

# POLITECNICO DI TORINO

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE  
LAUREA MAGISTRALE IN PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI

Tesi di Laurea Magistrale



## **Sviluppo, Ottimizzazione e Caratterizzazione Sperimentale di un Sistema Portatile di Dissalazione Alimentato da Energia Solare per Contesti Emergenziali**

### **Relatori**

Prof. Matteo Fasano  
Prof. Matteo Morciano  
Prof. Alberto Tiraferri  
Ing. Gabriele Copetti

### **Candidato**

Marco Mellacca

Anno Accademico 2025-2026



# Sommario

La crescente scarsità di acqua potabile rappresenta una delle sfide globali più critiche dell'era moderna, intensificata dagli effetti del cambiamento climatico e della crescita demografica. Sebbene alcune tecnologie, come l'osmosi inversa, siano ben consolidate, esse presentano ancora alcune limitazioni per l'applicazione in scenari decentralizzati a causa di elevati consumi energetici e della necessità di infrastrutture complesse. In questo contesto, la distillazione a membrana ad intercapedine d'aria (*AGMD*) rappresenta una valida alternativa data la capacità di operare a basse pressioni e di sfruttare fonti rinnovabili come l'energia solare o il calore di scarto.

Il seguente lavoro di tesi presenta l'evoluzione progettuale, l'assemblaggio e l'analisi sperimentale di un prototipo di dissalatore solare *AGMD* in configurazione *plate-and-frame*. Lo sviluppo prototipale ha seguito un percorso iterativo per ottimizzare i componenti costituenti i moduli, con particolare attenzione al sistema di tenuta, e la procedura di montaggio. L'obiettivo finale è la costruzione di un impianto autonomo di piccola scala (*Small Scale System, SSS*), composto da quattro moduli, facilmente trasportabile e assemblabile sul campo per far fronte a contesti di emergenza o aree isolate.

La validazione del sistema è stata eseguita attraverso test sperimentali svolti sul tetto del Politecnico di Torino. Il setup sperimentale, composto da due moduli identici a quelli sopracitati, ha incluso un sistema per il monitoraggio della produzione del sistema e delle temperature in gioco. L'elaborato si conclude con un'analisi dei risultati ottenuti sperimentalmente e con la validazione del modello numerico in grado di simulare le prestazioni del sistema reale.

# Ringraziamenti

*A Mamma, che ha la pelle dura.  
A Papà, il cui orgoglio sarà sempre il mio obiettivo più grande.  
A Gio, che ha saputo migliorarmi fin da bambino.  
A Gi, che crede in me più di chiunque altro.  
A Tequila, che mi insegnato cosa è la responsabilità.  
Agli amici stretti, quelli che scegli bene, e al tempo privatogli dallo studio, ne berremo  
delle belle.  
A Zii e Cugini, che non hanno mai fatto mancare le belle parole.  
Ai Nonni, per avermi dato un amore che cercherò per sempre di ricambiare.  
Ai Professori, capaci di farmi appassionare.  
E a Me Stesso, per non essere mai contento.*



# Indice

|                                                                             |           |
|-----------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Elenco delle tabelle</b>                                                 | <b>6</b>  |
| <b>Elenco delle figure</b>                                                  | <b>7</b>  |
| <b>1 Introduzione</b>                                                       | <b>10</b> |
| 1.1 Situazione globale . . . . .                                            | 10        |
| 1.2 La soluzione Membrane Distillation . . . . .                            | 12        |
| 1.3 Obiettivi del progetto . . . . .                                        | 14        |
| <b>2 Conoscenze pregresse: Air Gap Membrane Distillation</b>                | <b>15</b> |
| 2.1 Introduzione . . . . .                                                  | 15        |
| 2.2 Fisica del processo . . . . .                                           | 15        |
| 2.2.1 Trasporto di massa . . . . .                                          | 16        |
| 2.2.2 Trasferimento del calore . . . . .                                    | 21        |
| 2.2.3 Configurazione piastra e telaio . . . . .                             | 22        |
| 2.2.4 Applicazioni principali e scenari operativi della configurazione AGMD | 23        |
| <b>3 Metodi</b>                                                             | <b>25</b> |
| 3.1 Sviluppo prototipale . . . . .                                          | 25        |
| 3.1.1 Evoluzione progettuale . . . . .                                      | 25        |
| 3.1.2 Modularità del sistema . . . . .                                      | 33        |
| 3.2 Modellazione strutturale . . . . .                                      | 37        |
| 3.2.1 Spacer . . . . .                                                      | 37        |
| 3.2.2 Accessori . . . . .                                                   | 39        |
| 3.3 Modellazione energetica . . . . .                                       | 43        |
| 3.3.1 Pre-Processing con MATLAB . . . . .                                   | 43        |
| 3.3.2 Soluzione numerica con Simulink . . . . .                             | 45        |
| 3.3.3 Post-Processing . . . . .                                             | 55        |
| 3.4 Setup sperimentale . . . . .                                            | 59        |
| <b>4 Analisi dei Risultati</b>                                              | <b>68</b> |
| 4.1 Risultati sperimentali . . . . .                                        | 68        |
| 4.1.1 Test N.1 . . . . .                                                    | 69        |
| 4.1.2 Test N.2 . . . . .                                                    | 71        |

|          |                                               |    |
|----------|-----------------------------------------------|----|
| 4.1.3    | Test N.3 . . . . .                            | 73 |
| 4.2      | Conferma di validazione del modello . . . . . | 77 |
| 4.3      | Esplorazione del modello . . . . .            | 80 |
| 4.4      | Prospetto di produttività . . . . .           | 82 |
| 4.5      | Considerazioni economiche . . . . .           | 86 |
| <b>5</b> | <b>Conclusioni e Sviluppi</b>                 |    |
|          | <b>Futuri</b>                                 | 90 |

# Elenco delle tabelle

|     |                                                                                                      |    |
|-----|------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1 | Consumi energetici specifici per principali tecnologie di dissalazione (acqua di mare)               | 11 |
| 3.1 | Confronto tra elastomeri RS PRO per corde O-ring                                                     | 30 |
| 3.2 | Proprietà meccaniche e fisiche del PA12 (Nylon 12) per l'analisi FEM                                 | 37 |
| 3.3 | Proprietà meccaniche e fisiche del PLA a 60 °C per l'analisi FEM                                     | 39 |
| 3.4 | Condizioni al contorno per le variabili principali del modello termo-fluidodinamico                  | 52 |
| 3.5 | Condizioni iniziali del modello termo-fluidodinamico accoppiato                                      | 52 |
| 3.6 | Incertezze strumentali                                                                               | 62 |
| 4.1 | Condizioni standard per i test                                                                       | 68 |
| 4.2 | Parametri temporali e durata del test N.1                                                            | 69 |
| 4.3 | Parametri temporali e durata del test N.2                                                            | 71 |
| 4.4 | Parametri temporali e durata del test N.3                                                            | 73 |
| 4.5 | Efficienza termica media dei test                                                                    | 76 |
| 4.6 | Parametri per la <i>Sensitivity Analysis</i>                                                         | 80 |
| 4.7 | Condizioni operative per il prospetto di produttività                                                | 83 |
| 4.8 | STEC per le diverse condizioni di portata e relativo miglioramento ottenuto con le portate ottimali. | 86 |

# Elenco delle figure

|      |                                                                                                                                    |    |
|------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1.1  | Schema di un sistema <i>SSS</i> di osmosi inversa dell'acqua di mare alimentato da energia eolica [1] . . . . .                    | 11 |
| 1.2  | Possibili configurazioni nella tecnologia MD [2] . . . . .                                                                         | 13 |
| 1.3  | Flusso nelle possibili configurazioni di MD [3] . . . . .                                                                          | 14 |
| 2.1  | Flusso di calore ed energia in AGMD [4] . . . . .                                                                                  | 16 |
| 2.2  | Analogia elettrica del (DGM), utilizzata per rappresentare le resistenze al trasporto di massa attraverso la membrana[5] . . . . . | 17 |
| 2.3  | Effetto della concentrazione salina sul flusso di permeato [4] . . . . .                                                           | 20 |
| 2.4  | Effetto spessore <i>air gap</i> sul flusso di permeato [4] . . . . .                                                               | 21 |
| 3.1  | Incollaggio telaio lato <i>cooling</i> . . . . .                                                                                   | 26 |
| 3.2  | Incollaggio telaio lato <i>feed</i> . . . . .                                                                                      | 26 |
| 3.3  | Fase di asciugatura del telaio lato <i>feed</i> . . . . .                                                                          | 27 |
| 3.4  | Superfici caratteristiche di un modulo AGMD <i>plate and frame</i> . . . . .                                                       | 27 |
| 3.5  | Fissaggio dei deflettori con sezione a "I" . . . . .                                                                               | 28 |
| 3.6  | Assemblaggio canale <i>cooling</i> . . . . .                                                                                       | 29 |
| 3.7  | Assemblaggio canale <i>feed</i> . . . . .                                                                                          | 30 |
| 3.8  | Sistema di tenuta . . . . .                                                                                                        | 31 |
| 3.9  | Canale di alimentazione (a sinistra) e quello di raffreddamento al termine dell'assemblaggio . . . . .                             | 31 |
| 3.10 | Assemblaggio finale del modulo . . . . .                                                                                           | 32 |
| 3.11 | Distribuzione della massa tra i vari componenti . . . . .                                                                          | 33 |
| 3.12 | Configurazione serie/parallelo del sistema per il <i>field testing</i> . . . . .                                                   | 35 |
| 3.13 | Configurazione serie/parallelo del sistema impiegato per i test sul tetto . . . . .                                                | 36 |
| 3.14 | Distribuzione tensione equivalente di Von Mises all'interno dello <i>spacer</i> . . . . .                                          | 38 |
| 3.15 | Distribuzione del grado di sicurezza . . . . .                                                                                     | 38 |
| 3.16 | Carico e vincolo agenti sul supporto . . . . .                                                                                     | 40 |
| 3.17 | Distribuzione tensione equivalente di Von Mises [MPa] . . . . .                                                                    | 40 |
| 3.18 | Interfaccia di definizione dei parametri di stampa . . . . .                                                                       | 41 |
| 3.19 | Sequenza di stampa del supporto per moduli . . . . .                                                                               | 42 |
| 3.20 | Modello di pompa peristaltica impiegato . . . . .                                                                                  | 42 |
| 3.21 | Tensione equivalente di Von Mises [MPa] dovuto al peso della pompa . . . . .                                                       | 43 |
| 3.22 | Superficie irraggiata . . . . .                                                                                                    | 44 |
| 3.23 | Area attiva della membrana . . . . .                                                                                               | 45 |
| 3.24 | Layout del modello del sistema intero: moduli, tubi e <i>tank</i> . . . . .                                                        | 46 |

|      |                                                                                                                                                                                                                                                  |    |
|------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.25 | Modellazione del modulo . . . . .                                                                                                                                                                                                                | 46 |
| 3.26 | Modellazione dell'equazione di conservazione dell'energia . . . . .                                                                                                                                                                              | 49 |
| 3.27 | Implementazione Legge di Antoine . . . . .                                                                                                                                                                                                       | 50 |
| 3.28 | Valutazione del calore latente di vaporizzazione con Simulink . . . . .                                                                                                                                                                          | 50 |
| 3.29 | Modellazione del trasporto di massa . . . . .                                                                                                                                                                                                    | 50 |
| 3.30 | Dominio di risoluzione delle <i>PDE</i> . . . . .                                                                                                                                                                                                | 51 |
| 3.31 | Modellazione monodimensionale di tubi e <i>tank</i> . . . . .                                                                                                                                                                                    | 55 |
| 3.32 | Modellazione del sistema avente due moduli serie . . . . .                                                                                                                                                                                       | 58 |
| 3.33 | Struttura di supporto dei moduli e degli accessori durante i test sul tetto .                                                                                                                                                                    | 60 |
| 3.34 | Posizionamento dei moduli sulla struttura di sostegno e connessione in serie<br>dei canali di alimentazione. . . . .                                                                                                                             | 61 |
| 3.35 | Sistema di alimentazione per gli apparecchi elettrici durante il test . . . . .                                                                                                                                                                  | 62 |
| 3.36 | Panoramica del setup sperimentale da diverse angolazioni. . . . .                                                                                                                                                                                | 64 |
| 4.1  | Condizioni climatiche lungo la durata del primo test . . . . .                                                                                                                                                                                   | 69 |
| 4.2  | Andamento dei flussi e della <i>GTI</i> lungo la durata del primo test . . . . .                                                                                                                                                                 | 70 |
| 4.3  | Andamento delle temperature lungo la durata del primo test . . . . .                                                                                                                                                                             | 71 |
| 4.4  | Condizioni climatiche lungo la durata del secondo test . . . . .                                                                                                                                                                                 | 72 |
| 4.5  | Andamento dei flussi e della <i>GTI</i> lungo la durata del secondo test . . . . .                                                                                                                                                               | 72 |
| 4.6  | Andamento delle temperature lungo la durata del secondo test . . . . .                                                                                                                                                                           | 73 |
| 4.7  | Condizioni climatiche lungo la durata del terzo test . . . . .                                                                                                                                                                                   | 74 |
| 4.8  | Andamento dei flussi e della <i>GTI</i> lungo la durata del terzo test . . . . .                                                                                                                                                                 | 74 |
| 4.9  | Andamento delle temperature lungo la durata del terzo test . . . . .                                                                                                                                                                             | 75 |
| 4.10 | Confronto tra le produttività cumulate nei tre test . . . . .                                                                                                                                                                                    | 76 |
| 4.11 | Confronto tra flussi sperimentali e simulati . . . . .                                                                                                                                                                                           | 77 |
| 4.12 | Confronto tra le cumulate dei flussi sperimentali e simulati . . . . .                                                                                                                                                                           | 79 |
| 4.13 | Confronto tra flussi medi sperimentali e simulati . . . . .                                                                                                                                                                                      | 79 |
| 4.14 | <i>Sensitivity Analysis</i> : dipendenza da $\dot{m}_{feed}$ . . . . .                                                                                                                                                                           | 81 |
| 4.15 | <i>Sensitivity Analysis</i> : dipendenza da $\dot{m}_{cool}$ . . . . .                                                                                                                                                                           | 82 |
| 4.16 | <i>GTI</i> ad Eilat, Israele . . . . .                                                                                                                                                                                                           | 83 |
| 4.17 | Andamento temporale dei flussi . . . . .                                                                                                                                                                                                         | 84 |
| 4.18 | Produttività giornaliera ed efficienza energetica media . . . . .                                                                                                                                                                                | 85 |
| 4.19 | Prototipo per il <i>field testing</i> . . . . .                                                                                                                                                                                                  | 86 |
| 4.20 | Distribuzione della massa del prototipo . . . . .                                                                                                                                                                                                | 87 |
| 4.21 | Costi di realizzazione del sistema <i>field testing</i> . . . . .                                                                                                                                                                                | 87 |
| 4.22 | Costi di realizzazione dei quattro moduli. <i>Altro</i> include connessioni pneu-<br>matiche, membrana polimerica, spacer, viti per piastra in polycarbonato,<br>O-ring per viti, dadi, viti per telai, copertura in polycarbonato e guaina. . . | 88 |
| 4.23 | Distribuzione dei costi tra gli accessori del sistema. <i>Altro</i> include tubazioni,<br>sdoppiatori, fascette, serbatoio permeato e setaccio per filtrazione del fluido<br>in ingresso. . . . .                                                | 89 |

*Non si può adorare che l'ignoto.*

[RÉMY DE GOURMONT]

# 1 Introduzione

## 1.1 Situazione globale

L'acqua potabile costituisce una risorsa primaria per la salute umana, la sicurezza alimentare e lo sviluppo socioeconomico. La sua disponibilità, tuttavia, è sempre più minacciata da diversi fattori di natura climatica, demografica, infrastrutturale e ambientale.

La crisi idrica riguarda anche la qualità e la continuità del servizio: in molte zone del mondo, la presenza di inquinanti, abbinata a una scarsa efficienza dei trattamenti, rende l'acqua inutilizzabile dall'uomo. Inoltre, eventi estremi come siccità e alluvioni rendono i sistemi idrici molto vulnerabili [6].

Tutti questi fattori hanno un grande impatto sulla salute pubblica e non solo.

In risposta a queste problematiche, nel campo della dissalazione dell'acqua, sono state sviluppate tecnologie che variano in base al principio di funzionamento. Tra esse:

- Osmosi inversa (*RO*): processo a membrana in cui una pressione superiore a quella osmotica forza il passaggio dell'acqua, dal lato più concentrato a quello meno, attraverso una membrana semipermeabile che trattiene i soluti disciolti. [7]
- Distillazione multi-effetto (*MED*): basata su una serie di stadi a pressione decrescente dove l'acqua di mare evapora e il calore latente viene usato per innescare un processo di evaporazione-condensazione in cascata [8]
- Distillazione a flash multistadio (*MSF*): anch'essa in camere a pressione decrescente in cui l'acqua salata si trasforma in vapore che viene separato e fatto condensare per ottenere acqua dolce. [9]
- Elettrodialisi *ED*: basata sul trasporto selettivo di ioni attraverso membrane a scambio ionico sotto l'azione di un campo elettromagnetico [10].
- Distillazione a membrana *MD*: processo di separazione termica in cui una membrana microporosa idrofobica consente il passaggio del solo vapore acqueo, generato da una differenza di pressione di vapore dovuta a un gradiente di temperatura tra i due lati della membrana. [2]. Questa è la tecnologia applicata dai prototipi sviluppati, per questo, infatti, è approfondita nelle pagine successive di questo elaborato.

Un parametro comune in letteratura per caratterizzare l'efficienza energetica di questi processi è il consumo energetico specifico (Specific Energy Consumption, *SEC*), i cui valori indicativi per le diverse tecnologie sono riassunti in Tabella 1.1.

Tabella 1.1: Consumi energetici specifici per principali tecnologie di dissalazione (acqua di mare)

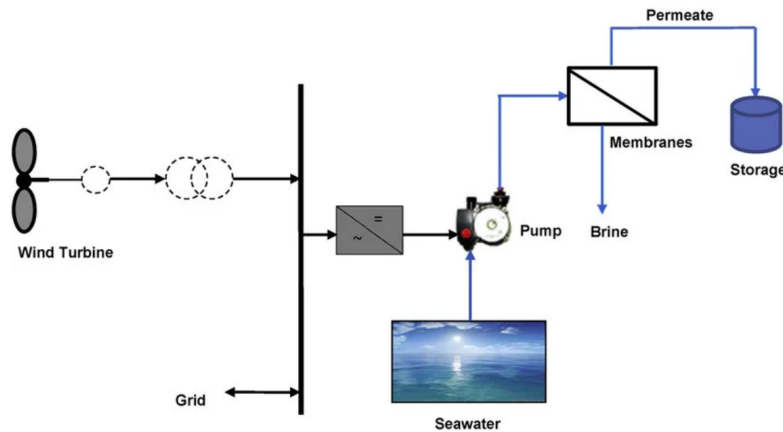
| Tecnologia                          | Consumo energetico ( $SEC$ )(kWh/m <sup>3</sup> ) |
|-------------------------------------|---------------------------------------------------|
| RO (Osmosi inversa)                 | 2.5–4.5 [11]                                      |
| MED (Multi-Effect Distillation)     | 8–12 [8]                                          |
| MSF (Multi-Stage Flash)             | 15–25 [8]                                         |
| MD (Air Gap Membrane Distillation)  | 100–2000 [12]                                     |
| ED (Elettrodialisi, brackish water) | 1–3.5 [10]                                        |

In riferimento alla Tabella 1.1 è bene precisare che i valori di  $SEC$  riportati non sono direttamente confrontabili: per  $RO$  ed  $ED$  il consumo è di natura elettrica, mentre per  $MED$ ,  $MSF$  e  $MD$  è prevalentemente di natura termica. Nel caso della  $MD$  il confronto non è direttamente applicabile anche per la natura dell'energia termica (solare, di scarto, ecc.).

Al di là delle considerazioni energetiche, in presenza di calamità naturali, la fornitura d'acqua potabile è una priorità assoluta, tuttavia, gli impianti di trattamento centralizzati mostrano forti limiti e sono spesso messi fuori gioco da interruzioni di energia elettrica e danni strutturali. Per questo motivo si evidenzia la necessità stringente di implementare sistemi di approvvigionamento idrico di emergenza modulari, mobili o portatili [13].

Di conseguenza, sta emergendo un forte interesse verso sistemi di trattamento decentralizzati di tipo *Point-of-Use* (POU) o *Small-Scale Systems* (SSS) [14]. I primi depurano quantitativi ridotti di acqua, ideali per il consumo individuale, mentre i secondi servono più famiglie, ad esempio in villaggi rurali.

Un esempio di sistema  $SSS$  è riportato in Figura 1.1.

Figura 1.1: Schema di un sistema  $SSS$  di osmosi inversa dell'acqua di mare alimentato da energia eolica [1]

Sebbene ciascuna delle tecnologie introdotte abbia specifici campi di impiego, la scelta del processo di dissalazione dipende fortemente dalle condizioni operative, dal tipo e dalla



quantità di energia disponibile e dalle caratteristiche del fluido da trattare.

Confrontando le principali tipologie di sistemi di dissalazione (*RO*, *MED*, *MSF* e *ED*), la scelta di sviluppare un prototipo a distillazione a membrana deriva da considerazioni operative e progettuali.

Per cominciare, la *MD*, a differenza della *RO*, opera a pressioni simili a quella atmosferica, quindi i requisiti strutturali si riducono, semplificando la progettazione modulare del sistema. Inoltre, questa scelta non necessita di temperature elevate come per *MED* o *MSF* ed è quindi più adatta a configurazioni decentralizzate che sfruttano energie rinnovabili, come quella solare.

In aggiunta, per concentrazioni saline più elevate, l'efficienza energetica dell'*ED* cala, risultando meno applicabile a sistemi di desalinizzazione di acqua marina. Anche a livello di implementazione, i sistemi *ED*, *MED* e *MSF* risultano più complessi e meno adatti a un prototipo come quello analizzato che deve essere fruibile anche da personale non specializzato.

La distillazione a membrana rappresenta quindi una tecnologia promettente in questo scenario. Il processo è basato sul trasporto di vapore attraverso una membrana idrofobica microporosa e può operare a basse temperature, sfruttando anche fonti di calore rinnovabili, come l'energia solare, o di scarto. Inoltre, la *MD* consente elevate reiezioni saline anche nel trattamento di soluzioni ad alta concentrazione [2, 15]. La natura modulare dei sistemi *MD* ne favorisce infine l'impiego in configurazioni decentralizzate e di piccola scala, come dimostrato anche dallo sviluppo di sistemi portatili alimentati da energia solare [16, 3].

## 1.2 La soluzione Membrane Distillation

In questo contesto di transizione energetica ed ecologica, la distillazione a membrana (*MD*) possiede un elevato potenziale. La *MD* è un processo di separazione guidato termicamente, quindi non isotermico, conosciuto dalla seconda metà del ventesimo secolo e ancora in fase di sviluppo [2]. Questo processo consiste in un trasporto di vapore il cui *driving factor* è la differenza di pressione di vapore ai due lati di una membrana idrofobica e porosa, attraverso cui si ha un trasferimento simultaneo di energia (calore) e massa.

L'applicazione di maggior interesse è sicuramente la dissalazione per la produzione di acqua distillata da acqua di mare, salmastra o soluzioni saline ad alta concentrazione, il processo ha ulteriori campi di impiego tra cui la concentrazione e la purificazione di prodotti rispettivamente dell'industria alimentare e farmaceutica [2].

L'interesse verso questo processo è aumentato di pari passo con i progressi ottenuti nella produzione di membrane, infatti, nonostante fosse stato brevettato da Bodell nel 1963 [2], solo negli anni '80 la ricerca esplose grazie all'avvento di membrane migliori (PTFE, PP, PVDF) mentre dagli anni '90 la ricerca si spostò sull'efficienza energetica e sull'approvvigionamento da fonti rinnovabili.

Le diverse possibili configurazioni di *MD*, riassunte in Figura 1.2, sono:

- a) Distillazione a membrana a contatto diretto (DCMD o LGDCMD): è la più semplice, l'alimentazione evapora e condensa nel permeato (acqua distillata), entrambi sono a contatto diretto con la membrana.

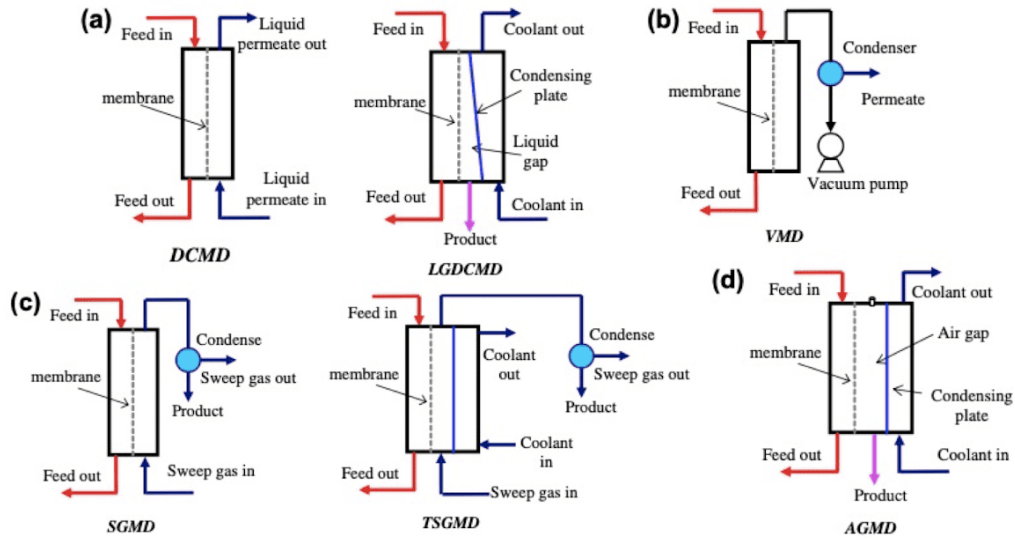


Figura 1.2: Possibili configurazioni nella tecnologia MD [2]

- b) Distillazione a membrana sottovuoto (VMD): viene creato il vuoto lato permeato e il vapore estratto dai pori è condensato esternamente al modulo.
- c) Distillazione a membrana a gas trascinante (SGMD o TSGMD): è presente un gas inerte che trasporta il vapore dal permeato verso un condensatore esterno.
- d) Distillazione a membrana ad intercapedine d'aria (AGMD): è il processo analizzato in questo elaborato e consiste in un'intercapedine d'aria attraversata dal vapore che condensa su una superficie fredda, lo strato d'aria ostacola, come per SGMD, le perdite di calore per conduzione.

In tutti i casi appena citati, è necessario che la membrana sia porosa, idrofobica e a contatto con almeno una fase liquida, e che ci sia una differenza di vapore tra i due lati della membrana in quanto questa differenza di pressione parziale rappresenta la *driving force*. Inoltre, il liquido non deve penetrare nei pori, a meno che non si raggiunga la pressione di ingresso *LEP-Liquid Entry Pressure*.

Uno schema di come avviene il flusso nei vari casi è riportato in Figura 1.3.

Nonostante i vantaggi evidenziati precedentemente, alcune limitazioni devono essere sottolineate riguardo la *MD*: la produttività del processo risulta generalmente inferiore rispetto a tecnologie consolidate come l'*RO*, a causa del limite imposto dal trasferimento di calore e massa attraverso la membrana. Inoltre, l'efficienza energetica è fortemente influenzata dalle perdite termiche per conduzione analizzate in seguito. Un'ulteriore criticità è rappresentata dalla sensibilità alle condizioni operative, in particolare alla temperatura del *feed*, che influisce direttamente sul flusso di permeato. Infine, fenomeni di *fouling* e bagnamento della membrana possono compromettere le prestazioni e la stabilità del processo nel tempo.

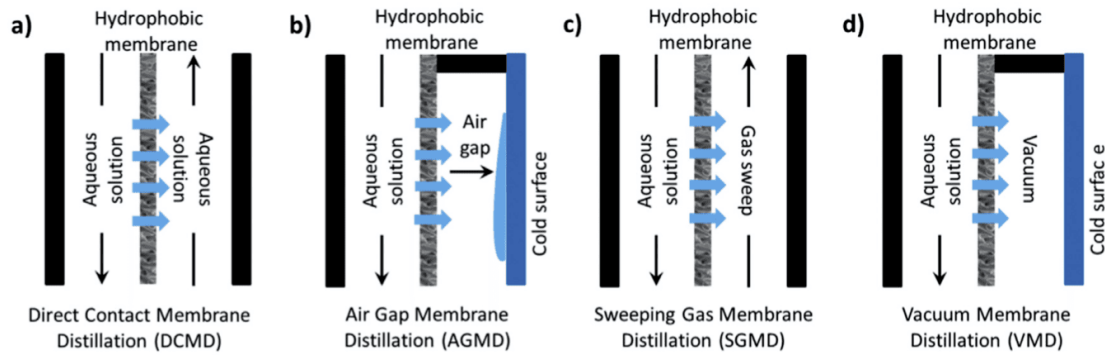


Figura 1.3: Flusso nelle possibili configurazioni di MD [3]

### 1.3 Obiettivi del progetto

Il progetto in analisi in questo elaborato ha proprio l'obiettivo di sviluppare un prototipo di dissalazione solare *SSS*, composto da quattro moduli *AGMD* da spedire per effettuare il *field testing* ad Eilat, in Israele.

Tuttavia, per effettuare un'analisi sperimentale dei prototipi sul tetto del Politecnico di Torino, si è deciso di realizzare due unità di dissalazione in più, per un totale di sei. Questa scelta si è resa necessaria per favorire il raggiungimento del tetto con un *setup* già pronto per il funzionamento. I passi eseguiti sono quindi:

- Sviluppo di sei unità di dissalazione e dei componenti ad esse connessi.
- Realizzazione di due supporti di sostegno accessoriati per il funzionamento dei due sistemi.
- Analisi sperimentale delle performance del sistema di dimensioni ridotte.
- Conferma di validazione del modello numerico in grado di simulare le performance del sistema.
- Ottimizzazione numerica dei valori di portata di alimentazione e refrigerante per massimizzare la produttività.
- Simulazione numerica delle performance del sistema dedicato al *field testing* in mesi specifici.
- Analisi dei costi di realizzazione del sistema a quattro moduli

In generale, si vuole dimostrare che la distillazione a membrana rappresenta una risposta concreta ad un sistema idrico globale vulnerabile.

