ambiente esterno.

Un'altra soluzione potrebbe prevedere l'introduzione di un circuito secondario ridondante a quello principale, che possa assolvere ai compiti essenziali per la sopravvivenza della missione in caso di guasto del circuito principale. Questo consentirebbe un ulteriore incremento dell'affidabilità del sistema.

Infine per dimensionare l'accumulatore necessario per assorbire l'espansione del fluido è fondamentale conoscere le dimensioni del circuito. Infatti per ogni circuito MPFL monofase dovrà essere progettato e dimensionato un accumulatore su misura.

Per ovviare a tutte le problematiche legate alla progettazione e qualificazione di un unico accumulatore per il sistema considerato, si possono utilizzare un insieme di accumulatori standardizzati. Inoltre tale soluzione permetterà di ottenere una ridondanza ed una robustezza ai carichi meccanici maggiore rispetto a quella in cui è previsto l'utilizzo di un unico grande accumulatore. Lo svantaggio insito nell'adozione di tale soluzione è che durante

l'integrazione del sistema all'interno del veicolo spaziale è necessario predisporre una zona riservata all'alloggiamento della serie di accumulatori. Tuttavia, in alcune casi, si può verificare che gli accumulatori che formano la serie, essendo più leggeri grazie alla presenza di pareti più sottili e supporti meno pesanti, risultano in una massa complessiva inferiore rispetto alla configurazione in cui è presente un unico grande accumulatore.

Capitolo 3

Dimensionamento preliminare di un sistema di controllo termico MPFL

A questo punto, individuati tutti i componenti fondamentali che intervengono nel funzionamento di un sistema di controllo termico a circuito fluido idraulicamente pressurizzato (MPFL) monofase, si può procedere al loro dimensionamento.

Al fine pratico di soddisfare tutti i requisiti di funzionamento richiesti dal sistema, può risultare utile stilare una lista di passi da seguire al fine pratico di effettuare un corretto dimensionamento dei componenti fondamentali presenti nel sistema stesso:

1. Definire il trasferimento di calore richiesto ed il gradiente di temperatura del fluido;
2. Stimare la lunghezza ed il diametro del fascio tubiero che compone il circuito;
3. Definire il fluido operativo da utilizzare e stimare il volume totale di liquido refrigerante;
4. Calcolare la portata di fluido richiesta dal sistema per assorbire il carico termico Q ;
5. Stimare le perdite di carico all'interno del fascio tubiero presente nel circuito;
6. Definire il punto di lavoro della pompa (portata rispetto alla prevalenza);
7. Stimare la dimensione dell'accumulatore in funzione dell'intervallo di temperatura operativa

Per riuscire a soddisfare tutti i punti della lista appena presentata risulta necessario analizzare i principi di funzionamento di un sistema MPFL.

Questa trattazione teorica consentirà di ricavare una serie di espressioni analitiche che, tramite la loro risoluzione, permetteranno di ricavare il dimensionamento preliminare del circuito MPFL monofase oggetto di studio.

3.1 Calcolo della perdita di pressione in un circuito MPFL

Per poter ricavare l'equazione della perdita di pressione che subisce un fluido attraverso un circuito MPFL, bisogna prima di tutto individuare le equazioni base che regolano il campo di moto del fluido all'interno del fascio tubiero che collega i vari componenti del sistema stesso.

3.1.1 Equazioni di governo di un flusso all'interno di un condotto

Il regime del campo di moto di un fluido che scorre all'interno di un condotto può essere laminare o turbolento. In particolare il tipo di regime di fluido è principalmente una funzione del numero di Reynolds, che può essere definito come segue:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (3.1)$$

Dove ρ è la densità del fluido, V la velocità media del flusso, D il diametro del condotto e μ la viscosità dinamica del fluido.

Un determinato valore del numero di Reynolds distingue regimi di flusso laminare da quelli turbolenti. In particolare il flusso diventa turbolento quando $Re > 2300$. Tuttavia, sperimentalmente si è notato che, a seconda della rugosità e della levigatezza del tubo, il flusso passa da laminare a turbolento per un intervallo di numeri di Reynolds compresi tra 2000 e 4000. Infatti, quando il numero di Reynolds assume dei valori compresi in questo range, il campo di moto sarà caratterizzato da un regime di transizione.

Per poter ricavare la portata di fluido che scorre all'interno di un fascio di tubi si devono utilizzare le equazioni di governo del campo di moto del fluido all'interno dei condotti analizzati. Queste equazioni di governo sono rappresentate dai principi della conservazione della massa, della conservazione della quantità di moto e della conservazione dell'energia.

Il principio della conservazione della portata impone che il flusso netto di massa tra la

sezione 1 e la 2 del volume di controllo deve essere zero. Infatti, nel caso in cui non sia presente alcuna perdita o incremento di portata tra il punto 1 e 2, l'equazione di continuità per un flusso unidimensionale in un condotto può essere scritta come:

$$\dot{m} = \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad (3.2)$$

Dove i pedici 1 e 2 si riferiscono rispettivamente ai parametri di flusso in ingresso e in uscita, ρ la densità del fluido, \dot{m} la portata di massa, V la velocità media ed A l'area trasversale del condotto.

La caduta di pressione attraverso un condotto può essere definita tramite l'utilizzo dell'equazione di Bernoulli. La forma generale di questa equazione, compresa della perdita di carico totale risultante dal passaggio di una portata di fluido all'interno di un condotto, è la seguente:

$$\left(\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) = h_{lt} \quad (3.3)$$

Dove i pedici 1 e 2 si riferiscono alle proprietà del flusso in ingresso e uscita dal condotto, P è la pressione, V è la velocità media del fluido, ρ è la densità, g è la costante gravitazionale, Z è l'elevazione e h_{lt} è la perdita di carico totale all'interno del condotto. Questa equazione mostra come la perdita di carico totale sia pari alla variazione di energia potenziale, energia di portata ed energia cinetica subita dal flusso tra la sezione 1 e 2 del condotto considerato.

3.1.2 Stima della perdita di carico totale di un flusso all'interno di un condotto

Lo scopo principale dell'analisi del campo di moto di un fluido all'interno di un fascio tubiero appena mostrata è quello di valutare le variazioni di pressione che derivano dal passaggio di un fluido incomprimibile all'interno del circuito. Queste perdite di pressione sono prevalentemente legate all'attrito ed alle variazioni di elevazione e velocità del fluido all'interno del circuito stesso.

Per un fluido che scorre all'interno di un condotto in cui non è presente attrito (caso ideale), l'equazione di Bernoulli 3.3 può essere utilizzata per valutare gli effetti che hanno la variazione di elevazione e di velocità del flusso sulla perdita di carico totale. Nel caso in cui si voglia considerare un caso reale, l'analisi ovviamente dovrà includere anche l'effetto

dell'attrito. In questa circostanza la variazione di pressione subita dal fluido è causata principalmente dalla presenza dell'attrito, nonché dalla variazione di quota e velocità che subisce il fluido passando all'interno del fascio tubiero.

In particolare la perdita di carico totale, indicata con il simbolo h_{lt} nell'equazione 3.3, può essere vista come la somma di due componenti:

1. Una perdita di carico maggiore, indicata con il simbolo h_l , causata principalmente dall'attrito che si genera nel flusso completamente sviluppato in quelle porzioni del sistema in cui la sezione del condotto è costante;
2. Una perdita di carico minore, indicata con il simbolo h_{lm} , causata dagli effetti di separazione flusso che si generano nelle valvole, gomiti ed altre parti del sistema a sezione variabile;

Per questo motivo si può definire la perdita di carico totale h_{lt} che si genera all'interno di un fascio tubiero come:

$$h_{lt} = h_l + h_{lm} \quad (3.4)$$

Al fine di determinare la perdita di carico totale attraverso un condotto si deve capire come poter valutare le perdite di carico maggiore e minore.

In particolare, in presenza di attrito si può notare una diminuzione del carico statico. Inoltre le perdite di carico maggiore h_l sono strettamente collegate al carico statico, esprimibile in termini di velocità come $V^2/2$. Per questo motivo è possibile scrivere le perdite di carico maggiore come:

$$h_l = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (3.5)$$

Dove L e D sono rispettivamente la lunghezza ed il diametro del tubo. Con f viene indicato il fattore di attrito che generalmente è sempre una funzione del numero di Reynolds. La formula utilizzata per poter valutare il fattore di attrito varia a seconda del regime del campo di moto che si sviluppa all'interno del circuito. In particolare per un flusso laminare questo sarà funzione solamente del numero di Reynolds ed indipendente dalla rugosità del condotto:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.6)$$

La formula più comunemente utilizzata per esprimere il fattore di attrito è quella che viene ricavata dalla correlazione empirica del diagramma di Moody, riportato in figura 3.1:

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (3.7)$$

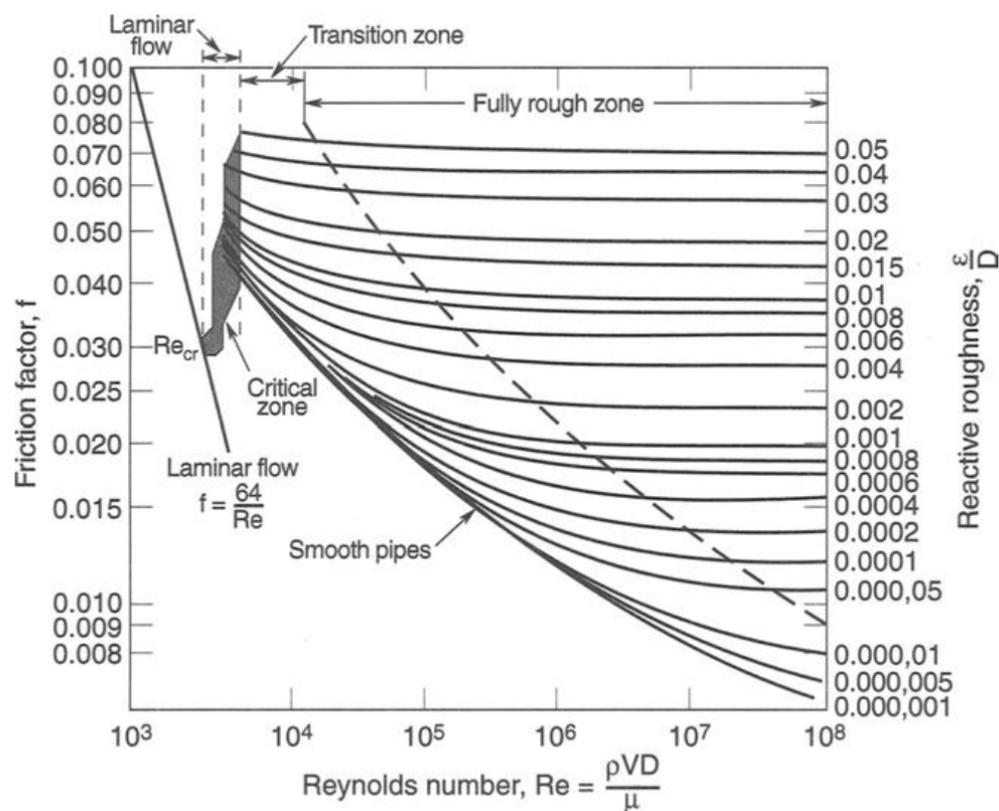


Figura 3.1: Diagramma di Moody

Le perdite minori h_{lm} sono prevalentemente legate alla variazione della sezione o della geometria del condotto che provocano una separazione del fluido dalla superficie del condotto stesso. Infatti, in questo caso, l'energia posseduta dal fluido viene dissipata dalla miscelazione di fluido stesso che accade nelle zone dove avviene la separazione. Queste perdite sono piccole rispetto a quelle per attrito e sono quindi chiamate perdite minori.

È possibile esprimere tali perdite tramite l'utilizzo della seguente relazione:

$$h_{lm} = K \frac{V^2}{2} \quad (3.8)$$

Dove V è la velocità del flusso all'interno del circuito e K è il coefficiente di perdita che deve essere ricavato sperimentalmente a seconda della situazione considerata, utilizzando grafici come quelli riportati nella figura 3.2.

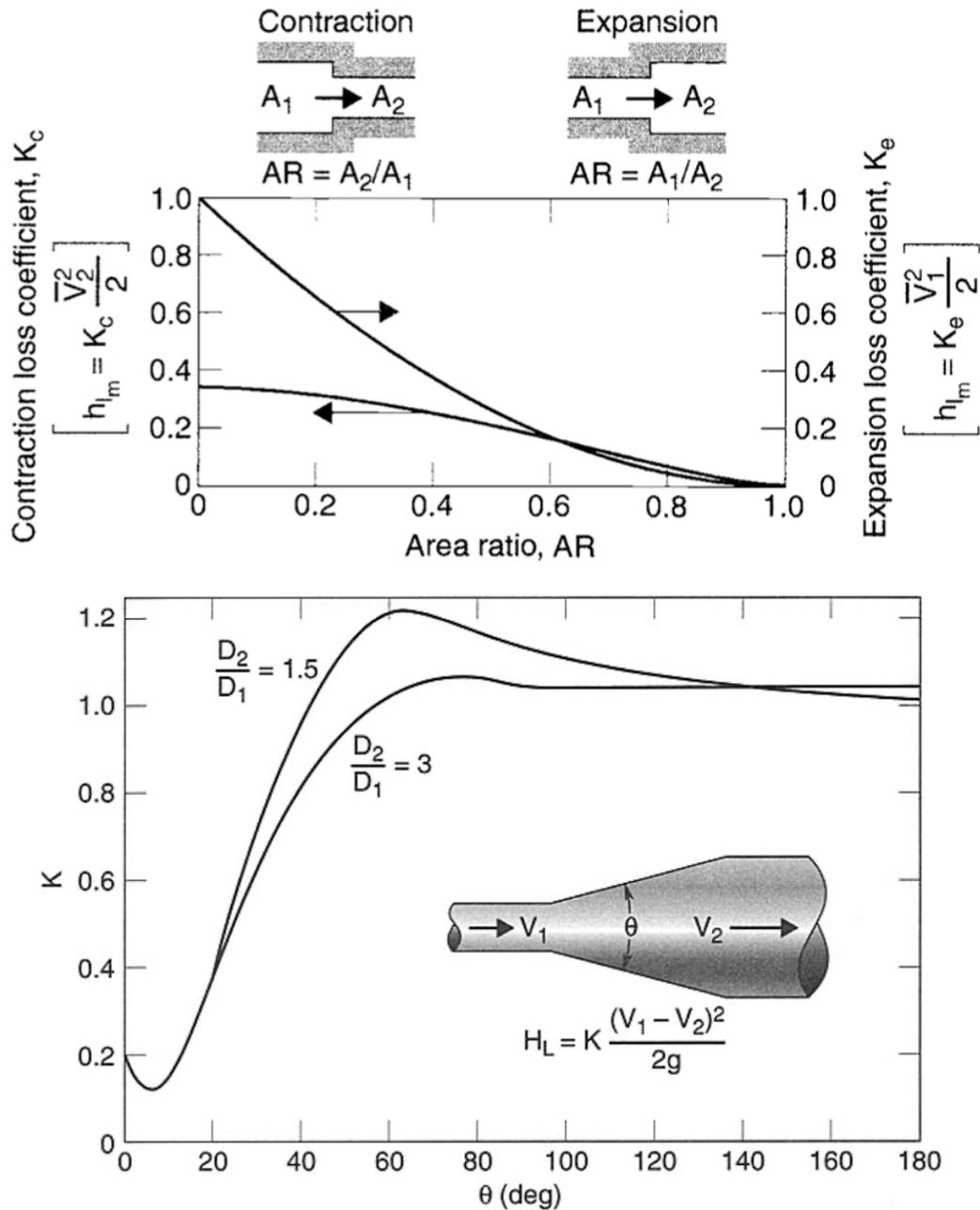


Figura 3.2: Andamento del parametro K in funzione della variazione di sezione del condotto

3.1.3 Calcolo del fattore di attrito e della perdita di pressione

L'equazione di Bernoulli può essere utilizzata per calcolare la perdita di pressione che si genera tra due punti del campo di moto di un fluido che scorre all'interno di un condotto. In particolare, utilizzando l'equazione 3.3 ed ipotizzando che la variazione di energia cinetica è molto più piccola rispetto alla perdita di carico totale, è possibile scrivere la perdita di pressione attraverso un condotto come:

$$P_2 - P_1 = -\frac{\rho h_{lt}}{g_c} - \frac{\rho g}{g_c} (Z_2 - Z_1) \quad (3.9)$$

Utilizzando le equazioni 3.4, 3.5 e 3.8, è possibile riscrivere l'equazione 3.9 come segue:

$$P_2 - P_1 = -\frac{\rho V^2}{2g_c} \left(f \frac{L}{D} + K \right) - \frac{\rho g}{g_c} (Z_2 - Z_1) \quad (3.10)$$

Nel caso del sistema internazionale, il fattore di conversione g_c assume il valore di $1 \text{ kg} \cdot \text{m}/\text{N} \cdot \text{s}^2$.

