



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

PROGETTAZIONE E MODELLAZIONE CFD DI UNO
SCAMBIATORE A CONDENSAZIONE A SERPENTINE
PARALLELE

DESIGN AND CFD MODELING OF A PARALLEL COILS
CONDENSING EXCHANGER

Relatore:

Prof. Francesco Corvaro

Candidato:

Scanzani Ivan

Anno Accademico 2019/2020

ABSTRACT

L'obiettivo di questo studio è dimostrare come lo sviluppo di un nuovo prodotto possa essere condotto efficacemente e con notevoli risparmi in termini economici e di tempo, grazie all'ausilio di software di simulazioni CFD.

L'attività descritta riguarda il processo di progettazione di una gamma di scambiatori di calore ad uso domestico per alte potenze. Dopo una panoramica su tutta la gamma il focus è incentrato attorno allo scambiatore di calore di potenza pari a 90kW.

Nella prima parte del testo si dà visibilità al contesto in cui va ad inserirsi il nuovo prodotto oggetto del progetto, tra questi, si fanno digressioni su caldaie a condensazione e loro funzionamento, sui combustibili attualmente in uso in Italia, sui principi della combustione e della fisica che regola gli scambi termici.

Questa parte si conclude con una panoramica della normativa vigente in Italia e in Europa sui temi di efficienza energetica, rendimenti e loro calcoli, metodologia di prova in laboratorio ed emissioni inquinanti.

La seconda parte dell'elaborato invece, è volta verso una descrizione di tutti i passaggi che hanno condotto alla realizzazione del primo prototipo di scambiatore di questo tipo per l'azienda titolare del progetto. La fase del progetto qui descritta è quella iniziale in cui si dà forte risalto ai concetti che dovranno governare il prodotto finito, infatti, essendo l'oggetto di studio uno scambiatore di calore ad uso domestico a serpentine parallele, l'enfasi dello scritto è rivolta alla progettazione di uno scambiatore efficiente da un punto di vista termofluidodinamico. Questi aspetti della progettazione sono contestualizzati e paragonati con le esigenze richieste dal mercato.

Nello specifico sono trattati i temi della progettazione dei coils, della sezione di passaggio dei tubi, dell'industrializzazione delle serpentine e del loro assemblaggio. Ognuno di questi punti è coadiuvato da analisi CFD per determinare le corrette caratteristiche che dovrà avere il prototipo in primis e lo scambiatore completo poi. A seguito della realizzazione del prototipo è stato possibile confrontare i risultati delle simulazioni CFD su cui si è basata la progettazione con i risultati ottenuti da prove in laboratorio.

Evince da questo studio la progettazione dei componenti ausiliari dello scambiatore.

Sommario

Capitolo 1	Caldaie domestiche a condensazione.....	1
1.1	Generalità sulle caldaie a condensazione	1
1.2	Architettura delle caldaie domestiche	2
1.2.1	Funzionamento in sanitario	3
1.2.2	Funzionamento in riscaldamento	3
1.3	I combustibili in uso in caldaie a gas	5
1.3.1	Gas Manifatturati.....	5
1.3.2	Gas Naturale.....	6
1.3.3	Gas di petrolio liquefatto	7
Capitolo 2	La combustione	9
2.1	Generalità sulla combustione.....	9
2.2	Eccesso d'aria	12
2.3	Il potere calorifico.....	14
2.4	Calore latente di vaporizzazione	15
2.5	Temperatura di accensione e teorica di combustione	17
2.6	Emissioni inquinanti.....	18
Capitolo 3	Teoria dello scambio termico	20
3.1	Scambio termico per conduzione	20
3.2	Scambio termico convettivo	23
3.3	Scambio termico per irraggiamento	26
3.3.1	L'emissività di un corpo reale.....	31
Capitolo 4	Le norme in vigore	33
4.1	Estratto della norma UNI EN 677:2000	33
4.2	Estratto del Decreto Legge 4 Giugno 2013 n°63	37
4.3	Normative di efficienza energetica	39
4.3.1	Il rendimento ErP	39
4.4	Estratto della norma UNI 15502-1.....	40
Capitolo 5	Il progetto Circond XXL.....	46
5.1	Il Circond XL	46
5.2	Il progetto Circond XXL.....	50
5.2.1	Generalità.....	50
5.2.2	Dimensionamento dei coils	51
5.2.3	Calcolo perdite di carico lato acqua	55
5.2.4	Ipotesi di circuitazione dell'acqua	57
5.2.5	Altri componenti del Circond XXL 90kW	61

5.3	Modellazione numerica	63
5.3.1	Equazioni di Navier-Stokes-Fourier	64
5.3.2	Modello di turbolenza k- ω SST	66
5.4	Modellazione dello scambiatore	67
5.5	Simulazioni CFD- risultati	71
5.5.1	Perdite di carico circuitazione acqua	73
5.5.2	Perdite di carico lato fumi	77
5.5.3	Analisi termica	87
5.5.4	Confronto con dati sperimentali	92
5.6	Conclusioni	97
	Bibliografia	99

Capitolo 1 Caldaie domestiche a condensazione

1.1 Generalità sulle caldaie a condensazione

Una caldaia, in un impianto di riscaldamento, è l'apparecchiatura che permette il trasferimento di calore ottenuto dal processo di ossidazione del combustibile verso un liquido, senza che questo raggiunga la sua temperatura di ebollizione.

Negli usi civili le caldaie si distinguono in base alla potenza nominale. Un altro parametro che compare tra i dati di targa delle caldaie è la portata termica nominale più correttamente esplicabile come potenza termica calcolata al focolare considerando il potere calorifico inferiore. Il rapporto tra queste due potenze rappresenta il rendimento della caldaia.

La principale differenza tra le caldaie tradizionali e quelle a condensazione consiste nel recupero del calore latente dei fumi di combustione.

Le caldaie tradizionali, anche ad alto rendimento, utilizzano solo una parte del calore ricavabile dai fumi di combustione perché ne evitano la condensazione che genererebbe liquidi corrosivi nello scambiatore di calore e farebbero nascere l'esigenza dell'evacuazione della condensa stessa.

Quando la temperatura dei fumi di combustione scende al di sotto della temperatura di rugiada, circa 56°C per i fumi derivanti dalla combustione del metano, il vapore acqueo prodotto comincia a condensare liberando così calore latente di condensazione. Questo calore, in una caldaia tradizionale viene disperso insieme ai fumi espulsi dal camino a temperature superiori di quelle citate.

Negli impianti a condensazione, invece, si sfrutta proprio questo potenziale: viene recuperato parte del calore latente dei fumi prima che vengano espulsi. I fumi di combustione vengono prodotti o convogliati all'interno di uno scambiatore che dopo aver sottratto tutta l'energia sensibile disponibile e averla rilasciata al fluido termovettore all'interno delle serpentine, acquista anche parte del calore latente disponibile.

Ciò è possibile perché nei normali impianti domestici, la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto è normalmente più bassa rispetto a quella di mandata (inferiore anche alla temperatura di rugiada dei fumi), dunque i fumi, cedendo calore latente, pre riscaldano

l'acqua in ingresso allo scambiatore e si raffreddano. Tutto questo fa sì che diminuisca la quota parte di energia dispersa coi fumi e aumenti il rendimento di scambiatore e caldaia.

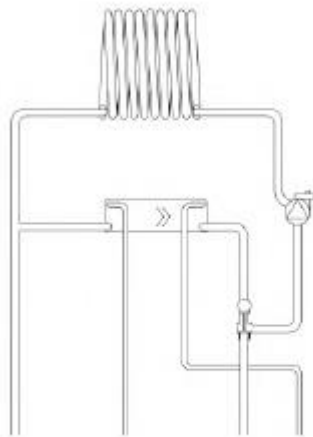
Questo significa che per ottenere la corretta temperatura dell'acqua di riscaldamento, la caldaia a condensazione utilizza meno combustibile dando luogo sia ad un risparmio immediato che ad un minore inquinamento in termini di emissioni.

1.2 Architettura delle caldaie domestiche

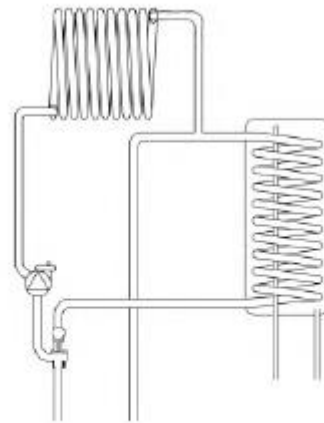
La produzione dell'acqua calda per uso sanitario può essere fornita mediante sistemi definiti istantanei oppure mediante sistemi definiti ad accumulo. La soluzione maggiormente diffusa per la produzione in istantanea è quella rappresentata schematicamente in Figura 1.4a: lo scambio termico in questa modalità di funzionamento avviene all'interno dello scambiatore a piastre.

Nel sistema ad accumulo riportato in Figura 1.4b, a differenza di quello istantaneo, l'acqua viene riscaldata in un serbatoio d'accumulo, attraverso uno scambiatore a tubo spiralato dal cui dimensionamento dipende il tempo di ripristino della temperatura dell'acqua sanitaria stoccata. In questa tipologia di sistemi il riscaldamento dell'acqua avviene nel momento in cui la temperatura dell'acqua accumulata, impostata dall'utente, scende al di sotto della temperatura selezionata, indipendentemente dalla richiesta o meno della stessa.

Se vi è necessità di acqua per uso sanitario, sia negli apparecchi istantanei che in quelli ad accumulo, la preparazione dell'acqua calda sanitaria ha priorità rispetto alla funzione di riscaldamento in quanto, al momento della richiesta, si ha la chiusura del circuito di riscaldamento mediante una valvola a tre vie: in Figura 1.4a è rappresentata la condizione di funzionamento con valvola chiusa (acqua sanitaria) mentre Figura 1.4b quella di valvola aperta (riscaldamento).



(a) Sistema istantaneo



(b) Sistema ad accumulò

Fig.1 schema impiantistico dei due sistemi descritti

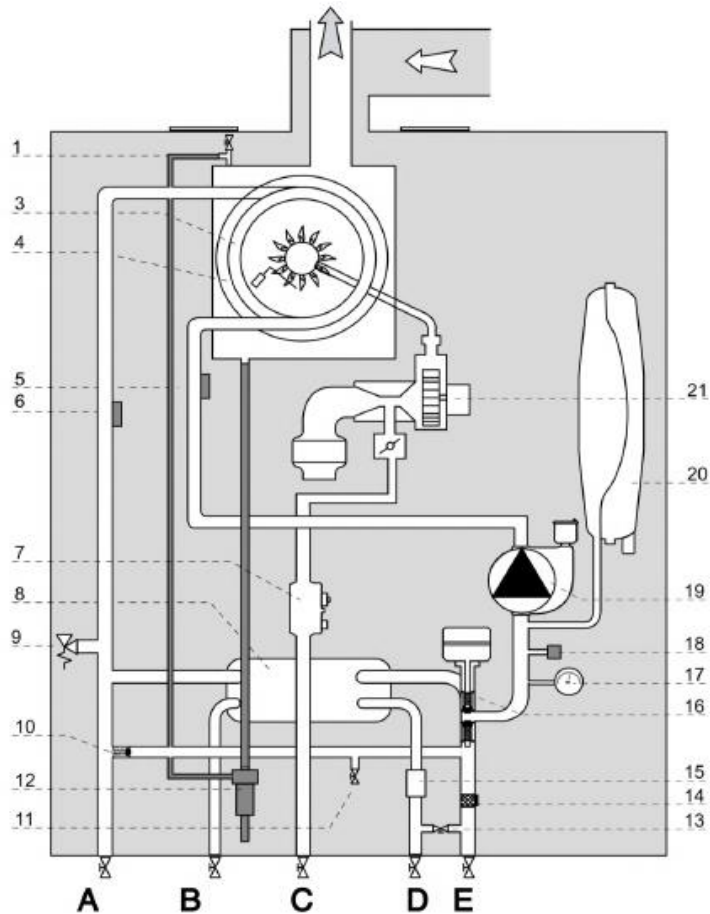
1.2.1 Funzionamento in sanitario

In questa modalità di funzionamento la valvola deviatrice motorizzata 16, a valle del segnale elettrico proveniente dal flussometro 15, crea un circuito chiuso all'interno della caldaia. L'acqua sanitaria entra in D e, ricevendo calore dal fluido termovettore attraverso lo scambiatore secondario a piastre 8, esce dalla tubazione B.

1.2.2 Funzionamento in riscaldamento

Durante il funzionamento in riscaldamento, permesso da un circuito idraulico chiuso collegato ad uno o più termosifoni, l'acqua entra in E. Il circuito, mantenuto in pressione da un vaso di espansione 20 che ha il compito di compensare l'aumento di volume dell'acqua durante il suo riscaldamento, è alimentato da una pompa a ricircolo 19 che garantisce la corretta circolazione dell'acqua.

Nelle caldaie a condensazione lo scambiatore primario è dotato di un'ulteriore camera che, in particolari condizioni di funzionamento, genera condensa, successivamente convogliata nel sifone 12. Gli elettrodi utilizzati per far avvenire l'accensione della fiamma 4 vengono innescati dalla centralina elettronica solamente quando nello scambiatore si ha una sufficiente circolazione d'acqua.



Lettera	Descrizione
A	Uscita impianto riscaldamento
B	Uscita impianto sanitario
C	Entrata Gas
D	Entrata impianto sanitario
E	Entrata impianto riscaldamento

Nr.	Descrizione	Nr.	Descrizione
1	Valvola sfogo aria	12	Sifone
3	Scambiatore primario	13	Rubinetto di riempimento
4	Elettrodo accensione/rilevazione	14	Filtro circuito riscaldamento
5	Sonda ritorno riscaldamento	15	Flussostato sanitario
6	Sonda mandata riscaldamento	16	Valvola deviatrice motorizzata
7	Valvola gas	17	Idrometro
8	Scambiatore secondario	18	Pressostato di minima
9	Valvola di sicurezza 3 bar	19	Circolatore modulante con disareatore
10	By-pass automatico	20	Vaso espansione
11	Rubinetto svuotamento	21	Ventilatore modulante

fig.2 architettura di una caldaia domestica

1.3 I combustibili in uso in caldaie a gas

Produzione ed utilizzazione dei gas combustibili hanno avuto nell'ultimo decennio nuovi e vasti sviluppi. Si sono applicati non solo nuovi processi di gassificazione della materia prima tradizionale, il carbone, ma anche processi del tutto nuovi di trasformazione in gas di prodotti della lavorazione del petrolio, nonché processi di trasformazione e metodi di utilizzazione diretta dei gas naturali e dei gas liquidi e permanenti ottenuti nelle raffinerie di petrolio. Questa evoluzione tecnica, che in molti casi si è verificata e si verifica con incremento enorme di utilizzazione della materia prima, petrolio e gas naturali, in luogo del carbone, riflette sia i gas di sintesi per l'industria chimica, sia i gas destinati alla combustione e, fra questi, il gas di città.

La diversità della qualità dei gas e delle miscele che oggi si distribuiscono in reti fino a ieri alimentate a gas di carbone, la variabilità delle composizioni in relazione alla variabilità dei consumi e la indiscutibile necessità di realizzare una buona combustione mantenendo inalterata la potenzialità degli apparecchi di utilizzazione, ha fatto superare in parte il criterio tradizionale del potere calorifico per introdurre quello della "intercambiabilità". In senso generico due gas presentano intercambiabilità quando possono essere sostituiti l'uno con l'altro senza particolari precauzioni e con risultati praticamente equivalenti, negli apparecchi di utilizzazione.

Oggi in Italia vengono distribuiti tramite le apposite reti gas diversi tra loro definiti secondo la norma UNI EN 437 che li raggruppa in tre famiglie distinte.

Le tre famiglie sono:

Gas manifatturati (gas di città)

Gas naturale (gas metano)

Gas di petrolio liquefatto

1.3.1 Gas Manifatturati

Il gas di città è un gas prodotto nel processo di trasformazione del carbone litantrace in coke. Il processo libera una miscela di gas composta da metano, monossido di carbonio, propano, butano e acetilene, riutilizzabile per finalità energetiche.

Il gas di città era utilizzato prevalentemente per l'illuminazione pubblica dei centri urbani, da cui deriva il nome di gas di città o gas illuminante e per vari utilizzi finali nelle cucine. Il gas

di città era distribuito in apposite tubazioni lungo le strade, le quali consentivano di distribuire il gas fino ai bruciatori posti sulle sommità dei lampioni.

Le scorte di gas erano stoccate in strutture dette gasometri poste nelle immediate vicinanze della città. Nei gasometri avveniva il processo di gassificazione del carbone o di cracking del petrolio.

Questo gas divenne obsoleto con l'incendere delle lampadine elettriche per l'illuminazione e del gas metano negli usi domestici.

1.3.2 Gas Naturale

Il gas naturale è un combustibile fossile, come il petrolio e il carbone. E' costituito da una miscela di idrocarburi, in massima parte metano, e da altre sostanze gassose come anidride carbonica, azoto, idrogeno solforato e, in qualche caso, elio, radon e cripton. Le miscele che contengono soprattutto metano si dicono secche, mentre quando sono presenti anche idrocarburi come il propano e il butano sono umide. Prima di essere avviato all'utilizzo il gas naturale viene trattato in modo da eliminare l'anidride carbonica e l'azoto, che lo rendono poco infiammabile, e l'idrogeno solforato che è un gas tossico e corrosivo. Ciò che resta è prevalentemente metano. Il metano è l'idrocarburo gassoso più semplice e quello con la molecola più piccola, formata da un atomo di carbonio e quattro di idrogeno (CH₄). E' più leggero dell'aria (alla temperatura di 15 gradi centigradi e alla pressione di 1013,25 millibar, ha un peso specifico di 0,678 chilogrammi al metro cubo), non ha colore né odore e non è tossico. Diffusissimo nell'atmosfera primordiale della Terra, il metano ha probabilmente contribuito alla sintesi dei primi amminoacidi e alla nascita della vita sul nostro pianeta. Miscelato con l'aria, il metano è infiammabile solo se la sua concentrazione è compresa tra il 5% e il 15%. Sotto al 5%, la quantità di gas naturale non è sufficiente ad alimentare la combustione, mentre, sopra al 15% non c'è abbastanza ossigeno. Alla temperatura di 15 gradi centigradi e alla pressione atmosferica, 1 metro cubo di metano sviluppa oltre 8.000 chilocalorie. A queste condizioni, 1 metro cubo di metano ha perciò un contenuto energetico pari a quello di 1,2 chilogrammi di carbone e di 0,83 chilogrammi di petrolio. Il metano diventa liquido a una temperatura critica di -83 gradi centigradi quando è sottoposto a una pressione di 45 atmosfere. Il passaggio allo stato liquido può avvenire diminuendo la temperatura o aumentando la pressione. Ad esempio, a -161 gradi centigradi il metano diventa liquido anche a pressione ambiente. I gas naturali umidi, come il propano e il butano,

invece, rispettivamente con 3 e 4 atomi di carbonio, hanno una temperatura critica superiore alla temperatura ambiente e, quindi, diventano liquidi per effetto di un semplice aumento di pressione.

