



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi termiche e strutturali preliminari relative agli scambiatori a sali fusi e definizione delle specifiche progettuali

M. Vellini, M. Gambini, F. Vivio

ANALISI TERMICHE E STRUTTURALI PRELIMINARI RELATIVE AGLI SCAMBIATORI A SALI FUSI E DEFINIZIONE DELLE SPECIFICHE PROGETTUALI

M. Vellini, M. Gambini, F. Vivio – Università degli Studi di Roma “Tor Vergata”

Settembre 2016

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Generazione di energia elettrica con basse emissioni di carbonio

Progetto: Bioenergia

Obiettivo: Tecnologie per la produzione diretta di energia elettrica attraverso la combustione di biomasse

Responsabile del Progetto: Vincenzo Gerardi - ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione riguardante “Analisi termiche e strutturali preliminari relative agli scambiatori a sali fusi e definizione delle specifiche progettuali”

Responsabile scientifico ENEA: Giampaolo Caputo

Responsabile scientifico Università di Roma “Tor Vergata”: Michela Vellini

Gli autori ringraziano i colleghi dell'ENEA G. Caputo, A. Giaconia, P. Di Ascenzi per lo svolgimento delle prove sperimentali sull'impianto MoSE, necessarie per la caratterizzazione sperimentale dei sali fusi, da loro descritte nel capitolo 2.7, senza le quali non sarebbe stato possibile la realizzazione del presente lavoro.

Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	6
2.1 IL MODELLO DI CALCOLO	6
2.2 LE PROPRIETÀ DEI SALI FUSI	9
2.3 VALIDAZIONE DEL MODELLO DI CALCOLO	12
2.4 PROGETTO DELLO SCAMBIATORE FUMI/SALI-FUSI	18
2.5 PROGETTO DELLO SCAMBIATORE SALI-FUSI/ACQUA	26
2.6 ANALISI STRUTTURALI DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE FUMI/SALI-FUSI E SALI-FUSI/ACQUA	29
2.6.1 <i>Scambiatore di calore fumi/sali-fusi</i>	29
2.6.2 <i>Scambiatore di calore sali-fusi/acqua</i>	36
2.7 L'IMPIANTO MOSE	37
3 CONCLUSIONI	44
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	46
5 CURRICULUM SCIENTIFICO DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE	47
ALLEGATO 1 - OUTPUT DEL CODICE DI CALCOLO UTILIZZANDO COME INPUT I DATI RILEVATI NELLA PRIMA CAMPAGNA SPERIMENTALE (11 PROVE)	48
ALLEGATO 2 - OUTPUT DEL CODICE DI CALCOLO UTILIZZANDO COME INPUT I DATI RILEVATI NELLA SECONDA CAMPAGNA SPERIMENTALE (7 PROVE)	73
ALLEGATO 3 - DIMENSIONAMENTO DEFINITIVO SCAMBIATORE FUMI/SALI-FUSI	90
ALLEGATO 4 - DIMENSIONAMENTO DEFINITIVO SCAMBIATORE SALI-FUSI/ACQUA	95

Sommario

Il presente rapporto illustra le attività svolte e presenta i risultati ottenuti dall'Unità di Ricerca dell'Università degli Studi di Roma "Tor Vergata" nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione con ENEA sul tema generale della progettazione di un sistema innovativo caldaia-scambiatore di calore a sali fusi che si intende realizzare presso il Centro di Ricerca ENEA Trisaia. In tale contesto le attività di questa Unità di Ricerca erano finalizzate alle analisi termo-strutturali di apparecchiature di scambio termico (scambiatore fumi-sali e sali-acqua), preliminari e propedeutiche alla progettazione esecutiva e alla realizzazione delle apparecchiature stesse.

Nel corso dello svolgimento della ricerca sono state identificate diverse soluzioni realizzative per i due scambiatori presenti in tale sistema: lo scambiatore fumi/sali-fusi e lo scambiatore sali-fusi/acqua in cui verrà dissipata la potenza termica acquista dai sali fusi. Il confronto comparativo delle diverse soluzioni proposte è stato effettuato, insieme al personale ENEA, alla luce di vincoli geometrici (ingombri, pesi e quindi costo degli scambiatori) e funzionali (in particolare la temperatura di parete). Da tale confronto è stata poi selezionata la soluzione definitiva per la quale viene fornito il dettaglio del dimensionamento definitivo nonché le evidenze delle analisi strutturali preliminari condotte.

Per sviluppare il progetto del nuovo scambiatore fumi/sali-fusi si è reso necessario, prima di tutto, disporre delle proprietà termo-fisiche dei sali fusi. A tal fine è stato utilizzato uno scambiatore a sali fusi di proprietà di ENEA installato presso il Centro di Ricerca della Casaccia. Le prove sperimentali condotte con tale scambiatore ed impiegando miscele di sali fusi (binarie e ternarie) sono state di notevole ausilio in questa attività di ricerca in quanto è stato possibile acquisire esperienza sulle principali variabili funzionali tipiche di questa applicazione (velocità dei fluidi, coefficienti di scambio termico, etc.) ed è stato altresì possibile validare il modello di calcolo per il dimensionamento degli scambiatori di calore di proprietà dell'Unità di Ricerca di Roma "Tor Vergata". Completata la fase di validazione del modello si è proceduto con il dimensionamento funzionale del nuovo scambiatore. Lo scambiatore fumi/sali-fusi dimensionato, nella configurazione finale concordata, è un cross-flow in controcorrente e possiede un fascio tubiero composto da 126 tubi ripartiti in 21 file che costituiscono unità ripetitive disposte lungo la dimensione maggiore dello stesso. Il fascio tubiero presenta un'alettatura esterna con 104 alette disposte su ogni tratto rettilineo.

Per lo scambiatore sali-fusi/acqua, sulla base delle scelte operate sullo scambiatore di calore fumi/sali fusi, è stato definito il dimensionamento definitivo. Tale scambiatore, nella configurazione finale concordata, è uno scambiatore a tubi concentrici, in controcorrente pura, costituito da 18 tubi circolari, disposti su 18 file, della lunghezza di 1400 mm ciascuno.

Per il primo scambiatore di calore sono stati allestiti i modelli strutturali agli elementi finiti che hanno consentito di effettuare le preliminari analisi di verifica strutturale. Le verifiche a bending e a shear del tubesheet, previste dagli standard di riferimento, sono state soddisfatte. I risultati numerici hanno poi dimostrato che, localmente, in prossimità delle zone di applicazione dei vincoli, si raggiungono valori rilevanti dello stato tensionale. Tali valori risentono fortemente delle condizioni al contorno impostate e pertanto, in sede di progettazione esecutiva, le condizioni di vincolo del fascio tubiero dovranno essere adeguatamente definite. Considerato poi il valore della massima tensione di Von Mises calcolata, in sede di progettazione esecutiva sarà fondamentale selezionare un materiale idoneo a sopportare tali livelli di sollecitazione. In quest'ultima fase saranno disponibili il modello solido 3D parametrico dello scambiatore ed i relativi modelli FEM, sempre parametrici, allestiti nel presente contesto.

Per il secondo scambiatore, le condizioni operative possono ritenersi ordinarie dal punto di vista strutturale e termo-strutturale e pertanto non è richiesto l'utilizzo di peculiari strumenti di calcolo e simulazione; è stato tuttavia realizzato il modello solido 3D dello scambiatore che costituisce la base per l'eventuale modellazione ad elementi finiti del sistema e che risulta comunque propedeutico alle attività previste nella fase di progettazione esecutiva.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

In questo report vengono illustrate le attività svolte e presentati i risultati ottenuti nell'ambito dell'accordo di collaborazione ENEA - Università di Roma "Tor Vergata" finalizzato alle analisi termo-strutturali di apparecchiature di scambio termico (scambiatore fumi-sali e sali-acqua) preliminari alla progettazione esecutiva e alla realizzazione delle apparecchiature stesse.

Più in dettaglio, nel report verranno illustrati le attività svolte ed i risultati ottenuti in merito ai seguenti aspetti:

- 1) elaborazione, sulla base di dati di letteratura e di dati sperimentali forniti da ENEA, delle correlazioni funzionali per il calcolo delle proprietà termofisiche delle miscele ternarie di sali fusi;
- 2) validazione, attraverso i risultati delle prove sperimentali condotte da ENEA su uno scambiatore (fumi/sali-fusi) inserito in un impianto prova, denominato MoSE, costituito da un circuito a sali fusi disponibile presso il Centro di Ricerca Casaccia (Cap. 2.7), del modello di calcolo di proprietà dell'Unità di Ricerca al fine del suo utilizzo per il dimensionamento degli scambiatori di calore previsti in questa applicazione;
- 3) dimensionamento definitivo di uno scambiatore fumi/sali-fusi per lo scambio del flusso termico concordato nel rispetto di vincoli di natura geometrica (ingombri e pesi dell'apparecchiatura) e funzionale (velocità di efflusso, perdite di carico, temperature di parete);
- 4) dimensionamento definitivo di uno scambiatore sali-fusi/acqua che consenta lo smaltimento della potenza termica scambiata dai sali fusi con i fumi nel rispetto di vincoli di natura geometrica (ingombri e massa dell'apparecchiatura) e funzionale (velocità di efflusso, perdite di carico, temperature di parete);
- 5) Modelli parametrici solidi, modelli agli elementi finiti e relativi risultati preliminari per l'analisi termo-strutturale delle configurazioni di scambiatori di calore prescelte, al fine di verificare il rispetto di vincoli di tipo meccanico-costruttivo e delle normative di settore.

Relativamente allo scambiatore sali-fusi/acqua, si deve precisare che originariamente era previsto lo sviluppo di un criterio di scaling di una tipologia di scambiatore a sali fusi-acqua già disponibile presso ENEA (sostanzialmente uno scambiatore inserito all'interno di un serbatoio di stoccaggio della miscela di sali fusi). Sviluppando, però, il layout del sistema che si intende realizzare in Trisaia, ENEA, sotto suggerimento di questa unità di ricerca, ha deciso di abbandonare l'iniziale soluzione in quanto questo impianto sfrutterà una fonte rinnovabile (la biomassa) programmabile e quindi non c'è ragione di prevedere un accumulo termico. Il sistema prevede quindi il raffreddamento della miscela di sali fusi tramite uno scambiatore acqua/sali-fusi in modo da poter smaltire la potenza termica ceduta dai fumi.

2.1 Il modello di calcolo

L'Unità di Ricerca dell'Università di Roma "Tor Vergata" dispone di un sofisticato codice di calcolo che consente la progettazione e la verifica di diverse tipologie di scambiatori di calore (tubi concentrici, tubi e mantello, cross-flow) in cui possono evolvere svariati di fluidi di processo.

In questo primo paragrafo vengono fornite alcune informazioni relative al modello di calcolo che è stato poi utilizzato per il dimensionamento degli scambiatori fumi/sali-fusi e sali-fusi/acqua.

Il calcolo di un apparecchiatura di scambio termico [1, 2] si articola fondamentalmente su tre relazioni:

$$\Phi = G_c \cdot (H_i - H_u) \quad (1)$$

$$\Phi = G_f \cdot (h_u - h_i) \quad (2)$$

$$\Phi = K \cdot S \cdot F_t \cdot \Delta T_{ml} \quad (3)$$

Le equazioni (1) e (2) sono relazioni di tipo termodinamico; l'equazione (3) fornisce informazioni sia di tipo termodinamico sia di tipo geometrico-architettonico. Tali informazioni non sono contenute separatamente nelle diverse variabili della (3) e per tale motivo è necessario ricorrere a calcoli di tipo iterativo sia in sede di progetto di un'apparecchiatura di scambio termico sia in sede di verifica della stessa.

Il coefficiente globale di scambio termico, K , infatti, dipende dalle seguenti grandezze:

- coefficienti di convezione: il loro calcolo si basa sulle leggi che esprimono la trasmissione del calore in convezione forzata e presuppongono quindi la conoscenza delle proprietà fisiche dei fluidi (calore specifico, viscosità dinamica, viscosità cinematica, densità, conduttività termica) al variare della pressione e della temperatura e delle grandezze caratterizzanti la geometria e l'architettura dell'apparecchiatura di scambio termico (aree di efflusso, diametri equivalenti, rapporti diametri/lunghezze, etc.);
- geometria delle superfici di scambio termico (superficie interna ed esterna dei tubi, superfici delle eventuali alettature, superficie di contatto tubo-aletta, etc.);
- “rendimenti termici” delle alettature eventualmente presenti. Tali rendimenti sono funzioni della geometria e del materiale delle alette, del tipo di flusso che in esse si realizza e dei parametri termodinamici del fluido che le investe;
- coefficienti di fouling.

Stabilita la termodinamica dello scambio termico, sono completamente noti i parametri che figurano nelle relazioni (1) e (2) e quindi il flusso termico da scambiare, Φ . Attraverso la relazione (3) si deve quindi calcolare la geometria e l'architettura dell'apparecchiatura in grado di scambiare tale flusso termico.

Evidentemente il problema è indeterminato nel senso che si possono individuare infinite soluzioni dal punto di vista geometrico-architettonico caratterizzate tutte dal medesimo flusso termico. Tale indeterminazione può essere rimossa tramite l'imposizione del rispetto di determinati vincoli geometrici e funzionali in grado di garantire un buon dimensionamento ed un corretto funzionamento termo-fluidodinamico dello scambiatore di calore.

Alla luce di tutto ciò, questa Unità di Ricerca dell'Università di Roma “Tor Vergata” ha sviluppato in passato un sofisticato codice di calcolo che contempla la possibilità di imporre vincoli geometrici, riguardanti le dimensioni dello scambiatore di calore, e vincoli funzionali, relativi alle velocità e alla perdite di carico dei fluidi di processo.

Il codice di calcolo sviluppato consente di trattare le seguenti tre classi di scambiatori:

1. tubi concentrici: l'unità elementare è costituita da un solo tubo interno concentrico con un tubo esterno avente funzione di mantello;
2. tubi e mantello: sono presenti più tubi interni ad un mantello circolare. Il moto globale dei due fluidi non è cross-flow, anche se l'eventuale presenza di setti realizza tratte a cross-flow;
3. cross-flow: si realizza un flusso incrociato sia locale sia globale. Per il mantello è prevista una sezione prismatica (rettangolare o quadrata).

Relativamente ai tubi è possibile adottare tubi circolari o ovali ed è possibile prevedere alettature interne (longitudinali a profilo rettangolare o triangolare) o esterne (circolari, elicoidali, rettangolari, spine coniche), per il numero di passaggi è possibile definirlo sia per il lato tubi sia per il lato mantello, la disposizione di tubi è possibile scegliere tra la maglia quadrata o triangolare, con la possibilità di scegliere i materiali costituenti i tubi e le alette tra diverse tipologie di metalli (alluminio, ottone, titanio rame, ghise, acciai, etc.).

La struttura del programma di calcolo richiede innanzitutto quali parametri di input quelli riguardanti la termodinamica dello scambio termico e gli eventuali vincoli geometrici e funzionali. Viene richiesto un diametro dei tubi di primo tentativo e l'eventuale presenza di alettature. L'insieme di queste informazioni consente un calcolo di primo tentativo del coefficiente di scambio termico. Noto K , fissato F_T , e calcolato ΔT_{ml} in base ai dati di input, viene calcolata la superficie di scambio termico S di primo tentativo utilizzando l'equazione (3). In base ai vincoli imposti alle velocità del fluido caldo e del fluido freddo, vengono calcolate le aree di efflusso lato tubi e lato mantello e si fornisce una prima soluzione geometrico-architettonica tale da assicurare la superficie di scambio termico di primo tentativo nel rispetto dei vincoli geometrici imposti.

A partire da tale geometria e da tale architettura, vengono calcolati tutti i parametri termo-fluidodinamici dello scambio termico realizzabile in una siffatta apparecchiatura e quindi il coefficiente globale di scambio termico ed il flusso termico. Tale flusso termico viene quindi confrontato con quello imposto come input

all'inizio del calcolo e se i due valori differiscono di un percentuale prefissata viene modificata la superficie di scambio termico e la relativa soluzione geometrico-architettonica della apparecchiatura. Si procede quindi nuovamente al calcolo di tutti i parametri termo-fluidodinamici dello scambio termico realizzabile con la nuova apparecchiatura e quindi del coefficiente globale di scambio termico e del flusso termico. I calcoli vengono ripetuti iterativamente finché non si raggiunge la convergenza tra il flusso termico stabilito e quello calcolato in base al coefficiente di scambio termico (relazione (3)).

Definita la soluzione geometrico-architettonica in grado di scambiare il flusso termico stabilito nel rispetto dei vincoli geometrici, viene avviata la verifica dei vincoli funzionali (velocità e perdite di carico). Se la verifica non è soddisfatta per tutti i vincoli imposti, è necessario valutare attentamente i risultati ottenuti al fine di identificare le grandezze geometriche-architettoniche da modificare per ottenere il rispetto dei vincoli funzionali prefissati. In questa fase è fondamentale conoscere l'influenza delle modifiche implementabili sulle grandezze funzionali di interesse.

A valle di ogni modifica richiesta, viene definita una nuova soluzione geometrica-architettonica per la quale è necessario rieseguire tutti i calcoli precedentemente descritti.

Il progetto può considerarsi ultimato quando tutte le modifiche apportate definiscono un'apparecchiatura di scambio termico tale da scambiare il flusso termico stabilito nel rispetto di tutti i vincoli geometrici e funzionali imposti come input. L'output del codice di calcolo è costituito da:

- geometria ed architettura dello scambiatore (compresa la massa dei tubi e quella di eventuali alette);
- specifiche termo-fluidodinamiche dei fluidi di processo, comprensive dei gruppi adimensionali e dei coefficienti di scambio termico, in ingresso e in uscita; vengono anche calcolati i valori cosiddetti "medi calorici" del calcolo termo-fluidodinamico, cioè i valori opportunamente pesati con i coefficienti di scambio. La viscosità dinamica è calcolata alla temperatura di parete. I coefficienti di convezione sono quelli relativi allo scambio fluido-metallo, indipendenti quindi dai rapporti di superficie tubi (alette e diametro interno/esterno dei tubi; tali coefficienti non sono quindi ancora riportati ad un'unica superficie;
- risultati globali consistenti in specifiche globali dello scambiatore, grandezze di flusso termico, grandezze e parametri globali di scambio. È riportato sia il coefficiente globale di scambio termico convenzionale sia quello riferito alla superficie esterna.

I fluidi che erano originariamente implementati in questo codice di calcolo erano stati raggruppati in quattro classi:

- gas elementari (azoto, ossigeno, argon, anidride carbonica, idrogeno, metano, etano, ammoniaca, etc.);
- miscele di gas (aria, gas coke, gas afo, gas ldg, fumi da combustibili poveri, medi e ricchi);
- vapori (vapor d'acqua);
- liquidi (acqua, benzina, cherosene, oli diatermici, etc.).

Per potere utilizzare tale codice di calcolo è stato quindi fondamentale implementare innanzitutto le proprietà delle miscele di sali fusi. Alla descrizione di tale attività è dedicato il prossimo paragrafo.

2.2 Le proprietà dei sali fusi

Il modello di calcolo descritto nel paragrafo precedente è stato aggiornato e ampliato inserendo i sali fusi come fluidi di processo. Sono state implementate le correlazioni fisico-termodinamiche per due miscele di sali fusi:

- le miscele binarie di sali nitrati fluidi (60% in peso NaNO_3 e 40% in peso KNO_3) operanti in un range di temperatura 300-600°C. Le correlazioni, qui riportate, sono state fornite da ENEA e sono scaturite da una sperimentazione condotta dall'ENEA, [3]:

$$\text{Densità: } \rho = 2090 - 0,636 * T \quad [\text{kg/m}^3] \quad (4)$$

$$\text{Calore specifico: } c = 1,443 + 0,000172 * T \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (5)$$

$$\text{Conduttività termica: } k = 0,443 + 1,9 * 10^{-4} * T \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (6)$$

$$\text{Viscosità dinamica: } \mu = 22,714 - 120 * T + 2,281 * 10^{-4} * T^2 - 1,474 * 10^{-7} * T^3 \quad [\text{mPa} \cdot \text{s}] \quad (7)$$

- le miscele ternarie che stanno suscitando grande interesse soprattutto in applicazioni solari [4-6]. In queste analisi è stata utilizzata la miscela denominata Hitec XLTM (48% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$, 7% NaNO_3 , 45% KNO_3 in peso) e le correlazioni che esprimono le proprietà termo-fluidodinamiche sono state ricavate da dati e formulazioni di letteratura [7-9]; per la viscosità, la correlazione utilizzata è stata verificata anche da una sperimentazione ENEA.

$$\text{Densità: } \rho = 2240,05 - 0,826613 * T \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8)$$

$$\text{Calore specifico: } c = 1,54418 - 0,000326 * T \quad [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (9)$$

$$\text{Conduttività termica: } k = 0,0005 * T + 0,4 \quad [\text{W/m} \cdot \text{K}] \quad (10)$$

$$\text{Viscosità dinamica: } \mu = e^{10,7071 + \frac{2895,76}{T + 273,15 - 60,3567}} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (11)$$

Tali correlazioni vengono riportate nelle Figg. 2÷5 relativamente al range di temperatura utilizzato nel presente progetto (200- 450°C).

Relativamente alla densità (Fig. 2), si ha ovviamente un andamento decrescente all'aumentare della temperatura; i valori di densità, superiori per la miscela ternaria, sono comunque confrontabili (circa +6% alla più bassa temperatura e +3,6% alla più alta temperatura).

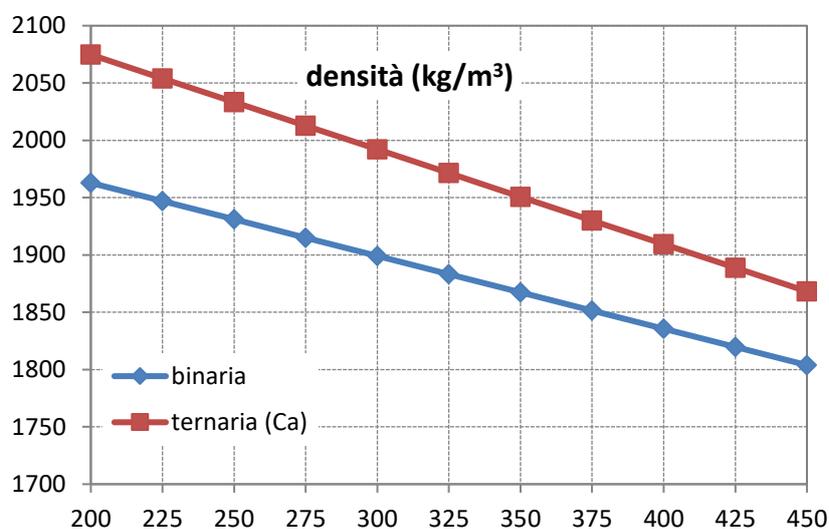


Fig. 2 - Andamento della densità in funzione della temperatura per la miscela binaria e per quella ternaria

Relativamente al calore specifico (Fig. 3), si ha, per la miscela ternaria, una lieve riduzione all'aumentare della temperatura; i valori di calore specifico sono pressoché uguali alla più bassa temperatura e differiscono di circa 8%, in difetto, alla più alta temperatura.

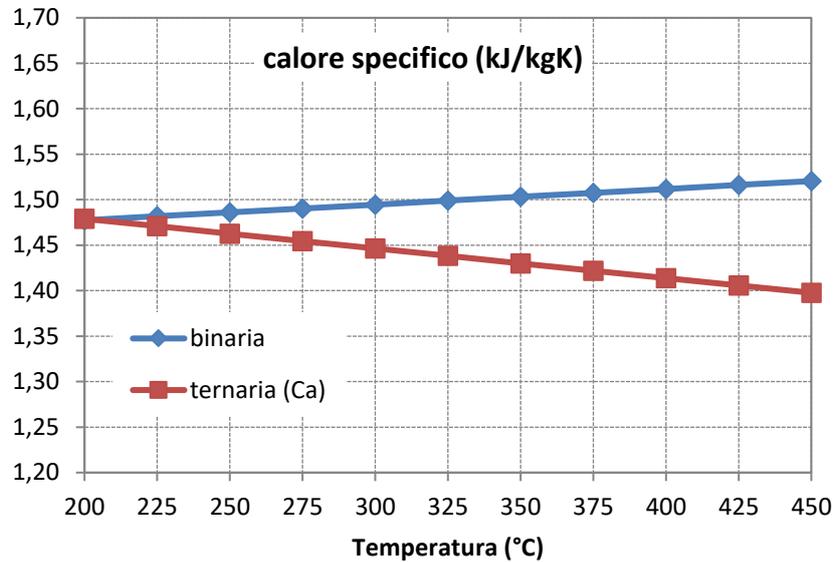


Fig. 3 - Andamento del calore specifico in funzione della temperatura per la miscela binaria e per quella ternaria

Relativamente alla conducibilità termica (Fig. 4), si ha ovviamente un andamento crescente all'aumentare della temperatura; i valori di conducibilità termica, superiori per la miscela ternaria, sono confrontabili alla più bassa temperatura (circa +4%) e sostanzialmente diversi alla più alta temperatura (+18%).

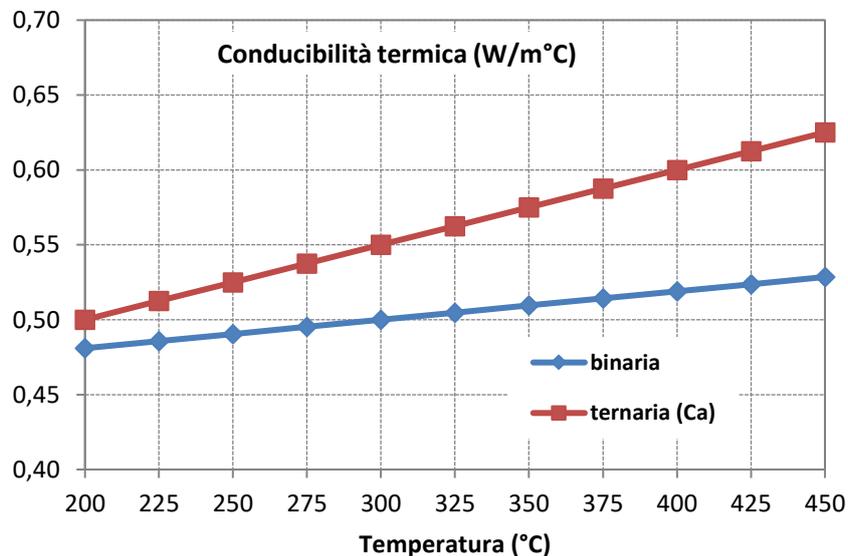


Fig. 4 - Andamento della conducibilità termica in funzione della temperatura per la miscela binaria e per quella ternaria

Relativamente, infine, alla viscosità (Fig. 5), si ha ovviamente un andamento decrescente all'aumentare della temperatura; la miscela ternaria presenta valori di viscosità decisamente elevati per temperature basse. I valori di viscosità, superiori per la miscela ternaria, sono maggiori di circa il 20% alla temperatura più elevata e di quasi il 275% alla temperatura più bassa.