A questo punto, richiamando l'equazione della continuità 3.2, è possibile riscrivere l'equazione 3.10 come segue:

$$P_2 - P_1 = -\frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2 g_c} \left(f \frac{L}{D} + K \right) - \frac{\rho g}{g_c} (Z_2 - Z_1) \quad (3.11)$$

L'equazione appena ricavata mostra come la caduta di pressione attraverso un fascio tubiero è pari alla somma della perdita di carico totale con il gradiente idrostatico. Trascurando le perdite di carico minore ed il gradiente idrostatico è possibile riscrivere l'equazione 3.11 come segue:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2 g_c} f \frac{L}{D} \quad (3.12)$$

Tramite l'equazione appena scritta si capisce che la perdita di pressione attraverso il condotto sarà intrinsecamente legata alla portata di fluido erogata dalla pompa, nonché alla dimensione del fascio tubiero che compone il circuito in esame ed infine al fattore di attrito f , collegato a sua volta al numero di Reynolds.

3.2 Meccanismo di trasporto del calore all'interno del circuito MPFL

All'interno di un circuito MPFL il calore viene trasportato grazie al meccanismo della convezione forzata. In particolare il calore trasferito lungo la direzione assiale può essere calcolato attraverso la seguente formula:

$$q_x = h_x (T_w - T_b) \quad (3.13)$$

Dove T_w e T_b sono rispettivamente le temperature medie a parete e nel bulk del fluido ed h_x è il coefficiente di scambio termico locale lungo la direzione assiale x .

A questo punto è possibile definire il coefficiente di scambio termico medio \bar{h} come l'integrale medio su h_x tra 0 ed L , dove L è la lunghezza totale del circuito.

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \quad (3.14)$$

Per comodità, per il meccanismo di trasferimento del calore convettivo, si preferisce esprimere il coefficiente di scambio termico assiale h_x attraverso il numero di Nusselt che è definito come il rapporto tra la conducibilità termica convettiva, h , e la conducibilità termica molecolare, k/D . Il numero di Nusselt locale, Nu_x , può essere definito come:

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (3.15)$$

Si può a questo punto definire anche il numero di Nusselt medio attraverso l'utilizzo del coefficiente di scambio termico medio:

$$Nu_D = \frac{\bar{h} D}{k} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx \quad (3.16)$$

Quando gli effetti del meccanismo di conduzione di calore assiale, della dissipazione viscosa e del lavoro interno al fluido sono trascurabili, il trasferimento di calore q all'interno del sistema può essere valutato attraverso la seguente formula:

$$q = \bar{h} (T_w - T_b) = \left(\frac{Nu_D k}{D} \right) (T_w - T_b) \quad (3.17)$$

Nel caso in cui il flusso all'interno del condotto sia laminare ed il tubo sia di forma circolare, il numero di Nusselt medio da sostituire all'interno dell'equazione 3.17 assume un valore noto in letteratura:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.364 \quad \text{per flussi di calore uniforme}$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad \text{per temperature tubo - parete costanti}$$

Le formule fino ad ora presentate sono state ricavate per le regioni del campo di moto in cui i profili di velocità e di temperatura sono completamente sviluppati. Tali formule sono quindi da considerare valide solamente quando il circuito MPFL si trova in una condizione di funzionamento a regime.

Nel caso in cui la sezione trasversale del condotto attraversata dal fluido non è circolare, il coefficiente di scambio termico ed il fattore di attrito possono essere ricavati attraverso l'utilizzo del diametro idraulico, D_h , definito come:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (3.18)$$

Dove A_c e P sono rispettivamente l'area della sezione trasversale del condotto ed il perimetro del condotto bagnato dal fluido. Questo diametro viene utilizzato anche per il calcolo dei numeri di Nusselt e di Reynolds nel caso in cui la sezione trasversale del condotto non fosse circolare.

Per flussi in regime turbolento che si sviluppano all'interno di condotti circolari levigati, il numero Nusselt da sostituire all'interno dell'equazione 3.17 può essere ricavato attraverso l'equazione di Colburn:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.19)$$

Dove Re è il numero Reynolds e Pr è il numero di Prandtl definito come il rapporto tra la viscosità cinematica e la diffusività termica del fluido.

Questa equazione è applicabile quando $0.7 < Pr < 60$, $Re < 10000$ ed $L_e/D > 60$ per tubi levigati.

Nel caso di regime turbolento, sostituendo l'equazione 3.19 all'interno dell'equazione 3.16, si ottiene che il coefficiente di scambio termico medio \bar{h} è pari a:

$$\bar{h} = 0.023 \frac{k}{D} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.20)$$

È possibile a questo punto ricavare il flusso di calore che si ha all'interno del sistema per mezzo della convezione nel caso di un flusso in regime turbolento unendo l'equazione 3.20 e 3.17:

$$q = 0.023 \frac{k}{D} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} (T_w - T_b) \quad (3.21)$$

Infine, per regimi di flusso laminare, il flusso di calore che va dal fluido alla parete è governato dalla legge di Fourier sulla conduzione del calore:

$$q(z) = -k \left[\frac{\partial T(r, z)}{\partial r} \right]_{wall} \quad (3.22)$$

Dove il termine tra le parentesi quadre rappresenta la variazione della temperatura del fluido lungo la direzione assiale calcolata in prossimità della parete e k è la conducibilità termica del fluido.

Per poter ricavare il profilo di temperatura per un fluido che scorre all'interno di un condotto circolare può essere ottenuto eseguendo un'analisi energetica di un elemento fluido contenuto all'interno del campo di moto considerato.

3.3 Scelta della pompa idraulica da integrare nel circuito

Una volta capito come poter calcolare le perdite di carico correlate al passaggio di un fluido all'interno di un circuito ed il calore trasportato dal circuito stesso, è possibile procedere alla selezione della pompa idraulica da integrare all'interno del sistema di controllo termico considerato.

In particolare, una pompa è una macchina che fornisce energia al fluido che vi scorre attraverso, convertendo energia cinetica in potenziale di pressione. In generale una pompa consuma più energia di quella che fornisce a causa delle perdite di attrito interno.

Alcune delle principali perdite per attrito sono:

- Le perdite idrauliche, causate ad esempio dall'attrito che si genera tra le particelle di un flusso in movimento o dalla presenza di un campo di moto turbolento all'interno del flusso;

- Le perdite meccaniche, causate dall'attrito che si genera tra le parti meccaniche interne alla pompa ed il flusso che le investe;

A seconda del loro design e della loro azione meccanica, la maggior parte delle pompe utilizzate attualmente in campo spaziale possono essere classificate in una delle seguenti categorie:

1. Pompe rotodinamiche, in cui l'energia viene continuamente impartita al fluido mediante una rapida rotazione della girante. Le pompe centrifughe a flusso radiale, le pompe a flusso misto e le pompe a flusso assiale possono essere classificate come pompe rotodinamiche.

Questa tipologia di pompe è caratterizzata da un'elevata efficienza quando le velocità operative raggiungono i 1200/3600 rpm. Al di sotto di tali valori queste pompe non garantiscono un funzionamento efficiente, per questo motivo vengono escluse quando si devono pompare piccole quantità di fluido. In generale l'efficienza di questo tipo di pompe si aggira tra 0.7 e 0.85.

Inoltre sono difficilmente regolabili e non sono in grado di erogare fluidi ad elevate pressioni, poiché l'incremento di pressione è legato alla grandezza della macchina. Il loro funzionamento è limitato dalla cavitazione e dalla potenza disponibile. Il grande vantaggio nell'utilizzo di tali pompe sta nel fatto che in termini di dimensioni, a parità di capacità, queste sono più piccole rispetto alle pompe a pistoni. Oltretutto sono facili da realizzare, affidabili e low-cost.

2. Pompe a pistoni, formate da uno o più pistoni oscillanti. Grazie ad una loro azione di spostamento, i pistoni impartiscono energia al fluido pompendolo lungo la direzione positiva di spostamento. Questa categoria comprende diversi tipi di pompe, riportate nella figura 3.3.

Generalmente questo tipo di pompe opera ad una velocità relativamente bassa che oscilla tra 220 e 500 rpm. I rendimenti, anche nei casi più efficienti, sono comunque inferiori rispetto a quelli delle pompe rotodinamiche. In particolare il rendimento diminuisce con l'aumentare del tempo di missione, quando l'usura fa incrementare le perdite.

È importante specificare che, mentre per le pompe rotodinamiche il flusso in uscita dalla pompa è quasi continuo, in questo caso il flusso avrà una forte componente pulsatile, che può essere eliminata andando ad utilizzare una o più pompe di questo tipo in parallelo.

Questa tipologia di pompe viene favorita alle rotodinamiche quando il fluido da pressurizzare è altamente viscoso. Inoltre non risentono del fenomeno della cavitazione, consentendole di operare anche al di sopra della tensione di vapore del fluido. Al contrario, a parità di capacità di pompaggio, queste pompe sono molto più grandi di quelle rotodinamiche a causa dei bassi rpm di funzionamento che le caratterizza. Infine sono molto più complicate da costruire ed integrare all'interno di un sistema di controllo termico.

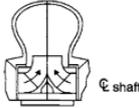
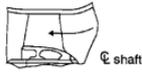
Class	Typical Model
Radial flow	
Mixed flow	
Axial flow or propeller	
Class	Typical Models
Vane	 
Piston	
Flexible member	  
Gear	 
Lobe	 
Circumferential piston	
Screw	  

Figura 3.3: Esempi di pompe rotodinamiche ed a pistoni attualmente utilizzate in ambito spaziale

Generalmente le pompe che vengono utilizzate all'interno di circuiti fluidi idraulicamente pressurizzati per applicazioni spaziali devono soddisfare i seguenti requisiti:

- Alta efficienza;
- Bassa massa;
- Rapporto massa/potenza in uscita relativamente basso;
- Struttura ermeticamente sigillata;
- Livello di rumore operativo il più basso possibile;
- Capacità di resistere alle vibrazioni e agli urti che si verificano durante la missione;
- Compatibilità con il sistema elettrico di bordo;
- Applicabilità ad un utilizzo in ambiente aerospaziale;
- Capacità di gestire i tipici refrigeranti liquidi come fluidi operativi;
- Alta affidabilità operativa.

La scelta della pompa da utilizzare per questa tipologia di sistemi di controllo termico viene effettuata andando a sovrapporre le curve caratteristiche di funzionamento della pompa con la curva di resistenza del sistema.

Le curve caratteristiche di funzionamento di una pompa sono ottenute andando a graficare la variazione di una variabile dipendente in funzione di una variabile indipendente dalla pompa scelta.

Generalmente le variabili dipendenti dal tipo di pompa scelta sono la prevalenza (H), la potenza di input (P) e il rendimento (η). Le variabili indipendenti sono invece la portata volumetrica (Q), la velocità angolare della pompa se si parla di pompe rotodinamiche (ω), diametro della girante (D) e le proprietà del fluido come densità (ρ), viscosità cinematica (ν) e dinamica (μ).

Le performance di una pompa sono difficili da prevedere analiticamente tranne che in corrispondenza del punto di funzionamento della macchina. Per questo motivo generalmente le performance di una pompa e quindi le curve caratteristiche di funzionamento vengono ricavate sperimentalmente.

Attualmente le pompe più utilizzate nei sistemi di controllo termico MPFL sono quelle centrifughe. In questo tipo di pompe rotodinamiche, il liquido viene immesso al centro di

una girante rotante che ha il compito di far incrementare l'energia cinetica del fluido mentre si sposta verso il diametro esterno. Arrivato sul bordo esterno della girante, il fluido verrà spinto fuori grazie all'energia cinetica acquisita. Da qui si capisce che una pompa centrifuga trasferisce solamente energia cinetica al fluido e l'aumento di pressione è una conseguenza dell'incremento di energia cinetica che il fluido subisce passando attraverso la girante. Questo fa della pompa centrifuga un dispositivo che si auto-adatta al variare del punto di funzionamento ed in grado di sopravvivere ad un eventuale blocco idraulico totale per un certo tempo, senza la necessità di una valvola di limitazione della pressione. Queste pompe generalmente sono contraddistinte da curve caratteristiche come quelle riportate nella figura 3.4. In particolare in questo grafico viene riportato l'andamento della prevalenza che caratterizza la pompa al variare della portata volumetrica in uscita in funzione del numero di giri a cui si trova ad operare la pompa stessa. Le curve tratteggiate rappresentano invece l'andamento della perdita di carico all'interno del circuito al variare della portata volumetrica a parità di rendimento della pompa, secondo l'equazione 3.12. L'intersezione tra queste due curve determina il punto di funzionamento della pompa per un sistema caratterizzato da una certa perdita di pressione. È importante ricordare che il dimensionamento del circuito è collegato alla quantità di calore che il circuito dovrà gestire, come si può notare dall'equazione 3.17.