1.3.3 Gas di petrolio liquefatto

Il gas GPL (gas petrolio liquefatto) è una miscela di idrocarburi composta prevalentemente dai gas propano e butano, da idrocarburi non saturi (butilene, etilene, etc) e da piccole quantità di etano. Il gas prevalente della miscela GPL è il gas propano. Il gas GPL viene prodotto nelle raffinerie di petrolio grezzo, nei processi di cracking e dal degasolinaggio del gas naturale. È caratterizzato da una densità di 505-5030kg\m³ e da potere calorifico superiore a 10950 kcal\kg. È utilizzato come combustibile per usi domestici o industriali, come carburante nel settore dell'autotrazione e come materia prima nell'industria chimica.

Il gas GPL viene liquefatto per compressione a una pressione di 2-8 bar. In forma liquida il gas consente di essere facilmente trasportato e occupa poco spazio. È generalmente stoccato in bombole a gas o in serbatoi di gas nei pressi dei luoghi di consumo o sui veicoli di trasporto. In forma liquefatta il gas GPL si presenta come un liquido incolore. Quando il gas GPL viene trasportato a pressione atmosferica e a temperatura ambiente, si trasforma nuovamente in forma gassosa e può essere utilizzato come combustibile e come carburante. Allo stato gassoso il GPL è incolore e inodore. Per ragioni di sicurezza il gas GPL viene odorizzato al momento della produzione per conferirgli un odore acre e forte, al fine di consentire agli utenti di accorgersi di un'eventuale perdita di gas.

Alcuni esempi di impiego sono gli accendini a gas, le bombole nelle vecchie cucine e nelle vecchie caldaie per il riscaldamento. In passato era distribuito nelle bombole a gas nella località non ancora raggiunte dalla rete del gas metano. Il gas GPL non va comunque confuso con il gas metano, si tratta di due gas con caratteristiche molto diverse tra loro. Il gas GPL ha densità superiore a quella dell'aria, quando viene rilasciato in un ambiente non si diffonde nell'atmosfera, come farebbe il metano, bensì il GPL tende a depositarsi al suolo.

Riporto qui sotto la tabella dei gas definiti dalla norma di riferimento per le caldaie domestiche UNI EN 677.

prospetto B.1 **Gas di prova e pressioni di prova corrispondenti a situazioni nazionali o locali. Gas secco, a 15 °C e 1 013,25 mbar**

Famiglia di gas		Tipo di gas	Designazione	Composizione in volume %	W_l MJ/m ³	H_l MJ/m ³	W_s MJ/m ³	H_s MJ/m ³	d	Pressioni di prova mbar	Paese
Gas collegati alla prima famiglia	Gruppo c	Gas di riferimento (propano aria)	G 130	C ₃ H ₈ = 26,9 aria ¹⁾ = 73,1	22,14	23,66	24,07	25,72	1,142	$p_h = 8$ $p_{min} = 6$ $p_{max} = 15$	FR
		Gas limite di ritorno di fiamma	G 132	C ₃ H ₈ = 13,8 C ₃ H ₈ = 13,8 aria ¹⁾ = 72,4	22,10	23,56	23,84	25,41	1,136		
Gas della seconda famiglia	Gamma Es del gruppo E	Gas di riferimento	G 20	CH ₄ = 100	45,67	34,02	50,72	37,78	0,555	$p_h = 20$ $p_{min} = 17$ $p_{max} = 25$	FR
		Gas limite di combustione incompleta e di formazione di fuliggine	G 21	CH ₄ = 87 C ₃ H ₈ = 13	49,60	41,01	54,76	45,28	0,684		
		Gas limite di ritorno di fiamma	G 222	CH ₄ = 77 H ₂ = 23	42,87	28,53	48,87	31,86	0,443		
		Gas limite di distacco di fiamma	G 26	CH ₄ = 80 C ₃ H ₈ = 7 N ₂ = 13	40,52	33,36	44,83	36,91	0,678		
	Gamma Ei del gruppo E	Gas di riferimento e gas limite di ritorno di fiamma	G 25	CH ₄ = 86 N ₂ = 14	37,38	29,25	41,52	32,49	0,612	$p_h = 25$ $p_{min} = 20$ $p_{max} = 30$	FR
		Gas limite di combustione incompleta e di formazione di fuliggine	G 26	CH ₄ = 80 C ₃ H ₈ = 7 N ₂ = 13	40,52	33,36	44,83	36,91	0,678		
Gas limite di distacco di fiamma		G 231	CH ₄ = 85 N ₂ = 15	36,82	28,91	40,90	32,11	0,617			

1) Composizione dell'aria (%): O₂ = 20,95; N₂ = 79,05.

tab.1 gas come definiti all'interno della norma UNI EN 677

Capitolo 2 La combustione

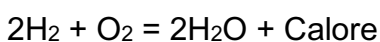
2.1 Generalità sulla combustione

Le norme alle quali si farà riferimento più avanti e a cui ci riferiremo nei test in laboratorio utilizzano come combustibile di riferimento il gas metano (G20). Nella trattazione di questo paragrafo descriveremo il processo di combustione di tale gas.

La combustione, in generale, è la rapida ossidazione di un combustibile. Il carbonio si combina con l'ossigeno per formare anidride carbonica, un gas non tossico e libera calore secondo la seguente formula:



Analogamente l'idrogeno si combina con l'ossigeno per formare vapore d'acqua, con conseguente produzione di calore secondo la formula:



È importante rilevare che il combustibile e l'ossigeno si combinano in proporzioni ben definite e fisse. Le quantità di ossigeno e di combustibile nella miscela sono in proporzioni perfette o "stechiometriche" quando queste permettono una completa ossidazione del combustibile senza residui di ossigeno.

Se avessimo eccesso di combustibile oppure insufficienza di ossigeno diremmo che la miscela è ricca e che la fiamma è riducente e tende ad essere lunga, gialla e fumosa. Tale tipo di combustione è anche definita "combinazione incompleta" perché sebbene alcune delle particelle del combustibile vengano completamente ossidate dall'ossigeno, altre invece non ne ricevono a sufficienza e ne consegue che la combustione di queste è parziale. Come indica la seguente formula di reazione, la combustione parziale o incompleta del carbonio è accompagnata dalla formazione di ossido di carbonio, un gas fortemente tossico:



La quantità di calore che qui si produce è inferiore a quella che accompagna la combustione completa. Una combustione incompleta o riducente è a volte richiesta in speciali trattamenti termici industriali, ma in qualsiasi altra circostanza tali condizioni debbono essere evitate.

Se viceversa fornissimo alla miscela ossigeno in eccesso, diremmo che la miscela è povera e che la combustione è ossidante. Come risultato avremmo una fiamma molto corta di colore tendente al blu. Il gas ossidante è ovviamente aria cioè una miscela prevalentemente composta da azoto e ossigeno.

Quando si impiega aria in eccesso, cioè una quantità di ossigeno superiore a quella stechiometrica, avviene che tutto l'azoto e la parte di ossigeno che non si combina con il combustibile non partecipano alla reazione di combustione. Naturalmente essi assorbono una certa quantità di calore prodotto durante la combustione di modo che l'energia calorifica risultante rimane distribuita in un maggior volume di gas ed il livello termico è inferiore (minore temperatura di fiamma).

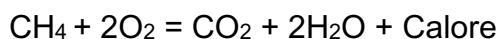
Nella tabella qui sotto riportata troviamo i gas più comunemente utilizzati con le loro caratteristiche principali in tema di combustione.

TIPO DI GAS	PRINCIPALI COSTITUENTI	POTERE CALORIFICO INFERIORE - kcal/m ³	DENSITÀ	VELOCITÀ DI PROPAGAZIONE DELLA FIAMMA - m/s
Gas di città	CO + H ₂	4.000 ÷ 4.500	0,56	3
Gas miscelato	CO + H ₂ + CH ₄ o altri	4.500 ÷ 6.000	0,60	1,5
Gas naturale	CH ₄	8.500	0,64	0,6
Miscela propano/aria	C ₃ H ₈ + aria	6.000	1,20	0,7
Propano	C ₃ H ₈	22.000	1,52	0,7
Butano	C ₄ H ₁₀	28.000	2,00	0,7
Miscela propano/butano	C ₃ H ₈ + C ₄ H ₁₀	26.000	1,75	0,7

tab.2 poteri calorifici di alcuni gas

Come accennato ad inizio paragrafo faremo riferimento al gas metano.

Il metano (CH₄) brucia secondo la seguente reazione:

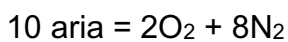


Cioè:

Metano + ossigeno + = anidride carbonica + vapore d'acqua + calore

Dato che i reagenti ed i prodotti della reazione sono tutti allo stato gassoso, possiamo dire che un metro cubo di metano richiede due metri cubi di ossigeno per la combustione completa e che produrrà nella combustione un metro cubo di anidride carbonica e due metri cubi di vapore d'acqua.

La reazione dell'ossigeno puro e del metano è utilizzata soltanto in alcuni impieghi industriali ed esattamente quando si voglia ottenere una elevata temperatura di fiamma: ad esempio nei cannelli per il taglio. Tuttavia, la maggioranza delle applicazioni industriali di combustione utilizza l'aria come sorgente comburente anziché l'ossigeno puro. Per semplicità di calcolo possiamo considerare l'aria come composta dal 20% di ossigeno e l'80% di azoto. Pertanto dato che per ogni metro cubo di metano avremmo bisogno di 10m³ di aria, si avrà:



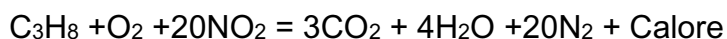
La reazione di combustione del metano e dell'aria può pertanto essere scritta così:



Nella chimica della combustione le molecole di azoto sono inerti e pertanto non hanno alcuna funzione. Purtroppo esse assorbono un po' del calore prodotto

Concludendo si può dire che per bruciare completamente un metro cubo di gas naturale sono necessari 10m³ di aria.

La combustione del propano è viceversa regolata dalla seguente reazione:



Ciò conferma che 1m³ di propano richiede 25m³ di aria per la sua completa combustione. Dalle reazioni di metano e propano appena illustrate, possiamo dedurre che per liberare calore pari a 8500kCal utilizzando 1m³ di gas naturale occorrono circa 10m³ di aria, mentre per liberare 21000kCal, usando 1m³ di propano occorrono 25m³ di aria.

Facendo i dovuti rapporti possiamo osservare che sia per il metano che per il propano è valida la legge secondo cui ogni 1000kCal liberate sono necessari circa 1.18 Normal volumi di aria comburente. Entro certi limiti possiamo dire che ogni gas combustibile commerciale risponde a questa legge; anzi possiamo dire che in linea di massima essa è valida non soltanto per i combustibili gassosi, ma anche per quelli solidi e liquidi.

2.2 Eccesso d'aria

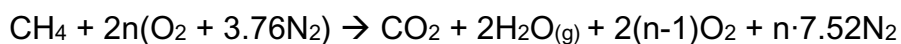
Tutti i sistemi di combustione ed in particolar modo quelli industriali, sono limitati nella loro potenzialità termica dalla quantità di aria comburente che sono in grado di miscelare al gas. Pertanto la massima portata di un sistema di combustione è determinata dalla massima quantità di aria che lo stesso sistema è in grado di trattare.

Nei cataloghi dei costruttori di bruciatori è di solito riportata la capacità dei bruciatori in kCal/h erogate. Ciò nonostante agli effetti della progettazione di un sistema di combustione della selezione dei bruciatori o dei miscelatori necessari a tale sistema, non ci si basa soltanto sulla potenzialità termica e quindi sulla portata di gas del sistema, ma anche e soprattutto sulle quantità di aria primaria e secondaria necessaria alla combustione e sulla capacità di trattare tali quantità.

Avendo stabilito che la quantità di aria necessaria alla combustione è di 1.18 Nm³ per ogni 1000kCal prodotte, indipendentemente dal tipo di gas impiegato, si avrà che ogni sistema di combustione industriale su tale principio dimensionato, potrà essere considerato "universale" se è in grado di operare con qualsiasi tipo di combustibile gassoso. In altre parole, stabilita la quantità di aria necessaria per ottenere in un sistema una buona combustione ad una determinata potenzialità termica, si potrà usare in quel sistema qualsiasi tipo di combustibile gassoso commerciale per produrre la stessa quantità di calore in perfette condizioni di combustione.

L'unica modifica richiesta nel passare da un tipo di combustibile ad un altro a parità di portata termica è quella relativa alla quantità di gas necessaria, tenuto conto del potere calorifico per metro cubo di ciascun gas.

Riporto qui la formula chimica della reazione di combustione del metano con comburente aria considerata nelle condizioni discusse al paragrafo precedente:



In cui l'indice n rappresenta il rapporto fra la quantità di aria che partecipa realmente al processo di combustione e quella teorica necessaria per una combustione completa.

In condizioni stechiometriche la reazione produce 2.75kg di CO₂ e 2.25kg di H₂O per ogni kg di CH₄.

La conoscenza dell'equazione stechiometrica è condizione necessaria per poter eseguire qualunque calcolo riguardante la reazione stessa. Si definisce rapporto aria-combustibile

teorico λ_t , la quantità minima di comburente necessaria alla completa ossidazione del combustibile secondo quanto segue:

$$\lambda_t = 9.52 \frac{M_{w,aria}}{M_{w,CH_4}}$$

in cui $M_{w,aria}$, M_{w,CH_4} indicano rispettivamente i pesi molecolari di aria e metano. La grandezza scalare a destra dell'equazione è legata al combustibile utilizzato e rappresenta il rapporto in volumi fra aria e metano, in condizioni stechiometriche.

A causa della non perfetta miscelazione tra combustibile e comburente, l'aria teorica non è sufficiente a completare la combustione in modo completo: per questo motivo nella pratica si utilizza un quantitativo d'aria maggiore di quella teorica, tenuto in considerazione dall'indice d'aria n , legato a λ_t dalla seguente relazione:

$$n = \frac{\lambda}{\lambda_t}$$

in cui λ esprime l'effettivo rapporto aria-combustibile. La capacità di miscelazione fra aria ed un generico combustibile dipendono dallo stato di aggregazione del combustibile stesso; le caldaie domestiche a condensazione che utilizzano metano, lavorano con un indice d'aria compreso tra 1.15 e 1.35, a seconda che si tratti di funzionamento in regime nominale o parzializzato. L'utilizzo di miscele magre ($\lambda > \lambda_t$) permette di migliorare la combustione riducendo le emissioni inquinanti.

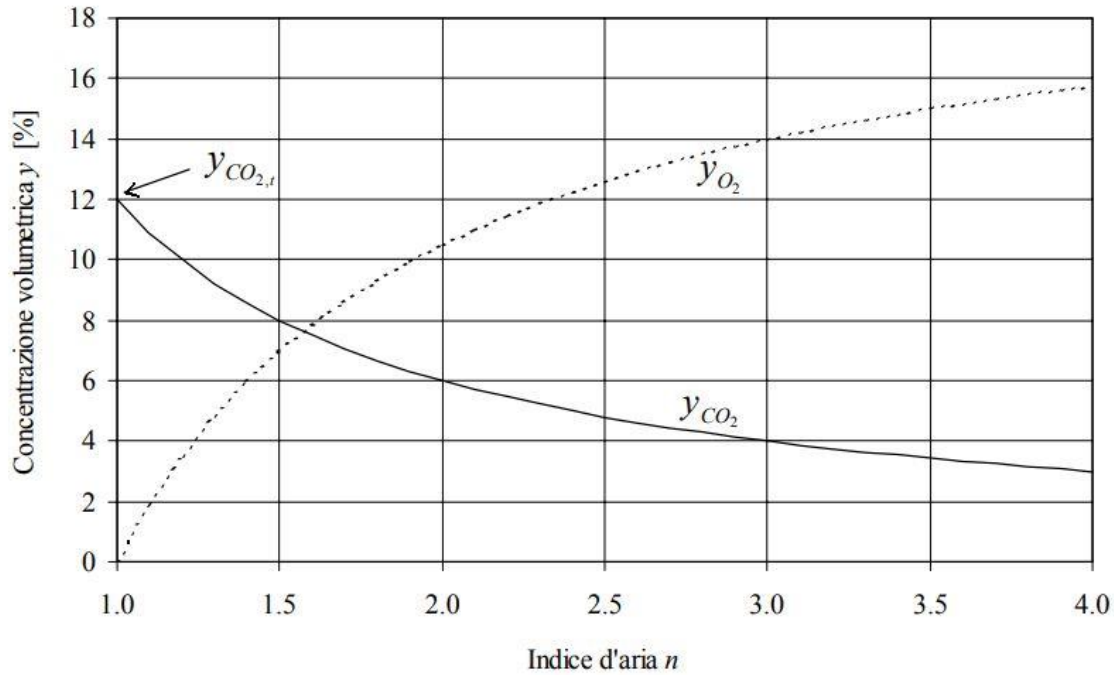


Fig.1 - Frazione volumetrica di CO₂ e O₂ nei fumi secchi nel caso di metano (CH₄)

2.3 Il potere calorifico

Per potere calorifico si intende la quantità di calore prodotta dalla combustione di una quantità unitaria (di massa o di volume) di gas a determinate condizioni, quando la pressione di reazione è mantenuta costante ed i vari prodotti della sua combustione vengono riportati alla temperatura iniziale dei reagenti.

E' possibile distinguere tra due poteri calorifici: superiore e inferiore.

Il potere calorifico superiore H_s è la quantità totale di calore sviluppata dalla reazione di combustione completa dell'unità di massa del combustibile e può essere approssimativamente valutato come:

$$H_s \approx 34.03x_C + 144.42x_H + 10.88x_S \quad [\text{MJ}/(\text{kg di combustibile})]$$

Con:

x_C = frazione molare di carbonio nel combustibile

x_H = frazione molare di idrogeno nel combustibile

x_S = frazione molare di zolfo nel combustibile

Nella combustione di combustibili contenenti idrogeno, nei fumi è presente acqua allo stato di vapore; il passaggio dell'acqua dallo stato liquido allo stato di vapore comporta la perdita del calore latente di vaporizzazione (circa 2500kJ/kg) dal calore di combustione. Il calore effettivamente disponibile per lo scambio termico è quindi solo quello sensibile e viene chiamato potere calorifico inferiore, H_i (circa il 10% inferiore ad H_s).