## 2 Conoscenze pregresse: Air Gap Membrane Distillation

### 2.1 Introduzione

La distillazione a membrana, come riassunto in Figura 1.2, può avvenire secondo diverse configurazioni. Tale scelta influenza profondamente il trasporto del calore, il trasporto della massa e, di conseguenza, le prestazioni del processo.

Tra le varie configurazioni, la distillazione a membrana con intercapedine d'aria (AGMD) rappresenta un buon compromesso tra efficienza termica, semplicità costruttiva e possibilità di integrazione in sistemi di piccola scala. Rispetto alla DCMD, la presenza dell'intercapedine d'aria limita le perdite di calore per conduzione, mentre rispetto alle configurazioni VMD e SGMD evita l'impiego di componenti ausiliari quali pompe da vuoto o circuiti per gas di trascinamento.

La configurazione AGMD viene chiamata così per la presenza di un *air gap* stagnante tra la membrana e la superficie di condensazione, proprio dove viene alloggiato lo *spacer*.

Il vapore, dopo aver attraversato i pori della membrana, attraversa l'intercapedine fino alla superficie di condensazione sulla quale, per gravità, procede fino al foro di uscita del distillato. Per questo motivo, lo *spacer*, atto a mantenere lo spessore dell'*air gap* circa costante, deve avere una forma tale da permettere il deflusso del permeato evitando di ostacolarlo.

La presenza di questa intercapedine ha due effetti contrastanti sui due fenomeni dominanti nella distillazione a membrana: da una parte, lo strato d'aria, avendo bassa conducibilità, agisce da isolante e riduce le perdite di calore per conduzione attraverso la membrana; a livello di flussi, invece, agisce come un ostacolo, generando una resistenza aggiuntiva e riducendo il flusso di permeato.

Uno schema illustrativo della configurazione è riportato in Figura 2.1.

### 2.2 Fisica del processo

Come già anticipato, il trasferimento di massa e di calore avviene simultaneamente ed è strettamente correlato.

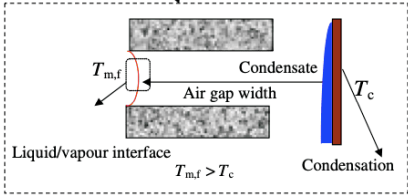


Figura 2.1: Flusso di calore ed energia in AGMD [4]

### 2.2.1 Trasporto di massa

Il flusso di massa è proporzionale alla differenza di vapore presente ai due lati della membrana secondo la seguente relazione:

$$J = K(P_{fm} - P_c) \quad (2.1)$$

dove:

- $J$  è il flusso di massa del permeato [kg/m<sup>2</sup>s];
- $K$  è il coefficiente di trasferimento di massa globale [s/m];
- $P_{fm}$  è la pressione parziale di vapore all'interfaccia liquido/membrana lato alimentazione [Pa];
- $P_c$  è la pressione parziale di vapore sulla superficie di condensazione fredda [Pa].

Questa differenza di pressione è generata dalla differenza di temperatura tra il fluido caldo (*feed*) e l'*air gap* raffreddato dal circuito di *cooling* attraverso la superficie di condensazione.

Nel dettaglio, il trasporto di massa attraverso i pori della membrana è un fenomeno complesso e composto da tre meccanismi i quali sono definiti dal Numero di Knudsen, definito come:

$$Kn = \frac{\lambda}{d_p} \quad (2.2)$$

dove  $d_p$  è il diametro dei pori della membrana mentre

$$\lambda = \frac{k_B T}{\sqrt{2} \pi P d_m^2} \quad (2.3)$$

- $\lambda$  è il cammino libero medio [m];
- $k_B$  è la costante di Boltzmann [ $1.38 \times 10^{-23}$  J/K];
- $T$  è la temperatura assoluta [K];
- $P$  è la pressione totale del gas [Pa];
- $d_m$  è il diametro collisionale della molecola [m].

Se il numero di Knudsen risulta essere maggiore dell'unità significa che le molecole collidono più frequentemente con le pareti della membrana che tra di loro, se inferiore a 0,01 vale l'esatto opposto. Frequentemente, questo valore si trova nel mezzo, si ha pertanto un regime di transizione (Knudsen-Diffusione molecolare). A questi due meccanismi se ne aggiunge un terzo, il flusso viscoso o di Poiseuille, che generalmente viene trascurato dato che è guidato da un gradiente di pressione totale che nella MD è praticamente nullo.

Per combinare i contributi della diffusione di Knudsen, della diffusione molecolare e del flusso viscoso e per tenere conto della presenza di due fasi, aria e vapore, durante il trasporto attraverso la membrana si utilizza il *Dusty Gas Model* (DGM) [5].

Questo approccio fornisce una relazione generale per il trasporto di una miscela di gas attraverso un mezzo poroso, descrivendo quest'ultimo come un composto di particelle di polvere, da qui *dusty*, sospese nello spazio. Il DGM permette di accoppiare i tre fenomeni usando l'analogia elettrica: il flusso totale è ostacolato dal parallelo tra la resistenza di Poiseuille e la risultante della serie tra la resistenza di Knudsen e quella molecolare, così come riportato in Figura 2.2.

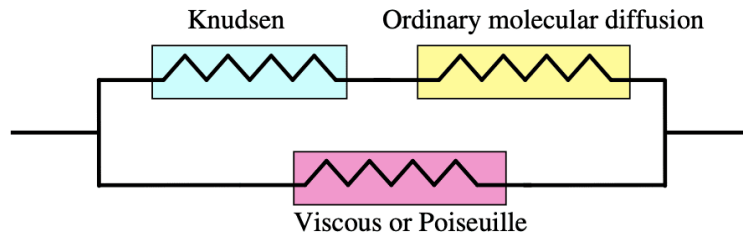


Figura 2.2: Analogia elettrica del (DGM), utilizzata per rappresentare le resistenze al trasporto di massa attraverso la membrana[5]

Per quantificare i due contributi diffusivi (Knudsen e molecolare) che compongono il ramo in serie del circuito equivalente, si definiscono rispettivamente il coefficiente di diffusione di Knudsen  $D_{wK}$  e il coefficiente di diffusione molecolare vapore-aria  $D_{wa}$ . Il

primo descrive il trasporto dominante quando le collisioni molecola-parete prevalgono su quelle molecola-molecola secondo la relazione:

$$D_{wK} = \frac{8r}{3} \sqrt{\frac{RT}{2\pi M_{H_2O}}} \quad (2.4)$$

dove:

- $D_{wK}$  è il coefficiente di diffusione di Knudsen [ $\text{m}^2/\text{s}$ ];
- $r$  è il raggio medio dei pori della membrana [ $\text{m}$ ];
- $R$  è la costante universale dei gas [ $8.314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ ];
- $T$  è la temperatura media di ciascun nodo all'interfaccia membrana-feed [ $\text{K}$ ];
- $M_{H_2O}$  è la massa molecolare dell'acqua [ $\text{kg}/\text{mol}$ ].

Il secondo descrive invece il regime opposto, in cui a dominare sono le collisioni tra le molecole di vapore e quelle d'aria, ed è espresso dalla correlazione:

$$D_{wa} = \frac{1.19 \times 10^{-4} \times T^{1.75}}{P} \quad (2.5)$$

dove:

- $D_{wa}$  è il coefficiente di diffusione molecolare vapore-aria [ $\text{m}^2/\text{s}$ ];
- $P$  è la pressione totale nel modulo [ $\text{Pa}$ ];
- $1.19 \times 10^{-4}$  è una costante empirica.

Trascurando il contributo del flusso viscoso di Poiseuille, il circuito equivalente di Figura 2.2 si riduce alla sola serie tra la resistenza di Knudsen e quella molecolare all'interno della membrana, a cui si aggiunge, sempre in serie, la resistenza offerta dall'intercapedine d'aria al passaggio del vapore. La resistenza globale al trasporto di massa risulta quindi:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\frac{\varepsilon P D_{wa} M_{H_2O}}{p_a \tau R T \delta_m}} + \frac{1}{\frac{2 M_{H_2O} \varepsilon r}{3 R T \delta_m \tau} \sqrt{\frac{8 R T}{\pi M_{H_2O}}}} + \frac{1}{\frac{P D_{wa} M_{H_2O}}{p_a R T \delta_{ag}}} \quad (2.6)$$

dove:

- $1/K$  è la resistenza globale al trasporto di massa [ $\text{s}/\text{m}$ ];
- $\varepsilon$  è la porosità della membrana;
- $\tau$  è la tortuosità dei pori;
- $\delta_m$  e  $\delta_{ag}$  sono rispettivamente gli spessori della membrana e dell'*air gap* [ $\text{m}$ ];
- $p_a$  è la pressione parziale dell'aria stagnante [ $\text{Pa}$ ].

Il *DGM* permette di includere l'interazione tra vapore e struttura porosa della membrana per completare lo studio dell'interazione tra vapore e aria attraverso la legge di Stefan Maxwell.

Il flusso di vapore è valutato attraverso la seguente relazione, derivante proprio dall'applicazione del *Dusty Gas Model (DGM)* alla legge di Stefan-Maxwell.

$$J = C_1 \ln \left[ \frac{1 + \frac{D_{wa}}{D_{wk}} - x_w^{film} - \frac{C_2/C_1}{1/(KP)}(x_w^{mf} - x_w^{film})}{1 + \frac{D_{wa}}{D_{wk}} - x_w^{mf}} \right] \quad (2.7)$$

dove:

- $J$  è il flusso di massa specifico di vapore [ $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ];
- $C_1$  è il coefficiente di trasporto globale della membrana, definito come  $C_1 = \frac{M_w P \varepsilon D_{wa}}{RT \tau \delta_m}$ ;
- $C_2$  è il parametro geometrico adimensionale del modulo, definito come  $C_2 = \frac{\varepsilon \delta_{ag}}{\tau \delta_m}$ ;
- $D_{wa}$  è il coefficiente di diffusione molecolare vapore-aria [ $\text{m}^2/\text{s}$ ];
- $D_{wk}$  è il coefficiente di diffusione di Knudsen all'interno dei pori [ $\text{m}^2/\text{s}$ ];
- $x_w^{mf}$  è la frazione molare del vapore all'interfaccia membrana-feed;
- $x_w^{film}$  è la frazione molare del vapore all'interfaccia del film di condensazione;
- $1/(KP)$  rappresenta la resistenza globale al trasporto data dalla serie delle resistenze di membrana e *air gap*;
- $\varepsilon$ ,  $\tau$ ,  $\delta_m$  e  $\delta_{ag}$  rappresentano rispettivamente la porosità, la tortuosità, lo spessore della membrana e lo spessore dell'intercapedine d'aria.

Infine, l'anello mancante per il calcolo del flusso è il calcolo delle frazioni molari del vapore all'interfaccia membrana-feed e sulla superficie del film condensato:

$$x_w^{mf} = \frac{a(Y_{mf}) \cdot p_v(T_{mf})}{P} \quad , \quad x_w^{film} = \frac{a(Y_{film}) \cdot p_v(T_{film})}{P} \quad (2.8)$$

dove i termini rappresentano:

- $x_w^{mf}$  e  $x_w^{film}$ : Frazioni molari del vapore acqueo rispettivamente lato evaporazione (membrana) e lato condensazione [-];
- $p_v(T)$ : Pressione di vapore saturo calcolata alla temperatura locale  $T$  tramite la legge di Antoine [Pa];
- $a(Y)$ : Attività dell'acqua, per correggere la tensione di vapore in funzione della frazione massica di salinità  $Y$  secondo la Legge di Raoult [-];
- $P$ : Pressione totale all'interno del modulo.



Si evince che il flusso di vapore risulta essere funzione di molte grandezze fisiche, di seguito si analizzano le principali e i loro effetti:

- Temperatura lato *feed*: il flusso aumenta quasi esponenzialmente dato che aumenta la pressione di vapore ma oltre un certo valore si incorre nel rischio di bagnamento della membrana;
- Temperatura lato *cooling*: in contrapposizione con quanto visto lato *feed*, abbassando la temperatura si riduce la pressione di vapore aumentando il  $\Delta$  tra i due lati.
- Portata di alimentazione: aumentandola si riduce lo strato limite termico del *feed*, si riduce quindi la polarizzazione termica e si aumenta la produttività. Portate più alte significa tempi di residenza nel canale minori e, nel caso in cui la fonte di calore fosse l'irraggiamento solare, questo implica un minore assorbimento di calore. Esiste quindi un valore di velocità che rappresenta un compromesso tra i due effetti.
- Portata lato freddo: è meno rilevante della precedente ma sicuramente è bene non far riscaldare il fluido raffreddante, le portate saranno quindi maggiori per aumentare la produttività;
- Concentrazione salina: la citata Legge di Raoult descrive come la pressione di vapore si riduce, inoltre, si evidenzia una riduzione del coefficiente di scambio termico. Questi effetti, visibili in Figura 2.3, non risultano rilevanti come nel caso di RO.

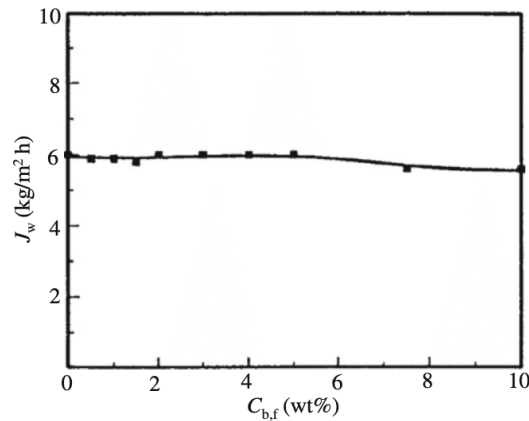


Figura 2.3: Effetto della concentrazione salina sul flusso di permeato [4]

- Spessore intercapedine d'aria: La resistenza offerta dall'*air gap* è descritta dalla seguente relazione:

$$R_{ag} = \frac{P_{a,lm}RT\delta_{ag}}{PD_{wa}M_{H_2O}} \quad (2.9)$$

Graficamente la dipendenza del flusso da questo parametro è descritta dalla Figura 2.4: Tuttavia, questo grafico non descrive l'effetto benefico di uno spessore maggiore che comporta una riduzione delle perdite per conduzione.

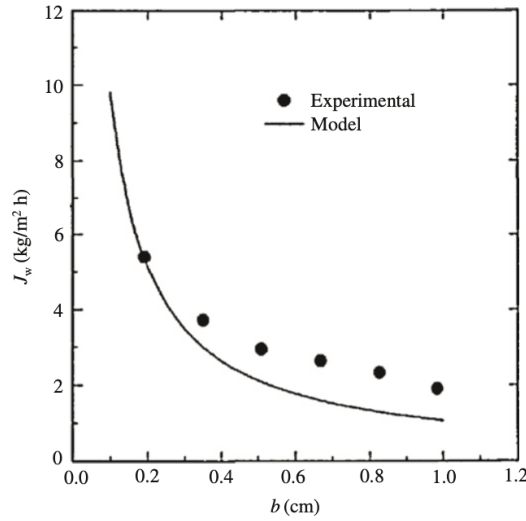


Figura 2.4: Effetto spessore *air gap* sul flusso di permeato [4]

- Parametri di membrana: a influenzare il flusso vi è lo spessore, in modo meno marcato dell'*air gap* perché molto minore, e la porosità che, aumentando, riduce la resistenza al flusso e aumenta quella termica. L'aumentare del primo parametro incrementa il valore della resistenza offerta dalla membrana al trasferimento di massa, riducendo il flusso di permeato; nella configurazione AGMD tale effetto risulta trascurabile dato che l'altezza dell'intercapedine generalmente molto maggiore rispetto allo spessore della membrana. La porosità di quest'ultima non presenta un'influenza diretta significativa in condizioni AGMD, tuttavia, un aumento della porosità riduce la conducibilità termica della membrana riducendo le perdite di calore attraverso essa.

### 2.2.2 Trasferimento del calore

L'energia trasportata in un processo AGMD è sotto forma di calore: va dal centro del *feed* all'interfaccia con la membrana, attraversa la membrana e l'intercapedine d'aria giungendo alla superficie fredda di condensazione e ceduto in parte per conduzione al fluido raffreddante.

Il calore è trasportato in tre meccanismi in parallelo differenti, la relazione che lo descrive è quindi:

$$Q = Q_v + Q_{cond.} + Q_{conv.} + Q_r \quad (2.10)$$

dove:

- $Q$  è il flusso totale di calore.
- $Q_v$  è l'effetto utile del processo ed è trasportato dalle molecole di vapore che evaporano dall'interfaccia *feed*-membrana e condensano sulla superficie fredda.

- $Q_{cond.}$  è la perdita di calore dovuta allo scambio termico conduttivo attraverso membrana, *air gap* e superficie di condensazione. Da qui si evince l'importanza di un'intercapedine non troppo sottile.
- $Q_{conv.}$  lato *cooling* è la perdita di calore che viene prelevata e trasportata dal fluido raffreddante aumentandone la temperatura. Lato *feed* è il meccanismo con cui viene riscaldato il fluido all'interfaccia con la membrana per generare un  $\Delta P_{vap}$  ed è:

$$Q_{conv,f} = h_f(T_{b,f} - T_{m,f}) \quad (2.11)$$

- $Q_r$  è il trasferimento radiativo che viene spesso trascurato dato che le temperature in gioco non sono elevate come per altri processi.

Il calore  $Q$ , fornito all'alimentazione, può avere diverse provenienze anche a seconda della destinazione del modulo AGMD, principalmente il riscaldamento dell'alimentazione avviene sfruttando l'energia solare con collettori. Tuttavia, impieghi industriali della tecnologia possono sfruttare il calore di scarto per aumentare l'efficienza energetica dei processi.

L'evaporazione di liquido all'interfaccia con la membrana è un processo endotermico, richiede energia affinché avvenga, e per questo motivo la temperatura tende ad abbassarsi proprio nella zona in cui dovrebbe risultare massima per garantire un'alta pressione di vapore. Questo fenomeno è noto come polarizzazione termica ed è bilanciato dalla convezione interna al *feed* parallela alla direzione del flusso di permeato.

Per valutare la qualità del processo è possibile valutare l'efficienza termica del processo secondo la seguente relazione:

$$\eta = \frac{m_p \cdot H}{E_{in} \cdot 3600} \quad (2.12)$$

dove:

- $m_p$  è la massa di permeato prodotta [kg]
- $H$  è il calore latente di vaporizzazione [kJ/kg]
- $E_{in}$  è la quantità di energia solare incidente sul piano inclinato, valutata come  $E_{in} = GTI \cdot \Delta t \cdot A_{irr}$  [kWh].

### 2.2.3 Configurazione piastra e telaio

La distillazione a membrana può essere eseguita con diverse configurazioni operative. Oltre al tipo di membrana, tra cui quelle piane, capillari o a fibra cava, anche la forma del modulo riveste una possibile alternativa.

Gran parte dei moduli a membrana sono a piastra e telaio (o *plate-and-frame*) per la loro versatilità e semplicità di costruzione. A differenza dei moduli a spirale avvolta o tubolari la membrana è facilmente rimovibile e lavabile.

In linea generale, il telaio di un modulo MD deve soddisfare diversi requisiti tecnologici. Innanzitutto, deve supportare meccanicamente la membrana per farla resistere alle pressioni operative. Inoltre, non deve occupare la superficie attiva della membrana per

garantire un flusso omogeneamente distribuito. Un altro aspetto è la riduzione della polarizzazione termica e di concentrazione e la riduzione della velocità di percorrenza del modulo da parte dei fluidi che può essere ottenuta con l'utilizzo di canali. Deve in più avere massima densità di impaccamento, cioè un alto rapporto tra area attiva e volume o massa. Infine, deve minimizzare le perdite di calore verso l'ambiente esterno e le perdite di carico nei canali che aumentano i costi energetici relativi al pompaggio [17].

I componenti di un modulo *plate-and-frame* sono:

- Telaio in materiale plastico rigido o in acciaio
- Piastra sommitale in acciaio e di colore nero opaco per assorbire il massimo della radiazione solare e condurla facilmente, tipica della *Solar Membrane Distillation (SMD)*
- Canali ottenuti con i distanziatori delle piastre
- Membrana
- *Spacer*: rete in materiale plastico che mantiene separata la membrana dalla superficie di condensazione.
- Superficie di condensazione in acciaio.
- Piastra inferiore in acciaio o materiale plastico rigido
- Guarnizioni tra i vari strati per prevenire perdite di fluido.
- Superficie trasparente in vetro o plexiglass per mantenere pulita la superficie irradiata e creare un effetto serra al di sopra di essa.

In linea generale i moduli AGMD lavorano con soluzioni saline calde e quindi i materiali devono essere resistenti alla corrosione, isolanti termici e stabili termicamente.

Un esempio di modulo con configurazione piastra e telaio, con il montaggio analizzato passo per passo è descritto nel seguente capitolo.

## 2.2.4 Applicazioni principali e scenari operativi della configurazione AGMD

La versatilità, la compattezza e la robustezza dei moduli a piastra e telaio rende questa configurazione idonea ad un'ampia gamma di applicazioni strategiche. In particolare, si evidenzia un interesse crescente verso i sistemi distribuiti e decentralizzati alimentati da energie rinnovabili [16]. Trattandosi di un processo guidato termicamente, la distillazione a membrana non risente delle limitazioni osmotiche tipiche dei sistemi a gradiente di pressione, consentendo il trattamento efficace di fluidi con proprietà complesse.

Una delle applicazioni di maggiore rilievo risiede nella desalinizzazione di acque marine e salmastre in aree rurali, remote o caratterizzate da severa scarsità idrica, dove l'allacciamento a reti elettriche o idriche centralizzate risulta economicamente o tecnicamente impraticabile. In questi contesti, l'accoppiamento tra moduli *plate-and-frame* e collettori

solari termici o pannelli ibridi fotovoltaici/termici (PV/T) permette di realizzare impianti *stand-alone* compatti e completamente autonomi. L'accoppiamento clima arido e siccità porta ai tipici esempi di applicazione nei deserti medio-orientali dove sistemi portatili basati su questa tecnologia hanno dimostrato la capacità di produrre acqua potabile di alta qualità a partire da soluzioni ad alta salinità, sfruttando esclusivamente l'energia solare. Oltre all'approvvigionamento continuo in zone isolate, questa tecnologia è cruciale in situazioni di emergenza da calamità naturali.

Questa tecnologia trova impiego anche nel trattamento delle acque reflue per ridurre la pericolosità nei confronti dell'ambiente o per estrarne composti di valore.

Ulteriori impieghi riguardano l'industria alimentare per trattare fluidi di processo che subirebbero una degradazione termica a temperature più elevate [2].

# 3 Metodi

## 3.1 Sviluppo prototipale

### 3.1.1 Evoluzione progettuale

Proprio la versatilità, la compattezza e la robustezza delle unità di dissalazione AGMD piastra e telaio hanno indirizzato lo sviluppo prototipale di questo progetto verso questo tipo di configurazione.

L'obiettivo principale era sviluppare un pannello di dissalazione solare portatile, quindi leggero e di dimensioni contenute.

Lo sviluppo del prototipo finale si è protratto per diverse settimane. Durante questo periodo, facendo tesoro delle esperienze acquisite nelle versioni prototipali precedenti, sono state svolte approfondite analisi che hanno portato all'introduzione di ulteriori ottimizzazioni e modifiche progettuali seguendo un approccio *trial and error*.

Ad esempio scelta del materiale del telaio deve essere compatibile con la sua portabilità, per questo si è passati dall'impiego di telai in acciaio della versione precedente al Nylon PA12, un polimero termoplastico molto comune nella produzione industriale per stampa 3D. Con questo processo il PA12 raggiunge forme complesse mantenendo un'elevata precisione. Inoltre, offre elevata robustezza, resistenza chimica a contatto con resine epossidiche e siliconi ed ha una densità tipica di  $1\text{ g/cm}^3$  che lo rende uno dei polimeri più leggeri in assoluto.

Il telaio in PA12 è originariamente di colore grigio; dei sei moduli prodotti si è deciso di verniciarne uno di colore nero per ragioni estetiche, in questo modo sono state effettuate delle verifiche sull'influenza della vernice sulla tenuta.

Il telaio del lato raffreddante, diviso in due per ragioni di stampa, prima di essere incollato si presenta come in Figura 3.1a. Allo stesso modo si presentano i semi-telai lato *feed*.

In entrambi i casi occorre eseguire l'incollaggio dei due *frame* a "C". Inizialmente, sul prototipo precedente, l'incollaggio avveniva con resina acrilica ma per immersioni prolungate si è preferita una resina epossidica.

In ogni caso, durante l'assemblaggio di telaio e *plate* è necessario rivestire lo strato di colla con uno di silicone in quanto la resina, a contatto con una soluzione salina riscaldata, rilascia composti organici che sono stati individuati tramite analisi *TOC*.

L'analisi *TOC* - *Total Organic Carbon* è una tecnica in grado di valutare la quantità di carbonio legata in composti organici presente in un campione. Sul primo prototipo dove questo rivestimento non è stato effettuato, l'analisi ha evidenziato il rilascio di composti

organici da parte della colla.

Il risultato dell'incollaggio è visibile in Figura 3.1b

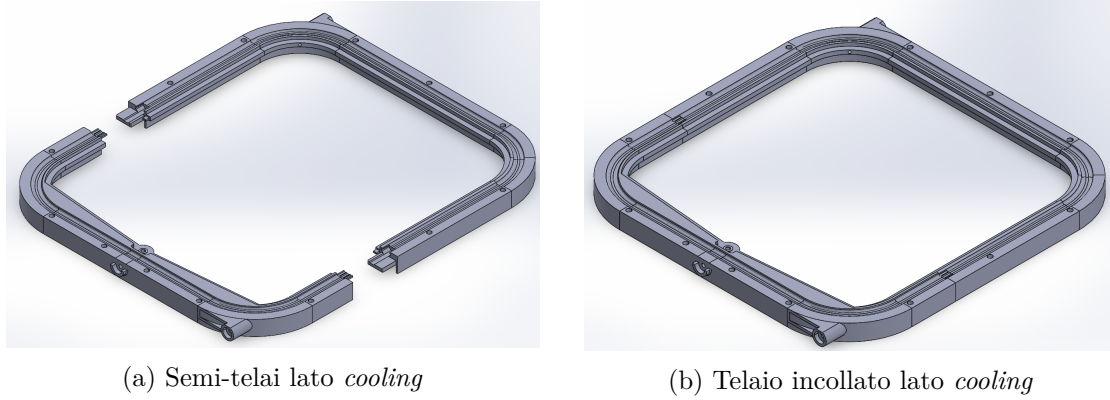


Figura 3.1: Incollaggio telaio lato *cooling*

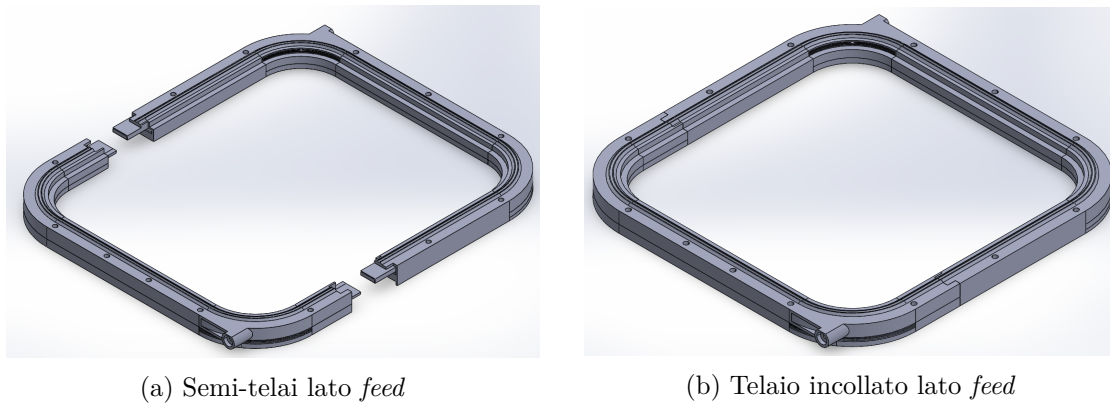


Figura 3.2: Incollaggio telaio lato *feed*

La lunghezza della parte di giunzione tra i due semi-telai è stata un punto chiave per garantire la planarità e la rigidità del modulo; per questo motivo, la dimensione degli innesti è stata opportunamente incrementata e la forma irrigidita. La forma non simmetrica del telaio in Figura 3.1b è dovuta alle pareti di convogliamento del permeato condensato. Essi rappresentano una riduzione dell'area utile di membrana, per questo motivo la loro angolazione è stata minimizzata.

Il perfetto allineamento è stato raggiunto con l'impiego della struttura in legno e bulloni di Figura 3.3, adibita a vincolare i moduli in fase di asciugatura dall'incollaggio.

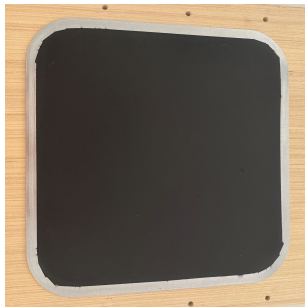
A scapito della leggerezza, le tre superfici caratteristiche di un modulo *plate-and-frame* sono state realizzate in acciaio zincato di spessore 1 mm. Tale scelta si è rivelata necessaria per evitare eccessive flessioni sotto carico; la maggiore rigidità flessionale dell'acciaio si oppone agli "spanciamenti" delle superfici che comportano una sovralimentazione dei canali e un flusso che bypassa la presenza dei deflettori. Un altro aspetto è la migliore conduzione



Figura 3.3: Fase di asciugatura del telaio lato *feed*

termica del *plate* irraggiato dal sole e della superficie di condensazione, che favorisce il processo. Inoltre, l'acciaio garantisce una facile pulizia e una precisione geometrica maggiore, con tenute di conseguenza più affidabili.