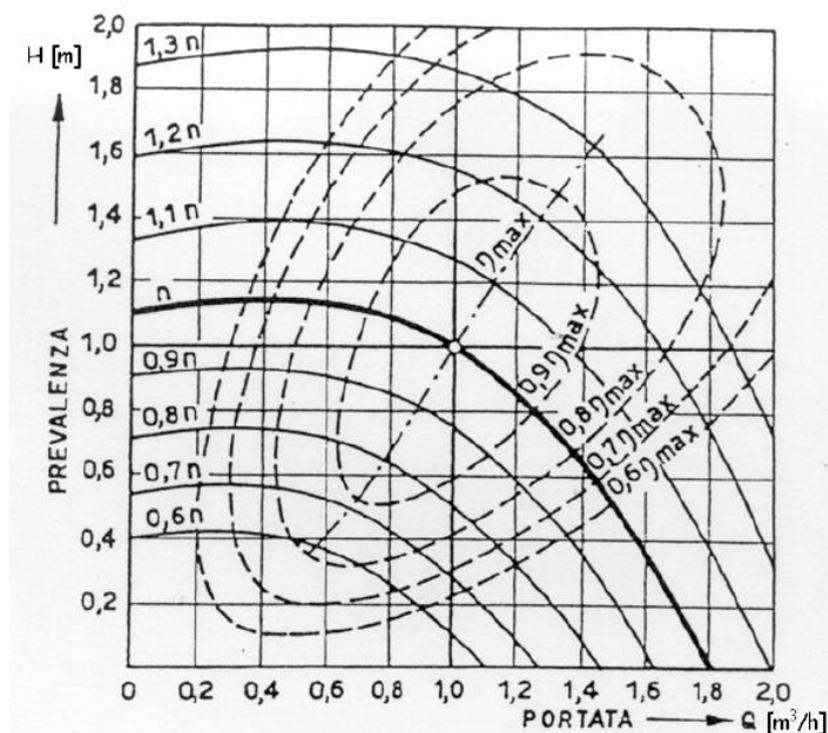


Figura 3.4: Esempio di curve caratteristiche per un pompa centrifuga

In conclusione si può affermare che attraverso le equazioni 3.12 e 3.17 e l'utilizzo di tali curve caratteristiche è possibile scegliere la pompa più adatta per questo tipo di applicazione e che sia in grado di gestire un determinato carico termico in ingresso al circuito.

3.4 Scelta del fluido operativo da utilizzare nel circuito

La selezione di un fluido operativo adatto è uno degli step più importanti per la progettazione di un sistema di controllo termico. In particolare è necessario scegliere un fluido che possieda delle caratteristiche tali da risultare idoneo alla tipologia di sistema che si sta progettando. Queste caratteristiche possono essere combinate in una “figura di merito”, che viene utilizzata al fine di eseguire una pre-selezione di un certo numero di fluidi operativi. Successivamente questi fluidi vengono ulteriormente studiati al fine di analizzare la compatibilità dei materiali, la tossicità, l'infiammabilità, la durezza alle radiazioni ed altre caratteristiche. Questo approccio sistematico porta alla selezione del fluido più favorevole a seconda dell'applicazione considerata.

Per questo tipo di applicazione il circuito dovrà trasportare il calore nella direzione del gradiente di temperatura, cioè da una temperatura più alta ad una più bassa. Tuttavia, il numero di fluidi tra cui scegliere è molto grande. Per esempio, il NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP1) contiene circa 90 fluidi diversi. Poiché le proprietà dei fluidi variano con la temperatura, un fluido che funziona molto bene ad una determinata temperatura può non essere adatto ad un'altra. Questo aspetto è particolarmente rilevante nelle applicazioni spaziali, poiché in questo caso il range delle temperature operative è spesso molto differente da quello delle applicazioni terrestri. Quindi in primo luogo, risulta necessario definire i criteri di selezione del fluido. Una volta definito il criterio di selezione, si passa a definire l'equazione che rappresenta il criterio di selezione. Questa equazione verrà chiamata “Figura di Merito” e verrà utilizzata per pre-selezionare un certo numero di fluidi operativi più conformi al criterio di selezione scelto.

In particolare, per un sistema di controllo termico a circuito fluido pressurizzato meccanicamente, i criteri di selezione del fluido sono più di uno. Ad esempio, una parte consistente della massa totale di un circuito MPFL è occupata dall'accumulatore, quindi è importante selezionare un fluido che non comporti l'utilizzo di un grande accumulatore.

Per questo motivo vengono scelte le tre seguenti figure di merito per un circuito MPFL:

1. Minima caduta di pressione del sistema;
2. Minima potenza della pompa richiesta per mettere in circolo il fluido e garantire una determinata portata;
3. Dimensioni minime dell'accumulatore.

Il calcolo della caduta di pressione per un sistema MPFL monofase è stato ottenuto con l'equazione 3.12, che in questo caso può essere riscritta come segue:

$$\Delta P = \left(\frac{\mu^{1/4}}{\rho C_p^{7/4}} \right) \frac{L}{D^{19/4}} \frac{Q^{7/4}}{\Delta T^{7/4}} \quad (3.23)$$

Dove μ è la viscosità dinamica del fluido, ρ è la densità del fluido, C_p è il calore specifico a pressione costante del fluido, L è la lunghezza e D è il diametro della tubatura, Q è il calore in ingresso al circuito e ΔT è il gradiente di temperatura che subisce il fluido durante il ciclo operativo.

In particolare il termine tra parentesi è legato al tipo di fluido utilizzato, il secondo termine è legato alla geometria del circuito ed infine il terzo è connesso alla quantità di calore in ingresso al circuito.

A questo punto è possibile ricavare le tre figure di merito che guideranno la scelta del fluido per un sistema MPFL monofase.

In particolare la figura di merito per la caduta di pressione minima è espressa dall'inverso del termine dipendente dal fluido, contenuto nell'equazione 3.23:

$$M_{\Delta P} = \frac{1}{\mu_l^{1/4} / (\rho_l c_p^{7/4})} \quad (3.24)$$

La figura di merito per una potenza minima della pompa si basa su una bassa caduta di pressione ed una ridotta portata di volume:

$$M_{pompa} = \frac{\rho c_p}{\mu_l^{1/4} / (\rho_l c_p^{7/4})} \quad (3.25)$$

Infine assumendo una variazione della temperatura operativa del fluido che oscilla tra $-20^\circ C$ e $150^\circ C$, il volume occupato dal fluido operativo ad alta temperatura sarà più grande rispetto a quello a bassa temperatura. Questa variazione di volume del fluido

operativo dovrà essere assorbita dall'accumulatore. Per questo motivo la figura di merito per la dimensione dell'accumulatore potrà essere espressa come segue:

$$M_{accumul.} = \frac{\rho_a \text{ } 150^{\circ}C}{\rho_a \text{ } -20^{\circ}C - \rho_a \text{ } 150^{\circ}C} \quad (3.26)$$

3.5 Design preliminare del circuito MPFL

Sulla base di quanto ricavato fino ad ora, è possibile eseguire un dimensionamento di prima approssimazione del sistema di controllo termico a circuito fluido pressurizzato idraulicamente escluso del radiatore, che verrà trattato nello specifico nel prossimo capitolo.

In particolare ad inizio paragrafo si era stilata una lista di punti da seguire per effettuare il dimensionamento di un sistema di controllo termico MPFL.

Prima di tutto risulta necessario definire il flusso di calore che il sistema di controllo termico riceverà in ingresso dal generatore MMRTG. Generalmente per un generatore delle dimensioni di 30 cm di diametro, 66 cm di altezza e 45 kg di peso, la potenza termica massima in ingresso al sistema di controllo termico è di circa 2 kW.

La configurazione scelta in questo caso per il fascio tubiero che entrerà a contatto con le giunzioni termoelettriche è riportata nella figura 3.5, utilizzata anche per le missioni Nasa Mars Science Laboratory (MSL) (rover Curiosity) e Mars 2020 (rover Perseverance).

In particolare tale configurazione permette un afflusso continuo di fluido refrigerante dal collettore posizionato in cima ed una raccolta del fluido caldo attraverso un collettore posizionato sulla base della pila degli 8 moduli GPHS. Da questi collettori, come si nota dalla figura 3.5, si diramano dei tubi che vanno a lambire le giunzioni termoelettriche, prelevando così il flusso di calore (Q) prodotto all'interno di esse.

Il vantaggio di utilizzare una configurazione di questo tipo sta nel fatto che la temperatura del fluido operativo in ingresso allo scambiatore di calore a contatto con le giunzioni termoelettriche sarà all'incirca costante ed indipendente dal punto in cui essa viene misurata. Questo comporta un incremento del rendimento del sistema di controllo termico, garantendo un afflusso continuo di fluido refrigerante ad una determinata temperatura alla maggior parte delle giunzioni termoelettriche.

Quanto appena detto, non è valido nel caso in cui si adottasse una configurazione in cui il fascio tubiero assumesse una disposizione elicoidale attorno alle giunzioni stesse.

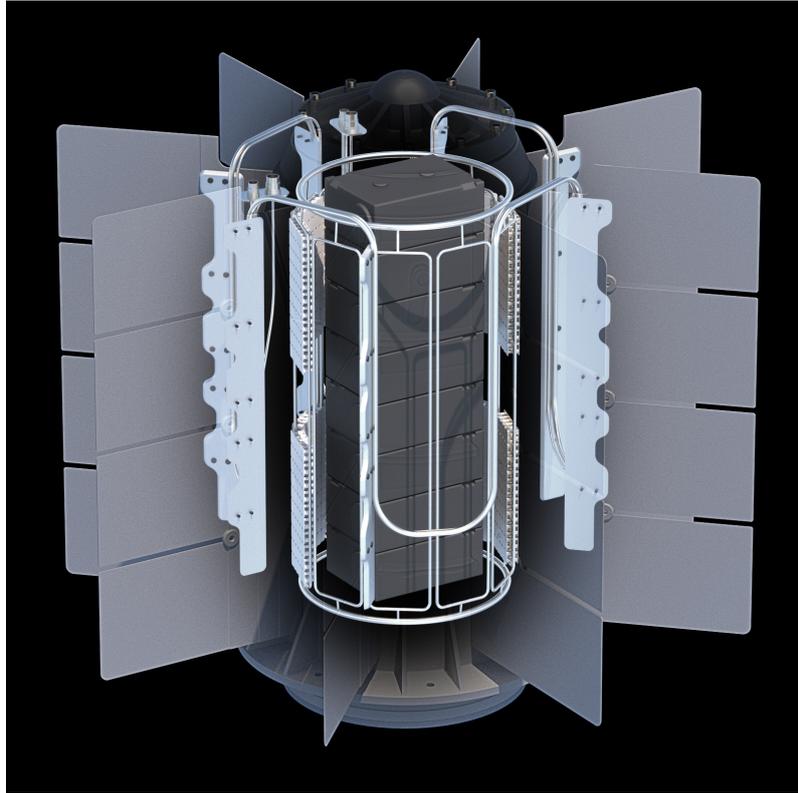


Figura 3.5: Configurazione fascio tubiero MSL e Mars2020

Nota a questo punto la configurazione del fascio tubiero ed ipotizzando che i radiatori vengano montati direttamente sul case del generatore MMRTG, è possibile ipotizzare delle dimensioni geometriche preliminari del circuito considerato, dettate da progetti simili come la missione MSL.

In particolare, in questa fase di dimensionamento preliminare, per il fascio tubiero si è assunto:

- Una lunghezza $L_{tub} = 95 \text{ m}$;
- Un diametro medio $D_{tub} = 6.4 \text{ mm}$;
- Un materiale di lega di alluminio (Al 6060), che possiede ottime caratteristiche meccaniche ed una buona conducibilità termica, come si può notare dalla tabella 3.1

Proprietà Fisiche Materiale	
Lega Alluminio	6060
Densità [g/cm^3]	2.70
Conducibilità elettrica [MS/m]	34-38
Conducibilità Termica [$W/(mK)$]	200-220
Calore Specifico [$J/(kgK)$]	898

Tabella 3.1: Proprietà fisiche della lega di alluminio Al6060

La scelta del fluido operativo è una fase molto importante e delicata del dimensionamento di un sistema termico attivo MPFL.

Al fine di effettuare una scelta del fluido oculata, viene utilizzato il metodo illustrato nel paragrafo 3.4, andando a ricavare e mettendo a confronto le figure di merito, precedentemente illustrate, per diversi fluidi che comunemente vengono utilizzati in applicazioni di questo tipo.

Nella tabella 3.2 vengono riportate le figure di merito per diversi fluidi analizzati.

Fluido Operativo	$M_{\Delta p}$	M_{pompa}	M_{accum}
Galden HT80	1	1	1
Ammoniaca	9.7	9.7	0.33
Metanolo	2.9	1.9	0.78
Etanolo	2.4	1.6	0.76
Butano	2.7	1.3	0.42
Pentano	2.5	1.2	0.58
Esano	2.3	1.2	0.67
Eptano	2.2	1.1	0.76

Tabella 3.2: Figure di merito calcolate per diversi tipi di fluidi operativi

Come si può notare, il fluido Galden HT80 è quello che consente una maggiore riduzione del volume dell'accumulatore.

L'ammoniaca fornisce le prestazioni migliori in termini di minimizzazione della potenza della pompa: infatti a parità di tipologia di sistema, la potenza della pompa richiesta è 9,7 volte inferiore rispetto a quella che si otterrebbe con il Galden HT80. Tuttavia, l'am-

moniacca richiede un accumulatore 3 volte più grande. Per ovviare a questa problematica si potrebbe pensare di ridurre il diametro dei tubi, provocando così una diminuzione di volume dell'accumulatore, ma comporterebbe anche un incremento della potenza assorbita dalla pompa ed un incremento delle perdite di pressione.

Per questo motivo, in base alle figure di merito stabilite, il metanolo ed il Galden HT80 risultano essere i migliori fluidi operativi da utilizzare all'interno un sistema MPFL monofase come quello in esame.

Eseguendo un'analisi più accurata si può notare che il Galden HT80 è il migliore tra i due fluidi appena citati, in quanto è caratterizzato da una bassa dilatazione termica, un'eccellente compatibilità con una vasta gamma di materiali utilizzati per questo tipo di applicazione (es. leghe di alluminio), una buona durezza alle radiazioni ed una tossicità ed infiammabilità molto bassa.

In particolare, il Galden HT-80 PFPE è un fluido dielettrico prodotto dalla Solvay Solexis formato da polietere perfluorato (PFPE) e caratterizzato da un punto di ebollizione di circa $110^{\circ}C$ ad una pressione di 1 atm, eccellenti proprietà dielettriche, nonché da un'elevata stabilità chimica e da una notevole capacità di operare sia a temperature molto basse che elevate.

Nella tabella 3.3 sono riportate tutte le caratteristiche del fluido scelto ad una temperatura di $25^{\circ}C$ ed una pressione di 1 atm, utili a dimensionare il sistema MPFL in questione.

