

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



**MODELLAZIONE DI UN IMPIANTO SOLARE PER LA
GENERAZIONE DIRETTA DI VAPORE E OTTIMIZZAZIONE
DELLA STRATEGIA DI CONTROLLO**

Relatore: Prof. Mario MOTTA
Co-relatore: Ing. Antoine FREIN

Tesi di Laurea di:

Víctor TATAY RUBIO Matr. 796117

Anno Accademico 2013 – 2014

Indice Generale

ELENCO DELLE FIGURE	III
ELENCO DELLE TABELLE	V
SOMMARIO	VII
ABSTRACT	IX
INTRODUZIONE	1
1. DESCRIZIONE CONTESTO GENERALE	3
1.1 L'INDUSTRIA NEI CONSUMI GLOBALI	3
1.2 IL CALORE DI PROCESSO	4
1.3 L'ENERGIA DA FONTE RINNOVABILI PER PRODURRE CALORE DI PROCESSO	5
1.4 PRODUZIONE DI VAPORE CON TECNOLOGIA SOLARE	6
2. DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO	15
2.1 CONTESTO	15
2.2 STRATEGIA DI CONTROLLO	17
2.3 CARATTERISTICA COMPONENTE.....	18
3. METODOLOGIA	25
3.1 DESCRIZIONE E OBIETTIVI DEI MODELLI	25
3.2 MODELLO STAZIONARIO	26
3.2.1 <i>Struttura modello e ipotesi</i>	26
3.2.2 <i>Modellazione fenomeni</i>	32
3.3 MODELLO DINAMICO	33
3.3.1 <i>Struttura modello e ipotesi</i>	33
3.3.1.1 <i>Modello dinamico sistema complessivo e assorbitore</i>	34
3.3.1.2 <i>Modello dinamico sottosistemi: drum e assorbitore</i>	46
4. RISULTATI	53
4.1 MODELLO STAZIONARIO	53
4.1.1 <i>Perdite di carico</i>	54
4.1.2 <i>Scambio termico</i>	57
4.1.3 <i>Flow pattern</i>	59
4.2 MODELLO DINAMICO	61
4.2.1 <i>Scelta giorni per la simulazione</i>	61
4.2.2 <i>Validazione parziale e risultati modello complessivo</i>	63
4.2.3 <i>Validazione parziale e risultati modello drum e assorbitore</i>	65
4.2.4 <i>Analisi dati e criticità controllo</i>	73
4.3 ITERAZIONE TRA I DUE MODELLI	79
4.3.1 <i>Confronto risultati tra modelli</i>	79
4.3.2 <i>Analisi flow pattern</i>	80
5. OTTIMIZZAZIONE DEL CONTROLLO	85
5.1 STRATEGIA DI CONTROLLO PER RIPARTENZA	85
5.2 STRATEGIA DI CONTROLLO PER EVITARE ELEVATI LIVELLI DEL DRUM	89

CONCLUSIONI	93
BIBLIOGRAFIA	95
APPENDICE A : PERDITE DI CARICO	99
APPENDICE B : SCAMBIO TERMICO TRA ASSORBITORE E FLUIDO	102
APPENDICE C : PERDITE TERMICHE	105
APPENDICE D : FLOW PATTERN	107
APPENDICE E : ANGOLO TRASVERSALE-LONGITUDINALE	113
APPENDICE F : NOMENCLATURA	116

Elenco delle Figure

Figura 1-1 Domanda di calore nel settore industriale [1].....	3
Figura 1-2 Potenziale delle rinnovabili nell'industria per 2050 [4]	4
Figura 1-3 Processi a diversi livelli di temperatura per settori industriali [3]	5
Figura 1-4 Numero di impianti solari a concentrazione per l'industria a livello mondiale [5]	6
Figura 1-5 Collettori Parabolici Lineari [31]	8
Figura 1-6 Schema del Solar Collector Assembly [8].....	8
Figura 1-7 Concetto di riflettore lineare di Fresnel [8]	9
Figura 1-8 Collettori Lineari di Fresnel [32].....	10
Figura 1-9 Schema generale impianto produzione indiretta di vapore [32]	11
Figura 1-10 Schema dell'impianto	13
Figura 2-1 Radiazione solare media giornaliera in Brasile [17].....	15
Figura 2-2 Profilo di carico industria	16
Figura 2-3 Schema dell'impianto solare	16
Figura 2-4 Vista frontale del modulo 0	18
Figura 2-5 Rappresentazione dei riflettori che compongono il modulo 0	18
Figura 2-6 Perdite termiche assorbitore [36].....	19
Figura 2-7 Definizione angolo di incidenza [34]	20
Figura 2-8 Andamento IAM longitudinale e trasversale e linea di tendenza polinomiale [37]....	21
Figura 2-9 Disposizione collettori.....	21
Figura 3-1 Schema impianto	26
Figura 3-2 Schema calcolo modello stazionario	27
Figura 3-3 Schema scambio termico assorbitore.....	28
Figura 3-4 Schema calcolo modello stazionario tra due punti	31
Figura 3-5 Variazione dell'energia del fluido all'interno dell'assorbitore	38
Figura 3-6 Schema bilancio massico del drum	46
Figura 3-7 Andamento energia fluido all'interno dell'assorbitore.....	48
Figura 4-1 Schema dello impianto	54
Figura 4-2 Andamento della pressione lungo tutti i tubi.....	54
Figura 4-3 Andamento delle perdite di carico lineari lungo l'assorbitore.....	55
Figura 4-4 Andamento del salto di pressione della pompa in funzione dell'irradiazione	56
Figura 4-5 Andamento della temperatura lungo tutti i tubi	57
Figura 4-6 Andamento del coefficiente di scambio termico lungo l'assorbitore	58
Figura 4-7 Mappa di flow pattern in condizioni nominali.....	59
Figura 4-8 Mappa di flow pattern in condizioni di massima irradiazione.....	60
Figura 4-9 Giorno reale stabile.....	62
Figura 4-10 Giorno fittizio	62
Figura 4-11 Giorno reale instabile	62
Figura 4-12 Volume di liquido di tutto il sistema e il drum	64
Figura 4-13 Andamento della pressione di tutto il sistema	65
Figura 4-14 Confronto volume di liquido del drum tra i due modelli dell'assorbitore	66
Figura 4-15 Confronto pressione tra i due modelli dell'assorbitore.....	66
Figura 4-16 Andamento della pressione e del volume di liquido del drum.....	68
Figura 4-17 Schema dell'impianto	69
Figura 4-18 Andamento della massa all'interno dell'assorbitore e del tubo bifase.....	71
Figura 4-19 Diagramma andamento dell'energia nel nostro sistema	73
Figura 4-20 Pressione del drum	73

Figura 4-21 Volume di liquido del drum.....	74
Figura 4-22 Portate all'ingresso e uscita dell'assorbitore.....	75
Figura 4-23 Entalpie all'ingresso e uscita dell'assorbitore.....	76
Figura 4-24 Portate di controllo	77
Figura 4-25 Portate all'ingresso e uscita dell'assorbitore per il giorno fittizio	78
Figura 4-26 Spegnimento forte.....	78
Figura 4-27 Spegnimento normale	79
Figura 4-28 Entalpie ingresso assorbitore	80
Figura 4-29 Entalpie uscita assorbitore	80
Figura 4-30 Partenza forte	81
Figura 4-31 Partenza normale	82
Figura 4-32 Spegnimento normale	82
Figura 4-33 Spegnimento forte.....	83
Figura 5-1 Schema dell'impianto con ricircolo	85
Figura 5-2 Portate di controllo con ricircolo	86
Figura 5-3 Entalpie all'ingresso e uscita dell'assorbitore.....	86
Figura 5-4 Andamento pressione del drum con ricircolo	87
Figura 5-5 Volume liquido del drum con ricircolo per il giorno instabile.....	87
Figura 5-6 Pressione con ricircolo per il giorno instabile.....	88
Figura 5-7 Portate in ingresso e uscita dell'assorbitore per il giorno instabile.....	88
Figura 5-8 Schema dell'impianto con ricircolo e controllo di livelli di volume	89
Figura 5-9 Controllo set-point con la portata di vapore saturo	90
Figura 5-10 Volume di liquido del drum con controllo del livello.....	90
Figura 5-11 Portate di controllo con controllo del livello	91
Figura A-1 Correlazione di Martinelli.....	101
Figura C-1 Schema scambio termico tubo	105
Figura D-1 Flow pattern esistenti	107
Figura D-2 Mappa Flow pattern	108
Figura D-3 Livello liquido	109
Figura E-1 Disposizione collettori	113
Figura E-2 Angoli solari [14]	114

Elenco delle Tabelle

Tabella 2-1 Set-point controllo	18
Tabella 2-2 Principali componenti impianto	22
Tabella 2-3 Tubi liquido e bifase	23
Tabella 3-1 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate in funzione del diametro nominale del tubo.....	27
Tabella 3-2 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate delle riduzioni in funzione del diametro nominale del tubo	28
Tabella 3-3 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate degli allargamenti in funzione del diametro nominale del tubo	28
Tabella 4-1 Valori di irradiazione media di accensione e spegnimento	61
Tabella 4-2 Bilancio massico su tutto il sistema	63
Tabella 4-3 Bilancio energetico su tutto il sistema	63
Tabella 4-4 Errori dei bilanci del sistema complessivo.....	63
Tabella 4-5 Bilancio massico modello non semplificato.....	67
Tabella 4-6 Bilancio massico modello semplificato	67
Tabella 4-7 Bilancio energetico modello non semplificato.....	67
Tabella 4-8 Bilancio energetico modello semplificato.....	67
Tabella 4-9 Bilancio massico drum.....	69
Tabella 4-10 Bilancio energetico drum.....	69
Tabella 4-11 Bilancio massico assorbitore.....	70
Tabella 4-12 Bilancio energetico assorbitore	70
Tabella 4-13 Confronto tra masse di riempimento spegnimento e valore atteso.....	72
Tabella 4-14 Bilancio massico sistema complessivo	72
Tabella 4-15 Bilancio energetico sistema complessivo.....	72

Sommario

L'obiettivo di questo lavoro consiste nello studio di un impianto solare a concentrazione per la generazione diretta di vapore con collettori lineari di tipo Fresnel per la produzione di calore di processo a media temperatura per un'industria brasiliana. Due approcci sono stati usati per identificare le condizioni di funzionamento in condizioni nominali e transitorie. La modellazione stazionaria, con una discretizzazione spaziale delle equazioni ordinarie, permette di caratterizzare i fenomeni fisici come le perdite di carico lineari e scambio termico e quindi determinare la distribuzione di temperatura e pressione lungo l'assorbitore solare. Inoltre, con questo modello si riesce a calcolare il tipo di *flow pattern* esistente all'interno dei collettori in cui si forma vapore. Lo studio del *flow pattern* è cruciale per evitare possibili condizioni sfavorevoli all'interno dell'assorbitore che permetterà di allungare la vita utile del sistema. Dato che questo parametro è difficilmente misurabile, servono modelli per individuarlo. Questo primo approccio è necessario nella fase di dimensionamento e di verifica delle diverse condizioni di funzionamento. Per quanto riguarda l'analisi dei transitori è stato sviluppato un modello dinamico dove viene calcolata la variazione del livello di liquido, la pressione del *drum* (serbatoio di acqua liquida-vapore) e la portata all'interno dell'assorbitore per determinate condizioni operative ritenute rappresentative. Questo modello ha permesso di identificare un'elevata variazione di tali grandezze durante le fasi di partenza e spegnimento dell'impianto. Questa variazione è dovuta ai cambiamenti della distribuzione di vapore all'interno del sistema e deve essere controllata. Il modello dinamico si basa sullo sviluppo dei bilanci massico ed energetico sia dei sottosistemi (*drum* e assorbitore), sia del sistema complessivo. Infine, l'ottimizzazione della strategia di controllo ha lo scopo di limitare la variazione di pressione all'interno del *drum* e in un secondo tempo controllare la variazione del livello nel *drum* per minimizzarne il volume.

Parole chiave: Solare a concentrazione, Generazione diretta di vapore, *flow pattern*, Riflettori Lineari di Fresnel, modellazione e ottimizzazione

Abstract

The purpose of this work is the study of a Direct Steam Generation (DSG) Concentrated Solar Plant with Linear Fresnel Reflectors for medium temperature process heat production for a Brazilian industry. Two approaches are used to identify the operation conditions in nominal and transient conditions. The steady-state modeling, with a spatial discretization of the ordinary equations, allows to characterize the physical phenomena as pressure drop, heat transfer and, therefore, to determine the pressure and temperature distribution along the solar absorber. Also, with this model it's possible to determine the flow pattern in each collector where steam is generated. The absorber flow pattern study is crucial to avoid possible adverse conditions of the absorber and will help to extend the life of the plant. Since it is quite complex to measure it, a model has been developed. This first approach is necessary in the phase of sizing and verification of the different operation conditions. Regarding transient analysis, a dynamic model has been developed where parameters as absorber flow; drum (steam-liquid reservoir) pressure and liquid volume trends are calculated for certain representative days. This dynamic model shows large variations of these parameters during the start-up and shutdown. This variation is due to changes of the steam distribution inside the system and has to be controlled. The dynamic model is based on mass and energy balances of the sub-systems (drum and absorber) and the total system. Finally, the optimization of the control strategy has the purpose of limiting the pressure variation inside the drum and, in a second time, controlling the liquid drum level to minimize the necessary drum volume.

Keywords: Solar concentration, Direct Steam Generation, flow pattern, Linear Fresnel Reflector, modeling and optimization

Introduzione

Il potenziale dell'utilizzo dell'energia solare in processi industriali a media e bassa temperatura è molto elevato. A livello europeo, il 28% dei consumi finali viene consumato dall'industria e il 18% di questa energia viene consumata in forma di calore a media e bassa temperatura (<400°C) [1]. Nonostante, il contributo attuale delle energie rinnovabili nella produzione di energia termica per l'industria a livello europeo sia piuttosto ridotto, le uniche energie rinnovabili usate per questo tipo di applicazioni sono la biomassa e l'energia solare a concentrazione. Oggigiorno, solo l'8% circa dell'energia termica per uso industriale è prodotto con le biomasse, mentre per quanto riguarda la tecnologia solare termica applicata ai processi industriali sono solo 95,5 i megawatt installati in un totale di 132 impianti a livello globale [5]. Comunque, si prevede un aumento di questo contributo negli prossimi anni con l'obiettivo di ridurre l'uso di combustibili convenzionali e le emissioni di CO₂, grazie alle politiche energetiche europee. La tecnologia più usata per impianti solari a concentrazione è quella di Parabolic Trough Collectors (PTC) con generazione indiretta di vapore. Tuttavia, esistono alternative con numerosi vantaggi rispetto a questa tecnologia. I riflettori lineari di Fresnel (LFR) presentano diversi vantaggi rispetto ai PTC come: una minore influenza del vento, una minore occupazione di suolo a causa della riduzione dell'ombreggiamento e un minore consumo di energia per l'inseguimento del sole. Per quanto riguarda la generazione diretta di vapore (DSG), questa tecnologia presenta importanti vantaggi rispetto alla generazione indiretta come:

- riduzione dei costi a causa del risparmio derivante dalla soppressione dello scambiatore di calore e dall'utilizzo dello stesso fluido come fluido di lavoro e come fluido termovettore
- aumento delle prestazioni, dato che non esiste scambio termico tra fluido termovettore e fluido di lavoro, quindi non esiste una differenza di temperatura che provochi un'inefficienza.

Con queste premesse sembra interessante aprire un filone via di ricerca sulla tecnologia DSG da solare termico per applicazioni industriali. L'originalità di questo lavoro è la modellazione del primo impianto solare a concentrazione di grandi dimensioni (1-2 MW) con generazione diretta di vapore per un'industria.

La modellazione di questo tipo di impianto si basa sullo studio del flusso bifase in tubazioni orizzontali, tramite le differenti correlazioni esistenti per il calcolo delle perdite di carico e dello scambio termico.

Per modellizzare l'impianto sono stati sviluppati due modelli. Il modello stazionario è un modello usato in regime nominale che determina la distribuzione di pressione, temperatura e *flow pattern* lungo l'assorbitore. Il modello dinamico cerca di simulare l'andamento dei principali parametri dell'impianto lungo una giornata tipo tenendo conto delle fasi transitorie. Una volta analizzati i risultati di queste simulazioni viene ottimizzato il controllo, al fine di risolvere eventuali criticità individuate nel funzionamento dell'impianto.

Questo lavoro è diviso in cinque capitoli. Il primo capitolo di questo lavoro parla del contesto energetico generale in cui si situa la tecnologia DSG da solare termico a concentrazione per l'industria. Nel secondo capitolo, si passa a descrivere l'impianto solare che si intende modellizzare: contesto, strategia di controllo e componenti e le loro caratteristiche. Nel terzo capitolo vengono descritti i due modelli sviluppati, le ipotesi alla loro base e le semplificazioni che sono state fatte per implementarli. Nel capitolo successivo si mostrano i risultati delle simulazioni per entrambi modelli. Nell'ultimo capitolo si presentano le ottimizzazioni effettuate e i risultati di queste. Infine, nell'appendice si può trovare una descrizione di tutti i modelli utilizzati per lo sviluppo del modello stazionario e la nomenclatura.

1. Descrizione contesto generale

1.1 L'industria nei consumi globali

Il contributo dell'industria nei consumi finali di energia a livello globale e europeo è molto significativo. Come si può vedere dalla figura 1-1, per un consumo totale di 13700 TWh consumati in Europa, il 28% viene consumato per l'industria [1]. All'interno del settore industriale, due terzi dei consumi finali sono dovuti all'energia termica. Alcune industrie, come l'industria di alimenti e tabacco, o il settore minerario, consumano una gran parte di questa energia sotto forma di calore a bassa temperatura.

Dalla figura 1-1 si osserva come il 57 % dell'energia termica consumata dalle industrie è a una temperatura minore a 400 °C. Quindi saranno questi tipi di industrie i più interessanti dal punto di vista di applicazione di produzione diretta di vapore con tecnologia solare.

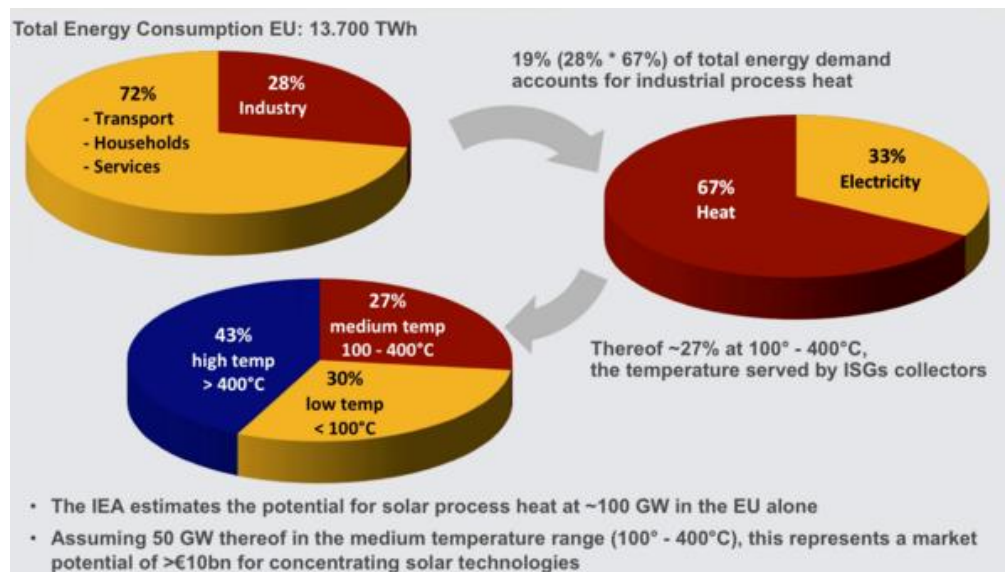


Figura 1-1 Domanda di calore nel settore industriale [1]

Infatti, l'energia termica rappresenta una parte importante del consumo complessivo europeo, comunque, dopo i grandi progressi dell'energia elettrica, la commissione europea ha come obiettivo la riduzione della domanda di energia termica dato che l'efficienza con cui si genera è piuttosto bassa. Altri obiettivi della commissione europea per i prossimi anni è l'aumento di questa efficienza e del contributo delle energie rinnovabili nella produzione di questa energia.

1.2 Il calore di processo

Gran parte del calore utilizzato per fini industriali è ottenuto attraverso combustibili tradizionali, quali carbone, gas naturale, petrolio e suoi derivati. Le energie rinnovabili invece non hanno un ruolo importante nell'industria. La biomassa è quella che contribuisce in modo più significativo coprendo circa l'8% dei consumi finali di oggi. Si prevede che più del 21% dei consumi finali di energia in applicazioni industriali potrà derivare da energie rinnovabili nel 2050 [4].

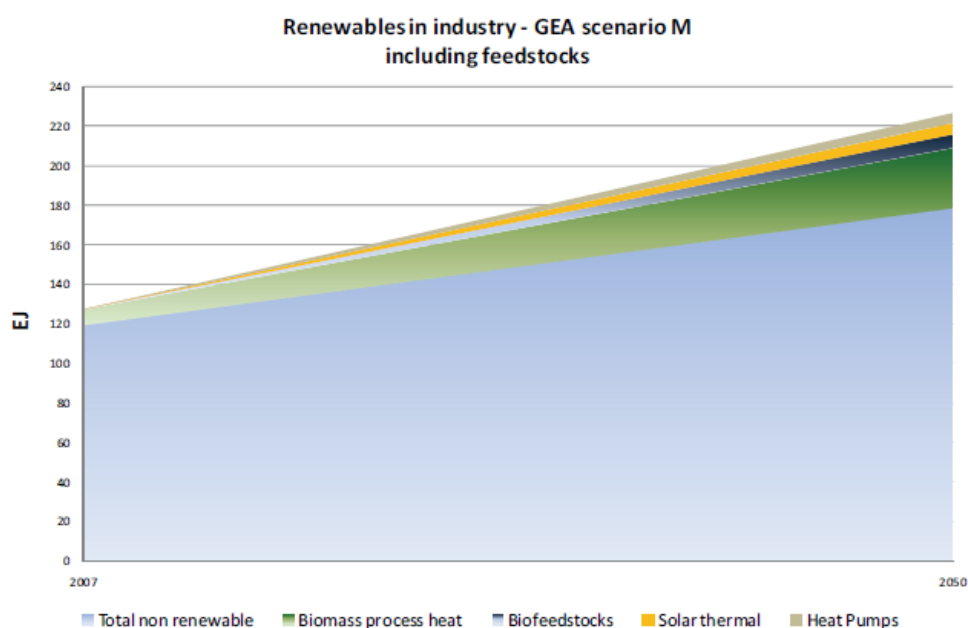


Figura 1-2 Potenziale delle rinnovabili nell'industria per 2050 [4]

Come visto nella figura 1-1, circa il 57% della domanda totale di calore industriale è richiesta a temperature inferiori ai 400°C [2]. Inoltre in molti settori, come le industrie alimentari, tessili e della carta, la richiesta di calore a bassa e media temperatura (< 300°C) supera il 60% del totale [3], quindi saranno questi tipi di settori quelli che risultano più interessanti per la applicazione di produzione di vapore dal solare termico, dato che questa tecnologia è in grado di fornire calore in questo intervallo di temperature.

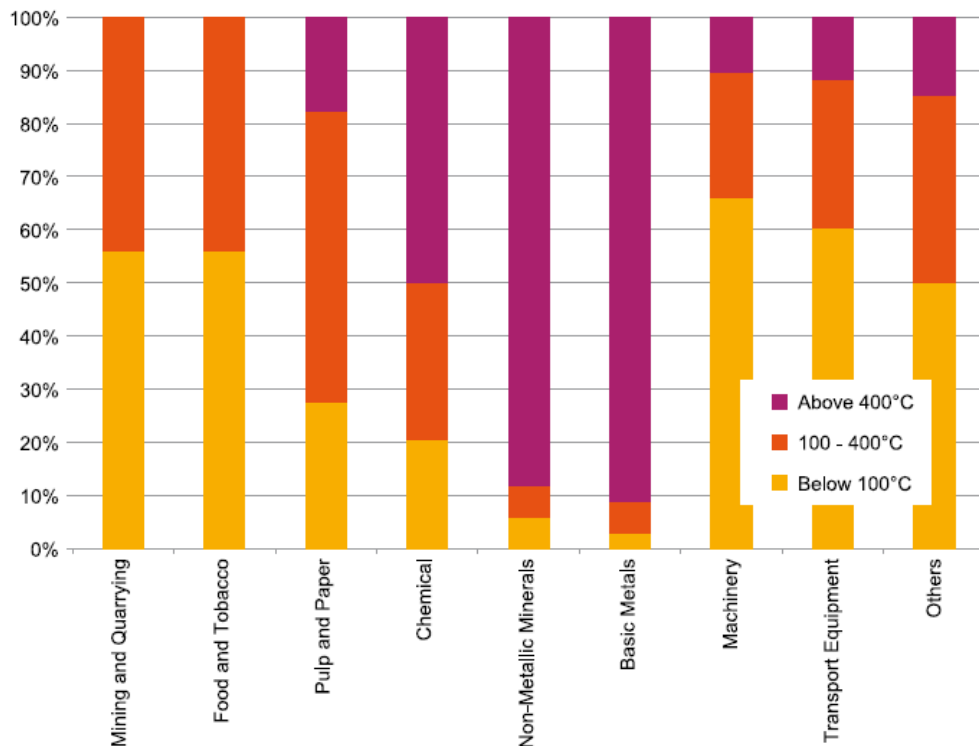


Figura 1-3 Processi a diversi livelli di temperatura per settori industriali [3]

La produzione industriale di calore a bassa temperatura ($< 300^{\circ}\text{C}$) rappresenta il 30% dei consumi di energia primaria a livello europeo [1]. Nella maggior parte dei casi il calore è fornito tramite vapore, che può essere utilizzato direttamente oppure come fluido termovettore. Questo rappresenta un elevato potenziale di applicazione da parte dell'energia solare a concentrazione.

1.3 L'energia da fonte rinnovabili per produrre calore di processo

Negli anni recenti le energie rinnovabili hanno attirato una crescente attenzione, in particolare per il loro contributo nella riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra. L'uso di queste fonti ha suscitato però scarso interesse dal punto di vista dell'applicazione industriale. Per quanto riguarda la produzione di calore di processo, sono due le opzioni principali per quel che riguarda le rinnovabili [4]:

• **Biomasse e biocombustibili:** rappresentano la fonte rinnovabile più diffusa nella produzione di calore di processo. In regioni come Latino America e Africa rappresenta circa il 30% del consumo finale di energia dell'industria. Esistono anche grandi differenze tra i settori industriali. Mentre la biomassa viene largamente usata nei settori industriali che producono alimenti e tabacco o carta e stampaggio, nei settori come il minerario e di minerali non metallici, non si usa praticamente.

• **Solare termico:** la fonte solare termica ha il potenziale per produrre fino a 63 EJ (10^{18} J) per l'industria in 2050 [4]; in questo lavoro si analizza in maniera specifica la produzione di calore di processo a media temperatura, da 100 °C a 250°C.

L'utilizzo diffuso di questo tipo di tecnologie può essere raggiunto superando significative barriere di tipo:

- **Tecnologico :** affidabilità, difficoltà di integrazione.
- **Economico:** elevate costi di investimento, bassi costi combustibili fossili, accesso a incentivi.
- **Culturale :** mancanza di conoscenza e di formazione.

1.4 Produzione di vapore con tecnologia solare

Come descritto nelle sezioni precedenti, la produzione di calore di processo tramite fonti energetiche rinnovabili è poco diffusa; solo l'8% circa dell'energia termica per uso industriale è prodotto con le biomasse, mentre per quanto riguarda la tecnologia solare termica applicata alle industrie sono solo 95,5 i megawatt installati in termini globali in un totale di 132 impianti [5]:

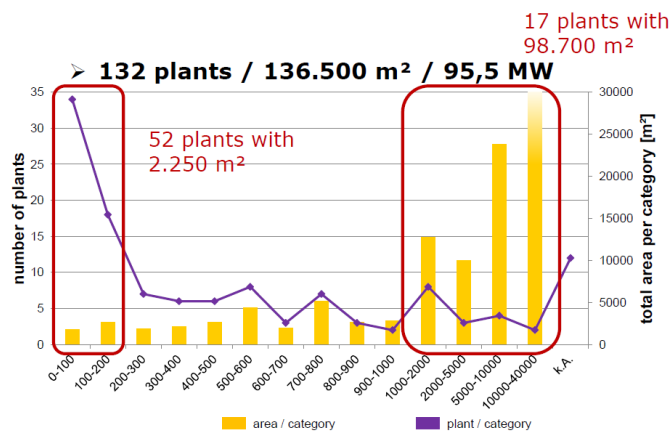


Figura 1-4 Numero di impianti solari a concentrazione per l'industria a livello mondiale [5]

Eppure si è visto come, per molti processi industriali, le temperature richieste ben si adattano alle temperature raggiunte con questa tipologia di impianti solari. Si analizzano quindi, in questa sezione, le tipologie di collettori usate per lo sfruttamento dell'energia solare, per una temperatura al di sopra dei 100 °C, che sono quelli a concentrazione, e all'interno di questo gruppo, le tecnologie più utilizzate sono i collettori parabolici lineari e i collettori lineari di Fresnel [6]. Sotto i 100 °C si usano pannelli piani ed evacuated tube, che non fanno parte dello studio di questa tesi. Oggi esistono pochissimi impianti per l'industria con l'utilizzo di collettori a concentrazione. Si possono classificare anche le diverse tecnologie secondo il fluido termovettore utilizzato. Se il fluido di lavoro è anche il fluido termovettore, la configurazione è diretta. Invece se il fluido di lavoro non scorre direttamente all'interno dell'assorbitore, si parla di una configurazione indiretta. Un'ultima classificazione, riguarda il tipo di applicazione di questo fluido di lavoro. In funzione della temperatura di utilizzo si produrrà vapore saturo o vapore surriscaldato.

Tecnologia a concentrazione:

Per la tecnologia a concentrazione serve l'irradiazione diretta e non globale, al contrario dei pannelli piani. Quindi zone con poca umidità e poco nuvolose, sono le più adatte per questo tipo di tecnologia. Un altro fattore da tenere in conto, è la polvere che può accumularsi negli specchi, e che riducono l'efficienza dell'impianto notevolmente.

Queste tecnologie sono usate in CSP per raggiungere elevate temperature, ma oggi vengono ridimensionate per l'industria, dato che il target è più basso.

- **Collettori Parabolici Lineari**

Le applicazioni commerciali con collettori parabolici lineari iniziano negli anni 80 con la costruzione di Solar Energy Generating Systems (SEGS) per LUZ in California per generazione elettrica. Oggigiorno, diverse aziende sviluppano impianti con collettori parabolici lineari o ne fabbricano i componenti.



Figura 1-5 Collettori Parabolici Lineari [31]

Il componente base del campo solare è il Solar Collector Assembly (SCA). Nella seguente figura si può vedere uno schema di questo componente:

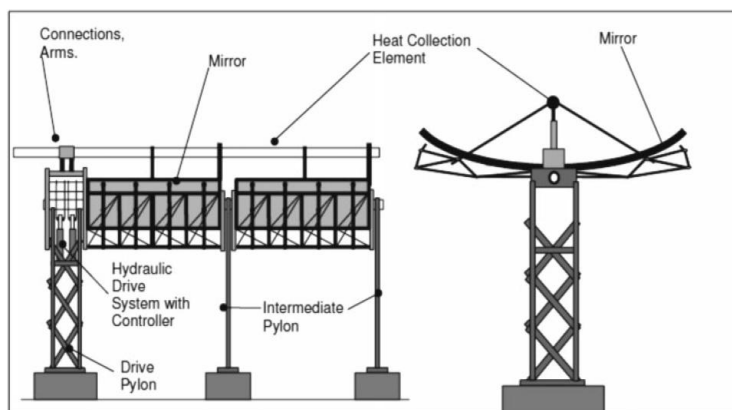


Figura 1-6 Schema del Solar Collector Assembly [8]

Ogni SCA è costituito da specchi *trough-shaped* sostenuti da una struttura e i sistemi di inseguimento del sole. I collettori parabolici lineari hanno una caratteristica forma cilindrica con una curvatura parabolica. L'irradiazione solare viene riflessa e concentrata su un tubo assorbitore che trasferisce la potenza termica al fluido che scorre all'interno. I collettori parabolici lineari sono progettati per avere elevate prestazioni ad un costo basso con elevata affidabilità e durabilità. Sono quindi caratterizzati da:

- Elevata precisione ottica e di inseguimento del sole
- Perdite termiche basse
- Fabbricazione semplice
- Numero di parti e costi di montaggio ridotti
- Superficie di apertura elevata

La struttura, generalmente di metallo, serve per mantenere il collettore solare nella posizione desiderata. La struttura che lo sostiene dà al riflettore la caratteristica forma parabolica. La struttura deve soddisfare le seguenti richieste: uso efficiente del materiale, facile trasporto al luogo del montaggio, facile da montare e capace di sopportare le condizioni atmosferiche per almeno 30 anni. Inoltre, deve avere un'elevata rigidità alla flessione e alla torsione sotto elevati carichi di vento dato che la lunghezza dell'apertura della parabola è di circa 6 m nel caso di produzione elettrica, e le forze di drag e di lift del vento possono essere significative.