La Figura 3.4a mostra la piastra sommitale, opportunamente verniciata di colore nero



(a) Piastra irraggiata



(b) Superficie di condensazione



(c) Piastra inferiore *cooling*

Figura 3.4: Superfici caratteristiche di un modulo AGMD *plate and frame*

opaco, la Figura 3.4b mostra la superficie che divide il film di condensa dal canale di *cooling* mentre la figura 3.4c è la piastra inferiore. Il punto di partenza è proprio quest'ultima, che viene siliconata al telaio, creando un anello di silicone da entrambi i lati.

A questo punto si fissano con il silicone i deflettori ad I in PA12 come in Figura 3.5, essi hanno il compito di creare dei canali per guidare il flusso del fluido raffreddante nel modulo e di mantenere ad una distanza circa costante le superfici che racchiudono questo canale. Posato uno strato di silicone anche sulla sommità di queste ultime, si crea un anello di silicone sul perimetro interno del frame, cercando di creare un tutt'uno con quello creato per vincolare la piastra inferiore.



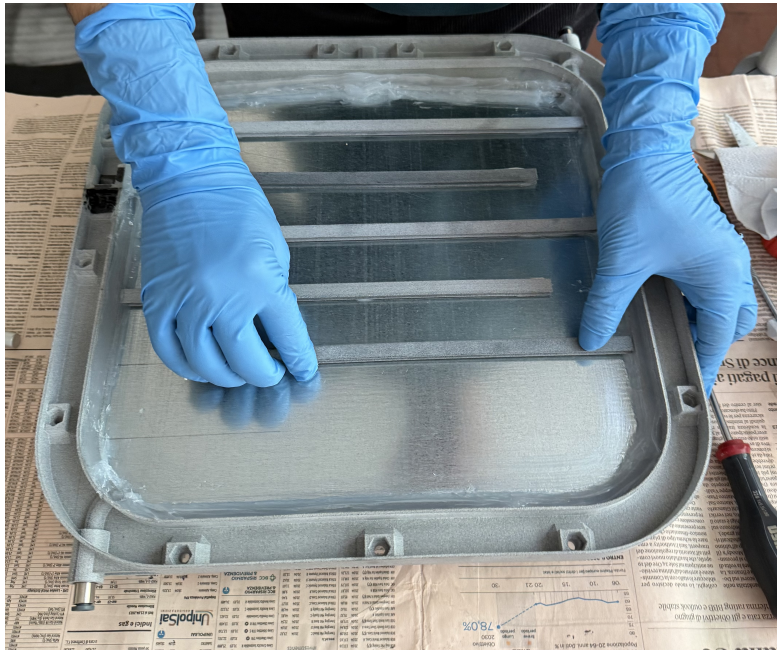


Figura 3.5: Fissaggio dei deflettori con sezione a "I"

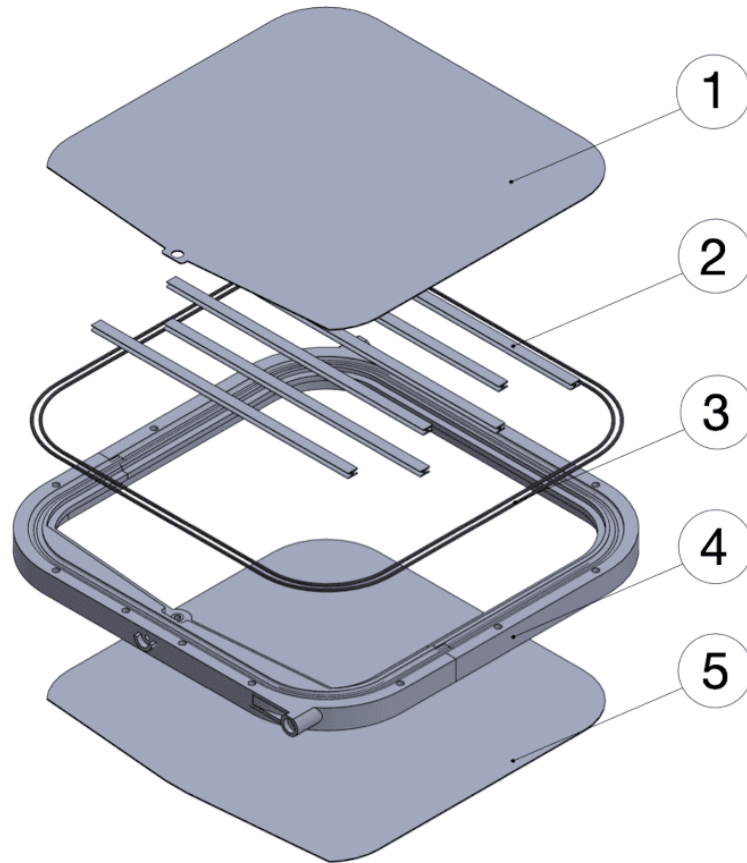
Proprio su questo anello si adagia la superficie di condensazione, assicurandola al frame con una siliconatura anche dal lato permeato. I componenti assemblati nel processo sono visibili in Figura 3.6 mentre il risultato finale è visibile in Figura 3.10.

Tuttavia, il silicone per reticolare, ossia per diventare un materiale elastomerico solido, deve reagire con l'umidità dell'aria e la creazione di questo "sandwich" chiuso ne ostacola il processo per la mancanza di ricircolo. Per far fronte a questo problema è stata utilizzata una pompa che aspira aria umida da un contenitore cilindrico pieno d'acqua a metà, la inietta nell'*inlet* del canale di *cooling* e la riprende dall'*outlet* per immetterla nuovamente nel contenitore. In questo modo, per circa una settimana, seppur non continuativamente, si è garantito il corretto ricircolo di aria umida in questo ambiente chiuso.

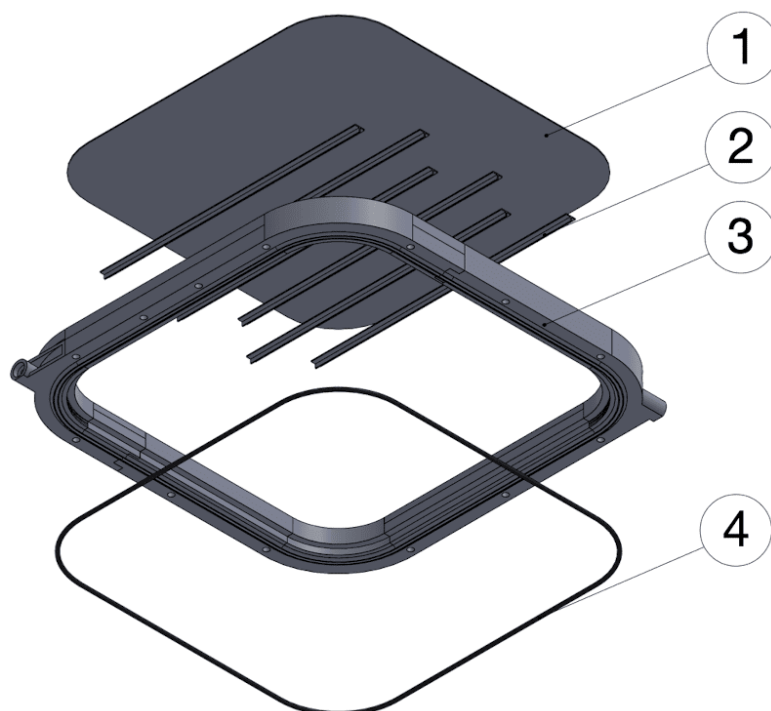
Successivamente, si procede con l'assemblaggio del lato alimentazione. In questo caso, il processo è più semplice in quanto la superficie a cui applicare il silicone è unica. Una volta unita al telaio vengono assicurate con il silicone i deflettori a T, simili alle precedenti I, la cui forma fornisce una base per l'ancoraggio con silicone e garantisce la minima area di contatto con la membrana, per non ridurne l'area attiva.

Una volta terminato questo processo, si arriva alla situazione illustrata in Figura 3.9.

In Figura 3.9 sono presenti anche gli o-ring di tenuta. Il mancato trafileamento di fluido, una volta chiuso il modulo, è assicurato dal sistema illustrato graficamente in Figura 3.8: Si prevede l'impiego di tre o-ring in viton, due presenti sul telaio lato *cooling* e uno interno, inserito nella sede dedicatogli sul telaio lato *feed*, tutti di diametro 3,5 mm. La scelta del viton come materiale comporta un aumento dei costi ma la sua rigidità elevata contrasta gli appiattimenti causati dalle chiusure del modulo, i parametri che hanno motivato la scelta sono riassunti nella Tabella 3.1

Figura 3.6: Assemblaggio canale *cooling*

| Pos. | Componente                    |
|------|-------------------------------|
| 1    | Superficie di condensazione   |
| 2    | Canali ad I                   |
| 3    | Coppia di O-Ring $\phi$ 2,5mm |
| 4    | Telaio inferiore              |
| 5    | Superficie inferiore          |

Figura 3.7: Assemblaggio canale *feed*

| Pos. | Componente             |
|------|------------------------|
| 1    | Superficie <i>feed</i> |
| 2    | Canali ad T            |
| 3    | Telaio superiore       |
| 4    | O-Ring $\phi$ 3,5mm    |
| 5    | Telaio superiore       |

Tabella 3.1: Confronto tra elastomeri RS PRO per corde O-ring

| Proprietà                                | NBR        | EPDM       | FKM (Viton) |
|------------------------------------------|------------|------------|-------------|
| Durezza Shore A [18, 19, 20]             | 70         | 70         | 75–80       |
| Campo di temperatura [°C] [18, 19, 20]   | -30 / +120 | -45 / +130 | -15 / +200  |
| Resistenza acqua e vapore [19]           | Media      | Elevata    | Media       |
| Ritorno elastico a compressione [18, 20] | Buono      | Medio      | Ottimo      |
| Costo relativo [21]                      | Basso      | Basso      | Alto        |

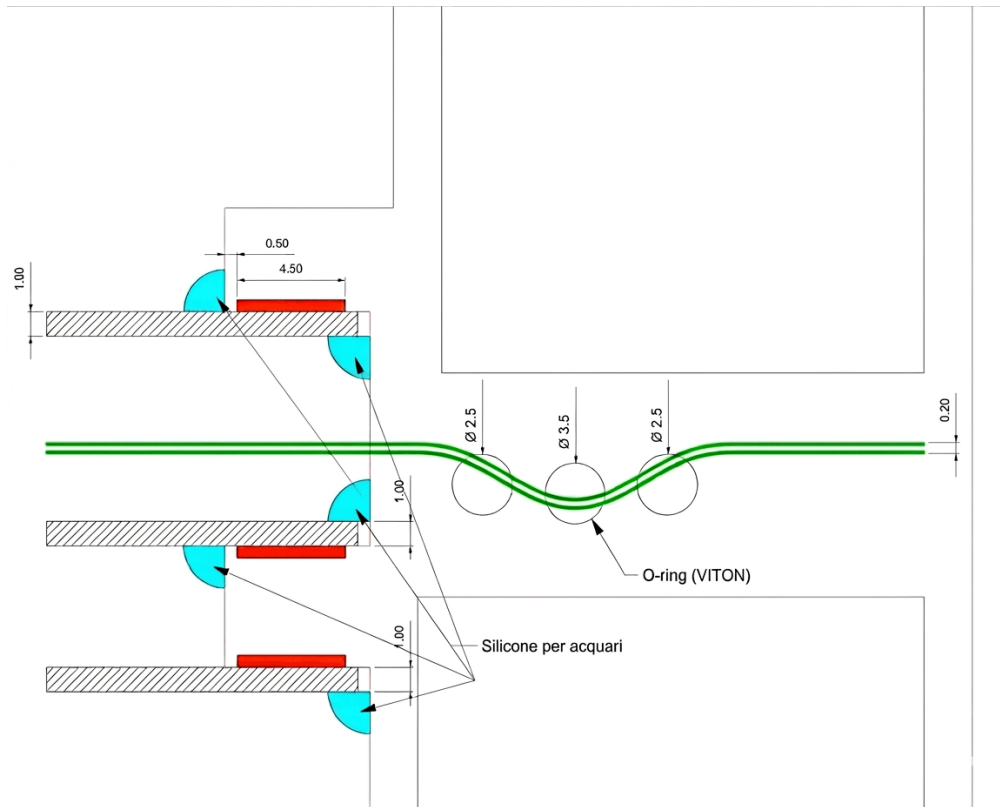


Figura 3.8: Sistema di tenuta



Figura 3.9: Canale di alimentazione (a sinistra) e quello di raffreddamento al termine dell'assemblaggio

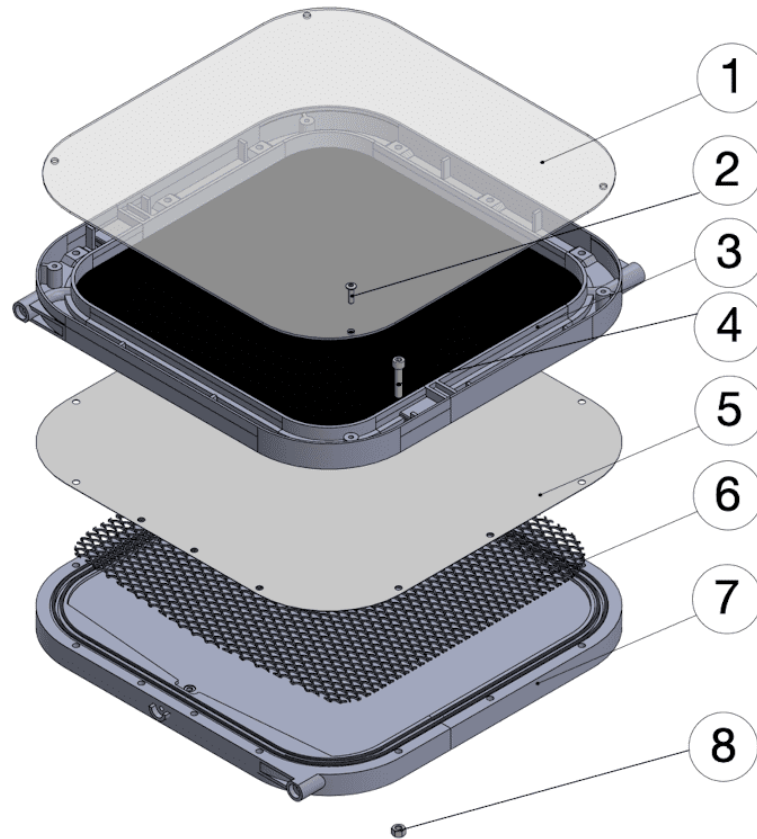


Figura 3.10: Assemblaggio finale del modulo

| Pos. | Componente                  |
|------|-----------------------------|
| 1    | Superficie in policarbonato |
| 2    | N.4 Viti torx M4x30         |
| 3    | Telaio <i>Feed</i>          |
| 4    | N.13 Viti M6x30             |
| 5    | Membrana                    |
| 6    | <i>Spacer</i>               |
| 7    | Telaio <i>cooling</i>       |
| 8    | N.13 dadi M6                |

L'assemblaggio finale del modulo prevede l'uso di tredici bulloni M6, la vite inserita dal lato *feed* è assicurata dal relativo dado inserito nella cavità apposita sul telaio del lato *cooling*. Si è preferito evitare una filettatura cieca del Nylon o l'uso di inserti filettati per garantire una resistenza nel tempo maggiore, specialmente nel caso di manutenzioni frequenti.

Infine, per ridurre lo scambio termico convettivo con l'aria circostante e il deposito di particelle sulla piastra assorbente nera, si posiziona una guaina sulla cornice interna del telaio sopra cui si assicura la copertura in policarbonato trasparente con n.4 viti torx autofilettanti M4x30.

Al termine del montaggio, la massa del singolo modulo è circa 4,30 kg, distribuita come in Figura 3.11.

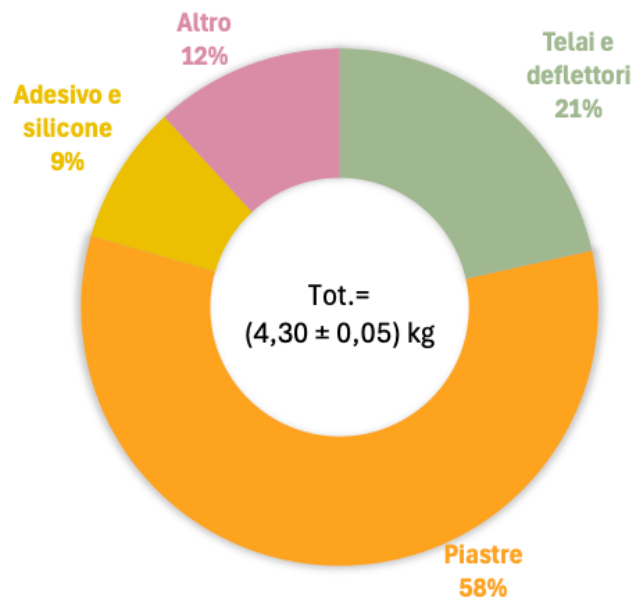


Figura 3.11: Distribuzione della massa tra i vari componenti

### 3.1.2 Modularità del sistema

L'evoluzione prototipale del progetto è iniziata con lo sviluppo di un primo modulo utilizzato per determinare e affinare la procedura di montaggio dell'assieme.

Al termine della costruzione del primo modulo, si è dovuto valutare come procedere per incrementarne la produttività per renderlo un *SSS* di reale applicazione, le alternative erano due: incrementare le dimensioni del modulo, con il vantaggio di risparmiare su peso e costi, data la presenza di un unico telaio, o utilizzare più moduli in serie o parallelo.

La seconda strada è stata valutata come la migliore principalmente per i seguenti motivi:

- Maggiore compattezza e rigidità flessionale;
- Facilità di imballaggio e quindi portabilità;

- Esclusione o manutenzione di un singolo modulo in caso di *failure* localizzata;
- Gestione delle portate più facilmente ottenibile con semplici regolatori di flusso, specialmente in parallelo;
- Scalabilità.

Tuttavia, la configurazione del sistema non è del tutto definita, rimane da stabilire se collegare i canali dei vari moduli in serie o in parallelo. La connessione in serie riduce il numero di componenti necessari e aumenta di molto il tempo di residenza dei fluidi all'interno dei moduli, la configurazione in parallelo permette un controllo più preciso delle portate e, a livello strutturale, dimezza la pressione idrostatica presente alla base del modulo inferiore.

Queste considerazioni, hanno indirizzato lo sviluppo prototipale alla configurazione riportata in Figura 3.12, dove le due coppie costituite da modulo inferiore e superiore presentano i canali di *feed* in serie e quelli di *cooling* in parallelo. La connessione alle due pompe, una per ciascun canale, avviene sdoppiando il *feed* agli ingressi inferiori, mentre per il *cooling*, avviene un triplo sdoppiamento per ottenere quattro tubi destinati a ciascun ingresso dei canali di raffreddamento. Schematicamente, il sistema è illustrato in Figura 3.12. Tuttavia, dei quattro moduli destinati all'impiego su campo non si sono svolti test quantitativi sulla produttività ma soltanto un cospicuo numero di test di tenuta a livello idraulico e strutturale.

I test sulla produttività sono stati svolti con un setup facilmente trasportabile già montato, costituito dai due moduli rimanenti, la cui connessione è illustrata in Figura 3.13. Anche in questo caso, i canali di *feed* risultano connessi in serie, mentre quelli di *cooling* in parallelo; il numero di sdoppiatori a "T" si riduce ad uno così come il numero di regolatori di flusso. Dalla vista in pianta della configurazione serie/parallelo dei moduli occorre passare al posizionamento degli stessi con inclinazione adeguata alla località di impiego. Per questo motivo è stato necessario sviluppare un telaio in acciaio inox in grado di sorreggere il peso del sistema e un componente che, vincolato al telaio, assicuri il sostegno del modulo e garantisca l'inclinazione ottimale per assorbire quanta più energia solare possibile.

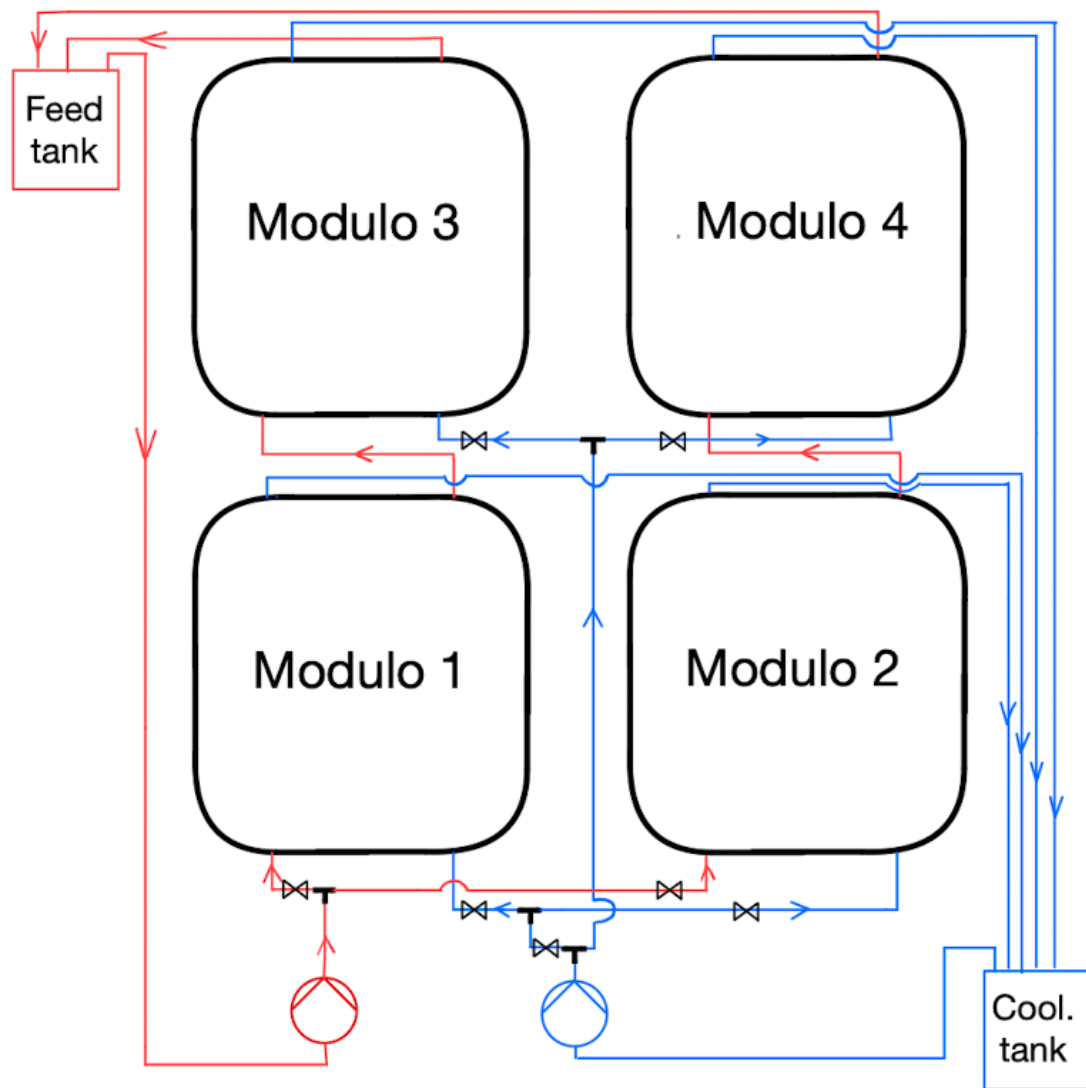


Figura 3.12: Configurazione serie/parallelo del sistema per il *field testing*



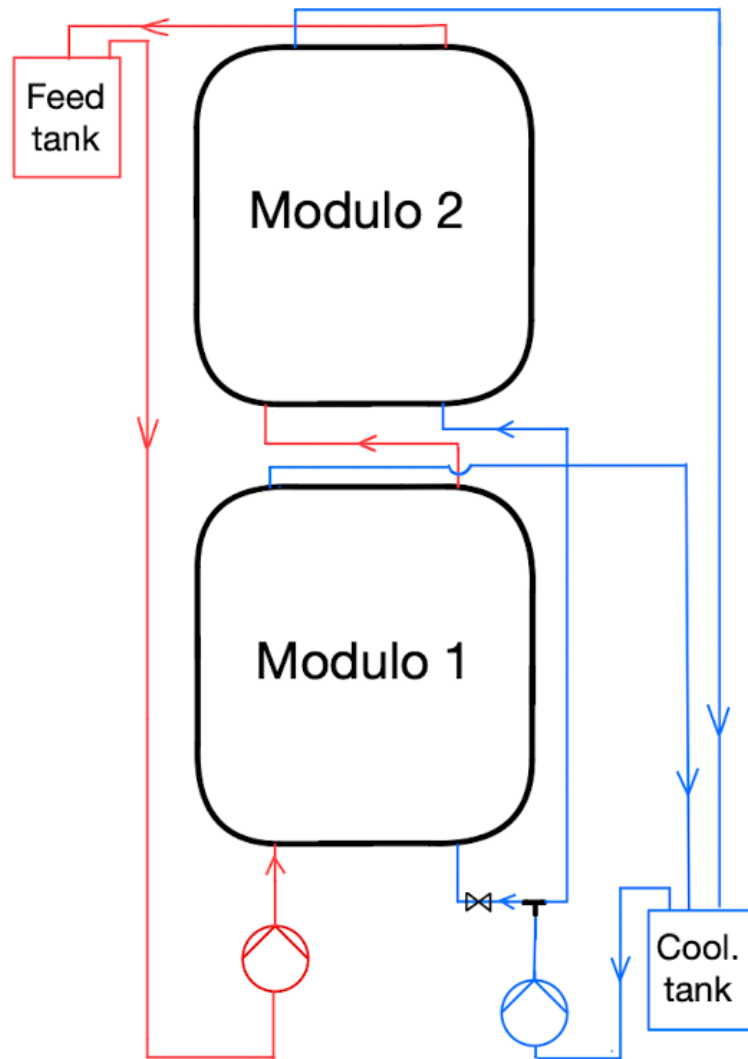


Figura 3.13: Configurazione serie/parallelo del sistema impiegato per i test sul tetto

## 3.2 Modellazione strutturale

### 3.2.1 Spacer

Il componente che ha il compito di mantenere la membrana distanziata dalla superficie di condensazione è lo *spacer* o distanziatore.

Lo *spacer* nelle prime fasi di sviluppo del prototipo, era una rete opportunamente sagomata. La sua sezione presentava, nella parte inferiore a contatto con la superficie di condensazione, delle cavità che costituivano dei canali per favorire il flusso dell'acqua condensata verso il foro di raccolta del permeato, senza trattenerla nei punti di contatto con il *plate*.

Questo è stato il punto di partenza per modellare la parte inferiore della nuova versione di *spacer*. Per la parte superiore, invece, l'obiettivo principale è non ridurre l'area utile di membrana; quindi, il contatto con questa deve essere idealmente puntiforme.

Inoltre, data la sollecitazione a cui è sottoposto, deve garantire un'adeguata resistenza strutturale a compressione, per questo motivo, si è svolta un'analisi FEM preliminare nell'ambiente SOLIDWORKS SimulationXpress.

Validare strutturalmente i componenti con questo software permette di ottenere risultati preliminari con un'efficienza di calcolo decisamente superiore a sistemi più evoluti; tale scelta è stata possibile analizzando solo componenti singoli e non assieme complessi.

Occorre innanzitutto definire il materiale del componente con le relative proprietà:

Tabella 3.2: Proprietà meccaniche e fisiche del PA12 (Nylon 12) per l'analisi FEM

| Proprietà                         | Valore | Unità             |
|-----------------------------------|--------|-------------------|
| Modulo elastico [22, 23]          | 1400   | N/mm <sup>2</sup> |
| Coefficiente di Poisson [23]      | 0.40   | -                 |
| Modulo di taglio [24]             | 500    | N/mm <sup>2</sup> |
| Densità di massa [24]             | 1010   | kg/m <sup>3</sup> |
| Resistenza alla trazione [22, 24] | 45     | N/mm <sup>2</sup> |
| Resistenza a compressione [23]    | 65     | N/mm <sup>2</sup> |
| Snervamento [22]                  | 40     | N/mm <sup>2</sup> |

Il componente analizzato è appoggiato sulla piastra di condensazione ed è mantenuto in posizione dal silicone applicato come cornice al telaio; il vincolo adatto è pertanto un incastro.

Il carico a cui è sottoposto è la pressione esercitata dall'acqua attraverso la membrana. Considerando le flessioni delle piastre sotto carico, si ipotizza una capienza massima di 1l, quindi  $m = 1 \text{ kg}$ , il carico distribuito agente sullo *spacer* è:

$$P_{\perp} = m \cdot g \cdot \cos(35^{\circ}) = 8,03N \quad (3.1)$$

Applicando carichi e vincoli si ottiene la seguente distribuzione di tensione di Figura 3.14.

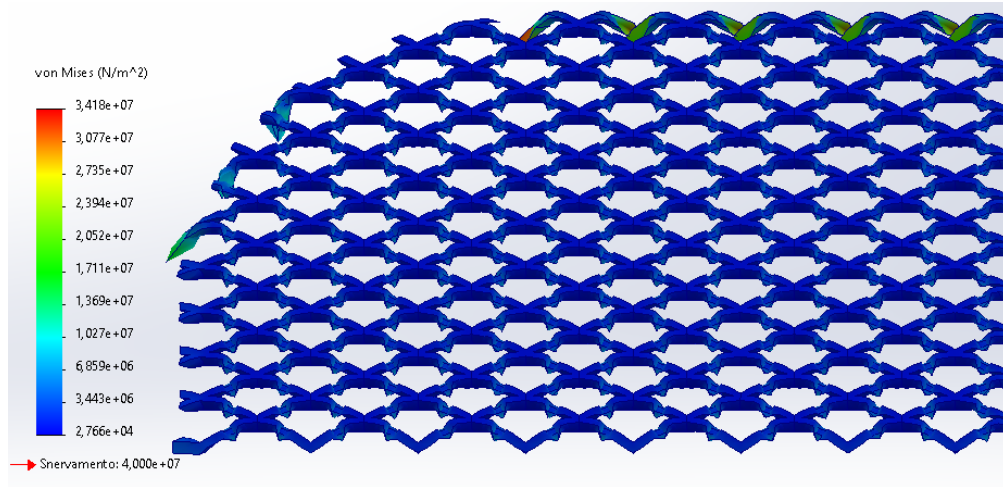


Figura 3.14: Distribuzione tensione equivalente di Von Mises all'interno dello *spacer*

In ciascun punto si è lontani dal limite di snervamento e questo risultato è anche visibile dalla distribuzione del grado di sicurezza nodo per nodo di Figura 3.15, dove la colorazione uniforme blu indica che in nessun punto la tensione supera il limite di snervamento. Nella stessa figura è visibile in color magenta l'azione della pressione dell'acqua.