Proprietà fisiche	Unità di misura	Valore
Punto di ebollizione	$^{\circ}C$	110
Punto di congelamento	$^{\circ}C$	-80
Densità	g/cm^3	1.69
Viscosità cinematica	cSt	0.57
Calore specifico	$cal/g \cdot ^{\circ}C$	0.23
Coefficiente di espansione termica	$cm^3/cm^3 \cdot ^{\circ}C$	0.0011
Conducibilità termica	$W/m \cdot K$	0.065
Calore specifico	$J/kg \cdot K$	973

Tabella 3.3: Proprietà fisiche fluido operativo Galden HT80

Inoltre, ai fini pratici dello svolgimento dei calcoli, è utile riportare per il fluido Galden HT-80:

- Diffusività termica

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} = 3.95 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$$

- Numero di Prandtl

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = 14.43$$

Per eseguire il dimensionamento preliminare è necessario prima di tutto introdurre un'equazione che leghi il carico termico in ingresso al circuito con la portata erogata dalla pompa:

$$Q = \dot{m} (c_p)_l \Delta T_{op} \quad (3.27)$$

A questo punto, sapendo che in ingresso al sistema di controllo termico è presente un carico Q pari a 2 kW ed ipotizzando una variazione della temperatura operativa del fluido presente all'interno del circuito durante un ciclo di lavoro di $\Delta T_{op} = 30^\circ\text{C}$, è possibile ricavare attraverso l'equazione 3.27 la portata che la pompa dovrà erogare per poter smaltire il carico termico Q :

$$\dot{m}_{pompa} = \frac{Q}{(c_p)_l \Delta T_{op}} = 0.068 \text{ kg/s} \quad (3.28)$$

Ricavata la portata erogata dalla pompa è possibile ricavare la velocità del fluido all'interno del circuito in uscita dalla pompa:

$$v = \frac{\dot{m}_{pompa}}{\rho_l A_{tubi}} = 1.25 \text{ m/s} \quad (3.29)$$

Nota la velocità del fluido all'interno del circuito, attraverso la formula 3.1, è possibile valutare il numero di Reynolds del fluido che scorre all'interno del fascio tubiero, pari a $Re = 1.41 \times 10^4$. Ricordando che il limite superiore che distingue un regime laminare da uno turbolento è $Re=4000$, si può affermare che il regime del campo di moto all'interno del fascio tubiero sarà turbolento.

Per questo motivo, al fine di valutare il fattore di attrito (f) si dovrà utilizzare il digramma di Moody riportato nella figura 3.1. In particolare ipotizzando, in prima approssimazione,

una finitura interna del tubo estremamente levigata (ε/D molto piccolo), si può ricavare un fattore di attrito pari a $f=0.025$.

Utilizzando l'equazione 3.12 è possibile ricavare la perdita di pressione che si genera al passaggio del fluido all'interno del fascio tubiero:

$$\Delta p = 490552.063 \text{ N/m}^2 = 4.91 \text{ bar}$$

Quest'ultimo valore, insieme alla portata che la pompa dovrà erogare, sono dei parametri fondamentali al fine di determinare la pompa adeguata per il circuito analizzato nonché per la determinazione del suo punto di lavoro. Infatti, attraverso questi due valori e la densità del fluido operativo, è possibile ricavare la potenza richiesta dalla pompa:

$$P_{pompa} = \frac{\dot{m}\Delta p}{\eta_{pompa}\rho l} = 22.81 \text{ W} \quad (3.30)$$

È importante specificare che il valore appena ricavato per la potenza richiesta dalla pompa è stato ottenuto imponendo un rendimento della pompa ideale pari a $\eta_{pompa} = 1$, in quanto si sta eseguendo un dimensionamento preliminare e non è stata scelta ancora alcuna pompa in particolare. Generalmente le pompe centrifughe più efficienti per questo tipo di applicazioni possiedono dei rendimenti all'incirca del $\eta_{pompa} = 0.23$. Con un rendimento del genere la potenza assorbita dalla pompa si aggirerebbe intorno al centinaio di Watt.

Infine è possibile ricavare il calore trasportato per convezione all'interno del circuito, ipotizzando una temperatura lungo la coordinata radiale del condotto all'incirca uniforme ($\Delta T_r = 1.5^\circ C$), tramite l'utilizzo dell'equazione 3.21:

$$q_{conv} = 1763.95 \text{ W/m}^2$$

Conoscendo il coefficiente di espansione termica (CTE) del fluido operativo utilizzato è possibile ricavare il volume dell'accumulatore, espresso in funzione del volume finale del circuito, attraverso la seguente equazione:

$$\frac{V_{acc}}{V_{circ}} = \Delta T_{op} \cdot CTE = 0.033 \quad (3.31)$$

Quindi, per assorbire le variazioni di volume a cui sarà soggetto il fluido operativo, si dovrà progettare un accumulatore caratterizzato da un volume trenta volte più piccolo rispetto al volume totale del circuito stesso.

È importante specificare che ciò che è stato presentato in questa sezione rappresenta un dimensionamento di tipo preliminare e non ottimizzato.

Al fine di ottenere una configurazione ottimizzata di tale sistema dovranno essere eseguite delle analisi di trade-off dei vari componenti nonché del sistema completo integrato all'interno del veicolo spaziale stesso.

Capitolo 4

Bilancio termico di una superficie radiativa ed influenza dell'ambiente spaziale

Una volta dimensionato il circuito, è possibile procedere al dimensionamento dello scambiatore termico utile a disperdere nell'ambiente esterno il carico termico che il circuito MPFL ha assorbito dal generatore MMRTG. Tuttavia, prima di eseguire il dimensionamento, è necessario effettuare una trattazione teorica sui fenomeni che regolano lo scambio termico tra una superficie di controllo termico e l'ambiente esterno.

Generalmente, una superficie di controllo termico, come ad esempio un radiatore, è soggetta a diversi carichi termici provenienti sia dall'ambiente interno al veicolo spaziale che dall'ambiente esterno in cui questo si trova ad operare.

Il compito primario di una superficie di questo tipo è quello di espellere il calore in ingresso evitando accumuli di carico termico che possano andare a compromettere il normale funzionamento del sistema di controllo termico di cui fa parte.

Per questo motivo è di fondamentale importanza capire quali siano i diversi carichi termici interni ed ambientali applicati alla superficie ed i vari meccanismi di espulsione del calore dalla superficie stessa. Una volta noti tutti i carichi termici in ingresso ed in uscita dalla superficie si dovrà effettuare un'analisi termica, tramite la scrittura di un sistema di equazioni, attraverso cui si potrà valutare se tutto il calore in ingresso verrà effettivamente smaltito nell'ambiente esterno.

Inoltre sarà importante capire come il contributo termico collegato all'ambiente esterno in cui il veicolo si trova ad operare varia se si trova sulla superficie di un pianeta piuttosto che in orbita e come questo vada ad influire sul funzionamento del radiatore stesso.

4.1 Bilancio termico di una superficie di controllo termico di un veicolo spaziale in orbita

La temperatura di equilibrio di un veicolo spaziale dipende dal bilancio tra il calore ricevuto da fonti esterne ed interne ed il calore irradiato nell'ambiente spaziale esterno.

Se i veicoli spaziali fossero corpi neri, assorbendo tutta le radiazioni incidenti su di essi, la temperatura che raggiungerebbero sarebbe tale da non garantire un corretto funzionamento dei sistemi e delle apparecchiature installate a bordo.

Tuttavia i veicoli spaziali non sono corpi neri bensì grigi, che assorbono solamente una frazione α dell'energia incidente ed emettono, per mezzo dell'irraggiamento, solamente una frazione ε della radiazione emessa da un corpo nero alla stessa temperatura. Quindi per un superficie assimilata ad un corpo grigio si può esprimere il calore irradiato ed il calore assorbito come segue:

$$J_{\text{assorbito}} = \alpha J_{\text{incidente}} \quad (4.1)$$

$$J_{\text{irradiato}} = \varepsilon \sigma T^4 \quad (4.2)$$

Dove α ed ε sono noti rispettivamente come l'assorbanza di una superficie alle radiazioni solari e l'emittanza di una superficie nella regione infrarossa e σ è la costante di Stefan-Boltzmann pari a $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

Per un veicolo spaziale in cui idealmente non fossero presenti sorgenti di calore interne e caratterizzato da un' area di assorbimento A_α ed un area di emissione A_ε , la temperatura di equilibrio T può essere ricavata imponendo che:

$$A_\alpha J_{\text{assorbito}} = A_\varepsilon J_{\text{irradiato}} \quad (4.3)$$

Richiamando le equazioni 4.1e 4.2 e sostituendo nell'equazione 4.3 si ottiene che la temperatura di equilibrio può essere espressa come:

$$T^4 = \frac{A_\alpha J_{\text{incidente}}}{A_\varepsilon \sigma} \left(\frac{\alpha}{\varepsilon} \right) \quad (4.4)$$

Dal momento in cui A_α , A_ε e σ sono costanti, per un dato $J_{\text{incidente}}$, il valore della temperatura T può essere controllato tramite la scelta di α e ε .

In realtà, le cose non sono così semplici, in quanto α ed ε non sono variabili indipendenti tra loro. Infatti per qualsiasi intervallo di lunghezza d'onda, le leggi della termodinamica

stabiliscono che $\alpha = \varepsilon$ (legge di Kirchhoff). Così per qualsiasi superficie, la sua assorbanza ad una data lunghezza d'onda è uguale alla sua emittanza alla stessa lunghezza d'onda. Generalmente sia l'assorbanza che l'emittanza variano in funzione della lunghezza d'onda. Solitamente nell'ambiente radiativo in cui si trova ad operare un veicolo spaziale sono soprattutto presenti radiazioni caratterizzate da lunghezze d'onda nel campo del visibile o dell'infrarosso. Proprio per questo motivo α viene chiamata assorbanza solare ed ε emittanza infrarossa.

Quanto appena detto è di fondamentale importanza per la progettazione di un sistema di controllo termico in quanto è proprio questa caratteristica che rende possibile il controllo termico di un veicolo spaziale. Infatti tramite questa legge è possibile notare che ad esempio l'assorbanza alla radiazione planetaria di una superficie di un veicolo spaziale è uguale alla sua emittanza infrarossa.

Generalmente le superfici di un veicolo spaziale sono sottoposte ai seguenti carichi termici:

- Calore proveniente direttamente dal sole:

$$Q_{sole} = J_s \alpha A_{solare}$$

- Calore dovuto al contributo dell'albedo:

$$Q_{albedo} = J_a \alpha A_{albedo}$$

- Calore dovuto al contributo della radiazione IR planetaria:

$$Q_{IR} = J_p \varepsilon A_{planetaria}$$

- Calore irradiato dalla superficie del radiatore verso l'esterno:

$$Q_{irradiato} = \sigma T^4 \varepsilon A_{sup}$$

- Potenza termica dissipata internamente:

$$Q_{int}$$

Dove A_{solare} , A_{albedo} ed $A_{planetaria}$ rappresentano la porzione di superficie che riceve rispettivamente le radiazioni solari, di albedo e infrarossi emesse della pianeta, mentre

A_{sup} è l'area totale della superficie di controllo termico considerata. Con J_s , J_a e J_p sono stati indicati i flussi di calore per unità di superficie rispettivamente del sole, dell'albedo e dei IR planetari e sono funzione dei parametri orbitali del veicolo spaziale e del pianeta considerato.

A questo punto è importante capire come calcolare i flussi di calore per unità di superficie J_s , J_a e J_p per un veicolo spaziale in orbita.

L'irradianza solare (J_s) è funzione della potenza irradiata dal sole (P) e della distanza del veicolo spaziale dal sole stesso:

$$J_s = \frac{P}{4\pi d^2} \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (4.5)$$

Il flusso di calore dovuto all'albedo del pianeta per unità di superficie (J_a) è funzione della radiazione solare che viene riflessa dalla superficie e/o dall'atmosfera di un pianeta. Il suo valore è fortemente influenzato dalla superficie planetaria locale e dalle proprietà atmosferiche del pianeta che si sta sorvolando. Il flusso di calore J_a può essere espresso come:

$$J_a = J_s a F \quad (4.6)$$

Dove J_s è l'irradianza solare totale (ad 1AU vale circa $1361W/m^2$), a è l'albedo planetario ed F è il fattore di vista, che è a sua volta funzione dell'assetto del veicolo spaziale e dell'angolo tra la verticale locale e i raggi solari.

Generalmente l'albedo planetario (a) è estremamente variabile, rendendo anche J_a estremamente variabile.

Nella figura 4.1 sono riportati i valori di albedo planetario e di percentuale di irradianza solare rispetto a quella calcolata sulla terra (distanza terra sole 1AU) per differenti pianeti.

Ai fini pratici della progettazione di un sistema di controllo termico, considerando che le variazioni del carico termico collegato all'albedo dovute alla variazione del coefficiente di albedo planetario si verificano più velocemente rispetto all'inerzia termica della maggior parte delle superfici di controllo termico di un veicolo spaziale, è possibile prendere un valore medio per esprimere il contributo dell'albedo a .

Il flusso di calore collegato alla radiazione IR planetaria è dovuto al fatto che qualsiasi pianeta del sistema solare possiede una temperatura interna diversa da zero. Questo fa sì che il pianeta stesso irraggi calore.

Generalmente, per la maggior parte dei pianeti del sistema solare, questo calore irraggia-

Planet	Solar radiation intensity, J_s (percentage of solar intensity at 1 AU)	Planetary albedo, α
Mercury	667	0.06–0.10
Venus	191	0.60–0.76
Earth	100	0.31–0.39
Moon	100	0.07
Mars	43.1	0.15
Jupiter	3.69	0.41–0.52
Saturn	1.10	0.42–0.76
Uranus	0.27	0.45–0.66
Neptune	0.11	0.35–0.62
Pluto	0.064	0.16–0.40

Figura 4.1: Valori di irradianza solare percentuale rispetto la terra e di albedo per i pianeti del sistema solare

to è caratterizzato da una lunghezza d'onda pari all'incirca a quella delle onde infrarossi. Inoltre questo tipo di flusso di calore dipende fortemente dalla presenza o meno di atmosfera, dalla zona del pianeta che si sta sorvolando nonché dai cambiamenti stagionali che si hanno sulla superficie del pianeta stesso. Per questo motivo il flusso di calore dovuto alla radiazione IR planetaria varierà in funzione del pianeta sorvolato e dei parametri orbitali del veicolo spaziale.

Le formulazioni appena presentate per i flussi di calore legati alla radiazione solare, all'albedo ed alla radiazione IR planetaria sono molto semplificate ma ai fini pratici della nostra trattazione possono essere considerate valide.

Nel caso preso in esame per questo studio, il calore interno in ingresso alla superficie di controllo termico potrà essere considerato costante. Inoltre assumendo che J_s , J_a e J_p rimangano costanti, la temperatura di equilibrio della superficie considerata, facendo riferimento alla figura 4.2, può essere ricavata attraverso l'utilizzo della seguente formula:

$$(A_{solare} J_s + A_{albedo} J_a) \alpha + A_{planetaria} J_p \varepsilon + Q_{int} = A_{sup} \sigma T_s^4 \varepsilon \quad (4.7)$$

Dall'equazione appena scritta è possibile ricavare che:

$$T_s^4 = \frac{A_{planetaria} J_p}{A_{sup} \sigma} + \frac{Q_{int}}{A_{sup} \sigma \varepsilon} + \frac{(A_{solare} J_s + A_{albedo} J_a)}{A_{sup} \sigma} \left(\frac{\alpha}{\varepsilon} \right) \quad (4.8)$$

Da questa equazione si può effettivamente notare come la temperatura di equilibrio di una certa superficie radiativa di un veicolo spaziale, caratterizzata da una determinata α ed ε , dipenda da differenti fattori presenti all'interno dell'equazione appena ricavata. In particolare è noto che il rapporto α/ε di una superficie di controllo termico, dipendente dal-

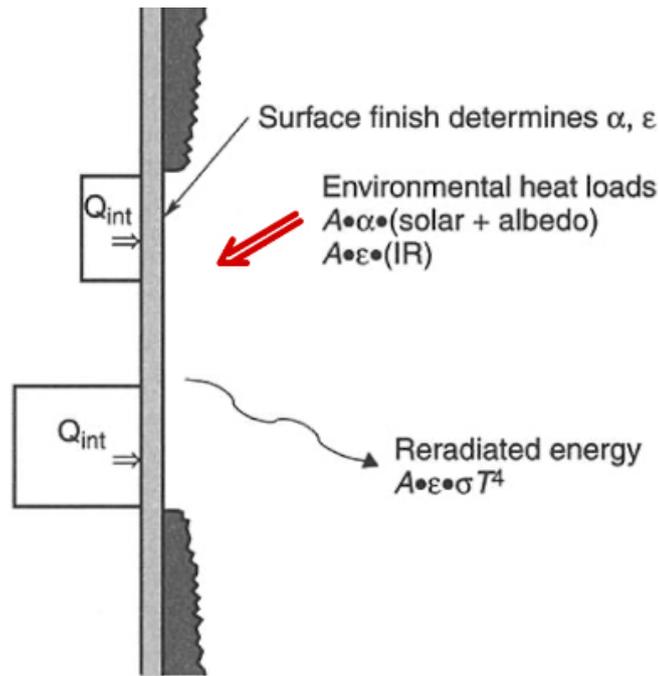


Figura 4.2: Schema flussi termici entranti ed uscenti da una superficie radiativa

la finitura superficiale della superficie stessa, è uno dei parametri da tenere maggiormente in considerazione durante la progettazione di un sistema di controllo termico.