- **Collettori lineari Fresnel**

Il secondo tipo di tecnologia a concentrazione lineare, è il riflettore lineare di Fresnel (LFR). Questo collettore è costituito da diversi specchi che si muovono indipendentemente e concentrano la radiazione nell'assorbitore. La forma parabolica, viene sostituita per diversi specchi a terra che hanno curvature differenti e si muovono indipendentemente:

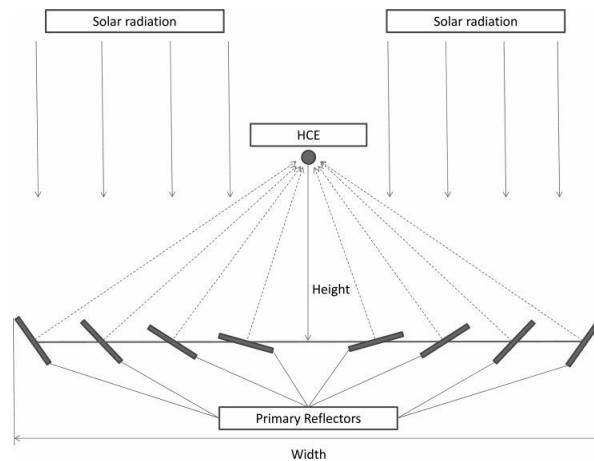


Figura 1-7 Concetto di riflettore lineare di Fresnel [8]

Rispetto ai parabolic trough, questa tecnologia è piuttosto nuova ma con potenziali vantaggi economici per le seguenti ragioni:

- Gli specchi a terra permettono l'adozione di strutture più leggere essendo ridotti i rischi causati dall'influenza del vento.
- L'occupazione di terreno si riduce a causa della riduzione dell'effetto ombra tra collettori.
- Il recettore è fisso, quindi il consumo di energia per l'inseguimento del solare si riduce e l'installazione è più semplice e meno costosa.
- Gli specchi a terra sono più facili da pulire.

Il fattore di concentrazione inoltre può essere più alto dato che non è limitato dalla larghezza dell'apertura della parabola. Il fattore di concentrazione del LFR viene definito come il rapporto tra la larghezza dell'apertura e il diametro dell'assorbitore.

In termini di dimensioni, un collettore lineare di Fresnel ha una larghezza di circa 16.6 m e un'altezza di 7-8 m per applicazioni elettriche. Per applicazioni industriali la larghezza è circa 12 m e l'altezza circa 5 m. In generale, la larghezza influisce sul fattore di concentrazione mentre l'altezza influisce sull'efficienza ottica.

Rispetto ai PTC, che prevedono l'esistenza di un solo riflettore, i LFR hanno diversi riflettori che possono essere piani o avere una piccola curvatura. I riflettori devono avere un'elevata riflettività durante la loro vita utile. Poiché sono a terra, l'influenza della velocità del vento è minore rispetto al caso PTC.

Dato che la funzione dei PTC e i LFR è la stessa, anche produttori sono gli stessi. Gli specchi possono essere fabbricati con:

- i. Uno strato di vetro a bassa concentrazione di ferro e una pellicola riflettente argentata (Flabeg).
- ii. Diversi strati di film polimerico con uno strato di argento puro per fornire riflettività alta speculare (Skytrough Brochure).
- iii. Alluminio lucidato (Alanod).



Figura 1-8 Collettori Lineari di Fresnel [32]

Generazione di vapore solare:

La generazione di vapore con tecnologia solare può avvenire in maniera diretta o indiretta. Di seguito verranno spiegate le due modalità e le loro caratteristiche [8].

- **Produzione indiretta di vapore**

È la tecnologia usata nella maggior parte degli impianti commerciali. I fluidi termovettori sono utilizzati in impianti di collettori parabolici, riflettori di Fresnel o ricevitori centrali. In tutti questi sistemi, il fluido termovettore circola attraverso i tubi ricevitori, aumentando la sua temperatura. Poi, il fluido termovettore, viene utilizzato per generare vapore attraverso un generatore di vapore. Alcuni dei principali vantaggi di questa configurazione rispetto alla diretta sono:

- Il controllo della temperatura del fluido di lavoro viene fatto al generatore di vapore.
- Si può utilizzare come fluido termovettore uno con migliori proprietà di scambio termico.

I fluidi termovettori più utilizzati sono l'olio diatermico e i sali fusi. L'olio diatermico è il fluido termovettore più largamente impiegato. L'intervallo di temperature alle quali può essere usato varia tra i 13 °C e i 400 °C. Sopra i 400 °C si corre il rischio del cracking termico. Quindi la temperatura massima di lavoro negli impianti solari è di 390 °C a una pressione di 12-15 bar per mantenere il fluido in stato liquido ed evitare il fenomeni di evaporazione. L'olio è costoso (generalmente circa 5 €/kg), infiammabile e tossico.

I sali fusi sono tipicamente una miscela tra NaNO_3 e KNO_3 , di composizione variabile. Questi sali sono solidi a temperatura ambiente e la loro temperatura di liquefazione ed evaporazione dipende della sua composizione, ma tipicamente hanno una temperatura di liquefazione circa i 230 °C, e una temperatura di evaporazione di 550 °C. Quindi un importante svantaggio è il controllo per evitare la solidificazione di questi sali nei periodi di raffreddamento del sistema. Alcuni vantaggi rispetto l'olio diatermico, sono che la temperatura massima raggiungibile è maggiore, le pressioni di lavoro sono basse, è meno costoso (circa 1 €/kg), non è infiammabile e non è tossico.

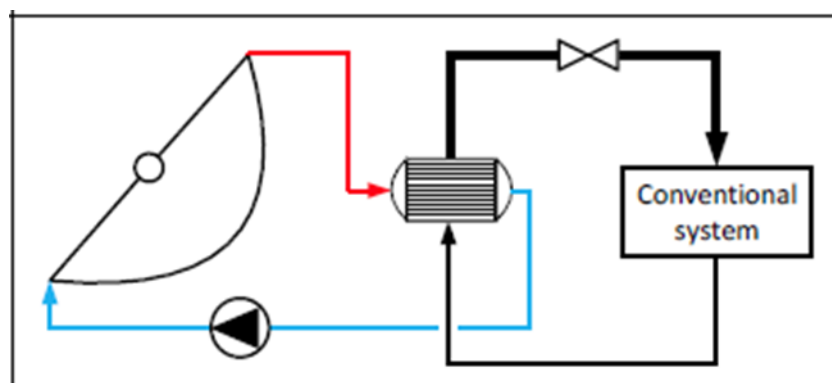


Figura 1-9 Schema generale impianto produzione indiretta di vapore [32]

- **Produzione diretta di vapore**

La generazione diretta di vapore (Direct Steam Generation) ha luogo quando l'acqua evapora all'interno dell'assorbitore e successivamente utilizzata come fluido di lavoro. A causa delle alte pressioni richieste, ma soprattutto per le difficoltà di controllo, questa tecnologia è stata applicata in un numero piccolo di impianti commerciali. Gli impianti di generazione diretta di vapore sono stati applicati in impianti con riflettori di Fresnel per produrre vapore saturo, ma esiste anche qualche impianto per produzione elettrica. Recentemente sono stati studiati impianti di questo tipo con collettori parabolici lineari nel progetto DISS alla "Plataforma Solar de Almeria", producendo vapore supersaturo a 400 °C e 100 bar.

Alcuni vantaggi della produzione diretta rispetto la indiretta sono:

- Il fluido termovettore è lo stesso dal fluido di lavoro, acqua, quindi il costo è minore dal caso indiretto, rispetto a quando si usa un fluido termovettore diverso e di solito più costoso. Inoltre non serve nessuno scambiatore di calore. Questo si traduce in un ulteriore risparmio rispetto alla produzione indiretta.
- L'efficienza nel caso diretto è maggiore, dato che non esiste scambio termico tra fluido termovettore e fluido di lavoro, quindi non esiste una differenza di temperatura che provochi un'inefficienza.

Gli studi riguardanti la generazione diretta di vapore all'interno del collettore solare hanno affrontato, principalmente, impianti per la produzione elettrica. Le principali configurazioni di impianto sono state studiate nel progetto DISS [9]. La buona flessibilità dell'impianto ha permesso l'analisi di 3 possibili configurazioni [10]:

- *Once-through*
- *Recirculation*
- *Injection*

L'impianto *once-through* ha una concezione simile a quella di una caldaia Benson convenzionale: l'acqua entra nell'impianto come liquido sotto-raffreddato o saturo e, durante il passaggio attraverso la serie di collettori subisce l'ebollizione e raggiunge l'uscita dell'ultimo collettore come vapore saturo o surriscaldato. Questa configurazione è la più semplice, ma è quella con i maggiori problemi legati alla controllabilità dell'impianto.

La configurazione *recirculation-concept* prevede la presenza di un separatore liquido-vapore in un determinato punto dell'impianto e di una pompa per il ricircolo del liquido saturo, che viene quindi rimandato all'ingresso del campo solare; questo comporta dei costi superiori, per via dei 2 dispositivi

aggiuntivi, ma garantisce una maggiore sicurezza nella conduzione dell'impianto (migliore controllo delle condizioni operative).

Un impianto del tipo *injection-mode* è costituito da diversi sottogruppi collegati in serie tra di loro. Ciascun sottogruppo è composto da un collettore, un iniettore ed una valvola. Il vantaggio di questa configurazione è quello di avere un'ottima controllabilità, dovuta all'iniezione in ciascun collettore di liquido che permette di tenere sotto controllo la temperatura del fluido.

In realtà, nel caso di produzione diretta di vapore a media temperatura per uso industriale, la configurazione possibile è quella rappresentata schematicamente in figura.

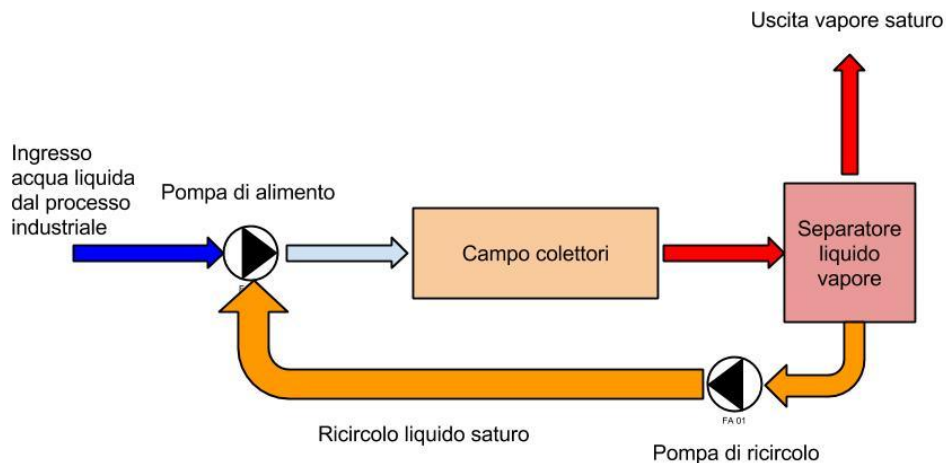


Figura 1-10 Schema dell'impianto

Come si può vedere, si tratta di una configurazione *recirculation*; in questo caso viene prodotto del vapore saturo e non surriscaldato: non è quindi richiesto un tratto di campo solare dedicato al surriscaldamento del vapore. Deve, però, essere presente un separatore liquido-vapore che permette di dividere il vapore saturo dal liquido e che permette il ricircolo di quest'ultimo.

Produzione di vapore saturo o surriscaldato

Infine, un'ulteriore classificazione degli impianti solari a concentrazione può essere fatta in funzione dello stato del fluido all'uscita del campo di collettori, dove abbiamo vapore saturo o vapore surriscaldato. Solitamente il vapore surriscaldato viene utilizzato per la generazione elettrica. Questo

presuppone l'utilizzo di un surriscaldatore a valle dell'evaporatore, per evitare il fenomeno del *dry-out*, che avviene quando una parte interna del tubo è a contatto con la sola fase vapore e un'altra in contatto con la fase liquida, quindi molto più frequentemente per titoli di vapore elevati. Questo fenomeno di *dry-out* provoca elevati gradienti di temperatura all'assorbitore (fino a 50 K). Lo si può evitare limitando il titolo di vapore del fluido bifase (circa 0.6 come valore massimo) e successivamente separando il liquido dal vapore attraverso un separatore liquido-vapore. Questo vapore viene riscaldato con ulteriori collettori solari nel caso di produzione di vapore surriscaldato.

Nel caso di generazione di vapore a media temperatura, si usa una configurazione tipica per questa applicazione, descritta precedentemente, in cui all'uscita di questo campo di collettori si genera fluido in stato bifase con un titolo di vapore non più elevato di 0.6. Questo flusso viene inviato ad un separatore liquido-vapore che manda il vapore saturo all'utente, così si produce vapore senza avvicinarsi alla zona di *dry-out*. Il liquido saturo viene ricircolato, come descritto precedentemente.

2. Descrizione dell'impianto

Lo studio della dinamica di un impianto solare con integrazione diretta di vapore viene fatto nel contesto di un progetto finanziato dal ministero Italiano. Il progetto consiste nello sviluppare un impianto solare dimostrativo con tecnologia Linear Fresnel per la produzione di vapore tecnico per un'industria di pneumatici.

In questo capitolo viene descritto l'impianto, la strategia di controllo utilizzata e le caratteristiche dei suoi componenti.

2.1 Contesto

L'impianto è situato nella località brasiliana Feira di Santana, situata a una latitudine di $12^{\circ}16'00''$ sud e una longitudine di $38^{\circ}58'00''$ ovest. La radiazione solare media giornaliera è circa $4.0 - 4.5 \text{ kWh/m}^2$, con un'equivalente annuale tra 1460 e $1645 \text{ kWh/m}^2\text{y}$ calcolata per 365.25 giorni all'anno. La posizione tra i due tropici (Cancro e Capricorno) permette di avere il sole mediamente alto nel cielo e limitare l'effetto coseno che penalizza l'uso del linear Fresnel.

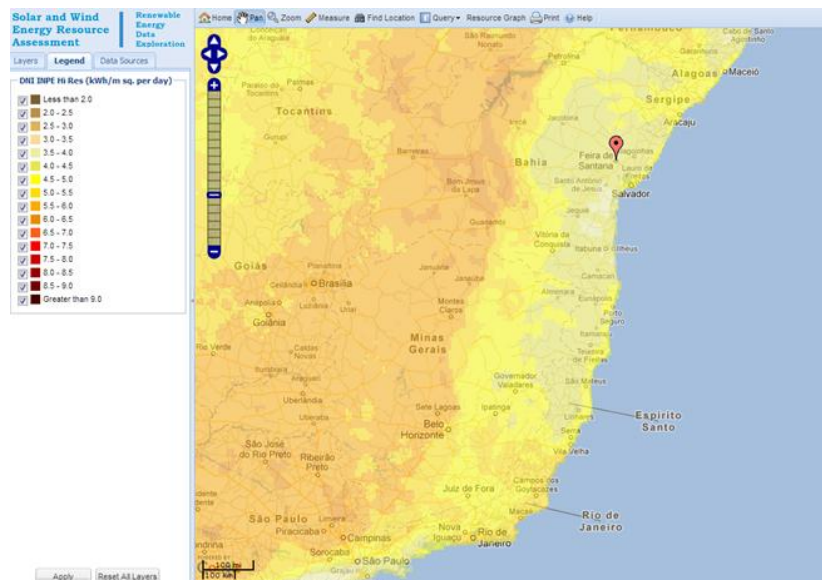


Figura 2-1 Radiazione solare media giornaliera in Brasile [17]

Attualmente lo stabilimento conta 3 generatori di vapore a gas naturale, che garantiscono una capacità di produzione oraria massima di 56 tonnellate, ma

il profilo reale di carico orario è intorno a 14 tonnellate, come si vede nella seguente figura:

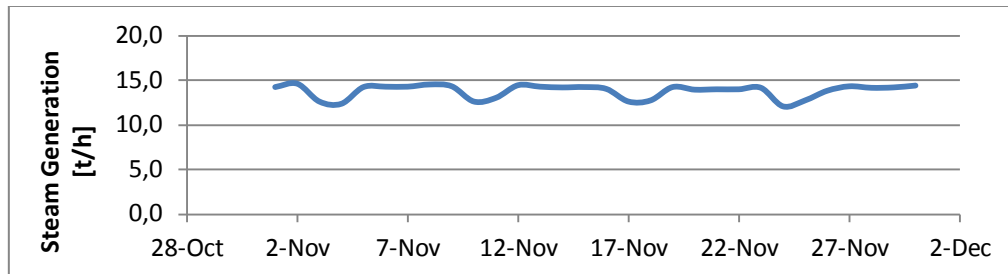


Figura 2-2 Profilo di carico industria

Lo stabilimento funziona per 345 giorni all'anno. L'impianto di recupero di energia rilascia la temperatura dell'acqua fredda fino a 105°C (la caldaia è usata come back-up) per degasare l'acqua. Poi la caldaia con recupero permette di riscaldare l'acqua ingresso della caldaia fino a 143°C con l'utilizzo dei fumi caldi. La demineralizzazione dell'acqua avviene tramite un impianto ad osmosi inversa, già presente nello stabilimento attuale.

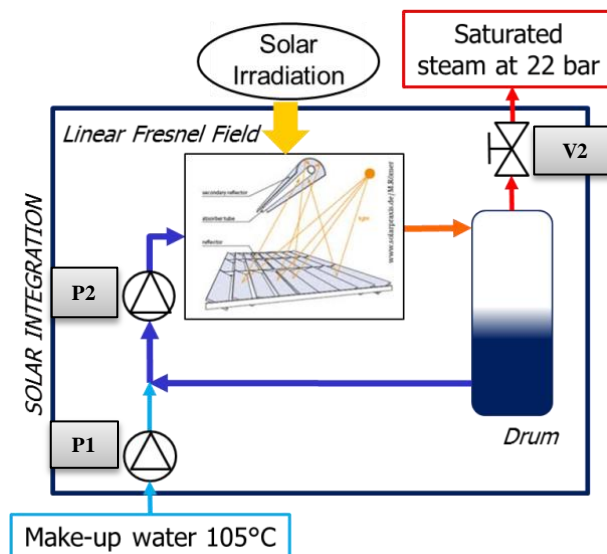


Figura 2-3 Schema dell'impianto solare

Nella parte superiore della figura 2-3 si osserva lo schema di impianto del campo solare sul quale si sviluppa il lavoro descritto nei successivi capitoli. Come si può vedere nello schema, la portata in ingresso al campo di collettori, controllata dalla pompa P2, proviene dal mescolamento tra la portata di ricircolo di liquido saturo del drum (separatore liquido-vapore) e la portata di liquido (105 °C circa 20 bar) proveniente dall'impianto esistente, controllata dalla pompa P1. Se l'irradiazione è sufficiente per generare vapore, all'uscita del

campo di collettori ci sarà una portata bifase che successivamente entra al drum. All'interno del drum il liquido saturo viene convogliato verso il basso e ricircolato al campo di collettori mentre la portata di vapore saturo uscente dall'alto viene regolata dalla valvola V2 e mandata all'utente. Il sistema comincia a lavorare la mattina con una pressione bassa quindi con la valvola V2 chiusa. Una volta che inizia a formarsi vapore la pressione del drum aumenta, quindi si apre la valvola V2 lasciando uscire vapore saturo dal drum. Questa massa uscente viene compensata con il reintegro della portata di acqua fredda controllata dalla pompa P1. Nella sezione successiva viene spiegata la strategia di controllo di queste portate con maggiore dettaglio.

2.2 Strategia di controllo

Un elemento importante per lo sviluppo del modello, è la strategia di controllo utilizzata nell'impianto. In questa sezione si procede a descrivere la strategia di base, che poi verrà ottimizzata nel capitolo finale, una volta analizzato il comportamento dell'impianto e trovate le sue principali criticità. L'ottimizzazione consisterà nella riduzione di queste criticità.

Ci sono tre elementi fondamentali di controllo nel sistema e corrispondono alle valvole/pompe che regolano le principali portate (vedi figura 2-3):

- Portata proveniente dall'impianto esistente – feed-in water.
- Portata in ingresso all'assorbitore per garantire un flow pattern ideale all'interno dell'assorbitore.
- Portata di vapore saturo uscente dal drum per l'integrazione al processo industriale.

La portata proveniente dall'impianto esistente viene regolata in funzione del volume di liquido del drum. L'integrazione dell'acqua liquida deve compensare la quantità di vapore uscita verso la linea di vapore esistente e questa portata è controllata, tramite la pompa *P1*, per mantenere il livello di liquido intorno al suo set-point $L_{DrumNom}$.

Nell'assorbitore circola una portata frutto del mescolamento tra la portata proveniente dall'impianto esistente e la portata di liquido saturo del drum.

La portata all'ingresso dell'assorbitore viene regolata attraverso la pompa *P2*. Questa regolazione viene fatta per garantire una portata costante all'interno dell'assorbitore \dot{m}_{AbsNom} . Questa portata è sufficiente a garantire la formazione di un titolo di vapore non troppo elevato così da essere sicuri di non avere il fenomeno di *dry-out*.

Infine l'ultimo elemento di controllo è la valvola proporzionale V2 che regola la portata di vapore saturo all'uscita del drum. Questa valvola viene regolata in funzione della pressione del drum e cerca di mantenerla intorno alla sua pressione nominale, $p_{drumNom}$. Quindi ci sarà sempre uscita di vapore saturo, quando si supera questa pressione.

Nella tabella seguente vengono definiti i tre set-point, che verranno eventualmente modificati nella sezione di ottimizzazione:

$L_{DrumNom}$ (%)	\dot{m}_{AbsNom} (kg/s)	$p_{drumNom}$ (bar)
50	1,2	20

Tabella 2-1 Set-point controllo

2.3 Caratteristica componente

Il campo solare è composto da 16 collettori di Fresnel. La larghezza totale del modulo è pari a 10 m, mentre la lunghezza è di 24 m. Il ricevitore è posto ad una distanza rispetto al piano della superficie specchiata pari a 5,6 m.



Figura 2-4 Vista frontale del modulo 0

In realtà ciascun modulo è costituito da una serie di 6 elementi, divisi in 14 file. Ogni fila di ciascun elemento presenta 4 riflettori, come mostrato nella seguente figura:

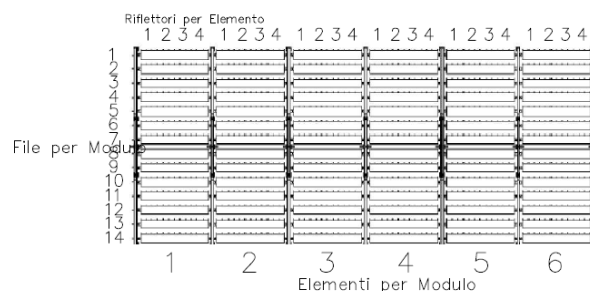


Figura 2-5 Rappresentazione dei riflettori che compongono il modulo 0

Le dimensioni del singolo riflettore sono: 0,98 m di lunghezza e 0,45 m di larghezza. L'area riflettente del modulo è quindi pari a:

$$A_{\text{mod}} = L_{\text{rifl}} b_{\text{rifl}} n_{\text{rifl,elem}} n_{\text{elem,mod}} n_{\text{file,mod}} = 148,2 m^2 \quad (2-1)$$

Il tubo assorbitore utilizzato è il modello HCEOI-12. Il diametro interno del tubo di acciaio inossidabile è di 66 mm e l'esterno 70 mm. Il vetro, invece, ha un diametro interno di 119 mm e uno esterno di 125 mm. Il volume tra il vetro e il metallo è mantenuto a una pressione minore di $1 \cdot 10^{-4}$ mbar.

Le perdite sono state testate in DLR laboratory e sono rappresentate nella seguente figura:

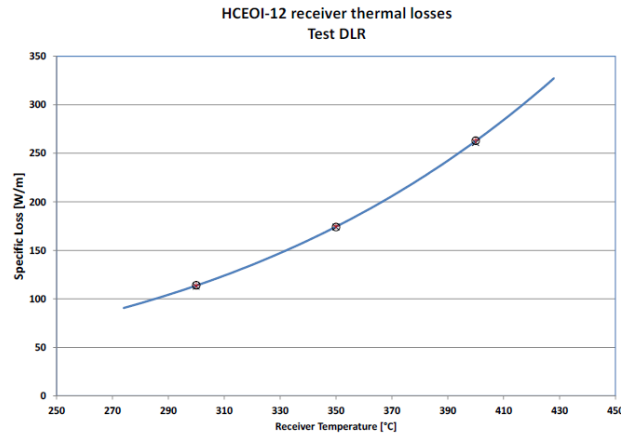


Figura 2-6 Perdite termiche assorbitore [36]

Una formula delle perdite termiche in funzione della temperatura dell'assorbitore è stata estrapolata dal produttore:

$$HL[kW/m] = (0.1789T_{tu} + 7.6335 \times 10^{-9} T_{tu}^4) / 1000 \quad (2-2)$$

Definizione delle proprietà ottiche del sistema specchi-assorbitore

Generalmente l'irradiazione diretta del sole non incide perpendicolarmente al collettore, bensì lo fa con un angolo di incidenza. Questo angolo si misura tra la normale al collettore solare e l'incidenza dell'irradiazione:

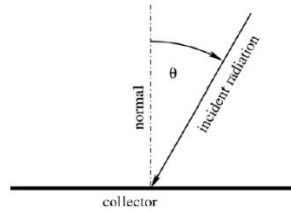


Figura 2-7 Definizione angolo di incidenza [34]

La direzione dell'incidenza viene definita per la proiezione di questo angolo sui piani longitudinale e trasversale del collettore. Lo *IAM*, *Incidence Angle Modifier*, è definito come l'efficienza per un angolo di incidenza diviso l'efficienza per un'incidenza normale al piano del collettore, quindi sarà uguale a uno per un'irradiazione diretta con incidenza perpendicolare al piano del collettore.

La modellazione ottica non è l'obiettivo di questo studio e una forma semplificata del rendimento ottico sarà usato:

$$\eta = \eta_0 IAM \quad (2-3)$$

$$IAM = IAM_T IAM_L \quad (2-4)$$

Dove l'efficienza ottica con i raggi normale : $\eta_0 = 0.66$

Lo *IAM* del modulo Fresnel è definito come il prodotto dello *IAM* longitudinale (IAM_L) e trasversale (IAM_T). La tabella di *IAM* del produttore viene estrapolata con due funzioni polinomiali di sesto grado:

$$IAM_L = 3.21 \times 10^{-11} \theta_L^6 - 6.11 \times 10^{-9} \theta_L^5 + 3.28 \times 10^{-7} \theta_L^4 - 3.07 \times 10^{-6} \theta_L^3 - 1.43 \times 10^{-4} \theta_L^2 - 6.25 \times 10^{-4} \theta_L + 1 \quad (2-5)$$

$$R^2 = 1.000$$

$$IAM_T = 3.02 \times 10^{-11} \theta_T^6 - 7.41 \times 10^{-9} \theta_T^5 + 7.05 \times 10^{-7} \theta_T^4 - 3.23 \times 10^{-5} \theta_T^3 + 5.99 \times 10^{-4} \theta_T^2 - 9.39 \times 10^{-3} \theta_T + 1 \quad (2-6)$$

$$R^2 = 0.999$$

Dove θ_L e θ_T sono le proiezioni sui piani longitudinale e trasversale rispettivamente dell'angolo zenith (vedi appendice E).

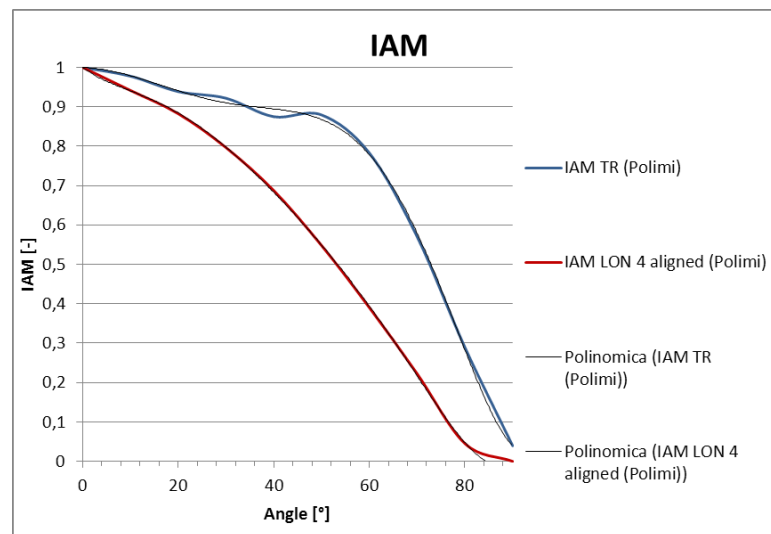


Figura 2-8 Andamento IAM longitudinale e trasversale e linea di tendenza polinomiale [37]

La disposizione dei collettori è la seguente:



Figura 2-9 Disposizione collettori

Si possono dividere i collettori in quattro gruppi

- Un primo gruppo (gruppo 1) di 6 collettori con un azimuth di 53 gradi
- Due gruppi (gruppi 2 e 3) di due collettori e mezzo con azimuth di 90 gradi
- Un ultimo gruppo (gruppo 4) di 5 collettori con un azimuth di 53 gradi

Il diametro di tubo utilizzato nei tratti dove non ci sono collettori è diverso da quello dell'assorbitore. Per i tratti tra i collettori, viene utilizzato un DN65, il tubo che trasporta il liquido dal drum ai collettori è un DN40 con una lunghezza di 160 metri, mentre il tubo che trasporta il fluido bifase dai collettori al drum è un DN80 e ha una lunghezza di 150 metri. La distanza tra i collettori è generalmente di 1 metro. Tra i gruppi 1 e 2 il tubo è di 16 metri, tra il gruppo 2 e 3 di 21 metri e tra il terzo e l'ultimo gruppo di 18 metri.

Nelle tabelle riassuntive seguenti si mostrano i principali componenti e le sue caratteristiche:

Modulo lineare di Fresnel	Larghezza	10 m	m
	Lunghezza	24 m	m
	Altezza	5,5 m	m
	Numero di moduli	16 m	m
	Superficie totale	apertura 2371 m ²	m ²
	η_0	0.66	
	IAM_L	Equazione (2-5)	
	IAM_T	Equazione (2-6)	
Drum	Volume	4	m ³
	Coibentazione: Conduktività termica (a 200°C)	0,060	W/mK
	Spessore	150	mm
Assorbitore	Diametro esterno	70	mm
	Spessore	2	mm
	Lunghezza	4060	mm

Tabella 2-2 Principali componenti impianto

Il volume del drum è stato dimensionato partendo da un rapporto (Volume drum)/(Volume assorbitore) simile a quello del progetto DISS [10].

Nella tabella seguente si mostrano le caratteristiche dei tubi che collegano il drum e l'assorbitore:

Tubo liquido	Diametro interno	42	mm
	Lunghezza	160	m
	Coibentazione	84	mm
Tubo bifase	Diametro interno	80,6	mm
	Lunghezza	150	m
	Coibentazione	161,2	mm

Tabella 2-3 Tubi liquido e bifase

3. Metodologia

3.1 Descrizione e obiettivi dei modelli

La principale particolarità del DSG rispetto ad un impianto di generazione indiretta, è la produzione di vapore all'interno dell'assorbitore. Questo fenomeno implica che il *flow pattern* del fluido bifase sia un parametro importante da controllare, perché esistono *flow pattern* che possono causare danni all'assorbitore se avvengono durante un lungo periodo di tempo. Dato che non esistono sensori in grado di controllare il flow pattern dei fluidi, serve un modello che sia capace di prevedere questo parametro.

Un'altra problematica di questo tipo di impianto è il controllo del livello di liquido al drum. Un controllo inadeguato di questo livello può essere la causa di numerosi spegnimenti dell'impianto. Esistono sensori che lo controllano ma trattandosi di un parametro che può cambiare velocemente è interessante avere un modello che sia capace di prevedere il suo andamento. Inoltre, il controllo predittivo del livello permette di ridurre le dimensioni del drum e quindi i costi.

Per rispondere a queste problematiche specifiche al DSG con solar a concentrazione, sono stati sviluppati due modelli. Il primo, stazionario, permette di modellizzare con precisione l'evoluzione dei fenomeni fisici durante l'evaporazione. Il secondo, dinamico, permette di simulare la risposta del sistema agli input variabili di energia.

Il modello stazionario non tiene conto dell'inerzia del sistema. Variabili come la pressione del drum, la portata di ingresso $m_{feed-in}$ e l'irradiazione solare sono definite costanti all'inizio della simulazione. I diversi fenomeni simulati sono: scambio termico, perdite di carico e *flow pattern*. È quindi possibile calcolare la distribuzione di entalpia specifica, pressione, temperatura e *flow pattern* in tutti i punti dell'impianto per delle condizioni arbitrarie. Questo modello è cruciale nella fase di dimensionamento ma anche per l'elaborazione delle ipotesi.

Questo modello è caratterizzato per non tenere conto dell'inerzia del sistema quindi non deve essere utilizzato per regimi transitori. È un modello molto utile per regimi stazionari, dove la radiazione solare è stabile, oppure per conoscere il flow pattern del fluido in ogni punto del sistema in condizioni note. Questo modello può essere utilizzato per implementare una "Fault Detection and Diagnosis" dell'impianto, perché riusciamo a calcolare variabili misurabili come pressione o temperatura per ogni punto dell'impianto.

Il modello dinamico, tiene conto dell'inerzia del sistema. Questo modello riesce a calcolare valori più generali dell'impianto come pressione del drum,

volume di liquido nel drum, energia totale assorbita, perdite termiche totali, energia prodotta, ecc.