Più rigorosamente, il potere calorifico è definito come la differenza tra l'entalpia dei reagenti e quella dei prodotti in una reazione a temperatura e pressione costante. Quindi esso dipende anche, seppur lievemente, dalla temperatura del combustibile e dell'aria e dallo stato di aggregazione del combustibile.

Se la pressione parziale del vapor d'acqua nei fumi è, alla temperatura dei fumi, uguale a quella di saturazione si ha la condensa (nella pratica ciò avviene quando i fumi sono a contatto con superfici a temperatura inferiore a quella di rugiada). La condensa può essere pericolosa per i combustibili che contengono zolfo in quanto si ha formazione di acido solforico, corrosivo nei confronti dell'acciaio. È questo il motivo per il quale, generalmente, nelle caldaie tradizionali, il vapore d'acqua non viene condensato.

Dove dunque non espressamente indicato si farà dunque riferimento sempre al potere calorifico inferiore.

Tra il potere calorifico superiore ed inferiore vi è la relazione:

$$H_i \cong H_s - 2.5m_{H_2O} \left[\frac{MJ}{kg \text{ di combustibile}} \right]$$

dove m_{H_2O} è la massa di acqua formatasi in seguito alla combustione di 1kg di combustibile.

2.4 Calore latente di vaporizzazione

Le caldaie a condensazione, in particolari condizioni di utilizzo realizzano questa trasformazione recuperando il calore generato dal passaggio di stato del vapore acqueo: per questi apparecchi si fa riferimento al potere calorifico superiore H_s .

Ricordando l'equazione di formazione per le specie chimiche dei componenti in una combustione a pressione costante, il calore prodotto \dot{Q} per un'unità di combustibile è dato da:

$$\dot{Q} = \Delta H_R^0 = \Delta H_F^0(CH_4) - \Delta H_F^0(CO_2) - \Delta H_F^0(H_2O_{(g)})$$

dove ΔH_R^0 e ΔH_F^0 rappresentano rispettivamente l'energia di formazione della sostanza i-esima e il calore di reazione, entrambi nelle condizioni di riferimento.

Nome	Specie chimica	ΔH (kJ/mol)
Ossigeno	O ₂ (g)	0
Azoto	N ₂ (g)	0
Metano	CH ₄ (g)	-74.78
Ossido di carbonio	CO(g)	-110.44
Anidride carbonica	CO ₂ (g)	-393.13
Acqua	H ₂ O(g)	-241.60
Acqua	H ₂ O(l)	-285.58

Fig.2 Entalpie standard di formazione degli elementi chimici

Il valore teorico del potere calorifico superiore H_s lo si può ottenere in modo analogo a quanto fatto per il potere calorifico inferiore, sostituendo nell'equazione sopra l'entalpia di formazione dell'acqua riferita allo stato di aggregazione liquido.

Con riferimento alla combustione del metano, è possibile esprimere la differenza tra il potere calorifico inferiore e superiore dalla seguente relazione:

$$H_s = H_i + 2.25H_v$$

con H_v che rappresenta il calore latente di vaporizzazione.

L'energia per unità di massa resa disponibile da questo passaggio di stato è, in generale, funzione della temperatura; nella pratica, viste le piccole variazioni si utilizza un valore medio.

2.5 Temperatura di accensione e teorica di combustione

La temperatura di accensione è la temperatura alla quale, alla pressione atmosferica, il processo di combustione nella miscela stechiometrica costituita da vapori del combustibile liquido o gas più l'aria avviene e perdura in modo stabile.

Si comprende quindi, come la combustione per innescarsi abbia bisogno della presenza contemporanea di tre fattori: il combustibile, il comburente ed il calore. Una volta innescata la reazione di combustione, la fiamma deve essere mantenuta ad una temperatura superiore a quella minima di accensione. Se nella regione della fiamma, la miscela in fase di combustione viene raffreddata ad un valore di temperatura inferiore a quella di accensione, il processo di combustione si arresta e la fiamma si spegne.

La temperatura teorica di combustione è la temperatura raggiunta dai prodotti della combustione quando questa è completa ed avviene adiabaticamente. La temperatura di combustione dipende dal potere calorifico e dell'aria pratica e si determina con buona approssimazione come:

$$T_f = T_a + \frac{H_i}{c_{pf} n a_i}$$

dove c_{pf} è il calore specifico dei fumi (circa 1.1kJ/kgK) e T_a la temperatura dell'aria in ingresso. T_f oscilla in pratica tra i 1200 e i 2000°C a seconda del combustibile e dell'indice d'aria. Da notare che localmente la temperatura di fiamma può anche eccedere il valore su indicato, favorendo così la produzione di ossidi di azoto. Al contrario, i fenomeni di dissociazione (ovvero, la separazione di molecole complesse in molecole o radicali semplici, dovuta all'alta temperatura), che assorbono energia, possono ridurre la temperatura effettiva di combustione.

Nel grafico qui sotto riportato, vediamo l'andamento della temperatura teorica nel caso di combustione di metano, in funzione dell'indice d'aria n per alcune temperature di preriscaldamento dell'aria. Dato che il rapporto $\frac{H_i}{\lambda_t}$ è pressoché indipendente dal tipo di combustibile usato, si ha che anche la temperatura teorica di combustione risulta pressoché indipendente dal tipo di combustibile usato.

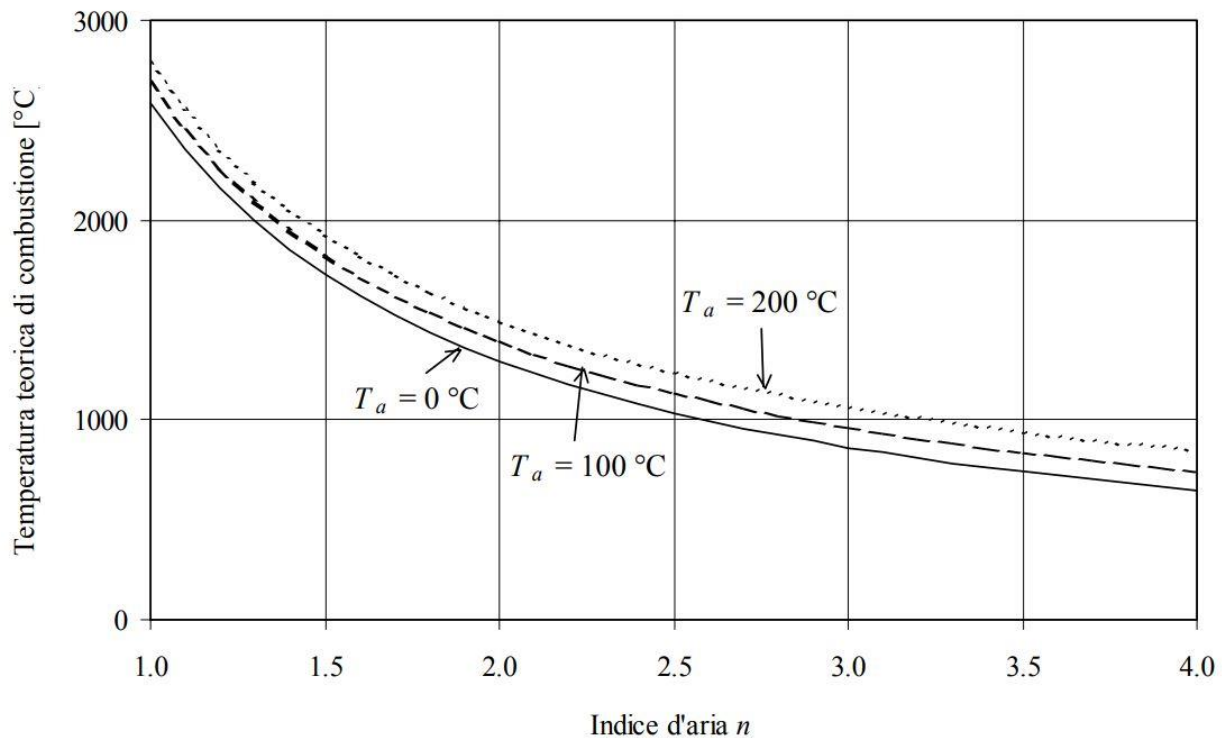
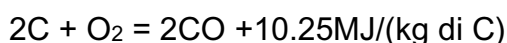


Fig. 3 Temperatura teorica di combustione nel caso di metano (CH_4)

2.6 Emissioni inquinanti

I prodotti della combustione sono essenzialmente acqua (H_2O) ed anidride carbonica (CO_2). Sono presenti anche ossidi di zolfo in dipendenza dal tenore di questo elemento nel combustibile: dato che gli SO_x sono altamente inquinanti, si cerca di ridurre a monte il tenore di zolfo nei combustibili stessi. Gli ossidi di azoto (NO_x) compaiono a causa della ossidazione ad elevata temperatura dell'azoto contenuto nell'aria comburente.

Quando manca la giusta quantità di aria per far avvenire la combustione completa, nei fumi generati dal processo di combustione possono essere presenti degli elementi incombusti tra i quali il monossido di carbonio, altamente pericoloso per l'uomo:



La presenza degli incombusti (CO e HC) tra i prodotti della combustione comporta inoltre una minore quantità di calore generato a parità di consumo di combustibile (un contenuto di CO dell'1% nei fumi comporta una perdita energetica del 4% circa).

Altri prodotti (ceneri, polveri sospese, metalli, etc) dipendono dal tipo e dalle impurezze del combustibile ed il loro studio esula da questa trattazione.

Le sostanze inquinanti emesse in atmosfera dagli impianti di combustione sono responsabili di diversi problemi ambientali, alcuni già evidenti altri ritenuti potenzialmente molto pericolosi: piogge acide, effetto serra, buco dell'ozono stratosferico, agli episodi di degrado della qualità dell'aria che hanno riflessi diretti sulla vita dell'uomo.

Le emissioni di inquinanti da impianti di combustione possono essere classificate come dipendenti da:

- Combustibile: se questo contiene una sostanza che rimane inalterata o se contiene una sostanza che a seguito della combustione si trasforma producendo composti inquinanti (SO_x ed NO_x);
- Combustione anomala: quando la combustione è incompleta si generano sostanze non completamente ossidate (ad es. CO o idrocarburi incombusti) e se la combustione non è ben controllata si può avere formazione di ossidi di azoto (NO_x) di origine termica, cioè legata alla modalità con cui avviene la combustione (alta temperatura di fiamma);
- Combustione normale: anche se la combustione risulta essere normale si ha emissione di anidride carbonica (CO₂) che provoca l'effetto serra.

Capitolo 3 Teoria dello scambio termico

3.1 Scambio termico per conduzione

La conduzione è un processo mediante il quale l'energia termica si trasmette per contatto diretto tra le molecole senza che si spostino sensibilmente. Essa si verifica per effetto dell'interazione delle particelle di una sostanza dotate di maggiore energia con quelle adiacenti dotate di minore energia. Lo scambio di energia per conduzione può avvenire nei solidi, nei liquidi e nei gas, ma è il solo meccanismo secondo cui il calore può propagarsi nei solidi opachi. Essa è anche importante nei fluidi, ma nei mezzi non solidi è di solito associata alla convezione ed all'irraggiamento. Ha una base teorica fondata sulla teoria cinetica molecolare, secondo la quale la temperatura di un elemento materiale è proporzionale all'energia cinetica media delle particelle che lo costituiscono e poiché l'energia interna è l'energia posseduta da un elemento materiale in virtù della velocità e della posizione relativa delle molecole, ne risulta che quanto più velocemente si muovono le sue molecole, tanto maggiori sono la temperatura e l'energia interna in un elemento di materia.

Quando le molecole di una regione acquistano un'energia cinetica media maggiore di quella delle molecole di una regione adiacente, come peraltro indicato da una differenza di temperatura, le molecole aventi maggiore energia cedono parte di questa alle molecole della regione a temperatura minore. Lo scambio di energia può avvenire per urto elastico tra le molecole (nei fluidi) o per diffusione degli elettroni più veloci da regioni a temperatura maggiore verso regioni a temperatura minore (nei metalli); nei solidi non metallici è invece dovuto alle vibrazioni delle molecole all'interno del reticolo.

Come si è già sottolineato lo scambio di energia per conduzione avviene per interazione diretta tra le molecole del mezzo che, ove esista un gradiente di temperatura, secondo le ipotesi della teoria cinetica molecolare si scambiano la loro energia cinetica rotazionale e vibrazionale. In seguito a tali scambi la quota di energia posseduta da ogni volumetto elementare del corpo si modifica e, di conseguenza, si modifica anche il campo delle temperature. Il fenomeno conduttivo è pertanto descritto quando sia noto il campo di temperatura all'interno del corpo, campo che è in generale funzione delle coordinate spaziali x, y, z e del tempo τ .

Una possibile tecnica è quella di eseguire un bilancio di energia su un elemento infinitesimo di volume di un generico corpo. Si consideri un mezzo omogeneo sul quale si vada a

considerare un elemento infinitesimo di volume dV . La forma generale dell'equazione di conservazione dell'energia, limitatamente ai soli flussi termici, fornisce:

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st}$$

in cui:

\dot{E}_{in} = potenza termica in ingresso [W];

\dot{E}_g = potenza termica generata [W];

\dot{E}_{out} = potenza termica in uscita [W];

\dot{E}_{st} = potenza termica immagazzinata [W];

Considerando come superficie di controllo quella che delimita il volumetto $dV=dx \cdot dy \cdot dz$, si può procedere a esplicitare la relazione sopra:

$$(q_x + q_y + q_z) + \dot{E}_g - (q_{x+dx} + q_{y+dy} + q_{z+dz}) = \dot{E}_{st}$$

Dove i primi tre termini q_x , q_y , q_z rappresentano i flussi termici in entrata secondo la direzione di ciascun asse, ognuno perpendicolare ad una faccia del volumetto, ed termini q_{x+dx} , q_{y+dy} , q_{z+dz} sono relativi ai flussi termici in uscita secondo ogni direzione attraverso la faccia opposta. Questi ultimi sono esprimibili espandendo in serie di Taylor il flusso entrante secondo una stessa direzione e limitandosi con buona approssimazione ai primi due termini:

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx; \quad q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy; \quad q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz;$$

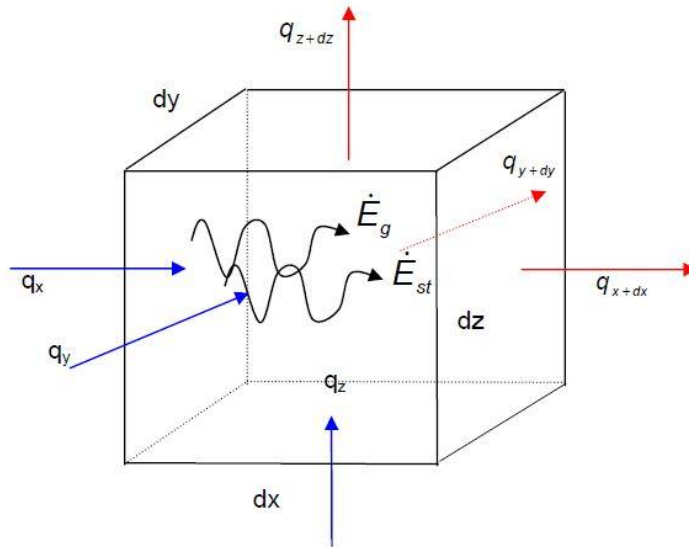


fig.1 volumetto e flussi termici

In pratica queste espressioni ci dicono che i flussi uscenti sono pari al flusso in entrata più la sua variazione lungo la direzione considerata, espressa dalla sua derivata prima.

Tutti questi termini sono flussi termici puramente conduttivi e perciò devono essere valutati con la legge di Fourier, secondo la quale:

$$q_x = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dydz; \quad q_y = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} dx dz; \quad q_z = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} dx dy;$$

MATERIALE	CONDUTTIVITÀ TERMICA λ [W/(m·K)]
Acqua liquida	0.6
Acqua ghiaccio	1.8
Alluminio	200
Acciaio laminato	52
Acciaio inox	17
Aria	0.026
Fibra di vetro	0.035
Polistirolo espanso	0.024
Polipropilene	0.22
Plexiglass	0.19

tabella 1: valori di conduttività termica per alcuni materiali

3.2 Scambio termico convettivo

Una seconda modalità di trasmissione del calore, detta convezione termica, ha luogo quando almeno uno dei due corpi che si scambiano calore è un fluido. Condizione necessaria perché il fenomeno avvenga è che il fluido sia posto, o possa porsi, in moto relativo rispetto all'altro corpo con cui scambia calore. Dunque la convezione può avvenire tra un solido ed un liquido, tra un solido ed un aeriforme, tra un liquido ed un aeriforme, ma anche tra due liquidi immiscibili. In generale si può affermare che la convezione avviene in seno al fluido in uno spazio limitato che ha inizio all'interfaccia tra il fluido e l'altro corpo e fine ad una distanza che dipende dal caso in esame, ma che è comunque alquanto ridotta. Il moto relativo del fluido può avere cause differenti. Può, ad esempio, essere dovuto a dispositivi meccanici (ventilatori, pompe ecc.) o a fenomeni naturali (vento, correnti marine ecc.) che impongono al fluido una certa velocità. La convezione viene allora detta forzata. Quando invece il moto è generato proprio dallo scambio termico in corso, il quale, per il fatto di modificare le caratteristiche termodinamiche del fluido ed in particolare la sua densità, origina uno spostamento di massa; dato che volumi di fluido con più bassa densità tendono a salire richiamando al loro posto volumi di fluido con densità maggiore. La convezione viene allora detta naturale o libera. La distinzione tra i due tipi di convezione non è netta e spesso nelle situazioni reali essi coesistono. Si tratta di due situazioni estreme cui è spesso utile ricondurre i fenomeni reali per ottenere semplificazioni analitiche. Nella convezione le modalità microscopiche di trasmissione dell'energia sono le medesime che nel caso della conduzione. La sostanziale differenza sta nel fatto che, essendo il fluido in moto, al trasporto di energia dovuto alle interazioni molecolari si somma il moto di materia che veicola tale energia nello spazio e nel tempo. Se il fluido restasse fermo il meccanismo di trasmissione del calore al suo interno sarebbe quello di conduzione e l'energia si trasmetterebbe tra le particelle senza moto macroscopico di materia.