Analizzando una sezione dello *spacer*, dato che sia il carico che la sua forma possono

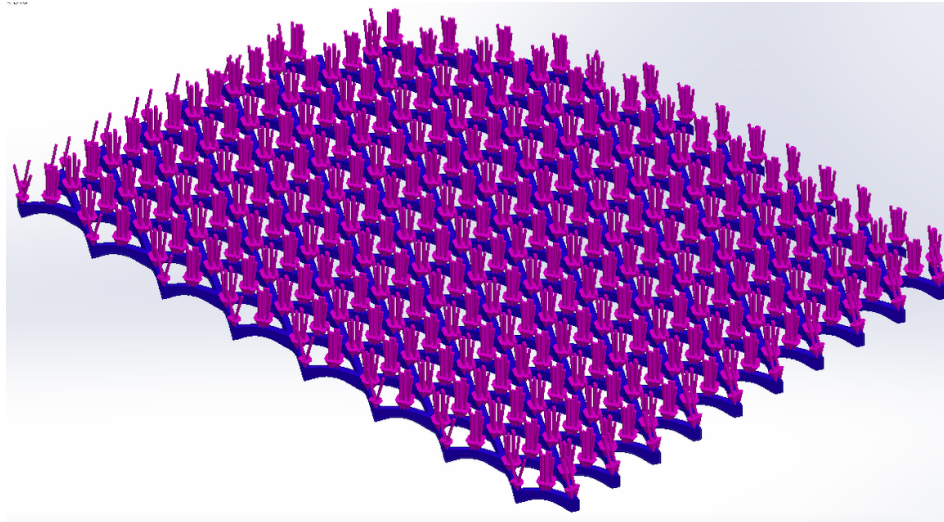


Figura 3.15: Distribuzione del grado di sicurezza

essere assunti come simmetrici, si evince che nessun punto di questo componente rischia il cedimento a pressoflessione. Al termine dell'analisi FEM, dato che l'ingombro dello *spacer*

è maggiore dell'area di stampa della Ultimaker 3, si è esportato il file in .STL e lo si è inviato all'azienda esterna che si è occupata dello stampaggio 3D.

### 3.2.2 Accessori

#### Sostegno modulo

Per assicurare il mantenimento della posizione prevista, sulla struttura in acciaio con profili T-Slot, è stato progettato un componente atto a garantire il posizionamento e la corretta angolazione del modulo. Il design del prodotto finale, stampato in 3D, è stato studiato per consentire i collegamenti idraulici previsti e per garantire il peso minimo. Il materiale di cui è costituito il componente è il PLA che conserva buone proprietà meccaniche a temperature più elevate, come i 60 °C di temperatura che, cautelativamente, si ipotizzano sul tetto. Per verificare la resistenza strutturale del componente è stata svolta una simulazione preliminare agli elementi finiti con SOLIDWORKS SimulationXpress. Si definiscono le proprietà del materiale:

Tabella 3.3: Proprietà meccaniche e fisiche del PLA a 60 °C per l'analisi FEM

| Proprietà                         | Valore | Unità             |
|-----------------------------------|--------|-------------------|
| Modulo elastico [25, 26]          | 300    | N/mm <sup>2</sup> |
| Coefficiente di Poisson [26]      | 0.41   |                   |
| Modulo di taglio [25]             | 70     | N/mm <sup>2</sup> |
| Densità di massa [27]             | 1240   | kg/m <sup>3</sup> |
| Resistenza alla trazione [25, 27] | 10     | N/mm <sup>2</sup> |
| Snervamento [25]                  | 7.5    | N/mm <sup>2</sup> |

L'unico carico presente, illustrato in Figura 3.16 è la componente del peso parallela all'orientamento del modulo, valutata nel seguente modo:

$$P_{//} = m \cdot g \cdot \sin(35^\circ) = 33,8 \text{ N} \quad (3.2)$$

Dove la massa  $m$  è stata assunta pari a 6 kg considerando la presenza di acqua nel modulo. La definizione dei vincoli, invece, tiene conto di come viene montato il componente: incastrato in prossimità delle asole.

I risultati ottenuti sono riportati in Figura 3.17.

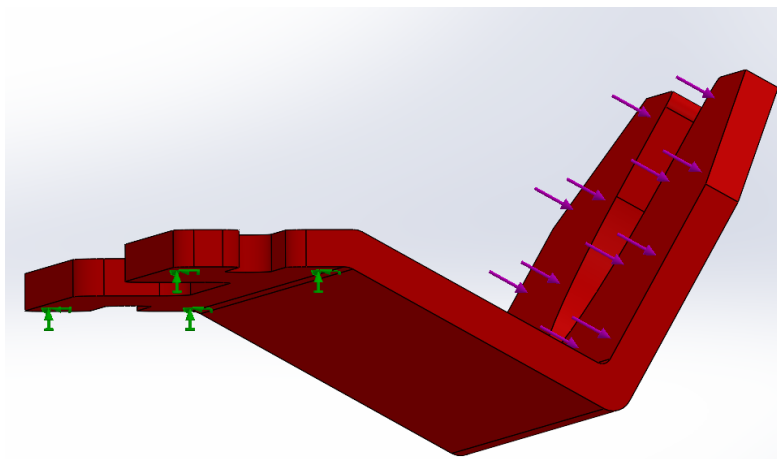


Figura 3.16: Carico e vincolo agenti sul supporto

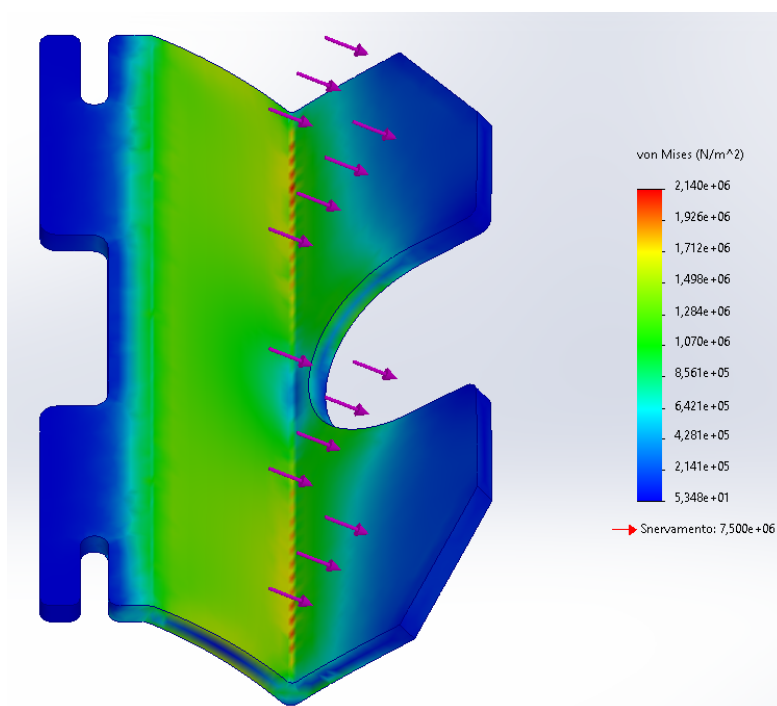


Figura 3.17: Distribuzione tensione equivalente di Von Mises [MPa]

Verificata la sua integrità strutturale sotto carico, si procede alla creazione del file per la stampante 3D. In laboratorio è presente la stampante “UltiMaker 3” e il software di comunicazione con essa è UltiMaker Cura.

Il punto di partenza è la modellazione solida, di cui si è seguita la simulazione *FEM* e da cui si esporta un file in formato .STL leggibile dal software sopracitato. Quest’ultimo

permette di configurare materiali, temperature di ugelli e del piatto di stampa, velocità di stampa, rinforzi, riempimento e molto altro prima di effettuare lo *slicing*, ovvero una successione di sezioni orizzontali che descrivono il percorso della testina porta-ugelli in formato .gcode.

Al termine dello *slicing* è disponibile un'anteprima di stampa da cui sono state estratte le immagini in Figura 3.19, mentre la definizione dei parametri di stampa avviene attraverso l'interfaccia di Figura 3.18

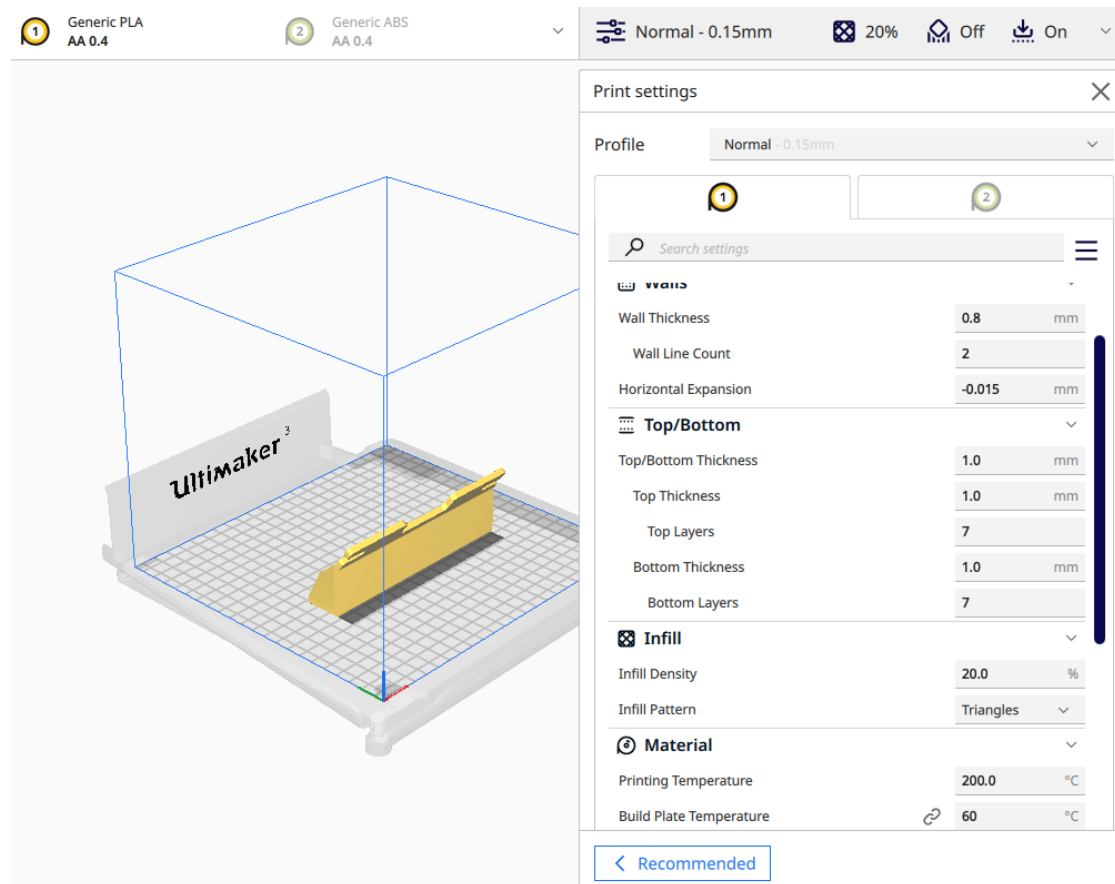


Figura 3.18: Interfaccia di definizione dei parametri di stampa

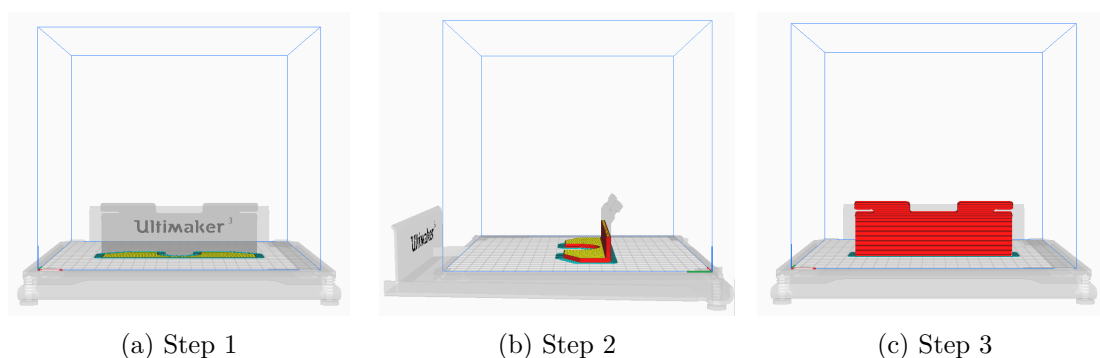


Figura 3.19: Sequenza di stampa del supporto per moduli

### Supporto pompe

Per il sistema a quattro moduli, sviluppato per il *field-testing*, il supporto delle due pompe peristaltiche di Figura 3.20, è affidato ad un supporto opportunamente progettato e stampato in 3D. Il supporto in acciaio inox presenta una serie di scanalature ad impronta

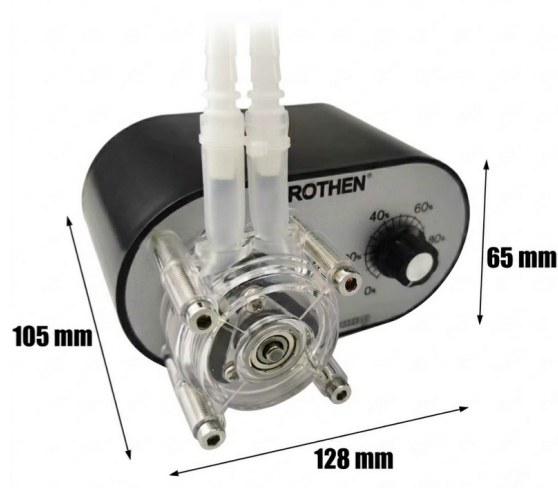


Figura 3.20: Modello di pompa peristaltica impiegato

quadrata per favorire lo scambio termico convettivo con l'aria della superficie inferiore. Esso è vincolato alle traverse in acciaio nello stesso modo in cui è assicurato il supporto dei moduli.

Note le condizioni di vincolo e, sapendo che il carico massimo da supportare è rappresentato dal peso della pompa in funzione, l'analisi FEM preliminare svolta con SOLIDWORKS SimulationXpress, riporta i risultati illustrati in Figura 3.21.

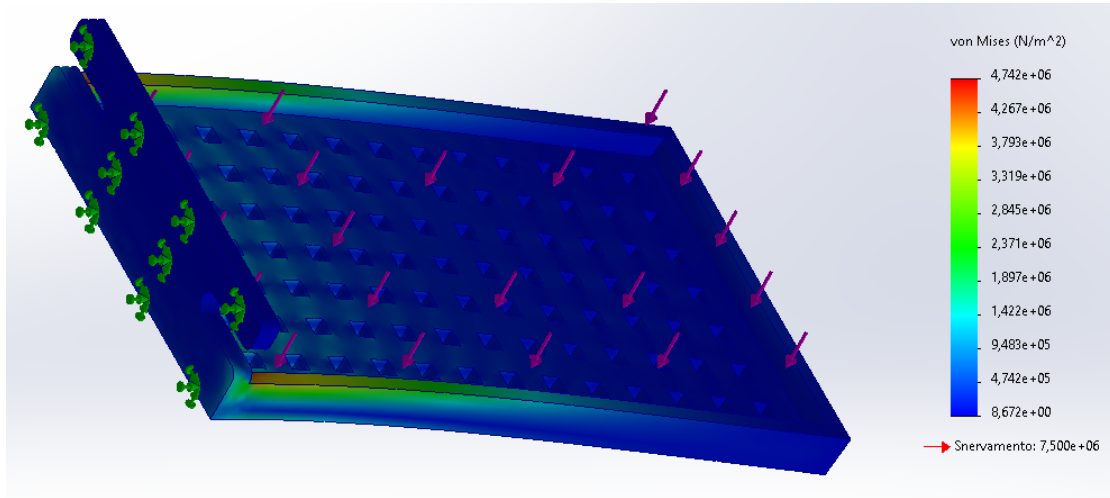


Figura 3.21: Tensione equivalente di Von Mises [MPa] dovuto al peso della pompa

### 3.3 Modellazione energetica

L'architettura del modello numerico è stata sviluppata in ambiente MATLAB/Simulink. Il primo software è utilizzato per la definizione di alcuni parametri di input e per il *post processing* dei risultati di Simulink.

#### 3.3.1 Pre-Processing con MATLAB

Il codice sviluppato implementa, attraverso parametri concentrati e distribuiti, la simulazione delle performance di un modulo AGMD, i risultati ottenuti sono in seguito validati con quelli sperimentalmente ottenuti. Il punto di partenza è la caratterizzazione climatica: si importano dati quali l'irraggiamento, l'umidità relativa, la temperatura ambiente e la velocità del vento durante il corso della giornata in cui è eseguito il test sperimentale, in questo modo, il codice valuta dinamicamente come cambiano le condizioni in cui viene virtualmente posto il sistema.

Per quantificare l'energia assorbita dalla radiazione solare è necessario definire l'assorbanza del plate assorbente nero ( $\alpha = 0,9$ ) e la trasmittanza del policarbonato ( $\tau = 0,88$ ), entrambe assunte sulla base delle schede tecniche di materiali analoghi, nonché determinare l'area effettivamente irradiata. Ipotizzando di applicare silicone per uno spessore di 8 mm dal modello CAD si ottiene l'area illustrata in Figura 3.22

Per risolvere le equazioni differenziali alle derivate parziali che governano i bilanci di massa ed energia il dominio (canali *feed* e *cooling*) viene discretizzato bidimensionalmente: la lunghezza del canale  $x$ , da *inlet* ad *outlet*, e la sua altezza  $z$  vengono suddivise rispettivamente in 40 e in 20 nodi. Questo consente di visualizzare i gradienti di temperatura e concentrazione all'interno dei canali e di superare l'approssimazione grossolana dei parametri concentrati usati invece nella modellazione della membrana. Essa è considerata come un mezzo poroso caratterizzato da:



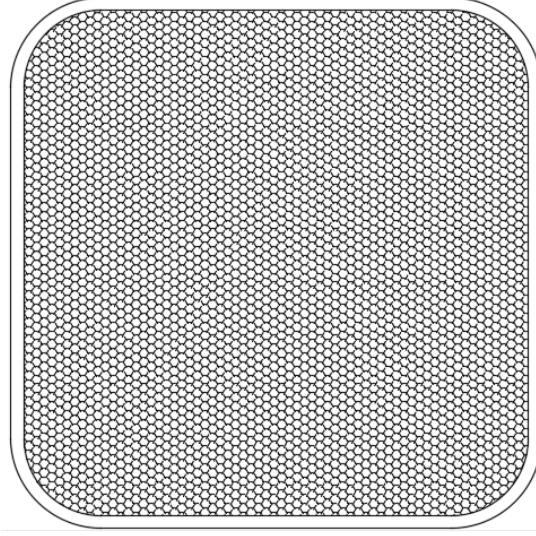


Figura 3.22: Superficie irraggiata

- Porosità ( $\varepsilon$ ), da cui è possibile ricavare semi-empiricamente la tortuosità:

$$\tau = \frac{(2 - \varepsilon)^2}{\varepsilon} \quad (3.3)$$

- Raggio dei pori  $r_p$
- Spessore  $t$
- Conducibilità termica  $k_{membrane}$ , ottenuta con la seguente media:

$$k_{membrane} = \varepsilon \cdot k_{gas} + (1 - \varepsilon) \cdot k_{solid} \quad (3.4)$$

- Area attiva: corrisponde all'area libera dal silicone della superficie di condensazione, per questo valutata tramite software CAD dal disegno di quest'ultima. In Figura 3.23 è l'area con campitura:

Anche per l'intercapedine d'aria si considerano parametri globali e non distribuiti, in questo modo, sfruttando l'analogia elettrica, si può definire un coefficiente di scambio termico globale. Tale coefficiente non risulta solo funzione delle resistenze appena citate, infatti, durante il processo di desalinizzazione AGMD, il film condensa che si forma sulla superficie apposita rappresenta una resistenza aggiuntiva, per questo motivo di esso si definiscono alcuni parametri concentrati quali densità, viscosità e conducibilità termica.

Un punto cruciale della modellazione è la non-linearità delle proprietà della soluzione salina. Per questo motivo parametri chiave come la viscosità vengono calcolati partendo dall'acqua pura e corretti usando equazioni polinomiali funzioni di temperatura( $T$ ) e salinità ( $S$ ), ad esempio proprio per la viscosità:

$$A_\nu = 1.474 \times 10^{-3} + (1.5 \times 10^{-5} \cdot T) - (3.927 \times 10^{-8} \cdot T^2) \quad (3.5)$$

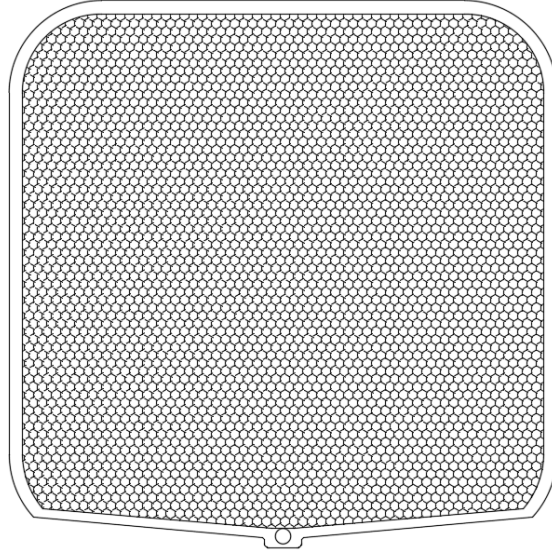


Figura 3.23: Area attiva della membrana

$$B_\nu = 1.073 \times 10^{-5} - (8.5 \times 10^{-8} \cdot T) + (2.230 \times 10^{-10} \cdot T^2) \quad (3.6)$$

$$\mu_{w,pure} = \exp \left( -10.7019 + \frac{604.129}{139.18 + T} \right) \quad (3.7)$$

$$\mu_w = \mu_{w,pure} \cdot (1 + A_\nu \cdot S + B_\nu \cdot S^2) \quad (3.8)$$

Infine, è necessario indicare proprietà termofisiche di componenti del sistema ma esterni al modulo: tubazioni e serbatoi o *tank*. I primi rappresentano un tratto in cui i fluidi scambiano calore con l'esterno, i secondi, invece, necessitano un'attenzione maggiore in quanto subiscono variazioni di temperatura dovute a scambi termici con il fluido di ritorno e con l'ambiente esterno e nel mentre la superficie esposta all'aria tende ad evaporare, assorbendo energia e modificandone il volume.

### 3.3.2 Soluzione numerica con Simulink

La risoluzione della fisica che descrive il sistema è affidata al modello Simulink. Quest'ultimo presenta una modellazione bidimensionale dei moduli abbinata e comunicante con la modellazione monodimensionale di tubi e *tank*. Il modello Simulink si presenta nel complesso come in Figura 3.24.

Entrando nel blocco "AGMD MODULE" si osserva la modellazione del solo modulo, come in Figura 3.25:



fluidi incompressibili:

$$\rho_f \left( \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} \quad (3.9)$$

Lungo  $z$  si ha un bilancio tra il termine convettivo e la somma del gradiente di pressione e del termine di diffusione viscosa.

$$\rho_f \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right) \quad (3.10)$$

Questa equazione descrive lo sviluppo del profilo di velocità lungo il canale. Questa componente viene inizializzata imponendo un profilo laminare completamente sviluppato con il tipico andamento parabolico, il profilo di Poiseuille, massimo al centro e nullo alle pareti.

Trasversalmente il vapore permea attraverso la membrana dando vita ad una componente lungo lo spessore del modulo. Per questo motivo l'equazione della quantità di moto nella direzione  $x$  include il termine sorgente presente solamente all'interfaccia con la membrana.

$$\rho_f \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla v_x \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 v_x + \mu \frac{J}{\rho_f} \delta_\Gamma \quad (3.11)$$

dove  $\delta_\Gamma$  indica che l'ultimo termine, la sorgente di moto trasversale, è solo presente nell'interfaccia con la membrana

Anche in questo caso il vettore  $v_x$  viene uniformemente inizializzato ad un valore nullo. Noto il campo di velocità, si descrive il trasporto del soluto tramite un'equazione di convezione-diffusione: la Legge di Fick. La convezione avviene sia lungo  $x$  che  $z$  mentre la diffusione smorza i gradienti di concentrazione.

$$\frac{\partial c}{\partial t} + v_x \frac{\partial c}{\partial x} + v_z \frac{\partial c}{\partial z} = D \nabla^2 c \quad (3.12)$$

La condizione di partenza è  $c_m = 35 \text{ g/L}$

A contatto con la membrana la concentrazione non è la stessa presente nel *bulk*, per questo motivo, viene imposta una condizione al bordo che tenga conto dell'aumento di concentrazione dovuto al flusso di permeazione, valutata con il seguente esponenziale:

$$c_m = c_{in} \exp \left( \frac{J}{K_s \rho_f} \right) \quad (3.13)$$

dove  $K_s$  è il coefficiente di trasferimento di massa, valutato tramite il numero di Sherwood:

$$K_s = \frac{Sh D}{d_h} \quad (3.14)$$

$$Sh = 1.86(Re \cdot Sc)^{1/3} \quad (3.15)$$

E:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho_f D} \quad (3.16)$$

Con il numero di Schmidt che descrive il rapporto tra diffusività viscosa e di massa.

$$Re = \frac{\rho_f v_z d_h}{\mu} \quad (3.17)$$

Anche il campo termico, come il trasporto di massa, è governato dal bilancio tra convezione e diffusione termica:

$$\rho_f c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \nabla^2 T \quad (3.18)$$

L'energia solare assorbita è introdotta come flusso termico imposto sulla superficie assorbente mediante una condizione al contorno di Neumann, applicata esclusivamente ai nodi appartenenti alla superficie irradiata.

$$-k \frac{\partial T}{\partial n} = I_{\text{mean}} \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3.19)$$

dove  $I_{\text{mean}}$  è l'irradianza solare media incidente.