Questo modello è più completo e ha la capacità di modellizzare l'impianto in qualsiasi situazione. Tiene conto della dinamica dell'assorbitore e del drum, quindi è adatto a situazioni con transitori importanti. Lo svantaggio è la sua complessità che lo rende molto instabile.

Sia il modello statico che il modello dinamico vengono spiegati nelle sezioni successive, nonché i processi e ipotesi fatte per ogni modello.

3.2 Modello stazionario

3.2.1 Struttura modello e ipotesi

Come descritto nelle sezioni precedenti, il primo modello sviluppato è un modello stazionario che attraverso i dati misurabili, sia del fluido in ingresso, sia delle condizioni ambientali, calcola il comportamento del flusso lungo tutto il percorso dall'uscita di liquido saturo del drum, passando per i 16 collettori, e finendo di nuovo nel drum.

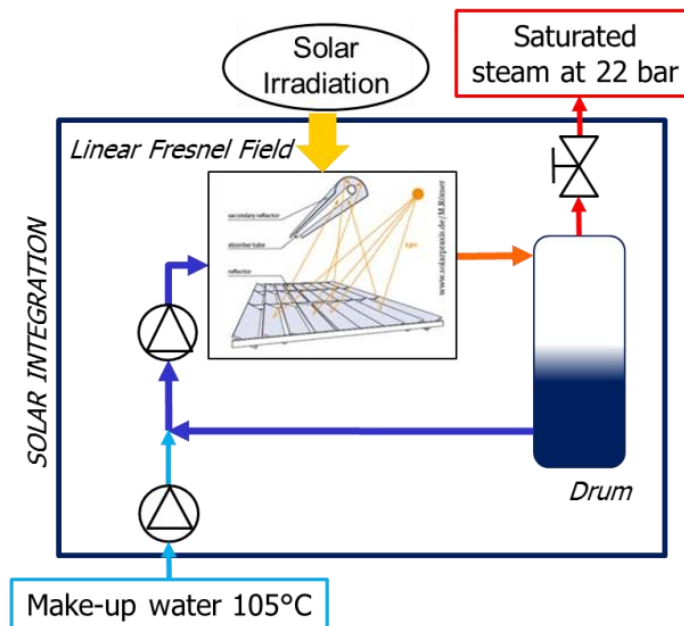


Figura 3-1 Schema impianto

Uno schema più dettagliato degli input, parametri e modelli utilizzati, e output ottenuti viene mostrato di seguito:

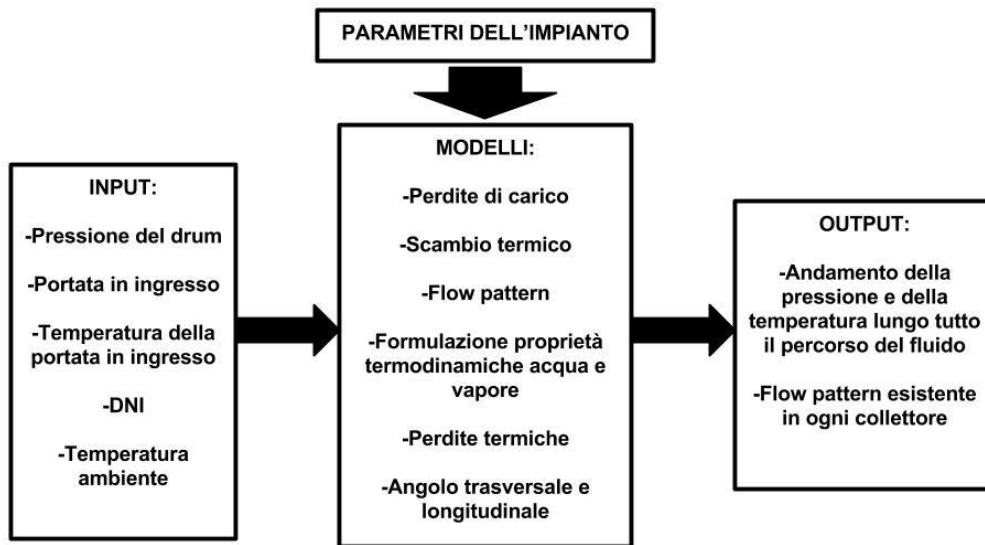


Figura 3-2 Schema calcolo modello stazionario

Per quanto riguarda i modelli si sono utilizzati quelli spiegati negli appendici.

Per le perdite di carico si è utilizzata la correlazione di Petukhov [20] per il fluido monofase, e la correlazione di Friedel [24] per il caso bifase, spiegate nell'appendice A. Questa correlazione è adatta per valori di $(\mu_f/\mu_g) < 1000$ e portate minori a $2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Per le perdite di carico singolari, si sono utilizzate le seguenti tabelle [11]:

Diametro nominale	Curva 90° Standard	Tee Principale	Tee Diramazione
40	1.2	0.9	1.6
50	1	0.9	1.4
65	0.85	0.9	1.3
80	0.8	0.9	1.2

Tabella 3-1 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate in funzione del diametro nominale del tubo

Brusco Restringimento	
D/d	Coefficiente
1.2	0.28
2	0.36
2.5	0.4
3	0.42
3.5	0.44
4	0.45

Tabella 3-2 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate delle riduzioni in funzione del diametro nominale del tubo

Brusco Allargamento
$(1-(d/D)^2)^2$

Tabella 3-3 Coefficienti per il calcolo delle perdite di carico concentrate degli allargamenti in funzione del diametro nominale del tubo

Per lo scambio termico è stato fatto il bilancio di energia nel tubo assorbitore:

$$Q = Q_{loss} + Q_{ass} \quad (3-1)$$

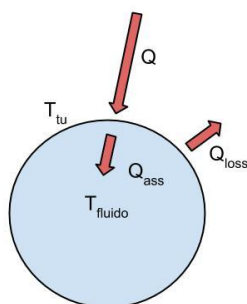


Figura 3-3 Schema scambio termico assorbitore

Dove Q è la potenza che arriva all'assorbitore dovuta alla radiazione solare, Q_{loss} sono le perdite termiche del tubo assorbitore e Q_{ass} è la potenza assorbita dal tubo al fluido in funzione del coefficiente di scambio.

Per il calcolo del coefficiente di scambio termico h' , vengono usati i modelli più adatti per scambio termico di acqua in tubi orizzontali. Nel caso monofase, per flussi in fase transitoria e turbolenta, la correlazione di Gnielinski [20] e l'equazione Dittus-Boetler [21] spiegate nell'appendice B sono usate rispettivamente. Nel caso bifase si è usato il modello di Kandiklar [21], spiegato anche nell'appendice B.

Per la definizione dei diversi flow pattern si utilizza il modello di Kattan-Thome-Favrat [13], spiegato nell'appendice D, dato che è il più generale e i due modelli analoghi sono solo varianti di questo per condizioni specifiche: il Zürcher-Favrat-Thome map è stato studiato con l'ammoniaca, e il Thome-El Hajal map usa un metodo semplificato per il calcolo del livello di liquido saturo. Il modello di Kattan-Thome-Favrat [13], è stato sviluppato attraverso esperimenti con cinque refrigeranti: R-134a, R-123, R-402A, R-404A e R-502.

Rispetto alla formulazione delle proprietà termodinamiche dell'acqua e del vapore, si è usato un modello che utilizza la formulazione IAPWS IF97 [16] per il calcolo di tutte le proprietà dell'acqua negli intervalli: 0-1000 bar, 0-2000 °C. Questo modello è molto utile per il calcolo di qualsiasi proprietà dell'acqua in ogni punto, conoscendo due variabili del fluido in quel punto (per esempio, pressione ed entalpia).

Altri modelli utilizzati come le perdite termiche dei tubi e dell'assorbitore, e la definizione degli angoli trasversale e longitudinale per la definizione dello IAM vengono spiegati in dettaglio rispettivamente nell'appendice C e E.

Con tutti questi modelli, si sviluppa un modello su MATLAB che riesce a simulare l'andamento della pressione, temperatura, flow pattern e qualsiasi altra proprietà termodinamica in ogni punto del sistema attraverso una discretizzazione di punti lungo tutto il percorso del fluido. Questa discretizzazione è di tre punti per ogni collettore. Nei tratti dove non ci sono collettori, dato che il fluido non subisce grandi trasformazioni, la discretizzazione è di due punti.

Il percorso del nostro sistema inizia dal drum. Il liquido saturo uscente da questo componente, viene miscelato con una corrente di acqua erogata dall'impianto di riscaldamento già esistente. Questa corrente già miscelata si pompa verso i 16 collettori, dove il fluido si riscalda, inizia a cambiare di fase e finalmente torna al drum.

Si possono quindi individuare tre tratti differenziati nel sistema:

-Liquido: tra l'uscita del drum e il primo collettore. In questo tratto il fluido è in stato liquido e la temperatura è praticamente costante, soltanto influenzata dalle perdite termiche e dalle perdite di carico del tubo.

-Collettori: il fluido subisce delle variazioni più significative dovute all'azione dei 16 collettori. C'è un incremento di temperatura e un possibile cambio di fase.

-Bifase: dall'uscita dell'ultimo collettore fino all'ingresso del drum. In questo tratto diminuisce la temperatura del fluido sia per le perdite termiche del tubo, sia per le perdite di pressione. Siccome il fluido si trova in stato bifase, una pressione più bassa comporta una temperatura più bassa.

Per i calcoli delle nostre simulazioni si sono effettuate diverse semplificazioni:

- Stato stazionario, quindi le variabili sono indipendenti dal tempo
($\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ implica non accumulo di massa in un nodo e $\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) = 0$)

- Distribuzione omogenea della fase liquida e vapore nella sezione del tubo e equilibrio termico delle due fasi.

- Modello 1D.

- Entalpia specifica e pressione sono considerate uniformi in un nodo.

- Le proprietà del nodo N sono calcolate con le condizioni di scambio termico e perdite di carico del nodo $N-1$.

A questo punto si può utilizzare un set comune di equazioni di conservazione per il fluido monofase e bifase. In un volume di controllo dentro del nostro sistema di lunghezza Δz , le equazioni di conservazione di massa e energia in condizioni stazionarie sono:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho \omega) = 0 \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho \omega h) = \frac{\dot{Q}}{V} \quad (3-3)$$

Per il calcolo di tutte le proprietà in ogni punto del nostro sistema si è fatta una discretizzazione lungo il nostro circuito (Drum-Collettori-Drum). Questa discretizzazione è più fitta nel tratto dove ci sono i collettori.

Nella figura seguente, viene spiegata la procedura utilizzata tra due punti, partendo dalla pressione, entalpia e portata nel punto $N-1$ e calcolando le stesse variabili nel punto successivo:

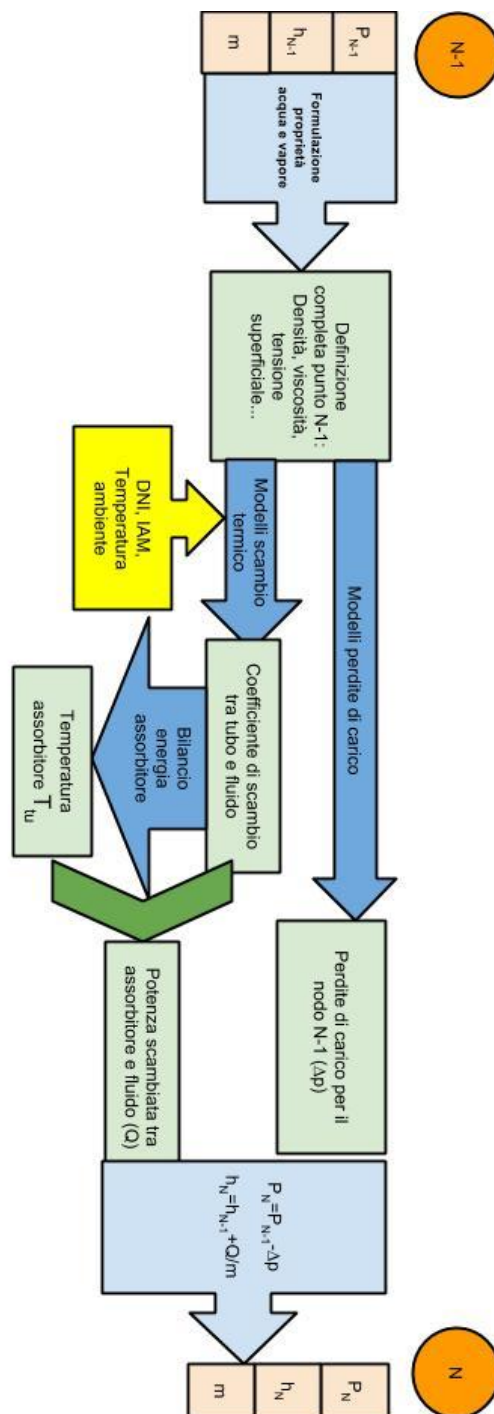


Figura 3-4 Schema calcolo modello stazionario tra due punti

Si parte dai valori di pressione, entalpia e portata del punto $N-1$. Per calcolare l'entalpia e la pressione nel nodo successivo, serve conoscere le perdite di carico e la potenza assorbita dal fluido nel tratto esistente tra i punti $N-1$ e N .

Conoscendo le perdite di carico del nodo $N-1$, la pressione del nodo N sarà uguale alla pressione del nodo $N-1$ meno le perdite di carico.

Per la potenza assorbita serve conoscere il coefficiente di scambio tra assorbitore e fluido e la temperatura dell'assorbitore. Il primo viene calcolato attraverso modelli di scambio termico tra parete e acqua adatti a tubi orizzontali. La temperatura del tubo invece, viene calcolata applicando un bilancio energetico nel tubo assorbitore (eq.(3-1)) una volta conosciuto il coefficiente di scambio termico. Nel bilancio energetico, Q_{loss} dipende dalla temperatura dell'assorbitore, Q_{ass} viene espresso nell'equazione (B-2), e Q dipende dall'irradiazione. Quindi, l'unica incognita del bilancio energetico è la temperatura del tubo. Una volta conosciuta, si può calcolare la potenza scambiata tra l'assorbitore e il fluido nel punto $N-1$ attraverso l'equazione (B-2). Questa potenza deve essere uguale all'incremento di entalpia subito dal fluido, quindi si può ricavare h_N .

Conoscendo la pressione e l'entalpia del punto N , si ripete il processo per il punto $N+1$ e così successivamente fino a determinare tutti i punti del sistema.

3.2.2 Modellazione fenomeni

Si considera la conservazione di massa, momento e energia per un flusso in un tubo monodimensionale. Nel caso di regime permanente, la portata totale deve essere costante in ogni punto del flusso, sebbene la proporzione di massa del flusso presente nella fase gassosa può variare [12]:

$$\frac{d\dot{m}}{dz} = \frac{d}{dz} (x\dot{m}_g + (1-x)\dot{m}_f) = 0 \quad (3-4)$$

Per conservazione dell'energia, si usa la prima legge della termodinamica applicata al flusso in un tubo, per avere:

$$\dot{m} \frac{dh}{dz} = \dot{q}_t \quad (3-5)$$

Dove $\frac{dh}{dz}$ è il gradiente in entalpia specifica, e \dot{q}_t è il calore trasferito al fluido per lunghezza di tubo. L'entalpia h può essere calcolata come $xh_g + (1-x)h_f$ nella regione bifase.

Finalmente, per conservazione del momento, una dettagliata derivazione del flusso transitorio, ci da:

$$\frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{f}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 - \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial z} \quad (3-6)$$

Dalla quale, nel caso stazionario:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{f}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 - \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial z} \quad (3-7)$$

Dove la velocità media del flusso è v e la densità media è ρ , e il fattore di frizione f non è ancora noto. Questo può essere semplificato usando $\rho A v = \dot{m}$, e trascurando la compressibilità della fase del fluido $\frac{\partial v_t}{\partial z}$:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{f}{D} \frac{1}{2} \rho v^2 - \frac{\dot{m}^2 x}{A^2} \frac{\partial v_g}{\partial z} \quad (3-8)$$

Questo permette espressioni più semplici nel caso monofase.

3.3 Modello dinamico

3.3.1 Struttura modello e ipotesi

Il modello dinamico è un modello più completo del modello stazionario dato che tiene conto dell'inerzia del sistema e il volume di controllo comprende l'intero impianto, non solo la parte dei tubi e assorbitore come nel caso del modello stazionario. Questo permette di studiare il comportamento dell'impianto durante i transitori.

Questo modello serve a controllare il comportamento dell'intero impianto lungo una giornata. Attraverso i dati di irradiazione giornalieri si riesce a calcolare l'andamento di parametri generali come pressione del drum, volume di

liquido, portate del drum e dell'assorbitore, entalpie di queste portate e titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore.

Il modello si basa su un modello di un articolo in cui si modella dinamicamente un drum-boiler [15] e viene sviluppato in due step.

Nel primo step viene fatto un bilancio massico ed energetico del sistema complessivo che permette di controllare la pressione e il volume di liquido all'interno di tutto il sistema. Nel secondo step i bilanci vengono fatti all'assorbitore, e permettono di calcolare la distribuzione della formazione di vapore e la portata all'uscita di questo. Dato che la geometria e le caratteristiche del drum e dell'assorbitore nel lavoro presente sono diverse da quelle dell'articolo, anche le equazioni utilizzate saranno diverse. Le differenze principali sono:

- L'entalpia di ingresso all'assorbitore è variabile, dato che una parte della portata proviene da un flusso di liquido, mentre nel caso dell'articolo è sempre uguale all'entalpia di liquido saturo.

- Questa differenza di entalpie all'ingresso dell'assorbitore comporta che, nel caso dell'articolo, si formi vapore all'ingresso dell'assorbitore, quindi il volume di flusso bifase al suo interno è costante e uguale al volume dell'assorbitore. Nel lavoro presente, questo volume è dipendente dall'entalpia in ingresso all'assorbitore, quindi varia fortemente.

- All'interno del sistema dell'articolo c'è liquido e vapore saturo. Nel lavoro presente esiste anche liquido sotto il punto di saturazione.

- L'ultima differenza riguarda la geometria del sistema. Nell'articolo, la variazione di portata all'uscita dell'assorbitore non influisce sulla pressione del drum. Invece, nel lavoro presente, drum e assorbitore sono più differenziati, quindi un aumento elevato del volume di liquido del drum fa abbassare fortemente la pressione di questo.

A causa di queste differenze, si è sviluppato un ulteriore modello, diviso per sottosistemi (drum e assorbitore), che si avvicina più alla realtà del nostro sistema totale.

Di seguito viene descritto come si sono sviluppati entrambi modelli.

3.3.1.1 Modello dinamico sistema complessivo e assorbitore

Le variabili del modello sono la pressione, il volume di liquido e il titolo di vapore all'uscita del assorbitore. Le prime due variabili vengono calcolate per ogni istante attraverso i bilanci massico ed energetico del sistema complessivo (equazioni differenziali (3-9) e (3-10)), mentre il titolo di vapore viene calcolato quando si è creato vapore nell'assorbitore. Queste variabili di stato vengono

calcolate in funzione dei dati di irradiazione di tutta la giornata forniti come input.

Alcune delle ipotesi fatte nel modello sono le seguenti:

-Il sistema complessivo è in equilibrio termico. Di conseguenza, l'entalpia e la densità di tutto il liquido sono uguali a quelle di liquido saturo. Questa semplificazione implica che la parte di riscaldamento sensibile dell'assorbitore è trascurabile rispetto al riscaldamento latente.

-Tutto il volume di liquido all'interno del drum, è sempre verso il basso mentre il volume di vapore verso l'alto. Non ci sono bolle di vapore nel volume di liquido.

-La temperatura del metallo può essere scritta in funzione della pressione, assumendo che la variazione di questa è fortemente collegata alla variazione della temperatura di saturazione, e quindi della pressione.

I bilanci di massa e energetici sono [15]:

$$\frac{d}{dt}[\rho_g V_{gt} + \rho_f V_{ft}] = \dot{m}_p - \dot{m}_g \quad (3-9)$$

$$\frac{d}{dt}[\rho_g h_g V_{gt} + \rho_f h_f V_{ft} - p V_t + M_t C_p T_m] = Q + \dot{m}_p h_p - \dot{m}_g h_g - Q_{loss_sist} \quad (3-10)$$

Dove Q è la potenza assorbita dall'assorbitore, Q_{loss_sist} le perdite termiche di tutto il sistema, V è volume, M massa, ρ densità specifica, h entalpia specifica, T temperatura e \dot{m} portata massica. Per i pedici, si usano g , f , p e m per fare riferimento a vapore saturo, liquido saturo, flusso proveniente dall'impianto esistente e metallo rispettivamente. Poi si usa il pedice t per il sistema totale. Quindi, il volume totale, V_t , può essere scritto come la somma del volume totale di liquido saturo e vapore saturo V_{ft} e V_{gt} .

$$V_t = V_{ft} + V_{gt} \quad (3-11)$$

Siccome il sistema è ipotizzato in equilibrio termico, la temperatura del metallo può essere scritta in funzione della pressione assumendo che i cambi in T_m siano fortemente correlati con i cambi nella temperatura del vapore e, quindi, nella pressione p . Simulazioni con modelli [15] mostrano che la temperatura del metallo in regime stazionario è vicina alla temperatura di saturazione e che le differenze di temperatura sono piccole.

Raggruppando le equazioni (3-9), (3-10) e (3-11) si può scrivere un modello dove gli input sono le portate di ingresso e uscita e l'entalpia di ingresso, mentre le variabili sono la pressione p e il volume di liquido totale V_{ft} :

$$e_{11} \frac{dV_{ft}}{dt} + e_{12} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_p - \dot{m}_g \quad (3-12)$$

$$e_{21} \frac{dV_{ft}}{dt} + e_{22} \frac{dp}{dt} = Q - Q_{loss_sist} + \dot{m}_p h_p - \dot{m}_g h_g \quad (3-13)$$

Dove:

$$e_{11} = \rho_f - \rho_g$$

$$e_{12} = V_{gt} \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + V_{ft} \frac{\partial \rho_f}{\partial p}$$

$$e_{21} = \rho_f h_f - \rho_g h_g \quad (3-14)$$

$$e_{22} = V_{gt} \left(h_g \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + \rho_g \frac{\partial h_g}{\partial p} \right) + V_{ft} \left(h_f \frac{\partial \rho_f}{\partial p} + \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial p} \right) - V_t + M_t C_p \frac{\partial T_g}{\partial p}$$

Siccome $e_{11} \neq 0$ e $e_{11} \cdot e_{22} \neq e_{21} \cdot e_{12}$ si può anche scrivere le equazioni (3-12) e (3-13) sotto la seguente forma:

$$\frac{dV_{ft}}{dt} = \frac{(\dot{m}_p - \dot{m}_g) - e_{12} \frac{dp}{dt}}{e_{11}} \quad (3-15)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(Q + \dot{m}_p h_p - \dot{m}_g h_g - Q_{loss_sist}) - e_{21} / e_{11} (\dot{m}_p - \dot{m}_g)}{(e_{11} e_{22} - e_{21} e_{12}) / e_{11}} \quad (3-16)$$

Le portate dipendono dal controllo definito nella sezione 2.2, le perdite termiche vengono calcolate secondo l'appendice C e l'entalpia proveniente dall'impianto esistente dipende solo della pressione. Le tabelle di vapore sono anche richieste per valutare h_g , h_f , ρ_g , ρ_f , $\delta \rho_g / \delta p$, $\delta \rho_f / \delta p$, $\delta h_g / \delta p$, $\delta h_f / \delta p$ e $\delta T_g / \delta p$. I valori di densità e entalpia sono stati calcolati con la correlazione delle tabelle di vapore alla pressione del drum. Le derivate parziali sono state calcolate attraverso le tabelle di vapore. Le tabelle utilizzate sono quelle dello IAPWS IF97 [16].

Nel secondo step del modello, viene modellizzato il comportamento del fluido all'interno dell'assorbitore. Si tiene conto, sia dell'inerzia termica esistente, sia della variazione di portata all'uscita dell'assorbitore a causa della variazione di massa all'interno durante la produzione di vapore.

Per modellizzare la distribuzione del vapore nel sistema complessivo è necessario distinguere due casi: il primo dove l'irradiazione solare non è sufficiente per formare vapore all'assorbitore e quindi tutto il vapore del sistema è situato dentro il drum; il secondo dove si produce vapore all'interno dell'assorbitore e quindi bisogna capire la quantità. La terza equazione di questo modello viene usata nel secondo caso dove il titolo di vapore è diverso di zero. Prima di spiegare il modello bisogna capire cosa avviene all'interno dell'assorbitore: il flusso entra all'assorbitore in stato liquido, aumenta la sua temperatura fino alla saturazione e, successivamente, si inizia a formare vapore. Quindi si può distinguere tra due parti nell'assorbitore, la parte monofase e la parte bifase. È interessante sapere cosa accade nella parte bifase. Si considera un tubo orizzontale, con riscaldamento uniforme, si denota con ρ la densità della miscela liquido-vapore, con \dot{m} il flusso massico, con A la sezione trasversale del tubo, con V il volume, con h l'entalpia specifica, con Q la potenza assorbita dall'assorbitore e con Q_{loss} le perdite termiche dell'assorbitore. Tutte queste quantità sono distribuite nel tempo, t , e lo spazio, z . Si assume, per semplicità, che tutte le variabili sono uguali in una sezione trasversale del tubo. La distribuzione spaziale può essere catturata per una coordinata z e quindi tutte le variabili sono funzioni di z e t .

I bilanci energetico e di massa per una sezione riscaldata del tubo sono:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (3-17)$$

$$\frac{\partial \dot{m}h}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial \dot{m}h}{\partial z} = \frac{Q - Q_{loss}}{V} \quad (3-18)$$

Serve conoscere anche l'espressione del volume di assorbitore dove avviene la formazione di vapore (V_v). Questo valore non è costante, e dipende, soprattutto, dall'entalpia di ingresso all'assorbitore, dalla portata di ingresso e dalla potenza assorbita. Nel caso stazionario e di una distribuzione lineare dell'energia solare, le equazioni (3-17) e (3-18) permettono di calcolare la distribuzione dell'entalpia lungo il tubo dell'assorbitore.

$$\dot{m}h = \dot{m}h_{ini} + \frac{(Q - Q_{loss})A}{V} z \quad (3-19)$$

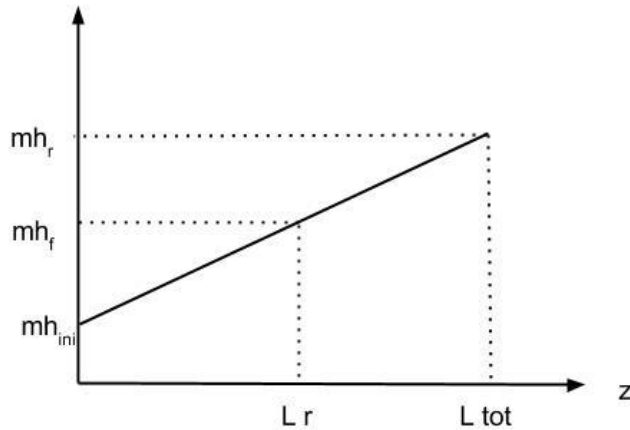


Figura 3-5 Variazione dell'energia del fluido all'interno dell'assorbitore

Dove L_{ass} è la longitudine totale dell'assorbitore, L_r la lunghezza alla quale inizia a formarsi vapore, h_{ini} l'entalpia di ingresso all'assorbitore, h_f l'entalpia di liquido saturo e h_r l'entalpia di uscita dall'assorbitore.

$$L_r = \frac{h_f - h_{ini}}{h_r - h_{ini}} L_{ass} \quad (3-20)$$

Il volume V_r può essere scritto come:

$$V_r = (L_{ass} - L_r)A_{ass} = L_{ass}A_{ass} \left(1 - \frac{h_f - h_{ini}}{h_r - h_{ini}} \right) \quad (3-21)$$

Dove A_{ass} è la sezione trasversale dell'assorbitore. Si esprime anche h_r in funzione di x_r , con x_r il titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore, come:

$$h_r = x_r(h_g - h_f) + h_f \quad (3-22)$$

Attraverso le due ultime espressioni si ottiene V_r in funzione di x_r :

$$V_r = L_{ass} A_{ass} \left(1 - \frac{h_f - h_{ini}}{x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini}} \right) \quad (3-23)$$

All'interno di questo volume V_r la distribuzione di vapore deve essere calcolata. Si denota con x la frazione massica del vapore nel flusso, con h_f e h_g le entalpie specifiche di liquido e vapore saturo e h_{fg} l'entalpia di vaporizzazione. L'energia interna specifica della miscela di acqua e vapore è:

$$h = x h_g + (1 - x) h_f = h_f + x h_{fg} \quad (3-24)$$

In regime stazionario si può, questa volta, esprimere l'equazione (3-18) in funzione di x :

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (3-25)$$

$$\frac{\partial \dot{m} h}{\partial z} = \dot{m} h_{fg} \frac{\partial x}{\partial z} = \frac{QA}{V} \quad (3-26)$$

Quindi dall'equazione (3-26):

$$x = \frac{QA}{\dot{m} h_{fg} V} z \quad (3-27)$$

Si denota con ξ la coordinata normalizzata di lunghezza lungo la parte bifase dell'assorbitore e con x_r il titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore. La frazione massica lungo il tubo è:

$$x(\xi) = x_r \xi \quad (3-28)$$

Il punto $\xi=0$ sarebbe dove si inizia a formare il vapore, mentre il punto $\xi=1$ sarebbe l'uscita dell'assorbitore. Quindi si considera un aumento del titolo di vapore lineare lungo la sezione riscaldata del tubo. Si deve tenere conto anche del percorso esistente tra l'ultimo collettore e il drum, perché anche in questo tratto il flusso è bifase. Il titolo di vapore è costante per ogni punto della coordinata z e uguale al titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore ($x = x_r$). D'ora in poi useremo i pedici r e s per la parte bifase dell'assorbitore, e del tubo tra assorbitore e drum rispettivamente.

Le frazioni massiche x e volumetriche x_v di vapore sono correlate attraverso:

$$x_v = \frac{\rho_f x}{\rho_g + (\rho_f - \rho_g)x} \quad (3-29)$$

Da questa espressione si può anche definire la frazione volumetrica media per la parte assorbitore e del tubo come:

$$\begin{aligned} \bar{x}_{v-r} &= \int_0^1 x_v(\xi) d\xi = \int_0^{x_r} f(\xi) d\xi = \\ &= \frac{\rho_f}{\rho_f - \rho_g} \left[1 - \frac{\rho_g}{(\rho_f - \rho_g)x_r} \ln \left(1 + \frac{\rho_f - \rho_g}{\rho_g} x_r \right) \right] \end{aligned} \quad (3-30)$$

$$\bar{x}_{v-s} = \frac{\rho_f x_r}{\rho_g + (\rho_f - \rho_g)x_r} \quad (3-31)$$

Si osserva che sono due espressioni differenti. Questo è dovuto al fatto che il titolo di vapore non è costante nella parte dell'assorbitore, quindi bisogna fare l'integrale della frazione volumetrica tra i limiti dell'assorbitore dove c'è flusso bifase. Invece, per la parte del tubo, il titolo di vapore è costante, quindi anche la frazione volumetrica è costante e uguale alla frazione volumetrica per $x=x_r$.

Infine la frazione volumetrica media totale viene calcolata come la media pesata delle frazioni volumetriche medie dell'assorbitore e del tubo:

$$\bar{x}_v = \frac{V_r \bar{x}_{v-r} + V_s \bar{x}_{v-s}}{V_r + V_s} \quad (3-32)$$

Il volume V_r , volume del bifase all'interno dell'assorbitore non è tutto il volume dove c'è flusso bifase. Come detto prima, bisogna tenere conto pure del volume di tubo che c'è tra l'uscita dell'assorbitore e l'ingresso al drum (V_s). Il volume totale dove c'è flusso bifase sarà quindi:

$$V_b = V_r + V_s \quad (3-33)$$

Questo volume V_s , è costante, quindi le derivate parziali del volume totale V_b , saranno uguali alle derivate parziali del volume bifase della parte dell'assorbitore (V_r).

Il bilancio massico per l'assorbitore più il tubo bifase, con \bar{x}_v diverso da zero, si può scrivere come:

$$\frac{d}{dt}(\rho_g \bar{x}_v V_b + \rho_f (1 - \bar{x}_v) V_b + \rho_l V_l) = \dot{m}_{ini} - \dot{m}_r \quad (3-34)$$

Dove il volume totale del sistema si esprime come la somma del volume di liquido dell'assorbitore V_l , del volume bifase dell'assorbitore V_r , e del volume del tubo bifase V_s . E dove ρ_l è la densità del volume di liquido V_l , \dot{m}_r è la portata in uscita dall'assorbitore, e \dot{m}_{ini} la portata di ingresso all'assorbitore che sarà uguale alla portata in ingresso alla parte bifase dell'assorbitore ($\zeta=0$), dovuto al fatto che prima del punto $\zeta=0$ non c'è produzione di vapore ed è considerata incompressibile la parte liquida.