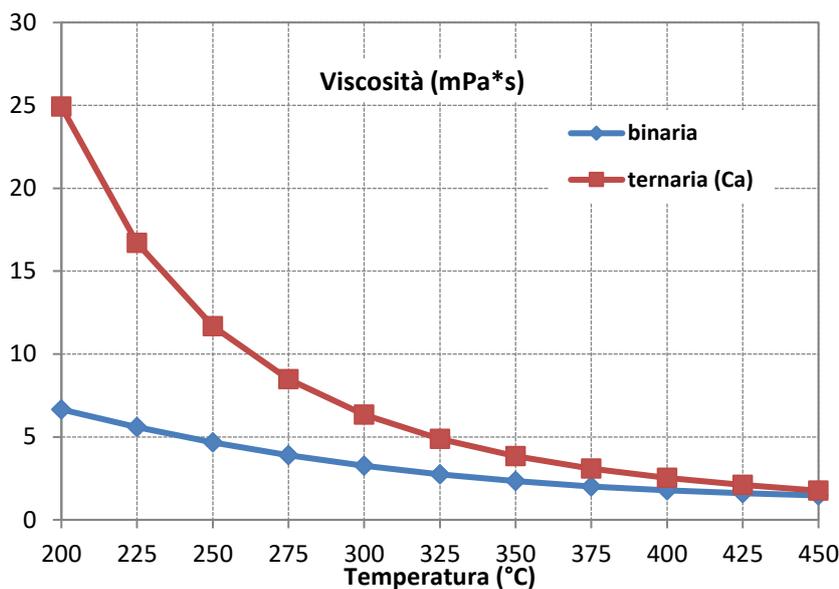


Fig. 5 - Andamento della viscosità in funzione della temperatura per la miscela binaria e per quella ternaria

Relativamente alla viscosità della miscela ternaria di sali fusi, ENEA ha fornito una serie di valori dedotti attraverso una campagna sperimentale condotta internamente. Tali valori sono stati confrontati con quelli ottenibili dalla correlazione (11) ed i risultati ottenuti sono mostrati nella Fig. 6. Dall'accordo dei dati sperimentali e dei valori di viscosità dedotti con la correlazione (11) si evince la significatività della correlazione (11), che pertanto verrà utilizzata per il successivo dimensionamento degli scambiatori fumi/sali-fusi e sali-fusi/acqua.

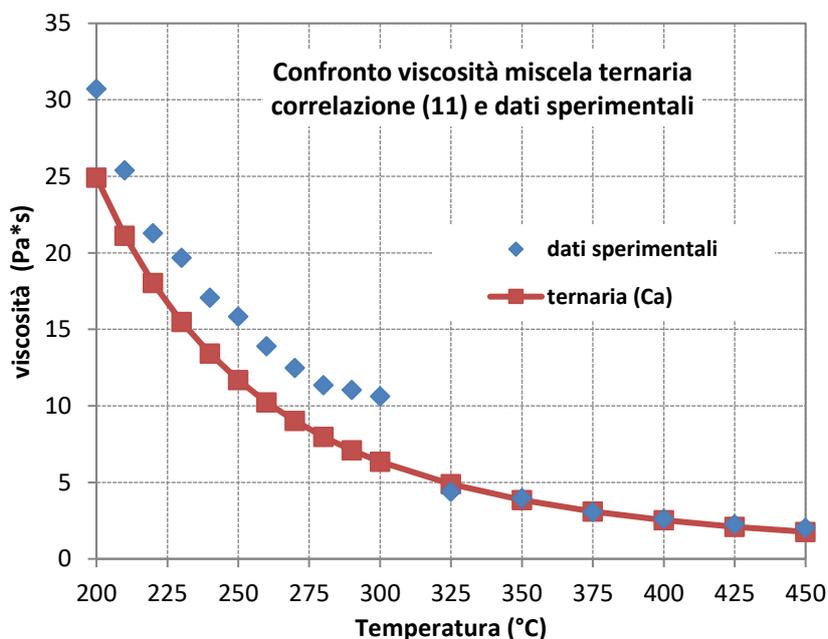


Fig. 6 - Confronto viscosità miscela ternaria (correlazione (11) e dati sperimentali)

Le correlazioni funzionali (4-11) sono state utilizzate per definire i coefficienti di convezione, il coefficiente globale di scambio termico e le perdite di carico nelle diverse configurazioni di efflusso (efflusso interno ai tubi, esterno ai tubi, efflusso in cross-flow, etc.) degli scambiatori.

Per completezza si riportano in Tab. 1 i valori delle grandezze graficate per la miscela binaria e la miscela ternaria nelle Figg. 2-6.

Tab. 1 - Grandezze fisico-termodinamiche per miscele di sali fusi binaria e ternaria

T (°C)	Densità (kg/m ³)		Calore specifico (kJ/kg K)		Viscosità (mPa s)		Conducibilità termica (W/m °C)	
	binaria	ternaria (Ca)	binaria	ternaria (Ca)	binaria	ternaria (Ca)	binaria	ternaria (Ca)
200	1962,8	2074,7	1,4774	1,4790	6,6588	24,923	0,48100	0,5000
225	1946,9	2054,1	1,4817	1,4708	5,5826	16,697	0,48575	0,5125
250	1931,0	2033,4	1,4860	1,4627	4,6671	11,680	0,49050	0,5250
275	1915,1	2012,7	1,4903	1,4545	3,8986	8,4757	0,49525	0,5375
300	1899,2	1992,1	1,4946	1,4464	3,2632	6,3458	0,50000	0,5500
325	1883,3	1971,4	1,4989	1,4382	2,7471	4,8806	0,50475	0,5625
350	1867,4	1950,7	1,5032	1,4301	2,3365	3,8424	0,50950	0,5750
375	1851,5	1930,1	1,5075	1,4219	2,0175	3,0872	0,51425	0,5875
400	1835,6	1909,4	1,5118	1,4138	1,7764	2,5251	0,51900	0,6000
425	1819,7	1888,7	1,5161	1,4056	1,5993	2,0981	0,52375	0,6125
450	1803,8	1868,1	1,5204	1,3975	1,4724	1,7679	0,52850	0,6250

2.3 Validazione del modello di calcolo

Il modello di calcolo che è stato utilizzato per il dimensionamento degli scambiatori oggetto di questa attività di ricerca è stato sinteticamente illustrato nel paragrafo 2.1.

Lo stesso modello di calcolo può, però, essere utilizzato anche per la verifica di uno scambiatore di calore, ovvero per fornire, a partire da una geometria assegnata, le condizioni termodinamiche dei fluidi in uscita dallo scambiatore, note le condizioni di ingresso (portate, temperature iniziali) e le pressioni finali.

Per effettuare la verifica di uno scambiatore di calore è necessario il caricamento di un certo numero di dati riguardanti innanzitutto le caratteristiche geometriche e tipologiche dello scambiatore; è quindi necessaria l'indicazione dei tipi di fluido evolventi, nonché delle portate, delle temperature iniziali e delle pressioni finali.

Le caratteristiche geometriche e tipologiche dello scambiatore consentono di valutare la superficie di scambio termico S ; conoscendo poi le portate e le temperature iniziali dei fluidi evolventi nello scambiatore ed ipotizzando un'efficienza di primo tentativo, vengono calcolate le temperature finali dei due fluidi. Il codice di calcolo valuta quindi il ΔT_{ml} ed il parametro F_T in funzione delle capacità termiche dei fluidi, della configurazione dello scambiatore e dell'efficienza ipotizzata.

A partire dalla geometria e dall'architettura assegnata, vengono calcolati tutti i parametri termo-fluidodinamici dello scambio termico realizzabile nella apparecchiatura assegnata e quindi il coefficiente globale di scambio termico, K , ed il flusso termico scambiato (relazione (3)). Tale flusso termico viene quindi confrontato con quello ipotizzato inizialmente e se i due valori differiscono di un percentuale prefissata viene modificato il flusso termico ipotizzato e si procede quindi nuovamente al calcolo di tutti i parametri termo-fluidodinamici dello scambio termico realizzabile con l'apparecchiatura assegnata, del coefficiente globale di scambio termico e del flusso termico. I calcoli vengono ripetuti iterativamente finché non si raggiunge la convergenza tra il flusso termico ipotizzato e quello calcolato in base alla superficie assegnata e al coefficiente di scambio termico (relazione (3)).

In fase di verifica l'output del codice di calcolo è costituito da:

- stampa dei dati letti: tipologia e geometria dello scambiatore, materiali impiegati, fluidi evolventi;
- geometria ed architettura completa dello scambiatore (compresa la massa dei tubi e quella di eventuali alette)
- specifiche termo-fluidodinamiche dei fluidi di processo, comprensive dei gruppi adimensionali e dei coefficienti di scambio termico, in ingresso e in uscita; vengono anche calcolati i valori cosiddetti

“medi calorici” del calcolo termo-fluidodinamico, cioè i valori opportunamente pesati con i coefficienti di scambio. La viscosità dinamica è calcolata alla temperatura di parete. I coefficienti di convezione sono quelli relativi allo scambio fluido-metallo, indipendenti quindi dai rapporti di superficie tubi (alette e diametro interno/esterno dei tubi; tali coefficienti non sono quindi ancora riportati ad un’unica superficie

- risultati globali consistenti in specifiche globali dello scambiatore, grandezze di flusso termico, grandezze e parametri globali di scambio. È riportato sia il coefficiente globale di scambio termico convenzionale sia quello riferito alla superficie esterna.

Un aspetto particolarmente rilevante della presente attività di ricerca è stato rappresentato dalla possibilità di validare il modello di calcolo, descritto precedentemente e in 2.1, attraverso dati sperimentali raccolti durante due campagne di prove svolte dal personale ENEA su uno scambiatore fumi/sali-fusi disponibile presso il Centro di Ricerca Casaccia dell'ENEA.

Nella prima campagna sperimentale sono state condotte delle prove impiegando la miscela binaria (prima campagna sperimentale costituita da 11 prove); nella seconda campagna sperimentale sono state condotte prove impiegando la miscela ternaria (seconda campagna sperimentale costituita da 7 prove).

Nel modello di calcolo è stata quindi implementata l'effettiva geometria dello scambiatore attualmente installato presso ENEA; tale geometria viene riportata nelle Figg. 7-8. Sono stati quindi forniti i dati iniziali riguardanti le portate dei fluidi evolventi e le temperature iniziali.

L'output completo del modello di calcolo per la prima campagna sperimentale è riportato in allegato 1.

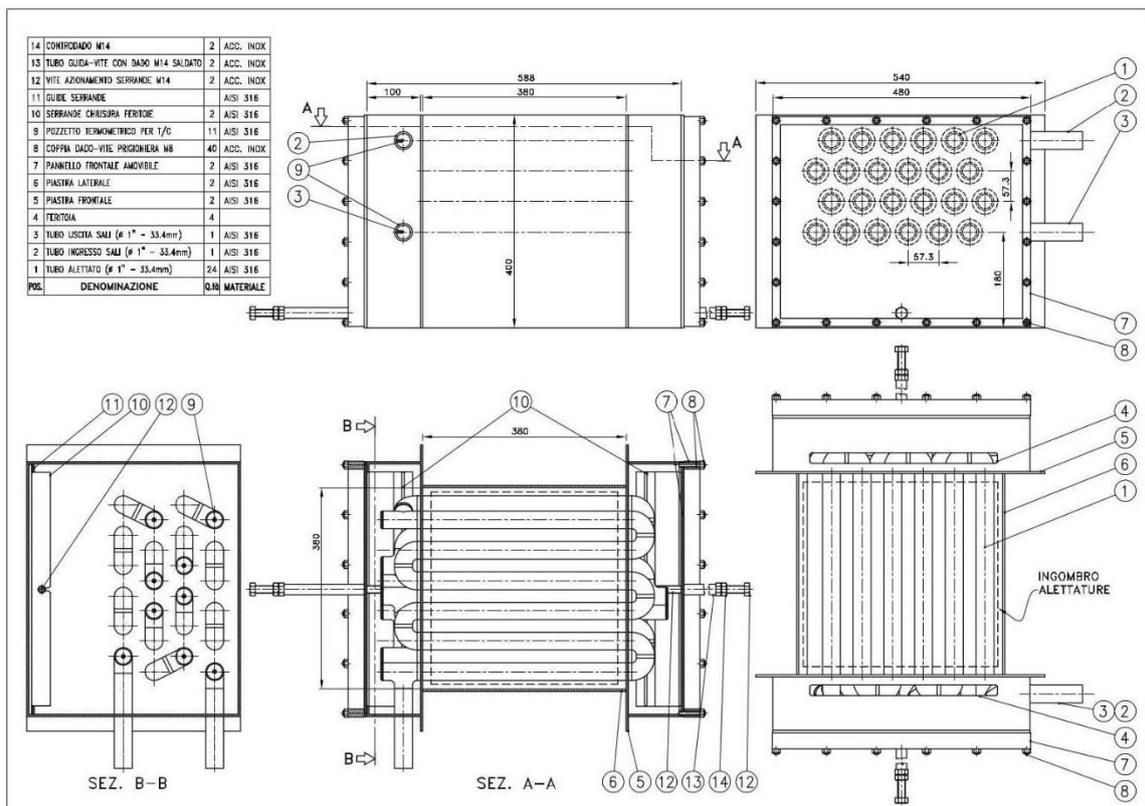


Fig. 7 - Scambiatore di calore installato sull'impianto MoSE presso il CR Casaccia dell'ENEA

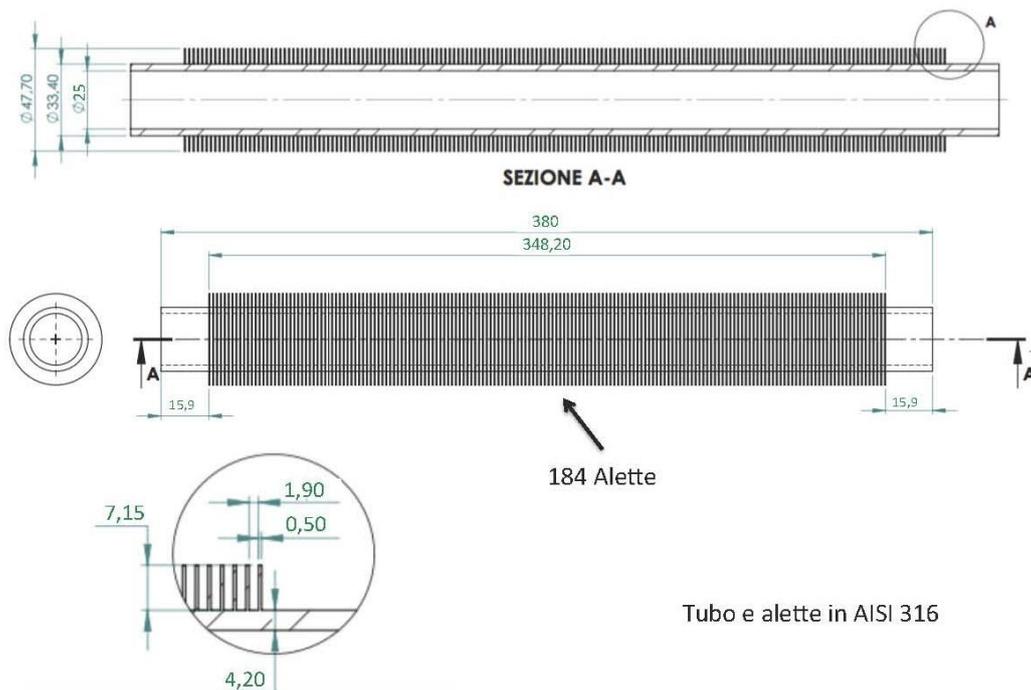


Fig. 8 - Particolare dei tubi dello scambiatore di calore installato presso il CR Casaccia

I risultati ottenuti in termini di temperature finali dei fluidi e potenza termica scambiata sono riportati nella Tab. 2.

Tab. 2 – Risultati sperimentali e da modello di calcolo della prima campagna sperimentale

PRIMA CAMPAGNA SPERIMENTALE (MISCELA BINARIA)

		Prove										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
m_{fumi}	(kg/s)	0,36	0,36	0,36	0,48	0,48	0,48	0,351	0,351	0,351	0,48	0,48
$T_{i, fumi}$	(°C)	596	596	596	596	596	596	599	599	599	612	624
m_{sali}	(kg/s)	0,747	0,822	0,934	0,736	0,809	0,917	0,723	0,795	0,903	0,457	0,658
$T_{i, sali}$	(°C)	349	349	349	394	404	404	445	444	445	414	409

		Risultati sperimentali										
$P_{ter,sp}$	(kW)	56,15	56,83	57,56	50,02	47,74	49,90	37,34	36,24	37,07	45,64	59,71
$T_{u,f,sp}$	(°C)	449	446	445	486	491	492	513	513	512	525	521
$T_{u,sali,sp}$	(°C)	399	395	390	439	443	440	479	474	472	480	469

		Risultati da modello di calcolo										
$P_{ter,cal}$	(kW)	56,67	57,33	58,64	50,10	48,23	49,39	35,54	36,17	36,74	47,65	57,06
$T_{u,f,calc}$	(°C)	464,8	463,2	460,2	493,7	497,6	495,2	515,3	513,8	512,4	530,3	525,9
$T_{u,sali,cal}$	(°C)	399,3	395,3	390,7	439,0	443,3	439,6	477,3	473,9	471,7	482,6	466,1

Gli stessi risultati vengono riportati nei grafici delle Figg. 9÷12. Nella Fig. 9 è riportata la potenza termica scambiata calcolata da ENEA a partire dai dati relativi ai sali fusi e la potenza termica calcolata dal modello di calcolo. Si evidenzia un accordo molto buono tra i dati con una differenza massima di poco più del 4% in sole due prove.

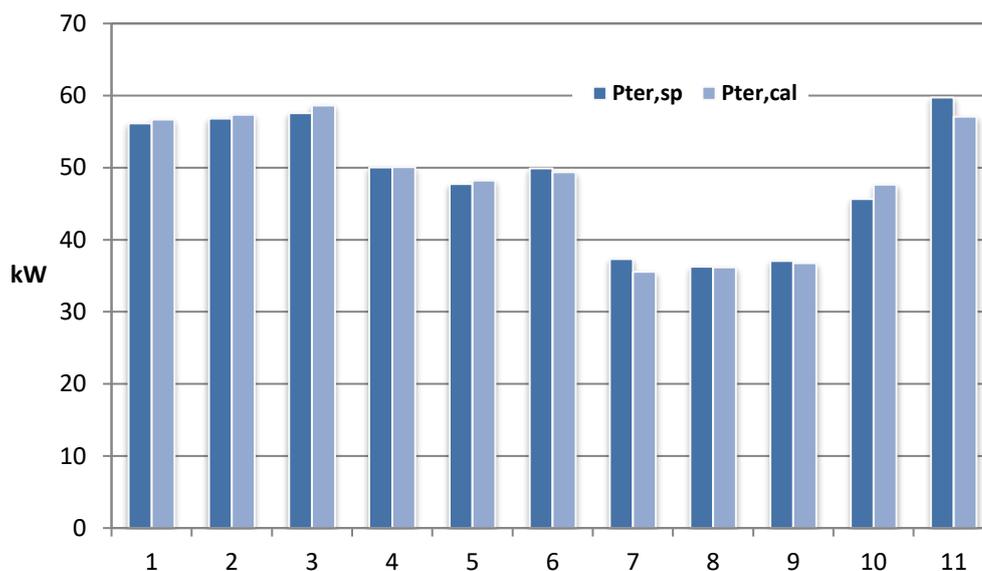


Fig. 9 - Prima campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: potenza termica scambiata (kW)

Nella Fig. 10 è riportata la temperatura dei fumi all'uscita dello scambiatore misurata durante le prove sperimentali e quella calcolata dal modello di calcolo. Anche in questo caso si evidenzia un buon accordo tra i dati, ad eccezione delle prime tre prove in cui l'apparato sperimentale non era stato messo a punto (c'erano probabilmente rientri d'aria che influenzavano anche la potenza termica calcolata dal lato fumi).

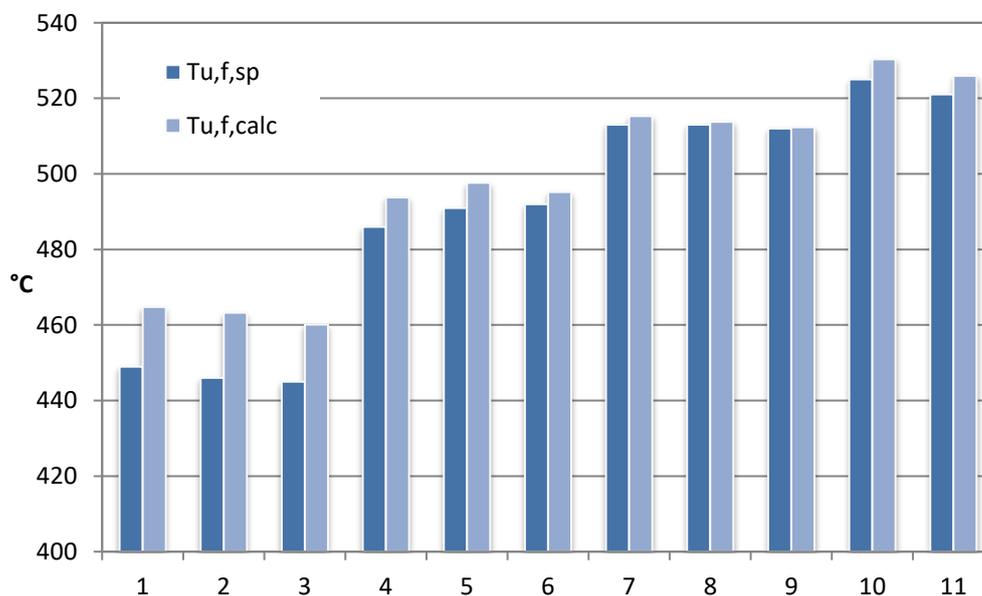


Fig. 10 - Prima campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: temperatura finale fumi

Nella Fig. 11 è riportata la temperatura dei sali fusi all'uscita dello scambiatore misurata durante le prove sperimentali e quella calcolata dal modello di calcolo. In questo caso si evidenzia un perfetto accordo tra i dati con una differenza massima di circa 2,5°C in sole due prove.

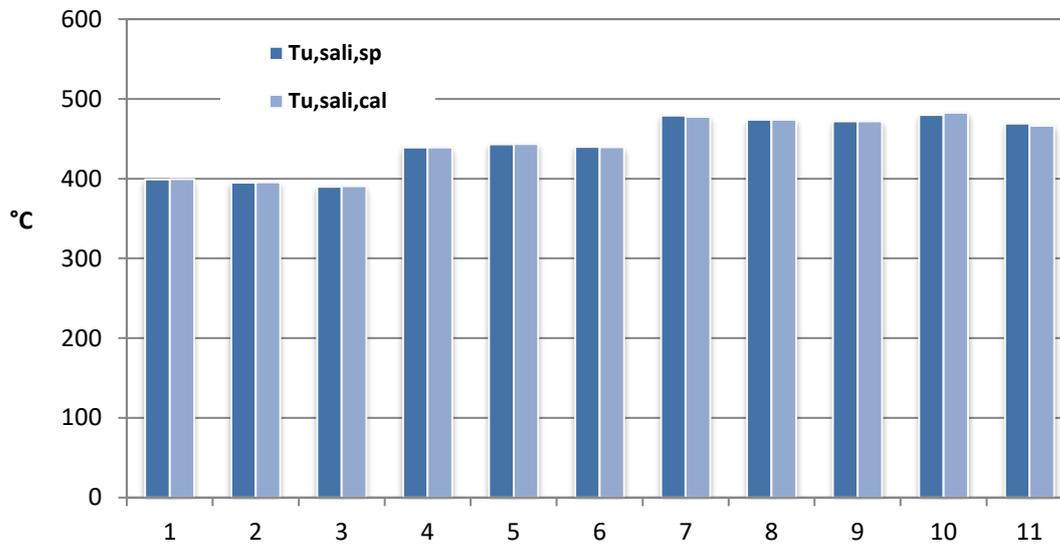


Fig. 11 - Prima campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: temperatura finale miscela binaria sali fusi

L'accordo tra dati sperimentali e dati calcolati testimonia la piena validità del modello di calcolo per l'applicazione in esame.

L'output completo del modello di calcolo per la seconda campagna sperimentale è riportato in allegato 2.

I risultati ottenuti in termini di temperature finali dei fluidi e potenza termica scambiata sono riportati nella Tab. 3.

Tab. 3 – Risultati sperimentali e da modello di calcolo della seconda campagna sperimentale

SECONDA CAMPAGNA SPERIMENTALE (MISCELA TERNARIA)

		Prove						
		1	2	3	4	5	6	7
m_{fumi}	(kg/s)	0,336	0,336	0,336	0,352	0,36	0,36	0,358
$T_{i, fumi}$	(°C)	609	616	619	612	629	632	631
m_{sali}	(kg/s)	0,65	0,53	0,450	0,8	0,62	0,540	0,94
$T_{i, sali}$	(°C)	307	305	303	360	364	362	361

		Risultati sperimentali						
$P_{ter,sp,sali}$	(kW)	58,44	56,73	61,05	40,03	47,76	50,90	53,73
$P_{ter,sp,fumi}$	(kW)	64,10	60,87	65,71	43,08	51,40	54,86	58,42
$T_{u,f,sp}$	(°C)	450	465	456	510	510	505	495
$T_{u,sali,sp}$	(°C)	369	379	397	395	418	428	401

		Risultati da modello di calcolo						
$P_{ter,cal}$	(kW)	61,83	60,66	58,79	57,16	58,42	57,80	63,75
$T_{u,f,calc}$	(°C)	455,6	465,9	473,7	477,0	494,6	499,3	483,5
$T_{u,sali,cal}$	(°C)	373,4	385,0	394,3	410,4	430,6	437,7	408,8

Gli stessi risultati vengono riportati nei grafici delle Figg. 12-14. Nella Fig. 15 è riportata la potenza termica scambiata calcolata da ENEA (lato fumi e lato sali fusi) e la potenza termica calcolata dal modello di calcolo.