È intuibile che i fenomeni fluidodinamici non sono indipendenti da quelli termici, il campo della velocità e quello della temperatura nel fluido sono strettamente connessi e ne consegue che nello studio della convezione i processi termici e dinamici devono essere affrontati simultaneamente. Il campo termofluidodinamico è noto quando in ogni punto sono noti (eventualmente anche in funzione del tempo) i valori di tutte le variabili che definiscono lo stato cinematico e termodinamico del fluido. In molti casi, per la descrizione del campo termofluidodinamico sono necessarie 5 equazioni differenziali indipendenti (2 per le variabili termodinamiche e 3 per le componenti della velocità). In genere le cinque equazioni

utilizzate sono: il bilancio della massa, il bilancio dell'energia (ciascuno espresso da un'equazione scalare) e l'equazione della quantità di moto (che è una grandezza vettoriale) che viene espressa mediante le tre equazioni scalari delle componenti x,y,z.

Si consideri un fluido a temperatura T_∞ che si muove a velocità V lungo una superficie di area A e forma arbitraria. Tale superficie abbia una temperatura uniforme T_w diversa da T_∞ , il flusso termico q'' scambiato per convezione tra superficie e fluido in ogni punto della superficie considerata può essere espresso dalla relazione di Newton:

$$q'' = h \cdot (T_w - T_\infty)$$

in cui h è il coefficiente di scambio termico locale per convezione [$W/(m^2K)$].

La potenza termica scambiata q dall'intera superficie A , poiché le condizioni di moto variano lungo la superficie stessa, sarà ottenuta da:

$$q = \int_A q'' dA = (T_w - T_\infty) \cdot \int_A h \cdot dA$$

ovvero, definendo un coefficiente di scambio termico per convezione medio \bar{h} come:

$$\bar{h} = \frac{1}{A} \cdot \int_A h \cdot dA$$

e quindi:

$$q = \bar{h} \cdot A \cdot (T_w - T_\infty)$$

In genere poi quando si parla di coefficiente di convezione nelle applicazioni pratiche si intende il coefficiente medio.

Noto il valore di h è possibile valutare il flusso di calore quindi la sua determinazione costituisce il problema fondamentale della convezione termica. Purtroppo dare un valore a h non è facile dal momento che esso dipende sia dalle proprietà del fluido (viscosità, densità, conduttività termica, calore specifico) sia dalla configurazione geometrica e dalle condizioni di moto.

È interessante notare che, nello strato limite termico, per una distanza x qualsivoglia dal bordo di ingresso e per una superficie infinitesima dA , a distanza $y=0$ dalla parete, può essere applicata la relazione di scambio termico che eguaglia il flusso termico convettivo a

quello conduttivo (calcolato con il postulato di Fourier). Indicando con λ_f conducibilità termica del fluido [W/(m·K)] si ha:

$$q'' = h \cdot (T_w - T_\infty) = \lambda_f \frac{\partial T}{\partial y}$$

per $y=0$

Alla superficie infatti, poiché non vi è moto del fluido, l'energia termica è trasferita per conduzione. Si può quindi esprimere il coefficiente di scambio termico convettivo nel seguente modo:

$$h = \frac{\lambda_f \frac{\partial T}{\partial y}}{(T_w - T_\infty)}$$

per $y=0$

che indica la forte influenza del gradiente di temperatura alla superficie di separazione fluido-parete sullo scambio termico convettivo.

Se ci si rapporta ad una lunghezza L caratterizzante la geometria del sistema (diametro della tubazione o in generale lunghezza della parete) l'equazione diviene, dopo aver moltiplicato ambo i membri per L :

$$q'' = L \cdot h \cdot (T_w - T_\infty) = -L \cdot \lambda \cdot \frac{\delta T}{\delta y} \rightarrow L \frac{h}{\lambda} = - \frac{L}{(T_w - T_\infty)} \cdot \frac{\delta T}{\delta \lambda}$$

per $y=0$

Il raggruppamento adimensionale:

$$Nu = L \cdot \frac{h}{\lambda}$$

prende il nome di numero di Nusselt e rappresenta il rapporto tra il calore che viene scambiato per convezione, tra la superficie ed il fluido, ed il calore che la stessa superficie scambierebbe per conduzione attraverso uno strato di fluido fermo di spessore L . Maggiore è il valore di Nusselt maggiore è l'influenza del trasporto di massa nello scambio termico.

3.3 Scambio termico per irraggiamento

Si consideri un corpo caldo collocato in un ambiente in cui è stato fatto il vuoto (assenza di materia) le cui pareti si trovino ad una temperatura uniforme ed inferiore a quella del corpo; dopo un po' di tempo si potrà constatare che il corpo si è raffreddato ed ha raggiunto l'equilibrio termico con le pareti. Data l'assenza di materia nello spazio tra il corpo considerato e le pareti lo scambio termico non è avvenuto né per conduzione né per convezione, ma attraverso un altro meccanismo di trasmissione del calore che viene definito irraggiamento. Spesso nelle applicazioni pratiche i tre meccanismi di trasmissione dell'energia termica hanno luogo contemporaneamente con diversa intensità; nel vuoto, invece, la trasmissione del calore può avvenire solo per irraggiamento. I fondamenti teorici di questo tipo di fenomeni fisici furono enunciati per la prima volta da J. C. Maxwell (a fine '800), il quale ipotizzò che cariche accelerate o correnti elettriche variabili dessero luogo a campi elettrici e magnetici variabili che si propagavano nello spazio, e li chiamò onde elettromagnetiche (o radiazioni elettromagnetiche). Egli ipotizzò inoltre che essi rappresentassero l'energia emessa dalla materia in conseguenza dei cambiamenti delle configurazioni elettroniche degli atomi. In seguito fu H. Hertz che dimostrò sperimentalmente l'esistenza delle onde elettromagnetiche che trasportano energia, viaggiando alla velocità della luce. M. Planck propose poi che la radiazione elettromagnetica fosse considerata come propagazione di un insieme di pacchetti discreti di energia detti fotoni o quanti, ciascuno caratterizzato da un'energia proporzionale alla frequenza. Infatti, come tutti i fenomeni ondulatori, anche le onde elettromagnetiche sono caratterizzate da una frequenza n e da una lunghezza d'onda λ , proprietà legate tra loro attraverso la velocità di propagazione c dalla relazione:

$$\lambda = \frac{c}{\nu}$$

con c = velocità di propagazione delle onde elettromagnetiche;

ν = frequenza

λ = lunghezza d'onda

La velocità di propagazione per le onde elettromagnetiche dipende dal mezzo di propagazione; nel vuoto vale $2,9976 \times 10^8$ m/s; tale valore è indicato con c_0 . La lunghezza d'onda è misurata in mm (= 10^{-6} m). La frequenza (numero di oscillazioni nell'unità di tempo) in Hertz [Hz] (1Hz = 1 oscillazione al secondo). Per un'onda elettromagnetica la frequenza

dipende solo dalla sorgente ed è indipendente dal mezzo in cui l'onda si propaga. Vale inoltre la relazione di Planck-Einstein che, come accennato in precedenza, descrive l'energia trasportata dai fotoni di una determinata frequenza:

$$e = h \cdot \nu = h \cdot \frac{c}{\lambda}$$

con h = costante di Planck = $6.625 \cdot 10^{-34} \text{J} \cdot \text{s}$

Come si è visto la temperatura è una misura del contenuto energetico di un corpo a livello microscopico, legato ai campi elettromagnetici atomici e molecolari elementari. Questi campi elettromagnetici elementari causano una emissione energetica e tutta la materia, che si trovi a temperatura superiore allo 0 K, nelle sue varie forme, emette energia elettromagnetica a diversa lunghezza d'onda. Per i gas ed i solidi semitrasparenti l'emissione è un fenomeno volumetrico, ovvero la radiazione è l'effetto di una emissione locale ed attraversa il volume. Per solidi e liquidi, la radiazione verrà considerata come un fenomeno superficiale: la radiazione emessa dalle particelle in profondità è fortemente assorbita dalle particelle adiacenti. La radiazione, emessa da un solido o da un liquido, è originata solamente dalle molecole che si trovano ad una profondità pari approssimativamente ad 1 mm dalla superficie esterna. La radiazione elettromagnetica, che corrisponde alla trasmissione di calore, è detta radiazione termica: essa è emessa a causa dei moti vibratorii e rotatori delle molecole e degli atomi di una sostanza ed è estesa in un campo di lunghezze d'onda da 10^{-2} mm (nell'Ultra Violetto: UV) a 10^2 mm (Infrarosso).

La radiazione emessa da corpi a temperatura ambiente si colloca nel campo dell'infrarosso ovvero a lunghezze d'onda comprese tra 0,76 e 100 mm; solo oltre gli 800 K, i corpi iniziano ad emettere nel campo di lunghezze del visibile (il filamento di Tungsteno di una lampadina ad incandescenza deve essere riscaldato a temperatura di oltre 2000 K prima di divenire visibile). La radiazione Ultra Violetta occupa il campo delle basse lunghezze d'onda tra 0,01 mm e 0,38 mm: i raggi ultravioletti sono dannosi per i microrganismi e per gli esseri viventi in genere. Lo strato di Ozono (O_3) atmosferico funge da scudo protettivo riguardo la radiazione Ultra Violetta proveniente dal sole assorbendone la maggior parte.

In termini del tutto generali si può affermare che la radiazione incidente su di una superficie in parte viene riflessa, in parte assorbita e infine in parte viene trasmessa. Valutando le percentuali di potenza radiante trasmessa G_{trasm} , riflessa G_{rifl} ed assorbita G_{ass} rispetto a quella incidente G , è possibile definire le seguenti grandezze:

- 1) coeff. di assorbimento a G_{ass} / G
- 2) coeff. di riflessione r G_{rifl} / G
- 3) coeff. di trasmissione t G_{trasm} / G

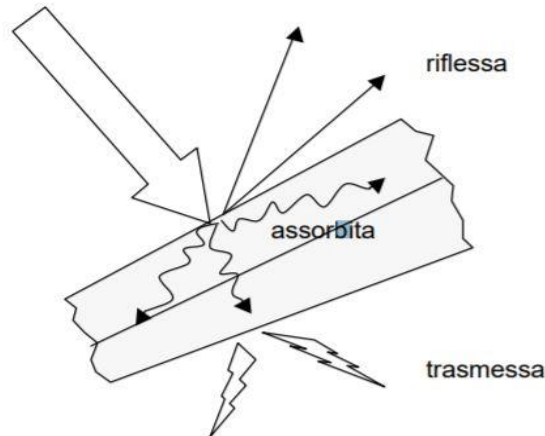


fig.2 rappresentazione di una radiazione incidente

Inoltre, poiché per il principio di conservazione dell'energia si ha:

$$G_{ass} + G_{rifl} + G_{trasm} = G$$

si ha pure che:

$$a + r + t = 1$$

Le definizioni precedenti valgono per le proprietà totali emisferiche con ciò intendendo per tutte le lunghezze d'onda e per tutte le direzioni. Identiche grandezze sono definibili anche per una determinata lunghezza d'onda λ e per tutte le direzioni, come pure per una determinata direzione θ e per tutte le lunghezze d'onda, e, infine, per una data direzione θ e per una data lunghezza d'onda λ .

Riguardo al comportamento dei materiali reali, si ha che, ad esempio, per superfici opache (es. muratura):

$$t = 0$$

Per quanto riguarda i gas essi presentano comportamento difforme: i gas mono e poli atomici a molecole simmetriche formate da atomi uguali sono praticamente trasparenti; si ha:

$$a = r = 0$$

Tale è il caso ad esempio di azoto (N₂), elio (He), idrogeno (H₂). Altri presentano un marcato assorbimento per un determinato intervallo di lunghezze d'onda (es. il vapor acqueo, l'anidride carbonica, ...).

Con riferimento al corpo nero sono state ricavate le seguenti leggi fisiche che saranno trattate solo sommariamente in questo scritto:

Legge di Planck

Consente di determinare la distribuzione spettrale della radiazione emessa dal corpo nero, calcolando l'intensità di emissione monocromatica emisferica (e_λ):

$$(e_\lambda)_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot h \cdot c_0^2}{\lambda^5 \cdot [\exp\left(\frac{h \cdot c_0}{\lambda \cdot k \cdot t}\right) - 1]}$$

con h = costante di Planck= $6.656 \cdot 10^{-34}$ J·s

k = costante di Boltzmann = $1.3805 \cdot 10^{-23}$ J/K

c_0 = velocità della luce nel vuoto= $2.9976 \cdot 10^8$ m/s

L'andamento di e_λ in funzione della lunghezza d'onda e della temperatura è riportata nel grafico qui sotto.

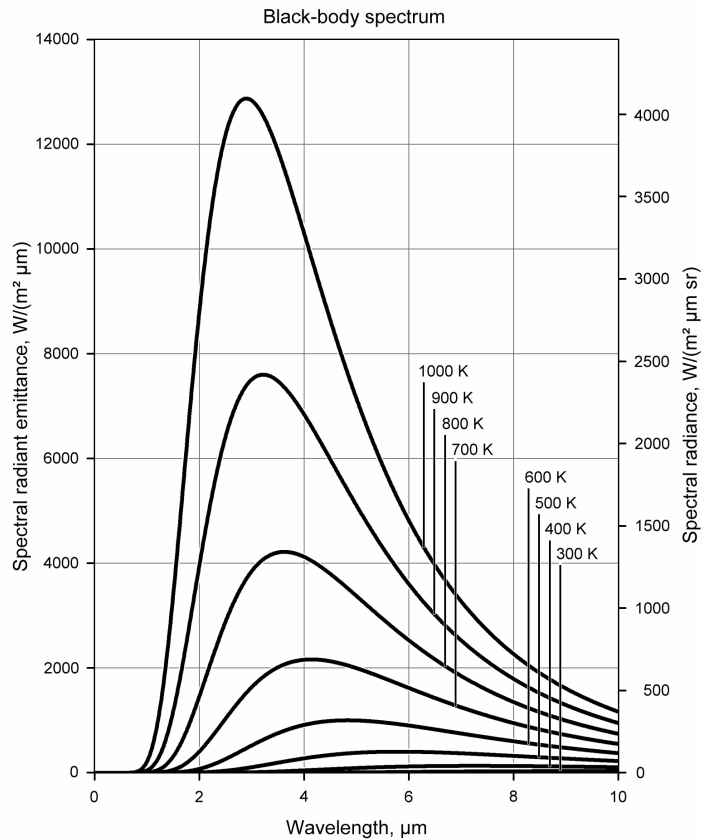


Fig.3 Spettro di emissione di un corpo nero

Si noti che:

1. la radiazione emessa varia in modo continuo con la lunghezza d'onda;
2. ad una qualsiasi lunghezza d'onda l'intensità della radiazione aumenta con la temperatura;
3. la regione spettrale in cui si ha il massimo di emissione dipende dalla temperatura e si trova a lunghezze d'onda via via più corte al crescere delle temperature stesse;
4. la lunghezza d'onda a cui si verifica la massima intensità di emissione λ^* e la temperatura sono tra loro inversamente proporzionali. Quest'ultimo punto rappresenta la legge di Wien:

$$\lambda^* \cdot T = 2897.8 \mu m \cdot K$$

Legge di Stefan-Boltzmann

Per un corpo nero è possibile ricavare la potenza termica radiante globalmente emessa tramite l'equazione:

$$E_n = \sigma \cdot T^4$$

in cui $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$

Graficamente per ogni temperatura E_n è rappresentato dall'area sottesa dalla rispettiva curva nella figura sopra.

3.3.1 L'emissività di un corpo reale

Il modello radiativo costituito dal corpo nero è utile alla trattazione dei corpi reali. Infatti nota l'emissione di un corpo nero è possibile ricondurre l'emissione di un corpo reale a quella del corpo nero. Ovviamente tale emissione sarà una frazione di quest'ultima. Si definisce emissività ε del corpo la grandezza:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n}$$

E = emissione globale del corpo reale [W/m^2]

E_n = emissione globale del corpo nero [W/m^2]

lo scambio termico per irraggiamento dipende sia dalla lunghezza d'onda che dalla direzione e dalla temperatura, nelle applicazioni pratiche si utilizza generalmente però l'approssimazione secondo cui le superfici emittenti, o comunque comprese in un campo radiante, emettono in maniera perfettamente diffusa (ovvero la radiazione emessa non dipende dalla direzione). Inoltre, le proprietà dei materiali (coefficiente di assorbimento, riflessione e trasmissione) sono considerate indipendenti dalla lunghezza d'onda. Tali superfici (o materiali) sono detti superfici (o corpi) grigi.

METALLI	Emissività	NON METALLI	emissività
acciaio laminato a freddo	0,7 ÷ 0,9	acqua	0,93
acciaio lamiera molata	0,4 ÷ 0,6	argilla	0,95
acciaio lucido	0,1	asfalto	0,95
acciaio ossidato	0,7 ÷ 0,9	basalto	0,7
acciaio inox lucido	0,16	calcare	0,98
acciaio inox ossidato	0,7 ÷ 0,8	carta	0,95
alluminio lucido	0,05	cemento	0,95
alluminio ossidato	0,2 ÷ 0,4	ceramica	0,95
ghisa ossidata	0,6 ÷ 0,95	gesso	0,8 ÷ 0,95
ghisa non ossidata	0,2	ghiaccio	0,98
inconel ossidato	0,7 ÷ 0,95	ghiaia	0,95
inconel sabbiato	0,3 ÷ 0,6	gomma	0,95
molibdeno ossidato	0,2 ÷ 0,6	legno	0,9 ÷ 0,95
nickel lucido	0,05	neve	0,9
nickel ossidato	0,2 ÷ 0,5	plastica opaca	0,95
ottone brunito	0,3	sabbia	0,9
ottone ossidato	0,5	suolo	0,9 ÷ 0,98
rame lucido	0,05	tessuto	0,95
rame ossidato	0,4 ÷ 0,8	superfici verniciate (escluso alluminio)	0,8 ÷ 0,95
titanio ossidato	0,5 ÷ 0,6	vetro	0,85

Tabella 1: emissività per alcuni materiali

Capitolo 4 Le norme in vigore

4.1 Estratto della norma UNI EN 677:2000

5 REQUISITI DI FUNZIONAMENTO

5.1 Generalità

In aggiunta alle norme sulle caldaie EN 297, prEN 483 ed EN 625, si applicano, secondo il caso, i requisiti seguenti.

5.2 Verifica della potenza nominale in regime di condensazione

Se il costruttore dichiara la potenza nominale di condensazione, essa deve essere verificata nelle condizioni di prova di cui in 6.2.