Siccome la densità della parte liquida può essere approssimata uguale alla densità del liquido saturo, da questa espressione si può calcolare la portata in uscita dell'assorbitore come:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{ini} - \left[\frac{d}{dt}(\rho_s \bar{\alpha}_v V_b) + \frac{d}{dt}(\rho_w (1 - \bar{\alpha}_v) V_b) + \frac{d}{dt}(\rho_w V_l) \right] \quad (3-35)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \dot{m}_{ini} \\ &- \frac{dp}{dt} \left[V_b \left(\frac{\partial \bar{x}_v}{\partial p} (\rho_g - \rho_f) + \bar{x}_v \frac{\partial \rho_g}{\partial p} \right) + ((V_{ass} + V_s) - \bar{x}_v V_b) \frac{\partial \rho_f}{\partial p} + \frac{\partial V_r}{\partial p} (\rho_g - \rho_f) \bar{x}_v \right] \\ &- \frac{dx_r}{dt} \left[\frac{\partial \bar{x}_v}{\partial x_r} V_b (\rho_g - \rho_f) + \frac{\partial V_r}{\partial x_r} (\rho_g - \rho_f) \bar{x}_v \right] \\ &- \frac{dh_{ini}}{dt} \left[\frac{\partial \bar{x}_v}{\partial h_{ini}} V_b (\rho_g - \rho_f) + \frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}} (\rho_g - \rho_f) \bar{x}_v \right] \end{aligned} \quad (3-36)$$

Dove $V_a = V_l + V_r$, uguale al volume totale dell'assorbitore. Il bilancio energetico, sempre con \bar{x}_v diverso da zero, per lo stesso volume di controllo viene scritto come:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\rho_g h_g \bar{x}_v V_b + \rho_f h_f (1 - \bar{x}_v) V_b + \rho_l h_l V_l - p(V_l + V_r + V_s) + M_l C_p T_l + M_b C_p T_s \right) \\ & = Q - Q_{loss_tubi+ass} + \dot{m}_{ini} h_{ini} - (x_r h_{fg} + h_f) \dot{m}_r \end{aligned} \quad (3-37)$$

Dove M_l e M_b sono le masse del tubo del volume di liquido V_l e del volume bifase V_b rispettivamente e $Q_{loss_tubi+ass}$ le perdite termiche dell'assorbitore e del tubo bifase.

Con le seguenti semplificazioni è possibile esprimere il bilancio energetico sul volume di controllo sotto forma dell'equazione (3-41).

$$\rho_l = \rho_f \quad (3-38)$$

$$h_l = \frac{h_{ini} + h_f}{2} \quad (3-39)$$

$$T_l = T_s \quad (3-40)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left(\rho_g h_g \bar{x}_v V_b + \rho_f h_f \left(\frac{V_b}{2} + (1 - \bar{x}_v) V_b \right) + \rho_f h_{ini} \frac{V_b}{2} - p(V_l + V_r + V_s) + (M_l + M_b) C_p T_s \right) \\ & = Q - Q_{loss_tubi+ass} + \dot{m}_{ini} h_{ini} - (x_r h_{fg} + h_f) \dot{m}_r \end{aligned} \quad (3-41)$$

Se si sostituisce l'equazione (3-36) e si manipola l'equazione (3-41) per fare apparire le variabili di stato, si ottiene la terza equazione del sistema che modellerà la produzione e la distribuzione di vapore all'interno dell'assorbitore. La variabile scelta è il titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore, x_r .

Dove::

$$e_{33} \frac{dx_r}{dt} = Q - Q_{loss_tubi+ass} + (h_{ini} - (x_r h_{fg} + h_f)) \dot{m}_{ini} - e_{32} \frac{dp}{dt} - e_{34} \frac{dh_{ini}}{dt} \quad (3-42)$$

$$\begin{aligned}
 e_{32} = & \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial p} \left((1 - \bar{x}_v) V_b + \frac{V_l}{2} \right) \\
 & + \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \left((1 - \bar{x}_v) V_b h_f + \frac{(h_f + h_{ini})}{2} (V_{ass} - V_r) - (x_r h_{fg} + h_f) (V_{ass} + V_s) - \bar{x}_v V_b \right) \\
 & + \left((1 - x_r) h_{fg} \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + \rho_g \frac{\partial h_g}{\partial p} \right) \bar{x}_v V_b \\
 & + (\rho_g + (\rho_f - \rho_g) x_r) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial p} \\
 & + \frac{\partial V_r}{\partial p} \left(\rho_g h_{fg} \bar{x}_v (1 - x_r) + \rho_f (h_{fg} x_r \bar{x}_v + h_f) - \frac{(h_f + h_{ini})}{2} - p \right) \\
 & - (V_l + V_b) + (M_l + M_b) C_p \frac{\partial T_s}{\partial p}
 \end{aligned} \tag{3-43}$$

$$\begin{aligned}
 e_{33} = & ((1 - x_r) \rho_g + x_r \rho_f) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial x_r} \\
 & + \frac{\partial V_r}{\partial x_r} \left(\rho_g h_{fg} \bar{x}_v (1 - x_r) + \rho_f (h_{fg} x_r \bar{x}_v + h_f) - \frac{(h_f + h_{ini})}{2} - p \right)
 \end{aligned} \tag{3-44}$$

$$\begin{aligned}
 e_{34} = & ((1 - x_r) \rho_g + x_r \rho_f) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial h_{ini}} \\
 & + \frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}} \left(\rho_g h_{fg} \bar{x}_v (1 - x_r) + \rho_f (h_{fg} x_r \bar{x}_v + h_f) - \frac{(h_f + h_{ini})}{2} - p \right) \\
 & + \frac{\rho_f V_l}{2}
 \end{aligned} \tag{3-45}$$

Anche in questo caso, le tabelle di vapore sono richieste per valutare h_g , h_f , ρ_g , ρ_f , $\delta \rho_g / \delta p$, $\delta \rho_f / \delta p$, $\delta h_g / \delta p$, $\delta h_f / \delta p$ e $\delta T_s / \delta p$. I valori di densità e entalpia sono stati calcolati con la correlazione delle tabelle di vapore alla pressione del drum. Le derivate parziali sono state calcolate attraverso le tabelle di vapore. Le tabelle utilizzate sono quelle dell'IAPWS IF97.

Attraverso le espressioni di frazione volumetrica media e volume in ogni caso, si ottengono le derivate parziali in funzione della pressione e frazione massica. Le ipotesi che sono state fatte sono le seguenti:

-Il titolo di vapore in uscita (x_r) dipende soprattutto dall'entalpia in ingresso e dalla potenza assorbita per l'assorbitore. La dipendenza del titolo di vapore rispetto alla pressione, può considerarsi trascurabile.

-Il volume V_r , come detto prima, dipende dalle stesse variabili di x_r . La variazione rispetto alla potenza assorbita, viene espressa attraverso la derivata parziale rispetto ad x_r . In questo caso si ritiene trascurabile anche la dipendenza del volume rispetto alla pressione.

-La frazione volumetrica media dipende, sia dalla pressione, sia dal titolo di vapore raggiunto x_r .

-Il volume V_s è costante.

-Le variabili \bar{x}_v e V_r dipendono dalla pressione, p , il titolo di vapore all'uscita dall'assorbitore, x_r , e dall'entalpia di ingresso all'assorbitore, h_{ini} .

-Fase liquida e vapore vanno alla stessa velocità.

Con le ipotesi fatte, e derivando le equazioni, (3-32) e (3-23), si ottengono tutte le derivate parziali del volume V_r e della frazione volumetrica media \bar{x}_v :

$$\frac{\partial \bar{x}_v}{\partial p} = \frac{(V_r + V_s) \left(V_r \frac{\partial x_{v-r}}{\partial p} + x_{v-r} \frac{\partial V_r}{\partial p} + V_s \frac{\partial x_{v-s}}{\partial p} \right) - (V_r \bar{x}_{v-r} + V_s \bar{x}_{v-s}) \frac{\partial V_r}{\partial p}}{(V_r + V_s)^2} \quad (3-46)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-r}}{\partial p} = \frac{1}{(\rho_f - \rho_g)^2} \left(\rho_f \frac{\partial \rho_g}{\partial p} - \rho_g \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \right) \left(1 + \frac{\rho_f}{\rho_g} \frac{1}{1+\eta} - \frac{\rho_g + \rho_f}{\eta \rho_g} \ln(1+\eta) \right) \quad (3-47)$$

$$\text{Dove } \eta = x_r \frac{(\rho_f - \rho_g)}{\rho_g}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{x}_{v-s}}{\partial p} &= \frac{(\rho_g + (\rho_f - \rho_g)x_r)x_r \frac{\partial \rho_f}{\partial p} + \rho_f x_r \left(\frac{\partial \rho_g}{\partial p} + x_r \left(\frac{\partial \rho_f}{\partial p} - \frac{\partial \rho_g}{\partial p} \right) \right)}{(\rho_g + (\rho_f - \rho_g)x_r)^2} \quad (3-48) \\ &= \frac{(1-x_r)x_r \left(\frac{\partial \rho_g}{\partial p} \rho_f + \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \rho_g \right)}{(\rho_g + (\rho_f - \rho_g)x_r)^2} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial p} = -L_{ass} A_{ass} \left(\frac{x_r \left(\frac{\partial h_f}{\partial p} (h_g - h_{ini}) + \frac{\partial h_{ini}}{\partial p} (h_f - h_g) + \frac{\partial h_g}{\partial p} (h_{ini} - h_f) \right)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \right) \quad (3-49)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-r}}{\partial x_r} = \frac{(V_r + V_s) \left(V_r \frac{\partial x_{v-r}}{\partial x_r} + x_{v-r} \frac{\partial V_r}{\partial x_r} + V_s \frac{\partial x_{v-s}}{\partial x_r} \right) - (V_r \bar{x}_{v-r} + V_s \bar{x}_{v-s}) \frac{\partial V_r}{\partial x_r}}{(V_r + V_s)^2} \quad (3-50)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-r}}{\partial x_r} = \frac{\rho_f}{\rho_g \eta} \left(\frac{1}{\eta} \ln(1 + \eta) - \frac{1}{1 + \eta} \right) \quad (3-51)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-s}}{\partial x_r} = \frac{\rho_f \rho_g}{[\rho_g + (\rho_f - \rho_g) x_r]^2} \quad (3-52)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial x_r} = L_{ass} A_{ass} \frac{(h_f - h_{ini})(h_g - h_f)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \quad (3-53)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-r}}{\partial h_{ini}} = \frac{(V_r + V_s) \left(V_r \frac{\partial x_{v-r}}{\partial h_{ini}} + x_{v-r} \frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}} + V_s \frac{\partial x_{v-s}}{\partial h_{ini}} \right) - (V_r \bar{x}_{v-r} + V_s \bar{x}_{v-s}) \frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}}}{(V_r + V_s)^2} \quad (3-54)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-r}}{\partial h_{ini}} = \frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}} \frac{\rho_f}{\rho_g \eta} \left(\frac{1}{\eta} \ln(1 + \eta) - \frac{1}{1 + \eta} \right) \quad (3-55)$$

$$\frac{\partial \bar{x}_{v-s}}{\partial h_{ini}} = \frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}} \frac{\rho_f \rho_g}{[\rho_g + (\rho_f - \rho_g) x_r]^2} \quad (3-56)$$

$$\frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}} = L_{ass} A_{ass} \frac{(h_g - h_f) \left(x_r + (h_f - h_{ini}) \frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}} \right)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \quad (3-57)$$

Per ricavare il termine $\frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}}$, si utilizza l'espressione (3-22) e si considera $\dot{m}_r h_r = \dot{m}_{ini} h_{ini} + Q - Q_{loss}$, quindi:

$$\frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}} = \frac{\dot{m}_{ini}}{\dot{m}_r (h_g - h_f)} \quad (3-58)$$

3.3.1.2 Modello dinamico sottosistemi: drum e assorbitore

Il modello precedente non ripresenta bene tutti i fenomeni importanti per l'ottimizzazione del controllo, come si vedrà nel capitolo 4. Ma siccome è composto solo di equazioni differenziali è molto veloce e stabile, quindi può essere utile in determinate situazioni. Per questo motivo, si è sviluppato un ulteriore modello diviso per sottosistemi (drum e assorbitore), che caratterizza meglio il funzionamento del sistema complessivo.

Questo nuovo modello aggiunge una nuova equazione algebrica al sistema di equazioni, dato che bisogna calcolare la portata in uscita dell'assorbitore. Questa nuova equazione rende il modello di tutto il sistema molto più instabile, quindi non si riesce a fare convergere il modello per una giornata completa. Per evitare questo problema si è sviluppato un nuovo modello dinamico dell'assorbitore, più semplificato, che rende il modello dinamico di tutto il sistema più stabile. In questa sezione si spiegano il modello dinamico del drum e il modello semplificato dell'assorbitore.

Nella figura seguente si può vedere un bilancio di massa nel drum:

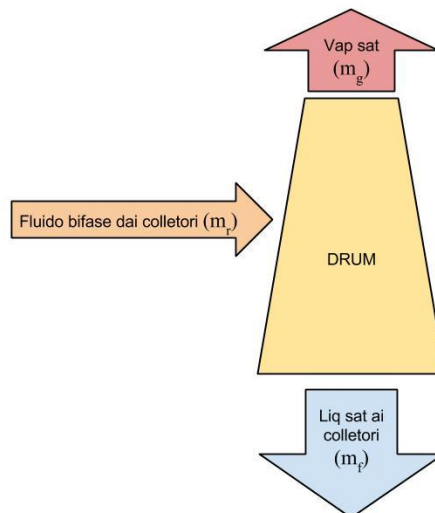


Figura 3-6 Schema bilancio massico del drum

I bilanci di massa e energetici sono:

$$\frac{d}{dt} [\rho_g V_{gd} + \rho_f V_{fd}] = \dot{m}_r - \dot{m}_g - \dot{m}_f \quad (3-59)$$

$$\frac{d}{dt} [\rho_g h_g V_{gd} + \rho_f h_f V_{fd} - p V_d + M_d C_p t_m] = \dot{m}_r h_r - \dot{m}_g h_g - \dot{m}_f h_f - Q_{loss_drum} \quad (3-60)$$

Si usa il pedice d per fare riferimento al drum. Quindi, il volume totale, V_d , può essere scritto come la somma del volume totale di liquido e vapore V_{fd} e V_{gd} .

$$V_d = V_{fd} + V_{gd} \quad (3-61)$$

Come nel modello precedente, la temperatura del metallo può essere scritta in funzione della pressione assumendo che i cambi in T_m sono fortemente correlati con i cambi nella temperatura del vapore e, quindi, nella pressione p .

Raggruppando le equazioni (3-59), (3-60) e (3-61) si può scrivere un modello dove gli input sono le portate di ingresso e uscita, e l'entalpia di ingresso, mentre le variabili sono la pressione p , e il volume di liquido totale V_{fd} :

$$e_{11} \frac{dV_{fd}}{dt} + e_{12} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_b - \dot{m}_g - \dot{m}_f \quad (3-62)$$

$$e_{21} \frac{dV_{fd}}{dt} + e_{22} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_b h_b - \dot{m}_g h_g - \dot{m}_f h_f - Q_{loss_drum} \quad (3-63)$$

Dove:

$$e_{11} = \rho_f - \rho_g$$

$$e_{12} = V_{gd} \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + V_{fd} \frac{\partial \rho_f}{\partial p}$$

$$e_{21} = \rho_f h_f - \rho_g h_g \quad (3-64)$$

$$e_{22} = V_{gd} \left(h_g \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + \rho_g \frac{\partial h_g}{\partial p} \right) + V_{fd} \left(h_f \frac{\partial \rho_f}{\partial p} + \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial p} \right) - V_d + M_d C_p \frac{\partial T_s}{\partial p}$$

Infine si può anche scrivere:

$$\frac{dV_{fd}}{dt} = \frac{(\dot{m}_b - \dot{m}_g - \dot{m}_f) - e_{12} \frac{dp}{dt}}{e_{11}} \quad (3-65)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(\dot{m}_b h_b - \dot{m}_g h_g - \dot{m}_f h_f - Q_{loss_drum}) - e_{21} / e_{11} (\dot{m}_b - \dot{m}_g - \dot{m}_f)}{(e_{11} e_{22} - e_{21} e_{12}) / e_{11}} \quad (3-66)$$

Come prima, le tabelle di vapore sono anche richieste per valutare h_g , h_f , ρ_g , ρ_f , $\delta\rho_g/\delta p$, $\delta\rho_f/\delta p$, $\delta h_g/\delta p$, $\delta h_f/\delta p$ e $\delta T_s/\delta p$. I valori di densità e entalpia sono stati calcolati con la correlazione delle tabelle di vapore alla pressione del drum. Le derivate parziali sono state calcolate attraverso le tabelle di vapore. Le tabelle utilizzate sono quelle dell'IAPWS IF97 [16].

Per il modello semplificato dell'assorbitore, si parte dal bilancio energetico all'assorbitore del caso precedente (3-37).

Se si divide l'assorbitore in due parti, liquida e bifase, e considerando una distribuzione dell'entalpia come nel caso precedente, una parte della potenza assorbita Q_l , sarà responsabile del riscaldamento sensibile, e l'altra Q_r , del riscaldamento latente:

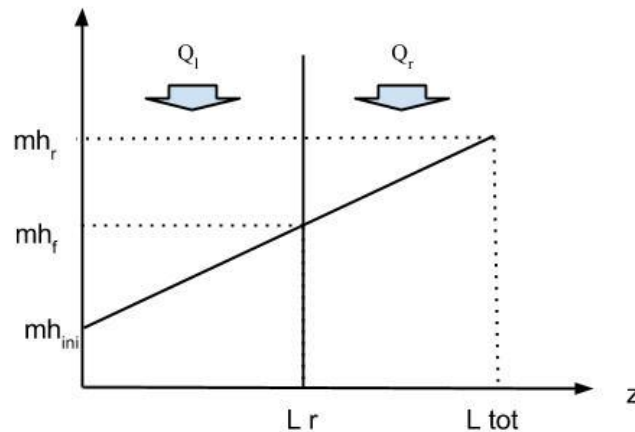


Figura 3-7 Andamento energia fluido all'interno dell'assorbitore

Da questo schema, si può scrivere la lunghezza alla quale l'entalpia specifica è uguale all'entalpia di liquido saturo come:

$$L_r = \frac{h_f - h_{ini}}{h_r - h_{ini}} L_{ass} \quad (3-67)$$

Quindi, la potenza assorbita nella parte sensibile dell'assorbitore, sarà uguale a:

$$Q_l = P_{ass} L_r a \quad (3-68)$$

Dove P_{ass} è la potenza totale assorbita dall'assorbitore per unità di superficie, ed a è la larghezza dei moduli di Fresnel. Allo stesso modo:

$$Q_r = P_{ass} (L_{ass} - L_r) a \quad (3-69)$$

Sostituendo l'equazione (3-67) nelle equazioni (3-68) e (3-69), si ottiene:

$$Q_l = P_{ass} L_{ass} a \frac{h_f - h_{ini}}{x_r (h_s - h_f) + h_f - h_{ini}} \quad (3-70)$$

$$Q_r = P_{ass} L_{ass} a \left(1 - \frac{h_f - h_{ini}}{x_r (h_s - h_f) + h_f - h_{ini}} \right) \quad (3-71)$$

La semplificazione dell'equazione (3-37), consiste nel considerare una portata di liquido saturo all'ingresso dell'assorbitore, la quale inizia a riscaldarsi alla lunghezza L_r , quindi:

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} (\rho_g h_g \bar{x}_v V_b + \rho_f h_f (1 - \bar{x}_v) V_b + \rho_f h_f V_l - p(V_l + V_r + V_s) + (M_l + M_b) C_p T_s) \\ & = Q_r - Q_{loss_ass+tubi} + \dot{m}_{ini} h_f - (x_r h_{fg} + h_f) \dot{m}_r \end{aligned} \quad (3-72)$$

Come nel caso precedente, se si sostituisce l'equazione (3-36) e si manipola l'equazione (3-72) per fare apparire le variabili di stato, si ottiene la terza equazione del sistema che modellerà la produzione e la distribuzione di vapore all'interno dell'assorbitore. Come prima, la variabile scelta è il titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore, x_r .

$$\frac{dx_r}{dt} = \frac{Q_r - Q_{loss_ass+tubi} - x_r h_{fg} \dot{m}_{ini} - e_{32} \frac{dp}{dt} - e_{34} \frac{dh_{ini}}{dt}}{e_{33}} \quad (3-73)$$

Dove:

$$\begin{aligned} e_{32} = & \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial p} \left((V_{ass} + V_s) - \bar{x}_v V_b \right) - x_r h_{fg} \left((V_{ass} + V_s) - \bar{x}_v V_b \right) \frac{\partial \rho_f}{\partial p} \\ & + \left((1-x_r) h_{fg} \frac{\partial \rho_g}{\partial p} + \rho_g \frac{\partial h_g}{\partial p} \right) \bar{x}_v V_b \\ & + \left(\rho_g + (\rho_f - \rho_g) x_r \right) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial p} \\ & + \frac{\partial V_r}{\partial p} \left(x_r h_{fg} (\rho_g (1-x_r) + \rho_f x_r) - p \right) \\ & - (V_l + V_b) + C_p \left(\frac{\partial M_r}{\partial p} T_s + M_b \frac{\partial T_s}{\partial p} \right) \end{aligned} \quad (3-74)$$

$$\begin{aligned} e_{33} = & \left((1-x_r) \rho_g + x_r \rho_f \right) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial x_r} + \frac{\partial M_r}{\partial x_r} C_p T_s \\ & + \frac{\partial V_r}{\partial x_r} \left(x_r h_{fg} (\rho_g (1-x_r) + \rho_f x_r) - p \right) \end{aligned} \quad (3-75)$$

$$\begin{aligned} e_{34} = & \left((1-x_r) \rho_g + x_r \rho_f \right) h_{fg} V_b \frac{\partial \bar{x}_v}{\partial h_{ini}} + \frac{\partial M_r}{\partial h_{ini}} C_p T_s \\ & + \frac{\partial V_r}{\partial h_{ini}} \left(x_r h_{fg} (\rho_g (1-x_r) + \rho_f x_r) - p \right) \end{aligned} \quad (3-76)$$

In questo caso bisogna considerare la variazione della massa di metallo dell'assorbitore riscaldata M_r :

$$M_r = \rho_{metallo} L_{ass} (A_{o_ass} - A_{ass}) \left(1 - \frac{h_f - h_{ini}}{x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini}} \right) \quad (3-77)$$

Dove A_{o_ass} è il diametro esterno del metallo dell'assorbitore.

Uguualmente si è fatto con \bar{x}_v e V_r , si ottengono le derivate di M_r :

$$\frac{\partial M_r}{\partial p} = -\rho_{metallo} L_{ass} (A_{o_ass} - A_{ass}) \left(\frac{x_r \left(\frac{\partial h_f}{\partial p} (h_g - h_{ini}) + \frac{\partial h_{ini}}{\partial p} (h_f - h_g) + \frac{\partial h_g}{\partial p} (h_{ini} - h_f) \right)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \right) \quad (3-78)$$

$$\frac{\partial M_r}{\partial x_r} = \rho_{metallo} L_{ass} (A_{o_ass} - A_{ass}) \frac{(h_f - h_{ini})(h_g - h_f)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \quad (3-79)$$

$$\frac{\partial m_r}{\partial h_{ini}} = \rho_{metallo} L_{ass} (A_{o_ass} - A_{ass}) \frac{(h_g - h_f) \left(x_r + (h_f - h_{ini}) \frac{\partial x_r}{\partial h_{ini}} \right)}{(x_r (h_g - h_f) + h_f - h_{ini})^2} \quad (3-80)$$

Questo nuovo modello di assorbitore, oltre ad essere più stabile, dà risultati molto simili al modello non semplificato. Comunque, nel prossimo capitolo, si fa la validazione di questo modello di assorbitore confrontandolo con quello precedente.

4. Risultati

4.1 Modello stazionario

Come detto nelle sezioni precedenti, il modello stazionario ha come obiettivo la caratterizzazione dell'impianto per ogni punto e per ogni condizione iniziale di pressione del drum, irradiazione e portata. In questa sezione si analizzerà l'andamento delle perdite di carico, lo scambio termico e il flow pattern per diverse condizioni.

Le condizioni nominali di partenza sono:

Pressione del drum: 22 bar

Irradiazione: 0.8 kW/m²

Portata impianto esistente: 0.556 kg/s

Portata ricircolo liquido saturo: 0.667 kg/s

Oltre alle condizioni nominali, vengono fatte altre simulazioni che risultano interessanti. La prima simulazione corrisponde ad una situazione molto critica nella quale la pressione è bassa, l'irradiazione è molto elevata e la portata all'assorbitore procede dal ricircolo di liquido saturo. Questo caso corrisponde ad una partenza a mezzogiorno dopo il transito di un'ipotetica nuvola che oscura il campo di collettori. I valori degli input sono i seguenti:

Pressione del drum: 18 bar

Irradiazione: 1 kW/m²

Portata impianto esistente: 0 kg/s

Portata ricircolo liquido saturo: 1.222 kg/s

Un'ultima simulazione che viene effettuata corrisponde al periodo in cui l'irradiazione non è sufficiente per produrre vapore ma la temperatura raggiunta all'uscita dell'assorbitore è molto vicina alla temperatura di saturazione. In questo ultimo caso, i valori degli input sono i seguenti:

Pressione del drum: 22 bar

Irradiazione: 0.15 kW/m²

Portata impianto esistente: 0.556 kg/s

Portata ricircolo liquido saturo: 0.667 kg/s

Di seguito, si presenta pure lo schema dell'impianto per controllare l'andamento delle diverse simulazioni più facilmente:

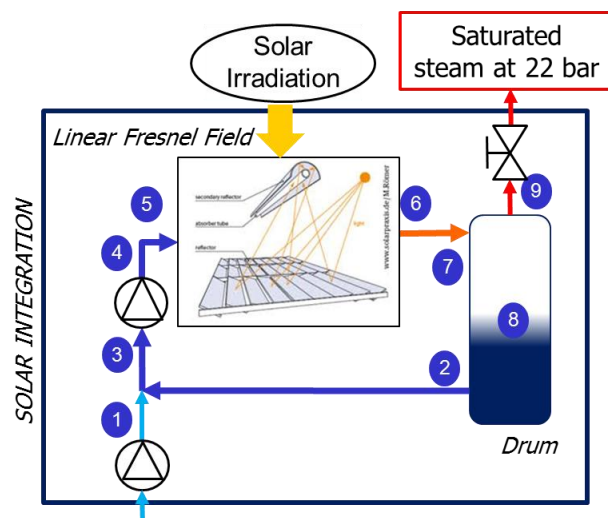


Figura 4-1 Schema dello impianto

4.1.1 Perdite di carico

L'andamento della pressione lungo tutti i tubi e delle perdite di carico lungo l'assorbitore per i tre casi descritti precedentemente vengono rappresentati nelle seguenti figure:

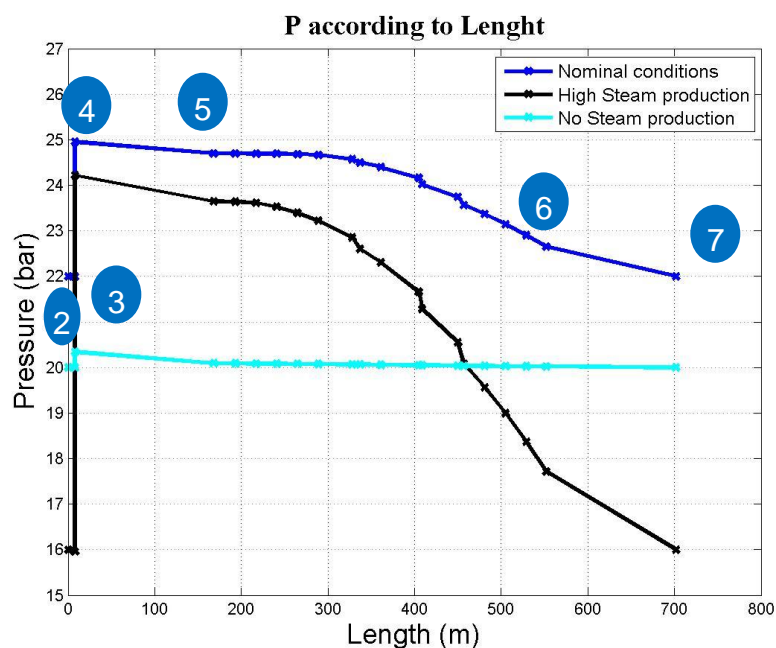


Figura 4-2 Andamento della pressione lungo tutti i tubi

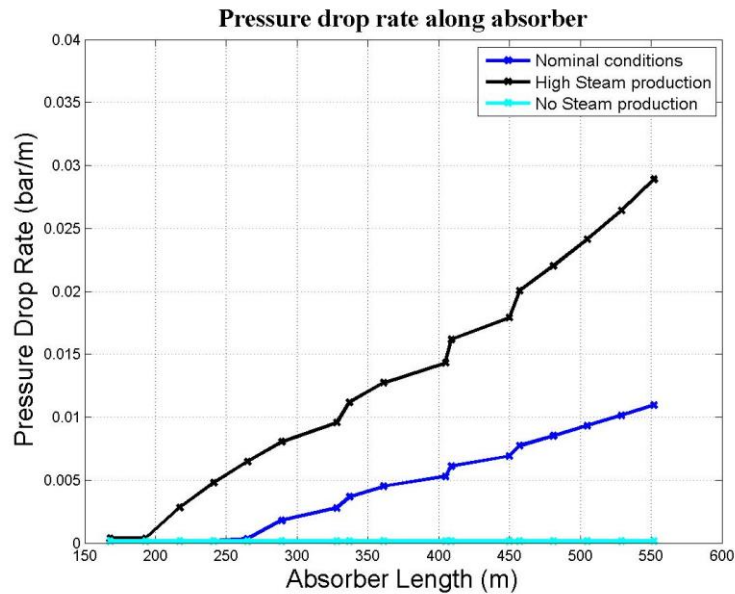


Figura 4-3 Andamento delle perdite di carico lineari lungo l'assorbitore

Se si analizza il caso nominale si possono distinguere tre parti ben differenziate. La prima parte, corrispondente al tubo in cui scorre liquido, viene caratterizzata per il salto di pressione fornito dalla pompa. Subito dopo il mescolamento della portata di liquido saturo e la portata proveniente dall'impianto esistente (punto 3), c'è un salto di pressione (punto 4) corrispondente alla prevalenza fornita dalla pompa. Prima dell'assorbitore (tra punto 4 e punto 5), le perdite di carico sono praticamente costanti dato che il fluido è sempre in stato liquido e varia leggermente la sua temperatura a causa delle perdite termiche del tubo.

La seconda parte è la più interessante perché corrisponde al tubo assorbitore. In questa parte si osserva un aumento molto significativo delle perdite di carico lineari del sistema. Queste perdite di carico aumentano gradualmente mentre si avvanza lungo l'assorbitore. Questo è dovuto alla formazione di vapore che fa aumentare considerevolmente la velocità del fluido e quindi le perdite di carico lineari. Le perdite di carico lineari all'interno dell'assorbitore subiscono un aumento di 0,011 bar/m. Le perdite di carico solo dell'assorbitore sono di 3 bar mentre le perdite di carico complessive sono di circa 4,5 bar.

Infine, nel tubo bifase, la discesa di temperatura è dovuta sia alle perdite termiche del tubo, sia alle perdite di carico che abbassano la temperatura di saturazione del fluido.

Per quanto riguarda il caso 'High Steam production', si osserva come le perdite di carico complessive siano maggiori di 8 bar e all'assorbitore di quasi 6 bar. Le perdite di carico lineari all'uscita dell'assorbitore sono quasi tre volte quelle del caso nominale. Questo è dovuto alla maggiore formazione di vapore all'interno dell'assorbitore, dato che l'irradiazione è più elevata e l'entalpia in ingresso dell'assorbitore è molto vicina all'entalpia di saturazione.

Infine, nell'ultimo caso, le perdite di carico complessive non superano i 0,5 bar, e le perdite di carico lineari variano appena dato che non si forma vapore all'interno dell'assorbitore.

Quindi, siccome un'entalpia più elevata comporta un valore di perdite di carico più elevato, si aspetta che a maggiore irradiazione le perdite di carico che la pompa deve superare siano maggiori.

Nella figura seguente si è rappresentato il salto di pressione che deve superare la pompa in funzione dell'irradiazione:

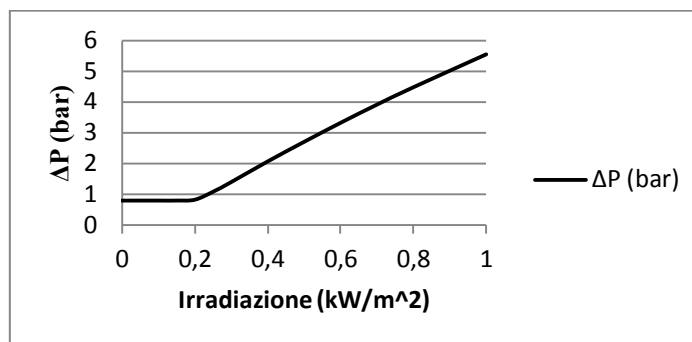


Figura 4-4 Andamento del salto di pressione della pompa in funzione dell'irradiazione

Come detto, a maggiore irradiazione, maggiore sarà il titolo di vapore all'uscita dell'assorbitore e di conseguenza le perdite di carico nel percorso di ricircolo. Si può apprezzare anche che quando non si forma vapore, il salto di pressione è praticamente costante e l'irradiazione ha appena influenza.

Nonostante ciò, l'irradiazione non è l'unica variabile in ingresso che determinerà il salto di pressione della pompa. Il rapporto tra portate determina l'entalpia in ingresso all'assorbitore e quindi il salto di pressione. Il salto di pressione massimo ci sarà quando la portata in ingresso all'assorbitore sia tutta proveniente dal ricircolo di liquido saturo e l'irradiazione sia massima. Bisogna tenere conto anche della pressione del drum, dato che una bassa pressione nel drum significa una pressione bassa nell'assorbitore e quindi perdite di carico più elevate.