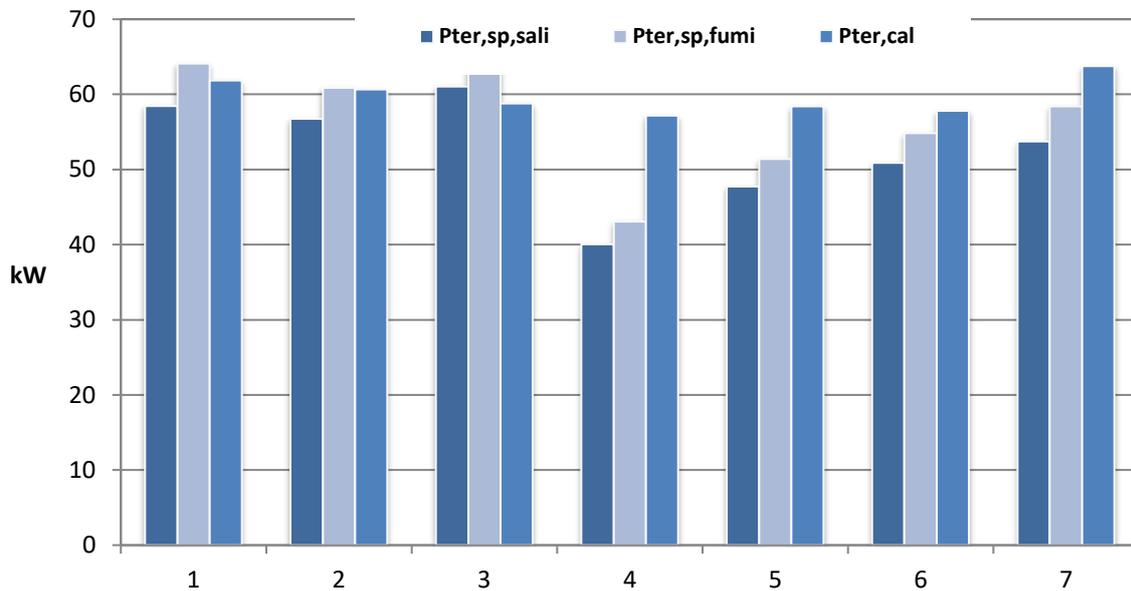


Fig. 12 – Seconda campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: potenza termica scambiata

Si evidenziano scostamenti più marcati rispetto al caso della miscela binaria; si rammenta che in questo caso le proprietà della miscela ternaria sono state acquisite da correlazioni disponibili in letteratura. Poiché la geometria dello scambiatore è la stessa del caso precedente, nelle prossime annualità sarà importante caratterizzare dettagliatamente la miscela di sali fusi impiegata.

Nella Fig. 13 è riportata la temperatura dei fumi all'uscita dello scambiatore misurata durante le prove sperimentali e quella calcolata dal modello di calcolo. Anche in questo caso si evidenziano scostamenti più marcati rispetto al caso della miscela binaria.

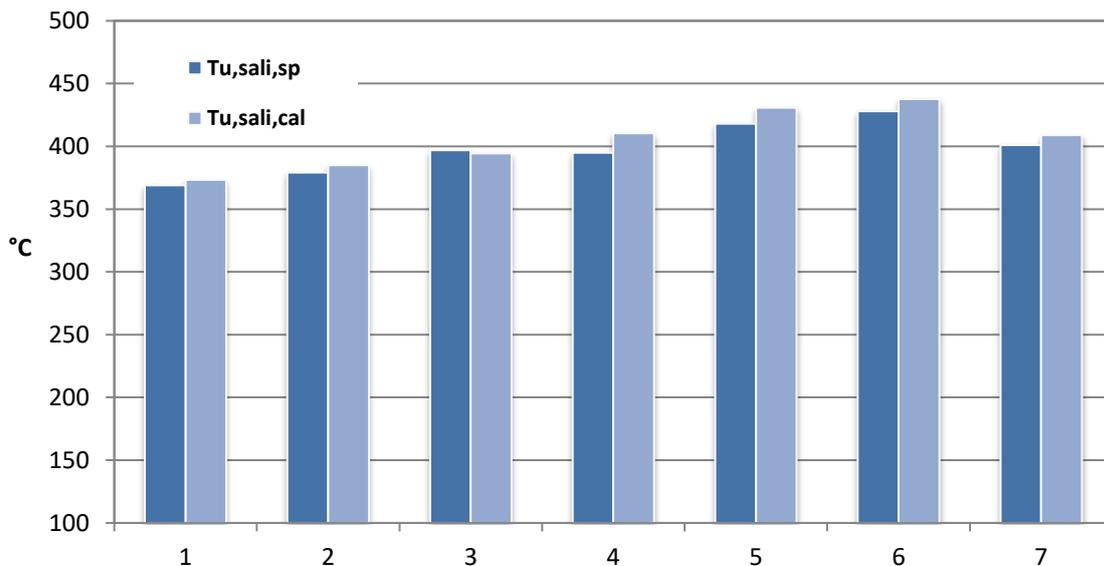


Fig. 13 – Seconda campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: temperatura finale fumi

Nella Fig. 14 è riportata la temperatura dei sali fusi all'uscita dello scambiatore misurata durante le prove sperimentali e quella calcolata dal modello di calcolo. Anche in questo caso si evidenziano scostamenti più marcati rispetto al caso della miscela binaria.

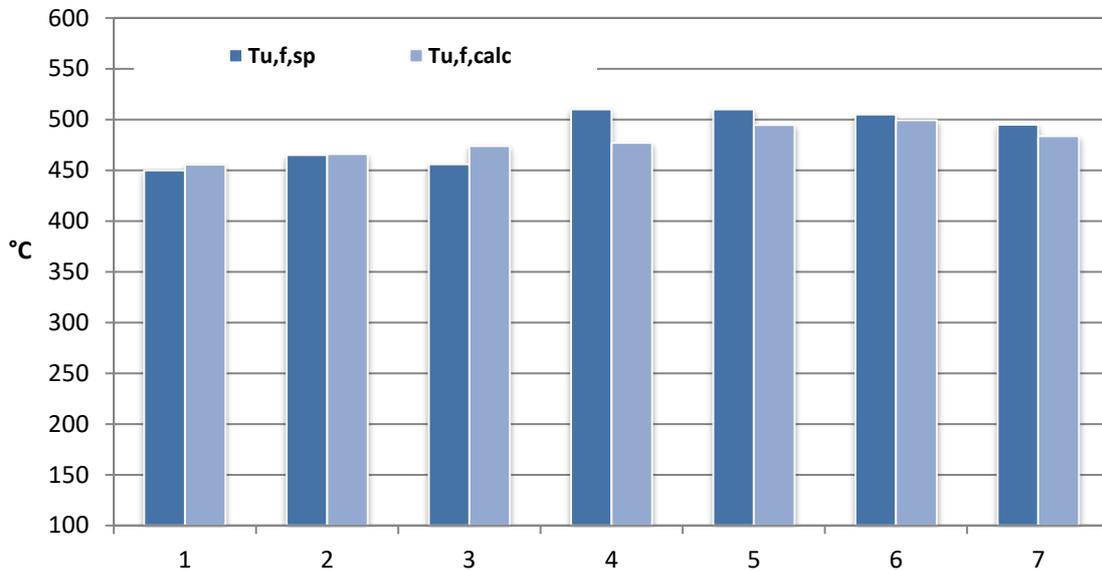


Fig. 14 – Seconda campagna sperimentale, confronto dati sperimentali e dati calcolati: temperatura finale miscela binaria sali fusi

La validazione del modello di calcolo effettuata implementando l'effettiva geometria dello scambiatore ENEA ed utilizzando quali dati iniziali le portate dei fluidi evolventi e le temperature iniziali può considerarsi soddisfacente e pertanto tale modello di calcolo è stato utilizzato per il dimensionamento di due scambiatori fumi/sali-fusi e sali-fusi/acqua.

2.4 Progetto dello scambiatore fumi/sali-fusi

Nel presente dimensionamento sono stati considerati, quali vincoli di progetto, i range di variabilità della velocità dei fluidi durante lo scambio termico. Tale range ottimale è stato identificato attraverso le prove sperimentali condotte sulla miscela binaria e ternaria nell'effettivo funzionamento dello scambiatore disponibile presso il Centro di Ricerca ENEA Casaccia.

I range di velocità dei fluidi utilizzati per il presente dimensionamento sono stati:

- per i sali fusi: 0,6-1,0 m/s
- per i gas combustibili: 10-20 m/s

Note quindi le portate di progetto, l'assunzione sulle velocità medie dei fluidi nello scambiatore ha permesso di definire le superfici di passaggio dei fluidi.

In questa prima fase del dimensionamento sono state prese in considerazione diverse configurazioni di scambiatori di calore e, tenuto conto di vincoli di natura geometrica (tipologia di tubi, lunghezza dei tubi, passo, luce, presenza o meno di alettature, tipologia di alettature, passaggi lato tubi e lato mantello, etc.) e funzionale (velocità di efflusso, perdite di carico, temperature di parete, etc.), è stata prescelta una configurazione *cross-flow*, con sali fusi evolventi all'interno dei tubi e i gas combustibili che lambiscono esternamente tali tubi.

In funzione quindi della temperatura finale desiderata per la miscela di sali fusi, è stata definita la geometria effettiva calcolando la presenza di eventuali alettature, il numero di passaggi per scambiare la potenza termica richiesta, etc. Per ciascuna configurazione sono stati calcolati gli ingombri e le masse dello scambiatore di calore. La scelta della tipologia e delle dimensioni delle alette è stata effettuata sulla base dello scambiatore di calore a sali fusi sperimentato durante lo svolgimento di questa attività di ricerca.

Nella seconda fase del dimensionamento, a configurazione stabilita (cioè cross-flow), sono state proposte tre diverse soluzioni realizzative: una con tubi dotati di alette molto fitte, una con tubi dotati di alette meno fitte e una con tubi lisci. Ciascuna soluzione è stata analizzata in funzione di diversi dati di input:

- temperatura iniziale fumi (e quindi portata): 750°C, 700°C e 650°C;
- temperatura iniziale sali fusi: 200°C e 250°C

mantenendo pari a 450°C la temperatura finale dei sali fusi, costante la portata dei sali fusi e calcolando la portata dei fumi per ottenere, tramite miscelamento con i fumi uscenti dal preriscaldatore d'aria della caldaia a biomassa, la prefissata temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore fumi/sali-fusi (vedi schema di Fig. 1).

Durante questa seconda fase sono stati pertanto effettuati 14 dimensionamenti; tali dimensionamenti sono stati analizzati comparativamente al fine di definire, in accordo con il personale ENEA, la soluzione più conveniente da adottare. I parametri sensibili per effettuare la scelta sono fondamentalmente:

- le perdite di carico (soprattutto lato sali)
- le temperature di parete dello scambiatore di calore.

I dati principali dei 14 dimensionamenti effettuati sono riportati in Tab. 4. Si tratta in tutti i casi di un cross-flow a sezione rettangolare (318 mm X 400 mm) che assicura, considerata anche la disposizione dei tubi, la velocità desiderata per i fumi; la portata complessiva di sali fusi viene inviata ad un unico tubo, ripiegato in più passaggi per fila e disposto su più file.

Tab. 4 – Risultati sperimentali e da modello di calcolo della prima campagna sperimentale

		alette fitte						alette meno fitte						tubi lisci		
FLUIDI	m fluido caldo	kg/s	0,345	0,345	0,384	0,384	0,423	0,423	0,345	0,345	0,384	0,384	0,423	0,423	0,345	0,345
	Ti fluido caldo	°C	750	750	700	700	650	650	750	750	700	700	650	650	750	750
	m fluido freddo	kg/s	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516	0,516
	Ti fluido freddo	°C	250	200	250	200	250	200	250	200	250	200	250	200	250	200
	Tu fluido caldo	°C	387,5	294,7	375,16	293,7	355,5	277,0	387,5	298,16	376,6	292,6	353,8	279,7	393,8	298,6
	Tu fluido freddo	°C	455,39	453,7	453,5	450,5	451,8	451,12	455,39	451,83	452,61	451,2	452,6	449,36	451,9	451,6
PERDITE DI CARICO																
	lato tubi	kPa	171,8	286,4	191,1	305,8	229,8	383,2	229,8	363,9	249,2	402,7	307,2	480,2	841	1354
	lato mantello	kPa	0,516	0,934	0,812	1,2	1,12	1,71	0,423	0,516	0,543	0,804	0,764	1,102	0,313	0,453
MANTELLO																
	larghezza	cm	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	31,8	40,0	40,0
	lunghezza	cm	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	50,0	50,0
	altezza	cm	41,3	68,9	45,9	73,4	55,1	91,8	55,1	87,2	59,7	96,4	73,4	115	86,6	138,5
TUBI																
	diametro interno	cm	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	spessore	cm	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
	lunghezza	cm	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	50	50
	altezza alette	cm	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715	0,715		
	spessore alette	cm	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05		
	n° alette per tubo		212	212	212	212	212	212	104	104	104	104	104	104		
	n° totale tubi		54	90	60	96	72	120	72	114	78	126	96	150	250	400
SCAMBIATORE																
	peso tubi senza alette	kg	55	91,7	61,1	97,8	73,3	122,2	73,3	116,1	79,5	128,4	97,8	152,8	318,3	509,3
	peso alette	kg	36,5	60,8	40,5	64,8	48,6	81	23,8	37,8	25,8	41,7	31,8	49,7	0	0
	peso totale tubi+alette	kg	91,5	152,4	101,6	162,6	122	203,3	97,2	153,9	105,3	170,1	129,6	202,5	318,3	509,3
	n° passaggi lato tubi		54	90	60	96	72	120	72	114	78	126	96	150	250	400

Analizzando innanzitutto gli ingombri dello scambiatore, in Fig. 15 viene riportata l'altezza dello scambiatore necessaria a scambiare la potenza termica desiderata. E' evidente che minore è la temperatura iniziale dei sali, maggiore dovrà essere l'altezza dello scambiatore; fissata poi la temperatura iniziale dei sali, l'adozione di tubi lisci richiede un'altezza sostanzialmente maggiore rispetto ai casi di tubi alettati (quasi 140 cm con temperatura iniziale dei sali a 200°C). Considerate le dimensioni ottenute con la più elevata temperatura iniziale dei fumi, i dimensionamenti con temperature fumi minori non sono stati effettuati.

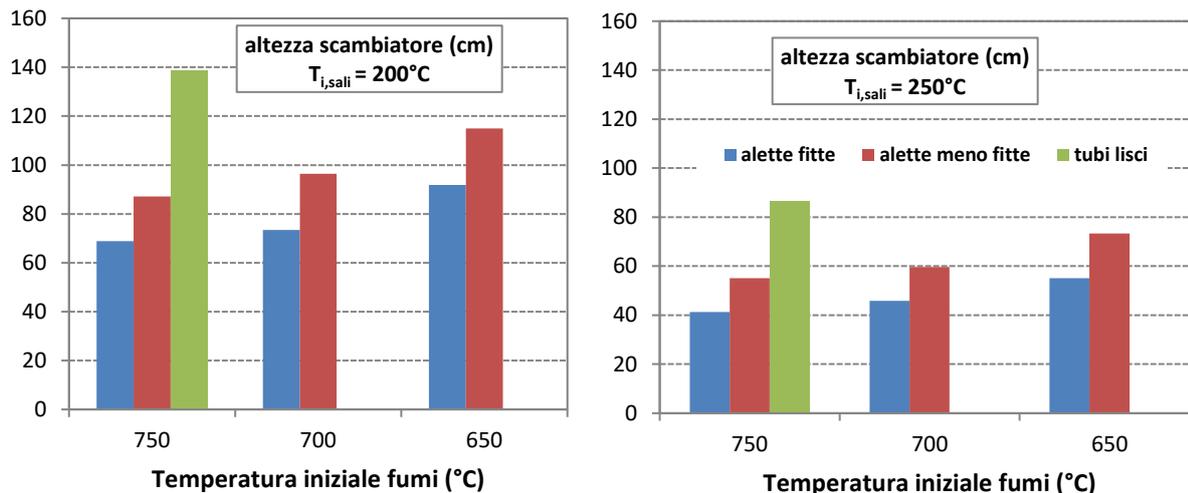


Fig. 15 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: altezza scambiatore

In Fig. 16 viene riportato il numero complessivo di tubi necessario a scambiare la potenza termica desiderata. E' evidente che minore è la temperatura iniziale dei sali, maggiore dovrà essere il numero di tubi; fissata poi la temperatura iniziale dei sali, l'adozione di tubi lisci richiede un numero di tubi pressoché improponibile (400 tubi con temperatura iniziale dei sali a $200^{\circ}C$). Anche in questo caso, considerato il numero di tubi ottenuto con la più elevata temperatura iniziale dei fumi, i dimensionamenti con temperature fumi minori non sono stati effettuati.

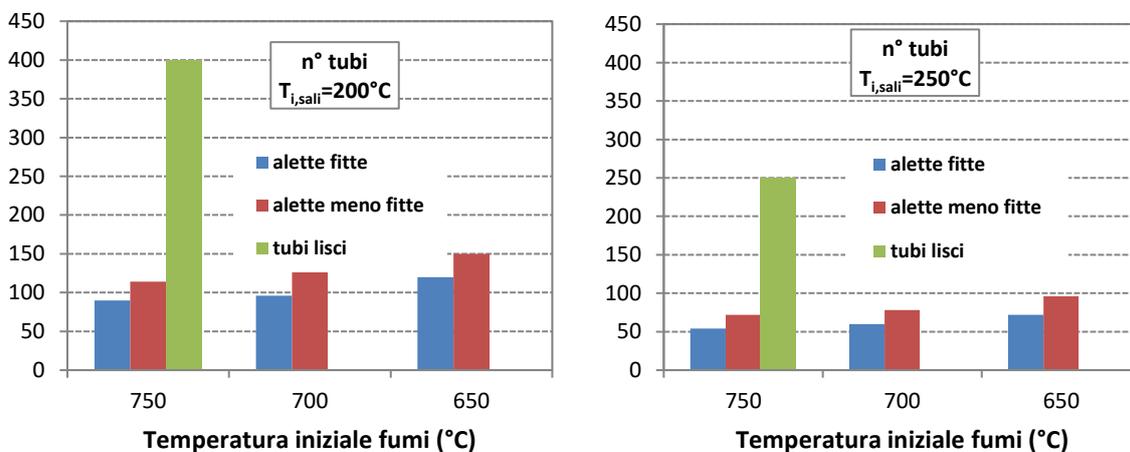


Fig. 16 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: numero di tubi

La geometria ha una diretta influenza sulle masse in gioco nello scambiatore di calore. In Fig. 17 viene riportata la massa complessiva dello scambiatore. La scelta di utilizzare tubi non alettati comporta l'utilizzo di un numero di tubi molto maggiore rispetto al caso di tubi alettati. Pertanto la soluzione dei tubi lisci che l'ENEA voleva analizzare al fine di identificare una soluzione realizzativa più semplice e quindi più economica, si è rilevata di fatto non proponibile (quasi 500 kg con temperatura iniziale dei sali a $200^{\circ}C$). Anche in questo caso, considerato il numero di tubi ottenuto con la più elevata temperatura iniziale dei fumi, i dimensionamenti con temperature fumi minori non sono stati effettuati.

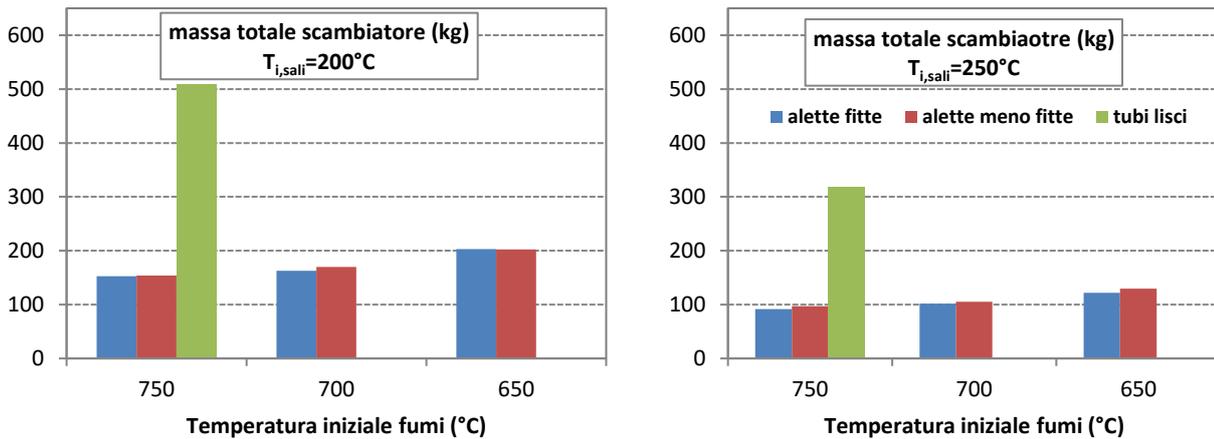


Fig. 17 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: massa totale scambiatore

Sono state quindi calcolate le perdite di carico lato fumi e lato sali al fine di fornire indicazioni utili all'unità di ricerca che dovrà elaborare il bilancio energetico dell'intero sistema, prevedendo la presenza delle necessarie macchine per la circolazione dei fluidi. A tale fine in Fig. 18 viene riportata la perdita di carico complessiva lato sali per i 14 dimensionamenti effettuati; ovviamente tale perdita di carico è strettamente correlata al numero di tubi necessari per scambiare la potenza termica desiderata. Nel caso più sfavorevole (tubi lisci e temperatura iniziale dei sali pari a 200°C) la perdita di carico complessiva può raggiungere quasi i 14 bar (con la più elevata temperatura iniziale dei fumi); i dimensionamenti con temperature fumi minori non sono stati effettuati. Nel caso invece di utilizzo di tubi alettati e temperatura iniziale dei sali pari a 200°C, la perdita di carico complessiva è compresa tra 300-400 kPa in funzione della temperatura iniziale dei fumi.

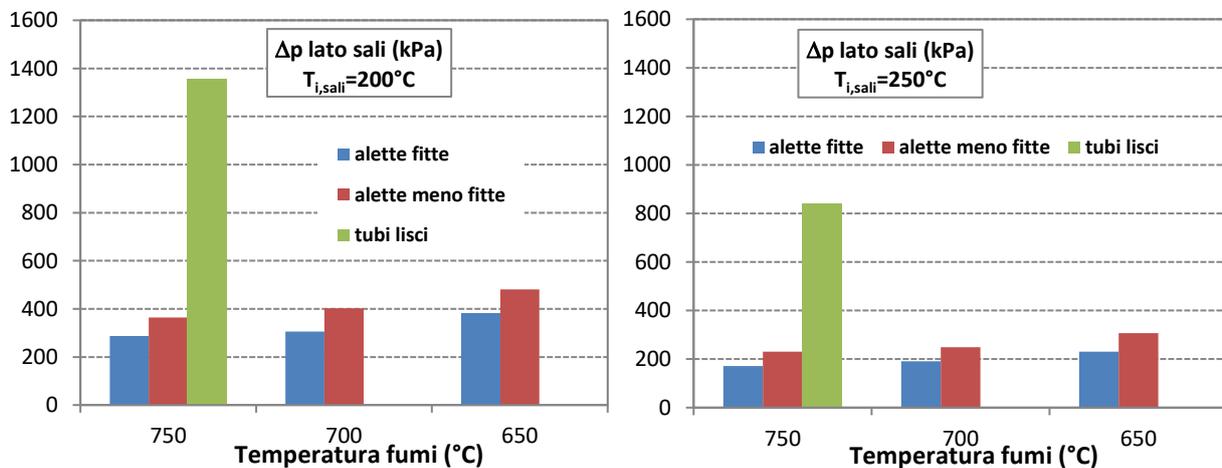


Fig. 18 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: perdite di carico lato sali

Le perdite di carico lato fumi sono invece molto più contenute (Fig. 19) ed ovviamente aumentano, fissata la temperatura iniziale dei sali, al diminuire della temperatura iniziale dei fumi (maggiore superficie di scambio termico) e, fissato questo ultimo parametro, aumentano all'aumentare dell'ingombro dei tubi (cioè dell'intensità dell'alettatura), anche se l'altezza dello scambiatore diminuisce.

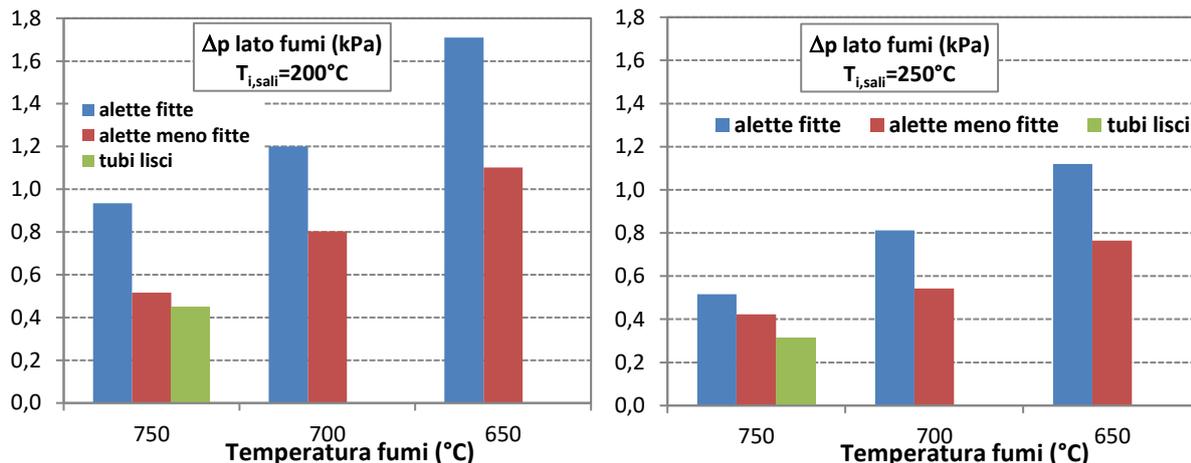


Fig. 19 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: perdite di carico lato fumi

Sono state infine calcolate le temperature di parete lato fumi e lato sali in corrispondenza dell'ingresso nello scambiatore dei fumi e dell'uscita dallo scambiatore dei sali (laddove quindi si hanno le massime temperature dei due fluidi).

In Fig. 20 viene riportata la temperatura di parete lato fumi per i 7 dimensionamenti effettuati per una temperatura iniziale dei sali pari a 200°C; risultati pressoché simili si ottengono variando la temperatura iniziale dei sali, ma mantenendo fissata quella finale. Ovviamente la temperatura di parete diminuisce al ridursi della temperatura iniziale dei fumi. Si nota altresì che, fissata la temperatura dei fumi iniziali, la temperatura di parete lato fumi aumenta all'aumentare dell'intensità dell'alettatura; questa circostanza si giustifica considerando che l'alettatura tende ad equiparare i coefficienti convettivi dei due fluidi e quindi la temperatura di parete diventa una media tra le temperature dei due fluidi. Viceversa per tubi lisci, essendo più elevato il coefficiente convettivo dei sali, la temperatura di parete tende a portarsi a valori più prossimi alla temperatura del fluido interno, cioè i sali. Con tubi alettati la temperatura di parete lato fumi è sempre superiore a 500°C.