Nella figura 4.3 sono riportati valori di α ed ε per differenti tipi di materiali e finiture superficiali utilizzate spesso in campo aerospaziale per questo tipo di applicazioni.

Questi valori, in particolar modo per le superfici metalliche, dipendono fortemente dalla preparazione e dal trattamento superficiale che viene eseguito.

In conclusione è importante specificare che l'equazione della temperatura di equilibrio di una superficie di controllo termico di un veicolo spaziale 4.8 è stata ottenuta con una trattazione idealizzata. Per una trattazione reale bisognerebbe tenere in considerazione sicuramente il fatto che i veicoli spaziali non sono affatto isoterfici e spesso possiedono alcuni componenti caratterizzati un'inerzia termica relativamente bassa.

Inoltre per il caso preso in esame, il veicolo spaziale si trova sulla superficie di un corpo celeste. Se quest'ultimo possiede un'atmosfera, i carichi termici legati all'irradiazione solare diretta e all'albedo possono essere influenzati dall'attenuamento e dallo scattering atmosferico. Infine, a causa della presenza dell'atmosfera, bisognerà anche tenere in considerazione una componente di calore convettiva che nel caso di un veicolo spaziale in orbita non è stata considerata.

Surface	Absorptance (α)	Emittance (ϵ)	α/ϵ
Polished beryllium	0.44	0.01	44.00
Goldized kapton (gold outside)	0.25	0.02	12.5
Gold	0.25	0.04	6.25
Aluminium tape	0.21	0.04	5.25
Polished aluminium	0.24	0.08	3.00
Aluminized kapton (aluminium outside)	0.14	0.05	2.80
Polished titanium	0.60	0.60	1.00
Black paint (epoxy)	0.95	0.85	1.12
Black paint (polyurethane)	0.95	0.90	1.06
—electrically conducting	0.95	0.80–0.85	1.12–1.19
Silver paint (electrically conducting)	0.37	0.44	0.84
White paint (silicone)	0.26	0.83	0.31
—after 1000 hours UV radiation	0.29	0.83	0.35
White paint (silicate)	0.12	0.90	0.13
—after 1000 hours UV radiation	0.14	0.90	0.16
Solar cells, GaAs (typical values)	0.88	0.80	1.10
Solar cells, Silicon (typical values)	0.75	0.82	0.91
Aluminized kapton (kapton outside)	0.40	0.63	0.63
Aluminized FEP	0.16	0.47	0.34
Silver coated FEP (SSM)	0.08	0.78	0.10
(OSR)	0.07	0.74	0.09

Note: SSM, Second Surface Mirror.
OSR, Optical Solar Reflector.

Figura 4.3: Valori di emittanza ed assorbanza per differenti materiali e trattamenti superficiali

Per questo motivo è importante andare ad analizzare come l'ambiente planetario in cui il veicolo spaziale andrà ad operare può influenzare i carichi termici incidenti su una superficie di controllo termico.

4.2 Influenza dell'ambiente Lunare e Marziano sul bilancio termico

Per questo lavoro di tesi è stata scelta come riferimento la missione HERACLES, che prevede l'atterraggio del modulo EL3 e di un rover sulla superficie lunare. Per questo motivo in questa sezione verrà analizzato come l'ambiente lunare influenza i vari carichi termici incidenti su di una superficie di controllo termico di un veicolo spaziale che si trova ad operare sulla superficie lunare.

Inoltre, siccome l'utilizzo di generatori MMRTG non è limitato solamente ad applicazioni per missioni lunari bensì anche per missioni marziane, è doveroso effettuare anche una breve trattazione su come l'ambiente marziano influenza il bilancio termico per una superficie di controllo di un veicolo spaziale che opera sulla superficie marziana stessa.

4.2.1 Ambiente Lunare

La Luna è un satellite naturale, l'unico della Terra. Orbita ad una distanza media di circa 384.400 km dalla Terra, sufficientemente vicina da essere osservabile a occhio nudo, cosicché sulla sua superficie è possibile distinguere delle macchie scure e delle macchie chiare.

Le prime, dette mari, sono regioni quasi piatte coperte da rocce basaltiche e detriti di colore scuro. Le regioni lunari chiare, chiamate terre alte o altopiani, presentano rilievi alti anche fino a 8000-9000 metri.

Rispetto alle stelle fisse, la Luna completa un'orbita attorno alla Terra in media ogni 27,32 giorni, pari a 27 giorni, 7 ore, 43 minuti e 12 secondi (mese siderale). Il suo periodo tropicale medio, calcolato da equinozio a equinozio, è invece di 27,321582 giorni, pari a 27 giorni, 7 ore, 43 minuti e 4,7 secondi. Il moto di rotazione della Luna è il movimento che compie intorno all'asse lunare nello stesso senso della rotazione terrestre, da Ovest verso Est, con una velocità angolare di 13° al giorno. Infatti un "giorno lunare" equivale all'incirca a 28 giorni terrestri, cioè il giorno e la notte lunari equivalgono rispettivamente a 14 giorni terrestri. Inoltre si può notare come la durata del moto di rotazione è quindi uguale a quella del moto di rivoluzione pari a 27 giorni, 7 ore, 43 minuti e 11,6 secondi. Per questo motivo dalla superficie della Terra è visibile sempre la stessa faccia della Luna. Questo satellite naturale non possiede un'atmosfera ed il campo gravitazionale è circa $1/6$ di quello terrestre. La superficie lunare è caratterizzata da un'elevata temperatura durante il giorno ed una bassa temperatura durante la notte. La temperatura della superficie lunare nei pressi dell'equatore lunare può raggiungere i $130^\circ C$ durante il mezzogiorno lunare e scendere a $-100^\circ C$ nella notte lunare, come si nota dalla figura 1.3. I raggi infrarossi (IR) emessi dalla superficie lunare ed assorbiti da un veicolo spaziale in orbita attorno ad essa diminuiscono all'aumentare dell'angolo misurato dal punto subsolare.

Il coefficiente medio di albedo della luna è 0.073 e varia in funzione delle aree geologiche sorvolate. Per esempio, in prossimità del cratere Langrenus vale 0.129, mentre nei crateri di tipo copernicano vale 0,126 e 0.123 negli Appennini. Questo fa sì che la superficie lunare possieda un'assorbanza alta, come quella della vernice nera, rendendo la temperatura superficiale nella zona illuminata molto alta.

A causa delle caratteristiche termiche appena citate dell'ambiente lunare, durante la progettazione del sistema di controllo termico di veicoli spaziali che orbitano intorno alla luna o che atterrano su di essa bisognerà prestare particolare attenzione ad alcuni fattori:

1. L'intensità delle radiazioni in banda infrarossa (IR) che risente un veicolo spaziale in orbita attorno alla luna è molto elevata. Per questo motivo il carico termico sulla superficie dei radiatori di un veicolo spaziale legato a tale fenomeno sarà più onerosa di quella che si riscontra nel caso di un veicolo spaziale in orbita attorno la terra. Nel caso di un veicolo spaziale che opera sulla superficie lunare, l'albedo effettivo e l'emissione infrarossa lunare che incidono su una superficie di controllo termico provengono solamente dalla superficie lunare limitrofa. Per questo motivo il carico termico correlato a questi due contributi sarà molto più piccolo rispetto a quello dell'irradianza solare. Inoltre per limitare il più possibile il carico termico incidente sulla superficie dei radiatori si deve fare in modo di ridurre il più possibile il fattore di vista tra i radiatori e la superficie lunare andando ad agire sull'orientamento di quest'ultimi.
2. La presenza di polvere lunare sulla superficie del radiatore va ad inficiare sull'assorbanza solare dei radiatori stessi. Questo è dovuto al fatto che l'assorbanza solare della polvere lunare è molto elevata ed anche una piccola quantità di polvere lunare sulla superficie del radiatore può incrementare significativamente l'assorbanza solare di quest'ultimo.
3. La conducibilità termica del suolo lunare influenza il carico termico radiante sulla superficie dei radiatori. Infatti la bassa conducibilità termica del terreno porta ad un rapido abbassamento della temperatura superficiale delle zone in ombra, influenzando il contributo dei raggi infrarossi (IR) incidenti sulle superfici di controllo termiche vicine.
4. A causa dell'assenza di atmosfera, l'irradiazione solare diretta incidente sulla superficie di controllo di un veicolo spaziale che opera sulla superficie lunare sarà all'incirca uguale a quella che si ha per un veicolo spaziale in orbita intorno alla Luna stessa.
5. Il contributo convettivo non è presente nel bilancio termico di una superficie di controllo termico per un veicolo che opera sulla superficie lunare a causa dell'assenza dell'atmosfera.

4.2.2 Ambiente marziano

Marte è il quarto pianeta del sistema solare in ordine di distanza dal sole ed è l'ultimo dei pianeti di tipo terrestre dopo Mercurio e Venere. Pur presentando temperature medie superficiali piuttosto basse, comprese tra -120°C e -14°C , e un'atmosfera molto rarefatta, è il pianeta più simile alla Terra tra quelli del sistema solare. Le sue dimensioni sono intermedie tra quelle del pianeta terra e quelle della Luna. Inoltre possiede un'inclinazione dell'asse di rotazione e una durata del giorno simili a quelle terrestri, infatti il suo periodo di rivoluzione è di circa 687 giorni (1 anno, 320 giorni e 18,2 ore terrestri) mentre il giorno solare di Marte (detto Sol) è poco più lungo di quello terrestre: 24 ore, 37 minuti e 23 secondi e l'inclinazione assiale marziana è di circa 25.19° . Per questo motivo le stagioni si assomigliano a quelle terrestri eccezion fatta per la durata doppia su Marte.

La sua superficie presenta formazioni vulcaniche, valli, calotte polari e deserti sabbiosi, e formazioni geologiche che vi suggeriscono la presenza di un'idrosfera in un lontano passato.

Il campo di gravità sulla superficie di Marte è circa il 38% (cioè $3,72\text{ m/s}^2$) di quello terrestre Terra.

In particolare l'atmosfera marziana è molto sottile ed è caratterizzata da una pressione atmosferica media di 0.63 kPa e da una bassissima densità.

Principalmente l'atmosfera è composta di CO_2 (circa 95,3%) ed una piccola quantità di N_2 , Ar , O_2 , H_2O , ecc. Il sole, riscaldando l'atmosfera marziana, provoca dei gradienti di pressione e temperatura che quando raggiungono un certo valore generano sulla superficie marziana il fenomeno del vento marziano. La direzione e la velocità del vento cambiano sempre durante il giorno e soprattutto l'intensità e la velocità di questi venti deve essere tenuta particolarmente in considerazione durante la progettazione del sistema di controllo termico, in quanto possono andare ad influenzare il suo funzionamento.

Inoltre nell'atmosfera di Marte è presente anche polvere in sospensione che tende a bloccare il passaggio della luce solare.

Il concetto di profondità di luce è solitamente utilizzato per descrivere l'effetto di bloccaggio che l'atmosfera di Marte (inclusa la polvere) ha sulla luce solare ed è collegata al concetto di trasparenza atmosferica. La profondità di luce (τ) è utilizzata per indicare il grado di attenuazione che subisce la luce quando passa attraverso l'atmosfera con un certo angolo di incidenza.

In particolare il parametro della trasparenza atmosferica influisce sia sulla radiazione solare diretta che diffusa e sull'emissione infrarossa atmosferica. Una bassa trasparenza fa

diminuire la radiazione solare diretta, mentre la radiazione solare diffusa e l'emissione infrarossa atmosferica aumentano, ma la relazione quantitativa tra di esse rimane tuttora sconosciuta.

Anche le tempeste di polvere che si generano sulla superficie marziana vanno ad influire sulle prestazioni del sistema di controllo termico di un veicolo spaziale. Infatti la loro intensità va ad inficiare direttamente sull'intensità della radiazione solare che raggiunge la superficie marziana ed incidente sulle superfici radiative del veicolo spaziale.

Inoltre, una volta che queste tempeste saranno concluse si riscontrerà un incremento della polvere sedimentata sulle superfici di controllo termico esposte all'ambiente esterno. Questo provocherà un'alterazione dei parametri termo-fisici delle superfici stesse rispetto ai parametri nominali di progetto.

Per stimare il flusso di calore legato all'albedo che si ha sulle superfici di controllo termico di un veicolo spaziale che opera sulla superficie marziana può essere eseguito un ragionamento simile a quello compiuto nel caso dell'ambiente lunare.

Inoltre per capire la differenza che sussiste tra la radiazione infrarossa incidente sulle superfici di controllo termico di un veicolo spaziale in orbita attorno a Marte ed uno che si trova ad operare sulla superficie marziana, bisogna effettuare delle considerazioni sullo spessore dell'atmosfera marziana. Infatti si può notare come il limite superiore dello strato più esterno dell'atmosfera marziana sia molto vicino alla superficie di Marte rispetto al caso terrestre. Per questo motivo, in prima approssimazione ed in assenza di tempeste di polvere, si può considerare che l'intensità della radiazione infrarossa in prossimità dello strato più esterno dell'atmosfera marziana e sulla superficie di Marte sia all'incirca la stessa.

Infine, nel caso in cui il veicolo spaziale si trovi ad operare sulla superficie marziana, al bilancio termico complessivo 4.7 bisogna aggiungere anche una componente convettiva di scambio termico con l'ambiente esterno, che si sommerà al calore irraggiato dal radiatore stesso.

In particolare la convezione è definita come il trasferimento di calore tra una superficie ed un fluido in movimento che lambisce la superficie stessa. Per calcolare questa componente di scambio termico convettivo si può fare riferimento all'equazione di Newton:

$$q = h(T_s - T_{est}) \quad (4.9)$$

Dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo, T_s è la temperatura della superficie

a contatto con l'ambiente esterno e T_{est} è la temperatura dell'ambiente esterno.