Siccome i valori delle portate sono costanti, da circa 0.2 kW/m² inizia a formarsi vapore e quindi le perdite di carico all'interno dei tubi aumentano notevolmente.

4.1.2 Scambio termico

Lo scambio termico dell'assorbitore è un fenomeno anche interessante da analizzare dato che la stima della produzione di vapore complessiva viene influenzata da parametri come la temperatura del tubo, le perdite termiche e il coefficiente di scambio termico. Per i tre casi di studio descritti all'inizio del capitolo, lo scambio termico lungo tutti i tubi e il coefficiente di scambio termico lungo l'assorbitore vengono calcolati come si vede nelle seguenti figure:

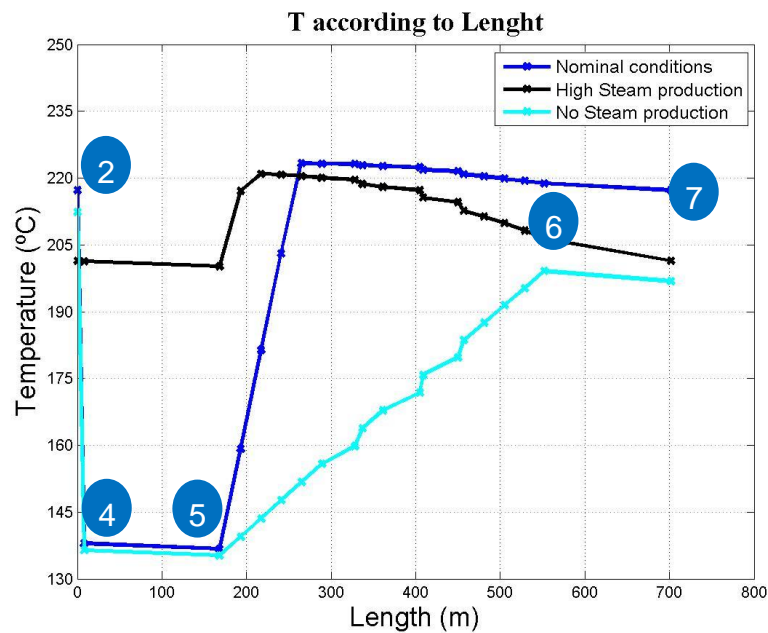


Figura 4-5 Andamento della temperatura lungo tutti i tubi

Dalla figura 4-5 si può osservare che, come nel caso delle perdite di carico, ci sono tre parti ben differenziate. Nella prima, corrispondente al tubo di liquido, si osserva come la temperatura diminuisce subito a causa del mescolamento del liquido saturo proveniente dal drum con la portata di acqua proveniente dall'impianto esistente (punto 3). Successivamente c'è un leggero abbassamento della temperatura fino all'ingresso dell'assorbitore (punto 5) dovuto alle perdite termiche del tubo.

All'interno dell'assorbitore la temperatura del liquido aumenta fino a raggiungere la temperatura di saturazione. Dal momento in cui inizia a formarsi vapore, la temperatura diminuisce a causa delle perdite termiche dell'assorbitore e delle perdite di carico che fanno abbassare la temperatura di saturazione del fluido e quindi la temperatura del flusso.

Alla fine, nel tubo bifase, c'è un'ulteriore diminuzione di temperatura sia per le perdite termiche, sia per le perdite di carico (tra punti 6 e 7).

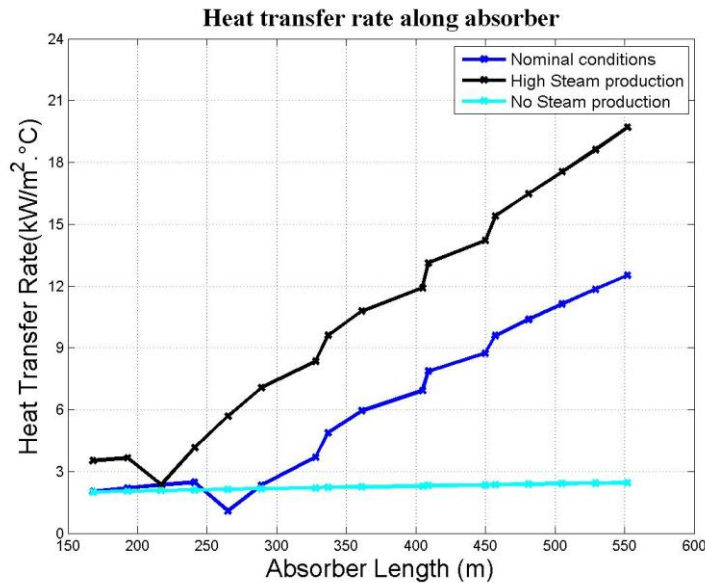


Figura 4-6 Andamento del coefficiente di scambio termico lungo l'assorbitore

Per quanto riguarda al coefficiente di scambio termico, si osserva come quando inizia a formarsi vapore all'interno dell'assorbitore questo parametro si riduce. Questo è dovuto al fatto che, all'inizio dell'evaporazione, l'ebollizione è prevalentemente convettiva secondo la correlazione di Kandiklar [21]. Questo tipo di ebollizione si caratterizza per avere un coefficiente di scambio termico piuttosto basso. Man mano che si va formando vapore l'ebollizione diventa prevalentemente nucleata quindi il coefficiente di scambio termico aumenta fino a raggiungere il suo massimo all'uscita dell'assorbitore.

In condizioni nominali la temperatura del fluido aumenta nei primi 5 collettori con un salto di 85 °C e si forma vapore nei collettori successivi, ma dipendendo delle condizioni può non formarsi vapore o iniziare a formarsi nei primi collettori.

Nel caso 'High Steam production', il vapore inizia a formarsi dal secondo collettore, il salto di temperatura all'interno dell'assorbitore è di 20 °C e il coefficiente di scambio termico aumenta da 3 a 20 kW/m²°C.

Nel caso opposto, 'No Steam production', il fluido aumenta di temperatura lungo tutto l'assorbitore e non si riesce a formare vapore. Si osserva come il coefficiente di scambio termico aumenta leggermente con la temperatura e all'uscita dell'assorbitore la temperatura è minore dalla temperatura di saturazione (temperatura punto 6 minore della temperatura punto 2).

4.1.3 Flow pattern

L'ultima analisi del modello stazionario riguarda all'andamento del flow pattern esistente all'interno dell'assorbitore per i due primi casi selezionati, dato che sono quelli dove si forma vapore. Per questo analisi si è disegnato una mappa che indica il flow pattern all'uscita di ogni collettore. L'obiettivo è evitare il flow pattern *stratified* perché tutto il liquido si situa nella parte inferiore quindi solo una parte dell'assorbitore è bagnata. Questo fa diminuire la vita utile dell'assorbitore dato che la differenza di temperatura tra la parte superiore e inferiore è molto elevata. Il flow pattern *stratified-wavy* ha caratteristiche simili allo *stratified*, quindi non è conveniente che il numero di ore in questo flow pattern sia troppo elevato. Il flow pattern desiderato sarà l'*annular* dato che la parte liquida lambisce la parte più esterna, ed al centro scorre vapore.

Per le condizioni nominali la mappa è la seguente:

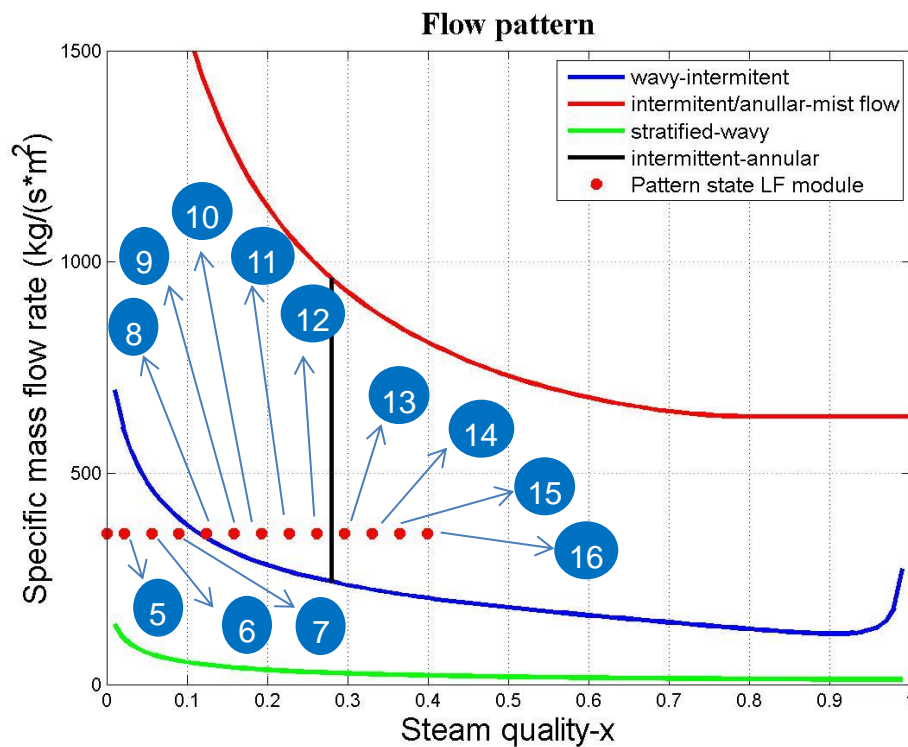


Figura 4-7 Mappa di flow pattern in condizioni nominali

Dal momento che il regime è stazionario, la portata all'interno dell'assorbitore rimane costante e la portata in uscita sarà uguale a quella in ingresso.

Dalla figura si osserva che ci sono un totale di 12 collettori che hanno in uscita un titolo di vapore maggiore di zero. Il flow pattern (*wavy*) non desiderato è presente nei 4 primi collettori dove si forma vapore, mentre il flow pattern desiderato (*annular*) è presente nei 4 ultimi collettori. In mezzo c'è il flow pattern *intermittent* che non è dannoso come il *wavy* ma la distribuzione di liquido non è ideale come nel caso dell'*annular*. In questo caso, il titolo di vapore raggiunto all'uscita dell'assorbitore è di 0.4.

Il massimo titolo di vapore raggiungibile si avrà quando l'irradiazione sia massima e la portata all'interno dell'assorbitore sia proveniente dal ricircolo di liquido saturo nella sua totalità. Come si vede nella figura seguente, in queste condizioni il titolo di vapore raggiunto è circa 0.65 e si forma vapore in quasi tutti i collettori.

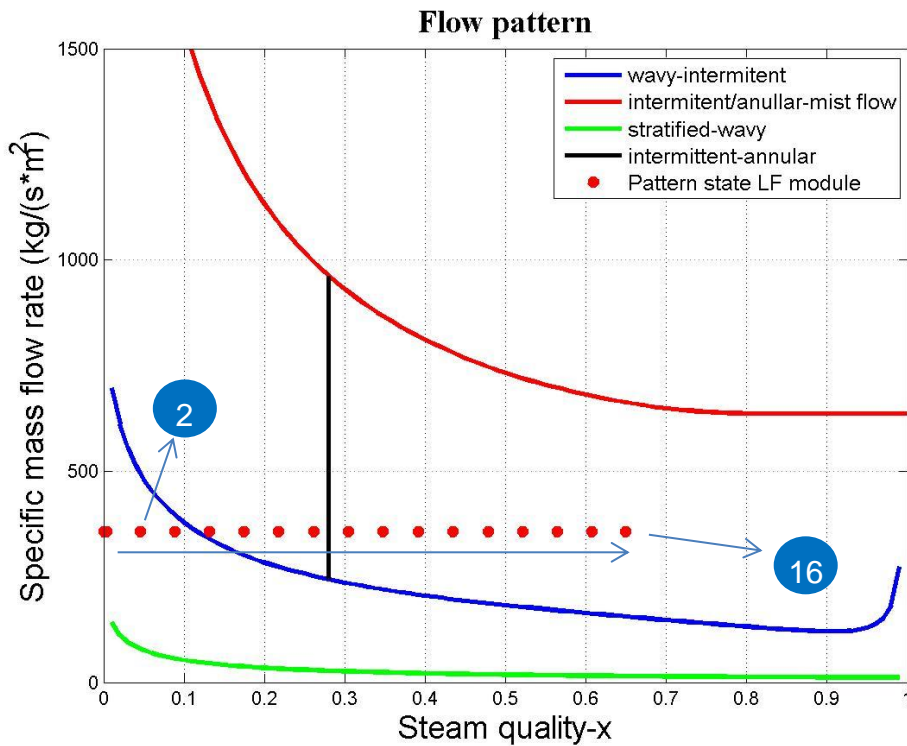


Figura 4-8 Mappa di flow pattern in condizioni di massima irradiazione

4.2 Modello dinamico

Il modello dinamico ha come obiettivo quello di modellizzare l'andamento dei principali parametri del sistema lungo una giornata. In funzione dell'irradiazione, si possono distinguere quattro fasi:

- **Accensione:** Avviene quando l'impianto è spento, e l'irradiazione giudicata è sufficiente. Prima si fa girare acqua nell'assorbitore per garantire la portata minima per evitare il dry out. Dopo, gli specchi si orientano all'assorbitore e l'impianto inizia a funzionare. L'accensione avviene quando l'irradiazione media negli ultimi cinque minuti è maggiore a I_{start} .

- **Funzionamento nominale:** Una volta acceso, l'impianto funziona a portata costante, sempre che l'irradiazione media degli ultimi cinque minuti sia maggiore a I_{stop} .

- **Spegnimento:** In questa fase, gli specchi cambiano la sua orientazione e non sono più concentrati all'assorbitore. Successivamente, non si fa girare più acqua all'interno dell'assorbitore, tranne l'eventuale portata proveniente dall'impianto esistente per mantenere il livello del drum al suo set point. Questa fase avviene quando l'irradiazione media degli ultimi cinque minuti è minore a I_{stop} .

- **Standby:** Se gli specchi non sono orientati all'assorbitore e l'irradiazione media degli ultimi cinque minuti non supera I_{start} , l'impianto continua spento.

I_{start} (kW/m ²)	I_{stop} (kW/m ²)
50	20

Tabella 4-1 Valori di irradiazione media di accensione e spegnimento

4.2.1 Scelta giorni per la simulazione

Le simulazioni del modello dinamico sono state realizzate con tre giorni di caratteristiche diverse:

- Il primo giorno è un giorno reale, l'irradiazione è abbastanza elevata lungo tutta la giornata e non ci sono grandi discontinuità.

- Il secondo giorno è un giorno fittizio ma con una discontinuità in cui l'irradiazione è nulla per un'ora. Dopo quell'ora, l'irradiazione risale al suo massimo e dopo pochi minuti torna a zero per un periodo di tre minuti. Questa discontinuità è stata creata per studiare come si comporta il modello in presenza di un'instabilità significativa.

- Infine, sempre che sia possibile si è fatto lo studio del modello con un giorno reale e con irradiazione elevata, ma molto instabile.

L'andamento dell'irradiazione per i tre giorni viene rappresentata nelle seguenti figure e il giorno utilizzato per il calcolo dello IAM è il 30 di Gennaio:

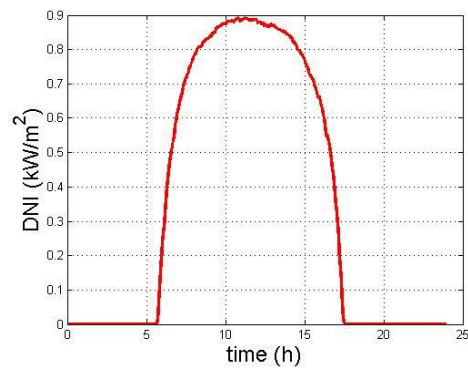


Figura 4-9 Giorno reale stabile

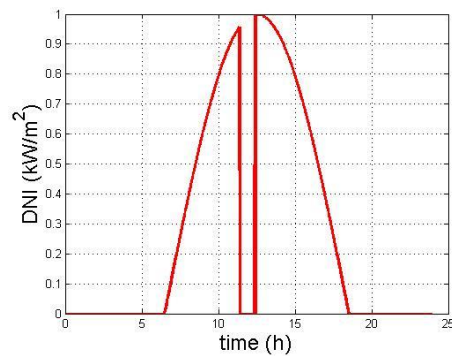


Figura 4-10 Giorno fittizio

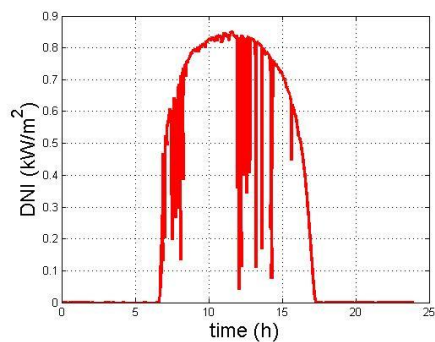


Figura 4-11 Giorno reale instabile

4.2.2 Validazione parziale e risultati modello complessivo

Per fare la validazione di questo modello, si è fatta una simulazione con il giorno reale con l'irradiazione elevata e si sono analizzati i risultati.

Innanzitutto, si sono ottenuti i bilanci massico ed energetico su tutto il sistema:

Massa iniziale (kg)	3581
Massa finale (kg)	3684
Massa ingresso (kg)	14885
Massa uscita vapore saturo (kg)	14769

Tabella 4-2 Bilancio massico su tutto il sistema

Energia iniziale (MJ)	3548
Energia finale (MJ)	2811
Potenza assorbita (MJ)	35037
Energia portata ingresso (MJ)	6574
Energia portata uscita vapore saturo (MJ)	41354
Perdite drum (MJ)	41
Perdite tubi+assorbitore (MJ)	877

Tabella 4-3 Bilancio energetico su tutto il sistema

L'errore per ogni bilancio è stato calcolato secondo la seguente equazione:

$$Errore = \frac{(Stato_iniziale + \sum flussi_ingresso) - (Stato_finale + \sum flussi_uscita)}{(\sum flussi_uscita)}$$

Quindi gli errori dei bilanci massico ed energetico sono uguali a:

Errore bilancio massico (%)	0,08
Errore bilancio energetico (%)	1,04

Tabella 4-4 Errori dei bilanci del sistema complessivo

Come si vede, gli errori in entrambi i casi sono ridotti, e possono essere dovuti ad una serie di semplificazioni che sono state fatte per fare funzionare il modello o ad approssimazioni nel calcolo dei bilanci.

Una volta validati i bilanci del sistema, si procede ad analizzare i risultati delle simulazioni. Nella figure seguente si può vedere l'andamento del volume di liquido nel drum e in tutto il sistema:

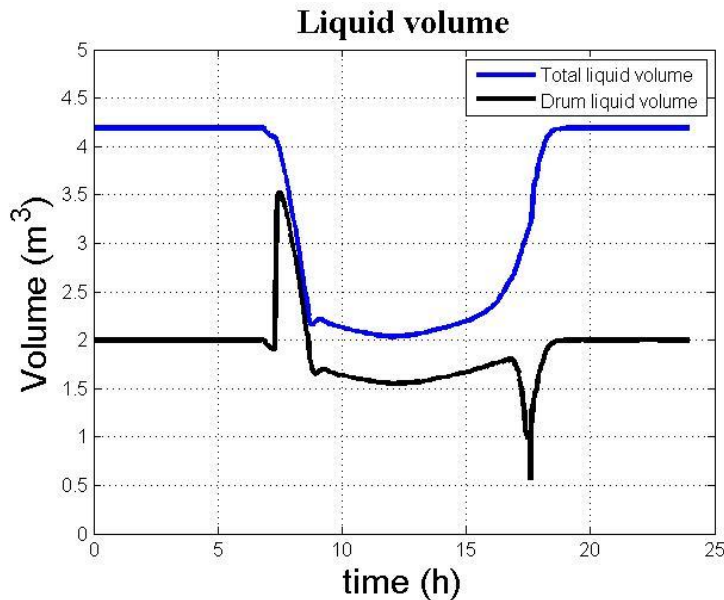


Figura 4-12 Volume di liquido di tutto il sistema e il drum

Si osserva come, nel sistema complessivo, il volume di liquido scende mano a mano che aumenta l'irradiazione e quindi si forma vapore all'interno dell'assorbitore. Per quanto riguarda il volume di liquido del drum, si osserva un picco molto elevato all'inizio della giornata. Questo picco è dovuto all'aumento di portata all'uscita dell'assorbitore, collegato alla variazione di densità provocata per la formazione di vapore. Esso si produce quando inizia a formarsi vapore all'assorbitore, cioè quando inizia a scendere il volume di liquido totale del sistema. Nelle seguenti sezione si vedrà come questo picco corrisponde ad un aumento di portata all'uscita dell'assorbitore. Analogamente in fine giornata, quando l'irradiazione scende e la formazione di vapore decresce, il volume di liquido all'interno dell'assorbitore aumenta, quindi la portata in uscita di questo si riduce. Questa riduzione di portata, produce il picco di volume di liquido del drum di fine giornata, che verrà compensato una volta che la produzione di vapore sia praticamente nulla e che la portata all'uscita dell'assorbitore sia uguale a quella in ingresso. Inoltre, per fare convergere il modello, si è limitata la portata proveniente dall'impianto esistente, e per questo motivo l'abbassamento del volume di liquido in fine giornata è più accentuato che nella realtà.

L'andamento della pressione viene mostrato nella figura seguente:

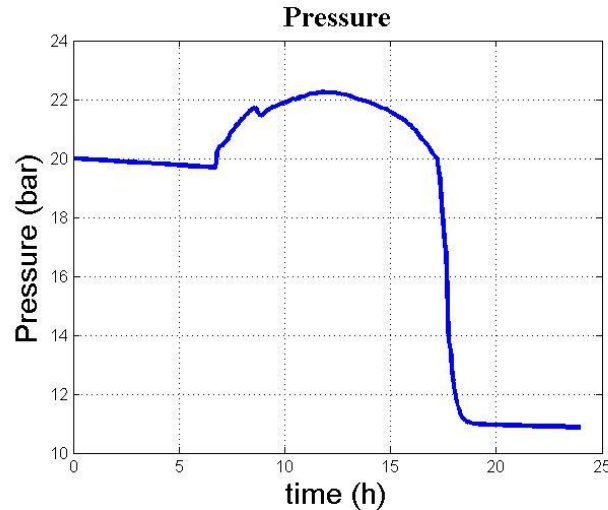


Figura 4-13 Andamento della pressione di tutto il sistema

Dai risultati di volume di liquido del drum, ci si aspetta una riduzione marcata della pressione del sistema all'inizio della giornata provocata per l'ingresso di acqua al drum con un'entalpia bassa durante l'avviamento. Questo ingresso di acqua fa ridurre notevolmente la pressione fino a che inizia a formarsi vapore all'assorbitore.

Dato che una delle ipotesi del modello complessivo era che tutto il sistema si trovava in equilibrio liquido-vapore, nella simulazione il volume di liquido di tutto il sistema decresce dovuto alla formazione di vapore all'assorbitore e la pressione, subisce un aumento in linea con la formazione di vapore. A fine giornata, l'aumento di volume di liquido di tutto il sistema fa che la pressione diminuisca fino a circa 11 bar.

Questa simulazione non assomiglia alla realtà, dato che l'unico componente che è in equilibrio liquido-vapore è il drum, quindi è questo che determina la pressione del sistema complessivo.

4.2.3 Validazione parziale e risultati modello drum e assorbitore

A seguire dei risultati del sistema complessivo si procede a fare la validazione del modello drum e assorbitore. Come primo tentativo, si è usato il modello dell'assorbitore senza semplificazione (Sezione 3.3.1.1). Come detto in precedenza, aggiungere un'equazione algebrica al modello lo rende più instabile quindi non si riesce a fare una simulazione per una giornata completa. Per questo motivo, la validazione del modello drum e assorbitore viene fatta con il modello dell'assorbitore semplificato (Sezione 3.3.1.2). Prima di fare questa validazione, bisogna controllare che i risultati del modello semplificato

dell'assorbitore siano ragionevoli. Per questo si è fatto il confronto tra entrambi modelli durante la parte della giornata che la versione senza semplificazione riesce a simulare.

Nella figura seguente si vede l'andamento del volume di liquido del drum per entrambi casi:

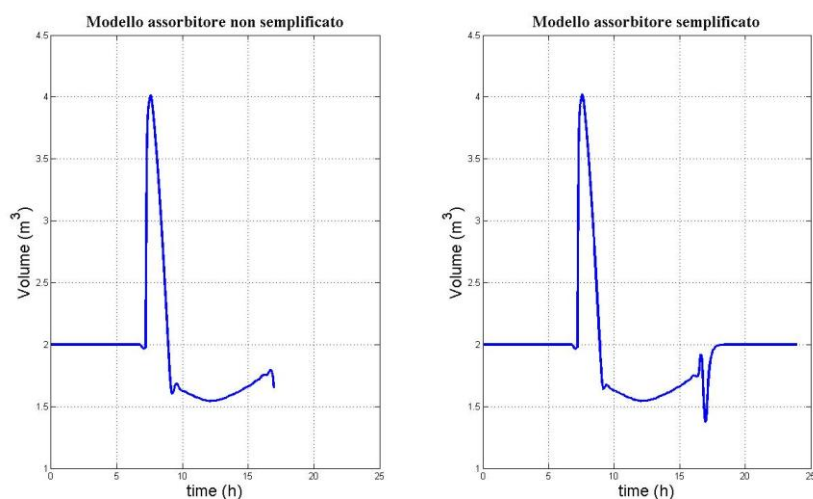


Figura 4-14 Confronto volume di liquido del drum tra i due modelli dell'assorbitore

Si osserva come il modello non semplificato da problemi alla fine della giornata. Comunque, per la parte simulata l'andamento del volume di liquido è praticamente uguale in entrambi i casi. Per l'andamento della pressione, il risultato è il seguente:

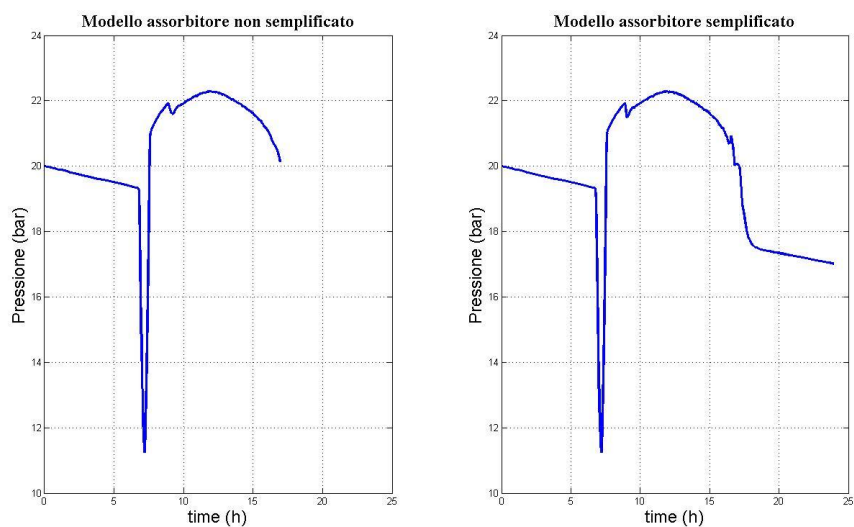


Figura 4-15 Confronto pressione tra i due modelli dell'assorbitore

Si osserva come in questo caso, il modello riesce a simulare l'abbassamento di pressione provocato per l'ingresso di acqua al drum con un'entalpia bassa all'inizio della giornata.

Anche in questo caso, l'andamento della pressione per entrambi modelli è molto simile, quindi la semplificazione del modello dell'assorbitore riesce a dare una stima del sistema molto precisa.

Per validare questa semplificazione, si sono ottenuti i bilanci massico ed energetico dell'assorbitore per entrambi modelli durante il periodo simulato nel caso senza semplificazione:

Massa iniziale (kg)	1116
Massa finale (kg)	48
Massa ingresso (kg)	36970
Massa uscita (kg)	38512
Errore (%)	1,23

Tabella 4-5 Bilancio massico modello non semplificato

Massa iniziale (kg)	1116
Massa finale (kg)	47
Massa ingresso (kg)	36999
Massa uscita (kg)	38563
Errore (%)	1,28

Tabella 4-6 Bilancio massico modello semplificato

Energia iniziale (MJ)	223
Energia finale (MJ)	70
Potenza assorbita (MJ)	32005
Energia portata ingresso (MJ)	28166
Energia portata uscita (MJ)	60718
Perdite assorbitore (MJ)	397
Errore (%)	1,29

Tabella 4-7 Bilancio energetico modello non semplificato

Energia iniziale (MJ)	223
Energia finale (MJ)	70
Potenza assorbita (MJ)	32028
Energia portata ingresso (MJ)	28206
Energia portata uscita (MJ)	60734
Perdite assorbitore (MJ)	397
Errore (%)	1,21

Tabella 4-8 Bilancio energetico modello semplificato

Si osserva come i valori dei bilanci sono molto simili e gli errori molto piccoli.

Un'ulteriore semplificazione deve essere effettuata quando si fa l'ottimizzazione. Per fare l'ottimizzazione, bisogna simulare giorni con irradiazione più instabile. Usare questo tipo di giorni ostacola la convergenza del modello, quindi il modello deve essere ancora più semplice. Per farlo funzionare in queste situazioni, si è usata una semplificazione come quella dell'articolo [15], in cui non si tiene conto della dipendenza dell'entalpia in ingresso all'assorbitore e le derivate parziali del volume bifase all'interno dell'assorbitore sono nulle. I risultati ottenuti per la pressione e il volume di liquido del drum dopo queste semplificazioni sono:

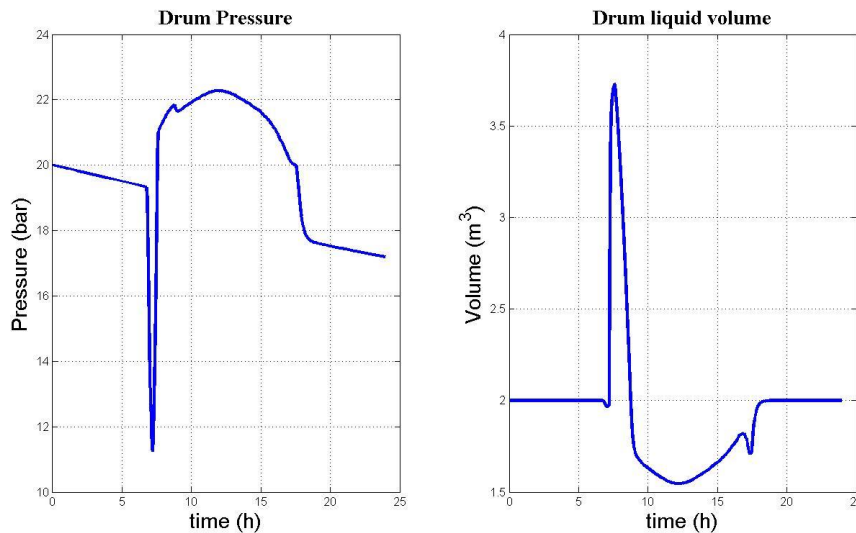


Figura 4-16 Andamento della pressione e del volume di liquido del drum

Si vede come l'andamento generale della pressione e del volume di liquido del drum di questo modello sono simili ai casi precedenti. Nonostante, il picco di quest'ultimo è notevolmente più basso.

Sebbene l'andamento generale delle variabili del sistema sono simili, il modello non è del tutto preciso, quindi verrà usato soltanto per fare l'ottimizzazione, mentre la validazione verrà effettuata con il modello semplificato dell'assorbitore descritto nella sezione 3.3.1.2.

- Bilancio massico ed energetico dei sottosistemi

Per validare il modello, si è ottenuto il bilancio massico ed energetico dei sottosistemi (drum e assorbitore), e del sistema complessivo durante tutta la giornata.

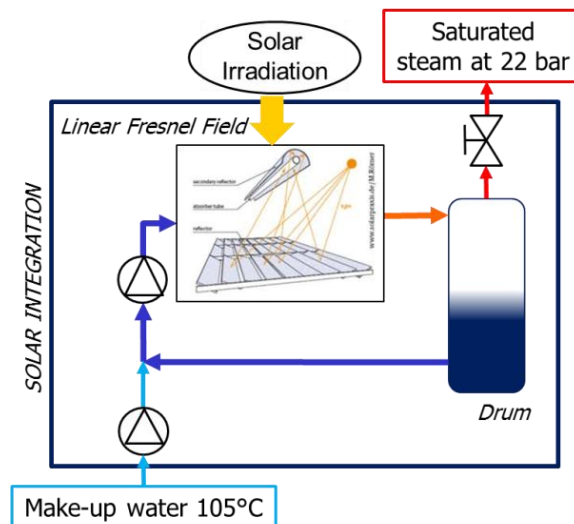


Figura 4-17 Schema dell'impianto

Si è scelto il giorno reale in cui l'irradiazione è favorevole. I bilanci hanno un errore molto piccolo che, come detto, può essere dovuto ad una serie di semplificazioni che sono state effettuate per fare funzionare il modello o ad approssimazioni nel calcolo dei bilanci. Nelle quattro tabelle successive si mostrano i bilanci massico ed energetico dell'assorbitore e del drum:

Massa iniziale (kg)	1116
Massa finale (kg)	1129
Massa ingresso (kg)	45088
Massa uscita (kg)	45459
Errore	0,82%

Tabella 4-9 Bilancio massico drum

Energia iniziale (MJ)	223
Energia finale (MJ)	169
Potenza assorbita (MJ)	35047
Energia portata ingresso (MJ)	34348
Energia portata uscita (MJ)	69026
Perdite assorbitore (MJ)	1386
Errore	0,08%

Tabella 4-10 Bilancio energetico drum

Massa iniziale (kg)	1720
Massa finale (kg)	1706
Massa ingresso (kg)	45459
Massa uscita vapore saturo (kg)	14643
Massa uscita liquido saturo(kg)	30800
Errore	0,07%

Tabella 4-11 Bilancio massico assorbitore

Energia iniziale (MJ)	1488
Energia finale (MJ)	1453
Energia portata ingresso (MJ)	69026
Energia portata vapore saturo (MJ)	41000
Energia portata liquido saturo (MJ)	28248
Perdite drum (MJ)	42
Errore	0,33%

Tabella 4-12 Bilancio energetico assorbitore

Gli errori dei bilanci sono molto piccoli (non superano l'1%), quindi questa parte della validazione è accettabile.