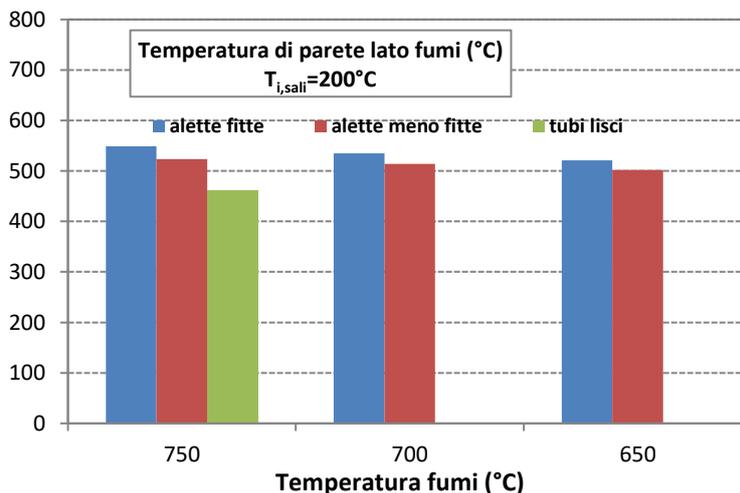


Fig. 20 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: temperatura di parete lato fumi

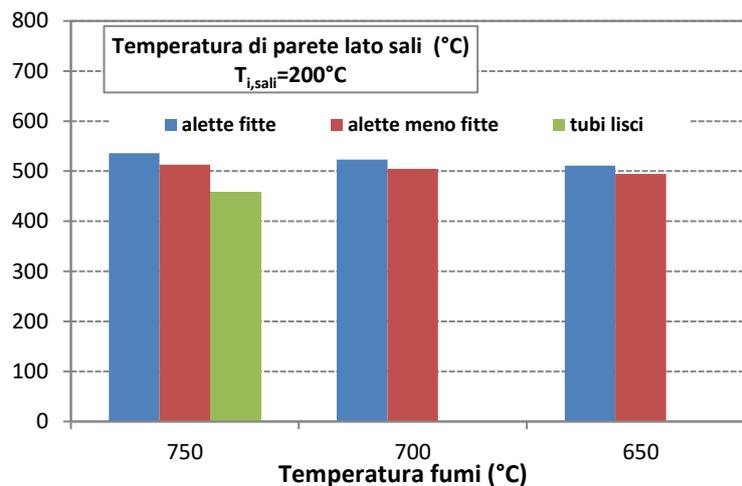


Fig. 21 – Dimensionamenti scambiatore fumi/sali-fusi: temperatura di parete lato sali

In Fig. 21 viene riportata la temperatura di parete lato sali per i 7 dimensionamenti effettuati per una temperatura iniziale dei sali pari a 200°C; risultati pressoché simili si ottengono variando la temperatura iniziale dei sali, ma mantenendo fissata quella finale. Anche in questo caso la temperatura di parete diminuisce, ma in maniera abbastanza contenuta, al ridursi della temperatura iniziale dei fumi. Si nota altresì che, fissata la temperatura iniziale dei fumi, anche la temperatura di parete lato sali aumenta all'aumentare dell'intensità dell'alettatura; la spiegazione di questa circostanza è la stessa fornita per la temperatura di parete lato fumi. Con alette meno fitte e temperatura iniziale dei fumi pari a 700°C, la temperatura di parete lato ali si mantiene intorno ai 500°C.

In conclusione, fissata la temperatura iniziale e finale dei sali, cioè la potenza termica da scambiare, al ridursi della temperatura iniziale dei fumi (confronto tra barre dello stesso colore), tralasciando il caso dei tubi lisci, si ha:

- diminuzione del ΔT_{mi} ;
- lieve aumento del coefficiente di scambio termico globale
- aumento della superficie di scambio termico (altezza dello scambiatore e numero di tubi)
- aumento della massa dello scambiatore
- aumento delle perdite di carico (lato sali e lato fumi)
- lieve diminuzione delle temperature di parete dello scambiatore di calore.

Al ridursi del numero di alette, tralasciando ancora il caso dei tubi lisci, si ha:

- ingombri, masse in gioco e perdite di carico abbastanza confrontabili
- riduzione delle temperature di parete.

I risultati ottenuti sono stati analizzati con il personale ENEA e si è tenuto conto anche del parere dei tecnici del sito di Trisaia dove dovrà essere installato l'impianto sperimentale complessivo. Di comune accordo è stata identificata la soluzione in grado di soddisfare i vincoli geometrici e funzionali individuati e pertanto il dimensionamento definitivo dello scambiatore di calore fumi/sali-fusi è stato effettuato in base ai seguenti dati di input:

- caratteristiche fluido caldo: portata 0,384 kg/s, temperatura iniziale 700°C
- caratteristiche fluido freddo: portata 0,516 kg/s, temperatura iniziale 200°C
- temperatura finale fluido freddo: 450°C
- numero unitario di alette esterne: 260 1/m

L'output completo del dimensionamento definitivo dello scambiatore è riportato in allegato 3.

In Fig. 22 si riporta un'immagine di tale scambiatore dimensionato e nella Tab. 5 i principali dati geometrici e funzionali.

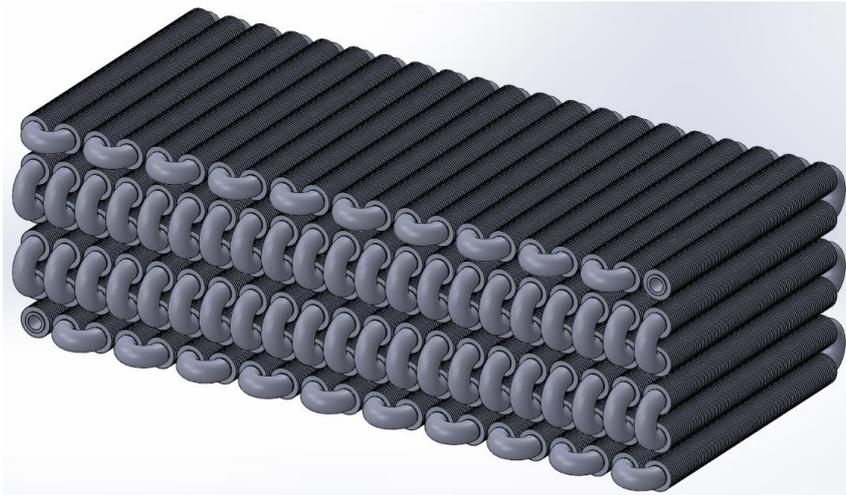


Fig. 22 – Dimensionamento definitivo scambiatore fumi/sali-fusi (modello solido 3-D)

Tab. 5 – Dimensionamento definitivo scambiatore fumi/sali-fusi

Scambiatore CROSS-FLOW controcorrente			
1 passaggio lato mantello (fluido caldo - fumi)			
126 passaggi lato tubi (fluido freddo – miscela ternaria sali fusi)			
126 tubi circolari alettati esternamente con alette a sezione trasversale rettangolare			
126 tubi disposti su 21 file			
Sezione trasversale scambiatore: rettangolare 318X400 (mm ²)			
Altezza scambiatore: 964 mm			
Diametro interno tubo, spessore e lunghezza tubo : 20 mm; 4,2 mm; 400 mm			
Aletta: altezza e spessore: 7,15 mm; 0,5 mm			
Numero unitario alette: 260 per metro, 104 per tubo			
Massa totale scambiatore: 170 kg			
Fluido caldo			
Temperatura (°C)	700	292,5	447,1
Temperatura di parete (°C)	514,1	254,3	359,8
Pressione (bar)	0,989	0,981	0,985
Velocità (m/s)	19,24	11,28	14,30
Portata massica (kg/s)	0,384	0,384	0,384
Viscosità (mPa*s)	0,0392	0,0274	0,0323
Conducibilità termica (W/m ² K)	0,0642	0,0414	0,0503
Numero di Reynolds	6145	8800	7471
Numero di Prandtl	0,759	0,743	0,754
Numero di Nusselt	61,13	76,64	69,22
Coefficiente di convezione	114,8	92,68	101,8
Fluido freddo			
Temperatura (°C)	200	451,2	295,3
Temperatura di parete (°C)	243,1	504,7	349,4
Pressione (bar)	5,01	0,981	2,994
Velocità (m/s)	0,79	0,88	0,82
Portata massica (kg/s)	0,516	0,516	0,516
Viscosità (mPa*s)	24,92	1,754	6,685
Conducibilità termica (W/m ² K)	0,500	0,626	0,548
Numero di Reynolds	1318	18727	4914
Numero di Prandtl	73,70	3,916	17,67
Numero di Nusselt	34,56	108,8	54,69
Coefficiente di convezione	864,1	3403,1	1498,0

Parametri globali scambiatore

Perdita di carico lato fumi (kPa)	0,804
Perdita di carico lato sali (kPa)	402,7
Coefficiente di scambio termico globale (W/m ² K)	390,2
Superficie di scambio termico (m ²) - interna	3,17
Differenza di temperatura media logaritmica (°C)	158
Coefficiente di correzione ΔT_{ml}	0,955
Flusso termico (kW)	186,3

Il modello di calcolo utilizzato per il dimensionamento è basato sui metodi dell'analisi dimensionale; nelle valutazioni condotte si tiene ovviamente conto dei regimi di moto, in funzione del valore assunto dal numero di Reynolds, Re , che dipende, oltre che dalla geometria dello scambiatore, sia dalla velocità sia dalla temperatura dei fluidi che si scambiano calore (densità e viscosità):

- $Re < 2100$ il regime di moto è laminare
- $Re > 10000$ il regime di moto è turbolento; in questo caso la presenza di moti caotici che provocano rimescolamento determinano anche un aumento dei coefficienti di scambio termico;
- $2100 < Re < 10000$ si ha il cosiddetto regime di transizione, in cui i due moti, laminare e turbolento, sussistono contemporaneamente

Al fine di condurre le analisi strutturali che verranno riportate nel paragrafo 2.6, è stato necessario individuare l'andamento della temperatura dei sali lungo lo scambiatore di calore. E' stato pertanto realizzato un opportuno codice di calcolo che consentisse l'analisi 1-D dello scambiatore progettato. Tale codice di calcolo ha consentito lo studio dello scambio termico lungo l'altezza dello scambiatore: l'ascissa verticale è stata associata alle file disposte sequenzialmente lungo l'altezza dello scambiatore.

I risultati ottenuti (Tab. 6) evidenziano che i regimi di moto della miscela di sali fusi vanno dal turbolento (quando i sali sono caldi, cioè per temperature superiori a 360°C), al laminare (quando i sali sono freddi, cioè per temperature inferiori a 230°C); la variabile più significativa è senza dubbio la viscosità che aumenta considerevolmente al ridursi della temperatura dei sali e in particolare al di sotto dei 250°C.

Ovviamente nei diversi regimi sono stati calcolati adeguatamente i coefficienti di convezione (utilizzando le correlazioni opportune tra i numeri adimensionali) che si riflettono quindi sul valore del coefficiente di scambio termico globale. Si può notare che a basse temperature, in regime laminare, per ottenere un incremento della temperatura dei sali di circa 30°C sono necessarie ben 5 file; nel regime turbolento, invece, solo 4 file consentono il riscaldamento dei sali di quasi 100°C.

L'analisi dei regimi di moto della miscela di sali fusi consente anche di interpretare correttamente i risultati in termini di altezza dello scambiatore e numero di tubi riportati nelle Figg. 15÷21 e nella Tab. 4 per i 14 dimensionamenti effettuati.

Tab. 6 – Andamento della temperatura dei fluidi evolventi nello scambiatore dimensionato

		fila	T _{i,fumi}	T _{u,fumi}	T _{i,sali}	T _{u,sali}
moto sali fusi	regime turbolento	1	700			451,2
		2				
		3				
		4		562	362	
	transizione	5	562			362
		6				
		7				
		8				
		9				
		10				
		11				
		12				
		13				
		14				
		15				
		16			342	229
	regime laminare	17	342			229
		18				
		19				
		20				
		21			288	198

2.5 Progetto dello scambiatore sali-fusi/acqua

Relativamente allo scambiatore sali-fusi/acqua, originariamente l'attività prevista era lo sviluppo di un criterio di scaling di una tipologia di scambiatore a sali fusi-acqua già disponibile presso ENEA (sostanzialmente uno scambiatore inserito all'interno di un serbatoio di stoccaggio della miscela di sali fusi). Tale configurazione era stata suggerita dalla particolare applicazione (utilizzo di una fonte rinnovabile non programmabile): tale componente era stato infatti progettato per sfruttare calore da fonte solare.

Sviluppando il layout del sistema che si intende realizzare in Trisaia, ENEA, sotto suggerimento di questa unità di ricerca, ha deciso di abbondare l'iniziale soluzione in quanto questo impianto sfrutterà una fonte rinnovabile (la biomassa) programmabile e quindi non c'è ragione di prevedere un accumulo termico. Il sistema, però, dovrà comunque prevedere il raffreddamento della miscela di sali fusi per cui questa unità di ricerca ha sviluppato il dimensionamento di uno scambiatore acqua/sali-fusi per smaltire la potenza termica ceduta dai fumi.

Anche in questo caso, nel dimensionamento sono stati considerati, quali vincoli di progetto, i range di variabilità della velocità dei fluidi durante lo scambio termico. I range di velocità dei fluidi utilizzati per il presente dimensionamento sono stati:

- per i sali fusi: 0,6-1,0 m/s
- per l'acqua: 1-2 m/s

Nota quindi la portata di progetto della miscela di sali fusi ed ipotizzata la portata di acqua (determinata in base alle temperature iniziali e finali compatibili con l'applicazione in esame (cioè 40-50°C in ingresso e 90-110 in uscita), l'assunzione sulle velocità medie dei fluidi nello scambiatore ha permesso di definire le superfici di passaggio dei fluidi.

In questa prima fase del dimensionamento sono state prese in considerazione diverse configurazioni di scambiatori di calore e si è tenuto conto di vincoli di natura geometrica (tipologia di tubi, lunghezza dei tubi, passo, luce, presenza o meno di alettature, tipologia di alettature, passaggi lato tubi e lato mantello, etc.) e funzionale (velocità di efflusso, perdite di carico, temperature di parete, etc.). L'indagine condotta,

considerati i dati di progetto, ha consentito di individuare praticamente l'unica configurazione proponibile per questa applicazione: scambiatore a tubi concentrici.

Nella seconda fase del dimensionamento, a configurazione stabilita (cioè scambiatore a tubi concentrici), è stata proposta l'unica soluzione realizzativa proponibile. Tale soluzione è stata analizzata in funzione dei seguenti dati di input:

- temperatura iniziale sali fusi: 200°C e 250°C

mantenendo pari a 450°C la temperatura finale dei sali fusi, costante la portata dei sali fusi e la portata e la temperatura iniziale dell'acqua (rispettivamente pari a 0,694 kg/s e 40°C).

I risultati derivati dai 2 dimensionamenti effettuati sono stati analizzati comparativamente e, ovviamente, in relazione alla scelta operata sullo scambiatore fumi/sali-fusi. Tali dimensionamenti sono stati analizzati anche con il personale ENEA al fine di definire insieme la soluzione da adottare in relazione alla scelta operata sullo scambiatore fumi/sali-fusi. In questo secondo dimensionamento sono state ovviamente calcolate le perdite di carico (lato sali e lato acqua), ma è risultata del tutto marginale la problematica delle temperature di parete dello scambiatore di calore.

Sulla base delle scelte operate sullo scambiatore di calore fumi/sali fusi è stato definito il dimensionamento definitivo dello scambiatore sali-fusi/acqua il cui output è riportato in allegato 3. In Fig. 23 si riporta un'immagine di tale scambiatore dimensionato e nella Tabella 7 i principali dati geometrici e funzionali.

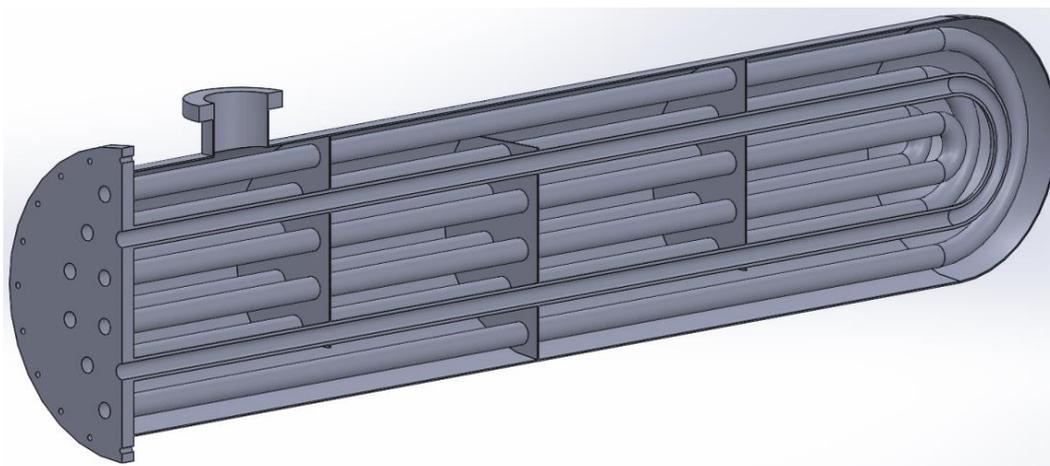


Fig. 23 – Dimensionamento definitivo scambiatore sali-fusi/acqua

Tab. 7 – Dimensionamento definitivo scambiatore sali-fusi/acqua

Scambiatore a tubi concentrici, controcorrente pura

18 passaggi lato fluido caldo - miscela ternaria sali fusi
18 passaggi lato fluido freddo – acqua
18 tubi circolari disposti su 18 file
Diametro interno, spessore e lunghezza tubo interno: 20 mm, 4,2 mm, 1400 mm
Diametro interno tubo esterno: 40 mm
Massa totale scambiatore: 64,2 kg

Fluido caldo

Temperatura (°C)	450	197,6	276,2
Temperatura di parete (°C)	180,6	73,0	100,3
Pressione (bar)	1,362	0,981	1,172
Velocità (m/s)	0,88	0,79	0,82
Portata massica (kg/s)	0,516	0,516	0,516
Viscosità (mPa*s)	1,768	25,97	8,353
Conducibilità termica (W/m2K)	0,625	0,499	0,538
Numero di Reynolds	18580	1.265	30932
Numero di Prandtl	3,952	77,02	22,57
Numero di Nusselt	63,74	11,67	21,66
Coefficiente di convezione	1992	291	583

Fluido freddo

Temperatura (°C)	40	104,4	60,04
Temperatura di parete (°C)	46,43	156,4	74,73
Pressione (bar)	5,433	5,0	5,216
Velocità (m/s)	1,12	1,17	1,13
Portata massica (kg/s)	0,694	0,694	0,694
Viscosità (mPa*s)	0,6545	0,2690	0,4711
Conducibilità termica (W/m2K)	0,6335	0,6843	0,6550
Numero di Reynolds	47575	115749	66094
Numero di Prandtl	4,311	1,657	3,005
Numero di Nusselt	212,7	323,6	245,6
Coefficiente di convezione	4822	7927	5757

Parametri globali scambiatore

Perdita di carico lato acqua (kPa)	43,28
Perdita di carico lato sali (kPa)	38,14
Coefficiente di scambio termico globale (W/m²K)	347,8
Superficie di scambio termico (m²) - esterna	2,25
Differenza di temperatura media logaritmica (°C)	239,4
Coefficiente di correzione ΔT_{ml}	1,0
Flusso termico (kW)	187,2

Anche per questo scambiatore, al fine di condurre le analisi strutturali che verranno riportate nel paragrafo 2.6, è stato necessario individuare l'andamento della temperatura dei sali lungo lo scambiatore di calore. E' stato pertanto implementato il codice di calcolo 1-D che ha consentito lo studio dello scambio termico lungo lo scambiatore. I risultati ottenuti (Tab. 8) evidenziano che i regimi di moto della miscela di sali fusi vanno dal turbolento (quando i sali sono caldi, cioè per temperature superiori a 360°C), al laminare (quando i sali sono freddi, cioè per temperature inferiori a 230°C); la variabile più significativa è senza dubbio la viscosità che aumenta considerevolmente al ridursi della temperatura dei sali e in particolare al di sotto dei 250°C.

Tab. 8 – Andamento della temperatura dei fluidi evolventi nello scambiatore dimensionato

		fila	$T_{i,sali}$	$T_{u,sali}$	$T_{i,acqua}$	$T_{u,acqua}$
moto sali fusi	regime turbolento	1	450			104,4
		2		363	83	
	transizione	3	363			83
		4				
		5				
		6				
		7				
		8				
		9				
		10				
		11				
		12				
		13			226	47,6
	regime laminare	14	226			47,6
		15				
		16				
		17				
		18			200	40,5

Ovviamente nei diversi regimi sono stati calcolati adeguatamente i coefficienti di convezione (utilizzando le correlazioni opportune tra i numeri adimensionali) che si riflettono quindi sul valore del coefficiente di scambio termico globale. Si può notare che a basse temperature, in regime laminare, per ottenere una riduzione della temperatura dei sali di circa 25 °C sono necessarie ben 5 file; nel regime turbolento, invece, solo 2 file consentono il raffreddamento dei sali di quasi 90°C.

2.6 Analisi strutturali degli scambiatori di calore fumi/sali-fusi e sali-fusi/acqua

In questo paragrafo si riportano i risultati delle analisi strutturali degli scambiatori di calore definiti nei paragrafi precedenti.

2.6.1 Scambiatore di calore fumi/sali-fusi

Tale scambiatore di calore, nella configurazione finale concordata, possiede, come già detto, un fascio tubiero composto da 126 tubi ripartiti in 21 file che costituiscono unità ripetitive disposte lungo la dimensione maggiore dello stesso. Il fascio tubiero presenta un'alettatura esterna con 104 alette disposte su ogni tratto rettilineo. In Figura 24 è riportato il modello solido 3D della geometria prescelta in questa sede ed l'unità ripetitiva del fascio tubiero.

Il modello è stato definito in modalità parametrica ed è pertanto utilizzabile anche qualora si dovessero implementare variazioni geometriche in funzione dei risultati derivanti dalle attività preliminari di tipo strutturale svolte nel presente progetto.

Le norme di riferimento per il calcolo strutturale degli scambiatori di calore sono le TEMA [10], ovvero gli "Standards of the tubular exchanger manufacturers association" del TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC). Tali norme, nelle fasi preliminari della progettazione, impongono la verifica del fascio tubiero sotto l'azione della pressione interna e dei gradienti di temperatura. Gli elementi strutturali del fascio tubiero possono essere caratterizzati, dal punto di vista termo-strutturale con la teoria dei solidi cilindrici in parete spessa [11] soggetti a gradienti termici radiali.



Fig.24 – Fascio tubiero dello scambiatore di calore con miscela di sali ternari e unità ripetitiva del

Per quanto riguarda la scelta dei materiali e la definizione delle relative caratteristiche meccaniche, anche in condizioni operative, si rimanda, in sede di progettazione esecutiva, a quanto definito nel codice ASME Boiler and Pressure Vessel Code Div. II [12].

Per la verifica del fascio tubiero sotto l’azione della temperatura è stato implementato il procedimento di calcolo termo-strutturale considerando condizioni in favore della sicurezza: nei modelli numerici è stata quindi imposta una differenza di temperatura tra bordo interno ed esterno del fascio tubiero pari alla massima differenza di temperatura riscontrabile tra fumi e miscela ternaria di sali (sulla base dell’analisi del profilo di temperatura lungo l’altezza dello scambiatore svolta al par. 2.4).

In accordo con la Section 5 delle TEMA [10], è stato considerato il tubesheet dello scambiatore ed il fascio tubiero. La normativa TEMA propone diverse soluzioni costruttive per il tubesheet; in questa attività di ricerca è stata scelta la configurazione denominata *Integral Double Tubesheet* (Fig. 25). Per il calcolo di questo componente vengono imposte due diverse verifiche:

- condizioni di sollecitazione di bending.
- condizioni di sollecitazione di shear.

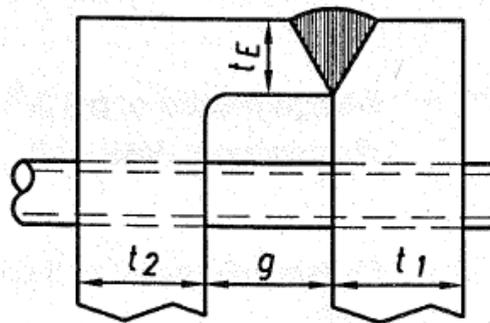


Fig. 25 - Integral Double Tubesheet

La verifica a bending restituisce lo spessore minimo del tubesheet necessario a garantire la resistenza strutturale del tubesheet. La relazione è la seguente:

$$t = \frac{FG}{3} \sqrt{\frac{P}{\eta S}} \quad (12)$$

dove

- *t* rappresenta lo spessore minimo del tubesheet
- *F* per tubesheets con doppia guarnizione vale 1,25

- G è il diametro interno del tubo, in questo caso 20 mm. Esso è definito, secondo la sezione A.131 della TEMA, a seconda della configurazione del tubesheet (in ogni caso è il diametro ove agisce la pressione di progetto).
- P è il valore maggiore di pressione tra quella del lato tubo o lato carcassa (in questo caso lato tubi), 500 kPa
- Il parametro η è definito dalla seguente relazione

$$\eta = 1 - \frac{0,907}{\left(\frac{Pitch}{do}\right)^2} \quad (13)$$

dove $Pitch$ rappresenta la distanza tra l'asse dei tubi (53 mm) e do è il diametro esterno dei tubi, cioè 28,4 mm. Il valore di η è pertanto pari a 0,74

- S è lo stress ammissibile in trazione, ivi assunto, per ipotesi, pari a 450 MPa

Sulla base dei dati precedenti si ottiene:

$$t = 0,323 \text{ mm} \quad (14)$$

e pertanto si può affermare che la verifica a bending è stata soddisfatta (ovviamente sulla base della definizione di una tensione ammissibile pari a 450 MPa).

Alla luce della definizione di spessore minimo derivante dalla condizione definita dal carico di bending, si può concludere che le condizioni di carico non sono particolarmente sfidanti, considerando, per ora, questa specifica tipologia di sollecitazione.

Per quanto riguarda la verifica a shear, è sufficiente rispettare la seguente disuguaglianza:

$$\frac{P}{S} < \left(1 - \frac{do}{Pitch}\right)^2 \quad (15)$$

affinché questa sollecitazione non risulti dimensionante. I dati relativi al dimensionamento comportano che la condizione di cui sopra risulta verificata e pertanto **si può affermare che la verifica a shear è soddisfatta**.

Come ulteriore verifica è necessario valutare la sollecitazione provocata dall'azione combinata di carico di pressione e di espansione termica sul fascio tubiero. Sempre secondo gli standards TEMA, lo stress combinato vale:

$$\sigma_T = \sigma_P + \sigma_{TT} \quad (16)$$

dove il primo termine è legato all'azione di pressione e vale:

$$\sigma_P = \frac{P\pi(G^2 - Ndo^2)}{4A_T} \quad (17)$$

Ove A_T è la sezione totale del fascio tubiero, N è il numero di tubi del fascio tubiero. Il secondo termine è invece dovuto all'espansione termica del fascio tubiero e vale:

$$\sigma_{TT} = \frac{F_{TE}}{A_T} \quad (18)$$

Ove F_{TE} è la forza risultante dovuta alla differenza di espansione termica tra il fascio tubiero e la struttura di supporto dello scambiatore.