In questo caso, la condizione iniziale della temperatura per tutti i nodi è dettata dalla temperatura con cui entra il fluido di alimentazione mentre per valutare la temperatura interfacciale si sfrutta l'analogia elettrica includendo il contributo del calore latente:

$$T_{fi} = \frac{J h_{vap} + \frac{T_{f,m}}{R_1} + \frac{T_p}{R_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} \quad (3.20)$$

dove:

- $R_1$  è la resistenza termica offerta dalla membrana e dall'intercapedine, ottenuta con:

$$R_1 = \frac{\delta_m}{k_m} + \frac{\delta_g - \sigma_{film}}{k_g} \quad (3.21)$$

- $R_2$  è la resistenza termica offerta dal film condensato e dallo strato di superficie di condensazione, descritta da:

$$R_2 = \frac{\sigma_{film}}{k_{fi}} + \frac{\delta_{cond}}{k_{cond}} \quad (3.22)$$

Infine, si determina lo spessore del film generato dal flusso di permeato sulla superficie di condensazione attraverso la legge di Nusselt per film laminare gravitazionale, per descrivere l'equilibrio tra viscosità e peso:

$$\sigma(x) = \left( \frac{3\mu \int_0^x J(x') dx'}{\rho^2 g} \right)^{1/3} \quad (3.23)$$

Tutte queste operazioni sono svolte dal blocco in Figura 3.26

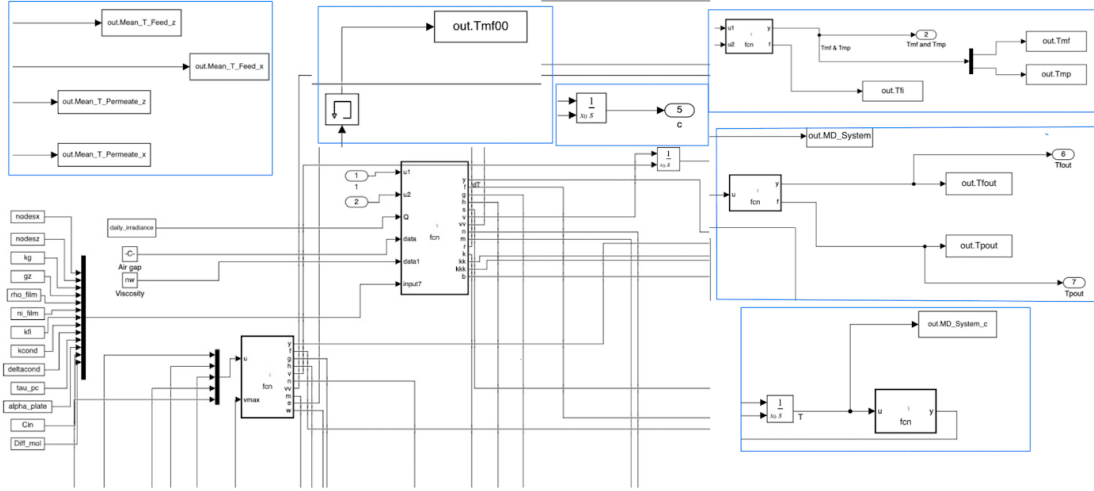


Figura 3.26: Modellazione dell'equazione di conservazione dell'energia

Per completare il collegamento tra bilancio di massa e di energia, i valori di temperatura dei canali, ottenuti con le differenze finite, vengono utilizzati per valutare la pressione di vapore per l'acqua pura con la legge di Antoine:

$$\log(p_v) = A - \frac{B}{C + T} \quad (3.24)$$

Dove:

- $p_v$  è la pressione di vapore saturo della sostanza;
- $A, B, C$  sono le costanti specifiche della sostanza (coefficienti di Antoine);
- $T$  è la temperatura espressa in gradi Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Il valore ottenuto è corretto con l'attività dell'acqua al passo successivo all'interno del bilancio di massa. La relazione è implementata su Simulink come in Figura 3.27: Le temperature di interfaccia dei canali sono anche utilizzate per ricavare una temperatura media utile per valutare:

$$H = 1000 \cdot (2500.8 - 2.36 \cdot T - 0.0016 \cdot T^2 - 0.00006 \cdot T^3) \quad (3.25)$$

Dove:

- $H$  è il calore latente di evaporazione [ $\text{J/kg}$ ];
- $T$  è la temperatura media espressa in gradi Celsius [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Il blocco Simulink che ha il compito di valutare il calore latente di vaporizzazione  $H$  è illustrato in Figura 3.28

Noti questi parametri è possibile determinare il flusso con la relazione 2.7, implementata così:

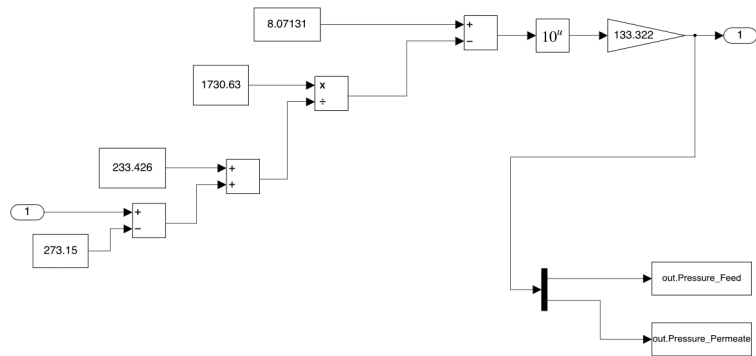


Figura 3.27: Implementazione Legge di Antoine

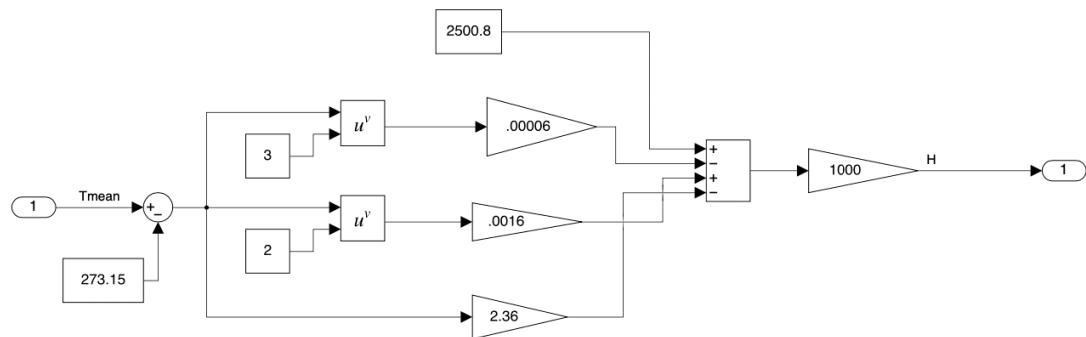


Figura 3.28: Valutazione del calore latente di vaporizzazione con Simulink

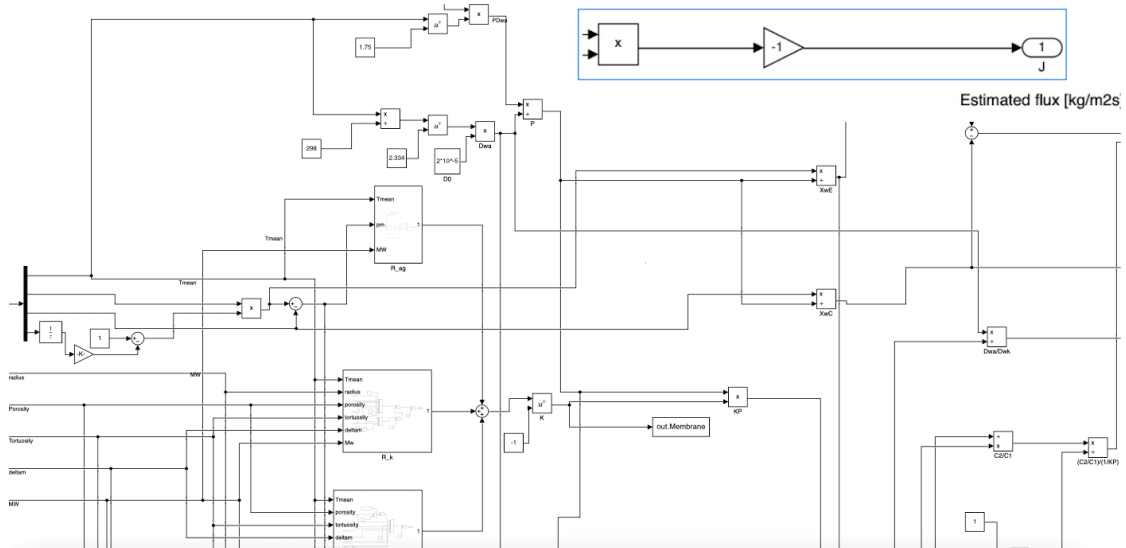


Figura 3.29: Modellazione del trasporto di massa

### Canale di raffreddamento

Anche il canale di raffreddamento è modellato come un campo di temperatura bidimensionale, non è più accoppiato con la membrana in termini di flussi ma lo rimane energeticamente, come risulta dalla seguente equazione di trasporto convezione-diffusione-sorgente:

$$\frac{\partial T_p}{\partial t} + v_{zp} \frac{\partial T_p}{\partial z} = \alpha_{x,p} \frac{\partial^2 T_p}{\partial x^2} + \frac{q_{mem}}{\rho c_p} \quad (3.26)$$

Inserendo come condizione iniziale la temperatura iniziale del fluido raffreddante, come condizione all'ingresso una condizione di Dirichlet pari alla temperatura di ingresso e all'uscita una condizione di Neumann quale:

$$\frac{\partial T_p}{\partial z} = 0 \quad (3.27)$$

Le condizioni al contorno e le condizioni iniziali imposte per risolvere le *Partial Differential Equation (PDE)* sono riassunte nella Tabella 3.4 e nella Tabella 3.5 e fanno riferimento al dominio rappresentato in Figura 3.30

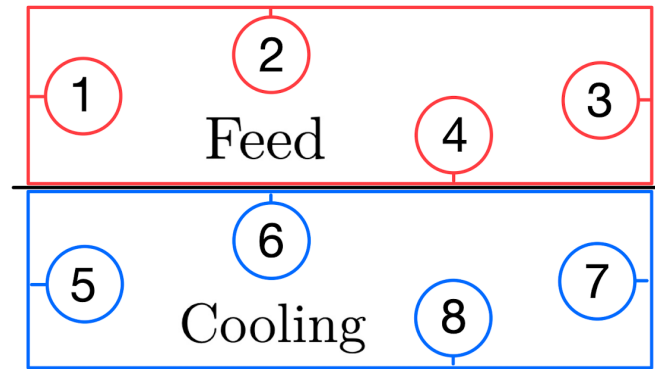


Figura 3.30: Dominio di risoluzione delle *PDE*



Tabella 3.4: Condizioni al contorno per le variabili principali del modello termo-fluidodinamico

| B.C. | T                                                                       | $v_z$                                 | $v_x$                                 | $c$                                              |
|------|-------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|--------------------------------------------------|
| 1    | $T = T_{inf}$                                                           | $v_z = v_{zf}$                        | $v_x = 0$                             | $c = C_{in}$                                     |
| 2    | $-k_f \frac{\partial T}{\partial x} = Q''$                              | —                                     | $v_x = 0$                             | $\frac{\partial c}{\partial x} = 0$              |
| 3    | $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$                                     | $\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$ | $\frac{\partial v_x}{\partial z} = 0$ | $\frac{\partial c}{\partial z} = 0$              |
| 4    | $-k_f \frac{\partial T}{\partial x} = JH + \frac{T_{mf} - T_{fi}}{R_1}$ | —                                     | $v_x = \frac{J}{\rho}$                | $c = C_{in} \exp\left(\frac{J}{K_s \rho}\right)$ |
| 5    | $T = T_{inp}$                                                           | $v_z = v_{zp}$                        | $v_x = 0$                             | —                                                |
| 6    | $-k_p \frac{\partial T}{\partial x} = JH + \frac{T_{mf} - T_{fi}}{R_1}$ | —                                     | $v_x = \frac{J}{\rho}$                | —                                                |
| 7    | $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$                                     | $\frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$ | $\frac{\partial v_x}{\partial z} = 0$ | —                                                |
| 8    | $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$                                     | —                                     | $v_x = 0$                             | —                                                |

Tabella 3.5: Condizioni iniziali del modello termo-fluidodinamico accoppiato

| I.C. | T                      | $v_z$                   | $v_x$              | $c$                   |
|------|------------------------|-------------------------|--------------------|-----------------------|
|      | $T(z, x, 0) = T_{inf}$ | $v_z(z, x, 0) = v_{zf}$ | $v_x(z, x, 0) = 0$ | $c(z, x, 0) = C_{in}$ |

Il modello numerico bidimensionale è un modello transiente discretizzato spazialmente con le differenze finite. In particolare, i termini convettivi, dato che hanno direzione nota, vengono discretizzati con derivate prime mediante schema upwind. Questa scelta introduce un termine di diffusione numerica ma garantisce robustezza anche in presenza di forte trasporto convettivo. Per una generica variabile  $\phi$ :

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} \approx \frac{\phi_{i,j} - \phi_{i-1,j}}{\Delta z} \quad (3.28)$$

La diffusione, invece, viene discretizzata con derivate seconde tramite schema centrato, in quanto non presenta una direzione preferenziale. Questa scelta garantisce un'accuratezza che aumenta con il quadrato del passo spaziale, per una generica variabile  $\phi$ :

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \approx \frac{\phi_{i+1,j} - 2\phi_{i,j} + \phi_{i-1,j}}{\Delta z^2} \quad (3.29)$$

Gestite le derivate spaziali, Simulink è in grado di risolvere le equazioni differenziali nel tempo, il *solver* scelto è *ode45* che, nonostante tempi computazionali modesti, garantisce precisione e robustezza in quanto seleziona automaticamente il passo di integrazione temporale in modo da soddisfare sia la tolleranza di errore richiesta sia i vincoli di stabilità.

## Tubi

All'uscita del modulo l'acqua scorre all'interno di tubi prima di giungere nuovamente ai serbatoi di *feed* e *cooling*.

Per tenere in considerazione le perdite che avvengono in questa fase, la modellazione numerica prevede la presenza di un blocco Simulink in grado di simulare monodimensionalmente il percorso dell'acqua. Per i tubi si usa un modello mono-dimensionale e stazionario per valutare lo scambio termico con l'ambiente esterno. Si valutano le resistenze dei vari *layer* che caratterizzano il tubo, ad esempio per lo strato di isolante:

$$R_{\text{iso}} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_{\text{iso}} L} \quad (3.30)$$

Mettendo gli strati insieme è possibile valutare la trasmittanza globale:

$$U = \frac{1}{R_{\text{wall}} + R_{\text{iso}} + R_{\text{aria}}} \quad (3.31)$$

A questo punto è possibile scrivere la legge esponenziale seguita dalla temperatura:

$$T_{\text{out}} = T_{\text{amb}} + (T_{\text{in}} - T_{\text{amb}}) \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}c_p}\right) \quad (3.32)$$

dove  $T_{\text{in}}$  è la temperatura con cui entra il fluido dal modulo o dal serbatoio all'interno del tubo.

Il decadimento della temperatura è tanto maggiore quanto minore risulta essere l'isolamento, la temperatura ambiente e la portata di fluido.

## Tank

Il modello del serbatoio è un modello dinamico monodimensionale dato che al suo interno il volume di fluido varia. Questo entra dal tubo alla temperatura valutata sopra, si mescola con il volume presente e scambia calore con l'ambiente esterno, evaporando al pelo libero, prima di essere nuovamente prelevato.

Così come per i tubi si valuta dapprima la trasmittanza in funzione del materiale delle pareti e del loro spessore.

Successivamente, usando la formula di Magnus, si valuta la pressione di saturazione dell'acqua alla temperatura dei *tank*:

$$P_{\text{sat}}(T_{\text{tank}}) = 0.61094 \exp\left(\frac{17.625 \cdot T_{\text{tank}}}{T_{\text{tank}} + 243.04}\right) \quad (3.33)$$

In questo modo è possibile valutare la differenza di pressione di vapore:

$$\Delta P = P_{\text{sat}}(T_{\text{tank}}) - RH P_{\text{sat}}(T_{\text{amb}}) \quad (3.34)$$

Infine la portata evaporata al pelo libero:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \frac{(0.089 + 0.0782v_{\text{wind}})\Delta P A_{\text{top}}}{3600} \quad (3.35)$$

Questa portata per evaporare necessita del calore latente di vaporizzazione sottraendo calore al serbatoio, questa quantità si valuta con:

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} \lambda \quad (3.36)$$

dove il calore latente  $\lambda$ :

$$\lambda(T) = (2501 - 2.369T) 1000 \quad (3.37)$$

Il bilancio di massa a questo punto è:

$$\frac{dM}{dt} = -\dot{m}_{\text{evap}} \quad (3.38)$$

Mentre il bilancio energetico tiene conto di tutti i guadagni e perdite subite dal fluido:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{Q_{\text{gain}} + Q_{\text{walls}} + Q_{\text{top}} - Q_{\text{evap}}}{M_{\text{tank}} c_p} \quad (3.39)$$

dove:

- $Q_{\text{gain}}$  è il/la guadagno/perdita che subisce il fluido ad attraversare il serbatoio:

$$Q_{\text{gain}} = \dot{m}_{\text{cool}} c_p (T_{\text{in}} - T_{\text{tank}}) \quad (3.40)$$

- $Q_{\text{walls}}$  sono le perdite o i guadagni attraverso le pareti:

$$Q_{\text{walls}} = U A_{\text{wet}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{tank}}) \quad (3.41)$$

- $Q_{\text{top}}$  rappresenta il calore sottratto/fornito per convezione al pelo libero:

$$Q_{\text{top}} = h_{\text{air}} A_{\text{top}} (T_{\text{amb}} - T_{\text{tank}}) \quad (3.42)$$

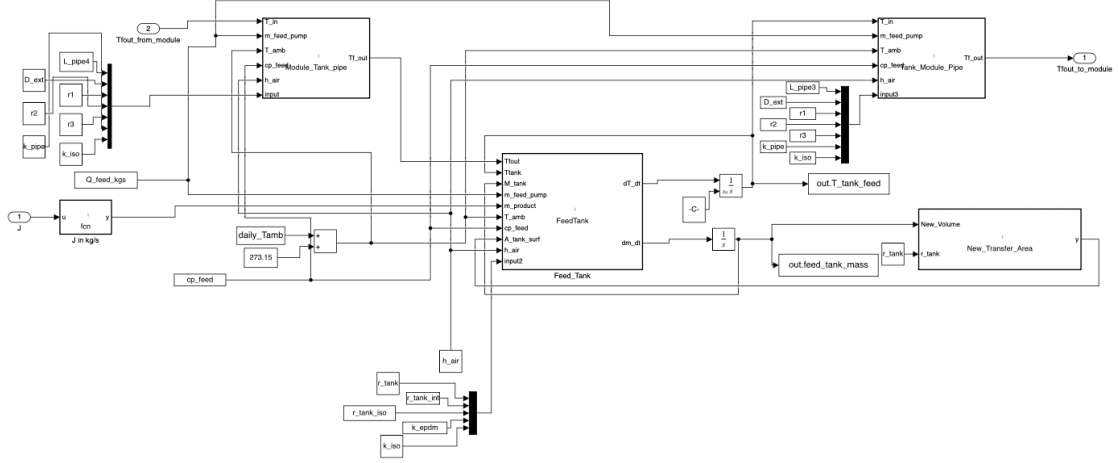
Per tenere conto della graduale diminuzione del livello d'acqua all'interno del serbatoio si è implementata una funzione in grado di calcolare la nuova area di scambio termico con l'esterno:

$$A(t) = \pi D \left( \frac{4V(t)}{\pi D^2} \right) + \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.43)$$

dove:

- $D$  è il diametro del serbatoio [m];
- $V(t)$  è il volume istantaneo di fluido occupato nel serbatoio [m<sup>3</sup>];
- $A(t)$  è la superficie bagnata totale (laterale e fondo) calcolata in funzione del volume residuo [m<sup>2</sup>].

Tubi e *Tank* sono modellati con Simulink come in Figura 3.31:


 Figura 3.31: Modellazione monodimensionale di tubi e *tank*

### 3.3.3 Post-Processing

Terminata la simulazione del sistema in Simulink si importano alcuni segnali, tra cui le distribuzioni di temperature medie dei canali e i flussi locali attraverso la membrana, e si valutano le seguenti variabili:

- Irraggiamento medio

$$Q_{ext} = \text{mean}(\text{irr\_interp}) \quad [\text{W/m}^2]$$

dove  $\text{irr\_interp}$  è il vettore dell'irraggiamento solare interpolato.

- Portata massica totale

$$\dot{m}_{tot}(t) = \sum_x Flux(x, t) \Delta A \quad [\text{kg/s}]$$

dove  $Flux(x, t)$  è il flusso locale attraverso la membrana e  $\Delta A$  è il prodotto tra la larghezza canale e la dimensione dell'elemento discretizzante la lunghezza del canale stesso.

- Calore latente medio

$$H(t) = \frac{1}{N_x} \sum H(x, t) \quad [\text{J/kg}]$$

dove  $H(x, t)$  è il calore latente locale lungo la direzione  $x$  ed  $N_x$  è il numero di nodi in quella direzione.

- Temperatura interfaccia *feed*/membrana

$$T_{mf}(t) = \frac{1}{N_x} \sum T_{mf}(x, t) \quad [^\circ\text{C}]$$

dove  $T_{mf}(x, t)$  è la temperatura all'interfaccia *feed*/membrana.

- Temperatura interfaccia permeate/plate

$$T_{mp}(t) = \frac{1}{N_x} \sum T_{mp}(x, t) \quad [^{\circ}\text{C}]$$

dove  $T_{mp}(x, t)$  è la temperatura all'interfaccia permeate/plate.

- Temperatura interfaccia film/*air gap*

$$T_{fi}(t) = \frac{1}{N_x} \sum T_{fi}(x, t) \quad [^{\circ}\text{C}]$$

dove  $T_{fi}(x, t)$  è la temperatura all'interfaccia film/*air gap*.

- Spessore film di condensazione

$$\sigma_{film}(t) = 1000 \cdot \frac{1}{N_x} \sum \sigma_{film}(x, t) \quad [\text{mm}]$$

dove  $\sigma_{film}(x, t)$  è lo spessore locale del film di condensazione.

- Pressione media lato *feed*

$$P_{mf}(t) = \frac{1}{N_x} \sum P_{feed}(x, t) \quad [\text{Pa}]$$

dove  $P_{feed}(x, t)$  è la pressione lato *feed*.

- Pressione media lato permeato

$$P_{mp}(t) = \frac{1}{N_x} \sum P_{permeate}(x, t) \quad [\text{Pa}]$$

dove  $P_{permeate}(x, t)$  è la pressione lato permeato.

- Temperatura media del modulo

$$T_{mod}(t) = \frac{1}{N_x N_z} \sum MD(x, z, t) \quad [^{\circ}\text{C}]$$

dove  $MD(x, z, t)$  è il campo di temperatura nel modulo.

- Differenza di temperatura *feed-permeate*

$$\Delta T_x = T_{feed,x} - T_{permeate,x} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

dove  $T_{feed,x}$  e  $T_{permeate,x}$  sono le temperature medie del feed e del permeato lungo  $x$ .

- Energia solare in ingresso

$$E_{in}(t_i) = S \cdot irr(t_i) \cdot (t_i - t_{i-1}) \quad [\text{J}]$$

dove  $S$  è la superficie irradiata e  $irr(t_i)$  è l'irraggiamento solare.

- Energia accumulata nel modulo

$$E_{mod}(t_i) = C_{mod} \cdot (T_{mod}(t_i) - T_{mod}(t_{i-1})) \quad [\text{J}]$$

dove  $C_{mod}$  è la capacità termica del modulo.

- Energia accumulata nel *feed*

$$E_{feed}(t_i) = \frac{m_{feed}(t_i)}{1000} c_p (T_{ftank}(t_i) - T_{ftank}(t_{i-1})) \quad [\text{J}]$$

dove  $m_{feed}$  è la massa del *feed* in g,  $\rho$  la densità e  $c_p$  il calore specifico.

- Energia disponibile

$$E_{av}(t_i) = \frac{E_{in}(t_i) - E_{mod}(t_i) - E_{feed}(t_i)}{3600} \quad [\text{Wh}]$$

dove i termini al numeratore rappresentano rispettivamente energia in ingresso, energia accumulata nel modulo ed energia accumulata nel *feed*.

- Energia disponibile cumulata

$$E_{av,cum}(t) = \sum_i E_{av}(t_i) \quad [\text{Wh}]$$

dove  $E_{av}(t_i)$  è l'energia disponibile istantanea.

- Efficienza del sistema MD

$$\eta_{MD}(t) = \frac{H(t) \dot{m}_{tot}(t) \Delta t}{E_{av}(t) \cdot 3600} \quad [-]$$

- Produttività energetica

$$Prod_{MD}(t) = \frac{\dot{m}_{tot}(t) \Delta t}{E_{av}(t)} \quad [\text{kg/Wh}]$$

- Efficienza media del sistema

$$\bar{\eta}_{MD} = 100 \cdot \text{mean}(\eta_{MD}) \quad [\%]$$

- Efficienza della membrana

$$\eta_{mem} = \frac{(\dot{m}H)}{(\dot{m}H + h_{am}(T_{mf} - T_{fi}))} \quad [-]$$

dove  $h_{am}$  è il coefficiente di scambio termico.

- $$\psi(t) = \frac{T_{mf}(t) - T_{fi}(t)}{T_{ftank}(t) - T_{ptank}(t)} \quad [-]$$

- Coefficiente di polarizzazione termica locale

$$\psi_{local} = \frac{T_{mf,end} - T_{fi,end}}{T_{fin,end} - T_{cin,end}} \quad [-]$$

- *Driving factor*

$$\Delta P_v = 0.98 P_{feed} - P_{permeate} \quad [\text{Pa}]$$

## Coppia di moduli in serie

The diagram illustrates the AGMD module architecture. It consists of two main processing blocks, AGMD MODULE 1 and AGMD MODULE 2, which are interconnected. AGMD MODULE 1 receives 'Model Inputs' (Tfin, Tpin) and a 'cross\_section\_feed' signal. It outputs a vector of 19 values (Tfout, Tptout, J, cm\_40) and a 1x42 vector. These outputs are then fed into AGMD MODULE 2, which also receives 'Model Inputs 1' (Tfin, Tpin, cp\_f2, vzf, kd, thal) and the 1x42 vector from the first module. AGMD MODULE 2 outputs another 19-value vector (Tfout, Tptout, J, cm\_40) and a 1x42 vector. The final outputs of the system are categorized into 'Feed Tank and Pipes' (out.Tfin, out.Tcin) and 'Coolant Tank and Pipes' (Tpout\_from\_module, Tpout\_to\_module).

Tuttavia, un’operazione di questo tipo comporta l’aggiunta di *loop* a quelli già esistenti, su cui Simulink presentava già *warnings* relativi allo spazio allocato in memoria. L’assenza dei tubi di collegamento tra i due moduli ha però suggerito una soluzione: modellare la serie di due moduli come un unico modulo di lunghezza raddoppiata. Questa

scelta implica l'ipotesi semplificativa di trascurare le perdite di carico e le dissipazioni termiche che si verificherebbero fisicamente nel collegamento tra le due unità, assumendo di fatto un passaggio di fluido adiabatico e senza variazioni di pressione tra i due stadi. Per questo motivo, la modellazione della serie di due moduli appare a prima vista identica a quella del singolo, all'interno dei blocchi sono state eseguite le seguenti considerazioni:

- La  $T_{fout}$  modulo 1 è la  $T_{fin}$  del modulo 2, trascurando le perdite nel tratto di tubo compreso tra i due.
- La  $\dot{m}_{feed,2}$  sarà inferiore in quanto parte della  $\dot{m}_{feed,1}$  è evaporata.
- La concentrazione salina all'interfaccia  $c_m$  all'ultimo nodo del primo modulo è la stessa del primo nodo del secondo modulo.
- Il flusso totale di permeato è dato dalla somma dei flussi dei due moduli.
- Sono raddoppiate la lunghezza dei canali, l'area irraggiata, la superficie attiva della membrana, la capacità termica del singolo modulo e, per mantenere la stessa discretizzazione, la quantità di nodi lungo il modulo.

Le prove svolte sul tetto del Politecnico di Torino hanno visto pertanto, l'aggiunta di un secondo modulo in serie. Al termine delle prove sperimentali, è stato eseguito un confronto tra i risultati ottenuti sperimentalmente e numericamente.

### 3.4 Setup sperimentale

Il design di un setup sperimentale di questo tipo deve garantire leggerezza, facilità di movimentazione e resistenza strutturale, per queste ragioni, un carrello è risultato la soluzione migliore da cui partire. Il setup prevede:

- Struttura in acciaio con profili T-Slot, riportata in Figura 3.33;
- Due ferma-moduli stampati in PLA rosso e vincolati con bullone con dado a testa martello, visibili in 3.33;
- I due moduli AGMD, posizionati come in Figura 3.34;
- Tubi in PE per connessioni pompa-*tank*, pompa-moduli, moduli-raccolta permeato, moduli *tank*. I tubi per la connessione lato *feed* devono essere isolati;
- Pompa peristaltica *feed*: modello BT600s, Lead Fluid (Baoding) Intelligent Equipment Manufacturing Co., Ltd;
- Pompa peristaltica *cooling*: modello G928, GROTHEN;
- Sdoppiatore di flusso per la configurazione in parallelo del *cooling*: modello 6540 6, Camozzi;
- Regolatori di flusso per i due rami in ingresso *cooling* per garantire portate simili tra i due moduli: modello C00GE600, RSPRO;



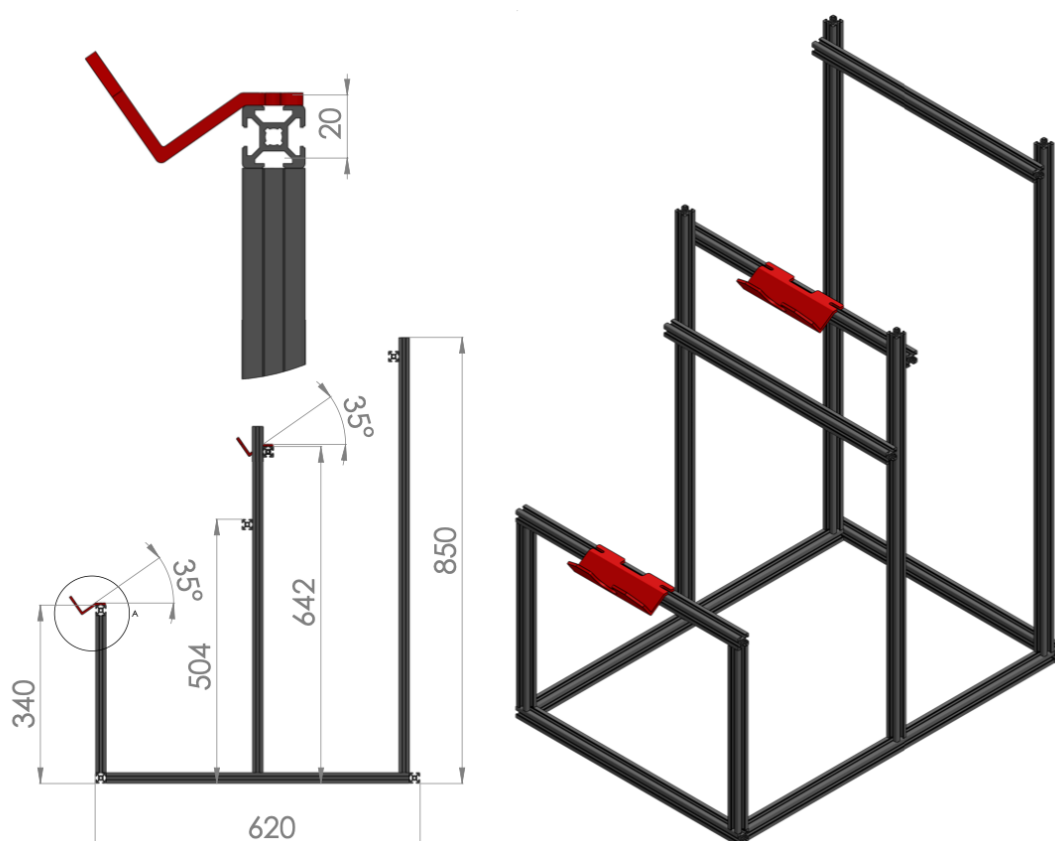


Figura 3.33: Struttura di supporto dei moduli e degli accessori durante i test sul tetto

- Coppia di flussimetri per valutare le portate in ingresso nei moduli: modello Uniflux, Influx Measurements Ltd;
- Sette termocoppie per acquisizione temperatura: ambiente, *feed tank*, *cooling tank*, *feed in*, *feed out*, *cooling in* e *cooling out*;
- Chassis USB CompactDAQ per trasferire le temperature acquisite via USB al computer: modello 781157-01, National Instruments;
- Bilancia digitale con controllo remoto VGA: modello PCB 3000-2, Kern;
- Computer con software acquisizione flussi comunicante in tempo reale con la bilancia e con software acquisizione temperature ricevente informazioni dallo chassis;
- *Feed*, *cooling* e *permeate tank*;
- Copertura in cartone e rivestita di alluminio per evitare che il contatto tra tubi e serbatoio del permeato falsi la misura dei flussi;



Figura 3.34: Posizionamento dei moduli sulla struttura di sostegno e connessione in serie dei canali di alimentazione.