- Analisi portata in uscita dell'assorbitore

Un fenomeno che bisogna tenere conto è la variazione della massa all'interno dell'assorbitore durante l'aumento dell'irradiazione. Questa massa si riduce a causa della formazione di vapore, quindi l'assorbitore subisce uno svuotamento e di conseguenza la portata in uscita dell'assorbitore sarà maggiore di quella in ingresso. Il caso opposto avviene quando l'irradiazione scende. La formazione di vapore si riduce, e pertanto la massa all'interno dell'assorbitore aumenta. Questo riempimento dell'assorbitore provoca che la massa all'uscita dall'assorbitore sia minore di quella in ingresso.

In altri termini, all'inizio della giornata, l'elevata densità del liquido fa che la massa all'assorbitore sia massima, mentre a mezzogiorno, nel punto di massima irradiazione, la densità del fluido è inferiore. Questa differenza tra masse deve essere uguale alla differenza tra uscita e ingresso durante l'inesco del processo. Con i dati del modello dinamico, si è utilizzato il modello stazionario per calcolare la massa all'interno dell'assorbitore e del tubo bifase per l'intera giornata:

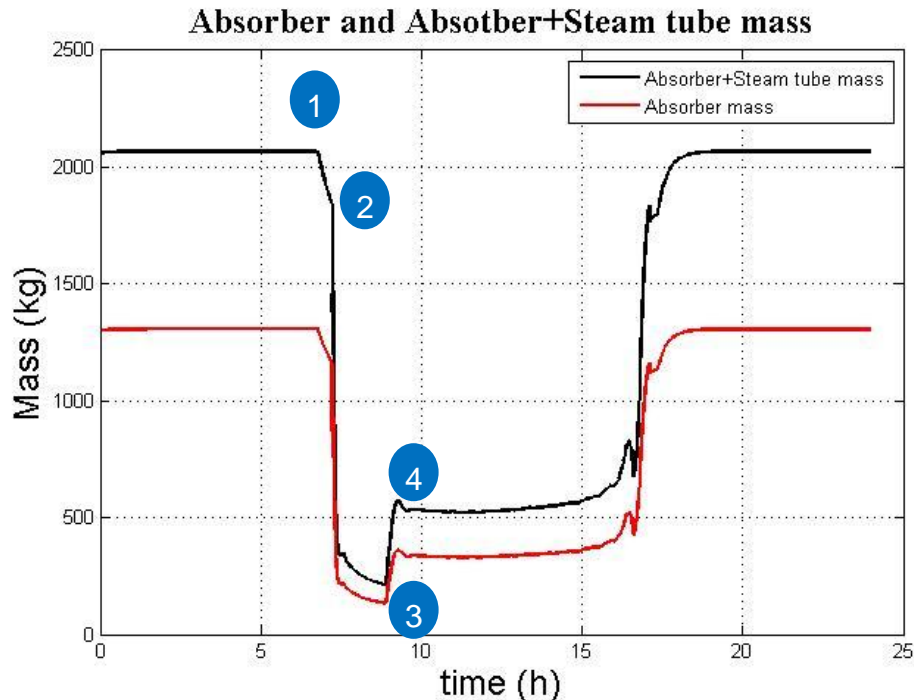


Figura 4-18 Andamento della massa all'interno dell'assorbitore e del tubo bifase

Dalla figura, si osserva come all'inizio (punto 1), la massa totale è di 1858 kg, mentre nel punto più basso vale 217 kg. Tra il punto 1 e 2 avviene il riscaldamento di liquido, quindi la discesa della massa è praticamente lineare, ma dal punto 2 l'abbassamento della massa si produce a causa della formazione di vapore. Il modello dinamico dell'assorbitore non tiene conto della variazione di massa dovuta alla espansione del liquido, quindi la differenza tra la massa massima e minima, coincide con la differenza tra i punti 2 e 3. Questa differenza viene di 1641 kg.

Nella figura 4-18 c'è un ultimo punto che bisogna commentare. Nel punto 4 si osserva un aumento della massa dovuto all'aumento della portata proveniente dall'impianto esistente. Questo aumento di portata abbassa l'entalpia all'ingresso dell'assorbitore, aumentando la densità e la massa all'interno. L'andamento delle portate di controllo si possono vedere dalla figura 4-24 nella seguente sezione.

È stato verificato che le integrali delle portate all'ingresso e all'uscita dell'assorbitore durante lo svuotamento e il riempimento siano uguali e simili ai valori presentati precedentemente.

Riempimento (kg)	1536
Svuotamento (kg)	1907
Valore atteso (kg)	1641

Tabella 4-13 Confronto tra masse di riempimento spegnimento e valore atteso

La differenza tra le masse è abbastanza elevata dato che la complessità del modello dell'assorbitore ostacola il suo funzionamento.

Nonostante, come visto nella tabella 4-9 l'errore del bilancio massico totale all'assorbitore è piuttosto ridotto.

- Bilancio massico ed energetico del sistema complessivo

Infine, si è effettuato anche il bilancio massico ed energetico di tutto il sistema, con errori più elevati che nel caso dell'assorbitore, ma sempre minori al 4%:

Massa iniziale (kg)	3870
Massa finale (kg)	3880
Massa ingresso (kg)	14288
Massa uscita vapore saturo (kg)	14643
Errore	2,49%

Tabella 4-14 Bilancio massico sistema complessivo

Energia iniziale (MJ)	1918
Energia finale (MJ)	1453
Potenza assorbita (MJ)	35047
Energia portata ingresso (MJ)	6311
Energia portata vapore saturo (MJ)	41000
Perdite drum (MJ)	42
Perdite tubi+assorbitore (MJ)	2293
Errore	3,38%

Tabella 4-15 Bilancio energetico sistema complessivo

Nella seguente figura, si può vedere l'evoluzione dell'energia nell'impianto con il diagramma Sankey. L'energia in ingresso proviene dal DNI e dall'acqua dall'impianto esistente. Questa energia subisce delle variazioni, soprattutto dovute alle perdite ottiche (dipendenti dal giorno scelto) e termiche. L'energia utile rimanente è quella della portata di vapore saturo uscente dal drum (circa un 49% dell'energia in ingresso):

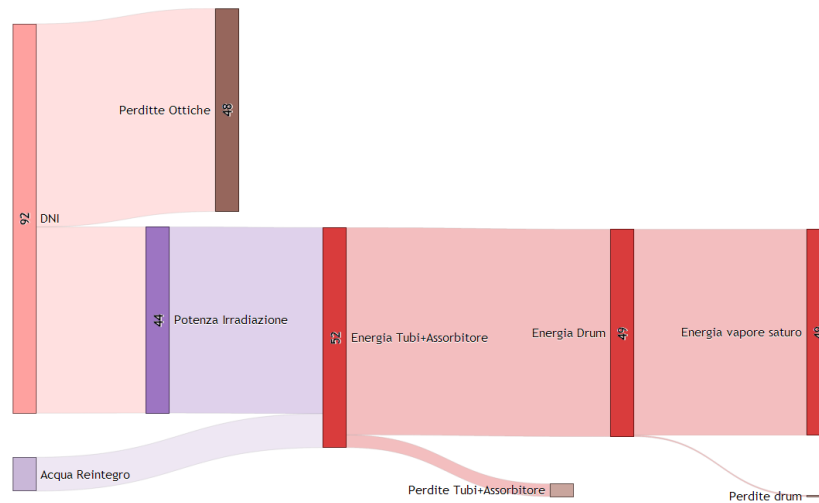


Figura 4-19 Diagramma andamento dell'energia nel nostro sistema

4.2.4 Analisi dati e criticità controllo

In questa sezione, si analizzano i risultati delle simulazioni fatte. Si è lavorato con il giorno reale (stabile) e con il giorno fittizio.

In primo luogo, si procede ad analizzare i risultati del giorno reale, in particolare, l'andamento della pressione del drum, rappresentata nella figura seguente:

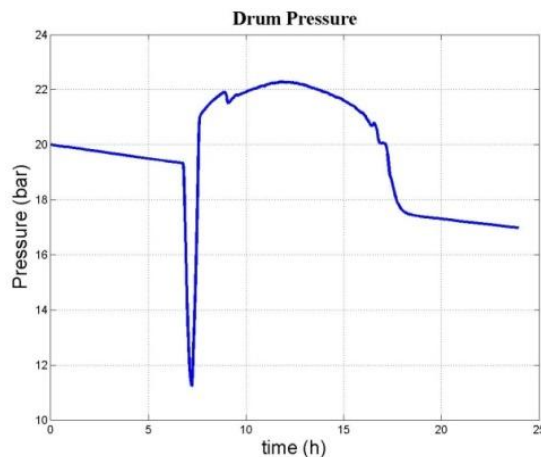


Figura 4-20 Pressione del drum

Dalla figura, si osserva un picco pronunciato di pressione nel drum. Questo picco, come già spiegato in sezioni precedenti, è dovuto all'ingresso di acqua all'interno del drum con una bassa entalpia, la quale fa condensare il

vapore, diminuendo l'entalpia specifica di questo componente e abbassando la pressione. Una volta che si produce vapore, l'ingresso di quest'ultimo nel drum fa aumentare la pressione. Da questo punto, la pressione del drum viene regolata soprattutto per il controllo della portata di vapore saturo uscente dal drum e come si vede ha un andamento molto dipendente dall'irradiazione. Una volta l'impianto si spegne, la pressione decresce a causa delle perdite termiche del drum.

Oltre ai picchi di pressione, nel controllo del drum bisogna anche tenere conto dell'andamento del livello di liquido. Insieme alla pressione, sono i parametri che possono dare maggiori problemi al drum dato che esistono dei valori limiti che possono provocare il mal funzionamento o lo spegnimento dell'impianto. Inoltre le portate sono regolate da questi parametri, quindi è necessario un monitoraggio dell'andamento per garantire un buon funzionamento. Nella figura seguente viene rappresentato l'andamento del volume di liquido del drum per il giorno reale:

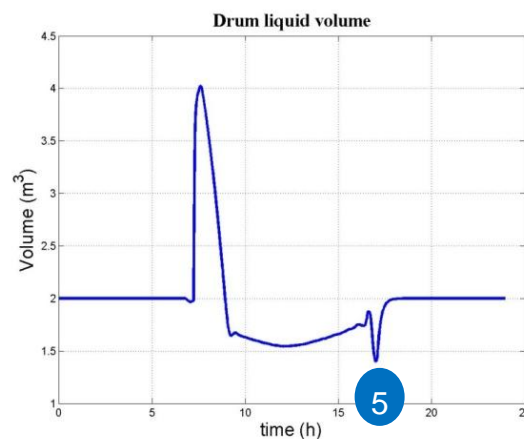


Figura 4-21 Volume di liquido del drum

La simulazione registra un picco del volume di liquido molto elevato. Questo picco è dovuto allo svuotamento dell'assorbitore. Quindi si produce quando inizia a formarsi vapore, cioè, quando l'entalpia di ingresso al drum supera l'entalpia di liquido saturo (figura 4-23).

Prima del picco, esiste una piccola riduzione del volume di liquido. Questa riduzione si deve all'abbassamento di pressione nel drum. Una volta la portata all'uscita dell'assorbitore viene stabilizzata, il livello di liquido torna normale, e viene regolato maggiormente per il controllo della portata dell'impianto esistente. Si osserva come maggiore è l'irradiazione, maggiore è il volume di vapore saturo all'interno del drum.

Un ultimo punto degno di nota avviene verso le cinque di pomeriggio (punto 5). Si osserva un picco verso il basso del volume di liquido. Questo picco

è dovuto al riempimento dell'assorbitore, siccome la riduzione di portata all'uscita di quest'ultimo non permette l'ingresso al drum di tutto il liquido necessario.

Come si può verificare nella figura 4-22, l'aumento del volume di liquido corrisponde con l'aumento di portata all'uscita dell'assorbitore. Questo andamento rende il modello molto difficile di modellizzare. Una volta l'assorbitore si è svuotato, la massa all'interno di questo non ha forti variazioni, quindi la portata in uscita sarà praticamente uguale a quella in ingresso. A fine giornata avviene il fenomeno inverso. Come detto, la diminuzione della formazione di vapore provoca l'aumento della massa all'interno dell'assorbitore, quindi la portata in uscita sarà minore a quella in ingresso. Questa diminuzione di portata corrisponde anche con il picco di volume di liquido verso le cinque di pomeriggio. Il picco precedente alla diminuzione di portata (punto 6), corrisponde ad una diminuzione della portata proveniente dall'impianto esistente (figura 4-24), che fa aumentare l'entalpia in ingresso all'assorbitore.

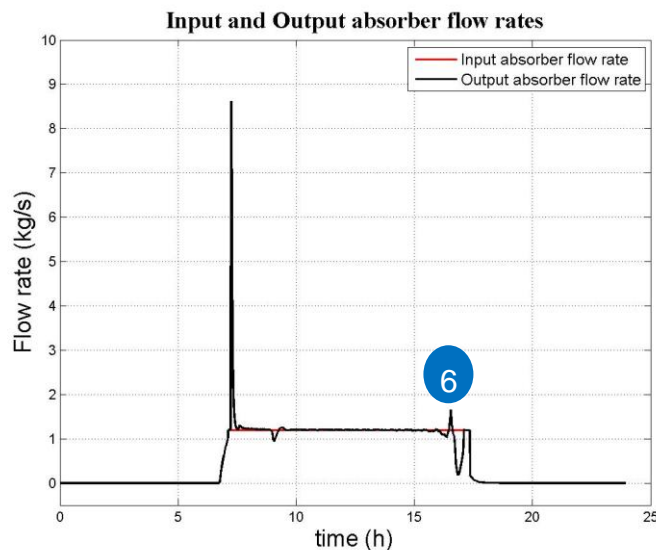


Figura 4-22 Portate all'ingresso e uscita dell'assorbitore

Altre rappresentazioni interessanti sono le entalpie all'ingresso e uscita dell'assorbitore e le portate che dipendono del controllo. Nella figura 4-23 si mostra l'andamento delle entalpie in ingresso e uscita dell'assorbitore e l'entalpia di liquido saturo.

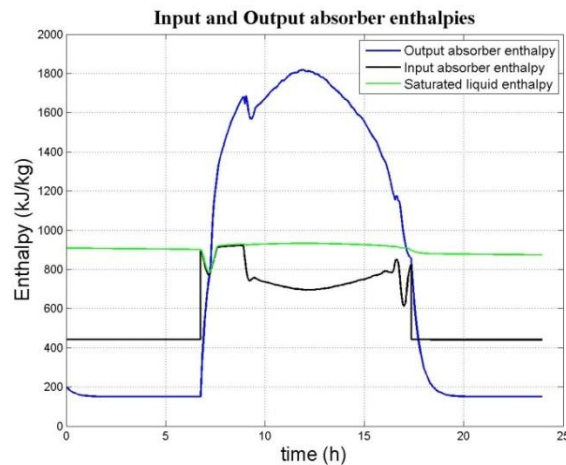


Figura 4-23 Entalpie all'ingresso e uscita dell'assorbitore

L'entalpia di liquido saturo rimane praticamente costante lungo tutta la giornata tranne il periodo di tempo in cui la pressione scende fino ai 12 bar subendo un notevole abbassamento .

L'entalpia all'ingresso dell'assorbitore è costante quando l'impianto è spento e uguale all'entalpia della portata dell'impianto esistente. Questo si deve ad eventuali abbassamenti di volume di liquido del drum. Comunque, in questo caso, la portata che circola all'assorbitore si può assumere praticamente nulla. Alla partenza (verso le 7) l'entalpia all'ingresso dell'assorbitore è praticamente uguale all'entalpia di liquido saturo, dato che, come visto in figura 4-21, il livello di liquido del drum è molto elevato, quindi tutta la portata che circola nell'assorbitore proviene del ricircolo di liquido saturo del drum. Una volta il livello di liquido si abbassa, la portata proveniente dall'impianto esistente aumenta (figura 4-24) e l'entalpia in ingresso all'assorbitore scende (figura 4-23). Dalla figura si può anche controllare che il punto massimo di portata proveniente dall'impianto esistente corrisponde con il minimo di entalpia di ingresso all'assorbitore.

Per quanto riguarda all'entalpia in uscita dell'assorbitore, questa è uguale a 150 kJ/kg con l'impianto spento che corrisponde all'entalpia dell'acqua a temperatura ambiente. Questa entalpia aumenta una volta l'impianto entra in funzionamento e ha un andamento molto simile a quello dell'irradiazione. Ma non dipende solo dell'irradiazione, verso le otto di mattina si osserva un leggero abbassamento di questa entalpia. Questo è dovuto, come detto prima, all'aumento della portata proveniente dall'impianto esistente che abbassa anche l'entalpia in uscita.

Per quanto riguarda le portate di controllo, in figura 4-24 si osserva il loro andamento. La portata proveniente dall'impianto esistente aumenta una volta

che il volume di liquido del drum è più basso del set-point, con andamento dipendente da questo volume. A fine giornata si osserva come il forte abbassamento del volume del drum produce un elevato picco di questa portata. Si osserva anche come la portata di ricircolo di liquido saturo del drum complementa la portata proveniente dall'impianto esistente con lo scopo di mantenere costante la portata all'ingresso dell'assorbitore.

La portata di vapore saturo viene regolata attraverso la pressione, quindi il suo andamento è totalmente dipendente di questa come si può vedere in figura 4-21.

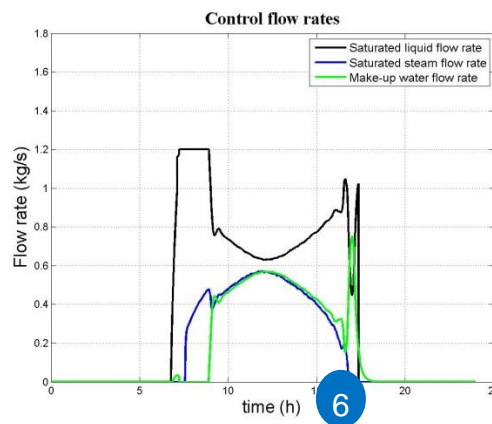


Figura 4-24 Portate di controllo

Rispetto ai picchi di portate all'uscita dell'assorbitore, bisogna dire che hanno una forte dipendenza dall'irradiazione con la quale inizia a formarsi vapore. Cioè se l'irradiazione in partenza è molto elevata, la produzione di vapore è anche elevata, quindi la densità all'uscita dell'assorbitore si abbassa fortemente. Come conseguenza si raggiungono valori molto elevati di portata all'uscita dell'assorbitore. Lo stesso succede allo spegnimento.

Quando c'è il passaggio di una nuvola in un punto di irradiazione elevata, l'entalpia all'uscita dell'assorbitore scende velocemente e quindi l'aumento della densità è molto elevato. Questo provoca che la discesa della portata all'uscita sia più accentuata che nel caso di spegnimento normale. Un esempio di queste due situazioni avviene nel giorno fittizio.

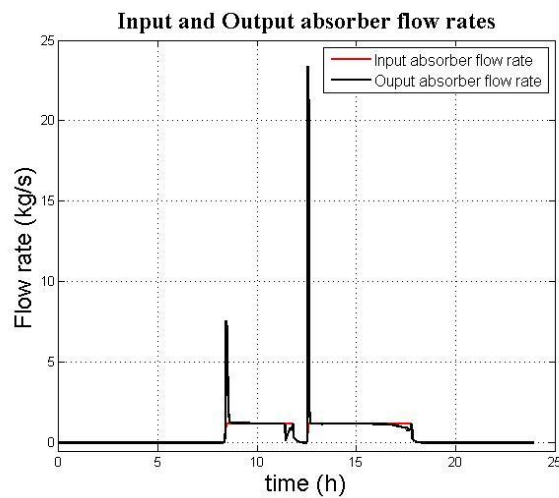


Figura 4-25 Portate all'ingresso e uscita dell'assorbitore per il giorno fittizio

Si osserva come gli spegnimenti hanno un comportamento diverso. Nel caso dello spegnimento a mezzogiorno, quando l'irradiazione è più elevata, la riduzione di portata all'uscita dell'assorbitore è elevata:

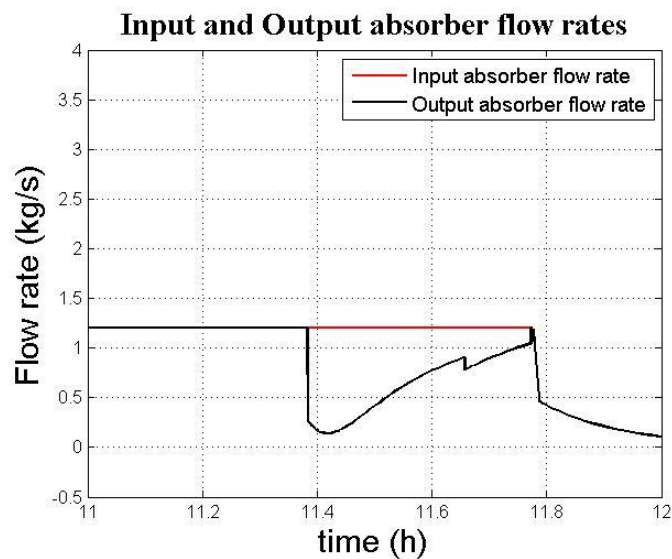


Figura 4-26 Spegnimento forte

Invece nel caso dello spegnimento in fine giornata, l'irradiazione decresce lentamente, quindi la riduzione della portata all'uscita dell'assorbitore è progressiva e più lunga:

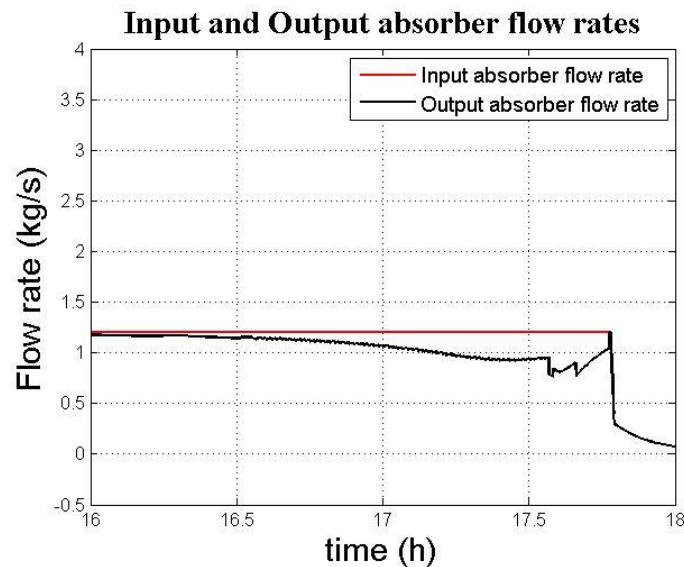


Figura 4-27 Spegnimento normale

4.3 Iterazione tra i due modelli

4.3.1 Confronto risultati tra modelli

L'iterazione principale tra i due modelli, avviene all'interno del modello dinamico. Come spiegato nei capitoli precedenti, nel modello dinamico serve conoscere le condizioni di ingresso al drum per ogni ora del giorno. Dato che il modello stazionario è in grado di calcolare le condizioni di tutti i punti dei tubi e dell'assorbitore, in primo tentativo, si è utilizzato questo modello per calcolare le condizioni in uscita dell'assorbitore all'interno del modello dinamico. Il problema è che il modello dinamico diventa troppo complesso se si usa il modello stazionario per ogni istante, quindi si è sostituito per un bilancio energetico semplice in cui si tiene conto della potenza in ingresso proveniente dall'irradiazione e delle perdite termiche dell'assorbitore e dei tubi. Queste perdite si sono calcolate per una temperatura media all'interno dei tubi dato che il contributo della variazione di temperatura all'interno di questi non è molto significativo nel bilancio energetico.

L'obiettivo di questa sezione, è quello di confrontare le condizioni di ingresso e uscita dell'assorbitore calcolate nel modello dinamico con quelle calcolate con il modello stazionario. Nelle figure seguenti si può vedere che l'andamento dell'entalpia in ingresso e in uscita dell'assorbitore sono praticamente uguali per i due modelli, quindi la semplificazione fatta sarebbe valida.

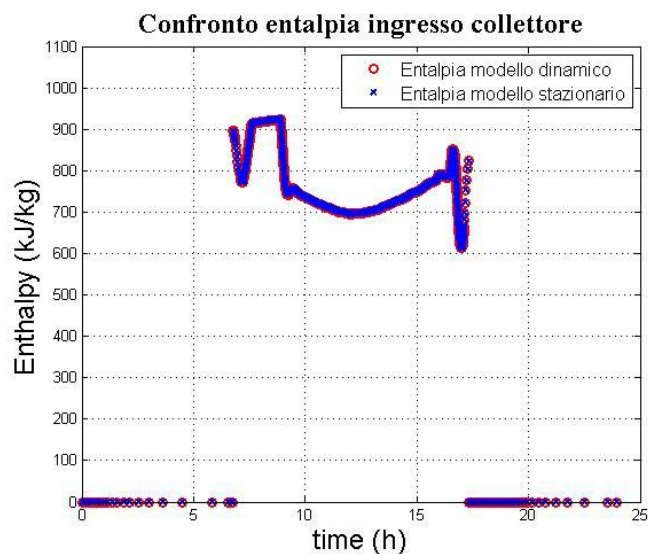


Figura 4-28 Entalpie ingresso assorbitore

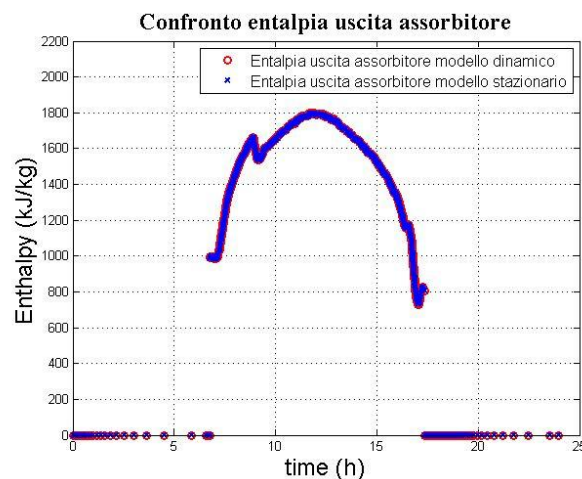


Figura 4-29 Entalpie uscita assorbitore

Bisogna dire, che il modello stazionario viene utilizzato soltanto quando l'impianto è in funzionamento, dato che durante la notte non serve il calcolo di queste entalpie.

4.3.2 Analisi flow pattern

Attraverso i dati ottenuti del modello dinamico si può analizzare il flow pattern all'interno dell'assorbitore per qualsiasi ora del giorno. L'ipotesi di portata costante all'interno dell'assorbitore non è realista per un modello

dinamico. Infatti, figura 4-25 fa vedere grandi variazioni di portata all'interno dell'assorbitore durante l'accensione e lo spegnimento.

Quindi in questa sezione viene stimata in prima approssimazione la distribuzione del flow pattern all'interno del campo di collettori. È stato necessario fare diverse ipotesi che saranno da validare o rifiutare in un prossimo studio:

- Usare le correlazioni di Kattan-Thome-Favrat nel caso dinamico, quando sono state definite per il caso stazionario.
- Ipotizzare una distribuzione della portata all'interno dell'assorbitore lineare tra ingresso e uscita.

In questo caso si è utilizzato il giorno fittizio per analizzare il flow pattern, mentre l'analisi è stata effettuata per la partenza e spegnimento dell'impianto. Dato che hanno luogo due partenze e due spegnimenti di diversa intensità lungo tutta la giornata (vedi figura 4-25), si sono studiati i quattro casi, confrontandone i risultati.

Nelle due figure seguenti si mostrano i risultati per le due partenze. La prima figura corrisponde alla partenza più forte, cioè, in cui l'irradiazione iniziale è più elevata. Si osserva come si raggiunge un titolo di vapore molto elevato in un piccolo periodo di tempo e la portata cresce velocemente all'inizio stabilizzandosi in pochi minuti. Per il caso di partenza normale il time-step è più elevato, quindi ci vuole maggior tempo affinché la portata si stabilizzi. In entrambi casi tutti i collettori sono in stato bifase.

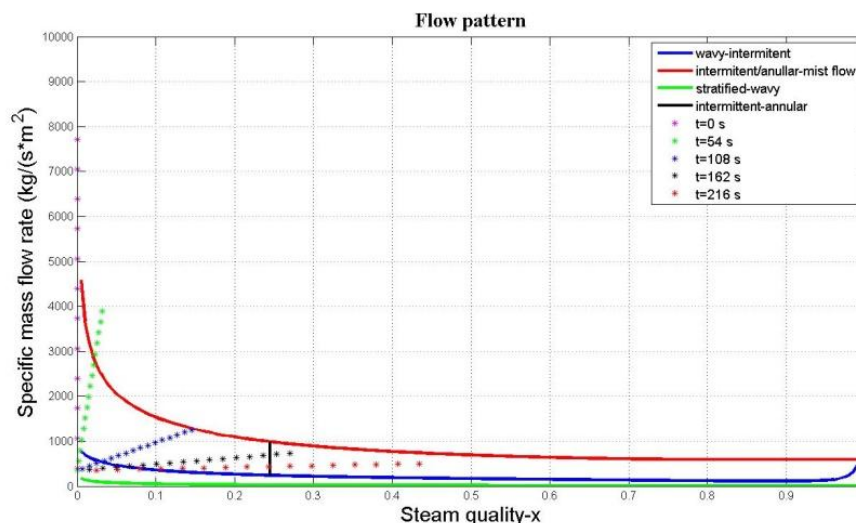


Figura 4-30 Partenza forte

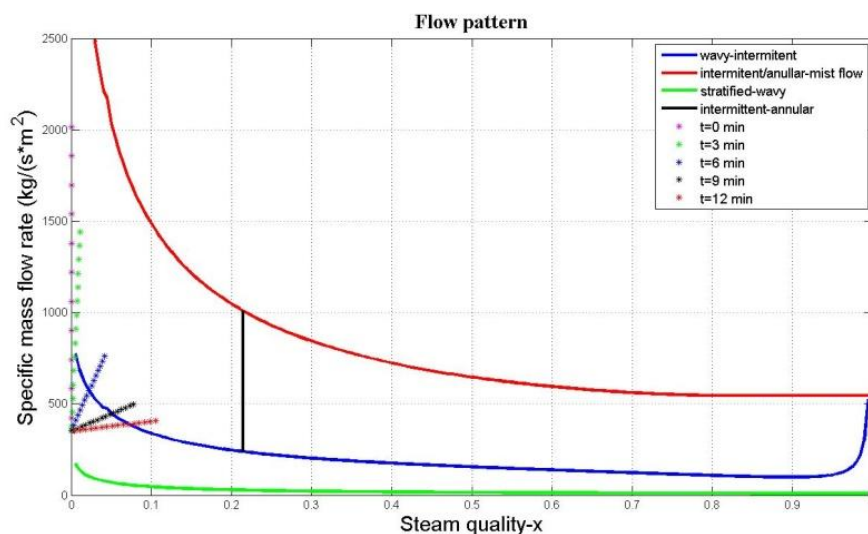


Figura 4-31 Partenza normale

Per lo spegnimento succede lo stesso. Il time-step è più basso nello spegnimento più forte e il picco di portata raggiunto è più accentuato. Invece nello spegnimento normale le variazioni di portate sono molto più piccole e il titolo di vapore è basso durante un lungo periodo di tempo:

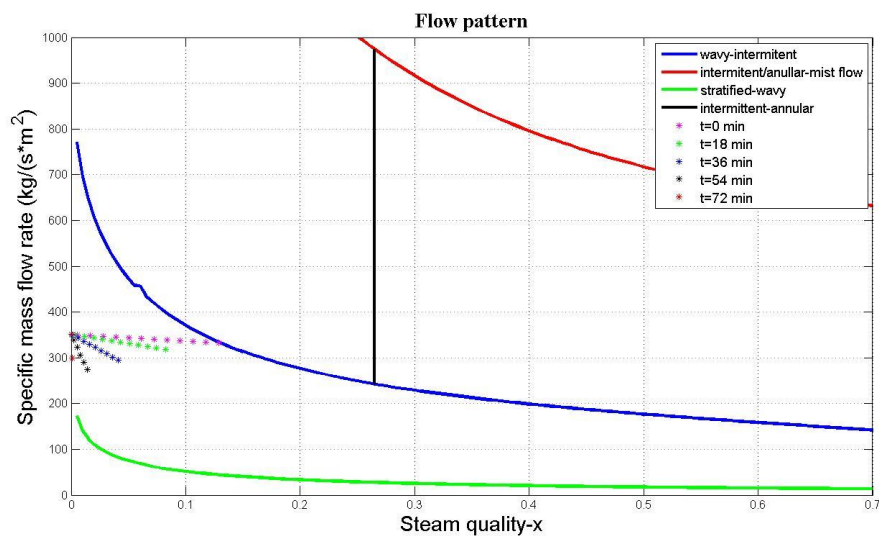


Figura 4-32 Spegnimento normale

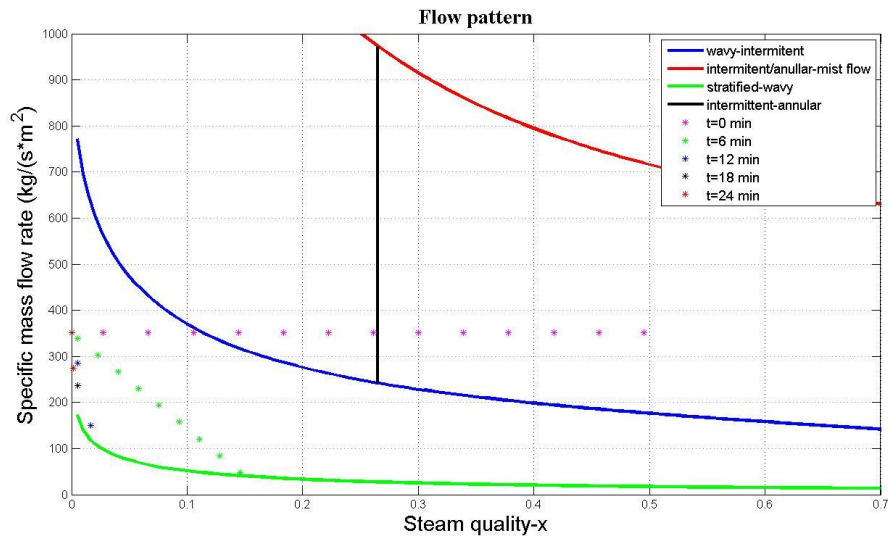


Figura 4-33 Spegnimento forte

Mentre nel caso di spegnimento forte la portata minima raggiunta è circa sette volte minore alla portata in ingresso all'assorbitore, nel caso di spegnimento normale, non ci sono grandi differenze.