A questo punto è possibile scrivere l'equazione di bilancio termico di una superficie di controllo termico di un veicolo spaziale che opera sulla superficie marziana come segue:

$$(A_{solare}J_s + A_{albedo}J_a)\alpha + A_{planetaria}J_p\varepsilon + Q_{int} = A_{sup}\sigma T_s^4\varepsilon + h(T_s - T_{est}) \quad (4.10)$$

Generalmente il coefficiente di scambio termico convettivo h è funzione dello stato in cui verte l'atmosfera marziana. Infatti il valore di questo coefficiente varia in funzione della pressione dell'atmosfera marziana, che è più bassa rispetto a quella terrestre, e dell'intensità del vento marziano che lambisce la superficie del radiatore. In letteratura vengono riportati dei valori tipici di questo coefficiente in funzione della velocità del vento marziano, partendo da $0,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ senza vento ed $1 \text{ W/m}^2\text{K}$ con 4 m/s di vento fino ad arrivare $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ con un vento marziano di 16 m/s . Questi valori sono stati ricavati attraverso lo studio dei dati raccolti dai vari lander inviati dalla Nasa sulla superficie marziana, come ad esempio il Phoenix Mars Lander ed InSight.

Capitolo 5

Dimensionamento preliminare del radiatore per il sistema MPFL monofase

Attraverso le equazioni di bilancio termico definite nel capitolo 4 è possibile procedere al dimensionamento preliminare delle superfici radiative. Il loro compito sarà quello di disperdere nell'ambiente esterno il carico termico assorbito dal sistema di controllo termico MPFL monofase, prodotto dal generatore MMRTG.

In particolare il dimensionamento effettivo della superficie dei radiatori è strettamente collegato ad analisi termiche effettuate sul veicolo spaziale ed è funzione della temperatura operativa desiderata, del carico termico generato internamente nello scenario peggiore, del carico termico ambientale e delle interazioni radiative e conduttive con altre superfici del veicolo spaziale.

Prima di effettuare il dimensionamento verranno presentate differenti soluzioni progettuali per la realizzazione di un radiatore, in modo tale da stabilire una configurazione preliminare che verrà utilizzata come base per procedere al dimensionamento effettivo.

5.1 Scelta della configurazione del radiatore

In generale i radiatori a bordo di un veicolo spaziale si possono presentare in diverse forme, ad esempio come pannelli strutturali del veicolo stesso o come piastre laminari montate sui lati del veicolo spaziale o come pannelli dispiegabili.

La configurazione più semplice e comune per un radiatore è quella in cui vengono utilizzati pannelli della struttura del veicolo spaziale stesso come superfici radiative. Infatti, in questo caso, un pannello in honeycomb di alluminio presente sul veicolo spaziale può essere utilizzato sia come parte integrante della struttura che come radiatore. In questo caso le superfici frontali dei pannelli strutturali fungono da superficie radiante e diffondono il carico termico in ingresso verso lo spazio esterno. Il calore viene trasmesso dalla superficie interna a quella esterna del pannello in modo piuttosto efficace dal "core" in honeycomb.

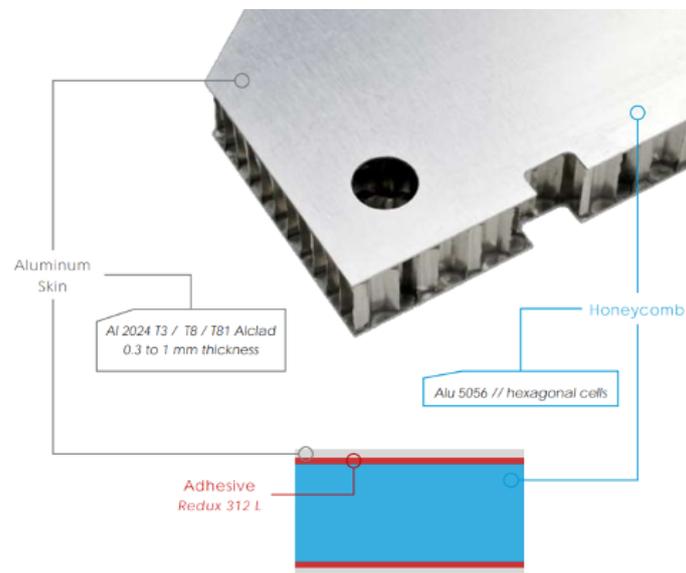


Figura 5.1: Struttura pannello in Honeycomb

In alcuni casi lo spessore delle facce in alluminio di questi pannelli viene aumentato più del necessario per motivi strutturali e per incrementare la diffusione verso l'esterno del calore proveniente dal sistema di controllo termico. Infatti un modo per incrementare l'efficienza di questo tipo di radiatori è quello di incrementare lo spessore delle superfici di alluminio. Questo ovviamente comporta un incremento del peso dell'intero veicolo spaziale.

In generale, per questo tipo di soluzioni, il peso dell'intero pannello viene attribuito al sistema strutture mentre il peso correlato all'incremento dello spessore del pannello viene assegnato al sistema di controllo termico.

Nel caso in cui il radiatore debba funzionare a temperature differenti da quella del resto del veicolo spaziale, la soluzione dei radiatori integrati direttamente nella struttura non è più applicabile.

Infatti in questo caso una soluzione potrebbe essere l'utilizzo di radiatori body-mounted, in cui la superficie radiativa non fa più parte della struttura del veicolo. Il radiatore può essere comunque formato ad esempio da un pannello in honeycomb o una piastra di alluminio irrigidita. Il calore verrebbe trasportato dal componente che dissipa calore al radiatore tramite l'utilizzo di un circuito MPFL monofase o di un LHP dimensionato precedentemente. Per isolare il radiatore dal resto del veicolo spaziale possono essere utilizzati degli isolanti multistrato caratterizzati da una bassa conduttanza.

Questa effettivamente sembra essere la soluzione più adeguata da implementare nel caso di studio che si sta affrontando. Infatti nella maggior parte delle missioni spaziali in cui è stato utilizzato un generatore termoelettrico a radioisotopi (MMRTG), come ad esempio nella missione Mars Science Laboratory o Mars 2020, la configurazione più utilizzata per integrare i radiatori all'interno della struttura del veicolo spaziale è stata quella con i pannelli radiativi montati direttamente sul case del generatore MMRTG, riportata nella figura 5.2.

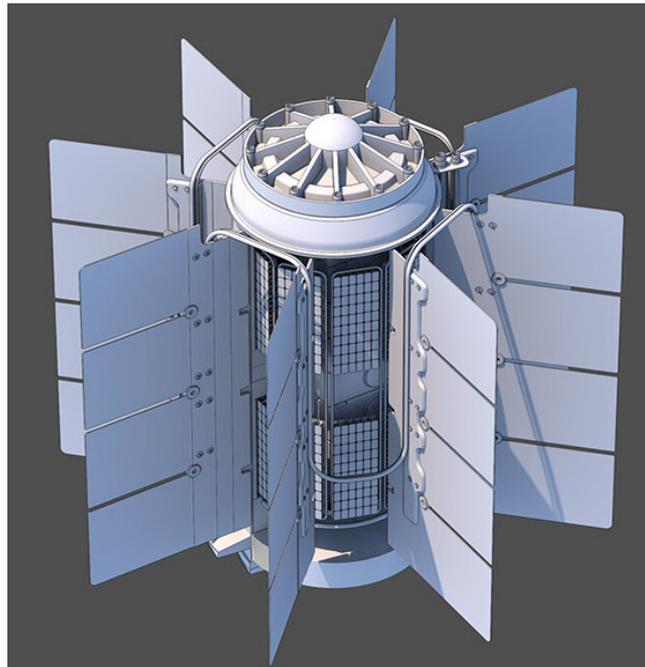


Figura 5.2: Configurazione utilizzata per l'integrazione dei pannelli radiativi sul case del generatore MMRTG

Questa configurazione è molto spesso utilizzata in questo tipo di applicazioni poiché permette di minimizzare il più possibile l'ingombro spaziale dei radiatori ed allo stesso tempo garantisce un'adeguata superficie totale radiativa per smaltire il carico termico accumulato nel sistema MPFL.

Quindi al fine di eseguire il dimensionamento dell'intero sistema radiativo, essendo tutti i pannelli uguali tra loro, è possibile effettuare l'analisi termica unicamente per un singolo pannello degli n_{pann} presenti nella configurazione scelta.

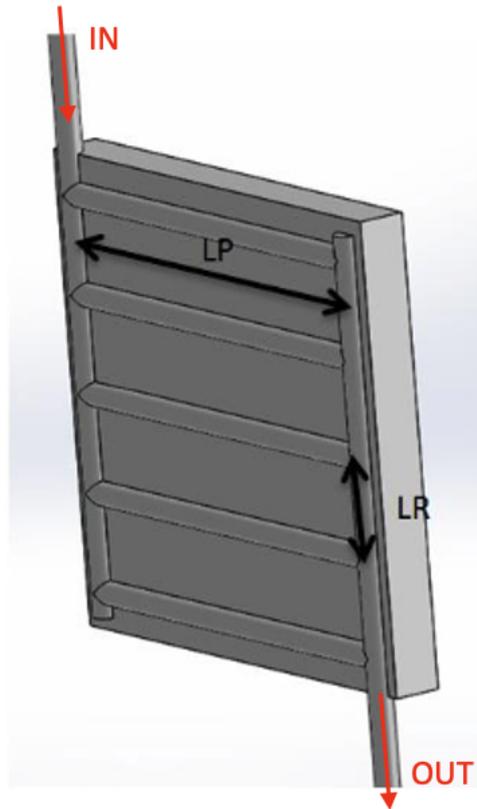


Figura 5.3: Configurazione di un singolo pannello radiativo

In particolare, grazie all'utilizzo dell'analogia fluidodinamica, si può imporre che il carico termico in ingresso ad un singolo pannello sia uguale al carico termico totale Q diviso il numero di pannelli n_{pann} presenti nella configurazione.

Inoltre, attraverso la figura 5.3 che riporta la configurazione di un singolo pannello radiativo, si può notare come la portata di fluido operativo caldo in ingresso venga ridistribuita all'interno del pannello negli n_{pip} condotti circolari paralleli tra loro e di lunghezza L_p e distanti L_r . Il fascio di tubi paralleli è vincolato saldamente al radiatore. Il fluido si ipotizza che entri dalla parte superiore del radiatore ed esca dalla parte inferiore.

5.2 Modellizzazione del meccanismo di trasferimento del calore

Scelta quindi la configurazione di riferimento utilizzata, è necessario ricavare il set di equazioni che permetterà di eseguire il dimensionamento dei pannelli radiativi.

In particolare, nel capitolo 4 è stato presentato il bilancio termico effettuato tra la superficie del radiatore e l'ambiente esterno. Questa sicuramente è un'equazione importante da inserire all'interno del sistema risolutivo.

Per completare il set di equazioni necessarie al dimensionamento preliminare del radiatore, è necessario effettuare un'analisi termica su un elemento della superficie radiativa, costituito da un solo tubo del fascio tubiero presente nel radiatore ed una parte della superficie radiativa adiacente al condotto in esame, come mostrato nella figura 5.4.

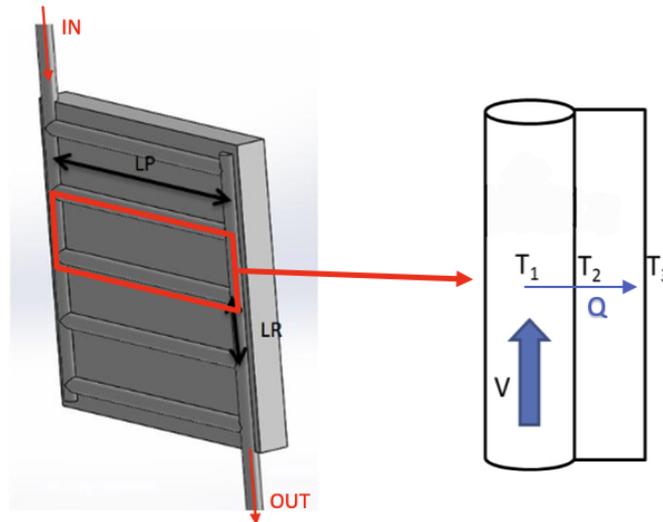


Figura 5.4: Elemento base di un singolo pannello radiativo

Come si può notare, in questo caso, il fluido operativo in ingresso al condotto possiede una determinata temperatura T_1 , trasportando il carico Q .

Per convezione questo calore viene poi trasferito dal "bulk" del fluido verso la parete interna del condotto, che si troverà ad una determinata temperatura T_2 . In particolare, nel corso della trattazione, con $T_{2,int}$ verrà indicata la temperatura della parete interna del condotto, mentre con $T_{2,ext}$ si indicherà la temperatura della parete esterna.

Infine, per conduzione, il calore verrà trasportato attraverso il tubo stesso e all'interno della superficie radiativa che verrà in questo caso associata ad un'aletta, raggiungendo una temperatura T_3 .

Per ricavare quindi l'equazione di trasferimento del calore per conduzione dalla parete

interna del tubo alla superficie dell'aletta si farà uso dell'equazione di Fourier.

In particolare, ipotizzando una conduzione unidimensionale e stazionaria in una parete piana priva di sorgenti di calore interne al sistema ed una conducibilità termica costante, si nota come la temperatura vari linearmente in funzione della coordinata assiale x . Per questo motivo è possibile scrivere che il flusso di calore per conduzione attraverso una parete piana è pari a:

$$q = \frac{kA}{L} \cdot (T_{2,ext} - T_3) \quad (5.1)$$

Dove A è la superficie della parete normale alla direzione di trasferimento del calore mentre L è la lunghezza della parete.

A questo punto è possibile notare che, in particolar modo nel caso analizzato, esiste un'analogia tra la diffusione del calore e la carica elettrica. Infatti così come una resistenza elettrica è associata alla conduzione dell'elettricità, una resistenza termica può essere associata alla conduzione del calore.

Definendo quindi la resistenza come il rapporto tra un potenziale di guida e la velocità di trasferimento corrispondente, segue dall'equazione 5.1 che la resistenza termica per conduzione in una parete piana è pari a:

$$R_{t,cond} = \frac{(T_{2,ext} - T_3)}{q} = \frac{L}{kA} \quad (5.2)$$

Allo stesso modo, utilizzando la legge di Fourier che esprime il flusso di calore attraverso una superficie curva, è possibile ricavare la resistenza termica che si genera per conduzione in una parete cilindrica:

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (5.3)$$

Dove L è la lunghezza del condotto ed r_2 e r_1 sono rispettivamente il raggio esterno ed interno del condotto.

Infine si deve tenere in considerazione anche il meccanismo di scambio termico convettivo che avviene tra il fluido e la parete interna del condotto. In particolare, sfruttando la legge di Newton si può scrivere che:

$$q = hA(T_1 - T_{2,int}) \quad (5.4)$$

Dove h è il coefficiente di scambio termico del fluido, A è la superficie della parete normale alla direzione di trasferimento del calore. , T_1 la temperatura del "bulk" del fluido e $T_{2,int}$ la temperatura della superficie interna del condotto.