5.3 Formazione di condensa

Quando la caldaia viene installata secondo le condizioni di prova di cui in 6.6.1 per la misurazione del rendimento, nelle condizioni di cui in 6.3 si deve formare condensa soltanto nei punti previsti a tale scopo ed essa deve essere agevolmente evacuata.

La condensa non deve formarsi in parti della caldaia in cui non è prevista la sua formazione, la sua raccolta e il suo scarico, nè deve poter provocare disturbi al funzionamento della caldaia, alla caldaia stessa e all'ambiente circostante.

5.4 Temperatura dei prodotti della combustione

Se la caldaia è dotata di un dispositivo per limitare la temperatura massima dei prodotti della combustione, nelle condizioni di cui in 6.4, la temperatura dei prodotti della combustione non deve superare la massima temperatura di esercizio ammissibile, per i materiali del circuito di combustione e del condotto di evacuazione, specificata dal costruttore della caldaia.

Il funzionamento di tale dispositivo deve provocare il blocco costante della caldaia.

5.5 Combustione

5.5.1 Condizioni normali

I requisiti relativi alla combustione sono quelli specificati nelle norme delle caldaie.

Le prove in aria calma devono essere effettuate anche quando la caldaia funziona in regime di condensazione (50 °C/30 °C).

5.5.2 Condizioni particolari

L'ostruzione dello/degli scarico/scarichi della condensa o l'arresto della pompa per l'evacuazione della condensa non deve portare a concentrazioni di CO, nei prodotti della combustione, maggiori dello 0,2% prima che si verifichino lo spegnimento o il blocco. Non deve verificarsi fuoriuscita di condensa dalla caldaia.

5.6 Rendimenti

5.6.1 Rendimento utile

Nelle condizioni di prova di cui in 6.6.1, il rendimento utile alla portata termica nominale (o alla massima portata termica e alla media aritmetica della massima e della minima portata termica, per caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento) deve essere almeno uguale a:

$$91 + 10\log P \text{ (in per cento)}$$

dove:

P è la potenza nominale. Per le caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento, P è rispettivamente la potenza massima e la media aritmetica della massima e della minima potenza termica indicata dal costruttore, espressa in kilowatt (kW).

5.6.2 Rendimento utile a carico parziale

Nelle condizioni di prova di cui in 6.6.2, il rendimento utile per un carico corrispondente al 30% della portata termica nominale (o della media aritmetica della massima e della minima portata termica, per caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento) deve essere almeno uguale a:

$$97 + 10\log P \text{ (in per cento)}$$

dove:

P è la potenza nominale. Per le caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento, P è la media aritmetica della

massima e della minima potenza termica dichiarata dal costruttore, espressa in kilowatt (kW).

6 METODI DI PROVA

6.1 Generalità

Tutte le prove vengono effettuate nelle condizioni indicate nelle norme sulle caldaie, se non diversamente specificato.

Se le condizioni di prova effettive differiscono dalle condizioni di riferimento (20 °C, 70% di umidità relativa, 1 013,25 mbar) e/o la temperatura dell'acqua di ritorno differisce dal valore specificato, vengono utilizzate le formule di correzione indicate nell'appendice A, per correggere il rendimento utile calcolato per le prove di cui in 6.2 e 6.6.2.

6.2 Verifica della potenza nominale a regime di condensazione

Per le caldaie che utilizzano gas della seconda famiglia, con o senza un'altra famiglia di gas, le prove vengono effettuate con uno dei gas di riferimento, corrispondenti della seconda famiglia.

Per le caldaie che utilizzano soltanto gas della terza famiglia, le prove vengono effettuate con uno dei gas di riferimento corrispondenti della terza famiglia.

La portata di acqua viene regolata in modo da ottenere una temperatura dell'acqua di ritorno di $(30 \pm 0,5)$ °C e una differenza di temperatura tra le temperature di mandata e di ritorno di (20 ± 2) °C.

Il rendimento viene calcolato come indicato nelle norme sulle caldaie.

Viene verificato che il prodotto del rendimento determinato e della portata termica nominale (della massima portata termica per le caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento) non sia minore della potenza nominale in regime di condensazione.

6.3 Formazione di condensa

La caldaia viene fatta funzionare in continuo per 4 h, nelle condizioni di prova di cui in 6.2. Viene verificato che sia soddisfatto il requisito di cui in 5.3.

6.4 Temperatura dei prodotti della combustione

La caldaia viene installata come specificato nelle condizioni di prova generali delle norme sulle caldaie, e alimentata con uno dei gas di riferimento corrispondenti per la categoria di caldaie e regolata alla portata termica nominale.

Le caldaie di tipo B sono collegate ad un condotto di evacuazione di prova lungo 1 m e le caldaie di tipo C sono collegate con i più corti condotti di prova previsti dal costruttore. Il termostato della caldaia viene messo fuori servizio.

Il dispositivo di limitazione della temperatura dei prodotti della combustione, se esistente, viene lasciato in funzione.

La temperatura dei prodotti della combustione viene progressivamente elevata, o aumentando la portata del gas o mediante altri mezzi (per esempio la rimozione di deflettori), conformemente alle istruzioni del costruttore.

Si verifica che sia soddisfatto il requisito di cui in 5.4.

6.5 Combustione

6.5.1 Condizioni normali

Le caratteristiche di combustione vengono verificate, secondo le norme sulle caldaie, a due regimi di temperatura dell'acqua: 80 °C/60 °C e 50 °C/30 °C.

6.5.2 Condizioni speciali

La caldaia viene fatta funzionare in continuo nelle condizioni di prova di cui in 6.2. Con lo scarico della condensa ostruito o con la pompa integrata per l'evacuazione della condensa messa fuori servizio, si verifica che la concentrazione di CO, nei prodotti della combustione, soddisfi il requisito di cui in 5.5.2, finché non avviene lo spegnimento o il blocco.

6.6 Rendimenti

Per le caldaie che utilizzano gas della seconda famiglia e con o senza gas di un'altra famiglia, le prove vengono effettuate con uno dei gas di riferimento corrispondenti della seconda famiglia.

Per le caldaie che utilizzano soltanto gas della terza famiglia, le prove vengono effettuate con uno dei gas di riferimento corrispondenti della terza famiglia.

6.6.1 Rendimento utile

Il rendimento è determinato alla portata termica nominale, per le caldaie senza dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento. Per le caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento, il rendimento viene determinato alla massima portata termica e alla media aritmetica della massima e della minima portata termica.

La portata d'acqua viene regolata in modo da ottenere una temperatura dell'acqua di ritorno di (60 ± 1) °C e una differenza di temperatura di (20 ± 2) °C, tra la temperatura di mandata e quella di ritorno.

Il rendimento viene determinato come indicato nelle norme sulle caldaie.

Si verifica che i rendimenti determinati non siano minori di quanto richiesto in 5.6.1.

6.6.2 Rendimento utile a carico parziale

Il rendimento utile a carico parziale viene determinato al carico corrispondente al 30% della portata termica nominale, per le caldaie senza dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento. Per le caldaie con dispositivo di regolazione in funzione del fabbisogno termico dell'impianto di riscaldamento, il rendimento viene determinato al carico corrispondente al 30% della media aritmetica delle portate termiche minima e massima.

Il rendimento utile a carico parziale viene determinato nelle condizioni di prova delle norme sulle caldaie, con una temperatura costante dell'acqua di ritorno di $(30 \pm 0,5)$ °C. Per le caldaie che utilizzano solo gas della terza famiglia, il valore di rendimento determinato viene maggiorato di 2,4.

Viene verificato che siano soddisfatti i requisiti di cui in 5.6.2.

4.2 Estratto del Decreto Legge 4 Giugno 2013 n°63

Sulla base del Decreto Legge 4 giugno 2013, n. 63, convertito con modificazione dalla L. 3 agosto 2013 n. 90 (in G.U. 03/08/2013, n. 181), relativo all'efficienza energetica, con l'introduzione di un nuovo articolo, il 17-bis, in sostituzione del comma 9 dell'art. 5 del D.P.R. 412/1993 relativo agli scarichi degli impianti termici negli edifici, dal 1° settembre dell'anno appena trascorso, gli impianti termici di nuova installazione devono obbligatoriamente collegarsi a camini, canne fumarie o sistemi di evacuazione dei prodotti di combustione che

abbiano sbocco sopra il tetto dell'edificio, alla quota prescritta dalla regolamentazione tecnica vigente.

È ammesso lo scarico a parete solo per gli impianti termici installati prima del 31 agosto 2013 e a condizione che si tratti di generatori a condensazione che, per i valori di emissioni dei prodotti della combustione, appartengano alla classe meno inquinante e con prestazioni energetiche conformi ad almeno una delle seguenti norme tecniche: UNI EN 297, UNI EN 483, UNI EN 15502.

Il Ministero dello Sviluppo Economico ha espresso in una nota del 18 dicembre 2013, specifiche relative alla tipologia dei generatori di calore che possono essere installati in deroga all'obbligo di evacuazione dei prodotti della combustione con sbocco sopra il tetto; è infatti possibile una deroga rispetto a quanto previsto dalla L. 31 agosto 2013 n. 90, per gli impianti installati dopo il 31 agosto 2013, purchè rispettino le seguenti caratteristiche:

- possedere un rendimento termico utile maggiore o uguale a $90+2\log(P_n)$ in corrispondenza di un carico termico pari al 100% della potenza termica utile nominale;
- appartenere alla classe 4 o alla classe 5 secondo la classificazione relativa alle emissioni di NOx indicata dalla norma UNI EN 297, UNI EN 483 e UNI EN 15502.

È importante sottolineare che la combustione di qualsiasi combustibile (gas, gasolio, carbone, legna, ecc.) produce necessariamente fumi di scarico e controllarne la qualità è fondamentale per rispettare le normative ambientali e quelle sugli impianti di riscaldamento. Le caldaie e i bruciatori a gas offrono vantaggi in termini di minori emissioni nei fumi delle sostanze più inquinanti quali gli ossidi di azoto (NOx), gli ossidi di zolfo (SOx), ecc...

In virtù di controlli più severi sulle emissioni inquinanti, gli organismi normativi internazionali hanno introdotto una classificazione degli apparecchi a gas in 5 classi di emissione (per gli apparecchi a gasolio esistono classi analoghe, ma con limiti più blandi). I livelli di emissione (concentrazione per kWh di potenza installata) per le caldaie a gas sono i seguenti:

Classe NOx Livelli di emissione

- | | |
|---|-------------------|
| 1 | fino a 260 mg/kWh |
| 2 | fino a 200 mg/kWh |
| 3 | fino a 150 mg/kWh |

- 4 fino a 100 mg/kWh
- 5 fino a 70 mg/kWh

Sulla base di questa classificazione, dunque, contenuti negli standard europei rispondenti alle norme UNI EN 297 e UNI EN 483, sono le ultime due classi di emissione che consentono l'eventuale scarico a parete per le caldaie a condensazione. Ricordiamo che solitamente i libretti di istruzione dei generatori riportano il dato di emissione di NOx; occorrerà dunque confrontarlo con la classificazione di cui sopra per accertare la classe di appartenenza.

4.3 Normative di efficienza energetica

La definizione di rendimento vista nella sezione dedicata alla norma UNI EN 677 -2000 è di tipo teorica e non considera il reale funzionamento della caldaia. Infatti, nell'utilizzo come riscaldamento, lo scambiatore di calore si trova ad operare con una potenza parzializzata rispetto a quella nominale. Questo reale funzionamento viene simulato al banco prove attraverso specifiche normative: per l'Europa si fa riferimento alla UNI ISO 15501 mentre per l'America all'ASHRAE 103. Attraverso queste direttive si valuta il rendimento dell'apparecchio durante il funzionamento in riscaldamento ambientale.

4.3.1 Il rendimento ErP

La direttiva ErP (Energy related Products Directive) è una normativa Europea entrata in vigore nel settembre 2015 come parte dell'impegno nella riduzione delle emissioni di carbonio; si applica a caldaie, caldaie combinate, scaldabagni ed altri apparecchi di riscaldamento con potenza massima di 400kW. Il suo scopo, attraverso apposite etichettature, è garantire la consapevolezza agli utenti finali sul livello di efficienza energetica dei loro apparecchi. Il rendimento dello scambiatore η_u , per i due diversi livelli di potenza richiesti dalla norma è espresso come:

$$\eta_u = \frac{4.186 \cdot m_w (T_{w,out} - T_{w,in}) + Q_{diss}}{10^3 \cdot V_g \cdot H_i} \cdot 100$$

dove:

m_w : quantità di acqua calda raccolta [kg];

$T_{w,out}$: temperatura circuito acqua in uscita dallo scambiatore;

$T_{w,in}$: temperatura circuito acqua in entrata allo scambiatore;

Q_{diss} : calore disperso [kJ]

V_g : consumo di gas [m³]

Il consumo di gas V_g e il H_i , misurati durante la prova, vanno corretti a 15°C e 1013,25 mbar. La durata della prova per la quantizzazione della grandezza sopra espressa è di 10 minuti; nella pratica al posto di raccogliere l'acqua in un contenitore viene misurata la portata circolante nell'impianto \dot{m}_w congiuntamente al consumo orario di combustibile V_g . La classe energetica, calcolata come media pesata dei singoli rendimenti, viene stabilita sulla base dell'efficienza stagionale del riscaldamento d'ambiente η_s come:

$$\eta_s = 0.85 \cdot \eta_{u,0.3\dot{Q}_{max}} + \eta_{u,\dot{Q}_{max}} - \sum f_{diss}(i)$$

dove:

$\eta_{u,0.3\dot{Q}_{max}}$: rendimento calcolato con potenza parzializzata al 30%;

$\eta_{u,\dot{Q}_{max}}$: rendimento calcolato con potenza nominale;

f_{diss} : fattori correttivi dovuti ai consumi elettrici degli ausiliari.

4.4 Estratto della norma UNI 15502-1

In questo paragrafo riportiamo i punti salienti della norma UNI 15502-1 in merito alla realtà pratica di prova delle caldaie con potenza termica inferiore a 400kW.

8.16 Condizioni di prova

La caldaia è installata come specificato nelle condizioni di prova generali a seconda del caso e alimentata con uno dei gas di riferimento corrispondenti alla categoria della caldaia alla portata termica nominale. È ammesso l'uso di un gas effettivamente distribuito, idoneo alla categoria della caldaia.

Le caldaie di tipo B sono collegate a condotto di evacuazione di prova di 1 m e le caldaie di tipo C sono dotate dei condotti più brevi specificati dal fabbricante.

Il termostato di controllo o valore di riferimento di temperatura di controllo nel sistema di controllo della temperatura elettronico è messo fuori servizio.

Se esiste, il controllo per limitare la temperatura dei prodotti della combustione rimane in funzione.

La temperatura dei prodotti della combustione è innalzata progressivamente o aumentando la portata di gas o mediante un altro mezzo che aumenti la temperatura (per esempio la rimozione di schermi) come specificato dal fabbricante. L'aumento di temperatura deve rientrare nella gamma tra 0.1K/min e 3K/min. Si verifica che il requisito sia soddisfatto.

8.17 Livello di potenza sonora

Dal 26 settembre 2015, il livello di potenza sonora delle caldaie a gas e delle caldaie combinate con una potenza termica nominale <70kW deve essere dichiarato sull'etichetta del prodotto e nella scheda del prodotto. Il valore dichiarato non deve essere minore del valore misurato secondo la EN 15036-1, quando funzionano in modalità riscaldamento, considerando le tolleranze indicate nella EN 15036-1.

9 RENDIMENTI UTILI

9.1 Generalità

9.1.1 Uso delle formule di correzione

Se le condizioni di prova effettive sono diverse dalle condizioni di riferimento (20°C, 70% di umidità relativa, 1013.25mbar) e/o la temperatura di ritorno dell'acqua è diversa dal valore specificato, le formule di correzione indicate nell'appendice T sono utilizzate per correggere il rendimento utile determinato per le prove eseguite in conformità ai requisiti di cui ai punti 9.1 e 9.2

9.1.2 Uso dei campioni di prova generali

I requisiti di cui al punto 9.2 sono verificati nelle condizioni di prova di cui al punto 8.1.2, se non diversamente specificato.

9.2 Rendimento utile alla portata termica nominale

9.2.1 Requisiti

Il requisito seguente per il rendimento utile è valido per:

- caldaie con una potenza nominale termica >400kW;

- caldaie con una potenza nominale termica $\leq 400\text{kW}$ fino al 26 settembre 2015.

Il rendimento utile, misurato secondo il punto 9.2.2, alla portata termica nominale, o alla portata termica massima per le caldaie con adeguamento al carico termico, espresso in percentuale, deve essere almeno:

$$84 + 2 \log 10P_n;$$

$$87.5 + 1.5 \log 10P_n; \quad \text{per le caldaie a bassa temperatura;}$$

$$91 + \log 10P_n; \quad \text{per le caldaie a condensazione.}$$

dove:

P_n è la temperatura nominale (potenza massima per le caldaie con adeguamento al carico termico), espresso in kilowatt (kW).

Inoltre per le caldaie con adeguamento al carico termico, il rendimento misurato secondo il punto 9.9.2, a un livello di portata, corrispondente alla media aritmetica della massima e della minima portata termica, espresso in percentuale, deve essere almeno:

$$84 + 2 \log 10P_a;$$

$$87.5 + 1.5 \log 10P_a; \quad \text{per le caldaie a bassa temperatura;}$$

$$91 + \log 10P_a; \quad \text{per le caldaie a condensazione.}$$

dove:

P_a è la media aritmetica della massima e della minima potenza termica utile come indicato nelle specifiche tecniche, espressa in kilowatt (kW).

9.2.2 Prove

Le caldaie sono installate come specificato nel punto 8.1.2, collegate al banco di prova o ad altra qualsiasi attrezzatura che fornisca risultati equivalenti e alimentate con il gas di riferimento per la categoria di caldaia.

La portata dell'acqua attraverso la caldaia è regolata in modo da ottenere una temperatura di ritorno dell'acqua di $60 \pm 1^\circ\text{C}$ e una differenza di temperatura tra le temperature di mandata e ritorno dell'acqua di $20 \pm 2^\circ\text{C}$.

La misurazione del rendimento può iniziare quando la caldaia, con il termostato di controllo o la funzione di controllo della temperatura nel sistema di controllo della temperatura

elettronico messi fuori servizio, sia in equilibrio termico e le temperature di ritorno e di mandata siano costanti.

L'acqua calda è fatta arrivare in un recipiente collocato su una bilancia (opportunamente tarata prima dell'inizio della prova) e contemporaneamente è iniziata la misurazione della portata di gas (leggendo il contatore).