- Stazione elettrica portatile composta da pannello fotovoltaico e stazione di accumulo con prese per il collegamento di computer, bilancia, pompa e chassis: modello S500 Pro, SWAREY, visibile in [Figura 3.35](#).



Figura 3.35: Sistema di alimentazione per gli apparecchi elettrici durante il test

Gli strumenti presenti all'interno di tale setup sono caratterizzati dalle incertezze strumentali riportate nella Tabella 3.6:

Tabella 3.6: Incertezze strumentali

| Incertezza  | Valore     | Unità       |
|-------------|------------|-------------|
| Massa       | $\pm 0.15$ | $g$         |
| Portata     | $\pm 5$    | $L/h$       |
| Temperature | $\pm 1$    | $^{\circ}C$ |
| Irradianza  | $\pm 5$    | $W/m^2$     |

dove l'incertezza sulla massa fa riferimento a condizioni reali sul tetto in presenza di convezione naturale.

La configurazione utilizzata per i test sul tetto è visibile da tutti e quattro i lati in Figura 3.36. Proprio osservando questa configurazione, è necessario effettuare alcune considerazioni. La connessione in parallelo dei *cooling*, attraverso l'uso di regolatori di flusso elimina l'interdipendenza tra i canali dei diversi moduli. La configurazione in serie dei canali di *feed*, invece, richiede un'analisi più approfondita. Ponendo due moduli in

serie, con uno dei due sopraelevato rispetto all'altro, si introduce nel modulo sottostante una pressione idrostatica. Se tale pressione viene ipotizzata uniforme in tutto il modulo e agente su tutte le pareti del canale, la superficie assorbente risulta soggetta a flessione. Per questo motivo, le altezze dei canali sono state valutate nel seguente modo:

- Spessore canale *cooling* = 5 mm, ritenuto costante per l'azione eseguita dai deflettori siliconati su entrambe le piastre che costituiscono il canale.
- Spessore *air gap*: partendo dal valore teorico di progetto di 3 mm si tiene conto di una riduzione fittizia dovuta alla presenza dello spacer secondo la relazione:

$$h_{eff} = h_{ch} - \frac{V_{spacer}}{A_{spacer}} = 2,56 \text{ mm} \quad (3.44)$$

- Spessore canale *feed*: in questo caso i deflettori, essendo a sezione a "T" per ridurre l'area di contatto con la membrana, non sono ancorati su entrambi i lati, quindi, durante il funzionamento questo canale può subire aumenti di spessore dovuti all'azione della pressione idrostatica.

Considerando la pressione media agente al centro del modulo, è possibile calcolare la freccia massima con la seguente relazione:

$$w_{max} = \beta_{max} \cdot \frac{q \cdot a^4 \cdot 12(1 - \nu^2)}{E \cdot h^3} \quad (3.45)$$

dove:

- $w_{max}$ : Freccia massima nel punto centrale della piastra.
- $\beta_{max}$ : Coefficiente adimensionale di forma per la freccia massima, legato al tipo di vincolo, in questo caso si considera la configurazione con tutti e quattro i lati incastrati ( $\beta_{max} = 0.00126$ )
- $q$ : Intensità della pressione o del carico uniformemente distribuito sulla piastra.
- $a$ : Lunghezza del lato della piastra quadrata.
- $\nu$ : Coefficiente di Poisson.
- $E$ : Modulo di elasticità longitudinale.
- $h$ : Spessore della piastra.

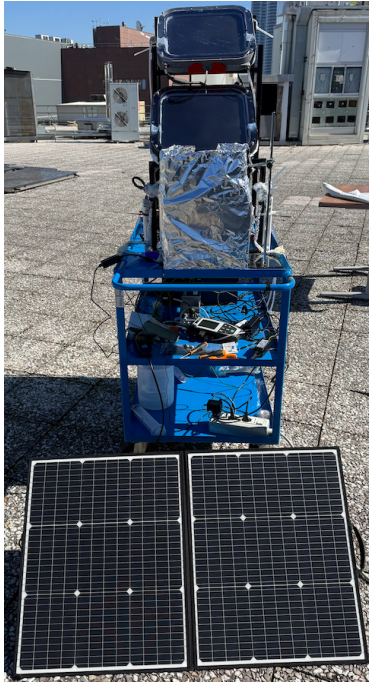
$$w_{med} = K \cdot w_{max} \approx 1 \text{ mm} \quad (3.46)$$

- $w_{med}$ : Spostamento (freccia) medio calcolato sull'intera superficie della piastra.
- $K = 0,341$  per lati incastrati: è un coefficiente di proporzionalità adimensionale dipendente dai vincoli.

Nel caso di una serie di due moduli, si considera un aumento medio di entrambi i canali:

$$h_{feed} = 5 + \frac{w_{med}}{2} \approx 5.5 \text{ mm} \quad (3.47)$$





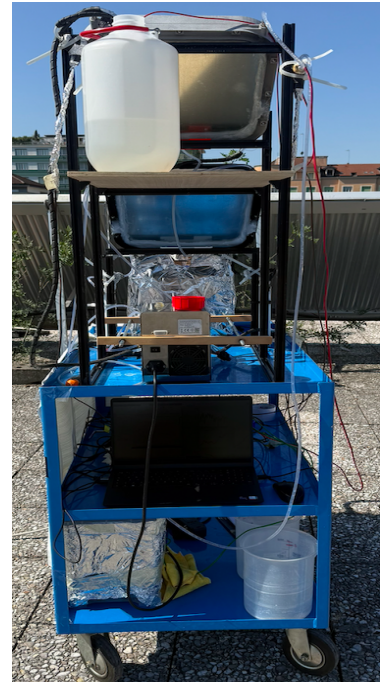
(a) Vista frontale



(b) Vista laterale destra



(c) Vista laterale sinistra



(d) Vista posteriore

Figura 3.36: Panoramica del setup sperimentale da diverse angolazioni.

Completata la definizione della geometria, si procede ad analizzare il flusso operativo per l'esecuzione del test sul tetto del Politecnico di Torino:

1. Preparazione di una soluzione salina 35 g/L come fluido di *feed*.
2. Preparazione di un volume di liquido refrigerante.
3. Inserimento delle termocoppie nei relativi serbatoi.
4. Connessione tubi di aspirazione alla pompa peristaltica.
5. Connessione tubi di mandata dalla pompa ai flussimetri, il tubo di alimentazione presenta in questo tratto un regolatore di flusso per ridurre la portata in caso di necessità.
6. Connessione flussimetri-termocoppie per entrambi i fluidi.
7. Connessione tra termocoppia ingresso canale *feed* e sdoppiamento del tubo di *cooling*.
8. Inserimento di un regolatore per ciascun ramo di *cooling* per distribuire uniformemente le portate refrigeranti tra modulo superiore e inferiore e connessione ai relativi ingressi.
9. Posizionamento in bolla della bilancia all'interno di una struttura di protezione dal vento che causerebbe movimenti che falserebbero i flussi.
10. Connessione dei tubi di raccolta del permeato per convogliare il flusso in un *tank* sul piatto della bilancia.
11. Apertura pannello fotovoltaico e connessione alla batteria.
12. Connessione elettrica della pompa alla batteria e controllo del bilancio tra potenza elettrica entrante e uscente.
13. Connessione alla rete elettrica della bilancia e del computer.
14. Avvio del sistema di acquisizione temperature con salvataggio automatico.
15. Avvio del codice Matlab di acquisizione flussi specificando l'area attiva della membrana e la frequenza di acquisizione della massa presente sulla bilancia. Il codice preleva ogni  $\Delta t$  minuti il valore rilevato dalla bilancia ( $m_i$ ), lo confronta con il valore precedente ( $m_{i-1}$ ) e valuta la produzione in LMH, in formule:

$$Flux_i = \frac{m_i - m_{i-1}}{A_{att.} \cdot \Delta t} \quad [LMH] \quad (3.48)$$

16. Avvio della pompa peristaltica.

Terminato il test sperimentale, si procede bloccando il codice Matlab e la registrazione delle temperature. Inoltre, si cerca di minimizzare la quantità di permeato presente nel canale e nei tubi di permeato per avere un'idea finale della reale produzione.

In aggiunta, si controlla la conducibilità del prodotto: l'acqua di mare con una concentrazione 35 g/L presenta una conducibilità di circa 50 ms/cm; pertanto, è facilmente individuabile una contaminazione da liquido di alimentazione.

Infine, si procede con lo svuotamento completo dei canali di alimentazione e refrigerazione per minimizzare la quantità di acqua stagnante nel modulo e periodicamente si verifica l'integrità della membrana e la deformabilità residua a compressione degli o-ring.

A questo punto, per contestualizzare i risultati operativi, si estraggono i dati climatici della giornata di test. Tali dati vengono monitorati e raccolti dalla stazione meteorologica *TWINS*, installata sul tetto del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino. Nel dettaglio vengono estrapolate: la temperatura ambiente, la velocità del vento, l'umidità relativa e l'irradianza globale orizzontale. Proprio partendo da quest'ultima si procede con la definizione dell'irradianza agente sui moduli inclinati, la *Global Tilted Irradiance* (*GTI*), ottenuta come somma delle componenti:

$$GTI = G_{bT} + G_{dT,circ} + G_{dT,iso} + G_{rT}$$

dove:

- $G_{bT}$ : componente diretta della radiazione solare sul piano inclinato, con:

$$G_{bT} = G_b R_b$$

con:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}$$

e:  $G_b$  = componente diretta della radiazione globale orizzontale,  $\theta$  = angolo di incidenza sul piano inclinato,  $\theta_z$  = angolo zenitale solare.

- $G_{dT,circ}$ : radiazione diffusa concentrata attorno al disco solare, con:

$$G_{dT,circ} = G_d \cdot A_i \cdot R_b$$

con:  $G_d$  = componente diffusa della GHI,  $A_i$  = indice di anisotropia della radiazione diffusa,  $R_b$  = fattore geometrico solare.

- $G_{dT,iso}$ : radiazione diffusa isotropica del cielo, con:

$$G_{dT,iso} = G_d \cdot (1 - A_i) \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \cdot F$$

con:  $G_d$  = radiazione diffusa orizzontale,  $A_i$  = indice di anisotropia,  $\beta$  = inclinazione del modulo fotovoltaico,  $F$  = fattore empirico del modello anisotropico.

- $G_{rT}$ : radiazione riflessa dal suolo, con:

$$G_{rT} = GHI \cdot \rho \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2}$$

con:  $\rho$  = albedo del suolo,  $\beta$  = inclinazione del pannello ( $35^\circ$ ).

- $A_i$ : indice di anisotropia della radiazione diffusa, con:

$$A_i = \frac{G_b}{G_o}$$

con:  $G_b$  = componente diretta orizzontale,  $G_o$  = irradianza extraterrestre su piano orizzontale.

- $G_o$ : irradianza extraterrestre su piano orizzontale, con:

$$G_o = G_{on} \cos \theta_z$$

con:  $G_{on}$  = irradianza extraterrestre su piano normale,  $\theta_z$  = angolo zenitale solare.



## 4 Analisi dei Risultati

### 4.1 Risultati sperimentali

La procedura sperimentale descritta nel capitolo precedente ha consentito di acquisire i dati necessari alla caratterizzazione del comportamento del sistema a due moduli in condizioni operative reali. Attraverso il sistema di monitoraggio sono state registrate nel tempo le principali grandezze di interesse, quali le temperature dei fluidi, le portate di alimentazione e refrigerazione, l'irraggiamento solare incidente e la produzione di permeato.

Nel presente capitolo vengono analizzati i risultati ottenuti durante le tre prove sperimentali effettuate sul tetto del Politecnico di Torino, con particolare attenzione all'evoluzione temporale del flusso di permeato, riportato a fianco dell'irraggiamento solare per valutare visivamente la risposta del sistema alle variazioni meteorologiche. Inoltre, vengono analizzati i profili di temperatura dei due canali e infine, per quantificare la qualità delle prestazioni, si definisce l'efficienza termica media di ciascun test.

Al fine di garantire un confronto coerente tra le diverse prove sperimentali, sono state definite condizioni operative standard mantenute costanti durante l'esecuzione dei test e riportate nella Tabella 4.1.

Tabella 4.1: Condizioni standard per i test

| Parametro         | Valore | Unità  |
|-------------------|--------|--------|
| Località          | Torino | –      |
| Tilt              | 35     | °      |
| Azimut            | 0      | °      |
| Portata feed      | 60     | ml/min |
| Portata cooling   | 120    | ml/min |
| Salinità iniziale | 35     | g/l    |
| Volume feed       | 4      | l      |
| Volume cooling    | 15     | l      |

### 4.1.1 Test N.1

Tabella 4.2: Parametri temporali e durata del test N.1

| Test N.1           |            |
|--------------------|------------|
| Data               | 02/07/2026 |
| Orario inizio test | 10:08:00   |
| Orario fine test   | 18:13:00   |
| Durata             | 8h 05m     |

Al fine di contestualizzare i risultati operativi è necessario illustrare il quadro climatico presente durante il test. L'evoluzione temporale delle quattro grandezze climatiche rilevanti per le prestazioni del sistema è fornita dalla stazione meteorologica del laboratorio *TWINS* ed è riportata in Figura 4.1.

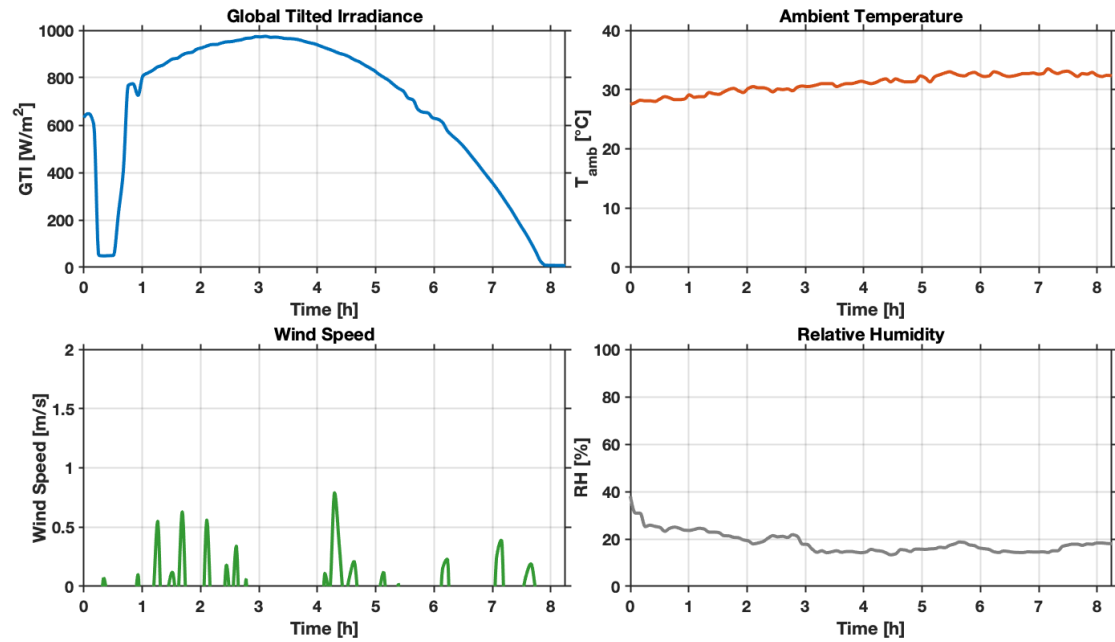


Figura 4.1: Condizioni climatiche lungo la durata del primo test

Dall'analisi dei profili climatici si evince che la giornata è stata caratterizzata da un cielo costantemente sereno, la curva dell'irraggiamento ha un andamento regolare senza cali improvvisi se non nella prima ora, dove il sistema di rilevamento dati risulta in ombra in tutti i test.

La velocità del vento inferiore a 1  $m/s$  suggerisce che le perdite termiche per convezione

forzata verso l'esterno siano state limitate, preservando il calore utile all'interno dei moduli.

La relazione diretta tra l'irraggiamento solare entrante e la risposta produttiva del sistema è descritta dalla Figura 4.2 che permette di visualizzare la reattività del sistema alle variazioni energetiche. Il grafico evidenzia in modo chiaro l'inerzia termica del sistema.

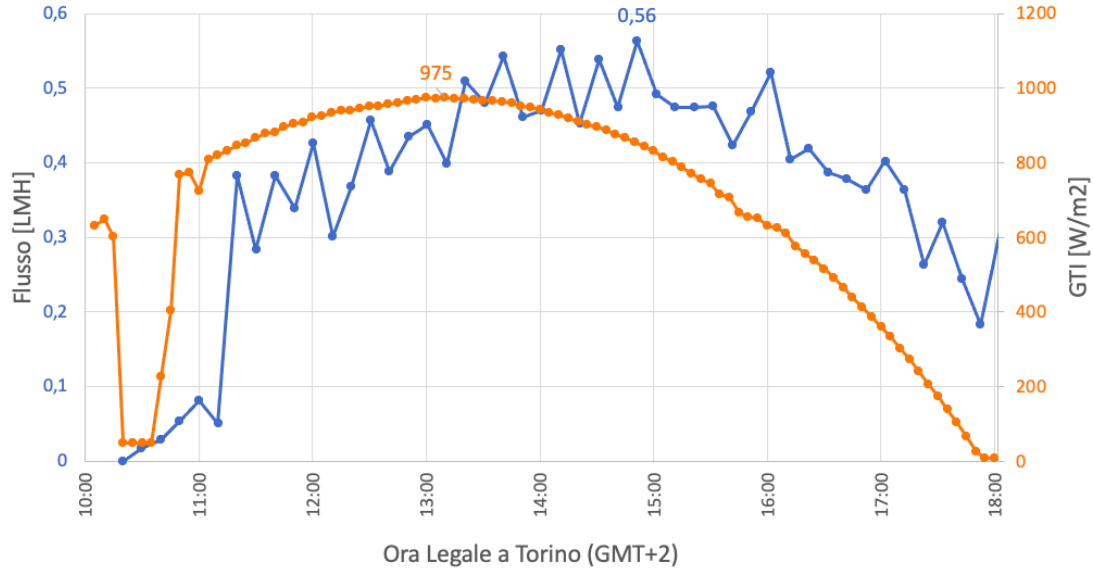


Figura 4.2: Andamento dei flussi e della *GTI* lungo la durata del primo test

Nonostante l'irraggiamento significativo, le prime ore del mattino sono caratterizzate da flussi minimi; questo ritardo è dovuto proprio all'inerzia termica del fluido di alimentazione che richiede tempo per raggiungere una temperatura tale da generare una pressione di vapore sufficiente a vincere la resistenza della membrana e ad attivare il processo di evaporazione.

Successivamente, l'andamento dei flussi segue quello dell'irraggiamento che, dopo le 13:00 circa, inizia a scendere dolcemente. Il calore immagazzinato nel circuito, tuttavia, sostiene la produzione di permeato, il quale descrive un declino ancor meno repentino.

In aggiunta, per descrivere quanto avviene termodinamicamente all'interno del modulo, si riporta, nel grafico di Figura 4.3, l'andamento di due temperature fondamentali per ciascun canale: quella del serbatoio e quella all'uscita dal modulo.

La scelta di escludere la temperatura all'ingresso del modulo è dovuta solo a motivi di chiarezza grafica, dato che essa si sarebbe quasi del tutto sovrapposta a quella del *tank*, rendendo irrilevanti le perdite di calore lungo le tubazioni in questa fase di analisi qualitativa.

Dal grafico in Figura 4.3 è interessante notare come le distanze in termini di temperatura vadano a ridursi tra i due fluidi, il canale di raffreddamento asporta calore da quello di alimentazione e, nonostante l'isolamento, anche il serbatoio aumenta la temperatura a contatto con l'ambiente. Questo effetto riduce la differenza di pressione di vapore e, quindi, la produttività.

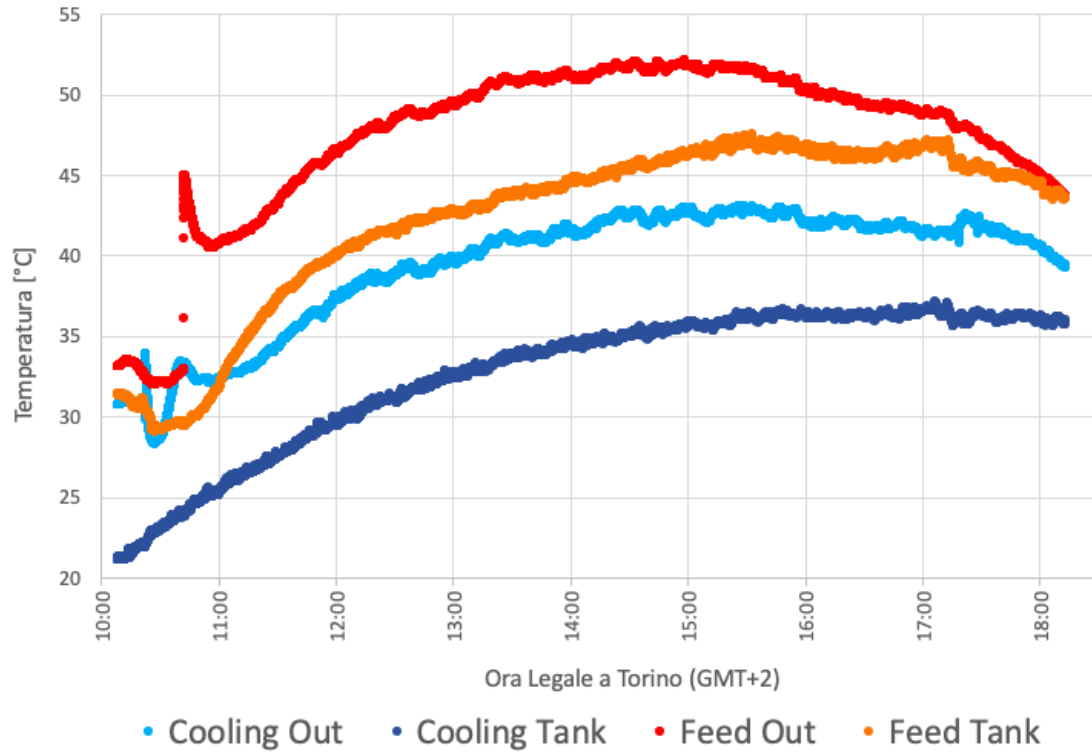


Figura 4.3: Andamento delle temperature lungo la durata del primo test

#### 4.1.2 Test N.2

Tabella 4.3: Parametri temporali e durata del test N.2

| Test N.2           |            |
|--------------------|------------|
| Data               | 07/07/2026 |
| Orario inizio test | 09:00:00   |
| Orario fine test   | 17:55:00   |
| Durata             | 8h 55m     |

La seconda prova è caratterizzata dalla presenza di velature sparse, concentrate specialmente nelle ore centrali del giorno. L'andamento, particolarmente instabile, è descritto dalla curva dell'irraggiamento di Figura 4.4.

Anche in questo caso si evidenzia il costante ritardo dell'inizio della produttività rispetto all'innalzamento dell'irraggiamento solare. In questo test, caratterizzato da velature sparse, l'inerzia termica dovuta alla capacità termica dei fluidi e dei moduli smorza

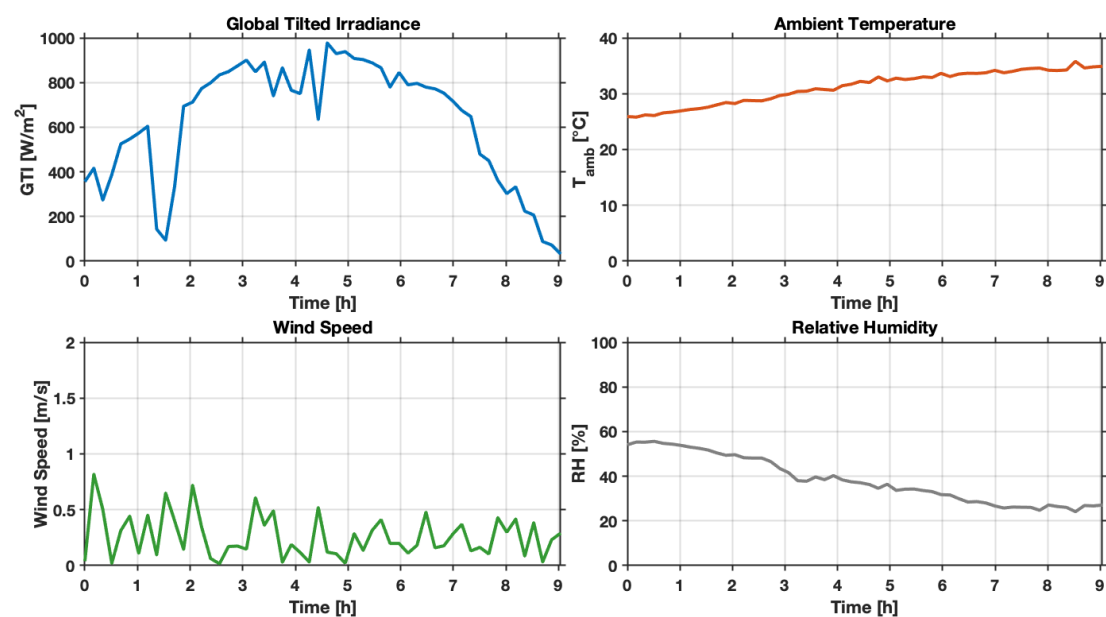


Figura 4.4: Condizioni climatiche lungo la durata del secondo test

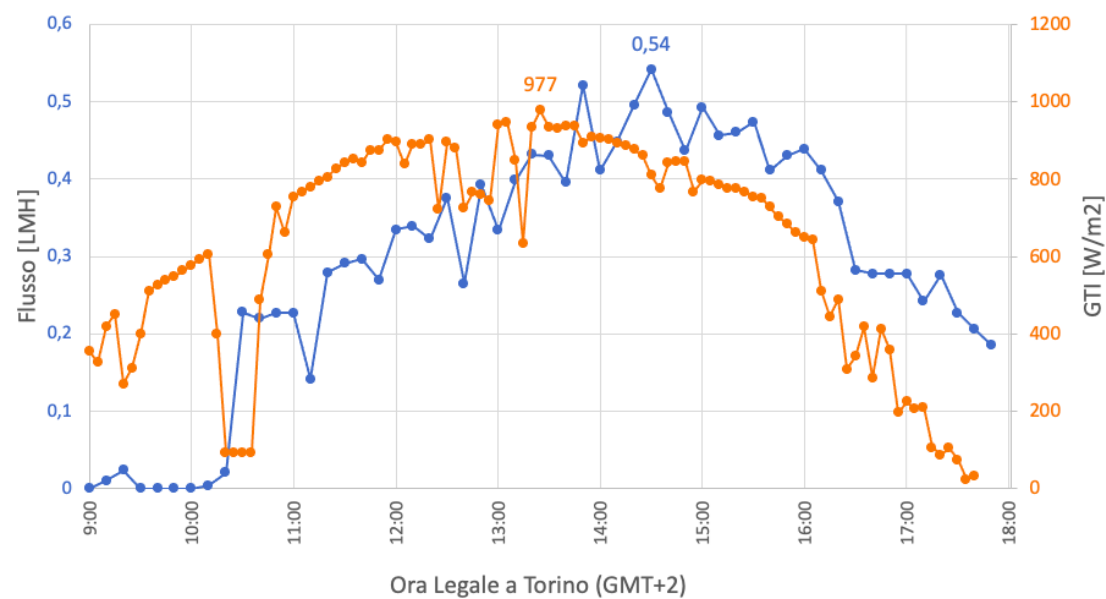


Figura 4.5: Andamento dei flussi e della *GTI* lungo la durata del secondo test

gli effetti delle variazioni climatiche. Tale effetto è visibile anche nell'andamento delle temperature del grafico di Figura 4.6.

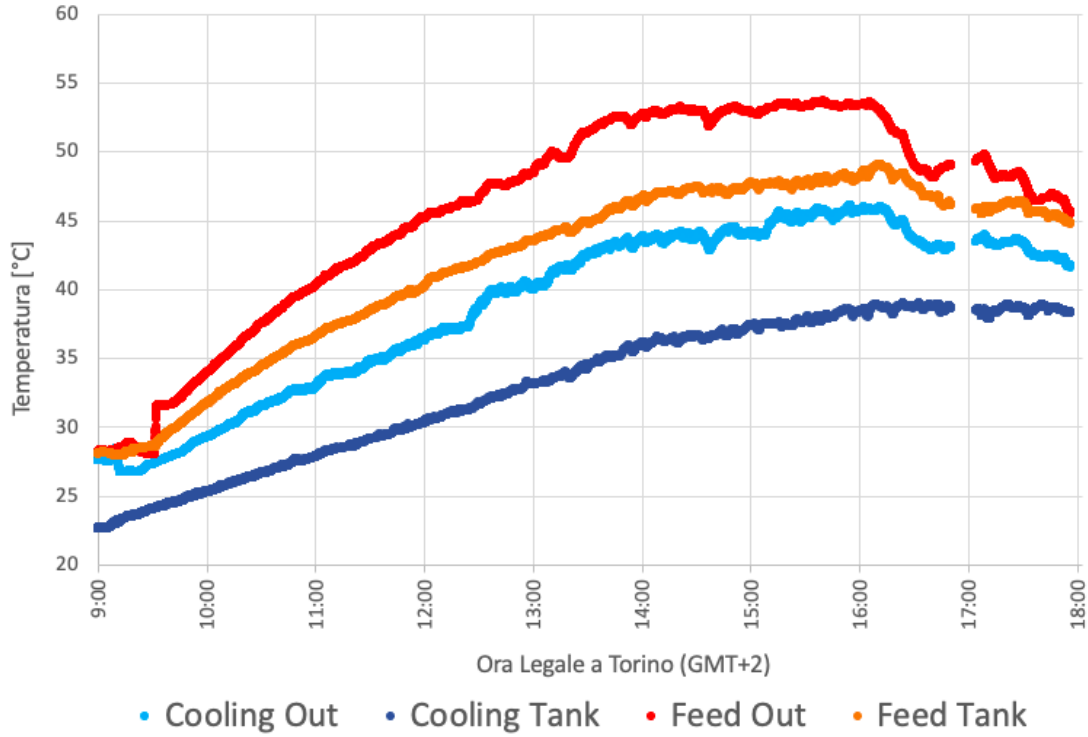


Figura 4.6: Andamento delle temperature lungo la durata del secondo test

### 4.1.3 Test N.3

Tabella 4.4: Parametri temporali e durata del test N.3

| Test N.3           |            |
|--------------------|------------|
| Data               | 09/07/2026 |
| Orario inizio test | 09:00:00   |
| Orario fine test   | 18:45:00   |
| Durata             | 9h 45m     |

Il terzo test rappresenta lo scenario operativo più severo, caratterizzato da forti e repentine variazioni radiative nelle ore centrali della giornata. La forte sensibilità termica del sistema è rilevabile in entrambi i grafici.