Attraverso l'equazione 5.4 è possibile ricavare la resistenza termica legata al trasferimento di calore per convezione tra il fluido e la parete interna del condotto:

$$R_{t,conv} = \frac{T_1 - T_{2,int}}{q} = \frac{1}{hA} \quad (5.5)$$

Si riporta per semplicità di lettura una tabella 5.1 in cui vengono riassunte tutte le equazioni delle resistenze termiche appena ottenute.

Resistenze Termiche	
Resistenza termica conduttiva attraverso superficie piana	$R_{cond} = \frac{L}{kA}$
Resistenza termica conduttiva attraverso superficie cilindrica	$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk}$
Resistenza termica convettiva	$R_{conv} = \frac{1}{hA}$

Tabella 5.1: Resistenze termiche per conduzione e convezione

Per valutare quindi il calore q che arriva sulla superficie dell'aletta, è possibile utilizzare l'equazione 5.6, dove T_1 è la temperatura del "bulk" del fluido, T_3 è la temperatura della superficie della superficie radiativa ed R_{tot} è la resistenza termica totale del sistema fluido-tubo-aletta rappresentato nella figura 5.4.

$$q = \frac{T_1 - T_3}{R_{tot}} \quad (5.6)$$

Per calcolare la resistenza termica totale del sistema analizzato è possibile utilizzare l'analogia elettrica, schematizzando il sistema fluido-tubo-aletta come un circuito elettrico in cui le resistenze termiche sono rappresentate come resistenze elettriche.

In particolare, in questo caso le resistenze elettriche sono tutte in serie tra loro, come si può notare nella figura 5.5

Per questo motivo è possibile scrivere che la resistenza termica totale del sistema fluido-tubo-aletta può essere scritta come segue:

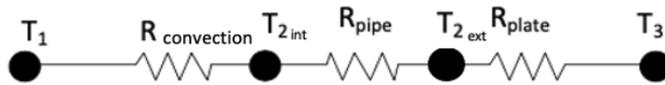


Figura 5.5: Analogia elettrica per il sistema fluido-tubo-aletta

$$R_{tot.tubo} = \frac{1}{h_{fl}\pi D_{int}L_p} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_w L_p} + \frac{L_r}{k_w L_p t} \quad (5.7)$$

Dove t è lo spessore dell'aletta, L_p la lunghezza del condotto, L_r l'altezza dell'aletta, k_w la conducibilità termica del materiale di cui è composta l'aletta e il condotto, D_{ext} e D_{int} sono rispettivamente il diametro esterno ed interno del tubo ed infine h_{fl} il coefficiente di scambio termico del fluido utilizzato.

A questo punto considerando che l'unico meccanismo di scambio termico con l'ambiente estero, nel caso in cui l'ambiente scelto sia quello lunare, è quello radiativo, il calore accumulato sulla superficie dell'aletta verrà espulso nell'ambiente esterno per mezzo solamente dell'irraggiamento.

Per questo motivo, utilizzando l'equazione 5.6, si può scrivere che:

$$\frac{T_1 - T_3}{R_{tot.tubo}} = \varepsilon\sigma A_{sup.aletta} T_3^4 \quad (5.8)$$

L'equazione appena ricavata è rappresentativa del flusso di calore che fluisce all'interno del sistema fluido-tubo-aletta, da irraggiare verso l'ambiente esterno.

5.3 Derivazione del sistema necessario per effettuare il dimensionamento

Una volta derivata l'equazione 5.8, che descrive il meccanismo con cui viene smaltito il calore trasportato dal fluido operativo presente all'interno del fascio tubiero, è possibile ricavare il sistema di equazioni che verrà utilizzato per effettuare il dimensionamento della superficie radiativa necessaria a smaltire il calore accumulato all'interno del sistema di controllo termico MPFL monofase.

Sicuramente la prima equazione da introdurre all'interno del sistema è quella che esprime il bilancio termico tra l'ambiente esterno e la superficie radiativa da dimensionare (equazione 4.7).

Trattandosi di un dimensionamento preliminare, si andranno a trascurare tutti i termini legati all'albedo ed ai raggi infrarossi (IR) emessi dal pianeta, ipotizzando che siano presenti dei dispositivi e delle coperture adeguate a schermare tali superfici da tali carichi termici ambientali. Inoltre si ipotizza che la superficie incidente per la radiazione solare A_{solare} sia, in questo caso, pari alla superficie dell'intero radiatore A_{sup} . Per questo motivo l'equazione 4.7 viene riscritta come segue:

$$A_{sup} \frac{P}{4\pi d^2} \alpha + Q_{int} = A_{sup} \sigma T_3^4 \varepsilon \quad (5.9)$$

La seconda equazione necessaria ai fini del dimensionamento del radiatore è l'equazione 5.8 che tiene conto del meccanismo di trasferimento del calore dal fluido che scorre all'interno di un singolo condotto del fascio tubiero alla superficie esterna radiativa. Tuttavia, facendo riferimento alla configurazione riportata nella figura 5.3, questa equazione può essere anche estesa ad un intero pannello radiativo semplicemente introducendo la resistenza termica totale di un singolo pannello e considerando l'area totale del pannello in esame.

In particolare la resistenza termica totale di un singolo pannello può essere calcolata come la somma della resistenza termica esercitata da ogni singolo sistema fluido-tubo-aletta presente in un pannello.

Si possono quindi scrivere le relazioni per il calcolo della superficie totale e della resistenza termica totale di un singolo pannello:

$$A_{sup.1pann.} = 2 \cdot n_{pip.1pann.} \cdot L_r \cdot L_p \quad (5.10)$$

$$R_{tot.1pann} = n_{pip.1pann.} \cdot R_{tot.1tubo} \quad (5.11)$$

L'equazione 5.10 dell'area totale di un singolo pannello è stata moltiplicata per due in quanto, in prima approssimazione, è possibile affermare che entrambe le facce del pannello radiativo contribuiscono all'irraggiamento del carico termico in ingresso alla superficie verso l'ambiente esterno.

È importante sottolineare che le equazioni 5.10 e 5.11 appena scritte sono state introdotte per poter estendere la validità dell'equazione 5.8 ad un intero pannello.

Inoltre, sfruttando l'analogia fluidodinamica, il carico termico trasportato dal sistema di controllo termico si ripartisce in maniera omogenea all'interno di ogni singolo pannello presente nella configurazione scelta. Per questo motivo è possibile riscrivere l'equazione 5.9 specializzata per un singolo pannello come segue:

$$A_{sup. \ 1 \ pann.} \frac{P}{4\pi d^2} \alpha + \frac{Q_{int}}{n_{pannelli}} = A_{sup. \ 1 \ pann.} \sigma T_3^4 \varepsilon \quad (5.12)$$

Unendo le equazione appena ricavate si ottiene il sistema che permetterà di ricavare il numero di pannelli ($n_{pannelli}$), il numero di tubi presenti all'interno di ogni singolo pannello ($n_{pip.1pann.}$), la temperatura superficiale di ogni singolo pannello radiativo (T_3) ed infine l'area superficiale di ogni singolo pannello ($A_{sup.1pann.}$) per la configurazione scelta.

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{sup.1pann.} \frac{P}{4\pi d^2} \alpha + \frac{Q_{int}}{n_{pannelli}} = A_{sup.1pann.} \sigma T_3^4 \varepsilon \\ \frac{T_1 - T_3}{R_{tot.1pann.}} = \varepsilon \sigma A_{sup.1pann.} T_3^4 \\ A_{sup.1pann.} = 2 \cdot n_{pip. \ 1 \ pann.} \cdot L_r \cdot L_p \\ R_{tot.1pann.} = n_{pip.1pann.} \cdot \left(\frac{1}{h_{fl}\pi D_{int} L_p} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_w L_p} + \frac{L_r}{k_w L_p t} \right) \end{array} \right. \quad (5.13)$$

5.4 Risoluzione numerica del sistema necessario per il dimensionamento

La risoluzione del sistema 5.13 consentirà di effettuare il dimensionamento preliminare della superficie radiativa necessaria allo smaltimento nell'ambiente lunare del carico termico accumulato all'interno del sistema di controllo termico MPFL monofase dimensionato nel capitolo 3.

La risoluzione di tale sistema è stata effettuata in maniera iterativa tramite l'utilizzo del software Matlab attraverso un script che ho creato su misura per il problema trattato.

In questo script è stato inserito il sistema 5.13 e tutte le proprietà del fluido operativo nonché dei materiali utilizzati.

In particolare per le superfici radiative è stata scelta una lega di alluminio Al 6063, mentre per il fascio tubiero è stata scelta una lega Al 6060, a causa dei loro elevati coefficienti di conducibilità termica.

Inoltre è stata scelta una finitura superficiale della superficie radiativa con vernice bianca,

caratterizzata da un basso coefficiente α/ε , al fine di limitare il più possibile l'assorbimento delle radiazioni solari e di massimizzare il più possibile il calore irraggiato verso l'ambiente esterno.

Di seguito vengono elencate le caratteristiche fisiche dei materiali scelti:

- **Fluido Operativo:** Galden HT80
 - Conducibilità termica $k_f = 0.065 \text{ W/mK}$;
 - Calore specifico a pressione costante $c_{pf} = 973 \text{ J/kgK}$;
 - Coefficiente di scambio termico $h_f = 1186.47 \text{ W/m}^2\text{K}$;
 - Densità $\rho_f = 1690 \text{ kg/m}^3$;
- **Materiale fascio tubiero e superficie pannello radiativo:** Lega di alluminio Al 6060 e Al 6063
 - Conducibilità termica $k_{al} = 210 \text{ W/mK}$;
 - Densità $\rho_{al} = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- **Finitura superficiale:** Vernice bianca
 - Emissività $\varepsilon = 0.8$;
 - Assorbanza $\alpha = 0.2$;

Il carico termico (Q_{int}) in ingresso al sistema radiatore formato dagli $n_{pannelli}$ è stato assunto quello massimo di 2 kW.

La temperatura di ingresso del fluido all'interno di ogni condotto del fascio tubiero presente nel pannello T_1 è stata assunta pari a 150°C . È stata imposta questa temperatura T_1 in quanto, grazie a studi effettuati su circuiti di questo tipo, si è notato che per carichi termici di circa 2kW la temperatura del fluido operativo in ingresso al fascio tubiero dei pannelli radiativi si aggirava intorno a tali valori. Inoltre è importante specificare che una temperatura $T_1 = 150^\circ\text{C}$ consente di evitare l'ebollizione del fluido ad una pressione di 4.9 bar.

Un'altro dato importante da calcolare è l'irradianza solare (J_s) a cui è sottoposto il sistema radiativo sulla superficie lunare. Per ricavare il valore di J_s in orbita attorno alla luna è possibile sfruttare la tabella 4.1 in cui viene riportata la percentuale di irradianza solare per diversi pianeti rispetto a quella calcolata per il pianeta terra, che si trova ad una distanza di 1 AU dal sole.

In particolare è noto che l'irradianza solare a cui è soggetto un veicolo spaziale che si trova ad orbitare attorno alla terra è pari a $1361\text{W}/\text{m}^2$. Per questo motivo si ricava che effettivamente il valore dell'irradianza solare per un veicolo spaziale in orbita attorno alla luna sarà pari a quello terrestre. Inoltre, considerando che la luna è priva di atmosfera, il valore di J_s per un veicolo spaziale sulla superficie lunare sarà pari a quello per un veicolo spaziale che si trova ad orbitare attorno alla luna .

```

1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %%%%%%%%%%%%%% DATI %%%%%%%%%%%%%%
5 - global h_f D_int D_ext k_al t_rad Q_int J_sole alpha_rad
6 - global epsilon_rad T_ing sigma L_rad_tot
7
8 - mu_f=9.56*10^-4; %viscosità dinamica [kg/m*sec]
9 - rho_f=1690; %densità fluido [kg/m^3]
10 - T_ing=273+150; %temperatura di ingresso al radiatore [K]
11 - cp_f=973; %calore specifico a pressione costante [j/(kg*K)]
12 - k_f=0.065; %conducibilità termica fluido [W/(m*K)]
13 - h_f=1186.47; %coefficiente di scambio termico [W/(m^2*K)]
14 - k_al=210; %conducibilità termica alluminio [W/(m*K)]
15 - rho_al=2700; %densità alluminio [kg/m^3]
16 - alpha_rad=0.2; %assorbanza finitura superficiale venrice bianca
17 - epsilon_rad=0.8; %emittanza finitura superficiale venrice bianca
18 - J_sole=1361; %irradianza solare totale per la luna [W/m^2]
19 - sigma=5.67*10^-8; %costant di Boltzamn [W/m^2K^4]
20
21 %%%%%%%%%%%%%%
22

```

Figura 5.6: Dati inseriti all'interno dello script Matlab

Una volta introdotte le caratteristiche fisiche dei materiali e del fluido operativo utilizzati, nonché T_1 , J_s e Q_{int} in ingresso al pannello, si è passati alla modellizzazione del problema trattato. In particolare ho deciso di applicare un metodo di risoluzione iterativo del sistema 5.13 imponendo come variabili indipendenti la lunghezza di un singolo condotto L_p , la lunghezza di una singola aletta che compone il pannello L_r , il diametro interno D_{int} ed esterno D_{ext} di un singolo condotto, il numero di pannelli $n_{pannelli}$ e di tubi presenti all'interno di un singolo pannello $n_{pip.1pann.}$. L'intervallo di variazione di tali coefficienti è stato stabilito a priori all'interno dello script, come si può vedere dalla figura 5.7.

```

47 % % [ Lp Lr Npann Npipe D_ext D_int ]
48
49 - lb == [0.10 0.01 1 2 0.004 0.0035 ]
50 - ub == [0.50 0.8 10 20 0.01 0.0085 ]
51

```

Figura 5.7: Intervallo di variazione delle variabili indipendenti del sistema

A questo punto attraverso l'utilizzo della funzione Matlab *optimization* è stato possibile ricavare il punto in cui il sistema risultasse verificato in funzione del valore assunto

dalle variabili indipendenti appena definite.

In particolare, come si può notare dalla figura 5.8, il sistema di equazioni definito all'interno dello script è lo stesso di quello presentato durante la trattazione teorica del paragrafo precedente, fatta eccezione per l'equazione della resistenza termica totale del sistema fluido-condotto-aletta. Si può infatti notare l'assenza del contributo delle singole alette radiative alla resistenza termica totale poiché, trattandosi di un dimensionamento preliminare, si è assunta una temperatura T_3 uniforme lungo tutta la superficie delle alette.

Il sistema verrà risolto in maniera iterativa sostituendo differenti valori di L_p , L_r , $n_{pannelli}$, n_{pip} , D_{ext} e D_{int} finché il coefficiente *somiglianza*, che rappresenta la differenza che sussiste tra il calore irradiato dalla superficie verso l'esterno ed il calore trasmesso dal fascio tubiero alla superficie radiativa, non raggiunga un valore sufficientemente piccolo tale per cui i valori ottenuti per le variabili indipendenti siano effettivamente soluzione del sistema.