Le letture delle temperature di ritorno e di mandata dell'acqua solo effettuate periodicamente in modo da ottenere una media sufficientemente accurata.

Una massa m_1 di acqua raccolta durante i 10 minuti della prova. E' richiesta un'ulteriore attesa di 10 min per valutare l'evaporazione corrispondente al periodo di durata della prova. Si ottiene la massa m_2 .

$m_1 - m_2 = m_3$ è la quantità della quale bisogna tenere conto per aumentare m_1 del valore corrispondente all'evaporazione, da cui la massa di acqua corretta $m = m_1 + m_3$

La quantità di calore trasferita dalla caldaia all'acqua raccolta nel recipiente è proporzionale alla massa corretta m e alla differenza tra le temperature t_1 all'ingresso dell'acqua fredda e t_2 all'uscita della caldaia. Il rendimento utile è calcolato mediante la seguente formula:

$$\eta_u = \frac{4.186 \times m \times (t_2 - t_1) + D_p}{10^3 \times V_{r(10)} \times H_i} \times 100$$

dove:

η_u è il rendimento utile in percentuale;

m quantità di acqua corretta in kilogrammi (kg);

$V_{r(10)}$ è il consumo di gas in m^3 , misurato durante la prova, corretto a 15°C; 1013.25mbar;

H_i è il potere calorifico inferiore del gas utilizzato, in MegaJoule al metro cubo (MJ/m³) a 15°C, 1013.25mbar, gas secco;

D_p perdita di calore del banco di prova corrispondente alla temperatura media mandata dell'acqua, espressa in kilojoule (kJ), tenendo conto della perdita calore dalla pompa di circolazione.

Le tolleranze delle attrezzature di misurazione sono scelte in modo da garantire una tolleranza totale della misurazione del rendimento di $\pm 2\%$.

Il rendimento utile è determinato:

- a) alla portata termica nominale, per le caldaie senza un dispositivo di adeguamento al calore termico;
- b) alla portata termica massima e alla media aritmetica della massima e della minima portata termica per le caldaie con un dispositivo di adeguamento al carico termico.

Si verifica che siano soddisfatti i requisiti di cui al punto 9.2.1

9.3.2.2.2 Modalità di funzionamento 1

La caldaia è fissata al banco di prova. La temperatura di ritorno della caldaia è mantenuta costante per le caldaie a condensazione a $30\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, per le caldaie a bassa temperatura a $37\pm 1^{\circ}\text{C}$, per le caldaie standard a $47\pm 1^{\circ}\text{C}$ e per le altre caldaie a $50\pm 1^{\circ}\text{C}$ con una variazione massima di questa temperatura pari a 1°K durante il periodo di misurazione.

Se il controllo della caldaia non consente il funzionamento a una temperatura di ritorno sufficientemente bassa, la prova è effettuata alla temperatura dell'acqua di ritorno più bassa consentita dalla regolazione della caldaia. Al termostato della temperatura ambiente è collegato un dispositivo di temporizzazione in modo da ottenere un ciclo di lavoro di 10min. Le temperature sono misurate ininterrottamente direttamente sulla mandata e sul ritorno della caldaia.

La caldaia è considerata in equilibrio termico quando la misurazione del rendimento di tre cicli consecutivi, abbinando due risultati su tre, non varia di oltre 0.5%. In tal caso, il risultato è pari al valore medio di almeno tre cicli di misurazione consecutivi.

Per ogni altro caso il rendimento il valore medio deve essere calcolato sulla base di almeno dieci cicli consecutivi.

Il rendimento è calcolato con la formula di cui al punto 9.2.2

È ammessa una variazione di $\pm 1\%$ rispetto al 30% della portata termica nominale. Per variazioni fino al 2% è necessario effettuare due misurazioni, una al di sopra e una al di sotto del 30% della portata termica nominale. Il rendimento corrispondente al 30% è determinato mediante interpolazione.

9.3.2.2.3 Modalità di funzionamento 2

La caldaia è fissata al banco di prova. Le temperature dell'acqua di mandata e i cicli di funzionamento e di spegnimento sono forniti dal controllo della caldaia. Le temperature misurate ininterrottamente il più vicino possibile alla mandata e al ritorno della caldaia quando si preleva dallo scambiatore di calore il $30\pm 2\%$ della portata nominale o la media aritmetica della portata massima e minima per le caldaie con adeguamento al carico termico. La temperatura media dell'acqua non deve essere minore di 50°C , per le caldaie a bassa temperatura di 40°C .

Se il controllo della caldaia non consente il funzionamento a una temperatura di ritorno sufficientemente bassa, la prova è effettuata alla temperatura dell'acqua di ritorno più bassa consentita dalla regolazione della caldaia.

La caldaia è considerata in equilibrio termico quando la misurazione del rendimento di tre cicli consecutivi, abbinando due risultati su tre, non varia di oltre lo 0.5%. In tal caso, il risultato è pari al valore medio di almeno tre cicli di misurazioni consecutive. Per ogni altro caso, il valore medio deve essere calcolato sulla base di almeno dieci cicli consecutivi.

I rispettivi consumi di gas e acqua sono misurati su cicli completi.

Il rendimento è calcolato con la formula di cui al punto 9.2.2

È ammessa una variazione di $\pm 1\%$ rispetto al 30% della portata termica nominale. Per variazioni fino al 2% è necessario effettuare due misurazioni, una al di sopra e una al di sotto del 30% della portata termica nominale. Il rendimento corrispondente al 30% è determinato mediante interpolazione.

Capitolo 5 Il progetto Circond XXL

5.1 Il Circond XL

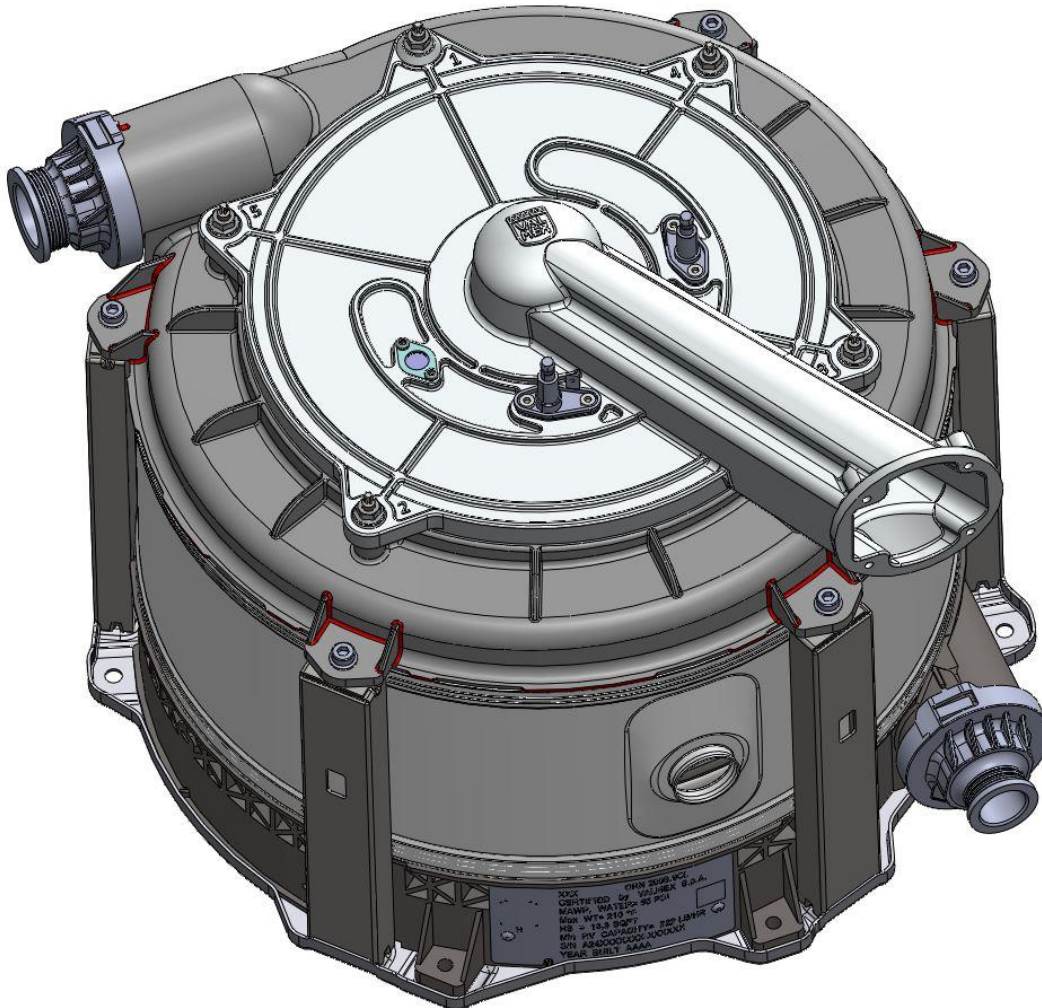


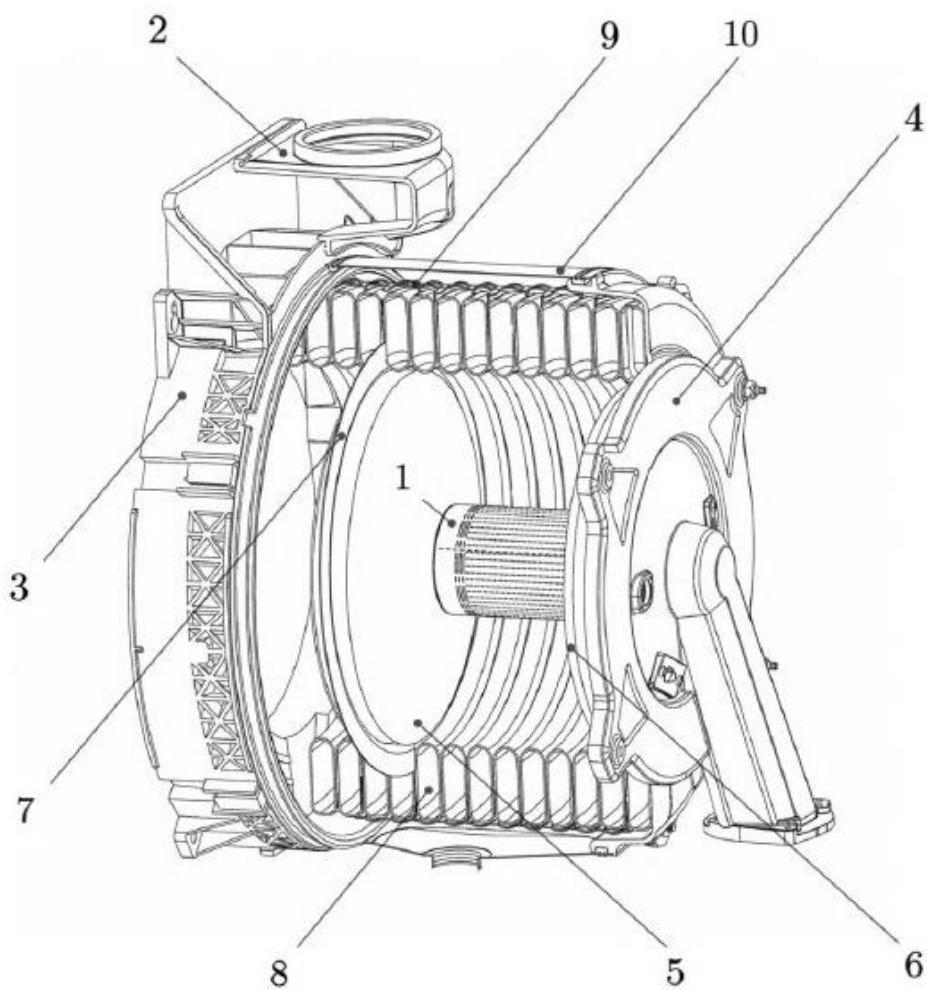
fig.1 immagine da CAD di un circond XL 45kW

Il Circond XL Valmex è ad oggi lo scambiatore a condensazione di produzione Valmex più grande disponibile per il mercato delle caldaie ad uso domestico. Si tratta di uno scambiatore mono-serpentina con bruciatore centrale a doppio passaggio di fumi, qui sotto, con l'ausilio di una vista in sezione descriveremo brevemente il prodotto e il suo funzionamento.

Il Circond XL nasce per sopperire alla richiesta di un prodotto nella fascia 45-75kW per il mercato statunitense (anno 2020) e dall'anno 2021 è stato introdotto anche nel mercato europeo e cinese. I modelli disponibili si distinguono per le diverse potenze massime

erogabili: per il mercato americano son previste le taglie 45 e 60kW, per i restanti mercati 45, 55, 60 e 75kW.

Questa diversificazione di potenza è resa possibile dal concetto costruttivo della serpentina e del cilindro bruciatore, infatti modificando il numero di spire e la lunghezza del cilindro è possibile coprire tutto il range di potenze definite sopra.



Identificativo	Descrizione	Identificativo	Descrizione
1	Cilindro bruciatore	6	Disco isolante superiore
2	Convogliatore fumi	7	Disco divisorio
3	Coperchio inferiore	8	Serpentina
4	Coperchio superiore	9	Distanziali serpentina
5	Disco isolante inferiore	10	Viola

Fig. 2 Sezione di Circond XL 60kW orientato come da installazione in caldaia

L'architettura dello scambiatore Circond prevede l'inserimento di un piattello divisorio 7 all'interno della serpentina 8; con questa configurazione si limita il volume della camera di combustione garantendo una minor temperatura nella zona di ritorno dell'acqua

dall'impianto che, oltre a favorire la formazione di condensa, permette l'utilizzo del fondo 3 con materiale polimerico. L'acqua che riceve calore dal circuito a densità minore scorre attraverso un profilo elicoidale a sezione simil-ellittica, il passo dell'elica è regolato da distanziali 9 in acciaio AISI 304 che oltre ad avere funzione strutturale garantiscono il corretto efflusso dei prodotti di combustione. I fumi vengono quindi raccolti nel fondo ed evacuati al camino attraverso il convogliatore 2.

Come si vede dall'immagine, la camera di combustione è isolata termicamente da due dischi posti perpendicolarmente all'asse del bruciatore cilindrico 1; quello inferiore 5 è realizzato in fibra di silice mentre quello superiore 6 in materiale ceramico. L'introduzione del piattello divisorio realizza il doppio passaggio dei gas combusti generando uno scambio termico a due livelli tra camera di combustione a quella di condensazione.

Schema di funzionamento

Riportiamo nelle immagini seguenti lo schema di funzionamento termofluidodinamico.

I fumi caldi uscenti dal cilindro bruciatore attraversano la serpentina attraverso i gap creati appositamente dai distanziali; la serpentina a sua volta è attraversata da acqua ben più fredda dei fumi. Una volta che i fumi avranno attraversato le prime spire e quindi si trovino tra la virola esterna e la serpentina, questi avranno già scambiato gran parte del loro calore sensibile e si convoglieranno verso la camera di condensazione dove attraverseranno una seconda volta le spire della serpentina (in senso contrario questa volta) cedendo nuovamente altra energia al fluido termovettore.

Possiamo vedere il sistema nel suo complesso come uno scambiatore in controcorrente, infatti i fumi che in uscita dal cilindro presentano le temperature più elevate incontrano da prima le ultime spire della serpentina contenenti dunque acqua già parzialmente riscaldata; questo processo fa sì che lo scambio termico sia alla sua massima efficienza termodinamica.

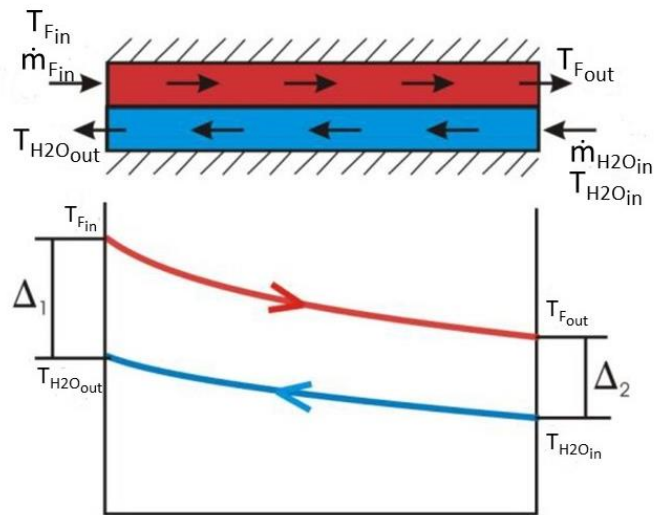


fig.3 Scambio termico controcorrente

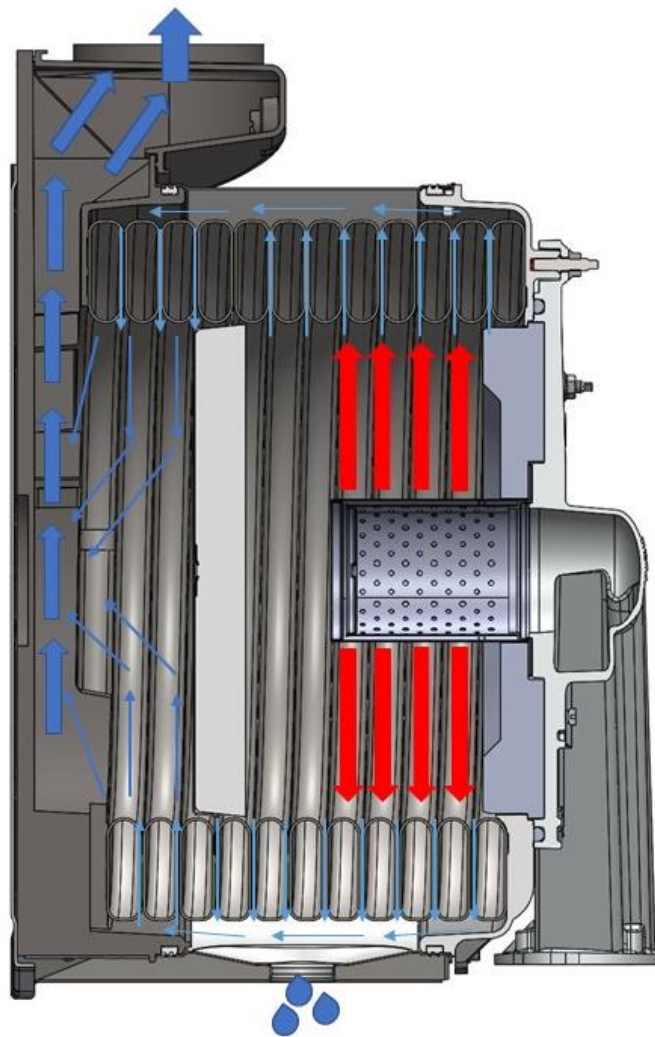


Fig.4 Passaggi fumi Circond XL e scarico condensa

5.2 Il progetto Circond XXL

5.2.1 Generalità

Il progetto Circond XXL nasce dalla richiesta del mercato di estendere la gamma di prodotti Valmex verso potenze superiori.