Nel dettaglio, nel primo pomeriggio, la presenza di nuvole ha portato al minimo i valori dell'irraggiamento causando una diminuzione della temperatura all'uscita del canale di *feed* di 10°C circa. Di conseguenza, in questa fase il flusso di permeato assume un andamento

fortemente instabile, calando a picco durante la perturbazione per poi risalire prontamente ai valori massimi non appena il cielo torna a rasserenarsi.

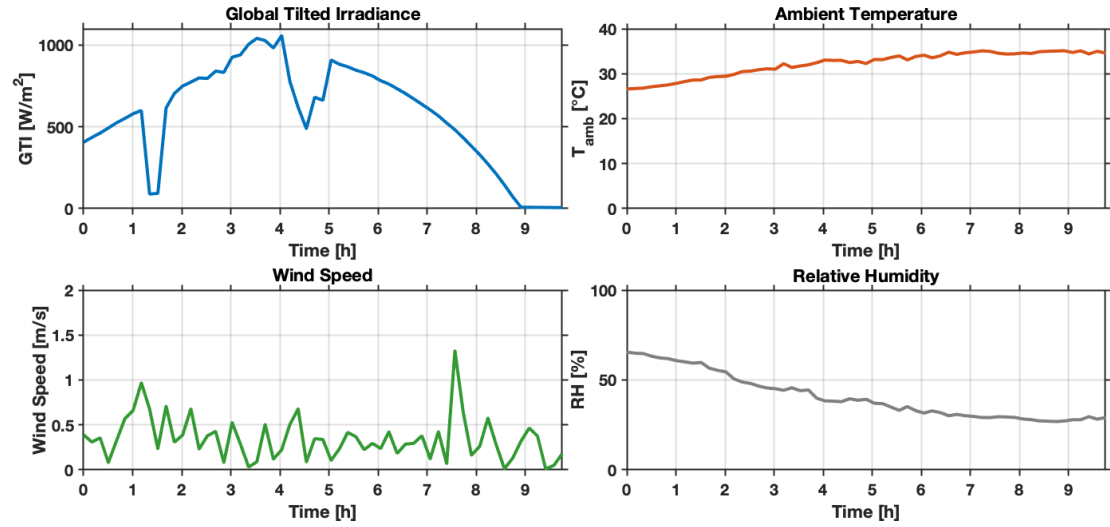


Figura 4.7: Condizioni climatiche lungo la durata del terzo test

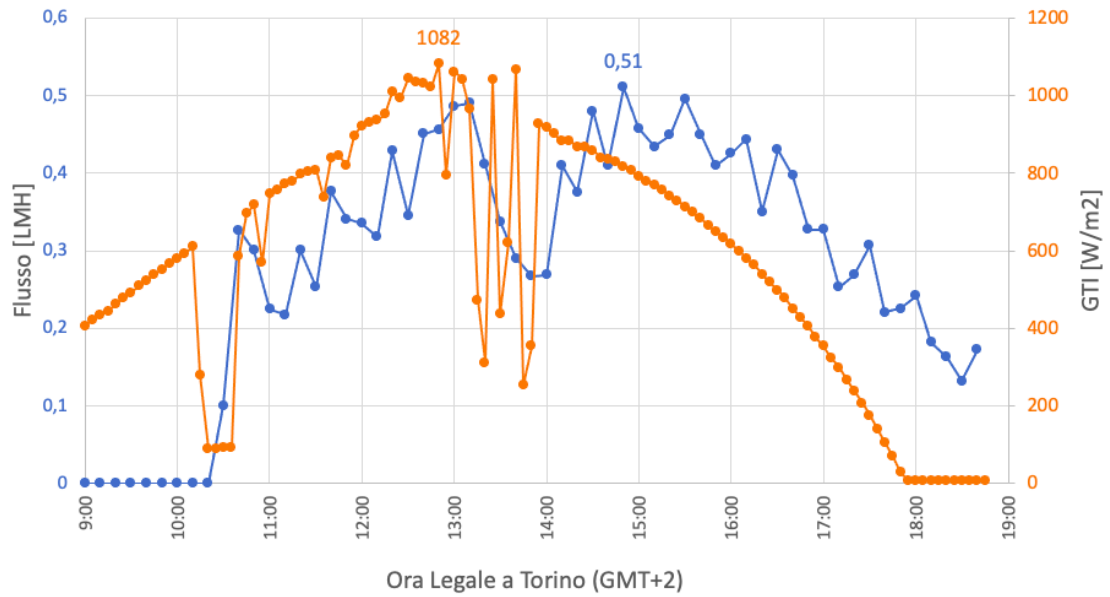


Figura 4.8: Andamento dei flussi e della *GTI* lungo la durata del terzo test

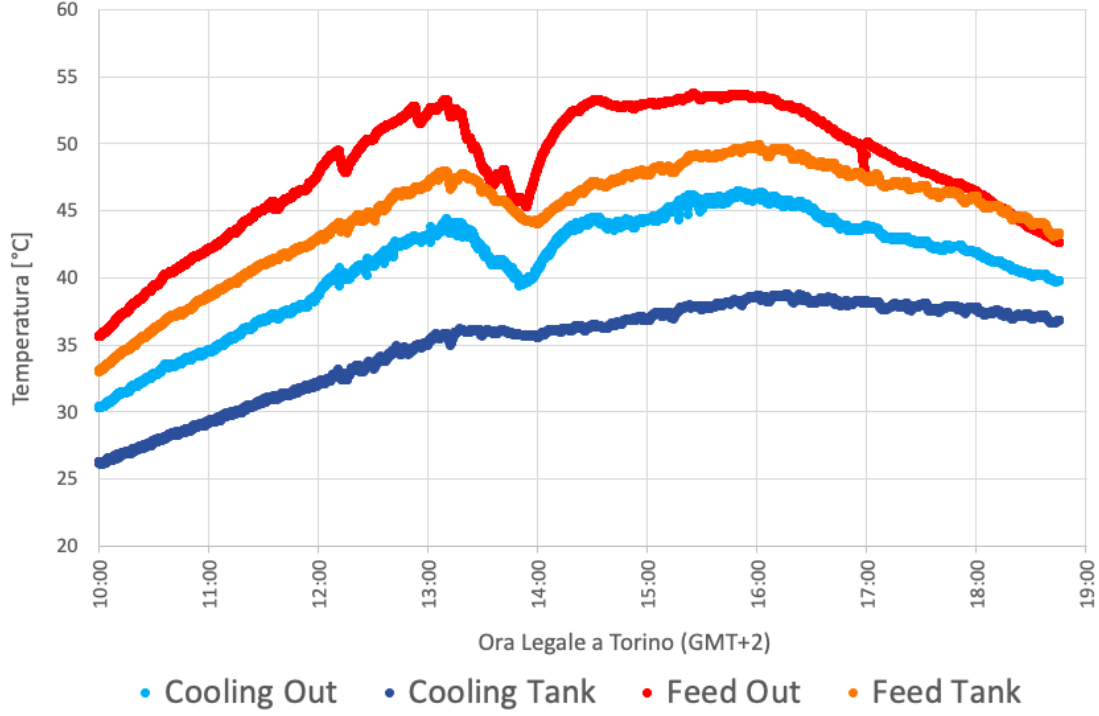


Figura 4.9: Andamento delle temperature lungo la durata del terzo test

Infine, per fornire una valutazione quantitativa delle prestazioni energetiche del processo, viene calcolata l'efficienza termica media secondo la seguente relazione:

$$\eta = \frac{H_{medio} \cdot m_{prod}}{3600 \cdot \Sigma_i GTI_i \cdot \Delta t_i \cdot A_{irr}} \quad (4.1)$$

dove:

- $H_{medio}$  è il calore latente di vaporizzazione *feed* [ $J/kg$ ]. Usando la salinità iniziale  $c_{in}$  e la temperatura media ( $T$ ) del fluido di alimentazione tra in e out, si valuta  $H$ :

$$H = \left(1 - \frac{c_{in}}{1000}\right) \left(2501.897 - 2.407 \cdot T + 1.192 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 1.586 \cdot 10^{-5} \cdot T^3\right) \cdot 1000$$

Successivamente ne si valuta il suo valore medio.

- $m_{prod.}$  è, in  $kg$ , la quantità di permeato prodotta nel corso dei tre test, riassunta in Figura 4.10.
- $\Sigma_i GTI_i \cdot \Delta t_i$  è l'energia entrante in un intervallo di tempo  $\Delta t_i$  [ $kWh$ ].

Le efficienze termiche medie ottenute nei tre test sono riassunte nella Tabella 4.5:



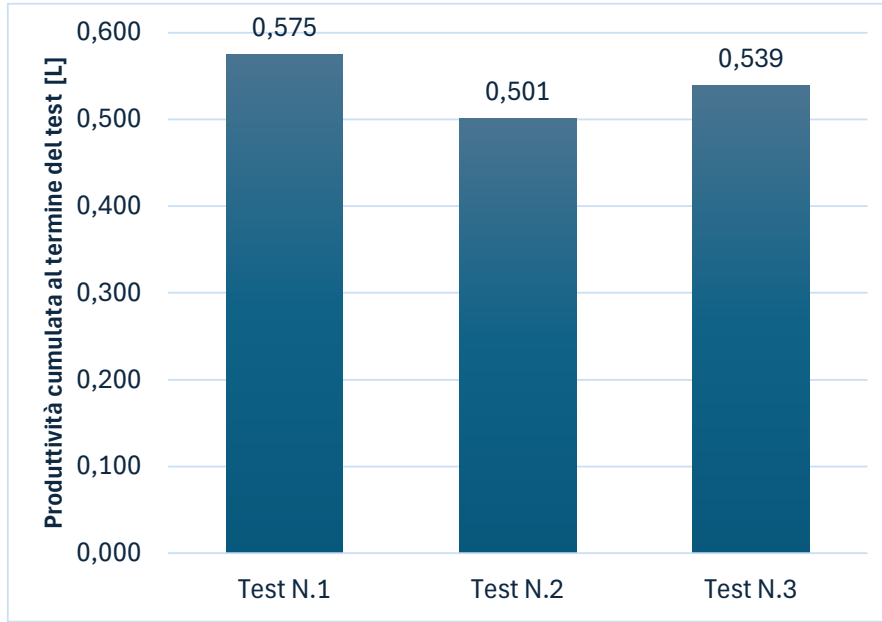


Figura 4.10: Confronto tra le produttività cumulate nei tre test

Tabella 4.5: Efficienza termica media dei test

| Test | $\eta_{th}$ |
|------|-------------|
| 1    | 35,46%      |
| 2    | 32,31%      |
| 3    | 31,90%      |

Considerando che le condizioni operative sono appositamente mantenute costanti per effettuare questo tipo di considerazioni, la distanza tra i valori di efficienza dei tre test è imputabile solamente alle differenti condizioni climatiche. L'efficienza massima è quella inerente alla giornata con meno variazioni climatiche, in cui il sistema non è risultato perturbato dalla presenza di nuvole, per questo motivo la conferma di validazione del modello sarà svolta proprio facendo riferimento a questo test.

In queste condizioni favorevoli il sistema ha potuto mantenere un gradiente termico più uniforme attraverso la membrana, massimizzando la produzione di permeato. Al contrario, le variazioni di irraggiamento dovute al passaggio delle nuvole hanno generato transitori termici che hanno richiesto parte dell'energia incidente per il riscaldamento del sistema, riducendo l'energia effettivamente disponibile per il processo di evaporazione e, di conseguenza, l'efficienza termica media.

## 4.2 Conferma di validazione del modello

Nello sviluppo di modelli fisico-matematici, la semplificazione dei fenomeni reali rappresenta uno strumento necessario per rendere trattabile il problema dal punto di vista computazionale. L'introduzione di opportune assunzioni teoriche consente di isolare le principali variabili di interesse, sebbene determini inevitabili scostamenti rispetto al comportamento del sistema reale.

La validazione sperimentale ha proprio l'obiettivo di confrontare ciò che viene predetto numericamente dal modello con quanto si ottiene sperimentalmente, mostrando discrepanze da analizzare per affinare le simulazioni. Dato che questo modello è stato validato precedentemente all'avvio di questo lavoro, la seguente sezione ha l'obiettivo di confermarne la validità. Di conseguenza, scegliendo il test N.1 per eseguire il confronto, si analizzano i risultati ottenuti sperimentalmente e numericamente.

È tuttavia doveroso precisare che tale confronto costituisce una verifica delle prestazioni del modello in condizioni operative particolarmente favorevoli e limitatamente perturbate. Nel caso degli altri due test, caratterizzati da condizioni meteorologiche meno stabili o sfavorevoli, il modello ha fornito una stima della produttività complessivamente sufficiente. Peraltro, quest'ultima è caratterizzata da una parziale perdita di accuratezza sul flusso istantaneo, dovuta all'elevata sensibilità, e alla conseguente riduzione di affidabilità, del sistema di rilevazione dell'irraggiamento solare in presenza di coperture nuvolose. Come si può osservare in Figura 4.11, il modello

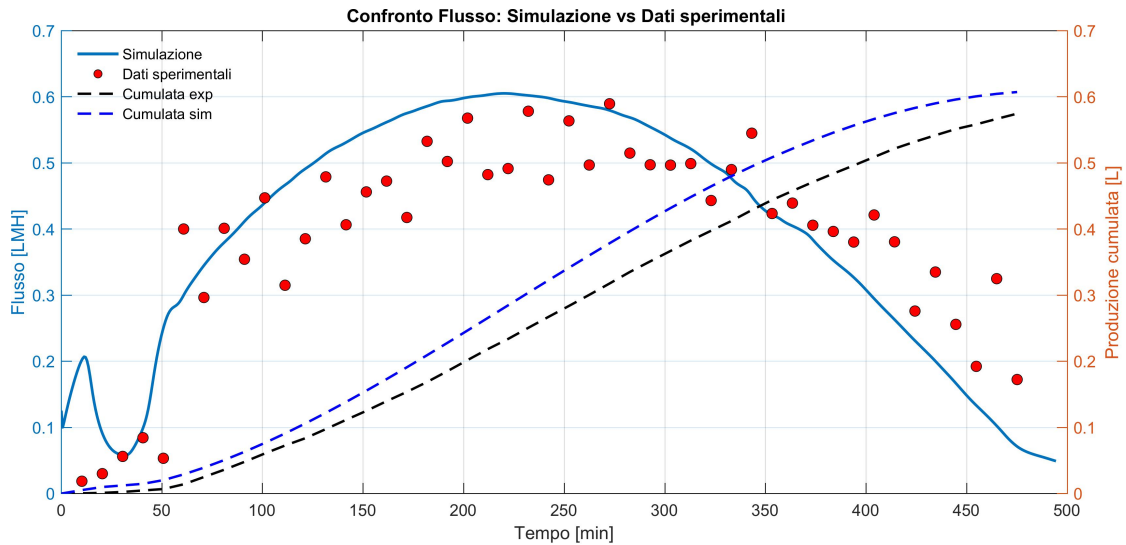


Figura 4.11: Confronto tra flussi sperimentali e simulati

mostra un'ottima capacità di replicare l'andamento sperimentale dei flussi, tuttavia, alcuni punti meritano un'attenzione particolare. In particolare, nella parte sinistra del grafico, si nota chiaramente la complessa modellazione dell'inerzia termica iniziale del sistema che descrive un accenno di flusso immediato che nella realtà non

trova riscontro. Procedendo verso destra, fino all'inizio del declino dei flussi, la simulazione segue fedelmente l'andamento dei dati, in genere sovrastimando leggermente la produzione. Nella fase finale del test, il modello descrive un declino della produttività più repentino rispetto al sistema reale. Quest'ultimo, infatti, beneficia di un effetto di accumulo termico nei fluidi e nei serbatoi superiore continuando a produrre permeato grazie al calore residuo. Il modello descrive sufficientemente bene le inerzie termiche del sistema tuttavia alcuni fenomeni sperimentali sono difficilmente replicabili numericamente, si pensi ad esempio alla messa in ombra del sistema di rilevamento dati meteorologici o ad un'eventuale ostruzione dei pori di membrana dovuta alla presenza di corpi esterni all'interno dei canali o velature del cielo.

Per quantificare la bontà del modello, si valuta il *Mean Absolute Error (MAE)* dei flussi: L'accuratezza del modello numerico nel predire il comportamento istantaneo del sistema è stata valutata quantitativamente mediante il calcolo dell'Errore Medio Assoluto (MAE, *Mean Absolute Error*). Tale indicatore statistico esprime lo scostamento medio aritmetico tra i valori simulati e quelli sperimentali lungo gli  $n$  punti di campionamento:

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |J_{sim,i} - J_{exp,i}| = 0,105 \text{ LMH} \quad (4.2)$$

dove  $J_{sim,i}$  rappresenta il flusso di permeato predetto dalla simulazione al tempo di simulazione  $i$ -esimo,  $J_{exp,i}$  è il rispettivo valore ricavato dai dati sperimentali e  $n$  è il numero di punti di campionamento.

Un ulteriore riscontro della bontà del modello si ottiene analizzando le curve di produzione cumulata, riportate sull'asse verticale destro della Figura 4.11. Nonostante le lievi discrepanze locali registrate sul flusso istantaneo, la curva tratteggiata della simulazione segue strettamente il profilo sperimentale e a dimostrarlo è proprio lo studio delle cumulate di Figura 4.12. Per descrivere quantitativamente la differenza tra le due cumulate, si procede al calcolo dell'errore relativo percentuale ( $\epsilon$ ):

$$\epsilon_{cum} = \frac{|J_{cum,sim} - J_{cum,exp}|}{J_{cum,exp}} \cdot 100 = 5,52\% \quad (4.3)$$

dove:

- $J_{cum,sim}$  rappresenta la produzione cumulata totale predetta dal modello di simulazione al termine del test;
- $J_{cum,exp}$  rappresenta la produzione cumulata totale misurata sperimentalmente alla fine della prova.

Infine, l'ultimo confronto riguarda i valori dei flussi medi sperimentali e numerici, i cui valori sono riportati nel grafico di Figura 4.13. Con questi due valori si giunge alla definizione dell'ultimo parametro, l'errore relativo dei flussi medi:

$$\epsilon_{medio} = \frac{|\bar{J}_{sim} - \bar{J}_{exp}|}{\bar{J}_{exp}} \cdot 100 = 3,61\% \quad (4.4)$$

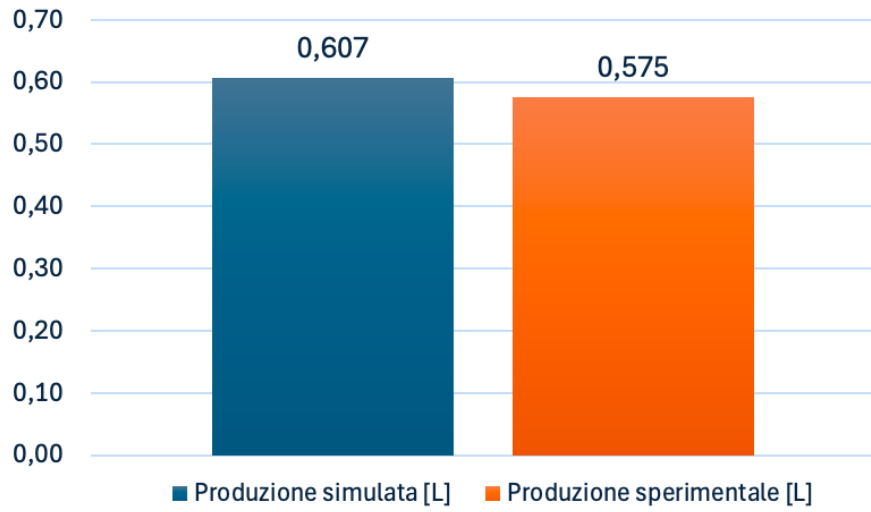


Figura 4.12: Confronto tra le cumulate dei flussi sperimentali e simulati

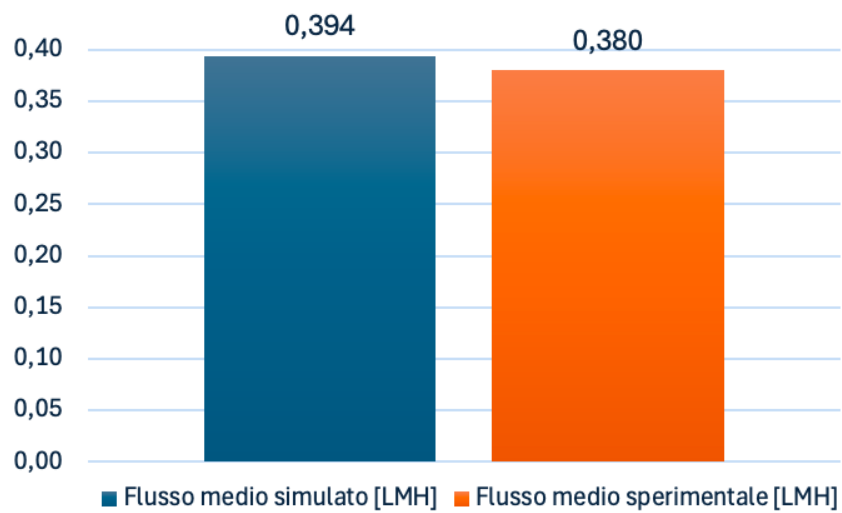


Figura 4.13: Confronto tra flussi medi sperimentali e simulati

dove:

- $\bar{J}_{sim}$  è il valore medio del flusso di permeato calcolato lungo l'intera simulazione [LMH];
- $\bar{J}_{exp}$  è il valore medio del flusso di permeato ricavato dai dati della prova sperimentale [LMH].

### 4.3 Esplorazione del modello

Come introdotto nelle fasi iniziali di questo elaborato, diversi parametri influenzano le performance di un dissalatore AGMD. Per quantificare questo effetto, in questo capitolo viene presentata una *Sensitivity Analysis*; l'obiettivo è valutare la sensibilità della produttività, e di conseguenza l'efficienza del sistema, alla variazione delle portate dei due canali.

Facendo riferimento a condizioni fisse, in questo caso si è fatto riferimento ai parametri riassunti in Tabella 4.1 e alle condizioni climatiche del test N.1, riportate in Figura 4.4, viene variata la portata di uno dei due canali mentre l'altra è mantenuta costante al valore iniziale. Simulando una giornata solare di 9 ore, l'obiettivo è determinare quali sono le portate che ottimizzano il processo.

I valori dei parametri utilizzati per la *Sensitivity Analysis* sono riassunti nella Tabella 4.6, i valori in grassetto sono proprio quelli mantenuti costanti quando non oggetto di analisi:

Tabella 4.6: Parametri per la *Sensitivity Analysis*

| Parametro                 | Unità  | Valori analizzati               |
|---------------------------|--------|---------------------------------|
| Portata di alimentazione  | ml/min | 0.1, 10, <b>60</b> , 500, 1000  |
| Portata di raffreddamento | ml/min | 0.1, 10, <b>120</b> , 500, 1000 |

La sensibilità del flusso medio [ $LMH$ ] e dell'efficienza media energetica alla variazione della portata di alimentazione è descritta dal grafico in Figura 4.14. Dall'andamento descritto dalla Figura 4.14, si osserva che la riduzione della portata di alimentazione determina un aumento in termini di produttività. Tale comportamento è attribuibile al maggiore tempo di residenza all'interno del canale; una riduzione della portata, a parità di sezione del canale riduce la velocità di percorrenza del fluido; di conseguenza, quest'ultimo rimane a contatto con la piastra assorbente l'irraggiamento solare per più tempo, assorbendo una maggiore quantità di calore.

Questo effetto positivo risulta prevalente rispetto al peggioramento introdotto da una maggiore polarizzazione termica. Tale fenomeno, riguardante il canale di alimentazione, si presenta come una riduzione della temperatura del fluido all'interfaccia con la membrana, dovuta all'evaporazione del permeato. Ridurre la temperatura del lato caldo significa ridurre la differenza di pressione di vapore con il lato freddo, ovvero la *driving force* del sistema. Come anticipato, il miglioramento introdotto dal maggiore tempo di residenza supera la riduzione di  $\Delta p_v$ . Inoltre, secondo l'andamento del grafico di Figura 4.14, l'effetto benefico della riduzione della portata di alimentazione può portare a operare a valori molto bassi, sotto l'unità. Ciò nonostante, una riduzione eccessiva della portata di alimentazione, come  $\dot{m}_{feed} = 0,1 \text{ ml/min}$ , è difficilmente realizzabile dal punto di vista operativo. Essa richiederebbe un controllo estremamente accurato del flusso e in più, i tempi di permanenza eccessivamente

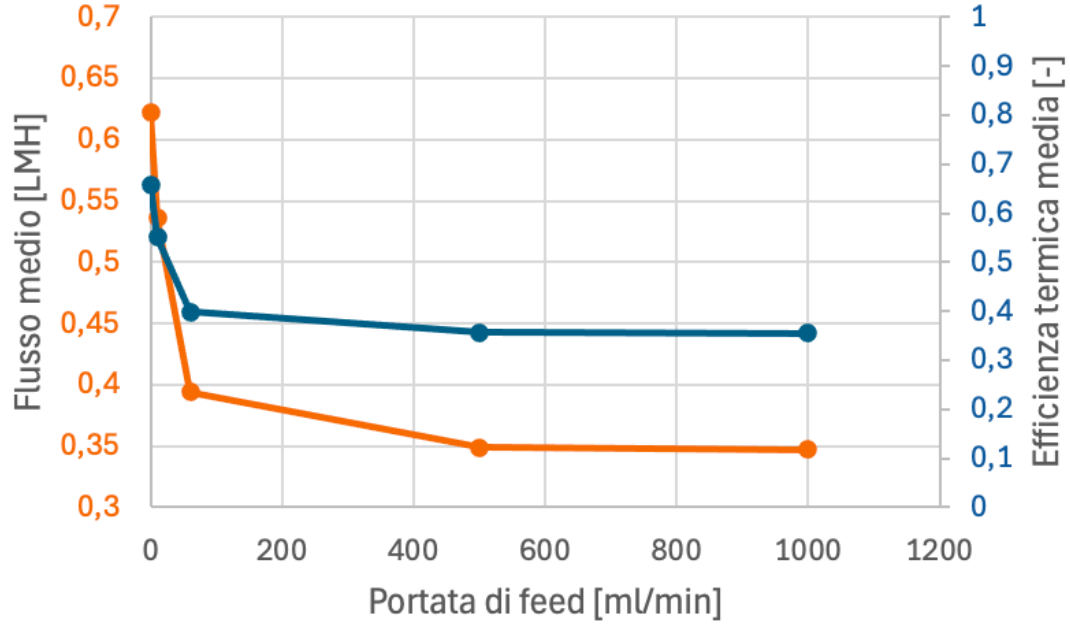


Figura 4.14: *Sensitivity Analysis*: dipendenza da  $\dot{m}_{feed}$

elevati, innalzerebbero le temperature all'uscita del canale oltre i limiti fisicamente accettabili e valutabili solo numericamente.

Pertanto, il valore di  $\dot{m}_{feed} = 10 \text{ ml/min}$  rappresenta il miglior compromesso tra incremento della produttività e fattibilità operativa. Tale condizione permette infatti di sfruttare il vantaggio derivante da un maggiore tempo di residenza, mantenendo al contempo un controllo adeguato della distribuzione termica e garantendo temperature di esercizio compatibili con il funzionamento del sistema.

La dipendenza dei due parametri dalla portata del fluido raffreddante è riportata in Figura 4.15. Dall'analisi si nota chiaramente come un aumento della portata di *cooling* determini un miglioramento delle prestazioni del sistema. Tale comportamento è attribuibile alla maggiore capacità della corrente refrigerante di asportare il calore associato alla condensazione del permeato. Un incremento della portata comporta infatti un aumento della capacità termica della corrente di raffreddamento, permettendo di mantenere temperature inferiori e più uniformi lungo il modulo.

Una maggiore asportazione di calore mantiene la temperatura all'interno dell'intercapedine più bassa, determinando una diminuzione della pressione di vapore del fluido all'interno. Di conseguenza, aumenta la  $\Delta p_v$  e si favorisce il processo.