Per definire tali stress è necessario disporre di informazioni non solo sulle proprietà dei materiali di fasci tubieri e ma soprattutto sulle loro effettive connessioni alla carcassa dello scambiatore e sulle differenze di temperatura presenti tra queste parti. Tali parametri previsti dallo standard Tema per questa verifica sono

definiti durante la progettazione esecutiva, alla quale si deve rimandare. Pur tuttavia in questa attività, allo scopo di verificare gli effetti di carico di pressione e di espansione termica sull'integrità strutturale dello scambiatore, si sono allestiti i modelli FE parametrici descritti di seguito. Tali modelli consentono di analizzare con un elevato grado di dettaglio i fenomeni in gioco. Essendo definiti in modalità fortemente parametrica, i modelli FE dello scambiatore possono essere vantaggiosamente impiegati anche nella fasi di progettazione esecutiva, simulando le differenti azioni di vincolo (decisive per la definizione dello stato di tensione agente sui tubi) tra il fascio tubiero e la carcassa. È infatti nota la grande influenza di tali vincoli sul livello di sollecitazione dei tubi soggetti a gradienti termici [11].

Modelli parametrici per l'analisi termo-strutturale agli elementi finiti

Come già anticipato, si sono definiti due livelli di modellazione strutturale agli elementi finiti, considerando un intero fascio e, con una modellazione di maggiore dettaglio, un tratto maggiormente significativo del fascio tubiero.

Una prima modellazione agli elementi finiti è stata definita in modalità completamente parametrica, a partire dal modello solido 3D del tubesheet (Figura 24), anch'esso definito parametricamente. Il modello rappresenta una singola unità ripetitiva del fascio tubiero (Fig. 26). Si può quindi utilizzare una mesh costituita da elementi Shell con quattro nodi e sei d.o.f.'s per nodo.

Si è analizzata la prima fila di fascio tubiero soggetta al massimo gradiente di temperatura.

Il calcolo è stato svolto considerando il comportamento del materiale in regime elastico lineare ed in condizioni stazionarie. I risultati numerici (Figg. 27-28) dimostrano che, localmente, in prossimità delle zone di applicazione dei vincoli, si raggiungono valori rilevanti dello stress equivalente di Von Mises. Tali valori non sono tuttavia da ritenere con elevata attenzione, in quanto risentono fortemente delle condizioni al contorno impostate considerando l'impossibilità del fascio tubiero di deformarsi per via dell'applicazione. In sede di progettazione esecutiva, le condizioni di vincolo del fascio tubiero dovranno essere adeguatamente riviste e definite secondo la configurazione definitiva. È altresì nuovamente da rimarcare che tali condizioni di vincolo influiscono fortemente sullo stato di tensione, non solo localmente, ma anche globalmente, influenzando il livello di sollecitazione agente su tutto il fascio tubiero.

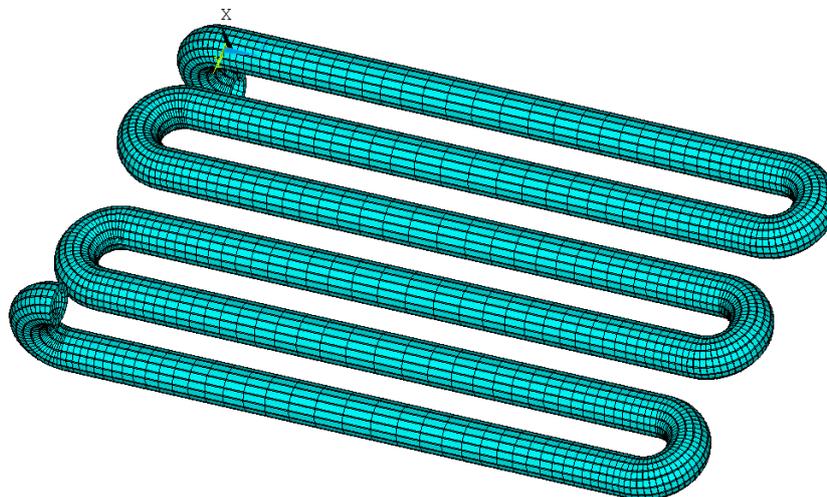


Fig. 26 – Mesh 2D di una singola unità ripetitiva del fascio tubiero

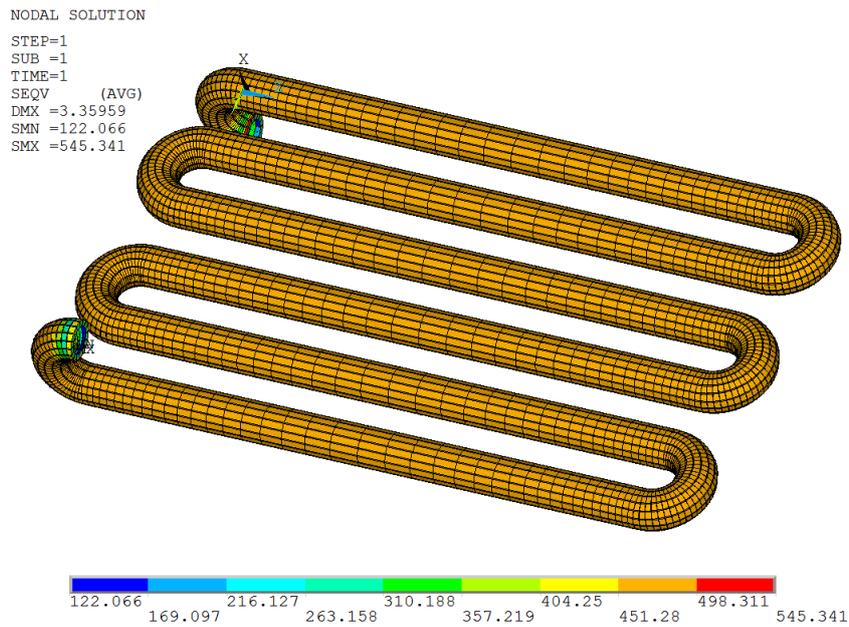


Fig. 27 – Stress equivalente di Von Mises su mesh 2D

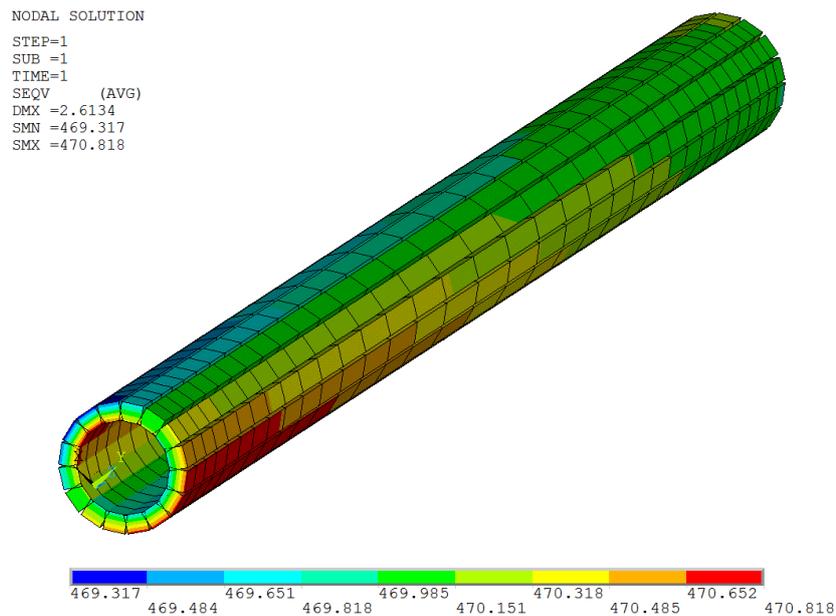


Fig. 28 – Stress equivalente di Von Mises su particolare del fascio tubiero in prossimità del vincolo in vista tridimensionale (valori in [MPa] – visualizzazione 3D degli elementi)

È comunque da tenere presente la diretta proporzionalità che esiste tra i rilevanti gradienti di temperatura lungo lo spessore di parete presenti nel fascio tubiero ed i corrispondenti valori della tensione.

È stato altresì sviluppato il calcolo di sottomodellazione sulla zona della struttura maggiormente sollecitata (modello con elementi solidi assialsimmetrici) svolta insieme ad un calcolo della distribuzione del campo di temperatura sulla parete e sull'alettatura.

È stato considerato un tratto assiale di sezione meridiana del fascio tubiero, modellando anche l'alettatura. La mesh è stata realizzata con elementi solidi assialsimmetrici a 4 nodi e 2 dof's per nodo (Fig. 29).

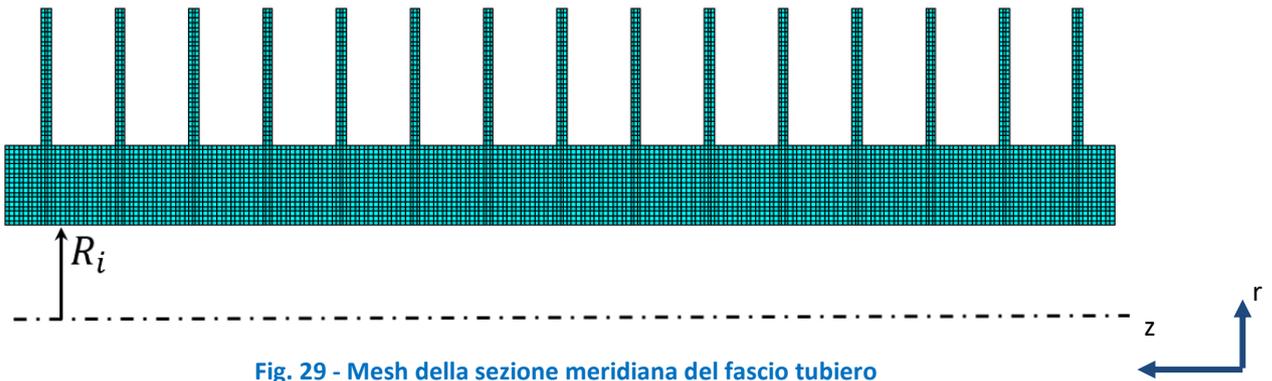


Fig. 29 - Mesh della sezione meridiana del fascio tubiero

La fase iniziale della simulazione numerica ha riguardato un calcolo termico del modello in regime stazionario, considerando elementi solidi termici assialsimmetrici. Agendo sempre in favore di sicurezza si è scelto di utilizzare la massima differenza di temperatura a cui il fascio tubiero può essere soggetto. Di conseguenza, all’apice dell’alettatura è stato applicato il valore di temperatura di 700°C mentre ai bordi dell’alettatura si sono considerati valori di temperatura decrescenti linearmente fino alla base della stessa. L’analisi termica ha restituito la distribuzione della temperatura nel tratto in esame, come riportato in Figura 30.

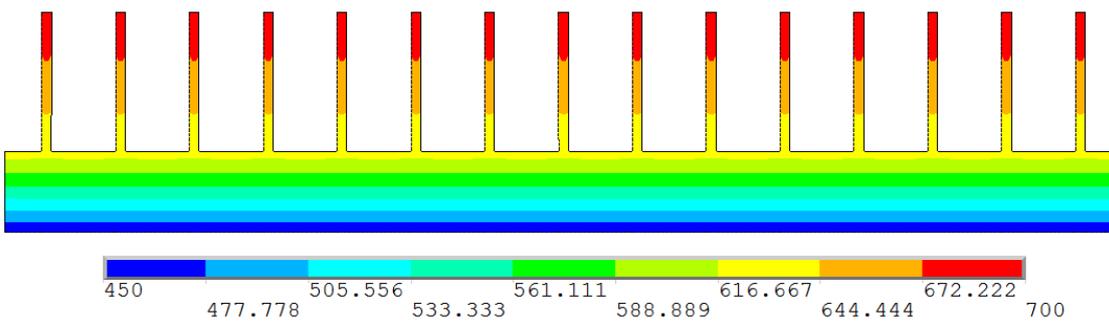


Fig. 30 - Distribuzione del campo di temperatura nella sezione del fascio tubiero

A partire dai risultati dell’analisi termica è stata poi eseguita l’analisi termo-strutturale del sottomodello tenendo conto anche del massimo valore di pressione riscontrabile all’interno del fascio tubiero (agendo anche in questo caso a favore di sicurezza), fissato a 5 bar; il contributo di tale carico allo stato tensionale generale risulta tuttavia di minore influenza rispetto a quello dovuto al gradiente di temperatura lungo lo spessore di parete. Le Figg. 31-33 riportano, rispettivamente, la mappatura delle tensioni in direzione radiale, in direzione tangenziale ed in direzione assiale (asse z); il sistema di riferimento generale è evidenziato in Fig. 29. In Fig. 34 è riportata la mappatura della tensione equivalente di Von Mises.

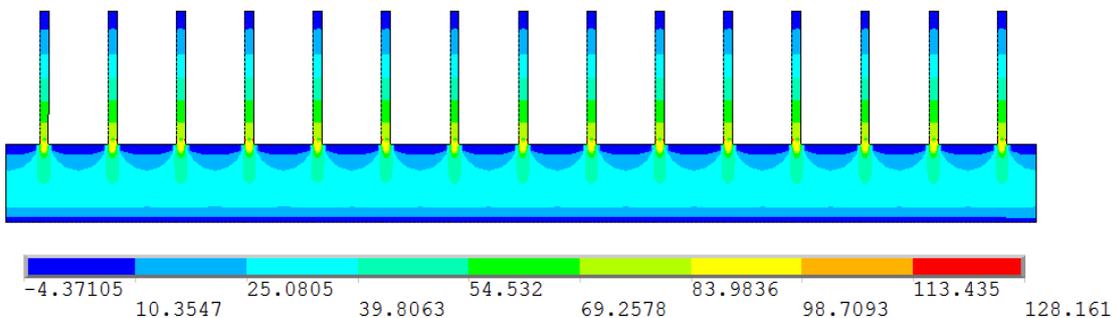


Fig. 31 - Mappatura della tensione in direzione radiale (valori in [MPa])

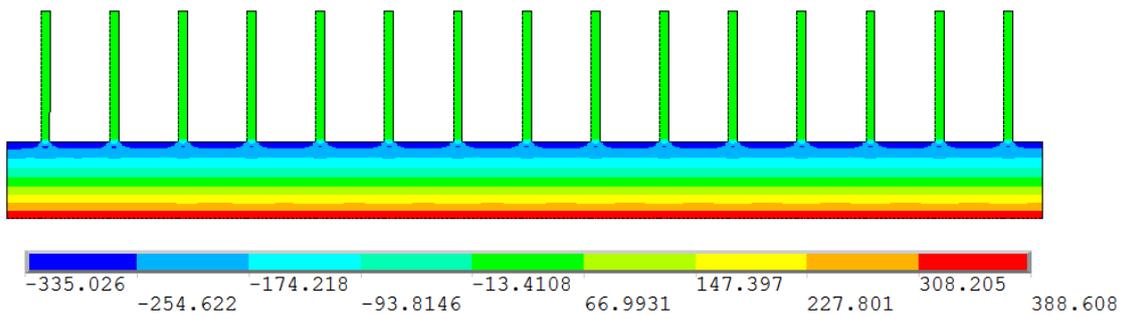


Fig. 32 - Mappatura della tensione in direzione tangenziale (valori in [MPa])

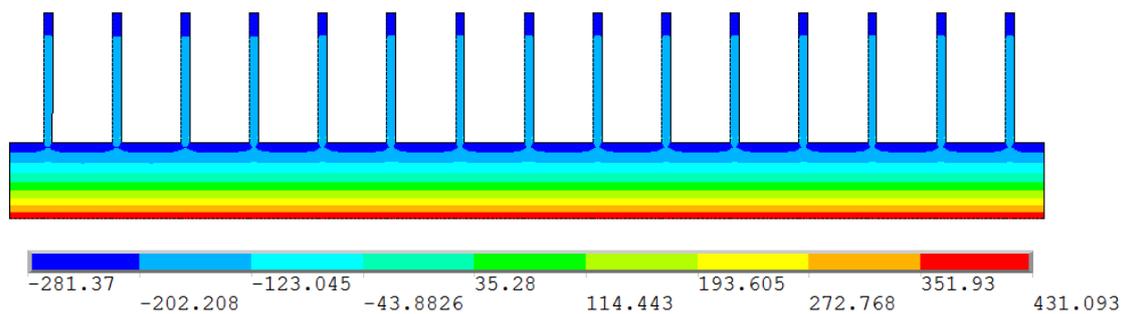


Fig. 33 - Mappatura della tensione in direzione assiale (valori in [MPa])

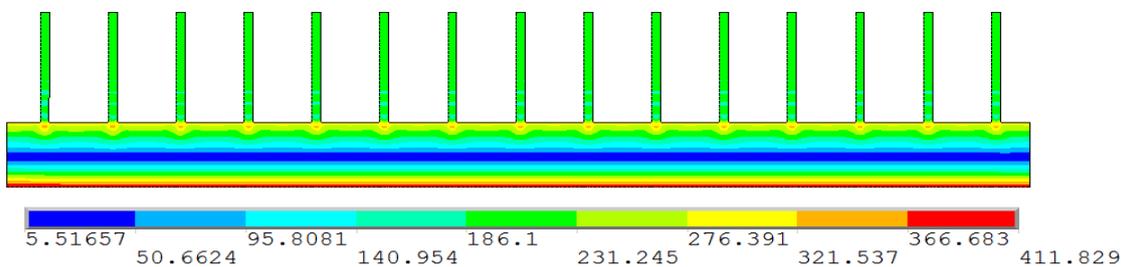


Fig. 34 - Mappatura della tensione equivalente di Von Mises (valori in [MPa])

L'analisi FEM rivela come la massima tensione di Von Mises assume un valore di circa 412 MPa; tale valore dovrà essere confrontato con il valore ammissibile del materiale che sarà definito nella fase esecutiva della progettazione.

Anche in questo caso si è agito in favore di sicurezza avendo considerato una condizione di vincolo degli spostamenti in direzione assiale restrittiva, con conseguente incremento dei valori di tensione agenti lungo tale direzione.

Gli strumenti di simulazione FE presentati costituiscono un supporto utile ai fini della progettazione esecutiva di tale scambiatore potendo essi rappresentare, grazie all'estesa parametricità, l'influenza di tutti i parametri che diverranno variabili in sede esecutiva, nonché le effettive caratteristiche geometriche del sistema e dei suoi componenti. In particolare è possibile analizzare, anche con un elevato grado di dettaglio, la distribuzione locale del campo di temperatura sulla parete e sull'alettatura dei tratti di tubi maggiormente sollecitati, nonché gli effetti del campo di temperatura, del bending e dello shear sul tubesheet, in termini di distribuzione dello stato di tensione e deformazione presente nel sistema.

2.6.2 Scambiatore di calore sali-fusi/acqua

Per questo secondo scambiatore di calore l'obiettivo è stata la messa a punto di un modello utile alla caratterizzazione strutturale dello scambiatore e alla verifica della sua integrità strutturale.

È stata innanzitutto eseguita la modellazione CAD 3D dello scambiatore a fasci tubieri in configurazione a tubi concentrici utilizzando tecniche di parametrizzazione del modello solido.

Per la disposizione dei fasci tubieri all'interno della sezione dello scambiatore si sono considerate due delle disposizioni consentite dalla normativa, ovvero quella triangolare ruotata e quella quadrata (Fig.35). Si ricorda che la sezione dello scambiatore, sulla base del dimensionamento riportato in Allegato 4, è attraversata da 18 fasci tubieri con lunghezza pari a 1400 mm.

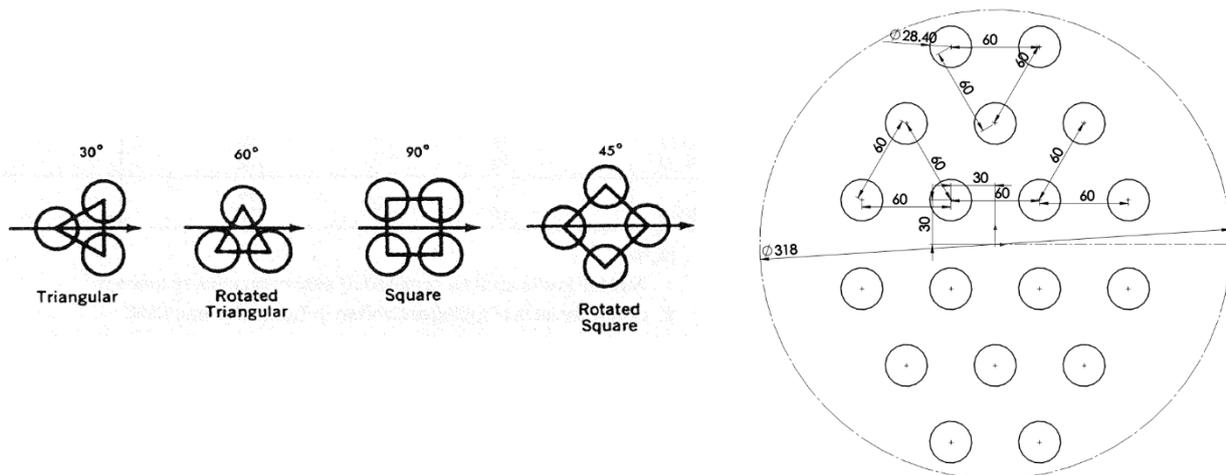


Fig. 35 – Pattern dei tubi secondo TEMA

La modellazione CAD 3D è riportata nelle Figg. 36÷38.

Le condizioni operative previste per questa tipologia di scambiatore possono ritenersi ordinarie dal punto di vista strutturale e termo-strutturale. La configurazione dello scambiatore, fortemente standardizzabile, è tale da non richiedere l'utilizzo di peculiari strumenti di calcolo e simulazione; è tutto già chiaramente consolidato e previsto dagli specifici regolamenti. Pertanto i dettami stabiliti dagli standards Tema [10] possono ritenersi sufficienti ai fini della definizione dell'integrità strutturale dello scambiatore e, quindi, esaustivi in sede di progettazione esecutiva. Il modello solido 3D dello scambiatore costituisce tuttavia la base per l'eventuale modellazione ad elementi finiti del sistema.

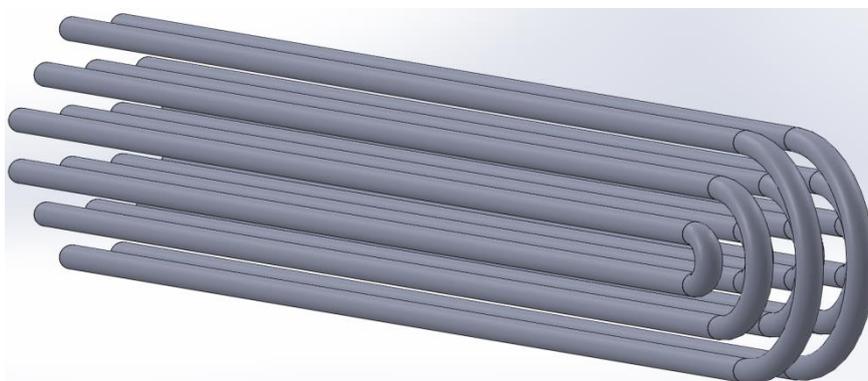


Fig. 36– Vista dei fasci tubieri

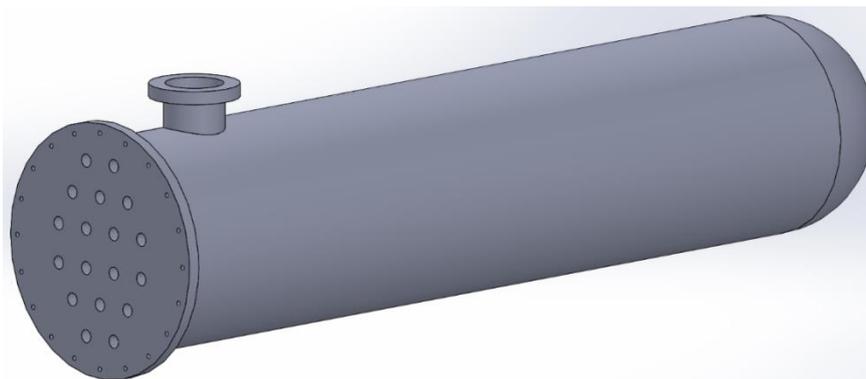


Fig. 37 - Vista complessiva dello scambiatore in configurazione classica

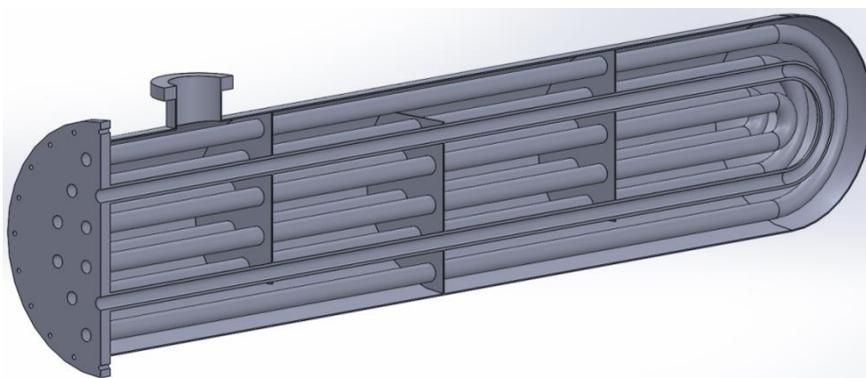


Fig. 38 - Sezione longitudinale dello scambiatore

2.7 L'impianto MoSE

Lo studio sullo scambio termico tra il fluido gassoso caldo (miscela di fumi di combustione e aria falsa) e le miscele di sali fusi utilizzati come fluidi termovettori è stato eseguito mediante campagne sperimentali effettuate su un impianto composto dal circuito a sali fusi (impianto *MoSE*) e dal circuito aria calda (impianto *Back-up*). L'impianto *MoSE* (Fig. 39) è composto principalmente da:

- un serbatoio da 500 litri nel quale è stoccato allo stato liquido la miscela di sali da studiare;
- una pompa immersa nel bagno liquido di sali per la circolazione del sale nel circuito;
- un misuratore di portata volumetrico ad ultrasuoni per la misura della portata del sale nel circuito;
- una caldaia elettrica a effetto joule che porta il sale alla temperatura desiderata di entrata nello scambiatore;
- un aerotermostato ad aria per smaltire il calore del sale preso nell'attraversamento dello scambiatore.

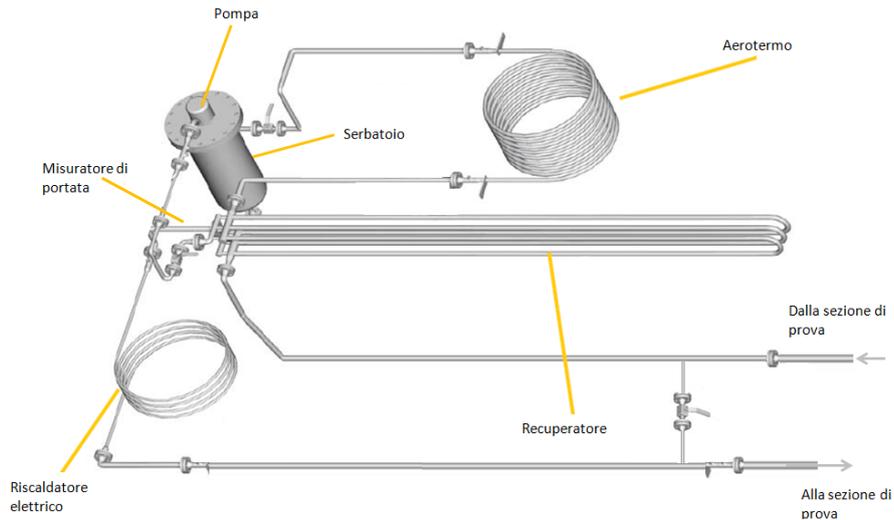


Fig. 39 – Schema dell'impianto MoSE

L'impianto *Back-up* (fig. 40) è composto principalmente da:

- una camera di combustione a sezione circolare con asse parallelo al terreno, dalla quale parte un condotto verticale a sezione rettangolare;
- un bruciatore alimentato a GPL modulabile in potenza nell'intervallo 180-480 kW;
- rampe di alimentazione GPL e biogas al bruciatore con pressione relativa della linea esterna pari a 50 mbar;
- ventilatore industriale modulabile in portata (tramite inverter), con portata massima pari a $Q_{air} = 0,7 \text{ kg/s}$ e prevalenza corrispondente pari a $\Delta P_{vent} = 5 \text{ kPa}$;
- uno scambiatore di calore a tubi alettati;
- un vaso d'espansione;
- un sistema di convogliamento fumi;
- un camino per permettere il rilascio dei fumi in atmosfera.