Il calcolo giunge a convergenza all'incirca dopo 30 iterazioni con un tasso di errore del 2% che può essere ritenuto accettabile trattandosi di un dimensionamento preliminare.

```

80 - global h_f k_al Q_int J_sole alpha_rad t_rad
81 - global epsilon_rad T_ing sigma
82
83 - Lp = x(1); Lr = x(2); np = x(3); npip = x(4); D_ext = x(5); D_int = x(6);
84 - np = round(np);
85 - npip = round(npip);
86
87 - R_1tubo=(1/(h_f*pi*D_int*Lp))+(log(D_ext/D_int)/(2*pi*k_al*Lp));
88 - Asup = 2*((Lp*Lr*npip)+(npip*D_ext));
89 - %Awet = 2*((Lp*Lr*npip)+(D_ext*Lp))+D_ext*npip*Lr;
90
91 - Rtot = npip*(R_1tubo);
92 - Tsup = (((Q_int/np)+(Asup/2*J_sole*alpha_rad))/(Asup*sigma*epsilon_rad))^(1/4);
93
94 - %%% Q_irradiato_est=destra e Q_sistema_fluido_condotto_aletta=destra %%%
95
96 - sinistra = (T_ing-Tsup)/Rtot;
97 - destra = ((Asup*sigma*epsilon_rad)*Tsup^4);
98
99 - somiglianza = abs(abs(sinistra-destra)/sinistra);
100 - out = somiglianza;
101
102
103 - if mostra
104 -     destra, sinistra, Tsup, Rtot, R_1tubo, Asup, D_int, D_ext, Lp, Lr, npip, np
105 -     scarto = Tsup-T_ing
106 -     Lrtot=(Lr*npip)+(D_ext*npip)
107 - end

```

Figura 5.8: Script Matlab per la risoluzione del sistema di equazioni 5.13

5.5 Risultati ottenuti tramite la risoluzione numerica

I risultati ottenuti tramite la risoluzione numerica del sistema presentato nella sezione 5.3 possono essere riassunti nella tabella 5.2.

Variabile	Valore
T_3	$320.85^\circ K$
$n_{pannelli}$	8
$n_{pip.1pann}$	6
$L_{pannello}$	$0.5 m$
$h_{pannello}$	$0.66 m$
$A_{tot.pannello}$	$0.33 m^2$
$D_{ext.pip}$	$10 mm$
$D_{int.pip}$	$8.5 mm$

Tabella 5.2: Risultati ottenuti dalla risoluzione numerica del sistema 5.13

Come si può notare sia il diametro interno che il diametro esterno del fascio tubiero sono aumentati rispetto ai valori ottenuti durante il dimensionamento del fascio tubiero per il circuito MPFL.

Uniformando il diametro del fascio tubiero dell'intero sistema di controllo termico al diametro ricavato durante il dimensionamento dei pannelli radiativi si otterrebbe sì una diminuzione della potenza richiesta dalla pompa, in quanto si avrebbe una diminuzione della portata e della perdita di pressione, ma si riscontrerebbe anche, a parità di ΔT_{op} , una diminuzione della quantità di calore assorbita dal circuito fluido idraulicamente pressurizzato, poiché legata intrinsecamente alla portata di fluido tramite la relazione 3.27.

Questo andrebbe ad influire negativamente sulle prestazioni del generatore termoelettrico, in quanto un accumulo di carico termico nelle giunzioni termoelettriche comporterebbe un incremento della temperatura media ed una diminuzione dell'efficienza di conversione termoelettrica (equazione 1.1).

La soluzione può essere trovata ipotizzando di avere il fascio tubiero del circuito MPFL di diametro interno differente rispetto a quello del fascio tubiero delle superfici radiative. A questo punto si dovrebbe procedere con il calcolo di un nuovo punto di funzionamento della pompa che dipenderà dai diametri interni scelti per il fascio tubiero del circuito MPFL e delle superfici radiative.

Capitolo 6

Conclusioni ed Implementazioni future

In questo lavoro di tesi è stato mostrato un dimensionamento preliminare di un sistema di controllo termico attivo a circuito fluido pressurizzato meccanicamente (MPFL) e del sistema radiativo in grado di gestire un carico termico massimo di 2 kW prodotto da un generatore termoelettrico a radioisotopi (MMRTG).

In primo luogo è stato necessario ricavare tutte le equazioni indispensabili per eseguire il dimensionamento preliminare dei componenti principali del circuito MPFL e delle superfici radiative in esame.

Si è passato poi alla risoluzione delle equazioni trovate in modo tale da ricavare il dimensionamento effettivo dei componenti. In alcuni casi sono state introdotte delle ipotesi esemplificative per consentire la risoluzione di tali equazioni.

Le dimensioni preliminari dei componenti principali, sia per il circuito MPFL che per le superfici radiative, ottenute tramite la risoluzione delle equazioni ricavate durante la trattazione teorica sono riassunte nelle tabelle 6.1 e 6.2.

È stato quindi possibile individuare una configurazione preliminare sia del circuito MPFL che delle superfici radiative, simile a quelle utilizzate nei rover “Curiosity” e “Perseverance”, come mostrato in figura 6.1

Il dimensionamento preliminare del sistema di controllo termico ottenuto e mostrato in questa trattazione deve essere interpretato come uno studio introduttivo necessario per eseguire, in futuro, un dimensionamento di dettaglio ed ottimizzato di ogni singolo componente presente sia nel circuito MPFL che nelle superfici radiative attraverso la risoluzione numerica delle equazioni ottenute.

Dimensionamento del circuito MPFL	
Variabile	Valore
Q_{int}	2000 <i>W</i>
\dot{m}_{pompa}	0.068 <i>kg/s</i>
v_{fluido}	1.25 <i>m/s</i>
Δp	4.91 <i>bar</i>
P_{pompa}	22.81 <i>W</i>
V_{acc}/V_{circ}	0.033
$L_{circuito}$	95 <i>m</i>
$D_{int.pip}$	6.4 <i>mm</i>

Tabella 6.1: Dimensionamento del circuito MPFL

Dimensionamento dei pannelli radiativi	
Variabile	Valore
T_3	320.85° <i>K</i>
$n_{pannelli}$	8
$n_{pip.1pann}$	6
$L_{pannello}$	0.5 <i>m</i>
$h_{pannello}$	0.66 <i>m</i>
$A_{tot.pannello}$	0.33 <i>m</i> ²
$D_{ext.pip}$	10 <i>mm</i>
$D_{int.pip}$	8.5 <i>mm</i>

Tabella 6.2: Dimensionamento dei pannelli radiativi

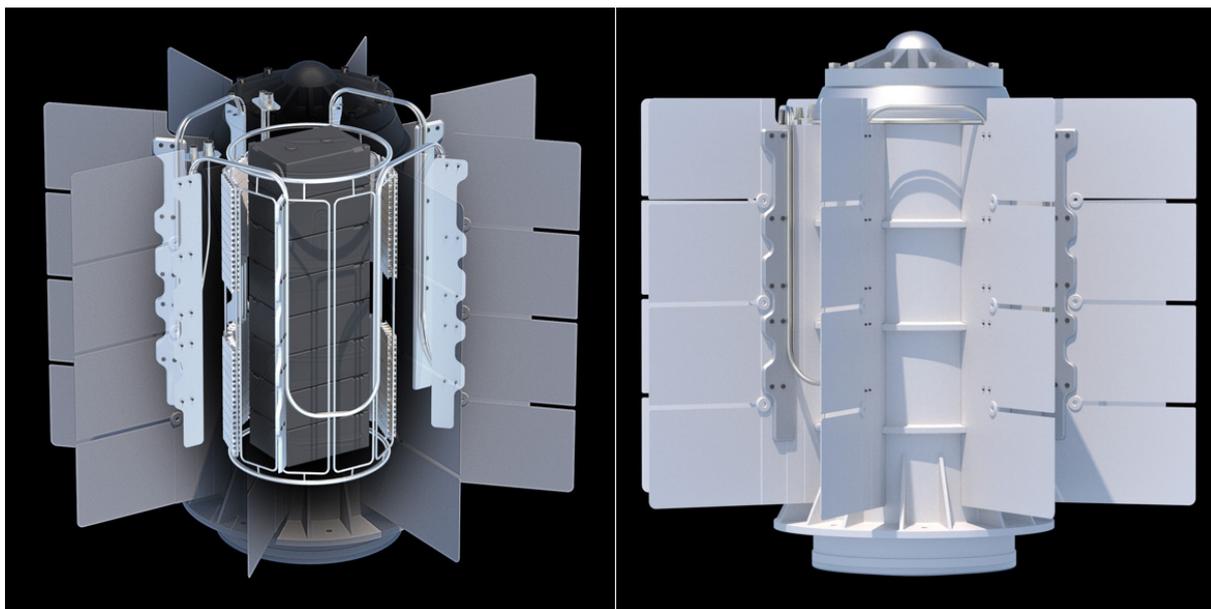


Figura 6.1: Configurazione preliminare utilizzata

Un metodo comunemente utilizzato per calcolare il rateo di trasferimento del carico termico all'interno di scambiatori di calore in assenza di informazioni sufficienti per risolvere le equazioni illustrate in questa trattazione è quello del Number of Transfer Units (NTU). In particolare, nell'analisi degli scambiatori di calore, se le temperature del fluido in entrata e in uscita non sono note a priori e non possono essere stimate si usa il metodo dell'efficacia-NTU.

Uno step di implementazione futura potrebbe essere quello di ricavare un sistema alle derivate parziali, partendo dalle equazioni presentate nei capitoli 3, 4 e 5, da poter risolvere attraverso l'applicazione del metodo dell'efficacia-NTU, ricavando così un dimensionamento ottimizzato per i componenti del sistema radiativo. I dati ottenuti andranno ad influenzare il punto di funzionamento del circuito MPFL e della pompa, che dovrà essere nuovamente calcolato.

Ringraziamenti

Alla fine sono giunto al termine di questa ardua ma splendida avventura. Se sono arrivato al grande giorno della mia laurea lo devo sia a me che a tutte le persone che in questi anni, condividendo esperienze, emozioni, pensieri e volendomi bene, mi hanno permesso di crescere, di diventare quello che sono ora e di raggiungere questo obiettivo.

Prima di tutto voglio ringraziare la mia famiglia, in particolar modo i miei genitori a cui voglio un mondo di bene e che, nonostante il mio carattere difficile e spigoloso, sono sempre stati presenti, incoraggiandomi e sostenendomi sotto ogni aspetto durante questo durissimo percorso, con tutto l'amore che un genitore possa volere al proprio figlio. Sono stati per me, in ogni momento, un punto di appoggio forte e ben saldo. Queste righe non basteranno mai per ringraziarli abbastanza.

Alla mia ragazza, Camilla, che in tutti questi anni ha sopportato il mio umore volubile, condividendo con me gioie e sconfitte rimanendo sempre al mio fianco. Grazie ad un suo piccolo messaggio prima di ogni esame è riuscita sempre a darmi la forza di superare l'ansia e le preoccupazioni. Sicuramente una parte della mia laurea va anche a lei che in questi ultimi anni è stata fonte di forza e motivazione, spronandomi a completare questo percorso arduo.

Ai miei nonni, Enrico ed Alba, che con tanto amore mi hanno sempre supportato durante questi lunghi anni di studio, che alla fine di ogni esame erano lì che aspettavano una telefonata dal nipote per sapere come fosse andato, per poterlo confortare nel caso in cui fosse andato male o per gioire con lui nel caso in cui fosse andato bene. Sicuramente questo traguardo raggiunto è anche vostro, grazie!

Agli amici di sempre, Giovanni e Filippo, che anche a distanza hanno sempre avuto la premura di scrivermi un messaggio o di fare una chiamata per sostenermi ed incoraggiarmi in questo percorso, condividendo con me sia vittorie che sconfitte.

Agli amici conosciuti in questi anni lunghi e duri trascorsi al politecnico con cui ho condiviso tanto e legato ancor di più, Giulio, Alessio, Thony, Riccardo, Augusto, Cristiano e Marika. Siete stati una boccata d'aria fresca in tutto quel mondo incasinato del politecnico.

Al mio grande amico nonché compagno di università, Francesco, con cui ho condiviso tantissimo in questi ultimi due anni, sia dal punto di vista universitario che personale, e con cui ho avuto la fortuna di affrontare insieme la maggior parte delle sessioni di questo percorso di laurea magistrale. Insieme ci siamo fatti forza per superare le difficoltà.

Al professor Maggiore, relatore della mia tesi, che mi ha permesso di portare a termine il percorso di laurea in questi tempi durissimi di pandemia, mostrando nei miei confronti sempre molta disponibilità e gentilezza.

Ecco adesso sicuramente avrò dimenticato qualcuno, perdonatemi ma non posso dilungarmi oltre.

A tutti voi in ogni caso vorrei dire solo una cosa dal profondo del mio cuore, Grazie!

Bibliografia

- [1] https://www.esa.int/Science_Exploration/Human_and_Robotic_Exploration/Helping_Heracles_EL3_to_survive_the_long_cold_dark_nights_on_the_Moon
- [2] https://www.esa.int/Science_Exploration/Human_and_Robotic_Exploration/Exploration/European_Large_Logistics_Lander
- [3] [https://en.wikipedia.org/wiki/HERACLES_\(spacecraft\)](https://en.wikipedia.org/wiki/HERACLES_(spacecraft))
- [4] https://en.wikipedia.org/wiki/Multi-mission_radioisotope_thermoelectric_generator
- [5] <https://www.lpi.usra.edu/opag/meetings/aug2015/posters/2-MMRTG.pdf>
- [6] https://mars.nasa.gov/internal_resources/788/
- [7] David G. Gilmore, T. T. Lam, G.C. Birur, P. Bhandari, “*Spacecraft Thermal Control Handbook-Volume I: Fundamental Technologies*”, The Aerospace Press, El Segundo, California, 2002.
- [8] Jianyin Miao, Qi Zhong, Qiwei Zhao, Xin Zhao, “*Spacecraft Thermal Control Technologies*”, Springer Nature Singapore Pte Ltd, Beijing, China, 2021.
- [9] R.C. van Benthem, W. de Grave, J. van Es, J. Elst, R. Bleuler, T. Tjiptahardja, “*Development of a Mechanically Pumped Fluid Loop for 3-6 kW Payload Cooling*”, National Aerospace Laboratory NLR, Report no. NLR-TP-2009-459, 2010.
- [10] H.J. van Gerner, R.C. Van Benthem , J. van Es, D. Schwaller, S. Lapensée, “*Fluid selection for space thermal control systems*”, 44th International Conference on Environmental Systems, 13-17 July 2014, Tucson, Arizona, Document no. ICES-2014-136.
- [11] J. van Es , T.H. van den Berg, A. van Vliet, Thomas Ganzeboom, H.S.B. Brouwer, S. Elvik, “*Mini Mechanically Pumped Loop Modelling and Design for standardized CubeSat thermal control*”, 50th International Conference on Environmental Systems, 12-16 July 2020, Lisbon, Portugal, Document no. ICES-2020-294.

- [12] Peter Fortescue, John Stark, Graham Swinerd *"Spacecraft Systems Engineering"*, 3rd edition, John Wiley & Sons Ltd, West Sussex, 2003.
- [13] Behzad Mohasel Afshari, Mohsen Abedi and Mehran Shahryari (2017), *"Optimization of a radiator for a MPFL system in a GEO satellite"*, Advances in Aircraft and Spacecraft Science, Vol. 4, No. 6 (2017), 701-709.
- [14] Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt, *"Fundamentals of Heat and Mass Transfer"*, 7th edition, John Wiley & Sons, Jefferson City, 2002.