Uno studio più approfondito di questo fenomeno potrebbe essere interessante, dato che, come si vede nelle figure, diversi collettori sono in un flow pattern potenzialmente pericoloso. Particolarmente nel caso dello spegnimento normale, questo succede durante un elevato periodo di tempo. Dalla figura 4-32 si può vedere come almeno cinque collettori sono in stato *stratified-wavy* durante circa un'ora. Questo andamento non è desiderato in quanto riduce la vita dell'impianto, quindi una possibile ottimizzazione potrebbe essere il miglioramento del controllo della portata all'interno dell'assorbitore per evitare lunghi periodi di tempo in un flow pattern potenzialmente pericoloso.

5. Ottimizzazione del controllo

Dai risultati ottenuti nel modello dinamico, si possono individuare diverse criticità che avvengono nell'impianto. Le due più notevoli sono i picchi di pressione e volume di liquido del drum. Questi picchi possono essere pericolosi, dato che raggiungono valori vicini ai limiti di sicurezza del drum in un periodo di tempo limitato. Un buon controllo di questi picchi permette anche la riduzione del volume del drum e quindi il costo di investimento.

L'obiettivo di questa sezione è ottimizzare il controllo dell'impianto per evitare queste criticità.

5.1 Strategia di controllo per ripartenza

Come si è visto nel capitolo precedente, quando l'impianto parte, avviene un picco di pressione del drum che arriva fino a valori vicini ai 10 bar. Questo picco è dovuto all'ingresso di acqua in stato liquido nel drum. Un possibile miglioramento nel controllo dell'impianto può essere ricircolare questo liquido senza farlo entrare al drum fino a quando l'entalpia all'uscita dell'assorbitore sia vicina all'entalpia di liquido saturo. Questo nuovo controllo evita l'ingresso di liquido con entalpie basse al drum e quindi il forte abbassamento della pressione.

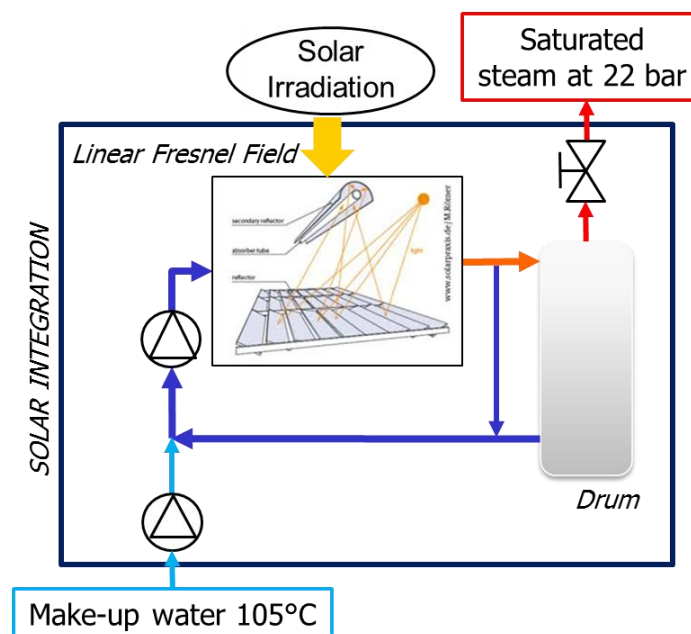


Figura 5-1 Schema dell'impianto con ricircolo

Nelle figure seguenti si vede l'andamento delle portate (figura 5-2) e delle entalpie (figura 5-3). Si può osservare che la portata viene ricircolata fino al momento in cui l'entalpia in uscita dell'assorbitore è vicina all'entalpia di saturazione. Da questo punto il funzionamento dell'impianto è uguale dal caso senza ricircolo.

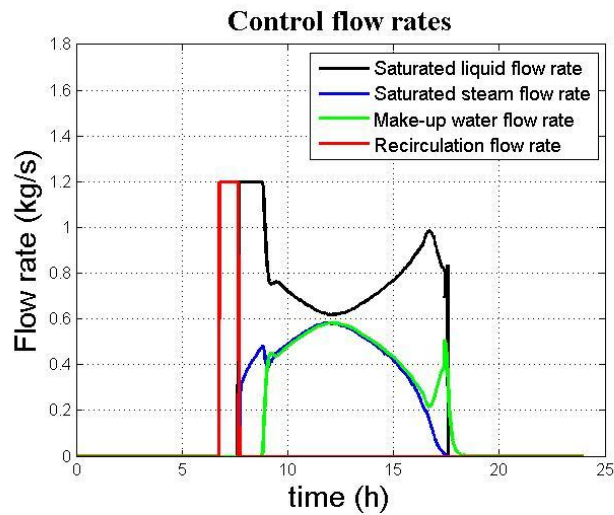


Figura 5-2 Portate di controllo con ricircolo

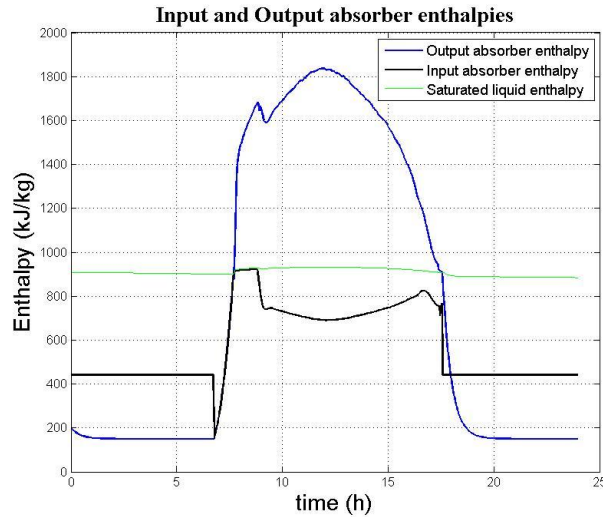


Figura 5-3 Entalpie all'ingresso e uscita dell'assorbitore

L'andamento della pressione subisce un importante miglioramento rispetto al caso senza ricircolo, dato che, come si osserva nella figura seguente, non ci sono picchi e i valori minimi raggiunti sono circa i 18 bar:

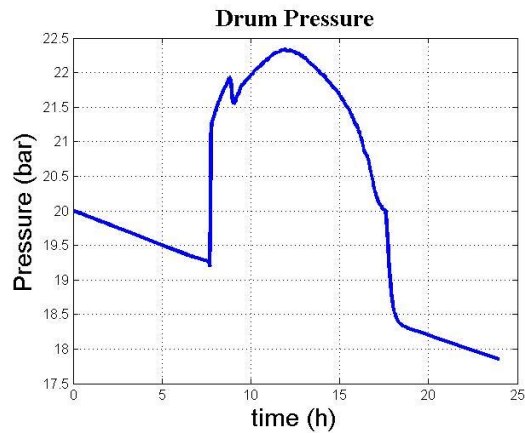


Figura 5-4 Andamento pressione del drum con ricircolo

Quindi il problema della riduzione della pressione viene sistemato con questo nuovo controllo e il nuovo schema dell'impianto appare come nella figura 5-1.

Ora che il modello è diventato più stabile, si possono fare simulazioni anche nei giorni in cui l'irradiazione è instabile. Di seguito si vedono i grafici maggiormente rappresentativi per il giorno con irradiazione elevata e instabile:

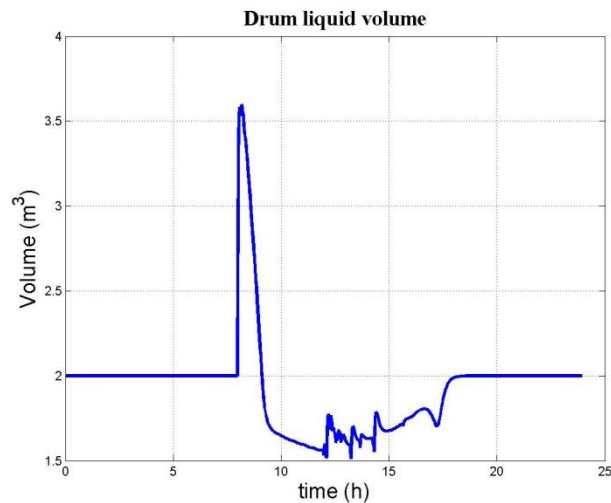


Figura 5-5 Volume liquido del drum con ricircolo per il giorno instabile

Si osserva come l'andamento del volume di liquido è dipendente dell'irradiazione e, nonostante l'esistenza del ricircolo, è riscontrabile un aumento in volume di liquido, per via dell'aumento di portata in uscita

dell'assorbitore durante la formazione di vapore. Questo ricircolo evita soltanto il picco di pressione come si può vedere nella seguente figura:

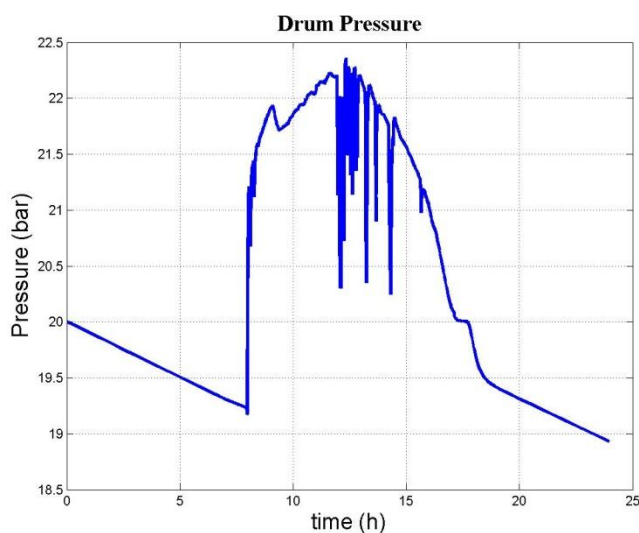


Figura 5-6 Pressione con ricircolo per il giorno instabile

Dalla figura 5-6 si osserva come la pressione varia molto fortemente a causa dell'irradiazione. Infine la produzione di vapore verrà anche influenzata e di conseguenza, la portata all'uscita dell'assorbitore, come si vede nella seguente figura:

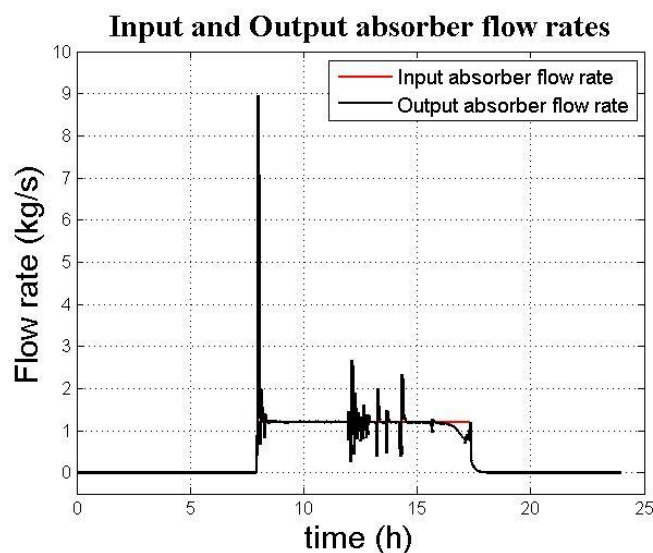


Figura 5-7 Portate in ingresso e uscita dell'assorbitore per il giorno instabile

5.2 Strategia di controllo per evitare elevati livelli del drum

In questo secondo caso, si è visto come i picchi di portata all'uscita dell'assorbitore sono responsabili di un forte aumento del livello del drum. Dato che questi picchi non sono evitabili, l'obiettivo di questo controllo è abbassare sufficientemente tale livello, per evitare valori troppo elevati, e ridurre il volume del drum.

La strategia di controllo consiste nell'abbassare il set-point quando il sistema è spento, così si evitano gli elevati livelli di liquido durante la partenza. Quando il sistema è in funzionamento, il set-point è normale (50% del volume di liquido), ma se l'irradiazione è bassa e tendente a diminuire, il set-point torna al livello basso. Questo permette che il sistema si svuoti più rapidamente e sia pronto per una ripartenza.

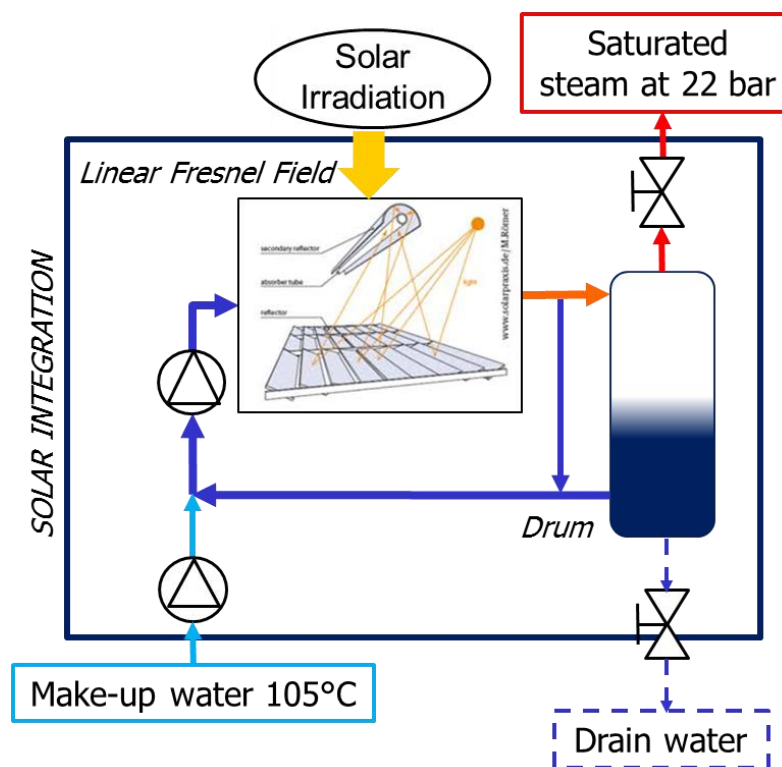


Figura 5-8 Schema dell'impianto con ricircolo e controllo di livelli di volume

Quando l'impianto è acceso, il set-point del volume di liquido viene regolato dalla portata di vapore saturo come segue:

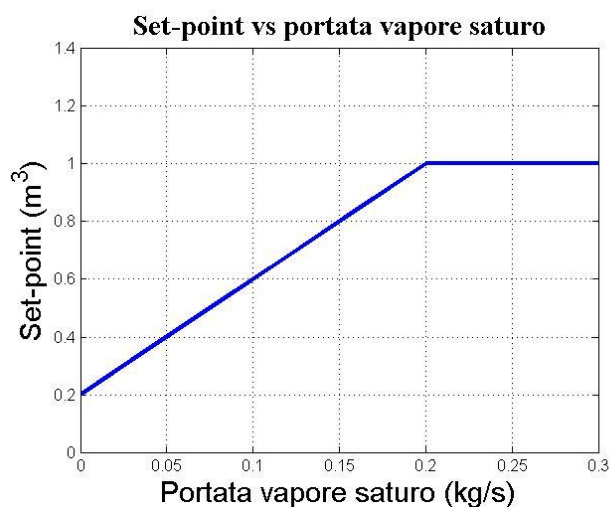


Figura 5-9 Controllo set-point con la portata di vapore saturo

Se la portata di vapore saturo è nulla teniamo il volume di liquido basso. Invece, se questa portata supera i 0,2 kg/s, il set-point deve essere uguale al 50% del volume di liquido. Tra questi due valori di portata, l'aumento del set-point è proporzionale all'aumento di questa.

L'andamento del volume di liquido con questo controllo si può vedere nella seguente figura:

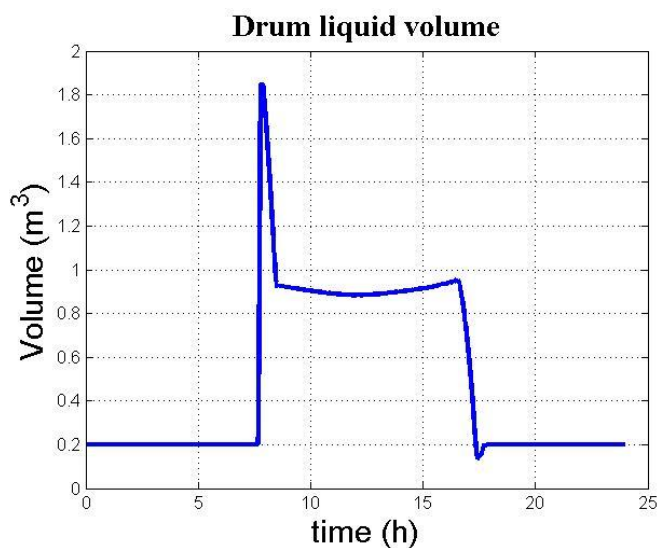


Figura 5-10 Volume di liquido del drum con controllo del livello

Questa simulazione è stata fatta con un volume di drum di 2 m³. Si vede che, sebbene si raggiunge un livello molto vicino al massimo, il volume di

liquido è sempre minore a 2 m^3 . Il controllo delle portate viene rappresentato in figura 5-11:

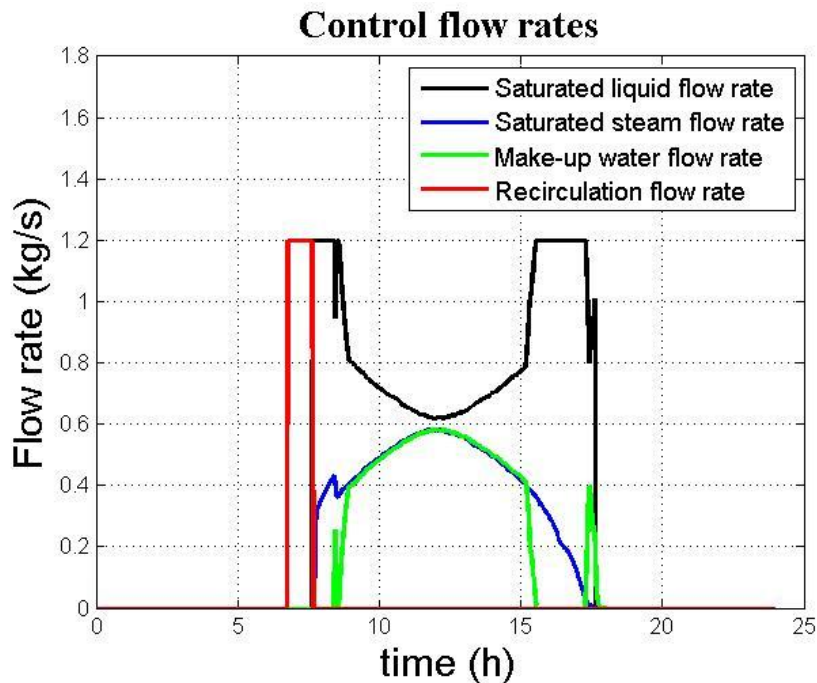


Figura 5-11 Portate di controllo con controllo del livello

Si vede come nel periodo in cui l'irradiazione decresce, la portata proveniente dall'impianto esistente è nulla al fine di abbassare il livello del drum. Una volta che il volume di liquido è sotto il set-point, questa portata aumenta per riempire il drum e mantenere questo livello.

Si può concludere, che un buon controllo del livello del drum permette una riduzione importante del volume di questo componente e quindi del costo di investimento. In questo caso si è riuscito a ridurre il volume alla metà rispetto al dimensionamento fatto nella sezione 2.3, nonostante questa simulazione è stata fatta con il modello più semplificato di tutti. Un modello più preciso potrebbe simulare un picco di volume più elevato, molto probabilmente maggiore da 2 m^3 . In conclusione, la riduzione di volume è molto significativa e l'ottimizzazione di questo componente si considera realizzata.

Conclusioni

In questo lavoro sono stati sviluppati due modelli capaci di descrivere il comportamento di un impianto di generazione diretta di vapore con tecnologia solare a concentrazione. Il primo è un modello stazionario che funziona per condizioni nominali e riesce a simulare l'andamento di pressione, temperatura e *flow pattern* lungo il percorso del fluido. Il secondo è un modello dinamico e riesce a simulare l'andamento dei principali parametri dell'impianto lungo una giornata tenendo conto delle fasi transitorie. Nella parte di risultati si sono mostrati i risultati di queste simulazioni. Le simulazioni più interessanti sono quelle riguardanti il modello dinamico. Si è visto come in fase di avvio si determini una forte diminuzione della pressione del drum a causa dell'ingresso di acqua con un'entalpia bassa all'interno del drum stesso. Questo problema è stato risolto con il ricircolo di questa acqua all'interno dei collettori solari fino al raggiungimento di un'entalpia sufficientemente elevata. Durante l'avvio si è anche visto come un aumento della portata all'uscita dell'assorbitore sia la causa di un aumento del volume di liquido all'interno del drum. Un miglioramento del controllo del livello di liquido ha permesso di ridurre il volume del drum e quindi i costi di investimento. Un'ultima simulazione interessante riguarda l'analisi del *flow pattern*. Nel capitolo di risultati si nota come durante lo spegnimento dell'impianto a fine giornata, fino a cinque collettori si trovano per un lungo periodo di tempo in condizioni di *flow pattern stratified-wavy*, che è potenzialmente dannoso. Una possibile soluzione a questo problema potrebbe essere il miglioramento del controllo della portata all'interno dell'assorbitore durante lo spegnimento per ridurre i periodi di tempo in cui i collettori si trovano in queste condizioni e così aumentare la vita dell'impianto.

Una problematica individuata durante lo sviluppo di questo lavoro è stata l'instabilità del modello dinamico. Il risolutore utilizzato ha causato problemi nella maggioranza delle simulazioni realizzate. Questi problemi sono iniziati con l'introduzione di un'equazione algebrica nel sistema di equazioni differenziali del modello. La difficoltà del risolutore nel risolvere il sistema di equazioni è aumentata dopo l'introduzione di questa equazione, quindi si è dovuto utilizzare un modello più semplice per svolgere queste simulazioni, soprattutto quando si usavano file meteo relativi a giorni con un'irradiazione più instabile. Una nuova via di lavoro può essere la ricerca di metodi per rendere il modello più stabile, così si riuscirebbe a fare uno studio più approfondito delle ottimizzazioni.

Un'ultima possibilità di miglioramento di questo lavoro può essere lo sviluppo di uno strumento di Fault Detection and Diagnosis. Questo strumento permetterebbe la rilevazione di possibili malfunzionamenti dell'impianto evitando problemi futuri o migliorandone l'efficienza. L'utilità consisterebbe nel

confronto dei diversi parametri dell'impianto calcolati con il modello stazionario con quelli misurati dai sensori. Una deviazione elevata dei parametri misurati rispetto a quelli calcolati potrebbe significare un funzionamento inadeguato dell'impianto, quindi si riuscirebbero a rilevare difetti altrimenti più difficili da individuare, migliorando il funzionamento generale dell'impianto.

Bibliografia

- [1] **European Comission.** *ESTTP-Industrial Solar*
- [2] **Euroheat & Power.** *ECOHEATCOOL, A Euroheat & Power Initiative.* IEE ALTENER Project. 2005-2006
- [3] **Euroheat & Power.** *ECOHEATCOOL, Work Package 1. The European Heat Market.*
- [4] **Taibi, Gielen, Bazilian.** *Renewable Energy in Industrial Applications. An Assessment of the 2050 Potential.* United Nations Industrial Development Organization, UNIDO
- [5] **Christoph Brunner.** *Steam, Its Generation and Use.* The Babcock & Wilcox Company. 2005
- [6] **Richter, Teske, Short.** *Concentrating Solar Power Global Outlook 09.* 2009
- [7] **Weiss, Rommel.** *Process Heat Collectors. State of the Art within Task 33/IV.* 2008
- [8] **Giampaolo Manzolini, Paolo Silva.** *Solar energy sciences and engineering applications, Chapter 14 Solar energy conversion with thermal cycles*
- [9] **Eck, Steinmann.** *Direct Steam Generation in Parabolic Troughs: First Results of the DISS Project.* Proceedings of Solar Forum 2001. Aprile 2001
- [10] **Zarza, Valenzuela, León, Weyers, Eickhoff, Eck, Hennecke.** *The DISS Project: Direct Steam Generation in Parabolic Troughs. Operation and Manteinance Experience Update on Project Status.* Proceedings of Solar Forum 2001. Aprile 2001
- [11] **Luca Molinaroli.** Coefficienti perdite di carico singolari. Dispense del corso 'Produzione di Energia Termica e Frigorifera' di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica del Politecnico di Milano. Gennaio 2013
- [12] **John D Pye.** *System Modelling of the Compact Linear Fresnel Reflector*
- [13] **Zürcher, Favrat, Thome.** *Development of a Diabatic Two-phase Flow Pattern Map for Horizontal Flow Boiling.* International Journal of Heat and Mass Transfer 45. 2002
- [14] **Duffie, Beckman.** *Solar Engineering of Thermal Processes.* John Wiley & Sons Inc. Giugno 1980 Chapter 1
- [15] **K.J.Astrom, R.D. Bell.** *Drum-boiler dynamics.* Automatica 36 (2000) 363-378
- [16] **IAPWS IF97.** *Standard Formulation*
- [17] Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)
- [18] **A. C. Ratzel, C. E. Hickox, and D. K. Gartling,** *Techniques for Reducing Thermal Conduction and Natural Covection Heat Losses in Annular Receiver Geometries.* Presented at the Winter annual meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Albuquerque, NM, 1976.

- [19] **N. Marshal**, *Gas Encyclopedia*. New York: Elsevier, 1976.
- [20] **F. Incropera and D. DeWitt**, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, USA, 4 edition, 1996.
- [21] **John H. (V) Lienhard and John H. (IV) Lienhard**. *A Heat Transfer Textbook*. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, 3 edition, 2006.
- [22] **R. C. Martinelli and D. B. Nelson**. Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water. *Transactions of the ASME*, pages 695-702, August 1948
- [23] **Victor L. Streeter and E. Benjamin Wylie**. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, 1st SI Metric edition, 1981.
- [24] **Masud Behnia**. Selected Topics on Two-Phase Heat Transfer. Course notes for MECH-9720 postgraduate mechanical engineering subject at the University of New South Wales, February 2002.
- [25] **M. Eck, E. Zarza, M. Eickhoff, J. Rheinländer, L. Valenzuela**. *Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs*. *Solar energy* 74 (2003) 341-351
- [26] **M. Eck, T. Hirsch**. *Dynamics and control of parabolic trough collector loops with direct steam generation*, *Solar energy* 81 (2007) 268-279
- [27] **J. I. Ajona, U. Herrmann, F. Sperduto and M. J. Farinha**. *Main achievements within AIRDISS advanced receiver for direct solar steam production in parabolic trough solar power plant project*, Proc. Of 8th International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technology,2 , 733-753, Springer Verlag, Germany, 1996.
- [28] **S. Odeh, M. Behina, and G. L. Morrison**. *Hydrodynamic model for horizontal and inclined solar absorber tubes for direct steam generation collectors*
- [29] **S. Odeh, M. Behina, and G. L. Morrison**. *Trough collector field arrangements for solar-boosted power generation systems*
- [30] **M. Alguacil, C. Prieto, A. Rodrigues, J. Lohr**. *Direct Steam Generation in parabolic trough collectors*, *Energy Procedia* 49 (2014) 21-29
- [31] **NREL, 2012a**, *Photographic Information eXchange*, NREL, Photo #01225, <http://images.nrel.gov/>. Accessed July 2012.
- [32] AREVA Solar's Compact Linear Fresnel Reflector technology at the company's Kimberlina Solar Thermal Power Plant in Bakersfield, California. (AREVA Solar)
- [33] **I. B. Hassine, A. Helmke, S. Hess, P. Krummenacher, B. Muster, B. Schmitt, H. Schnitzer**. *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications, Integration Guideline*. IEA SHC Task 49 SolarPACES Annex IV
- [34] **Peter Kovacs**. *Quality Assurance in solar thermal heating and cooling technology-keeping track with recent and upcoming developments*. *Aguide to the standard EN 12975*. SP-Technical Research Institute of Sweden

- [35] **Scheda tecnica – Elianto modulo.**
- [36] **Technical Specifications Receiver tube HCEOI-12**
- [37] **M. Calderoni, A. Dénarié, A. Frein.** *Considerazione sull'efficienza ottica del collettore lineare a concentrazione di Fresnel di Angelantoni*
Politecnico di Milano, Ottobre 2013

Appendice A : Perdite di carico

Le principali correlazioni delle perdite di carico, usano il fattore di frizione adimensionale f , definito come le perdite di carico su una lunghezza di tubo (direzione z) di diametro interno D , diviso per l'energia cinetica del flusso $\frac{1}{2}\rho v^2$ (calcolato dalla densità del flusso ρ e la velocità del fluido).

$$f = \frac{-\frac{\partial p}{\partial z} D}{\frac{1}{2}\rho v^2} \quad (\text{A-1})$$

Nota il fattore di frizione costante per una sezione di tubo, è semplice determinare le perdite di carico Δp per qualsiasi lunghezza di tubo L , riordinando l'equazione in termini di gradiente di pressione $\frac{\partial p}{\partial z}$ e poi calcolando le perdite di carico $\Delta p = \frac{\partial p}{\partial z} L$. Un'espressione conveniente nel caso bifase:

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{G^2}{\rho} \quad (\text{A-2})$$

Dove $G = \frac{\dot{m}}{A}$ è il flusso massico.

Perdite carico flusso monofase

Per flussi monofase, il flusso può essere laminare, transitorio o turbolento. Per il flusso laminare, si usa la espressione analitica:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{A-3})$$

Dove Re è il numero di Reynolds per il flusso.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} = \frac{\dot{m} D}{A \mu} = \frac{G D}{\mu} \quad (\text{A-4})$$

Questa relazione per il flusso laminare, è valida per $Re < 3000$. Per valori del numero di Reynolds più elevati, le perdite di carico diventano dipendenti anche della rugosità del tubo. Nei casi dove la rugosità del tubo è trascurabile, viene usata la correlazione di Petukhov [20]:

$$f = [0.790 \log(Re) - 1.64]^{-2} \quad (\text{A-5})$$

Per tubi rugosi, usiamo la rugosità relativo ε'/D , e l'equazione di Colebrook [23]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 \log \left(\frac{\varepsilon'/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (\text{A-6})$$

In questo caso, si deve calcolare f iterativamente.

Perdite carico flusso bifase

Le perdite di carico per flussi bifase, vengono tipicamente calcolate in termini di un moltiplicatore ϕ^2 che fornisce il gradiente di pressione attraverso un rapporto con il gradiente di pressione per liquido saturo:

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{TP} = \phi^2 \left(\frac{dp}{dz} \right)_{FO} \quad (\text{A-7})$$

Dove $\left(\frac{dp}{dz} \right)_{TP}$ è il gradiente di pressione bifase, e $\left(\frac{dp}{dz} \right)_{FO}$ è il gradiente di liquido saturo. Questo ultimo può essere calcolato dalle correlazioni per flussi monofase. Il valore ϕ^2 è calcolato da osservazioni sperimentali.

Correlazione di Friedel. La correlazione di Friedel [24] per flussi orizzontali, fornisce ϕ^2 nella forma:

$$\phi^2 = A + 3.43x^{0.695}(1-x)^{0.24} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.8} \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right)^{0.22} \left[1 - \frac{\mu_g}{\mu_f} \right]^{0.89} Fr_f^{-0.047} We_f^{-0.0334} \quad (\text{A-8})$$

Dove x è il titolo di vapore, ρ_f e ρ_g sono le densità di liquido e gas, e μ_f e μ_g sono le viscosità dinamiche di liquido e gas. Il primo termine, A è definito come:

$$A = (1-x)^2 + x^2 \left[\frac{\rho_f f_{go}}{\rho_g f_{fo}} \right] \quad (\text{A-9})$$

Del quale f_{fo} e f_{go} sono i fattori di frizione se tutto il flusso fosse liquido e vapore rispettivamente.