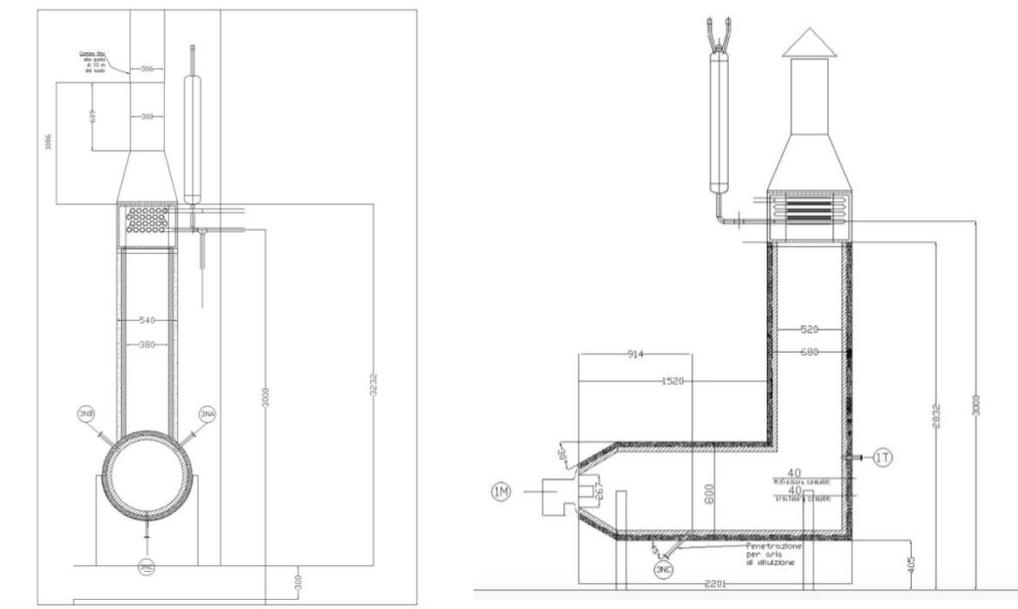


Fig. 40 – Schema impianto Back-up

Entrambi i circuiti sono dotati di sistemi di controllo sia locali che da remoto mediante DSC e sistemi di acquisizione dati (Fig. 41 e 42).

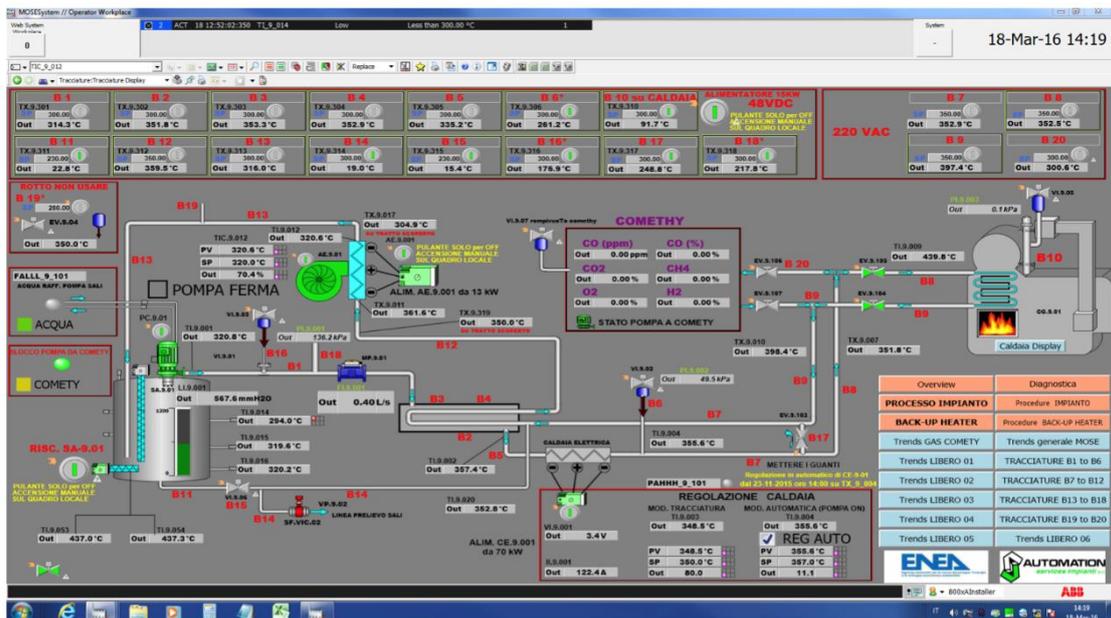


Fig. 41 - Sinottico circuito MoSE

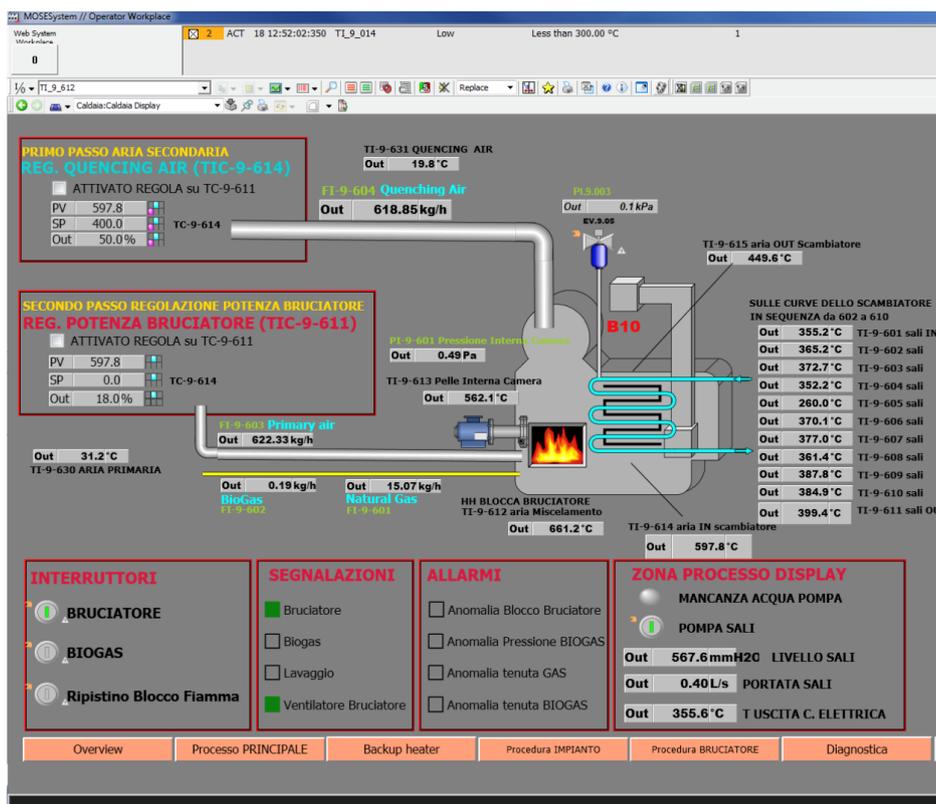


Fig. 42 - Sinottico circuito Back-up

Il circuito sali è stato progettato per portate di sale comprese tra 0,2-1 kg/s, temperature comprese tra 150-550 °C e pressione massima di 4 bar.

Il bruciatore del circuito aria genera gas caldi, prodotti dalla combustione del combustibile con il comburente, a circa 1800 °C che vengono diluiti con aria “fresca” prelevata dal ventilatore secondario fino ad avere una temperatura dei gas inviati allo scambiatore non superiore agli 800°C (per non innescare fenomeni

di deterioramento chimico della miscela di sali). L'energia viene così ceduta ai sali (fluido termovettore) che può a sua volta cederla all'aria ambiente mediante l'aeroterma. L'intervallo di temperatura dell'aria da inviare nello scambiatore è 450-800 °C e una massima sovra pressione ammissibile in camera di combustione di 9 kPa.

La pressione relativa della linea esterna combustibile è pari a 50 mbar; i due ventilatori sono modulabili in portata (tramite inverter), con portata massima di 0,7 kg/s e prevalenza corrispondente di 5 kPa. Per avere delle resistenze paragonabili tra lato aria e lato sale si è scelto di utilizzare uno scambiatore a tubi alettati lato esterno. Nello studio degli scambiatori a tubi alettati la geometria dell'alettatura è fondamentale, tutte le correlazioni dipendono fortemente dal tipo e forma di alettatura utilizzata. Un parametro importante per i banchi di tubi è il calcolo della superficie minima di passaggio che fornisce la velocità massima del fluido con la quale viene calcolato il numero di Reynolds.

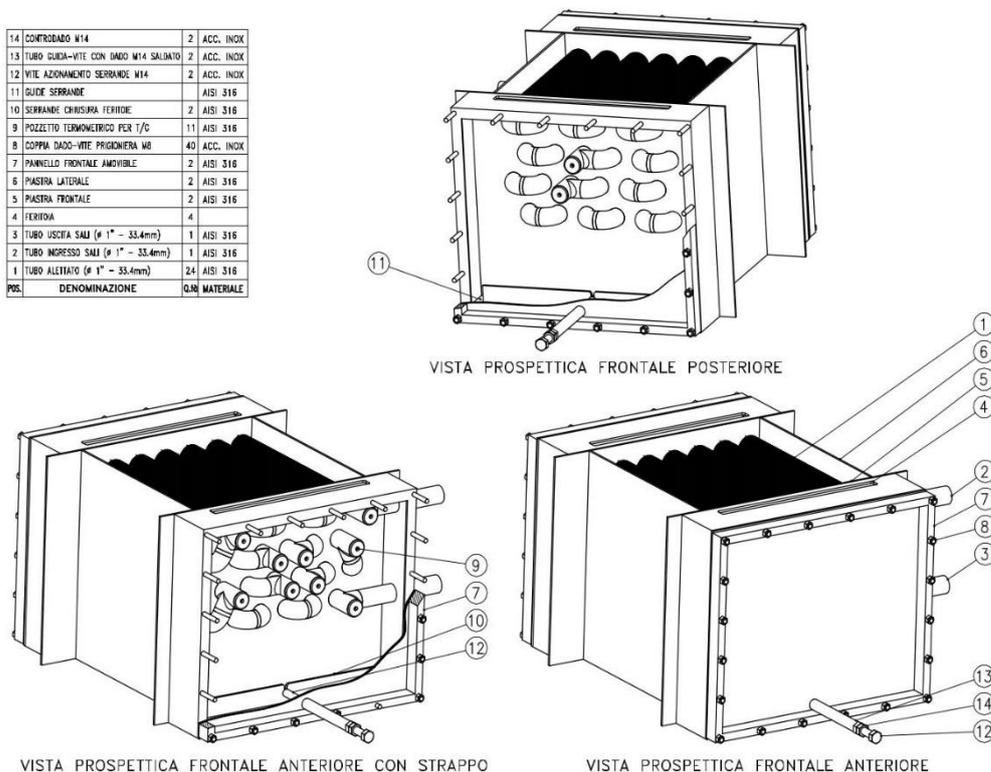


Fig. 43 – Vista prospettica scambiatore fumi-sali

Sono state fatte sperimentazioni utilizzando due tipi diverse di miscele di sale: il solar salt di composizione $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$ (60/40 w/w) e l' Hitec XL di composizione $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2/\text{KNO}_3/\text{NaNO}_3$ (42/43/15 w/w). La prima campagna sperimentale è stata fatta con il solar salt. In Tab. 9 sono riassunti tutti i parametri calcolati durante una singola prova, mentre in tab. 10 sono riportati i risultati conseguiti.

Tab. 9 – Parametri calcolati a seguito della campagna di prove con solar salt

Fumi				
L	dimensione camino	m	0,38	da progetto
T _{in}	temperatura ingresso	°C	598	da sperimentazione
T _{ou}	temperatura uscita	°C	489	da sperimentazione
ρ	densità	kg/m ³	0,395	Tabellato (aria)
C _p	calore specifico	J/kg °C	1199,8	Tabellato (aria)
μ	viscosità cinematica	Pa-s	3,80E-05	Tabellato (aria)
K	conducibilità termica	W/m°C	0,038	Tabellato (aria)
m	portata ponderale	Kg/s	0,41	da sperimentazione
A	sezione di passaggio camino	m ²	0,1444	da progetto (L*L)
Q	portata volumetrica camino	m ³ /s	1,037974684	
v	velocità camino	m/s	7,188190329	
Pr	prandtl	Pr = Cp*μ /K	1,1998	
Re	reynolds con vmax su d tubo	Re = d*v _{max} *ρ /μ	5,97E+03	
Nu	nusselt (HHED 2.5.3-12)		4,03E+01	
hf calc	(Nu*K/d)	W/m ² °C	4,58E+01	
Sali				
d _i	diametro interno del tubo	m	0,025	da progetto
T _{in}	temperatura ingresso	°C	394	da sperimentazione
T _{ou}	temperatura uscita	°C	439	da sperimentazione
ρ	densità	kg/m ³	1839,416	Tabellato (report ENEA)
C _p	calore specifico	J/kg*°C	1510,768	Tabellato (report ENEA)
μ	viscosità cinematica	Pa-s	1,83E-03	Tabellato (report ENEA)
k	conducibilità termica	W/m*°C	0,51786	Tabellato (report ENEA)
m	portata ponderale	Kg/s	7,36E-01	da sperimentazione
A	sezione passaggio	m ²	4,91E-04	
Q	portata volumetrica	m ³ /s	4,00E-04	
v	velocità	m/s	8,15E-01	
Pr	prandtl		5,33	
Re	reynolds		20.500	
Nu	nusselt (Dittus e Boelter)	0,023*Re ^{0,8} *Pr ^{0,23}	126,45	
hs	(Nu*K/d _i)	W/m ² °C	2.619,27	

Tab. 10 – Risultati ottenuti dalla campagna di prove con solar salt

Po (potenza scambiata)	W	50020,75497	delta sali
Pos/Pof		0,932891272	
P		0,220588235	
R		2,422222222	
F		0,94	
DT1	°C	159	
DT2	°C	95	
DTml	°C	124,2652548	
Po=ht*A*F*DTml	W	50020,75497	
A (scambiatore lato fumi) da progetto	m ²	9,377285952	
ht=1/(1/hs+1/hf) trascurato conduttivo			
ht (da dati sperimentali)	W/m ² *°C	45,66626729	
hf sper	W/m ² *°C	46,48	
hf calc/hf sper		0,99	

Air-side Pressure drop		
E Eulero (Gianolio & Cuti)	0,786174636	
delta P	91,8484375	Pa
Efficienza dell'aletta sperimentale	0,920351474	

Nella tabella 11 sono riassunti tutti i risultati delle prove effettuate.

Tab. 11 – Risultati ottenuti dalle campagne di prove con solar salt

m sali [kg/s]	Re sali	Ts in [°C]	Ts out [°C]	hs [w/m ² *°C]	P s [w]	m fumi [kg/s]	Re fumi	Tf in [°C]	Tf out [°C]	hf teor [w/m ² *°C]	hf speri [w/m ² *°C]
0,74	15932	349	399	2302	56154	0,36	5240	596	449	42,1	44,44
0,82	17500	349	395	2557	56828	0,36	5240	596	446	42,1	45,34
0,93	19914	349	390	2752	57558	0,36	5240	596	445	42,1	46,58
0,736	20177	394	439	2545,5	50021	0,407	5927	596	486	45,6	46,03
0,809	22200	404	443	2703	47741	0,407	5927	596	491	45,6	46,13
0,916	26341	404	440	3100	49905	0,407	5927	596	492	45,6	47,3
0,723	24244	445	479	2757	37342	0,351	5112	599	513	41,4	45,11
0,795	26700	444	474	2978	36240	0,351	5112	599	513	41,4	43,33
0,903	30305	445	472	3296	37068	0,351	5112	599	512	41,4	45,43
0,457	13706	414	480	1811	45639	0,48	6990	612	520	50,8	45,76
0,66	19464	409	469	2415	60148	0,484	7005	624	521	51	51,57

La seconda campagna sperimentale è stata effettuata sulla miscela Hitech XL. Come prima sperimentazione sono state fatte delle prove di sola fluidodinamica, essendo una nuova miscela di sale che ha delle proprietà chimico-fisiche molto diverse dalla solar salt, miscela di sali nitrati fino ad ora utilizzata nei nostri impianti. La prima grossa differenza tra le due miscele sta nella viscosità soprattutto alle basse temperature. Nella tabella 12 sono riassunti i risultati ottenuti nelle varie prove effettuate, con differenti condizioni termiche operative.

Tab. 12 – Risultati ottenuti dalle campagna di prove con Hitech XL

	1 prova	2 prova	3 prova	4 prova	5 prova	6 prova	7 prova	8 prova	°C
Sale serbatoio	344	260	226	200	190	200	200	200	°C
Tracciature	300	200	200	200	190	180	160	150	°C
Caldaia elettrica	300	260	200	200	190	180	160	150	Hz
Frequenza pompa	30	30	30	30	30	30	30	30	
Portata sale	4,30E-01	3,60E-01	2,50E-01	2,20E-01	1,90E-01	2,10E-01	2,10E-01	0	l/s
Pressione	1,17E+02	1,15E+02	1,12E+02	1,20E+02	1,16E+02	1,15E+02	1,16E+02	0	Kpa
Densità	2,01E+03	2,07E+03	2,09E+03	2,11E+03	2,12E+03	2,11E+03	2,11E+03	0	Kg/m ³
Viscosità	4,37E-03	9,55E-03	1,60E-02	2,77E-02	3,59E-02	2,77E-02	2,77E-02	0	Pa s
Conducibilità termica	5,19E-01	0	w/m °C						
Diametro interno	2,66E-02	0	m						
Sezione di passaggio	5,57E-04	0	m ²						
Velocità	7,72E-01	6,46E-01	4,49E-01	3,95E-01	3,41E-01	3,77E-01	3,77E-01	0	m/s
Re	9,49E+03	3,73E+03	1,56E+03	8,03E+02	5,36E+02	7,66E+02	7,66E+02		

Come si può notare al diminuire della temperatura, mantenendo il numero di giri della pompa costante, la portata di sale nel circuito si abbassa notevolmente e quindi la velocità con conseguente diminuzione del numero di Re. Questo comporta gravi problemi allo scambiatore. Nella tabella 13 vengono riassunti i risultati ottenuti nelle prove di scambio termico.

Tab. 13 – Risultati ottenuti dalle campagna di prove con Hitech XL nelle prove di scambio termico

Tsali in °C	Tsali out °C	Portata s kg/s	hs W/m ² °C	Potenza sali W
307	369	0,65	1280	58437,5
305	379	0,53	1059,5	56733
303	397	0,45	928	61047
360	395	0,8	2102,5	40032
364	418	0,62	1478	47759
362	428	0,54	1304,6	50898
361	401	0,94	2409	53727
Tfumi in °C	Tfumi out °C	Portata Kg/s	hf W/m ² °C	Potenza fumi W
609	450	0,336	40,26	64098
616	465	0,336	40,26	60873
619	456	0,336	40,26	65710,5
612	510	0,352	41,5	43077,5
629	510	0,36	42,1	51399
632	505	0,36	42,1	54855
631	495	0,358	42	58416

3 Conclusioni

In questo report sono state illustrate le attività svolte e sono stati presentati i risultati ottenuti nell'ambito dell'accordo di collaborazione ENEA - Università di Roma "Tor Vergata" finalizzato alle analisi termo-strutturali di apparecchiature di scambio termico (scambiatore fumi-sali e sali-acqua).

Sono state innanzitutto elaborate, sulla base di dati di letteratura e di dati sperimentali forniti da ENEA, delle correlazioni funzionali per la caratterizzazione di miscele binarie e ternarie di sali fusi; nelle prossime annualità, al fine di fornire dimensionamenti sempre più veritieri e "raffinati" a chi dovrà condurre la progettazione esecutiva degli scambiatori, sarà fondamentale caratterizzare adeguatamente la miscela ternaria che si intenderà utilizzare nell'impianto da realizzare presso il Centro di Ricerca ENEA di Trisaia.

È stato quindi validato, sulla base di dati sperimentali raccolti durante campagne di prove svolte in ENEA Casaccia su uno scambiatore a sali fusi disponibile, il modello di calcolo di proprietà dell'Unità di Ricerca di Roma "Tor Vergata" che effettua il dimensionamento degli scambiatori di calore nel rispetto di assegnati vincoli geometrici e funzionali. La validazione è risultata del tutto soddisfacente per lo scambiatore alimentato da una miscela binaria di sali fusi (tale miscela era stata completamente caratterizzata dall'ENEA). Alcuni scostamenti sono stati riscontrati nella validazione con dati raccolti durante la sperimentazione dello stesso scambiatore alimentato da una miscela ternaria di sali fusi. Poiché in queste simulazioni la geometria dello scambiatore è perfettamente nota, lo scostamento tra i dati sperimentali e quelli di calcolo sono imputabili alle proprietà della miscela calcolate con le correlazioni desunte da dati di letteratura. Nelle prossime annualità sarà importante definire la miscela che si intenderà utilizzare nell'impianto di Trisaia, caratterizzarla, come già fatto in ENEA con la miscela binaria, e quindi elaborare nuove correlazioni per il calcolo delle proprietà fisico-termodinamiche della miscela che verrà impiegata durante la sperimentazione nell'impianto di Trisaia.

Sono state identificate poi diverse soluzioni realizzative per lo scambiatore fumi/sali-fusi e per lo scambiatore sali-fusi/acqua. Le diverse soluzioni proposte sono state confrontate alla luce di vincoli geometrici (ingombri, masse e quindi costo degli scambiatori) e funzionali (in particolare la temperatura di parete). Da tale confronto, insieme al personale ENEA, è stata selezionata la soluzione definitiva per la quale è stato realizzato il dimensionamento funzionale.

Lo scambiatore fumi/sali-fusi, nella configurazione finale concordata, è un cross-flow in controcorrente e possiede un fascio tubiero composto da 126 tubi ripartiti in 21 file che costituiscono unità ripetitive disposte lungo la dimensione maggiore dello stesso. Il fascio tubiero presenta un'alettatura esterna con 104 alette disposte su ogni tratto rettilineo. I fumi entrano nello scambiatore con una temperatura iniziale pari a 700°C e riscaldano i sali fusi fino alla temperatura di 450°C. La temperatura di parete massima calcolata è intorno ai 500°C.

Lo scambiatore sali-fusi/acqua, nella configurazione finale concordata, è uno scambiatore a tubi concentrici, in controcorrente pura, costituito da 18 tubi circolari, disposti su 18 file, della lunghezza di 1400 mm ciascuno. In questo secondo scambiatore, è risultata del tutto marginale la problematica delle temperature di parete dello scambiatore di calore.

Infine sono state condotte analisi termo-strutturali delle configurazioni di scambiatori di calore prescelte al fine di verificare il rispetto di vincoli di tipo meccanico-costruttivo e delle normative di settore. Per lo scambiatore sali-fusi/acqua, le condizioni operative possono ritenersi ordinarie dal punto di vista strutturale e termo-strutturale e pertanto non è stato necessario l'utilizzo di peculiari strumenti di calcolo e simulazione. Per lo scambiatore fumi/sali-fusi, invece, sono stati allestiti dettagliati modelli strutturali agli elementi finiti che hanno consentito di valutare, per quanto riguarda le verifiche a bending ed a shear del tubesheet, che non sono presenti peculiari criticità. Tuttavia, i risultati numerici hanno poi dimostrato che localmente, ovvero in prossimità delle zone di applicazione dei vincoli, si raggiungono valori rilevanti dello stress equivalente di Von Mises. Tali valori risentono fortemente, oltre che degli elevati valori del gradiente di temperatura lungo lo spessore di parete dei tubi, delle condizioni al contorno impostate e pertanto, in sede di progettazione esecutiva, le condizioni di vincolo tra il fascio tubiero ed il suo alloggiamento, dovranno

essere adeguatamente definite. Considerato poi il valore della massima tensione di Von Mises calcolata, in sede di progettazione esecutiva sarà fondamentale selezionare un materiale in grado di sopportare i livelli di sollecitazioni rilevati.

4 Riferimenti bibliografici

1. Donald Q. Kern, "Process Heat Transfer", McGraw-Hill International Book Company.
2. Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. al. "Heat and Mass Transfer" Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.
3. A. Miliozzi, G.M. Giannuzzi, P. Tarquini, A. La Barbera, "Fluido termovettore: dati di base della miscela di nitrati di sodio e potassio", ENEA/SOL/RD/2001/07 Rev. 0.0.
4. S. Sau, N. Corsaro, A. Tizzoni, M. Agostini, A. Masci, "Nitrati fusi come fluido termovettore in caldaie alimentate a biomasse. Compatibilità di materiali con sali ternari contenenti litio e calcio", Report RdS/PAR2014/160.
5. Judith C. Gomez, Nicolas Calvet, Anne K. Starace, Greg C. Glatzmaier, "Ca(NO₃)₂—NaNO₃—KNO₃ Molten Salt Mixtures for Direct Thermal Energy Storage Systems in Parabolic Trough Plants", Journal of Solar Energy Engineering, MAY 2013, Vol. 135/021016.
6. Daniel M. Blake, Luc Moens, Mary Jane Hale, Henry Price, David Kearney, and Ulf Herrmann, "New Heat Transfer and Storage Fluids for Parabolic Trough Solar Thermal Electric Plants", Proceedings of the 11th SolarPACES International Symposium On concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, September 4-6, 2002, Zurich, Switzerland.
7. 2009 National Renewable Energy Laboratory, "Solar Advisor Model Reference Manual for CSP Trough Systems", SAM Version 3.0, July 2009.
8. Database NREL - sam-htf-property-tables.xls.
9. Coastal Chemical Co., L.L.C., Brenntag Company, "HITEC® Heat Transfer Salt".
10. Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association, Ninth Edition, TEMA, Tubular Exchanger Manufacturers Association, INC, New York, US, 2007
11. Vullo V., Vivio F., "Rotors: Stress Analysis and Design", Springer, 2012.
12. ASME Boiler and Pressure Vessel Code Div. II – Part D – Properties (Metric) Materials.