A seguito di analisi di mercato, si è scelto di progettare un prodotto che, modulato appositamente, risponda alle seguenti richieste:

DESCRIZIONE REQUISITO	NOTE														
Descrizione della gamma	Taglie di potenza: <ul style="list-style-type: none"> - 96kW / 299MBtu in CH mode (non è richiesta potenza in DWH mode); - 120kW / 399MBtu in CH mode (non è richiesta potenza in DWH mode); - 150kW / 499MBtu in CH mode (non è richiesta potenza in DWH mode); 														
Fluidi di lavoro	Circuito idrico: <ul style="list-style-type: none"> - acqua con pH 7.5<pH<9.5; Circuito gas: <ul style="list-style-type: none"> - natural gas I2H – I2E; - propane gas 3P. 														
Connessioni esterne	<ul style="list-style-type: none"> - uscita fumi min Ø100 verticale; - raccordi di mandata e ritorno acqua G1"1\4; - degasatore. 														
Carichi massimi e minimi	Mercato Europa: <ol style="list-style-type: none"> 1. Modello 96 KW : Min Load = 9,6KW, Max CH Load= 96KW; 2. Modello 120 KW: Min Load = 12KW, Max CH Load= 120KW; 3. Modello 150 KW: Min Load = 15KW, Max CH Load= 150KW; Mercato Stati Uniti: <ol style="list-style-type: none"> 1. Min CH Load=30MBtu/h, Max Load=300 MBtu/h 2. Min CH Load=40MBtu/h, Max load=400 MBtu/h 3. Min CH Load=50MBtu/h, Max load=500 MBtu/h 														
Perdite di carico lato acqua	Allineate con prodotti concorrenziali														
Perdite di carico lato fumi	Allineate con prodotti concorrenziali														
Pressione massima in esercizio	Circuito acqua: pressione max 5bar, condizioni di test 11bar														
Rendimenti attesi	Mercato Europa: Rendimenti calcolati come da norma EN 15502 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <thead> <tr> <th>Outgoing/Return Water temperature</th> <th>Rated gas Capacity</th> <th>Air/Gas Ratio</th> <th>Net efficiency</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td rowspan="3" style="text-align: center;">80/60°C 50/30°C</td> <td style="text-align: center;">96 kW</td> <td style="text-align: center;">1.30</td> <td style="text-align: center;">>97% >105 %</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">120 kW</td> <td style="text-align: center;">1.30</td> <td style="text-align: center;">>97% >105 %</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">150 kW</td> <td style="text-align: center;">1.30</td> <td style="text-align: center;">>97% >105 %</td> </tr> </tbody> </table> Mercato Stati Uniti: Secondo normativa AHRI HR standard 1500-2015 e ANSI Z21 13/CSA 4.9: deve essere superiore al 95%.	Outgoing/Return Water temperature	Rated gas Capacity	Air/Gas Ratio	Net efficiency	80/60°C 50/30°C	96 kW	1.30	>97% >105 %	120 kW	1.30	>97% >105 %	150 kW	1.30	>97% >105 %
Outgoing/Return Water temperature	Rated gas Capacity	Air/Gas Ratio	Net efficiency												
80/60°C 50/30°C	96 kW	1.30	>97% >105 %												
	120 kW	1.30	>97% >105 %												
	150 kW	1.30	>97% >105 %												
Dimensioni max:	Allineate con prodotti concorrenziali a parità di potenza massima.														

Il primo approccio al progetto fu quello di estendere la gamma di prodotti Circond XL e sfruttare tutto il know-how dunque già disponibile.

Grazie ad adattamenti su numero di spire, passo spire, geometria del cilindro bruciatore e ventilatore sarebbe possibile raggiungere le potenze richieste, ma dimensioni, perdite di carico, sia lato fumi che lato acqua e temperature eccessive sui componenti più esterni resero impensabile proseguire su quella strada.

Anche l'industrializzazione del prodotto così descritto era difficoltosa: le serpentine infatti necessitavano di lunghezze di tubo comprese tra i 20 e i 32 metri, non presenti sul mercato; si provò con diverse tecniche di saldatura per ottenere un tubo dritto di queste dimensioni, ma nessun tecnica e nessun materiale rispondeva positivamente alle sollecitazioni indotte dalla curvatura. Inoltre i coil così sviluppati avrebbero avuto un peso tra i 17 e i 23kg che sommati al peso del resto della componentistica avrebbero reso impossibile la mobilitazione manuale dello scambiatore.

Si abbandonò il progetto di estendere il Circond XL a potenze superiori e ci si concentrò nello sviluppo di un nuovo prodotto a multi serpentina con collegamenti tra queste in parallelo e serie.

5.2.2 Dimensionamento dei coils

Il primo punto del nuovo progetto fu la definizione delle dimensioni e geometrie dei coils.

Al fine di sfruttare tutto il know-how aziendale possibile e utilizzare macchine già in possesso, si è partiti con l'idea di utilizzare la stessa sezione del tubo già utilizzata per il Circond XL di cui qui sotto riporto la sezione.

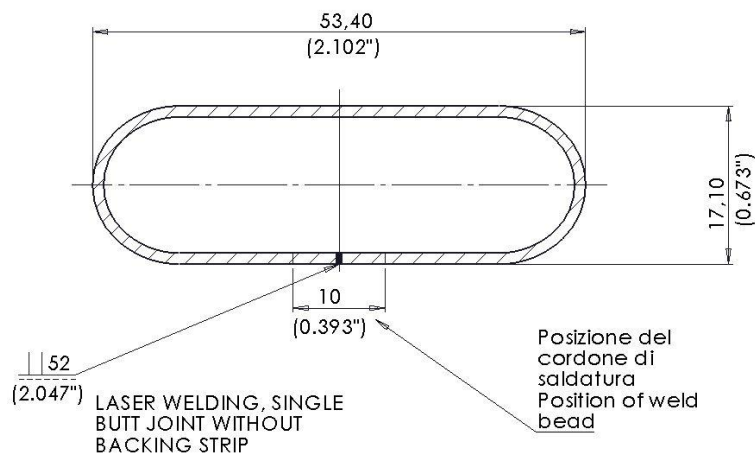


fig.1 Sezione della serpentina utilizzata.

La serpentina è in materiale AISI 441, un acciaio inossidabile ferritico al Ti e Nb con eccellenti proprietà d'impiego grazie all'effetto sinergico dei due elementi stabilizzanti. L'acciaio 441 combina elevata resistenza meccanica ed alla corrosione sia a temperatura ambiente sia ad alta temperatura, abbinate ad una buona duttilità a freddo. L'elevato grado di pulizia abbinato alla stabilizzazione garantisce un'eccellente saldabilità senza dover ricorrere a trattamenti termici post-saldatura.

Il secondo passo fu il calcolo della superficie di scambio termico necessaria. Per farlo si è ricorsi alla nota formula per il coefficiente di scambio termico:

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta T \cdot \Delta t} = \frac{q}{\Delta T}$$

dove:

h= coefficiente di scambio termico [W/m²•K]

Q= calore scambiato [J]

q= flusso di calore scambiato nell'unità di tempo e di superficie [W/m²]

A= area della superficie di scambio termico [m²]

ΔT= differenza di temperatura [K]

Δt= intervallo di tempo [s]

Attraverso la parete di un tubo liscio, in prima ipotesi scabrezza nulla, è possibile ricavarsi h per l'acciaio secondo la formula:

$$h_{tubo} = \frac{k}{s}$$

dove k rappresenta la conduttività termica del materiale e s lo spessore della parete.

Son state calcolate le superfici necessarie per soddisfare i criteri richiesti di taglia\potenza definiti nella tabella ad inizio capitolo.

	90kW	120kW	150kW
Superficie scambio termico [m ²]	2.17	2.96	3.3

tab.1 superfici stimate per le varie taglie di potenze

Con la superficie di scambio termica nota, si è passati alla valutazione della migliore combinazione tra numero di spire e raggio delle stesse al fine di minimizzare il numero di coils differenti necessari per le tre taglie, gli ingombri, i costi e la fattibilità tecnica.

Grazie all'esperienza pregressa con le macchine curva-tubi, è stato definito il raggio della singola spira che ne permette la realizzazione minimizzando lo scarto e il "non conforme", qui un'immagine della serpentina:

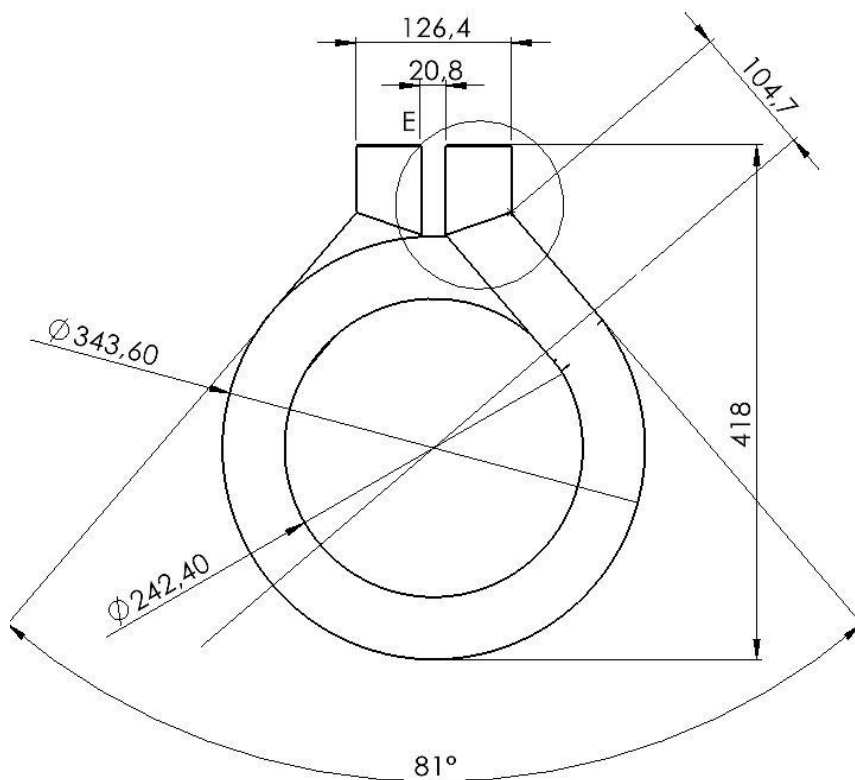


fig. 2 vista frontale di un coil

Per valutare numero di spire e numero di coils necessari per ogni taglia si sono ipotizzati più configurazioni di coils. Combinando ora tutti i coils ipotizzati fino a raggiungere la superficie di scambio termica necessaria si sono trovati le configurazioni che minimizzano il numero di coils necessari e che allo stesso tempo, con opportune combinazioni, permettono le giuste superfici di scambio.

Si sono ipotizzate le seguenti serpentine:

	a	b	c	d	e
n. coil	1	1	1	1	1
Lunghezza terminali serpentina (m)	0,178	0,178	0,178	0,178	0,178
Numero di spire per Serpentina	5,85	6,85	7,85	8,85	9,85
Lunghezza percorso passaggio acqua (m)	5,386	6,306	7,227	8,148	9,068
Lunghezza totale tubo/tubi deformato (m)	5,564	6,484	7,405	8,325	9,246
Sup. scambio totale senza tratto rettilineo (m ²)	0,642	0,774	0,887	1,000	1,113

tab.2 dimensionamento dei coils

Sono state valutate tutte le combinazioni possibili tra i 5 coils sopra definiti per ottenere le tre superfici di scambio termico necessarie, qui sotto riporto la combinazione scelta:

kW	Sup. scambio	2 coils	3 coils	4 coils
90	2,17		2a+d	
120	2,96			3a+d
150	3,3			2a+2d

tab.3 combinazioni di coils che ne minimizzano la varietà

5.2.3 Calcolo perdite di carico lato acqua

Dopo aver definito profilo del tubo, diametro dei coils e numero di spire, si sono ipotizzate 4 possibili circuitazioni dell'acqua all'interno delle serpentine. Come discusso ad inizio capitolo, non è accettabile l'idea di mettere in serie tutte le serpentine a causa delle eccessive perdite di carico che si avrebbero. Tutte le ipotesi prese in considerazione e analizzate sono una combinazione di serie e parallelo.

Per procedere alle possibilità ipotizzate abbiamo valutato le possibili perdite di carico tramite lato acqua tramite la legge di Darcy-Weisbach:

$$J = \frac{\lambda v^2}{2gD}$$

dove:

J= perdita di carico lineare per unità di lunghezza [m.c.a.\m]

D= diametro della condotta [m]

v= velocità media del flusso [m\s]

λ = coefficiente adimensionale di resistenza dipendente dalla scabrezza relativa del tubo e dal numero di Reynolds a sua volta calcolabile come:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu}$$

con ρ = densità [kg\m³]

μ = viscosità dinamica [N\cdot s/m²]

Per il calcolo di λ si può utilizzare la formula di Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon/D}{3.71}\right)$$

oppure l'abaco di Moody.

Abaco di Moody

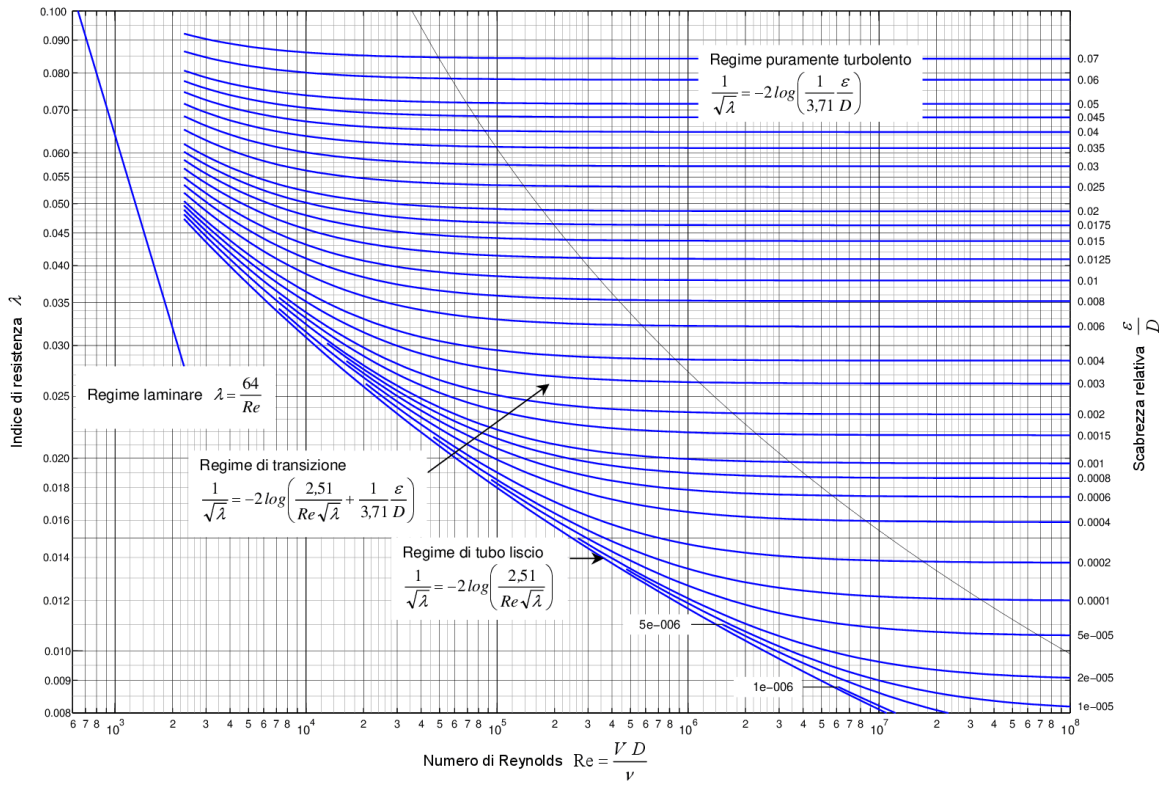


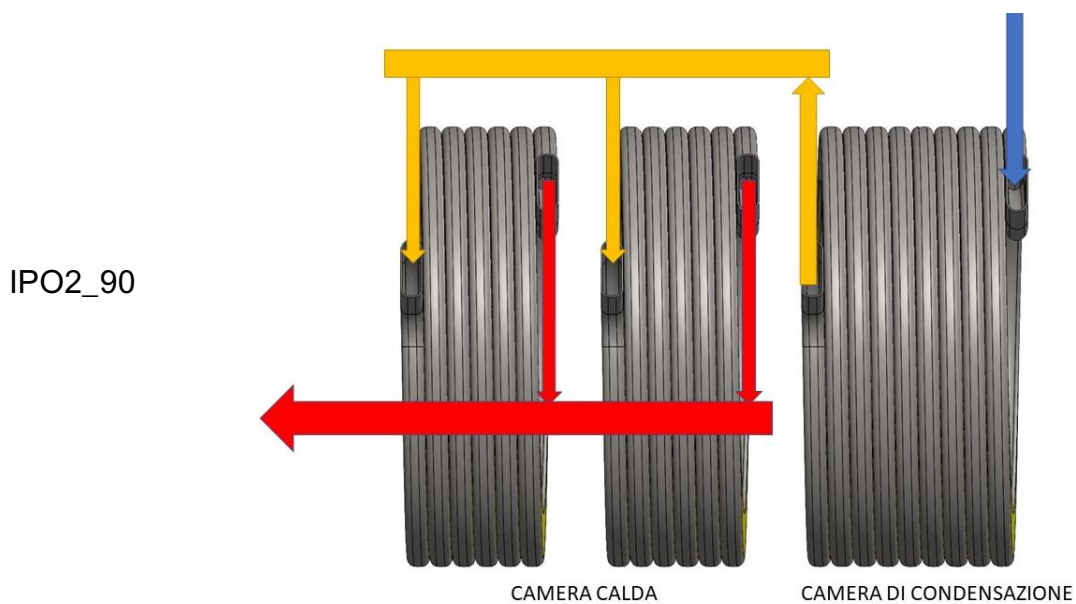
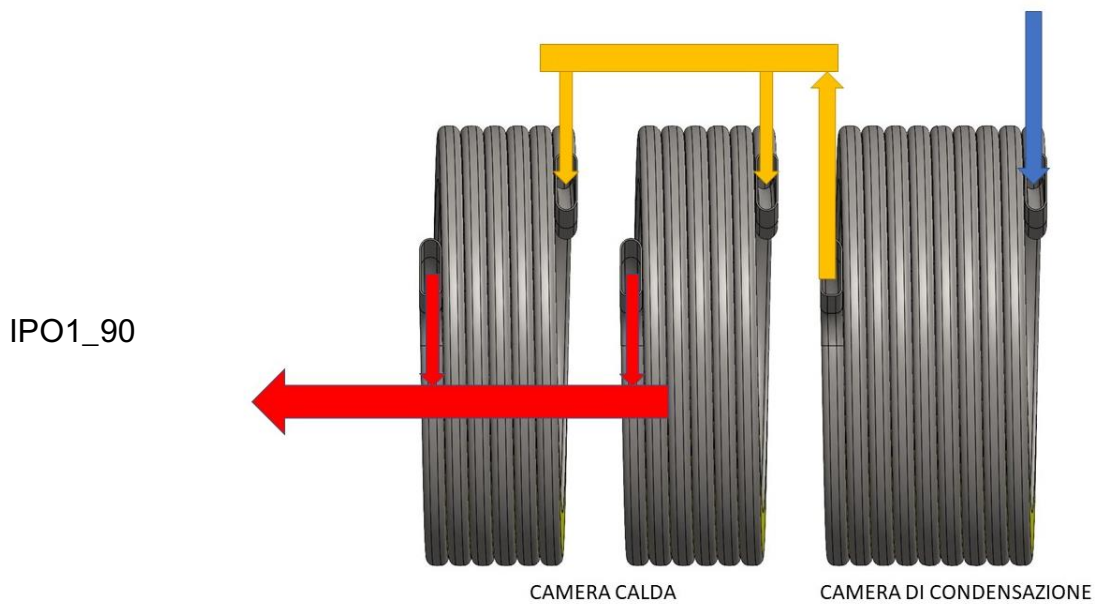
fig. 3 Abaco di Moody