I numeri di Froude e Weber sono calcolati dal diametro del tubo e flusso massico come segue:

$$Fr_f = \frac{G^2}{gD\rho_f^2} \quad (\text{A-10})$$

$$We_f = \frac{G^2 D}{\rho_f \tau_s} \quad (\text{A-11})$$

Dove τ_s è la tensione superficiale per l'acqua.

Correlazione di Martinelli-Nelson La correlazione di Martinelli-Nelson [22] fornisce il moltiplicatore ϕ^2 in funzione della pressione di ingresso e la qualità del vapore, come si vede nella figura A-1:

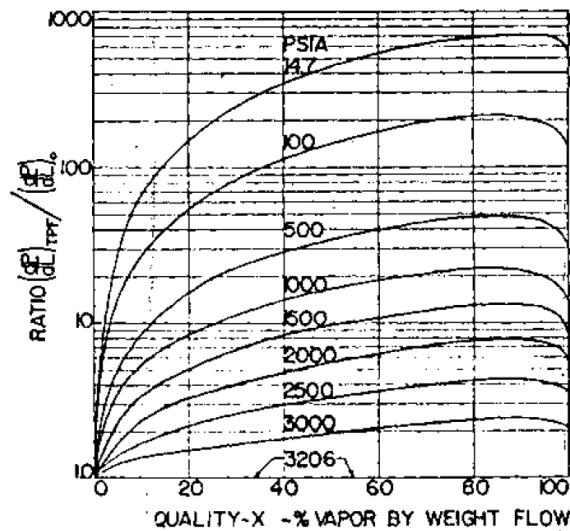


Figura A-1 Correlazione di Martinelli

Appendice B : Scambio termico tra assorbitore e fluido

All'interno dell'assorbitore avviene una situazione di convezione forzata interna. Lo scambio termico per convezione forzata è tipicamente previsto usando correlazioni adimensionali in termini del numero di Nusselt, che è definito come:

$$Nu = \frac{h' D}{k} \quad (\text{B-1})$$

Dove h' è il coefficiente di convezione interna, definito come:

$$Q_{ass} = h' A (T_{fluid} - T_{pipewall}) \quad (\text{B-2})$$

Il diametro del tubo è D e la conduttività del fluido k . È noto che definire k nel contesto di flusso bifase non è semplice, allora le correlazioni del numero di Nusselt non sono sempre usate in questo caso.

Scambio termico monofase in un tubo

Per flussi laminari con $Re < 3000$, dove il flusso termico della superficie è uniforme, il numero di Nusselt è costante, di valore $Nu = 4.36$. Il flusso laminare avviene soltanto per poco tempo durante lo start-up nel nostro modello.

Per flussi turbolenti con $Re \geq 10000$, l'equazione Dittus-Boelter [21] che correla il numero di Nusselt come una funzione del numero di Reynolds e il numero di Prandtl $Pr = \nu / \alpha$ viene usata. Il numero di Prandtl è il rapporto tra la diffusività del momento e la diffusività termica, e quindi le relative dimensioni degli effetti degli strati limite del momento e termico.

La equazione Dittus-Boetler è uguale a:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (\text{B-3})$$

Dove $n=0.3$ per riscaldamento, e $n=0.4$ per raffreddamento.

Per la regione di transizione tra laminare e turbolento, si usa la correlazione Gnielinski [20], la quale oltre alla dipendenza dei numeri di Reynolds e di Prandtl, è dipendente del fattore di frizione. Il fattore di frizione deve essere calcolato attraverso le correlazioni nell'appendice A.

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (B-4)$$

Si può osservare come i numeri di Nusselt dalle equazioni di Dittus-Boelter e Gnielinski non coincidono nel punto $Re=10000$. Per quello si usa una funzione interpolata tra $Re=10000$ e $Re=11000$.

In tutte queste correlazioni, il numero di Nusselt non dipende dalla temperatura della superficie interna del tubo, quindi il coefficiente di scambio termico può essere calcolato indipendentemente di questa temperatura. Il valore finale di scambio termico interno finale è calcolato iterativamente regolando la temperatura della parete fino a che lo scambio termico interno sia uguale a quello esterno alla temperatura della parete selezionata, in accordo alla conservazione dell'energia. Questo approccio è adatto per regime permanente e dove la massa termica del tubo è piccola.

Scambio termico bifase in un tubo

Per ebollizione saturata bifase, si usa la correlazione di Kandlikar [21]. Questa correlazione fornisce il coefficiente di convezione forzata h' come il rapporto:

$$\frac{h'}{h'_f} = \max \left(\frac{h'}{h'_f} \Big|_{nbd}, \frac{h'}{h'_f} \Big|_{cbd} \right) \quad (B-5)$$

Dove:

$$\frac{h'}{h'_f} \Big|_{nbd} = (1-x)^{0.8} [0.6683Co^{-0.2} f_o + 1058Bo^{0.7} F] \quad (B-6)$$

$$\frac{h'}{h'_f} \Big|_{cbd} = (1-x)^{0.8} [1.136Co^{-0.9} f_o + 667.2Bo^{0.7} F] \quad (B-7)$$

Le ultime due espressioni sono relazionate con 'ebollizione prevalentemente nucleata' e 'ebollizione prevalentemente convettiva'.

L'ebollizione convettiva avviene nella formazione delle prime bolle di vapore. In questo tipo di ebollizione il fluido può anche aumentare la sua temperatura.

L'ebollizione nucleata avviene in uno stato più avanzato dell'ebollizione, quando la temperatura del fluido è costante e uguale alla temperatura di

saturazione e la temperatura della parete e tra i 4°C e 30°C di differenza dalla temperatura del fluido.

Co è il numero di convezione:

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_f}} \quad (\text{B-8})$$

E Bo è il numero di ebollizione:

$$Bo = \frac{q_w}{Gh_{fg}} \quad (\text{B-9})$$

Il valore di F dipende dal fluido. Per l'acqua usiamo 1.0. Il fattore f_0 è influenzato dal fatto che avvenga o meno la stratificazione e quindi è dipendente dell'orientazione del tubo. Per il caso di tubo orizzontale, possiamo usare:

$$f_o = \begin{cases} 1 \xrightarrow{\text{for}} Fr_{LO} \geq 0.04 \\ (25Fr_{LO})^{0.3} \xrightarrow{\text{for}} Fr_{LO} < 0.04 \end{cases} \quad (\text{B-10})$$

Dove il numero di Froude per flusso solo liquido è:

$$Fr_{LO} = \frac{G^2}{\rho_f^2 gD} \quad (\text{B-11})$$

Il valore del coefficiente di convezione di liquido saturo h_f viene calcolato usando la correlazione di Gnielinski (eq(B-4)) con:

$$Re_f = \frac{GD}{\mu_f} \quad (\text{B-12})$$

E le proprietà di liquido alla temperatura di saturazione.

Appendice C: Perdite termiche

Perdite termiche assorbitore

Per il calcolo delle perdite termiche dell'assorbitore è stata usata la formula che ha conto delle perdite termiche radiative e convettive in funzione della temperatura del tubo (2-2) testata in laboratorio dall'istituto DLR [36].

Perdite termiche tubi

Il tubo è isolato, quindi si considera solo scambio termico tra il tubo e l'ambiente attraverso convezione. Si è fatto un bilancio energetico per una sezione del tubo, considerando una temperatura del tubo di acciaio uguale alla temperatura del fluido:

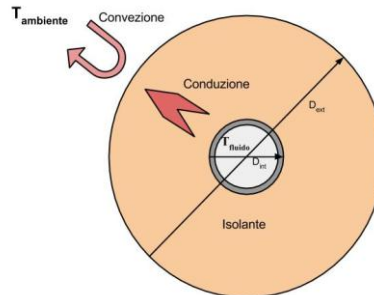


Figura C-1 Schema scambio termico tubo

Il coefficiente di scambio termico per questo bilancio sarà quindi:

$$UA = \frac{1}{\frac{\log\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{h' \pi D_{ext}}} \quad (C-1)$$

Dove k è la conduttività dell'isolante e h' è il coefficiente di scambio convettivo tra tubo e aria.

Il calcolo delle perdite termiche nel drum si è diviso in tre parti: pareti, base e parte superiore. Come nel caso del tubo, si è considerato scambio termico conduttivo attraverso l'isolante, e convettivo tra superficie esterna del drum con isolante e aria. La temperatura della parete esterna del drum senza isolante si considera uguale alla temperatura di saturazione del fluido all'interno. Così, i coefficienti di scambio termico risultano:

$$UA_{pareti} = \frac{1}{\frac{\log\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{h' \pi D_{ext}}} \quad (C-2)$$

$$UA_{base} = \frac{1}{\frac{s_b}{\frac{\pi}{4} D_{ext}^2 k} + \frac{1}{h' \frac{\pi}{4} D_{ext}^2}} \quad (C-3)$$

$$UA_{top} = \frac{1}{\frac{s_t}{\frac{\pi}{4} D_{ext}^2 k} + \frac{1}{h' \frac{\pi}{4} D_{ext}^2}} \quad (C-4)$$

Dove D_{ext} è il diametro esterno del drum con isolante, D_{int} il diametro esterno senza isolante, k conduttività del isolante, h' il coefficiente di scambio termico tra parete e ambiente e s_b e s_t gli spessori nella base e la parte superiore rispettivamente.

Appendice D: Flow pattern

I tipici flow pattern per l'evaporazione in un tubo orizzontale sono rappresentati nella figura seguente [13]:

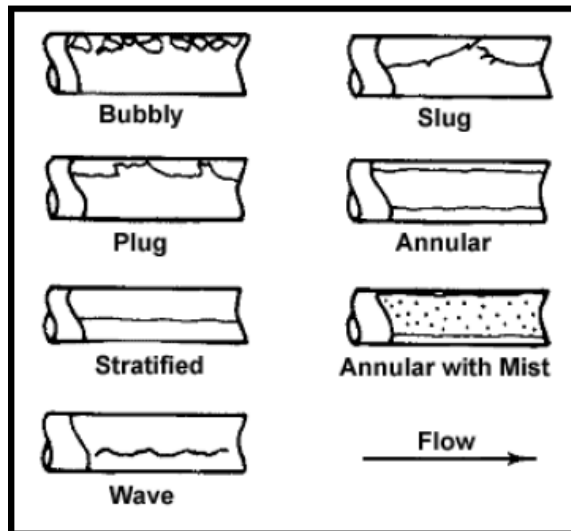


Figura D-1 Flow pattern esistenti

- *Bubble flow*: piccole bolle di gas si formano all'interno della fase liquida.
- *Plug flow*: la parte superiore del tubo è occupata da bolle di forma allungata.
- *Slug flow*: è considerato un flusso intermittente, al pari del *plug flow*, però la parte occupata dal vapore è maggiore.
- *Stratified flow*: il liquido si dispone nella parte inferiore del condotto, mentre il vapore in quella superiore.
- *Stratified-wavy flow*: il principio è lo stesso del precedente, ma la velocità della fase gas è superiore, quindi si creano delle onde sulla superficie di separazione liquido-vapore.
- *Annular flow*: la fase liquida si dispone nella parte più esterna ed al centro scorre il vapore; lo spessore del film liquido non è omogeneo per via dell'azione della gravità (spessore maggiore nella parte inferiore del tubo).
- *Drop flow*: la maggior parte del condotto è occupato dal vapore, al cui interno si possono trovare delle gocce di liquido.

Questi flow pattern dipendono dalla temperatura di saturazione, calore entrante, diametro del tubo e tipo di fluido. I principali modelli per la determinazione del flow pattern in tubi orizzontali sono:

- Kattan-Thome-Favrat
- Zürcher-Favrat-Thome
- Thome-El Hajal

Descrizione del modello utilizzato (Katta-Thome-Favrat map):

Questo modello disegna una mappa nella quale sono identificati i diversi flow pattern in funzione de la portata e titolo del vapore del fluido. Il disegno della mappa varia in funzione del diametro del tubo, tipo di fluido, calore entrante e temperatura del fluido.

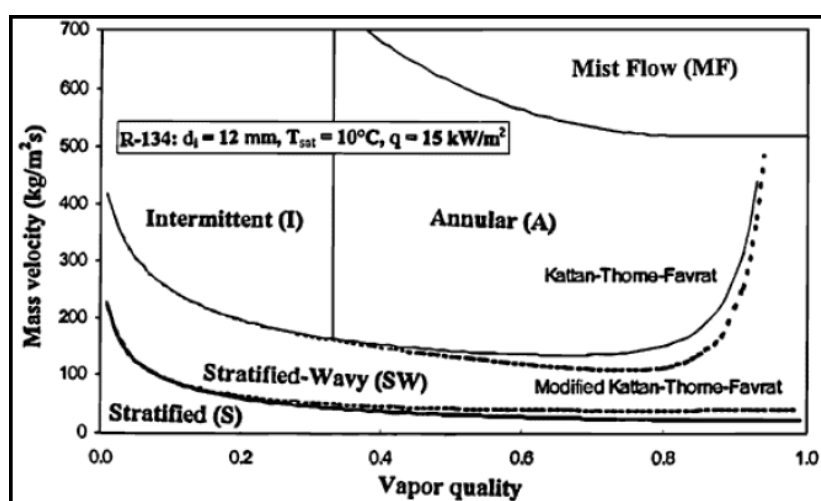


Figura D-2 Mappa Flow pattern

Lo schema di Taitel e Dukler (1976) è uno degli schemi per la determinazione dei flow pattern più utilizzati. Kattan, Thome e Favrat hanno basato il loro lavoro (1998) proprio su questo schema, in particolare seguendo una modifica fatta da Steiner (1993); il loro lavoro ben si sposa con l'evaporazione all'interno di tubi di piccolo diametro, tipici degli scambiatori di calore. La mappa fornisce i valori per la transizione tra i vari flow pattern su un grafico lineare, con in ascissa il titolo di vapore ed in ordinata la portata massica per unità di superficie.

Nelle equazioni che descrivono lo schema per la determinazione del regime compaiono le dimensioni geometriche del flusso, rappresentate nella figura seguente:

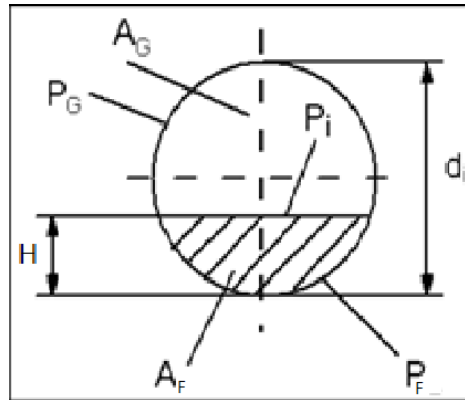


Figura D-3 Livello liquido

- * P_f : perimetro bagnato del tubo
- * P_g : perimetro asciutto del tubo, in contatto solo con il vapore
- * H : altezza dello strato di liquido completamente stratificato
- * P_i : lunghezza dell'interfaccia tra le fasi
- * A_f : area frontale della sezione di tubo bagnata
- * A_g : area frontale della sezione di tubo asciutta

Normalizzando rispetto al diametro interno del tubo si ottengono 6 variabili adimensionali:

Le espressioni che legano tra di loro le 6 variabili adimensionali dipendono dal valore che assume la variabile H_{fd} , quindi dipendono dall'altezza dello strato di liquido.

$$H_{fd} = \frac{H}{d_i}; P_{fd} = \frac{P_f}{d_i}; P_{gd} = \frac{P_g}{d_i}; P_{id} = \frac{P_i}{d_i}; A_{fd} = \frac{A_f}{d_i^2}; A_{gd} = \frac{A_g}{d_i^2} \quad (D-1)$$

a. $H_{fd} \leq 0.5$

$$P_{fd} = \frac{8H_{fd}^{0.5} - 2[H_{fd}(1 - H_{fd})]^{0.5}}{3}; P_{gd} = \pi - P_{fd} \quad (D-2)$$

$$A_{fd} = \frac{\{12[H_{fd}(1 - H_{fd})]^{0.5} + 8H_{fd}^{0.5}\}H_{fd}}{15}; A_{gd} = \frac{\pi}{4} - A_{fd} \quad (D-3)$$

b. $H_{fd} > 0.5$

$$P_{gd} = \frac{8(1 - H_{fd})^{0.5} - 2[H_{fd}(1 - H_{fd})]^{0.5}}{3}; P_{fd} = \pi - P_{gd} \quad (D-4)$$

$$A_{gd} = \frac{\{12[H_{fd}(1 - H_{fd})]^{0.5} + 8(1 - H_{fd})^{0.5}\}(1 - H_{fd})}{15}; A_{fd} = \frac{\pi}{4} - A_{gd} \quad (D-5)$$

c. $0 \leq H_{fd} \leq 1$

$$P_{id} = 2[H_{fd}(1 - H_{fd})]^{0.5} \quad (D-6)$$

Solitamente H è incognita, è necessario quindi un metodo iterativo per ricavare il livello di liquido di riferimento; tale metodo sfrutta il parametro di Martinelli:

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{P_{gd} + P_{id}}{\pi} \right)^{1/4} \left(\frac{\pi^2}{64A_{gd}^2} \right) \left(\frac{P_{gd} + P_{id}}{A_{gd}} + \frac{P_{id}}{A_{fd}} \right) \right] \left(\frac{\pi}{P_{fd}} \right)^{1/4} \left(\frac{64A_{fd}^3}{\pi^2 P_{fd}} \right) \quad (D-7)$$

All'interno dell'equazione che definisce il limite G_{wavy} compaiono i due esponenti empirici $F_1(q)$ e $F_2(q)$, i quali tengono conto dell'effetto del flusso termico sull'insorgenza del dryout nel film anulare; sono definiti come:

$$F_1(q) = 64.6 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right)^2 + 64.8 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right) \quad (D-8)$$

$$F_2(q) = 18.8 \left(\frac{q}{q_{DNB}} \right) + 1.023 \quad (D-9)$$

Per normalizzare il flusso termico all'interno delle due equazioni viene usato q_{DNB} , che rappresenta il flusso termico critico, cioè il massimo flusso termico ottenibile con l'ebollizione nucleata:

$$q_{DNB} = 0.131 \rho_g^{1/2} h_{fg} [g(\rho_f - \rho_g)ts]^{1/4} \quad (D-10)$$

La curva che rappresenta la transizione da flusso anulare o intermittente a flusso stratificato ondulato è:

$$G_{wavy} = \left\{ \frac{16A_{gd}^3 g d_i \rho_f \rho_g}{x^2 \pi^2 (1 - (2H_{fd} - 1)^2)^{0.5}} \left[\frac{\pi^2}{25H_{fd}^2} (1-x)^{-F_1(q)} \left(\frac{We}{Fr} \right)_L^{-F_2(q)} + 1 \right] \right\}^{0.5} + \left\{ \frac{(x^2 - 0.97)^2}{x(1-x)} \right\} + 50 - 75e \quad (D-11)$$

Quando il titolo di vapore è elevato il flow pattern dipende dal rapporto tra i numeri di Froude e di Weber: Fr_f è dato dal rapporto tra la forza di inerzia e la tensione superficiale, mentre We_f è il rapporto tra la forza di inerzia e la forza di gravità. Il loro rapporto è:

$$\left(\frac{We}{Fr} \right)_f = \frac{g d_i \rho_f}{ts} \quad (D-12)$$

La portata massica limite per unità di superficie che definisce la transizione tra flusso anulare e mist flow è:

$$G_{mist} = \left\{ \frac{7680A_{gd}^2 g d_i \rho_f \rho_g}{x^2 \pi^2 \zeta_{ph}} \left(\frac{Fr}{We} \right)_f \right\}^{0.5} \quad (D-13)$$

ζ_{ph} è il coefficiente di attrito, dato dalla seguente espressione:

$$\zeta_{ph} = \left[1.138 + 2 \log \left(\frac{\pi}{1.5A_{fd}} \right) \right]^{-2} \quad (D-14)$$

La transizione tra flusso stratificato-ondulato e flusso completamente stratificato è data dalla seguente espressione:

$$G_{strat} = \left\{ \frac{(226.3)^2 A_{fd} A_{gd}^2 \rho_g (\rho_f - \rho_g) \mu_f g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right\}^{1/3} + 20x \quad (D-15)$$

La soglia della transizione per il flusso a bolle è:

$$G_{bubbly} = \left\{ \frac{256A_{gd}A_{fd}^2 d_i^{1.25} \rho_f (\rho_f - \rho_g) g}{0.3164(1-x)^{1.75} \pi^2 P_{id} \mu_f^{0.25}} \right\}^{1/1.75} \quad (D-16)$$

Il limite verticale che separa le regioni di flusso intermittente e flusso anulare si trova in corrispondenza di un determinato valore del parametro di Martinelli:

$$X_{tt} = 0.34 \quad (D-17)$$

Dove:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.125} \quad (D-18)$$

Risolviendo rispetto ad x si ottiene la retta che separa i flussi intermittente ed anulare:

$$x_{1A} = \left\{ \left[0.2914 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{-1/7} \right] + 1 \right\}^{-1} \quad (D-19)$$

Per poter utilizzare lo schema presentato, è necessario conoscere i seguenti parametri: titolo di vapore x , portata per unità di superficie G , diametro interno del tubo d_i , flusso termico q , densità del liquido ρ_f e del vapore ρ_g , viscosità dinamica del liquido μ_f e del vapore μ_g , tensione superficiale ts e calore latente di evaporazione h_{fg} , tutti nelle unità di misura del SI.

Lo schema di flusso locale è identificato seguendo questa procedura:

1. Risoluzione dell'eq (D-7) iterativamente con le eq. (D-2), (D-3), (D-4), (D-5), (D-6) e (D-18);
2. Valutazione delle eq. (D-1)
3. Valutazione delle eq. (D-12), (D-14), (D-8), (D-9) e (D-10);
4. Valutazione delle eq. (D-11), (D-13), (D-15), (D-16) e (D-19)
5. Confronto dei valori ottenuti con i valori dati di x e m per identificare il flow pattern;

Appendice E : Angolo trasversale- longitudinale

L'irradiazione arrivata ai collettori dipende dell'orientazione di questi, e della posizione del sole. La disposizione dei collettori è la seguente:



Figura E-1 Disposizione collettori

Ci sono tre gruppi di collettori, uno di sei collettori, altro di cinque collettori, entrambi con un azimuth di 53° , e l'ultimo gruppo di cinque collettori con un azimuth di 90° . Tramite le equazioni (2-3), (2-4), (2-5) e (2-6) è possibile calcolare l'efficienza ottica del campo di collettori in funzione dell'angolo longitudinale e trasversale. In questa sezione si spiega come calcolare gli angoli trasversale e longitudinale in funzione del giorno, dell'ora e della posizione geografica (latitudine e longitudine). Questi due angoli possono essere espressi in funzione degli angoli zenith (θ_z) e l'azimuth (γ_s), che definiscono la posizione solare, secondo le equazioni (E-1) e (E-2):

$$\theta_L = \tan^{-1}(\tan(\theta_z) * \sin(\gamma_s)) \quad (E-1)$$

$$\theta_T = \tan^{-1}(\tan(\theta_z) * \cos(\gamma_s)) \quad (E-2)$$

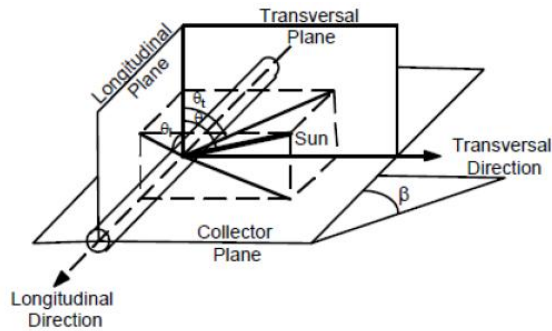


Figura E-2 Angoli solari [14]

Lo zenith e l'azimuth sono dipendenti della geometria solare, e le sue espressioni sono:

$$\theta_z = \cos^{-1}(\sin(\phi) * \sin(\delta) + \cos(\phi) * \cos(\delta) * \cos(\omega)) \quad (E-3)$$

Dove ϕ è la latitudine, ω è l'angolo orario, che varia 15° ogni ora e vale -180° la mattina, 180° al pomeriggio e 0° a mezzogiorno. Infine, δ è l'angolo di declinazione, definito come:

$$\delta = 23,45 * \sin(360 * (284 * n) / 365) \quad (E-4)$$

Dove n è il giorno dell'anno, $n=1...365$.

Per l'angolo azimuth:

$$\gamma_s = c1 * c2 * \gamma_s' * c3 * \left(\frac{1 - c1 * c2}{2} \right) * 180 \quad (E-5)$$

Dove:

$$\gamma_s' = \sin^{-1} \left(\frac{\sin(\omega) * \cos(\delta)}{\sin(\theta_z)} \right) \quad (E-6)$$

$c1=1$ se $|\omega| < \omega_{ew}$

$c1=-1$ se $|\omega| \geq \omega_{ew}$

$c2=1$ se $\phi * (\phi - \delta) \geq 0$

$c2=-1$ se $\phi * (\phi - \delta) < 0$

$c3=1$ se $\omega \geq 0$

$c3=-1$ se $\omega < 0$

$$\omega_{ew} = \cos^{-1}\left(\frac{\tan(\delta)}{\tan(\phi)}\right) \quad (\text{E-7})$$

$$\text{Se } \left(\frac{\tan(\delta)}{\tan(\phi)}\right) > 1 \text{ c1=1.}$$

Appendice F : Nomenclatura

<i>Variabile</i>	<i>Descrizione</i>	<i>Unità</i>	<i>Capitolo (prima citazione)</i>
$L_{DrumNom}$	<i>Livello di liquido nominale del drum</i>	%	2.2
\dot{m}_{AbsNom}	<i>Portata nominale dell'assorbitore</i>	kg/s	
$p_{drumNom}$	<i>Pressione nominale del drum</i>	bar	
A_{mod}	<i>Superficie singolo modulo di Fresnel</i>	m^2	2.3
L_{rifl}	<i>Lunghezza riflettore</i>	m	
b_{rifl}	<i>Larghezza riflettore</i>	m	
$n_{rifl,elem}$	<i>Numero di riflettori per elemento</i>	-	
$n_{elem,mod}$	<i>Numero di elementi per modulo</i>	-	
$n_{file,mod}$	<i>Numero di file per modulo</i>	-	
HL	<i>Perdite termiche per unità di lunghezza</i>	kW/m	
T_{tu}	<i>Temperatura tubo assorbitore</i>	K	
η	<i>Efficienza ottica modulo di Fresnel</i>	-	
η_0	<i>Efficienza ottica nominale modulo di Fresnel</i>	-	
IAM	<i>IAM modulo di Fresnel</i>	-	
IAM_L	<i>IAM longitudinale</i>	-	
IAM_T	<i>IAM trasversale</i>	-	
θ_T	<i>Proiezione zenith sul piano trasversale</i>	°	
θ_L	<i>Proiezione zenith sul piano longitudinale</i>	°	
μ_f	<i>Viscosità dinamica liquido saturo</i>	kg/ms	3.2.1
μ_g	<i>Viscosità dinamica vapore saturo</i>	kg/ms	
h'	<i>Coefficiente scambio termico convettivo</i>	kW/m^2K	
Q	<i>Potenza arrivata all'assorbitore</i>	kW	
Q_{loss}	<i>Perdite termiche assorbitore</i>	kW	
Q_{ass}	<i>Potenza assorbita dal fluido</i>	kW	3.3.1.1
V_{gt}	<i>Volume vapore saturo sistema totale</i>	m^3	
V_{ft}	<i>Volume liquido saturo sistema totale</i>	m^3	
\dot{m}_p	<i>Portata ingresso sistema completo</i>	kg/s	
\dot{m}_g	<i>Portata uscita vapore saturo</i>	kg/s	
h_f	<i>Entalpia specifica liquido saturo</i>	kJ/kg	

h_g	Entalpia specifica vapore saturo	kJ/kg	3.3.1.1
h_{fg}	Entalpia specifica di vaporizzazione	kJ/kg	
ρ_f	Densità liquido	kg/m ³	
ρ_g	Densità gas	kg/m ³	
P	Pressione	bar	
V_t	Volume sistema totale	m ³	
M_t	Massa sistema totale	kg	
C_p	Calore specifico	kJ/kgK	
T_m	Temperatura del metallo	K	
T_s	Temperatura di saturazione	K	
Q	Potenza assorbita dal sistema	kW	
Q_{loss_sist}	Perdite termiche sistema	kW	
$Q_{loss_ass+tubi}$	Perdite termiche dell'assorbitore e del tubo bifase	kW	
h_p	Entalpia specifica della portata in ingresso al sistema	kJ/kg	
x	Titolo di vapore	-	
x_r	Frazione massica di vapore all'uscita dell'assorbitore	-	
\bar{x}_{v_r}	Frazione volumetrica media di vapore nel volume bifase dell'assorbitore	-	
\bar{x}_{v_s}	Frazione volumetrica media di vapore nel tubo di vapore	-	
\bar{x}_v	Frazione volumetrica media	-	
V_r	Volume bifase dell'assorbitore	m ³	
V_g	Volume del tubo bifase	m ³	
L_r	Lunghezza dell'assorbitore in cui inizia a formarsi vapore	m	
h_{ini}	Entalpia specifica ingresso assorbitore	kJ/kg	
h_r	Entalpia specifica uscita assorbitore	kJ/kg	
L_{ass}	Lunghezza totale assorbitore	m	
A_{ass}	Superficie interna assorbitore	m ²	
V_b	Volume bifase assorbitore e tubo bifase	m ³	
V_{ass}	Volume totale assorbitore	m ³	
\dot{m}_{ini}	Portata ingresso assorbitore	kg/s	

\dot{m}_r	Portata uscita assorbitore	kg/s	3.3.1.1
M_g	Massa tubo di vapore	kg	
a	Larghezza modulo di Fresnel	m	
Q_r	Potenza assorbita dal volume bifase dell'assorbitore	kW	
M_b	Massa tubo parte bifase assorbitore e tubo bifase	kg	
A_{o_ass}	Diametro esterno assorbitore	m ²	
V_{gd}	Volume vapore saturo drum	m ³	3.3.1.2
V_{fd}	Volume liquido saturo drum	m ³	
\dot{m}_f	Portata liquido saturo drum	kg/s	
V_d	Volume totale drum	m ³	
M_d	Massa totale metallo drum	kg	
Q_{loss_drum}	Perdite termiche nel drum	kW	
f	Fattore di frizione	-	Appendice B
Δp	Perdite di carico	bar	
D	Diametro	m	
G	Flusso massico	kg/m ² s	
ρ	Densità	kg/m ³	
Re	Numero di Reynolds	-	
v	Velocità flusso	m/s	
μ	Viscosità dinamica	kg/sm	
ν	Viscosità cinematica	m ² /s	
\dot{m}	Portata massica	kg/s	
ε'	Rugosità	m	
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{TP}$	Gradiente di pressione bifase	bar/m	
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{FO}$	Gradiente di pressione se tutto il flusso fosse liquido saturo	bar/m	
ϕ^2	Moltiplicatore gradienti di pressione	-	
f_{fo}	Fattore di frizione se tutto il flusso fosse liquido	-	
f_{go}	Fattore di frizione se tutto il flusso fosse vapore	-	
ts	Tensione superficiale	kg/s ²	
Fr_f	Numero di Froude	-	

We_f	Numero di Weber	-	Appendice C
g	Accelerazione della gravità	m/s^2	
Nu	Numero di Nusselt	-	
k	Conduttività termica	kW/mK	
Pr	Numero Prandtl	-	
h'_f	Coefficiente scambio termico convettivo liquido saturo	kW/m^2K	
Co	Numero di convezione	-	
Bo	Numero di ebollizione	-	
q_w	Potenza specifica assorbita dal fluido	kW/m^2	Appendice D
UA	Coefficiente scambio termico	kW/mK	
s	Spessore	m	
P_f	Perimetro bagnato del tubo	m	Appendice E
P_g	Perimetro asciutto del tubo, in contatto solo con il vapore	m	
H	Altezza dello strato di liquido completamente stratificato	m	
H_{fd}	Altezza adimensionale dello strato di liquido completamente stratificato	-	
P_i	Lunghezza dell'interfaccia tra le fasi	m	
A_f	Area frontale della sezione di tubo bagnata	m^2	
A_g	Area frontale della sezione di tubo asciutta	m^2	
G_{wavy}	Flusso massico limite che rappresenta la transizione da flusso anulare o intermittente a flusso stratificato	kg/m^2s	
G_{mist}	Flusso massico limite che rappresenta la transizione da flusso anulare a mist flow	kg/m^2s	
ζ_{Ph}	Coefficiente di attrito	-	
G_{strat}	Flusso massico limite che rappresenta la transizione da stratificato-ondulato a completamente stratificato	kg/m^2s	
G_{bubbly}	Flusso massico limite che rappresenta la transizione per il flusso a bolle	kg/m^2s	
q_{DNB}	Flusso termico critico	kW/m^2	
X_{tt}	Parametro di Martinelli	-	
x_{1A}	Retta che separa i flussi intermittente ed anulare	-	

θ_z	<i>Angolo zenith</i>	$^\circ$	<i>Appendice F</i>
γ_s	<i>Angolo azimuth</i>	$^\circ$	
ϕ	<i>Latitudine</i>	$^\circ$	<i>Appendice F</i>
ω	<i>Angolo orario</i>	$^\circ$	
δ	<i>Angolo di declinazione</i>	$^\circ$	