5 Curriculum scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale

Il gruppo Sistemi Energetici (ING-IND/09) del Dipartimento di Ingegneria Industriale si occupa da oltre vent'anni di tecnologie avanzate per la generazione di energia elettrica, meccanica e termica, collaborando con Enti primari, pubblici e privati, nel settore energetico e partecipando a progetti di ricerca finalizzati ad incrementare le prestazioni e a ridurre l'impatto ambientale dei sistemi energetici.

Tra i riconoscimenti ricevuti nel settore, si cita qui il PRIME MOVERS COMMITTEE AWARDS che nel 2001 i Proff. Gambini e Vellini hanno ricevuto dalla Power Division dell'ASME (American Society of Mechanical Engineers) per gli studi e le ricerche condotte in merito ai sistemi di abbattimento delle emissioni di gas ad effetto serra dai sistemi energetici.

Nell'ambito del presente progetto il gruppo di Sistemi Energetici si avvarrà, relativamente alle competenze nel settore dell'analisi strutturale, del prof. Francesco Vivio.

Di seguito vengono presentati i CV dei componenti del gruppo di Ricerca che parteciperà al progetto.

Michela Vellini (Responsabile scientifico): ha conseguito la laurea in Ingegneria Meccanica nel 1996 e il dottorato di ricerca in Impianti Motori Termici nel 2000. Dal 2005 è professore associato di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata. L'attività scientifica, concretizzata in numerose pubblicazioni presentate in sede nazionale e internazionale, è prevalentemente rivolta ai sistemi energetici con particolare riferimento alle connesse tematiche energetico-ambientali e ai correlati aspetti tecnologici, economici e gestionali

Marco Gambini: Direttore del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata. Ordinario di "Centrali Termoelettriche" dal 2000. L'attività scientifica, concretizzata in numerose pubblicazioni presentate in sede nazionale e internazionale, è prevalentemente rivolta alla conversione termoelettrica dell'energia, alle relative tecnologie impiantistiche e all'impatto ambientale dei sistemi energetici. Ha svolto numerosi progetti di ricerca in ambito nazionale e internazionale in collaborazione con importanti enti pubblici e privati nei settori dell'impiantistica per l'energia e del risparmio energetico.

Francesco Vivio: ha conseguito la laurea in Ingegneria Meccanica nel 1996 e il dottorato di ricerca in Progettazione dei Sistemi Meccanici nel 2000. È Professore associato di Progettazione e Costruzione di Macchine presso l'Università degli Studi di Roma Tor Vergata. L'attività scientifica, concretizzata in numerose pubblicazioni presentate in sede nazionale e internazionale ed in una monografia internazionale, è prevalentemente rivolta all'analisi e calcolo strutturale finalizzati alla progettazione ed ottimizzazione strutturale, in ambito industriale, di componenti e sistemi meccanici ed aerospaziali con metodi teorici e numerici avanzati.

ALLEGATO 1 - Output del codice di calcolo utilizzando come input i dati rilevati nella prima campagna sperimentale (11 PROVE)

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1

CARATTERISTICHE GEOMETRICHE E ARCHITETTURA SCAMBIATORE

** STAMPA DATI LETTI **

TIPO SCAMBIATORE : CROSS - FLOW	NSCAMB=	3	
TIPO TUBI : CIRCOLARI	ITUB=	1	
TIPO FLUSSO : CROSS-FLOW CONTROCORRENTE	NFLOW=	3	
SETTI TRASVERSALI : ASSENTI	NSETT=	0	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	24	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
ALETTE ESTERNE : TRASV. SEZIONE RETTANG	NTALM=	3	
ALETTE INTERNE : ASSENTI	NTALT=	0	
MAGLIA TRA I TUBI : TRIANGOLARE	MAGLIA=	2	
METALLO TUBI : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMET=	6	
METALLO ALETTE : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMETAL=	6	
FLUIDO CALDO : GAS COMBUSTI	NFC=	207	
FLUIDO FREDDO : SALI FUSI BIN.	NFF=	414	
FLUIDO LATO MANTELLO : FLUIDO CALDO	NFLM=	207	
LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.38000	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.38000	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.03340	m
SPESSORE DEI TUBI	SPT=	0.00420	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05730	m
LUNGHEZZA DEI TUBI	RLTUB=	0.36400	m
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	530	1/m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	24	
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	4	

** GEOMETRIA SCAMBIATORE **

LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.3800	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.38000	m
ALTEZZA MANTELLO	HS=	0.19849	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.0334	m
SPESSORE TUBI	SPT=	0.00420	m
DIAMETRO INTERNO TUBI	DIT=	0.0250	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05730	m
LUNGHEZZA TUBI	RLTUB=	0.364	m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	24	
SUPERFICIE TOTALE INTERNA DEI TUBI	SUPSI=	0.686	m ²
SUPERFICIE TOTALE ESTERNA DEI TUBI	SUPSE=	9.453	m ²
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
AREA DI EFFLUSSO LATO TUBI	AET=	0.00049	m ²
AREA DI EFFLUSSO LATO MANTELLO	AEM=	0.05068	m ²
DIAMETRO EQUIVALENTE MANTELLO	DEQ=	0.0399	m
DIAMETRO EQUIVALENTE PERDITE DI CARICO	DEQDP=	0.0066	m
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA MANTELLO	RDLM=	0.10966	
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA TUBI	RDLT=	0.06868	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	24	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
PRESENZA SETTI	NSETT=	0	
MAGLIA DEI TUBI	MAGLIA=	2	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	4	
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	530	1/m
TIPO DI ALETTE ESTERNE	NTALM=	3	
TIPO DI ALETTE INTERNE	NTALT=	0	
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
PESO TUBI SENZA ALETTE	PSTUB=	26.8	kg
PESO ALETTE	PSAL=	16.8	kg
PESO TOTALE TUBI E ALETTE	PTOT=	43.7	kg

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 1

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	464.78	523.82
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	468.96	397.87	429.88
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	17.09	14.55	15.69
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.360	0.360	0.360
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.866	0.737	0.795
DENSITA' (kg/m ³)	0.4157	0.4882	0.4527
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3277E-01	0.3447E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3247E-01	0.3030E-01	0.3129E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8772E-04	0.6711E-04	0.7614E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1807	1.1981
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05128	0.05457
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.057	20.075	20.517
NUMERO DI REYNOLDS RE	7776.1	8653.6	8226.6
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.754	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	53.72	57.38	55.64
COEFF CONV H (W/m ² *K)	78.79	73.71	76.06

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	349.00	399.34	371.65
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	383.08	454.85	415.40
PRESSIONE P (bar)	1.650	1.000	1.325
VELOCITA' U (m/s)	0.81	0.83	0.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.747	0.747	0.747
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1868.0360	1836.0204	1853.6317
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.2351E+01	0.1782E+01	0.2055E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1932E+01	0.1452E+01	0.1661E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1259E-05	0.9705E-06	0.1109E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5030	1.5117	1.5069
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.50931	0.51887	0.51361
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.075	21.057	20.517
NUMERO DI REYNOLDS RE	16184.9	21354.6	18512.5
NUMERO DI PRANDTL PR	6.937	5.190	6.030
NUMERO DI NUSSELT NU	119.52	132.99	126.12
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2434.83	2760.28	2591.07

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.360	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.747	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	464.78	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	349.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	399.34	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.531	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.650	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	56.671	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	64.998	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.278	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.27	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	539.97	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	39.18	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	152.67	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	56.338	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 2

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	463.24	522.62
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	463.56	395.85	426.16
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	17.09	14.52	15.67
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.360	0.360	0.360
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.866	0.736	0.794
DENSITA' (kg/m ³)	0.4157	0.4893	0.4534
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3272E-01	0.3443E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3231E-01	0.3023E-01	0.3117E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8772E-04	0.6688E-04	0.7595E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1802	1.1977
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05119	0.05450
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.980	20.045	20.463
NUMERO DI REYNOLDS RE	7776.1	8665.6	8234.7
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.754	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	53.76	57.44	55.69
COEFF CONV H (W/m ² *K)	78.85	73.66	76.05

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	349.00	395.29	369.70
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	380.86	449.24	411.47
PRESSIONE P (bar)	1.785	1.000	1.392
VELOCITA' U (m/s)	0.90	0.91	0.90
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.822	0.822	0.822
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1868.0360	1838.5978	1854.8683
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.2351E+01	0.1817E+01	0.2078E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1955E+01	0.1476E+01	0.1688E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1259E-05	0.9880E-06	0.1120E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5030	1.5110	1.5066
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.50931	0.51810	0.51324
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.045	20.980	20.463
NUMERO DI REYNOLDS RE	17809.9	23050.4	20149.0
NUMERO DI PRANDTL PR	6.937	5.297	6.099
NUMERO DI NUSSELT NU	128.81	142.60	135.48
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2624.20	2955.20	2781.39

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.360	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.822	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	463.24	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	349.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	395.29	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.538	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.785	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	57.328	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	78.475	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.277	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.21	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	547.36	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	39.72	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	153.44	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	57.410	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 3

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	460.15	520.38
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	456.98	393.15	421.47
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	17.09	14.46	15.62
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.360	0.360	0.360
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.866	0.733	0.792
DENSITA' (kg/m ³)	0.4157	0.4913	0.4547
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3263E-01	0.3437E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3210E-01	0.3013E-01	0.3102E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8772E-04	0.6641E-04	0.7559E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1793	1.1971
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05102	0.05438
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.884	20.003	20.394
NUMERO DI REYNOLDS RE	7776.1	8689.7	8249.9
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.754	0.756
NUMERO DI NUSSELT NU	53.81	57.55	55.79
COEFF CONV H (W/m ² *K)	78.92	73.55	76.00

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	349.00	390.68	367.48
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	377.78	442.26	406.39
PRESSIONE P (bar)	2.009	1.000	1.505
VELOCITA' U (m/s)	1.02	1.03	1.03
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.934	0.934	0.934
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.001	0.001	0.001
DENSITA' (kg/m ³)	1868.0360	1841.5283	1856.2843
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.2351E+01	0.1858E+01	0.2105E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1987E+01	0.1507E+01	0.1726E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1259E-05	0.1009E-05	0.1134E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5030	1.5102	1.5062
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.50931	0.51723	0.51282
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.003	20.884	20.394
NUMERO DI REYNOLDS RE	20237.0	25606.1	22605.9
NUMERO DI PRANDTL PR	6.937	5.424	6.181
NUMERO DI NUSSELT NU	142.34	156.63	149.14
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2899.88	3240.46	3059.26

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.360	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.934	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	460.15	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	349.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	390.68	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.550	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	2.009	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	58.640	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	100.941	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.276	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.11	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	556.64	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	40.39	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	153.45	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.997	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	58.399	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 4

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	493.74	540.55
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	496.51	436.19	463.77
PRESSIONE P (bar)	1.004	1.000	1.002
VELOCITA' U (m/s)	19.30	17.09	18.10
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.407	0.407	0.407
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.978	0.866	0.918
DENSITA' (kg/m ³)	0.4160	0.4698	0.4436
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3361E-01	0.3494E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3334E-01	0.3154E-01	0.3237E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8765E-04	0.7154E-04	0.7876E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1894	1.2027
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05290	0.05550
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.459	20.627	21.008
NUMERO DI REYNOLDS RE	8791.3	9538.2	9175.4
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	58.19	61.22	59.77
COEFF CONV H (W/m ² *K)	85.35	81.13	83.10

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	394.00	438.95	414.58
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	423.45	484.27	451.27
PRESSIONE P (bar)	1.638	1.000	1.319
VELOCITA' U (m/s)	0.82	0.83	0.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.736	0.736	0.736
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1839.4160	1810.8287	1826.3297
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1828E+01	0.1523E+01	0.1666E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1609E+01	0.1355E+01	0.1467E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9937E-06	0.8412E-06	0.9124E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5108	1.5185	1.5143
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.51786	0.52640	0.52177
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.627	21.459	21.008
NUMERO DI REYNOLDS RE	20510.5	24613.3	22500.3
NUMERO DI PRANDTL PR	5.332	4.393	4.835
NUMERO DI NUSSELT NU	128.77	137.69	133.35
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2667.44	2899.18	2783.02

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.407	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.736	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	493.74	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	394.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	438.95	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.506	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.004	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.638	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	50.098	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	63.779	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.358	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	37.72	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	578.06	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	41.95	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	126.23	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	49.872	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 5

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	497.60	542.40
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	496.68	442.08	466.91
PRESSIONE P (bar)	1.004	1.000	1.002
VELOCITA' U (m/s)	19.30	17.18	18.15
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.407	0.407	0.407
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.978	0.871	0.920
DENSITA' (kg/m ³)	0.4160	0.4675	0.4426
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3372E-01	0.3499E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3335E-01	0.3173E-01	0.3248E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8765E-04	0.7214E-04	0.7906E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1905	1.2032
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05311	0.05560
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.468	20.715	21.057
NUMERO DI REYNOLDS RE	8791.3	9506.8	9161.8
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	58.19	61.06	59.70
COEFF CONV H (W/m ² *K)	85.34	81.25	83.15

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	404.00	443.33	421.91
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	429.88	484.91	454.90
PRESSIONE P (bar)	1.770	1.000	1.385
VELOCITA' U (m/s)	0.90	0.91	0.90
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.809	0.809	0.809
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1833.0560	1808.0400	1821.6669
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1744E+01	0.1502E+01	0.1618E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1571E+01	0.1353E+01	0.1452E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9515E-06	0.8308E-06	0.8883E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5125	1.5193	1.5156
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.51976	0.52723	0.52316
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.715	21.468	21.057
NUMERO DI REYNOLDS RE	23627.8	27434.2	25466.2
NUMERO DI PRANDTL PR	5.074	4.328	4.687
NUMERO DI NUSSELT NU	140.92	149.01	145.02
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2929.81	3142.55	3034.83

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.407	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.809	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	497.60	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	404.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	443.33	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.512	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.004	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.770	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	48.227	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	77.021	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.359	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	37.82	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	588.76	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	42.72	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	120.73	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.997	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	48.596	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 6

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	596.00	495.20	540.68
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	491.43	439.96	463.15
PRESSIONE P (bar)	1.004	1.000	1.002
VELOCITA' U (m/s)	19.30	17.13	18.11
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.407	0.407	0.407
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.978	0.868	0.918
DENSITA' (kg/m ³)	0.4160	0.4689	0.4435
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3646E-01	0.3365E-01	0.3494E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3319E-01	0.3166E-01	0.3236E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8765E-04	0.7176E-04	0.7879E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2174	1.1898	1.2028
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05855	0.05298	0.05550
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.391	20.682	21.001
NUMERO DI REYNOLDS RE	8791.3	9526.3	9174.4
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	58.23	61.15	59.77
COEFF CONV H (W/m ² *K)	85.40	81.16	83.11

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	404.00	439.56	420.05
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	427.44	479.33	450.82
PRESSIONE P (bar)	1.985	1.000	1.492
VELOCITA' U (m/s)	1.02	1.03	1.02
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.917	0.917	0.917
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.001	0.001
DENSITA' (kg/m ³)	1833.0560	1810.4376	1822.8506
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1744E+01	0.1520E+01	0.1630E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1585E+01	0.1369E+01	0.1469E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9515E-06	0.8397E-06	0.8942E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5125	1.5186	1.5152
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.51976	0.52652	0.52281
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.682	21.391	21.001
NUMERO DI REYNOLDS RE	26768.3	30711.7	28642.9
NUMERO DI PRANDTL PR	5.074	4.384	4.723
NUMERO DI NUSSELT NU	155.52	163.94	159.72
COEFF CONV H (W/m ² *K)	3233.41	3452.66	3340.15

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.407	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.917	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	596.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	495.20	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	404.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	439.56	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.525	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.004	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.985	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	49.390	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	98.497	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.358	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	37.72	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	598.80	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	43.45	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	120.90	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.997	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	49.500	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 7

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	599.00	515.26	553.05
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	517.78	472.26	492.77
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	16.72	15.16	15.86
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.351	0.351	0.351
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.847	0.768	0.804
DENSITA' (kg/m ³)	0.4143	0.4570	0.4367
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3655E-01	0.3423E-01	0.3529E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3405E-01	0.3273E-01	0.3333E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8822E-04	0.7489E-04	0.8080E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2182	1.1956	1.2061
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05871	0.05410	0.05619
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.800	21.174	21.456
NUMERO DI REYNOLDS RE	7564.8	8077.8	7834.8
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.39	54.54	53.54
COEFF CONV H (W/m ² *K)	77.06	73.92	75.36

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	445.00	477.30	459.57
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	463.46	509.24	484.09
PRESSIONE P (bar)	1.624	1.000	1.312
VELOCITA' U (m/s)	0.82	0.82	0.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.723	0.723	0.723
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1806.9800	1786.4387	1797.7111
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1494E+01	0.1375E+01	0.1434E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1420E+01	0.1292E+01	0.1355E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8270E-06	0.7697E-06	0.7978E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5195	1.5251	1.5220
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.52755	0.53369	0.53032
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.174	21.800	21.456
NUMERO DI REYNOLDS RE	24643.9	26785.7	25678.7
NUMERO DI PRANDTL PR	4.304	3.928	4.116
NUMERO DI NUSSELT NU	135.44	139.81	137.59
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2858.01	2984.52	2918.74

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.351	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.723	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	599.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	515.26	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	445.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	477.30	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.544	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.624	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	35.542	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	62.368	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.277	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.20	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	556.39	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	40.37	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	93.64	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	35.592	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 8

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	599.00	513.75	551.98
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	513.75	470.30	489.75
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	16.72	15.13	15.84
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.351	0.351	0.351
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.847	0.767	0.803
DENSITA' (kg/m ³)	0.4143	0.4579	0.4373
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3655E-01	0.3418E-01	0.3526E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3393E-01	0.3267E-01	0.3324E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8822E-04	0.7466E-04	0.8063E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2182	1.1952	1.2058
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05871	0.05401	0.05613
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.743	21.145	21.413
NUMERO DI REYNOLDS RE	7564.8	8087.9	7841.4
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.42	54.60	53.58
COEFF CONV H (W/m ² *K)	77.10	73.87	75.34

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	444.00	473.90	457.41
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	461.34	505.03	480.89
PRESSIONE P (bar)	1.752	1.000	1.376
VELOCITA' U (m/s)	0.90	0.91	0.90
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.795	0.795	0.795
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1807.6161	1788.5988	1799.0889
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1499E+01	0.1385E+01	0.1442E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1428E+01	0.1302E+01	0.1364E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8293E-06	0.7745E-06	0.8018E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5194	1.5245	1.5217
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.52736	0.53304	0.52991
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.145	21.743	21.413
NUMERO DI REYNOLDS RE	27015.1	29232.5	28075.1
NUMERO DI PRANDTL PR	4.318	3.961	4.141
NUMERO DI NUSSELT NU	145.91	150.43	148.12
COEFF CONV H (W/m ² *K)	3077.94	3207.44	3139.67

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.351	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.795	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	599.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	513.75	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	444.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	473.90	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.550	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.752	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	36.173	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	75.175	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.277	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.15	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	563.59	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	40.90	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	94.75	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	36.490	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 9

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	599.00	512.38	550.85
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	509.98	469.59	487.49
PRESSIONE P (bar)	1.003	1.000	1.001
VELOCITA' U (m/s)	16.72	15.10	15.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.351	0.351	0.351
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.847	0.765	0.802
DENSITA' (kg/m ³)	0.4143	0.4587	0.4379
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3655E-01	0.3414E-01	0.3523E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3382E-01	0.3264E-01	0.3317E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8822E-04	0.7444E-04	0.8045E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2182	1.1948	1.2055
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05871	0.05394	0.05607
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.689	21.133	21.380
NUMERO DI REYNOLDS RE	7564.8	8097.2	7848.3
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.44	54.63	53.62
COEFF CONV H (W/m ² *K)	77.13	73.82	75.32

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	445.00	471.73	456.87
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	460.47	501.10	478.48
PRESSIONE P (bar)	1.968	1.000	1.484
VELOCITA' U (m/s)	1.02	1.03	1.02
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.903	0.903	0.903
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.001	0.001
DENSITA' (kg/m ³)	1806.9800	1789.9808	1799.4292
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1494E+01	0.1392E+01	0.1445E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1431E+01	0.1311E+01	0.1371E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.8270E-06	0.7778E-06	0.8028E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5195	1.5241	1.5216
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.52755	0.53263	0.52981
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.133	21.689	21.380
NUMERO DI REYNOLDS RE	30796.0	33058.0	31860.7
NUMERO DI PRANDTL PR	4.304	3.983	4.148
NUMERO DI NUSSELT NU	161.70	166.29	163.91
COEFF CONV H (W/m ² *K)	3412.17	3542.91	3473.71

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.351	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.903	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	599.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	512.38	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	445.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	471.73	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.562	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.003	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.968	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	36.744	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	96.767	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.276	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.10	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	573.15	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	41.59	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	94.17	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	36.892	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 10

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	612.00	530.33	570.07
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	543.99	472.38	507.10
PRESSIONE P (bar)	1.005	1.000	1.003
VELOCITA' U (m/s)	23.15	21.12	22.11
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.480	0.480	0.480
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	1.173	1.070	1.121
DENSITA' (kg/m ³)	0.4091	0.4484	0.4284
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3690E-01	0.3465E-01	0.3576E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3472E-01	0.3264E-01	0.3366E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9018E-04	0.7727E-04	0.8347E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2215	1.1999	1.2107
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05942	0.05493	0.05712
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	22.121	21.135	21.613
NUMERO DI REYNOLDS RE	10246.9	10910.7	10573.3
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.757	0.758
NUMERO DI NUSSELT NU	64.34	67.09	65.70
COEFF CONV H (W/m ² *K)	95.77	92.32	94.02

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	414.00	482.61	447.38
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	460.56	532.69	495.54
PRESSIONE P (bar)	1.251	1.000	1.126
VELOCITA' U (m/s)	0.51	0.52	0.52
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.457	0.457	0.457
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1826.6960	1783.0620	1805.4647
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1670E+01	0.1360E+01	0.1484E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1431E+01	0.1236E+01	0.1325E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9143E-06	0.7625E-06	0.8218E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5142	1.5260	1.5199
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.52166	0.53470	0.52800
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.135	22.121	21.613
NUMERO DI REYNOLDS RE	13937.8	17123.3	15689.3
NUMERO DI PRANDTL PR	4.847	3.879	4.271
NUMERO DI NUSSELT NU	91.35	97.70	94.90
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1906.10	2089.51	2004.36

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.480	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.457	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	612.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	530.33	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	414.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	482.61	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.413	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.005	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.251	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	47.652	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	25.134	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.507	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	53.38	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	571.23	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	41.45	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	122.74	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.993	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	47.764	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 1 - PROVA 11

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	624.00	525.91	572.06
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	531.28	462.44	494.75
PRESSIONE P (bar)	1.005	1.000	1.003
VELOCITA' U (m/s)	23.46	21.01	22.16
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.480	0.480	0.480
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	1.189	1.065	1.123
DENSITA' (kg/m ³)	0.4036	0.4509	0.4274
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3722E-01	0.3453E-01	0.3581E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3429E-01	0.3228E-01	0.3323E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9220E-04	0.7657E-04	0.8380E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2245	1.1986	1.2112
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.06007	0.05469	0.05723
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.915	20.965	21.411
NUMERO DI REYNOLDS RE	10158.5	10950.1	10557.2
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.757	0.758
NUMERO DI NUSSELT NU	64.15	67.32	65.77
COEFF CONV H (W/m ² *K)	96.54	92.23	94.30

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	409.00	466.12	435.87
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	448.17	517.63	480.78
PRESSIONE P (bar)	1.514	1.000	1.257
VELOCITA' U (m/s)	0.73	0.75	0.74
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.658	0.658	0.658
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1829.8760	1793.5464	1812.7843
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1706E+01	0.1411E+01	0.1539E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.1480E+01	0.1272E+01	0.1365E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9323E-06	0.7866E-06	0.8488E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.5133	1.5232	1.5180
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.52071	0.53156	0.52582
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.965	21.915	21.411
NUMERO DI REYNOLDS RE	19647.2	23758.7	21782.4
NUMERO DI PRANDTL PR	4.957	4.042	4.441
NUMERO DI NUSSELT NU	121.09	129.21	125.46
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2522.02	2747.37	2638.85

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	414
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	414
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.480	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.658	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	624.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	525.91	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	409.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	466.12	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.456	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.005	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	1.000	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.514	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	1.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	57.056	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	51.408	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.507	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	53.41	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	612.56	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	44.45	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	136.37	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	57.084	kW

ALLEGATO 2 - Output del codice di calcolo utilizzando come input i dati rilevati nella seconda campagna sperimentale (7 prove)

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE E ARCHITETTURA SCAMBIATORE

** STAMPA DATI LETTI **

TIPO SCAMBIATORE : CROSS - FLOW	NSCAMB=	3	
TIPO TUBI : CIRCOLARI	ITUB=	1	
TIPO FLUSSO : CROSS-FLOW CONTROCORRENTE	NFLOW=	3	
SETTI TRASVERSALI : ASSENTI	NSETT=	0	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	24	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
ALETTE ESTERNE : TRASV. SEZIONE RETTANG	NTALM=	3	
ALETTE INTERNE : ASSENTI	NTALT=	0	
MAGLIA TRA I TUBI : TRIANGOLARE	MAGLIA=	2	
METALLO TUBI : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMET=	6	
METALLO ALETTE : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMETAL=	6	
FLUIDO CALDO : GAS COMBUSTI	NFC=	207	
FLUIDO FREDDO : SALI FUSI TER. CALCIO	NFF=	415	
FLUIDO LATO MANTELLO : FLUIDO CALDO	NFLM=	207	
LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.38000	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.38000	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.03340	m
SPESSORE DEI TUBI	SPT=	0.00420	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05730	m
LUNGHEZZA DEI TUBI	RLTUB=	0.36400	m
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	530	1/m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	24	
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	4	

** GEOMETRIA SCAMBIATORE **

LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.3800	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.38000	m
ALTEZZA MANTELLO	HS=	0.19849	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.0334	m
SPESSORE TUBI	SPT=	0.00420	m
DIAMETRO INTERNO TUBI	DIT=	0.0250	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05730	m
LUNGHEZZA TUBI	RLTUB=	0.364	m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	24	
SUPERFICIE TOTALE INTERNA DEI TUBI	SUPSI=	0.686	m ²
SUPERFICIE TOTALE ESTERNA DEI TUBI	SUPSE=	9.453	m ²
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
AREA DI EFFLUSSO LATO TUBI	AET=	0.00049	m ²
AREA DI EFFLUSSO LATO MANTELLO	AEM=	0.05068	m ²
DIAMETRO EQUIVALENTE MANTELLO	DEQ=	0.0399	m
DIAMETRO EQUIVALENTE PERDITE DI CARICO	DEQDP=	0.0066	m
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA MANTELLO	RDLM=	0.10966	
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA TUBI	RDLT=	0.06868	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	24	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
PRESENZA SETTI	NSETT=	0	
MAGLIA DEI TUBI	MAGLIA=	2	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	4	
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	530	1/m
TIPO DI ALETTE ESTERNE	NTALM=	3	
TIPO DI ALETTE INTERNE	NTALT=	0	
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
PESO TUBI SENZA ALETTE	PSTUB=	26.8	kg
PESO ALETTE	PSAL=	16.8	kg
PESO TOTALE TUBI E ALETTE	PTOT=	43.7	kg