Osservando l'andamento di Figura 4.15 si identifica un comportamento asintotico per portate superiori a  $200 \text{ ml/min}$ . Oltre tale valore si raggiunge la saturazione, un eventuale aumento della portata di *cooling* non determina un miglioramento significativo delle prestazioni. L'andamento indica che all'interno dell'intervallo

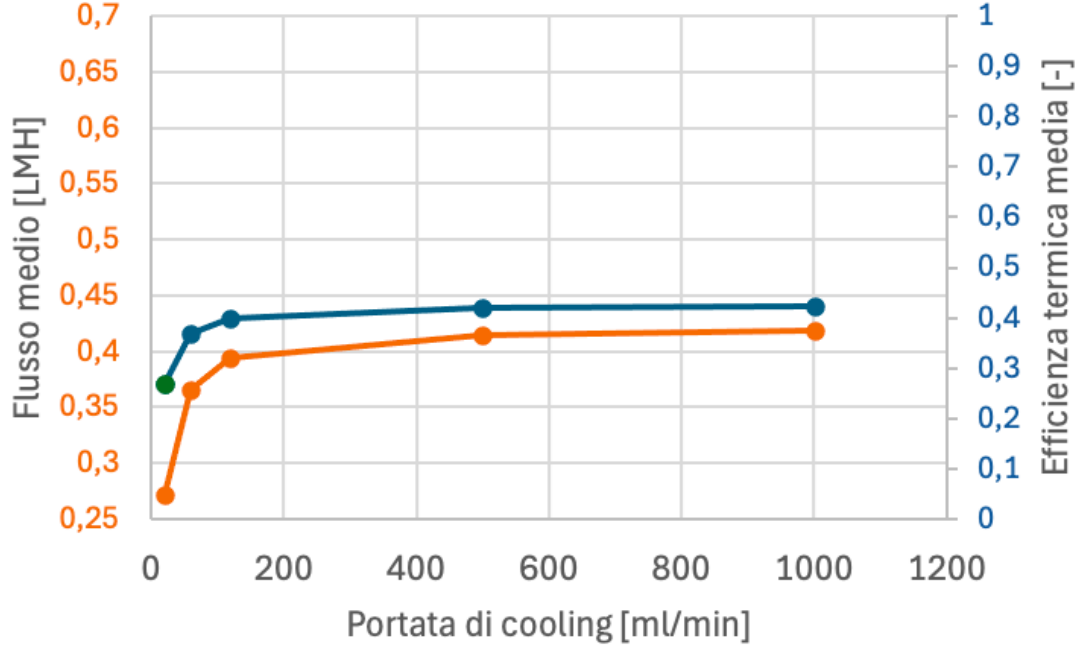


Figura 4.15: *Sensitivity Analysis*: dipendenza da  $\dot{m}_{cool}$

120 – 200  $ml/min$  il sistema raggiunge una condizione nella quale la capacità di rimozione del calore da parte del fluido è sufficiente a garantire le condizioni ottimali. Assumendo come valore ottimale un punto centrale dell'intervallo di saturazione, si ottiene una portata di raffreddamento pari a circa 150  $ml/min$ . Tale valore permette di definire un rapporto ottimale tra la portata di alimentazione e quella di raffreddamento:

$$\frac{\dot{m}_{cool.}}{\dot{m}_{feed}} = 2.5 \quad (4.5)$$

Questo valore rappresenta il compromesso ricercato tra prestazioni del sistema e condizioni operative.

## 4.4 Prospetto di produttività

La scelta di eseguire i test sperimentali con una versione a due moduli è dovuta principalmente alla necessità di ridurre gli ingombri, transitare in zone a spazio ridotto durante il trasporto verso l'area di test sarebbe risultato difficile con il sistema a quattro moduli.

Di conseguenza, per il sistema sviluppato per il *field testing* ad Eilat, sono state svolte soltanto diverse prove di tenuta, mentre, per prevedere la produttività sul campo, si è utilizzato il modello numerico.

La validazione di quest'ultimo ne ha permesso l'utilizzo per analizzare le performance

alla ricerca di parametri ottimali (*Sensitivity Analysis*) e permette ora di stimare la produzione in  $L/d$  proprio nella località in cui è stato spedito.

Oltre a quantificare la produzione, questa analisi ha l'obiettivo di effettuare due confronti incrociati: uno tra i mesi con irraggiamento solare massimo e minimo, rispettivamente luglio e gennaio, e l'altro tra i mesi stessi, ma con i valori delle portate ottimizzati provenienti dalla precedente analisi. Il prospetto di produttività viene infatti eseguito in due condizioni:

Tabella 4.7: Condizioni operative per il prospetto di produttività

| Condizioni            | $\dot{m}_{feed}$ | $\dot{m}_{cool.}$ | Unità  |
|-----------------------|------------------|-------------------|--------|
| Standard              | 60               | 120               | ml/min |
| Migliorative simulate | 10               | 25                | ml/min |

L'irraggiamento globale valutato su un piano con angolazione di  $29^\circ$ , ottimale per Eilat, con azimut  $0^\circ$ , nei due mesi analizzati, è riportato in Figura 4.16.

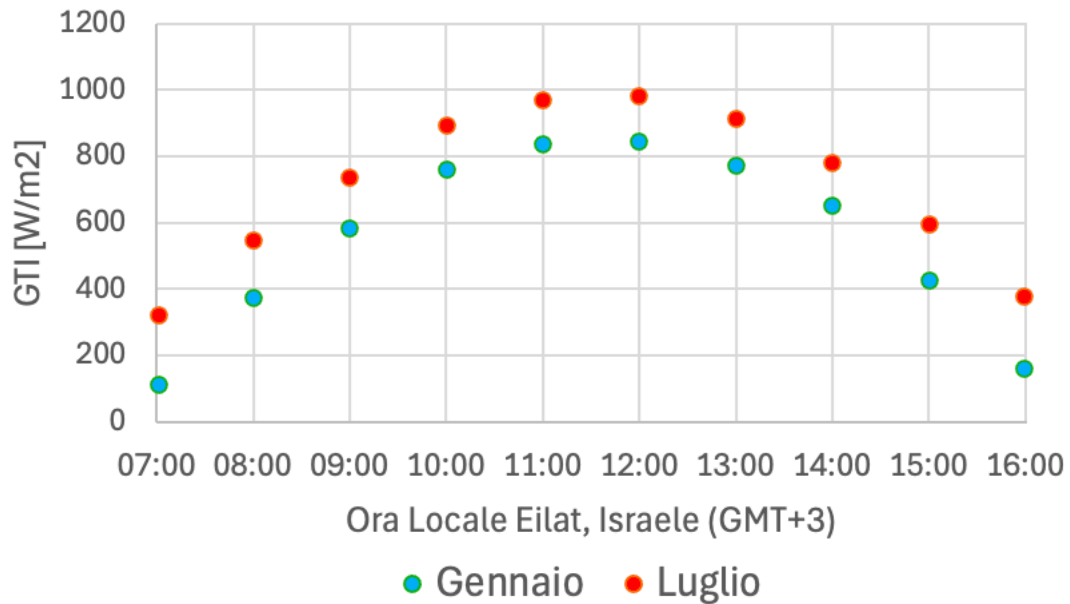


Figura 4.16:  $GTI$  ad Eilat, Israele

Simulando la produzione nelle nove ore di Figura 4.16 per un giorno caratterizzato da condizioni climatiche medie, si ottengono i risultati illustrati in Figura 4.17. Occorre specificare che, in questi test, vengono invece trascurate l'umidità relativa e la presenza del vento.



Un comportamento di particolare interesse si osserva nella prima mezz'ora di funzionamento del sistema, tra le ore 07:00 e le 07:30. In questo intervallo temporale, le curve relative alle condizioni ottimali (arancione e rossa) mostrano valori di flusso iniziali inferiori o registrano un gradiente di crescita più contenuto rispetto alle rispettive configurazioni standard (blu e verde). Questo fenomeno, apparentemente anomalo alla luce delle considerazioni svolte precedentemente, è una diretta conseguenza fisica del fatto che le configurazioni ottimizzate operano con portate inferiori e quindi impiegano più tempo a vincere l'inerzia termica del sistema.

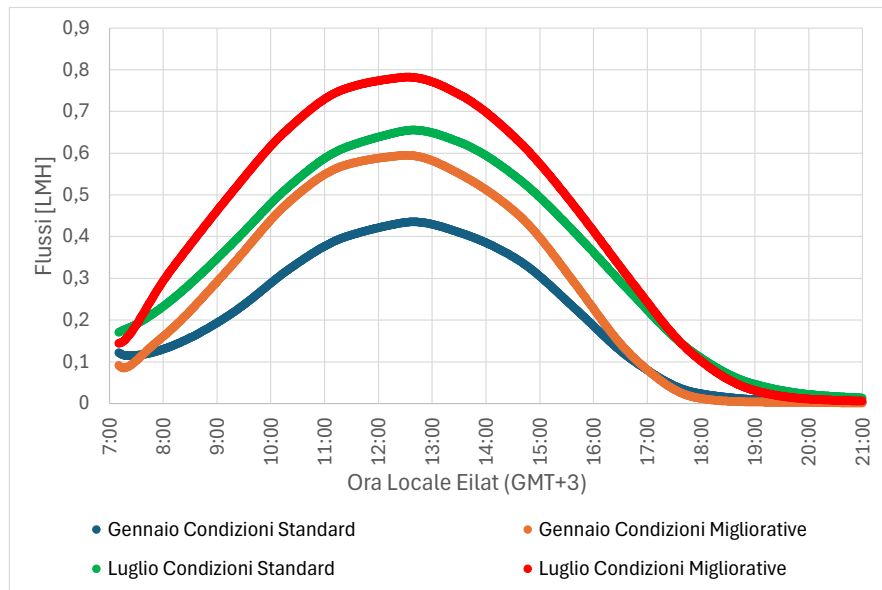


Figura 4.17: Andamento temporale dei flussi

Inoltre, valutando la cumulata per ciascuna condizione, è possibile prevedere la produttività giornaliera e un'efficienza energetica media, come riportato in Figura 4.18. Questo grafico rappresenta la prova di quanto affermato nella *Sensitivity Analysis*. La produttività giornaliera aumenta all'incirca della stessa quantità nei due mesi; tuttavia, il mese caratterizzato dalle temperature più basse dell'anno (gennaio) vede un incremento di efficienza termica maggiore, pari al 36 %, contro il 20 % di luglio.

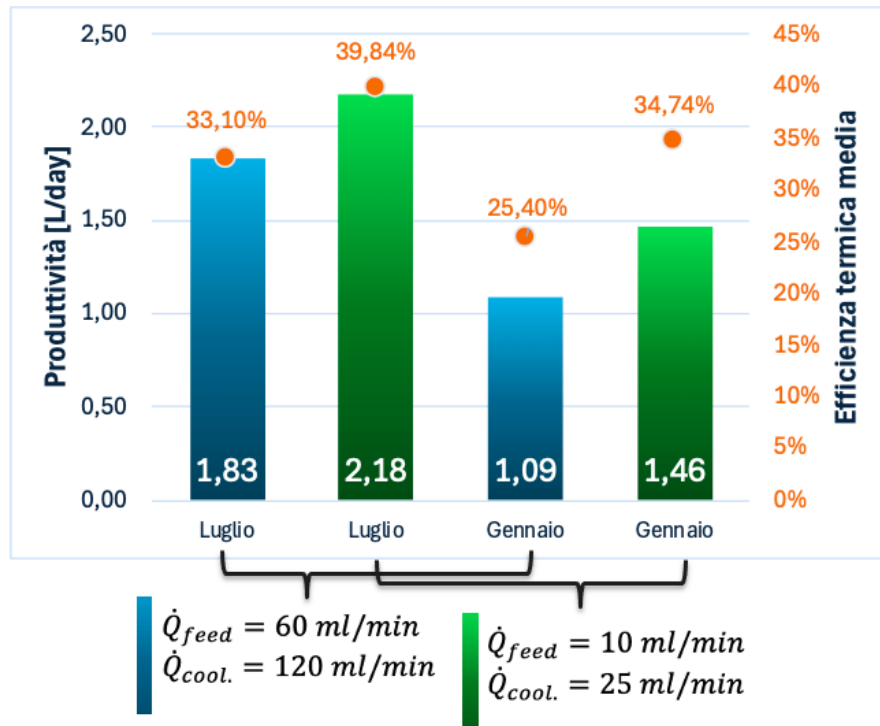


Figura 4.18: Produttività giornaliera ed efficienza energetica media

Infine, un ulteriore parametro chiave per definire la qualità del processo è il consumo specifico di energia termica o *STEC*. Nelle quattro condizioni, esso è indicato nella Tabella 4.8. Osservando quest'ultima si nota chiaramente che lo *STEC* è in ogni caso maggiore nel mese di gennaio e questo è dovuto principalmente alle maggiori dispersioni di calore verso l'esterno data la maggiore differenza di temperatura con l'ambiente. Inoltre, si evince che, adottare le condizioni migliorative simulate nei due mesi ha un impatto decisamente diverso: a gennaio questo parametro è bloccato dalle dispersioni, mentre a luglio dimostra la fattibilità di un impianto ad alta efficienza e a ridotto impatto energetico.

Tabella 4.8: STEC per le diverse condizioni di portata e relativo miglioramento ottenuto con le portate ottimali.

| Mese ad Eilat | Portate               | STEC [ $kWh/m^3$ ] | Riduzione STEC |
|---------------|-----------------------|--------------------|----------------|
| Luglio        | Standard              | 1582               |                |
|               | Migliorative simulate | 1329               | 16%            |
| Gennaio       | Standard              | 2238               |                |
|               | Migliorative simulate | 1664               | 26%            |

## 4.5 Considerazioni economiche

A completamento della realizzazione, dell'ottimizzazione dei parametri di portata e della simulazione delle prestazioni del sistema dedicato al *field testing*, è stata condotta un'analisi economica volta a quantificare i costi di realizzazione del prototipo di Figura 4.19



Figura 4.19: Prototipo per il *field testing*

L'insieme del sistema ha una massa complessiva di 17,2 kg, distribuiti come in Figura 4.20. A livello economico, l'investimento complessivo per la realizzazione ammonta a 3517 €, suddivisi tra moduli e accessori, come illustrato in Figura 4.21. Entrando nello specifico della realizzazione dei quattro moduli, si osserva la suddivisione dei costi riportata in Figura 4.22. In questa, si nota chiaramente che i 2219 €, necessari alla realizzazione delle quattro unità di dissalazione, non sono equamente distribuiti ma presentano una marcata concentrazione su pochi elementi.

Nel dettaglio, i telai, costituiti dal telaio superiore e inferiore, realizzati in Nylon

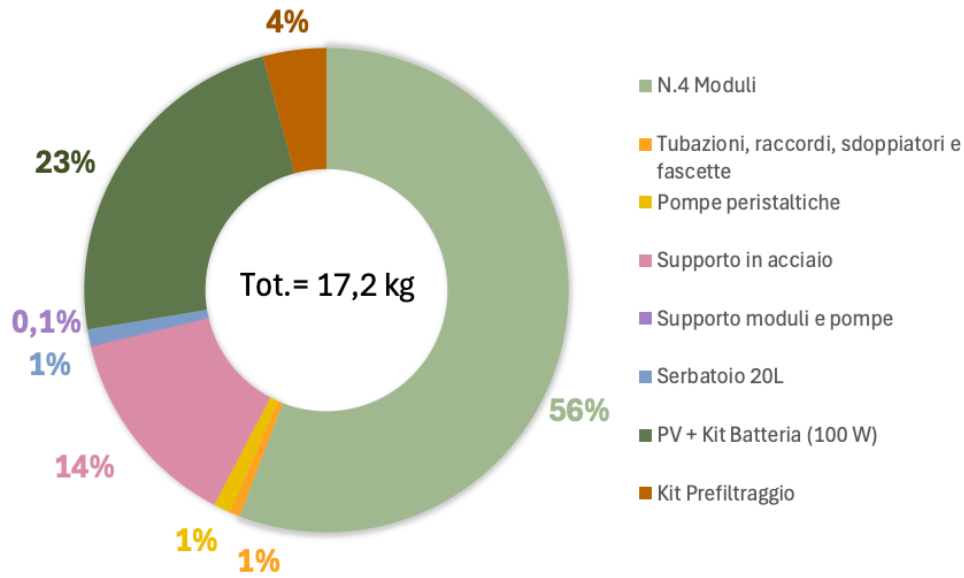


Figura 4.20: Distribuzione della massa del prototipo

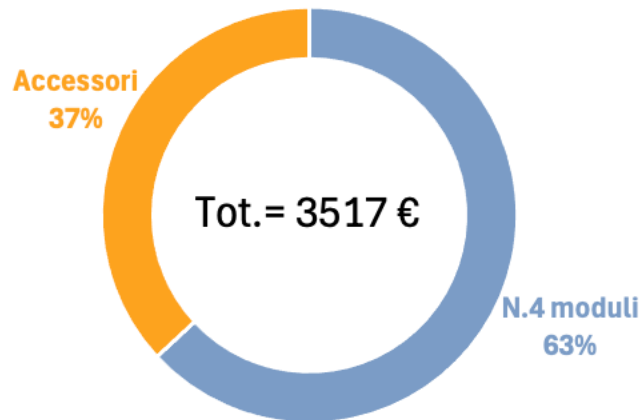


Figura 4.21: Costi di realizzazione del sistema *field testing*

PA12 mediante tecnologia Multi Jet Fusion (MJF), rappresentano circa il 66 % del costo complessivo, pari a circa 1465 €. Questo costo è strettamente legato alla tecnologia produttiva, la *MJF* consente la realizzazione di geometrie complesse in tempi brevi e senza l'impiego di attrezzature dedicate.

Senza considerare una variazione di materiale, passare dalla fase prototipale a quella di produzione industriale richiede l'adozione di processi produttivi ad alta produttività, quali lo stampaggio a iniezione. Con questo processo, sebbene richieda un investimento iniziale elevato per la realizzazione dello stampo, il costo unitario del

componente si riduce drasticamente all'aumentare del numero di pezzi prodotti, rendendo questa soluzione economicamente vantaggiosa.

Anche lo *spacer* è responsabile di una discreta percentuale del costo totale; anche in questo caso la *MJF* impatta sul costo di questo componente.

Infine, in Figura 4.23, si analizza il costo dei componenti accessori, ovvero tutti i componenti che fanno parte del prototipo *SSS* ad esclusione dei moduli. Anche in questo caso, esiste una voce che grava maggiormente sul costo: l'insieme del pannello fotovoltaico e della batteria.

La scelta progettuale di garantire la completa autonomia energetica e l'operatività *off-grid* del sistema ha richiesto questo investimento. Tuttavia, in un'ottica di ulteriore ottimizzazione del sistema, il ricorso a una configurazione *direct coupling* potrebbe rappresentare una soluzione efficace per ridurre sia il costo sia il peso complessivo dell'impianto, permettendo di alimentare direttamente il carico elettrico delle pompe mediante il pannello fotovoltaico senza ricorrere a un sistema di accumulo. La seconda voce significativa è rappresentata dalle pompe peristaltiche, mentre i sistemi di regolazione, prefiltraggio e disinfezione incidono complessivamente per meno del 15%.

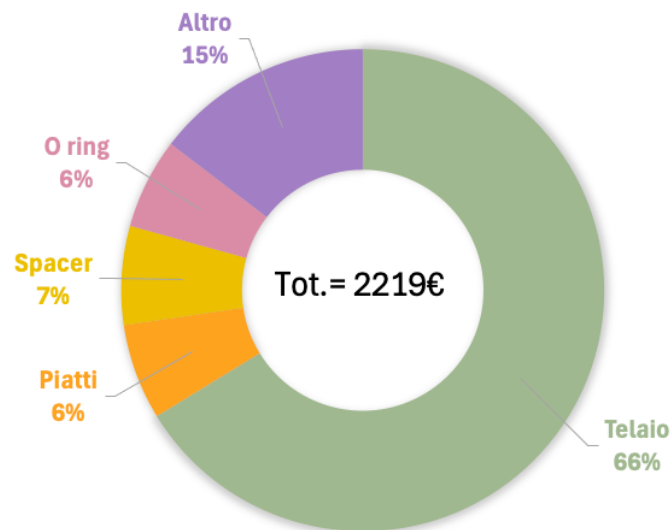


Figura 4.22: Costi di realizzazione dei quattro moduli. *Altro* include connessioni pneumatiche, membrana polimerica, spacer, viti per piastra in polycarbonato, O-ring per viti, dadi, viti per telai, copertura in polycarbonato e guaina.

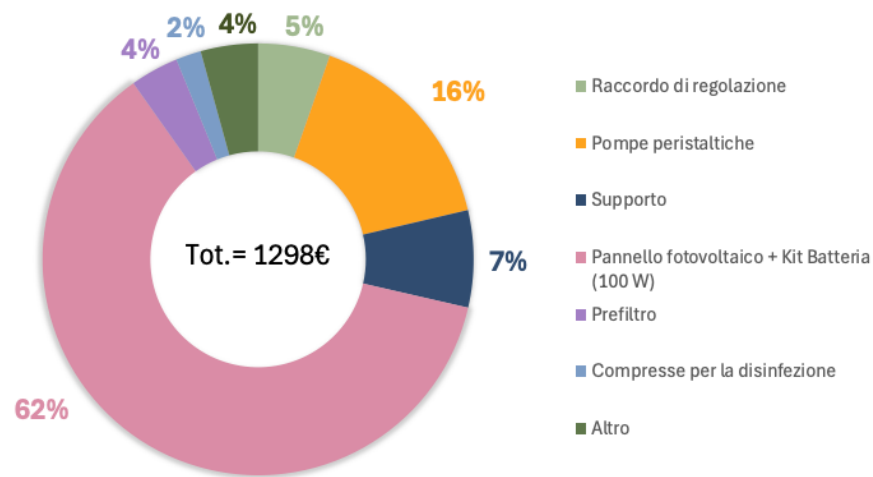


Figura 4.23: Distribuzione dei costi tra gli accessori del sistema. *Altro* include tubazioni, sdoppiatori, fascette, serbatoio permeato e setaccio per filtrazione del fluido in ingresso.

## 5 Conclusioni e Sviluppi Futuri

Il presente lavoro di tesi ha ripercorso l'evoluzione progettuale, l'assemblaggio e l'analisi sperimentale di un sistema di dissalazione solare basato sulla tecnologia della distillazione a membrana ad intercapedine d'aria *AGMD* in configurazione *plate and frame*. L'obiettivo prioritario consisteva nello sviluppo di un prototipo di impianto autonomo di piccola scala (*SSS*) per contesti emergenziali, quindi facilmente trasportabile e adatto al funzionamento in aree isolate per far fronte alla crisi idrica globale. Attraverso uno sviluppo prototipale di tipo *trial and error*, sono state realizzate sei unità di dissalazione, di cui due impiegate per i test sul tetto del Politecnico di Torino e quattro destinate al successivo *field testing* ad Eilat, in Israele. Contestualmente, usando i risultati dei test sperimentali come termine di confronto, il progetto aveva l'obiettivo a confermare la validità di un modello numerico già esistente, adattato agli sviluppi prototipali. Questo modello è stato fondamentale per stimare le prestazioni del sistema a quattro moduli e per studiarne l'ottimizzazione dei parametri operativi. Infine, il progetto aveva l'obiettivo di analizzare i costi di realizzazione del prototipo, al fine di individuare possibili interventi di ottimizzazione prima della realizzazione della versione definitiva.

I risultati ottenuti dai test sperimentali e dalle simulazioni numeriche hanno risposto concretamente a ciascuno degli obiettivi prefissati, dimostrando l'efficacia e la sicurezza strutturale del sistema in contesti reali. Nel dettaglio, il sistema a due moduli ha confermato le capacità produttive definite come *benchmark*, garantendo l'integrità strutturale e la tenuta stagna del sistema nel tempo. Per il modello, il confronto tra le curve di flusso sperimentali e numeriche ne ha confermato l'accuratezza sia nella riproduzione delle risposte del sistema ai transitori termici sia nella stima della produttività cumulata. Relativamente al sistema testato ad Eilat, l'analisi di sensitività condotta attraverso il modello numerico ha permesso di osservare in modo critico che esiste un punto di saturazione per le portate di *cooling*, oltre il quale gli effetti benefici sui flussi di permeato sono marginali. Al contrario, per le portate di *feed*, si è riscontrato un andamento opposto, in cui il limite inferiore di funzionamento è dettato perlopiù dalla realizzabilità fisica. Questi parametri ottimali sono stati successivamente applicati per studiare gli incrementi di produttività ed efficienza del sistema nei due scenari stagionali estremi di luglio e gennaio. La simulazione ha

mostrato che, sebbene le prestazioni siano superiori nel periodo estivo grazie al maggiore input radiativo, l'incremento percentuale di produttività ed efficienza termica risulta più significativo nel mese di gennaio rispetto a luglio.

A completamento della valutazione complessiva del sistema, l'analisi economica ha rivelato che la realizzazione del prototipo è fortemente influenzata dai costi dei telai prodotti mediante *Multi Jet Fusion*, in prospettiva futura, il passaggio allo stampaggio ad iniezione per una produzione su larga scala consentirebbe una significativa riduzione dei costi di fabbricazione. Inoltre, una quota rilevante dell'investimento è associata al sistema di alimentazione costituito dal pannello fotovoltaico e dalla batteria, indispensabile per il funzionamento in aree remote o in contesti emergenziali. Per mitigare l'impatto economico e il peso associato al sistema di accumulo, futuri sviluppi potranno adottare una configurazione *direct coupling*, in grado di collegare il carico elettrico delle pompe direttamente al pannello fotovoltaico, eliminando la necessità della batteria. Un'ulteriore strategia a favore della riduzione di peso e costi riguarda la sostituzione delle piastre in acciaio inox con polimeri termicamente conduttivi, come il polipropilene (PP) additivato di cariche conduttive a basso costo.



# Bibliografia

- [1] Murat Gokcek and Öznur Gökçek. Technical and economic evaluation of freshwater production from a wind-powered small-scale seawater reverse osmosis system (wp-swro). *Desalination*, 381:47–57, 2016. doi: 10.1016/j.desal.2015.12.004.
- [2] Mohamed Khayet and Takeshi Matsuura. Introduction to membrane distillation. In *Membrane Distillation*, pages 1–16. Elsevier, Amsterdam, 2011.
- [3] A Chafidz, MH Al-Zahrani, A Al-Otaibi, F Al-Juaied, A Al-Harbi, and F Soliman. Design and fabrication of a portable and hybrid solar-powered membrane distillation system. *Journal of Cleaner Production*, 133:631–647, 2016.
- [4] Mohamed Khayet and Takeshi Matsuura. Air gap membrane distillation. In *Membrane Distillation*, pages 361–398. Elsevier, Amsterdam, 2011.
- [5] Clifford Ho and Stephen Webb. *Gas Transport in Porous Media*. Springer, 2006.
- [6] World Health Organization. *Guidelines for Drinking-water Quality*. World Health Organization, Geneva, 4th edition, 2022.
- [7] J. Wijmans, D. Burgers, and G. van den Berg. Considerations of energy consumption in desalination by reverse osmosis. *Desalination*, 40(1):1–16, 1982.
- [8] S. Rajesh and C. Chiranjeevi. Hybrid thermal desalination systems for sustainable development – a critical review. *Solar Energy*, 270:112364, 2024.
- [9] Jason T. Arena, Jinesh C. Jain, Christina L. Lopano, J. Alexandra Hakala, Timothy V. Bartholomew, Meagan S. Mauter, and Nicholas S. Siefert. Management and dewatering of brines extracted from geologic carbon storage sites. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 63:194–214, 2017.
- [10] Sajjad Khudhur Abbas Al-Amshawee, Mohd Yusri Bin Mohd Yunus, Abdul Aziz Mohd Azoddein, David Hassell, Ihsan Habib Dakhil, and Hassimi Abu Hassan. Electrodialysis desalination for water and wastewater: A review. *Chemical Engineering Journal*, 380:122231, 2020.

- [11] Menachem Elimelech and William A. Phillip. The future of seawater desalination: energy, technology, and the environment. *Science*, 333(6043):712–717, 2011.
- [12] Waritha Jantaporn, Aamer Ali, and Pierre Aimar. Specific energy requirement of direct contact membrane distillation. *Chemical Engineering Research and Design*, 128:15–26, 2017.
- [13] SL Loo, AG Fane, WB Krantz, and TT Lim. Emergency water supply: A review of potential technologies and selection criteria. *Water Research*, 46(10):3125–3151, 2012.
- [14] Maryna Peter-Varbanets, Chris Zurbrugg, Chris Swartz, and Wouter Pronk. Decentralized systems for potable water and the potential of membrane technology. *Water Research*, 43(2):245–265, 2009.
- [15] Catharina Quist-Jensen, Jean Macoul, Samuel Quevedo, Luca Sommer, Angelo Simone, Alberta Figoli, Jean-Michel Cabassud, and Gösta Jönsson. Specific energy requirement of direct contact membrane distillation. *Chemical Engineering Research and Design*, 127:151–163, 2017.
- [16] Qiuming Ma, Zhenyuan Xu, and Ruzhu Wang. Distributed solar desalination by membrane distillation: current status and future perspectives. *Water Research*, 198:117154, 2021.
- [17] Mohamed Khayet and Takeshi Matsuura. Md membrane modules. In *Membrane Distillation: Principles and Applications*, pages 227–245. Elsevier, 2011.
- [18] RS PRO. Nitrile rubber (nbr) o-ring cord datasheet, 2026.
- [19] RS PRO. Epdm o-ring cord datasheet, 2026.
- [20] RS PRO. Fkm (viton) o-ring cord datasheet, 2026.
- [21] RS Components. Elastomer sealing materials overview, 2026.
- [22] J. Cai, L. Perez-Barcenilla, H. O’Connor, and B. Van Hooreweder. Fatigue life prediction of multi jet fusion-manufactured polyamide 12 lattice structures using the average strain energy. *International Journal of Fatigue*, 190:108500, 2026. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2025.108500.
- [23] R. Higuchi, T. Yokozeki, and T. Aoki. Linking md and fem to predict the mechanical behaviour of fullerene reinforced nylon-12. *Composites Part B: Engineering*, 161:455–463, 2019. doi: 10.1016/j.compositesb.2018.10.081.
- [24] C. Falcinelli, L. Zárybnická, and N. Vidakis. Additive manufacturing of a trans-tibial prosthetic socket through a fe-based topology optimization approach. *Computer Methods and Programs in Biomedicine*, 268:108900, 2025. doi: 10.1016/j.cmpb.2025.108900.

- [25] F. S. Senatov, K. V. Niaza, M. Ya. Zadorozhnyy, J. S. Karieva, S. D. Kaloshkin, and D. I. Chukov. Mechanical properties and shape memory effect of 3d-printed pla-based porous scaffolds. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*, 57:139–148, 2016. doi: 10.1016/j.jmbbm.2015.11.036.
- [26] K. L. Pickering, M. G. Aruan Efendy, and T. M. Le. A review of recent developments in natural fibre composites and their mechanical performance. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 83:98–112, 2016. doi: 10.1016/j.compositesa.2015.08.038.
- [27] Aleksander Hejna, Paulina Kosmela, Mikelis Kirpluks, Ugis Cabulis, and Krzysztof Formela. Effect of temperature on the dynamic mechanical and structural properties of polylactide/poly(epsilon-caprolactone) blends. *Polymer Testing*, 81:106207, 2020. doi: 10.1016/j.polymertesting.2019.106207.