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 1

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	609.00	455.64	524.24
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	465.14	384.16	420.68
PRESSIONE P (bar)	0.982	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	16.52	13.68	14.95
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.336	0.336	0.336
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.837	0.694	0.758
DENSITA' (kg/m ³)	0.4013	0.4845	0.4434
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3682E-01	0.3250E-01	0.3448E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3232E-01	0.2982E-01	0.3097E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9174E-04	0.6708E-04	0.7777E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2207	1.1779	1.1982
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05926	0.05076	0.05459
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.986	19.867	20.372
NUMERO DI REYNOLDS RE	7188.5	8143.6	7675.5
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.754	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	51.03	55.11	53.15
COEFF CONV H (W/m ² *K)	75.75	70.08	72.69

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	307.00	373.39	336.70
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	367.85	449.70	404.77
PRESSIONE P (bar)	1.455	0.980	1.217
VELOCITA' U (m/s)	0.67	0.69	0.68
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.650	0.650	0.650
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1986.2799	1931.3984	1961.7322
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.5880E+01	0.3129E+01	0.4352E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3280E+01	0.1771E+01	0.2434E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.2961E-05	0.1620E-05	0.2218E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4441	1.4225	1.4344
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.55350	0.58670	0.56835
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	19.867	20.986	20.372
NUMERO DI REYNOLDS RE	5630.6	10582.4	7608.7
NUMERO DI PRANDTL PR	15.340	7.584	10.981
NUMERO DI NUSSELT NU	62.95	92.89	76.96
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1393.61	2179.89	1749.67

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.336	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.650	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	609.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	455.64	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	307.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	373.39	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.508	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.982	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.455	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	61.843	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	47.493	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.249	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	26.25	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	479.15	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	34.77	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	188.80	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	61.829	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 2

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	616.00	465.85	533.62
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	481.40	396.33	434.43
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	16.65	13.88	15.13
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.336	0.336	0.336
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.844	0.703	0.767
DENSITA' (kg/m ³)	0.3981	0.4778	0.4382
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3700E-01	0.3280E-01	0.3474E-01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.3281E-01	0.3022E-01	0.3140E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9294E-04	0.6865E-04	0.7928E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2225	1.1810	1.2008
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05964	0.05134	0.05511
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.215	20.039	20.566
NUMERO DI REYNOLDS RE	7152.0	8069.0	7617.1
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.754	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	50.78	54.74	52.83
COEFF CONV H (W/m ² *K)	75.87	70.40	72.95

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	305.00	384.97	341.09
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	380.46	466.41	418.97
PRESSIONE P (bar)	1.298	0.980	1.139
VELOCITA' U (m/s)	0.54	0.56	0.55
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.530	0.530	0.530
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1987.9331	1921.8311	1958.0985
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.6008E+01	0.2843E+01	0.4173E+01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.2950E+01	0.1591E+01	0.2191E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.3022E-05	0.1480E-05	0.2131E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4448	1.4187	1.4330
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.55250	0.59248	0.57055
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.039	21.215	20.566
NUMERO DI REYNOLDS RE	4493.3	9494.9	6469.0
NUMERO DI PRANDTL PR	15.709	6.807	10.480
NUMERO DI NUSSELT NU	49.68	81.05	64.87
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1097.98	1920.78	1480.47

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.336	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.530	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	616.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	465.85	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	305.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	384.97	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.483	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.298	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	60.669	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	31.771	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.253	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	26.61	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	458.12	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	33.24	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	193.83	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	60.657	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 3

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	619.00	473.71	539.65
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	493.30	407.82	445.18
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	16.71	14.02	15.24
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.336	0.336	0.336
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.847	0.711	0.772
DENSITA' (kg/m ³)	0.3968	0.4728	0.4350
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3708E-01	0.3303E-01	0.3491E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3318E-01	0.3059E-01	0.3174E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9345E-04	0.6986E-04	0.8026E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2232	1.1834	1.2025
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05980	0.05178	0.05545
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.385	20.205	20.721
NUMERO DI REYNOLDS RE	7136.5	8012.7	7580.2
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.755	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	50.65	54.45	52.62
COEFF CONV H (W/m ² *K)	75.88	70.63	73.09

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	303.00	394.32	344.44
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	392.57	478.90	430.31
PRESSIONE P (bar)	1.210	0.980	1.095
VELOCITA' U (m/s)	0.46	0.48	0.47
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.450	0.450	0.450
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1989.5863	1914.1024	1955.3297
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.6140E+01	0.2639E+01	0.4044E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.2676E+01	0.1473E+01	0.2021E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.3086E-05	0.1379E-05	0.2068E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4454	1.4156	1.4319
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.55150	0.59716	0.57222
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.205	21.385	20.721
NUMERO DI REYNOLDS RE	3733.3	8686.1	5667.9
NUMERO DI PRANDTL PR	16.089	6.255	10.118
NUMERO DI NUSSELT NU	39.98	72.52	56.05
COEFF CONV H (W/m ² *K)	882.04	1732.30	1282.92

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.336	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.450	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	619.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	473.71	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	303.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	394.32	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.460	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.210	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	58.773	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	23.019	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.255	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	26.84	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	438.35	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	31.81	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	196.46	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.995	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	58.786	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 4

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	612.00	477.04	537.44
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	479.61	409.87	441.41
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	17.36	14.76	15.92
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.352	0.352	0.352
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.880	0.748	0.807
DENSITA' (kg/m ³)	0.4000	0.4707	0.4362
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3690E-01	0.3313E-01	0.3485E-01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.3279E-01	0.3067E-01	0.3164E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9223E-04	0.7038E-04	0.7990E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2215	1.1844	1.2019
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.05942	0.05196	0.05533
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.202	20.239	20.675
NUMERO DI REYNOLDS RE	7514.4	8369.7	7955.3
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.755	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.51	56.10	54.39
COEFF CONV H (W/m ² *K)	78.16	73.03	75.38

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	360.00	410.39	382.55
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	395.06	465.47	426.91
PRESSIONE P (bar)	1.703	0.980	1.341
VELOCITA' U (m/s)	0.84	0.86	0.85
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.800	0.800	0.800
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1942.4694	1900.8174	1923.8297
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3512E+01	0.2334E+01	0.2900E+01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.2624E+01	0.1600E+01	0.2070E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1808E-05	0.1228E-05	0.1507E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4268	1.4104	1.4195
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.58000	0.60519	0.59127
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.239	21.202	20.675
NUMERO DI REYNOLDS RE	11603.7	17463.3	14052.7
NUMERO DI PRANDTL PR	8.638	5.437	6.961
NUMERO DI NUSSELT NU	101.32	118.18	109.02
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2350.65	2860.76	2578.40

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.352	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.800	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	612.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	477.04	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	360.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	410.39	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.536	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.703	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	57.175	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	72.262	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.277	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	29.18	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	537.86	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	39.03	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	155.51	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.996	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	57.164	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 5

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	629.00	494.64	555.94
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	505.45	424.55	461.40
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	18.09	15.45	16.65
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.360	0.360	0.360
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.917	0.783	0.844
DENSITA' (kg/m ³)	0.3926	0.4599	0.4265
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3735E-01	0.3364E-01	0.3537E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3354E-01	0.3111E-01	0.3224E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9514E-04	0.7314E-04	0.8292E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2257	1.1897	1.2069
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.06035	0.05295	0.05635
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.554	20.437	20.946
NUMERO DI REYNOLDS RE	7591.7	8430.2	8017.5
NUMERO DI PRANDTL PR	0.758	0.756	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.80	56.40	54.66
COEFF CONV H (W/m ² *K)	79.82	74.81	77.15

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	364.00	430.64	394.40
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	409.56	491.23	446.78
PRESSIONE P (bar)	1.418	0.980	1.199
VELOCITA' U (m/s)	0.65	0.67	0.66
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.620	0.620	0.620
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1939.1628	1884.0737	1914.0304
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3391E+01	0.2016E+01	0.2637E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.2348E+01	0.1369E+01	0.1806E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1749E-05	0.1070E-05	0.1378E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4255	1.4038	1.4156
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.58200	0.61532	0.59720
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.437	21.554	20.946
NUMERO DI REYNOLDS RE	9313.8	15666.0	11975.8
NUMERO DI PRANDTL PR	8.304	4.598	6.250
NUMERO DI NUSSELT NU	82.56	101.46	92.42
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1922.10	2497.17	2207.64

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.360	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.620	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	629.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	494.64	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	364.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	430.64	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.507	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.418	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	58.442	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	43.805	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.296	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	31.19	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	527.64	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	38.29	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	162.15	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.995	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	58.422	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 6

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	632.00	499.32	560.44
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	514.67	429.03	467.92
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	18.15	15.54	16.74
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.360	0.360	0.360
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.920	0.788	0.849
DENSITA' (kg/m ³)	0.3913	0.4571	0.4242
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3743E-01	0.3377E-01	0.3549E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3381E-01	0.3126E-01	0.3244E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9566E-04	0.7388E-04	0.8366E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2264	1.1910	1.2081
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.06051	0.05321	0.05659
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.684	20.501	21.038
NUMERO DI REYNOLDS RE	7575.5	8396.6	7989.3
NUMERO DI PRANDTL PR	0.759	0.756	0.758
NUMERO DI NUSSELT NU	52.68	56.24	54.51
COEFF CONV H (W/m ² *K)	79.86	74.97	77.28

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	362.00	437.67	396.86
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	414.26	500.71	453.53
PRESSIONE P (bar)	1.314	0.980	1.147
VELOCITA' U (m/s)	0.57	0.59	0.58
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.540	0.540	0.540
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1940.8162	1878.2700	1912.0044
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3451E+01	0.1920E+01	0.2587E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.2268E+01	0.1296E+01	0.1727E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1778E-05	0.1022E-05	0.1353E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4262	1.4015	1.4148
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.58100	0.61883	0.59843
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.501	21.684	21.038
NUMERO DI REYNOLDS RE	7971.5	14323.7	10632.4
NUMERO DI PRANDTL PR	8.469	4.348	6.115
NUMERO DI NUSSELT NU	72.22	92.43	83.59
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1678.43	2288.00	2000.95

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.360	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.540	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	632.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	499.32	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	362.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	437.67	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.491	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.314	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	57.758	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	33.373	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.298	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	31.39	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	515.90	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	37.44	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	164.18	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.995	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	57.798	kW

CAMPAGNA SPERIMENTALE 2 - PROVA 7

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	631.00	483.45	548.86
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	480.83	411.29	442.46
PRESSIONE P (bar)	0.983	0.980	0.981
VELOCITA' U (m/s)	18.03	15.14	16.42
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.358	0.358	0.358
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.914	0.767	0.832
DENSITA' (kg/m ³)	0.3917	0.4667	0.4302
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3740E-01	0.3331E-01	0.3517E-01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.3278E-01	0.3066E-01	0.3162E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9549E-04	0.7138E-04	0.8176E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2262	1.1864	1.2050
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.06046	0.05232	0.05596
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.196	20.235	20.666
NUMERO DI REYNOLDS RE	7538.8	8464.8	8017.5
NUMERO DI PRANDTL PR	0.759	0.755	0.757
NUMERO DI NUSSELT NU	52.73	56.58	54.76
COEFF CONV H (W/m ² *K)	79.86	74.17	76.76

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	361.00	408.82	382.20
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	394.78	465.06	426.28
PRESSIONE P (bar)	1.973	0.980	1.476
VELOCITA' U (m/s)	0.99	1.01	1.00
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.940	0.940	0.940
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1941.6428	1902.1152	1924.1206
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3481E+01	0.2361E+01	0.2908E+01
VISCOSITA' DIN. VDW (mPa*s)	0.2629E+01	0.1604E+01	0.2079E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1793E-05	0.1241E-05	0.1511E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4265	1.4109	1.4196
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.58050	0.60441	0.59110
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	20.235	21.196	20.666
NUMERO DI REYNOLDS RE	13755.1	20279.9	16464.5
NUMERO DI PRANDTL PR	8.553	5.511	6.983
NUMERO DI NUSSELT NU	115.45	134.08	123.88
COEFF CONV H (W/m ² *K)	2680.79	3241.57	2929.02

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.358	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.940	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	631.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	483.45	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	361.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	408.82	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.546	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.983	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.980	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	1.973	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.980	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	63.758	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	99.299	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.290	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	30.53	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	557.12	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	0.69	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	40.43	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	9.45	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	167.39	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.997	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	63.754	kW

ALLEGATO 3 - Dimensionamento definitivo scambiatore fumi/sali-fusi

PROGETTO CONDIVISO (scambiatore fumi - sali)

** STAMPA DATI LETTI **

TIPO SCAMBIATORE : CROSS - FLOW	NSCAMB=	3	
TIPO TUBI : CIRCOLARI	ITUB=	1	
TIPO FLUSSO : CROSS-FLOW CONTROCORRENTE	NFLOW=	3	
SETTI TRASVERSALI : ASSENTI	NSETT=	0	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	126	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
ALETTE ESTERNE : TRASV. SEZIONE RETTANG	NTALM=	3	
ALETTE INTERNE : ASSENTI	NTALT=	0	
MAGLIA TRA I TUBI : TRIANGOLARE	MAGLIA=	2	
METALLO TUBI : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMET=	6	
METALLO ALETTE : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMETAL=	6	
FLUIDO CALDO : GAS COMBUSTI	NFC=	207	
FLUIDO FREDDO : SALI FUSI TER. CALCIO	NFF=	415	
FLUIDO LATO MANTELLO : FLUIDO CALDO	NFLM=	207	
PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.384	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.516	kg/s
TEMPERATURA INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	700.00	°C
TEMPERATURA INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	200.00	°C
PRESSIONE USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.98	bar
PRESSIONE USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.98	bar
LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.31800	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.40000	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.02840	m
SPESSORE DEI TUBI	SPT=	0.00420	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05300	m
LUNGHEZZA DEI TUBI	RLTUB=	0.40000	m
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	260	1/m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	126	
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	21	
COEFFICIENTE DI FOULING MANTELLO	RFOULM=	0.0000000	m ² *K/W
COEFFICIENTE DI FOULING TUBI	RFOULT=	0.0000000	m ² *K/W

** GEOMETRIA SCAMBIATORE **

LARGHEZZA MANTELLO	AS=	0.3180	m
LUNGHEZZA MANTELLO	BS=	0.40000	m
ALTEZZA MANTELLO	HS=	0.96386	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.0284	m
SPESSORE TUBI	SPT=	0.00420	m
DIAMETRO INTERNO TUBI	DIT=	0.0200	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.05300	m
LUNGHEZZA TUBI	RLTUB=	0.400	m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	126	
SUPERFICIE TOTALE INTERNA DEI TUBI	SUPSI=	3.166	m ²
SUPERFICIE TOTALE ESTERNA DEI TUBI	SUPSE=	25.714	m ²
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	1	
AREA DI EFFLUSSO LATO TUBI	AET=	0.00031	m ²
AREA DI EFFLUSSO LATO MANTELLO	AEM=	0.05458	m ²
DIAMETRO EQUIVALENTE MANTELLO	DEQ=	0.0342	m
DIAMETRO EQUIVALENTE PERDITE DI CARICO	DEQDP=	0.0138	m
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA MANTELLO	RDLM=	0.08549	
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA TUBI	RDLT=	0.05000	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	126	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	1	
PRESENZA SETTI	NSETT=	0	
MAGLIA DEI TUBI	MAGLIA=	2	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	21	
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO UNITARIO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	260	1/m
TIPO DI ALETTE ESTERNE	NTALM=	3	
TIPO DI ALETTE INTERNE	NTALT=	0	
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00715	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00050	m
PESO TUBI SENZA ALETTE	PSTUB=	128.4	kg
PESO ALETTE	PSAL=	41.7	kg
PESO TOTALE TUBI E ALETTE	PTOT=	170.1	kg

** SPECIFICHE FLUIDI **

FLUIDO CALDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	700.00	292.51	447.13
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	514.08	254.32	359.78
PRESSIONE P (bar)	0.989	0.981	0.985
VELOCITA' U (m/s)	19.24	11.28	14.30
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.384	0.384	0.384
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	1.050	0.615	0.780
DENSITA' (kg/m ³)	0.3662	0.6248	0.4927
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.3920E-01	0.2738E-01	0.3225E-01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.3392E-01	0.2568E-01	0.2924E-01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1071E-03	0.4382E-04	0.6544E-04
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.2423	1.1219	1.1753
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.06419	0.04135	0.05028
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	21.738	18.160	19.614
NUMERO DI REYNOLDS RE	6144.8	8799.5	7470.7
NUMERO DI PRANDTL PR	0.759	0.743	0.754
NUMERO DI NUSSELT NU	61.13	76.64	69.22
COEFF CONV H (W/m ² *K)	114.75	92.68	101.78
FOULING RF (m ² *K/W)	0.000000	0.000000	0.000000

FLUIDO FREDDO

	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	200.00	451.19	295.31
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	243.07	504.68	349.37
PRESSIONE P (bar)	5.008	0.981	2.994
VELOCITA' U (m/s)	0.79	0.88	0.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.516	0.516	0.516
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	2074.7275	1867.0906	1995.9420
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.2492E+02	0.1754E+01	0.6685E+01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.1284E+02	0.1267E+01	0.3864E+01
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.1201E-04	0.9394E-06	0.3349E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.4790	1.3971	1.4479
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.50000	0.62560	0.54766
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	18.160	21.738	19.614
NUMERO DI REYNOLDS RE	1318.0	18726.7	4913.6
NUMERO DI PRANDTL PR	73.701	3.916	17.670
NUMERO DI NUSSELT NU	34.56	108.80	54.69
COEFF CONV H (W/m ² *K)	864.05	3403.09	1497.66
FOULING RF (m ² *K/W)	0.000000	0.000000	0.000000

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	3
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	3
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	207
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	415
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	6

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.384	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.516	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	700.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	292.51	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	200.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	451.19	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.815	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	0.989	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.981	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	5.008	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	0.981	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	186.295	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	402.652	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	0.804	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANT. (MM H2O)	DPLM=	84.65	mm H2O
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	390.21	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	3.17	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	48.04	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	25.71	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	157.98	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	0.955	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	186.304	kW

ALLEGATO 4 - Dimensionamento definitivo scambiatore sali-fusi/acqua

PROGETTO CONDIVISO (scambiatore sali - acqua)

** STAMPA DATI LETTI **

TIPO SCAMBIATORE : TUBI CONCENTRICI	NSCAMB=	1	
TIPO TUBI : CIRCOLARI	ITUB=	1	
TIPO FLUSSO : CONTROCORRENTE PURA	NFLOW=	1	
SETTI TRASVERSALI : ASSENTI	NSETT=	0	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	18	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	18	
ALETTE ESTERNE : ASSENTI	NTALM=	0	
ALETTE INTERNE : ASSENTI	NTALT=	0	
MAGLIA TRA I TUBI : ASSENTE	MAGLIA=	0	
METALLO TUBI : ACCIAIO INOSSIDABILE	NMET=	6	
METALLO ALETTE : ALETTE ASSENTI	NMETAL=	0	
FLUIDO CALDO : SALI FUSI TER. CALCIO	NFC=	415	
FLUIDO FREDDO : ACQUA	NFF=	401	
FLUIDO LATO MANTELLO : FLUIDO FREDDO	NFLM=	401	
PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.516	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.694	kg/s
TEMPERATURA INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	450.00	°C
TEMPERATURA INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	40.00	°C
PRESSIONE USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.98	bar
PRESSIONE USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	5.00	bar
DIAMETRO INTERNO MANTELLO	DIM=	0.04000	m
DISTANZA TRA I SETTI	BS=	0.00000	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.02840	m
SPESSORE DEI TUBI	SPT=	0.00420	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.00000	m
LUNGHEZZA DEI TUBI	RLTUB=	1.40000	m
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00000	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00000	m
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	0	
NUMERO DI TUBI	NTUB=	18	
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	18	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	18	
COEFFICIENTE DI FOULING MANTELLO	RFOULM=	0.0000000	m ² *K/W
COEFFICIENTE DI FOULING TUBI	RFOULT=	0.0000000	m ² *K/W

** GEOMETRIA SCAMBIATORE **

DIAMETRO MANTELLO	DIM=	0.0400	m
DISTANZA TRA I SETTI	BS=	0.00000	m
DIAMETRO ESTERNO TUBI	DET=	0.0284	m
SPESSORE TUBI	SPT=	0.00420	m
DIAMETRO INTERNO TUBI	DIT=	0.0200	m
PASSO TRA I TUBI	PT=	0.00000	m
LUNGHEZZA TUBI	RLTUB=	1.400	m
NUMERO DI TUBI	NTUB=	18	
SUPERFICIE TOTALE INTERNA DEI TUBI	SUPSI=	1.583	m ²
SUPERFICIE TOTALE ESTERNA DEI TUBI	SUPSE=	2.248	m ²
NUMERO DI MANTELLI	NMAN=	18	
AREA DI EFFLUSSO LATO TUBI	AET=	0.00031	m ²
AREA DI EFFLUSSO LATO MANTELLO	AEM=	0.00062	m ²
DIAMETRO EQUIVALENTE MANTELLO	DEQ=	0.0279	m
DIAMETRO EQUIVALENTE PERDITE DI CARICO	DEQDP=	0.0116	m
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA MANTELLO	RDLM=	0.01996	
RAPPORTO DIAMETRO/LUNGHEZZA TUBI	RDLT=	0.01429	
NUMERO PASSAGGI LATO TUBI	NPTUB=	18	
NUMERO PASSAGGI LATO MANTELLO	NPMAN=	18	
PRESENZA SETTI	NSETT=	0	
MAGLIA DEI TUBI	MAGLIA=	0	
NUMERO DI FILE DI TUBI	NFILE=	18	
NUMERO DI ALETTE INTERNE	NALTUB=	0	
NUMERO DI ALETTE ESTERNE	NALMAN=	0	
TIPO DI ALETTE ESTERNE	NTALM=	0	
TIPO DI ALETTE INTERNE	NTALT=	0	
ALTEZZA ALETTA	HAL=	0.00000	m
SPESSORE ALETTA	SPAL=	0.00000	m
PESO TUBI SENZA ALETTE	PSTUB=	64.2	kg
PESO ALETTE	PSAL=	0.0	kg
PESO TOTALE TUBI E ALETTE	PTOT=	64.2	kg

** SPECIFICHE FLUIDI **

	FLUIDO CALDO		
	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	450.00	197.59	276.19
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	180.56	72.97	100.33
PRESSIONE P (bar)	1.362	0.981	1.172
VELOCITA' U (m/s)	0.88	0.79	0.82
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.516	0.516	0.516
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.000	0.000	0.000
DENSITA' (kg/m ³)	1868.0742	2076.7166	2011.7474
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.1768E+01	0.2597E+02	0.8353E+01
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.5709E+02	0.1590E+04	0.5352E+03
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.9463E-06	0.1250E-04	0.4152E-05
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	1.3975	1.4798	1.4541
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.62500	0.49880	0.53810
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	16.975	15.471	15.854
NUMERO DI REYNOLDS RE	18579.5	1264.8	3931.8
NUMERO DI PRANDTL PR	3.952	77.021	22.570
NUMERO DI NUSSELT NU	63.74	11.67	21.66
COEFF CONV H (W/m ² *K)	1991.77	291.11	582.68
FOULING RF (m ² *K/W)	0.000000	0.000000	0.000000

	FLUIDO FREDDO		
	INGRESSO	USCITA	MEDIO
TEMPERATURA T (C)	40.00	104.36	60.04
TEMPERATURA DI PARETE TW (C)	46.43	156.37	74.43
PRESSIONE P (bar)	5.433	5.000	5.216
ENTALPIA J (kJ/kg)	167.81	437.53	251.63
VELOCITA' U (m/s)	1.12	1.17	1.13
PORTATA MASSICA G (kg/s)	0.694	0.694	0.694
PORTATA VOLUM. Q (m ³ /s)	0.001	0.001	0.001
DENSITA' (kg/m ³)	992.3735	955.2148	983.3212
VISCOSITA' DIN. VD (mPa*s)	0.6545E+00	0.2690E+00	0.4711E+00
VISCOSITA' DIN. VDW(mPa*s)	0.5843E+00	0.1772E+00	0.3845E+00
VISCOSITA' CINEM. VC (m ² /s)	0.6595E-06	0.2816E-06	0.4791E-06
CAL. SPECIFICO C (kJ/kg*K)	4.1735	4.2160	4.1785
CONDUT. FLUIDO CT (W/m ² *K)	0.63354	0.68434	0.65495
CONDUT. MAT. CTM (W/m*K)	15.471	16.975	15.854
NUMERO DI REYNOLDS RE	47574.7	115748.7	66094.0
NUMERO DI PRANDTL PR	4.311	1.657	3.005
NUMERO DI NUSSELT NU	212.66	323.62	245.58
COEFF CONV H (W/m ² *K)	4822.39	7927.17	5757.01
FOULING RF (m ² *K/W)	0.000000	0.000000	0.000000

** SPECIFICHE GENERALI SCAMBIATORE **

TIPO DI SCAMBIATORE	NSCAMB=	1
TIPO DI FLUSSO	NFLOW=	1
INDICE FLUIDO CALDO	NFC=	415
INDICE FLUIDO FREDDO	NFF=	401
INDICE FLUIDO LATO TUBI	NFLT=	415
INDICE MATERIALE TUBI	NMET=	6
INDICE MATERIALE ALETTE	NMETAL=	0

** GRANDEZZE FLUSSO TERMICO **

PORTATA FLUIDO CALDO	GC=	0.516	kg/s
PORTATA FLUIDO FREDDO	GF=	0.694	kg/s
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO CALDO	TIC=	450.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO CALDO	TUC=	197.59	°C
TEMPERATURA DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	TIF=	40.00	°C
TEMPERATURA DI USCITA FLUIDO FREDDO	TUF=	104.36	°C
EFFICIENZA TERMICA	EFF=	0.616	
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO CALDO	PIC=	1.362	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO CALDO	PUC=	0.981	bar
PRESSIONE DI INGRESSO FLUIDO FREDDO	PIF=	5.433	bar
PRESSIONE DI USCITA FLUIDO FREDDO	PUF=	5.000	bar
FLUSSO TERMICO	FLUTER=	187.262	kW

** PARAMETRI GLOBALI SCAMBIATORE **

PERDITA DI CARICO LATO TUBI	DPLT=	38.140	kPa
PERDITA DI CARICO LATO MANTELLO	DPLM=	43.278	kPa
COEFF. DI SCAMBIO TERMICO CONVENZ.	RK=	347.75	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVENZ.	SC=	2.25	m ²
COEFF. SCAMB. RIFERITO SUPERF. EST.	RKEST=	347.75	W/m ² *K
SUPERFICIE DI SCAMBIO ESTERNA	SUPSE=	2.25	m ²
DIFFERENZA DI TEMPERATURA MEDIA LOG.	DTML=	239.43	°C
COEFFICIENTE DI CORREZIONE DI DTML	FT=	1.000	
FLUSSO TERMICO CALCOLATO	FLUCAL=	187.171	kW