5.2.4 Ipotesi di circuitazione dell'acqua

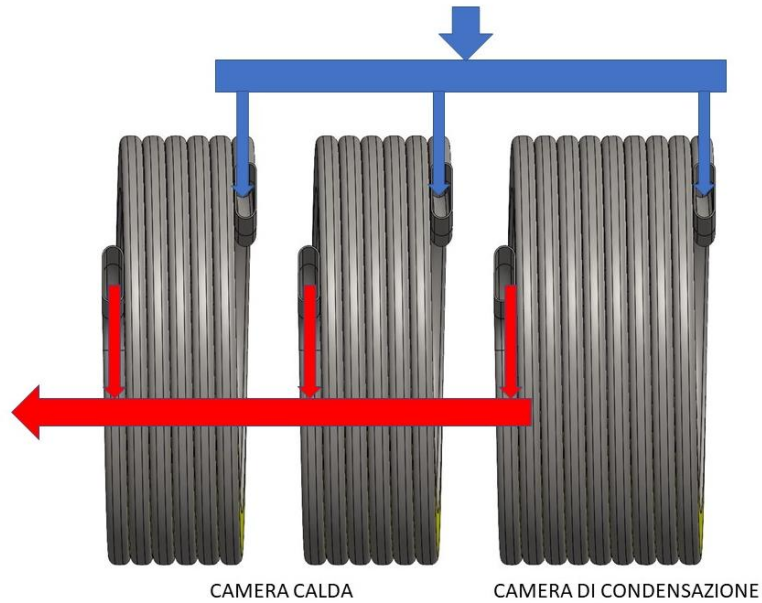
Riporto qui sotto le serpentine sopra definite e le ipotesi di circuitazione ipotizzate.

Per il segmento 90kW sono state valutate le seguenti 3 possibilità:

3 serpentine: 20,5 spire totali ($2 \times 5,85 + 8,85$), posizione disco divisorio a circa 13,7 spire dalla porta bruciatore



IPO3_90



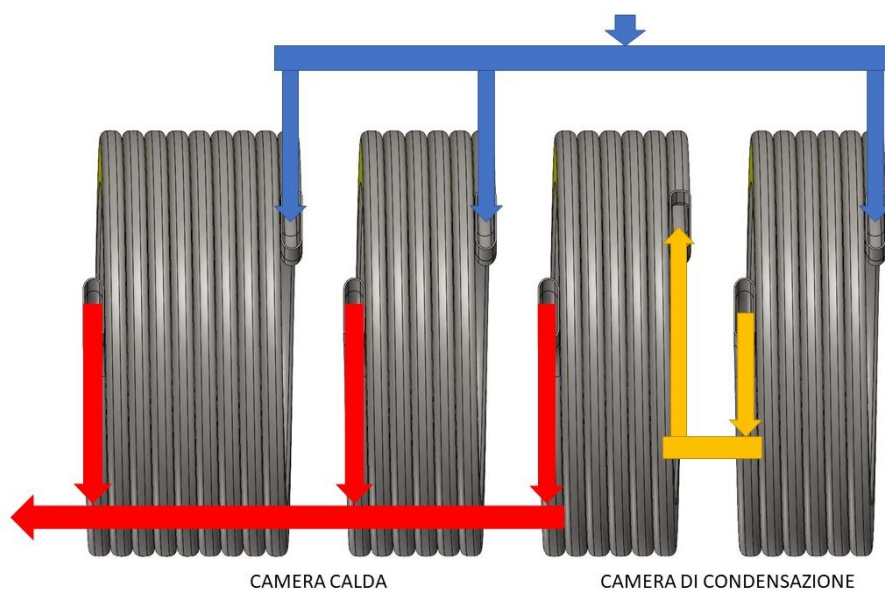
Le prime due avranno le stesse perdite di carico in quanto la suddivisione del flusso è identica, ciò che cambierà sarà lo scambio termico: il cilindro bruciatore è posto a sx nelle immagini.

La terza circuitazione è quella che meglio minimizza le perdite di carico lato acqua, ma come vedremo, lo scambio termico risulterà pesantemente compromesso.

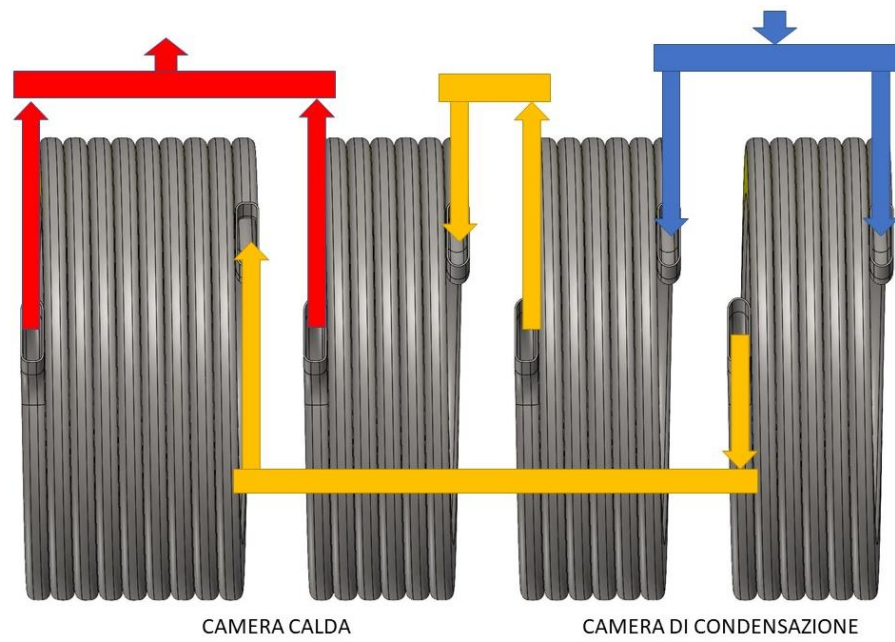
- Ipotesi per taglia 120kW

4 serpentine: 26,4 spire totali ($3 \times 5,85 + 8,85$), posizione disco divisorio a circa 19,6 spire dalla porta bruciatore

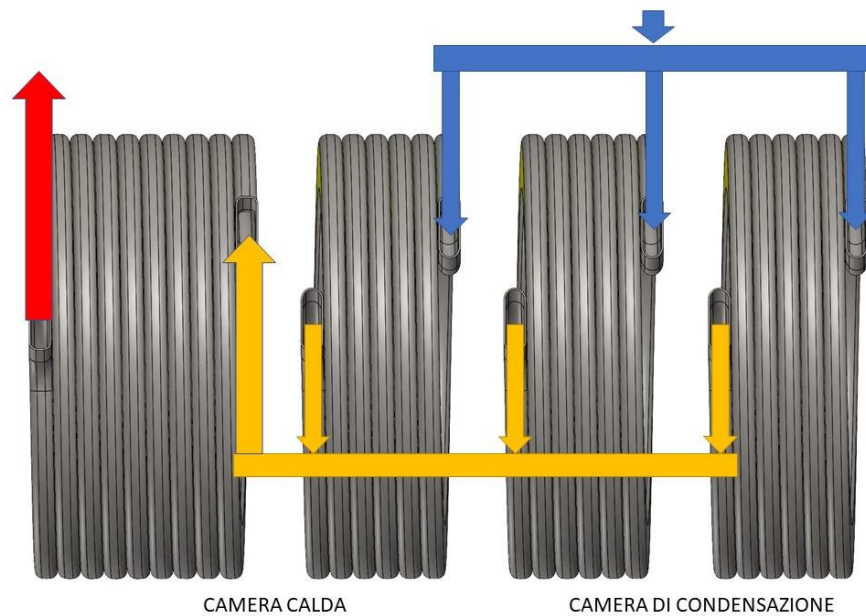
IPO1_120



IPO2_120



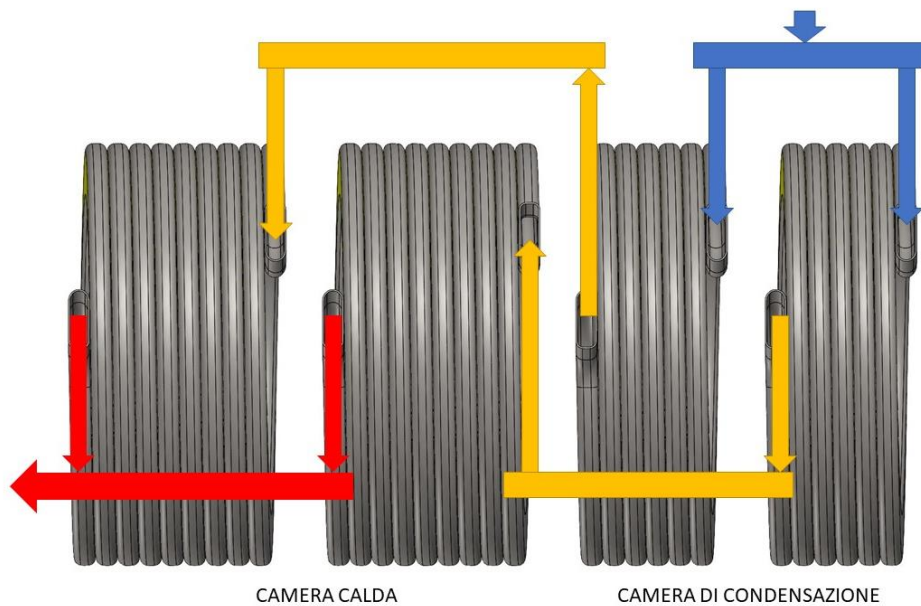
IPO3_120



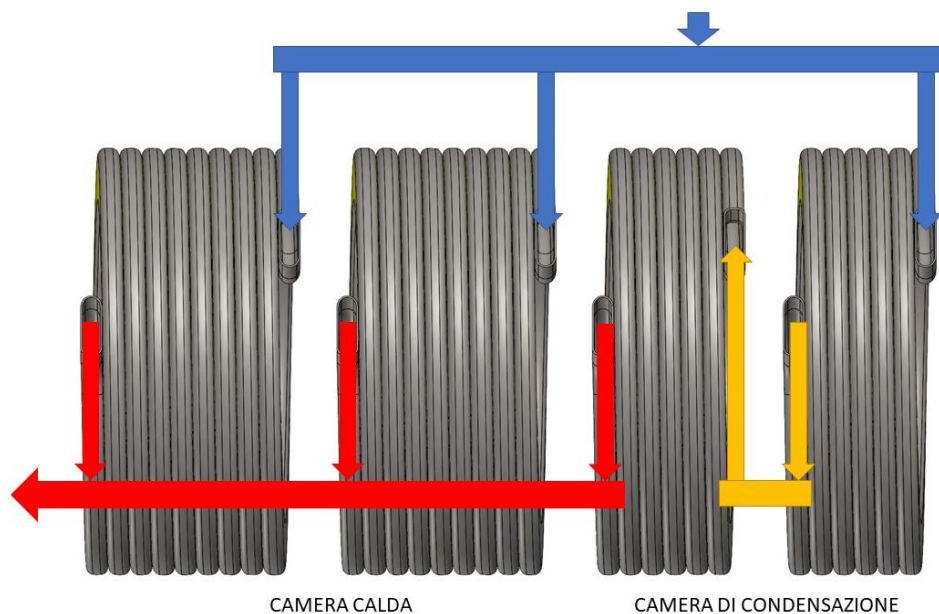
- Ipotesi per taglia 150kW

4 serpentine: 29,4 spire totali (2x5,85 + 2x8,85), posizione disco divisorio a circa 19,6 spire dalla porta bruciatore.

IPO1_150



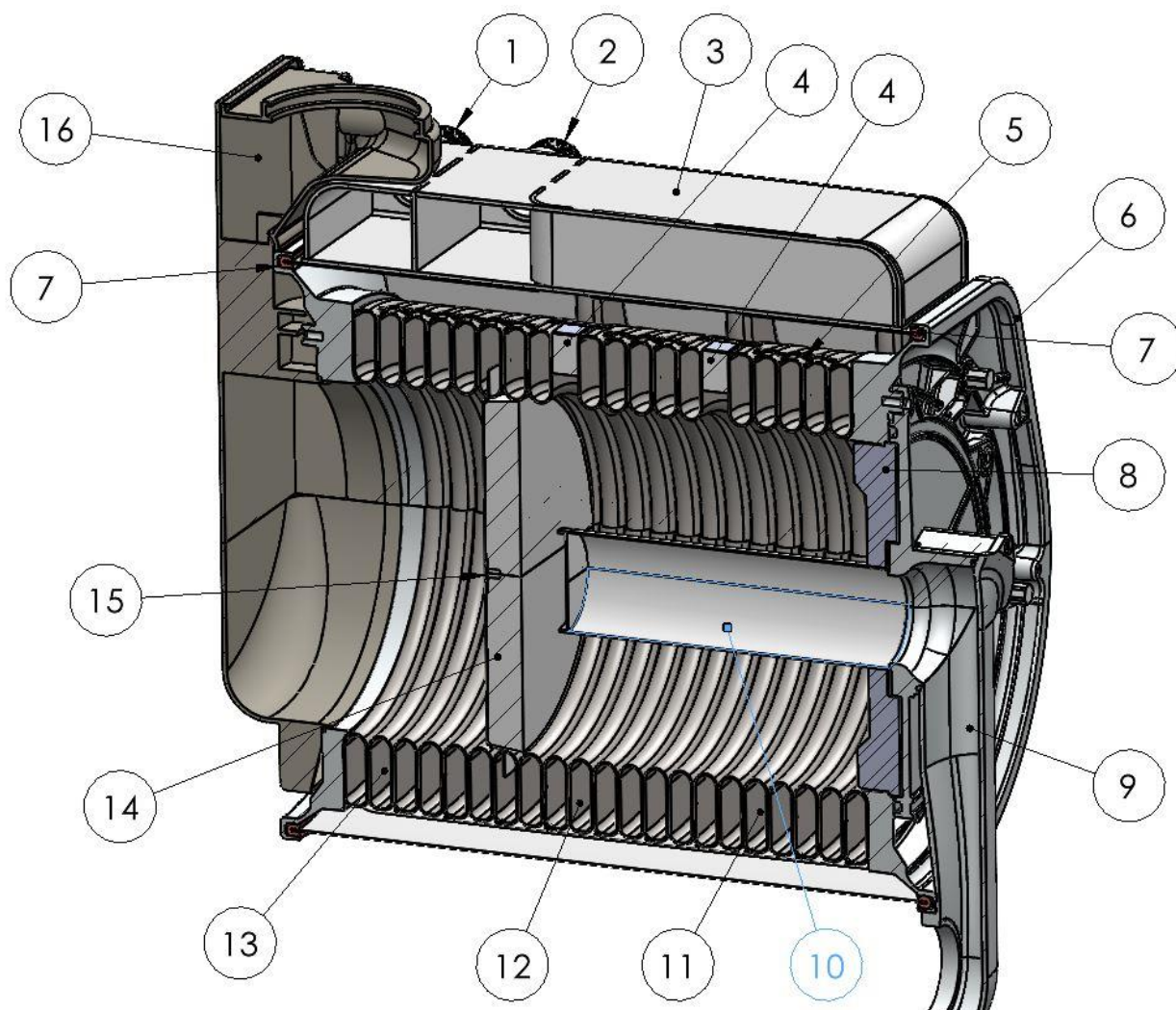
IPO2_150



In tutte le taglie è presente un disco divisorio in acciaio AISI 441 su cui è avvitato un disco in materiale fibro-ceramico che divide la camera calda dalla camera di condensazione e obbliga i fumi uscenti dal cilindro bruciatore a fare un doppio passaggio attraverso le spire prima di essere incanalato nel camino.

5.2.5 Altri componenti del Circond XXL 90kW

In questo paragrafo faremo una rapida panoramica degli altri componenti necessari alla costituzione e funzionamento dello scambiatore nel suo insieme. La descrizione della progettazione di tali componenti esula da questo



Legenda dei componenti:

- 1- raccordo di mandata
- 2- raccordo di ritorno
- 3- collettore acqua
- 4- tasselli di chiusura
- 5- distanziali elastici
- 6- flangia anteriore
- 7- guarnizione in EPDM

- 8- disco isolante superiore
- 9- manichetta ingresso miscela aria
- 10- cilindro bruciatore
- 11- virola
- 12- serpentina 5.85 spire
- 13- serpentina 8.85 spire
- 14- disco isolante
- 15- disco divisorio
- 16- flangia posteriore-uscita fumi

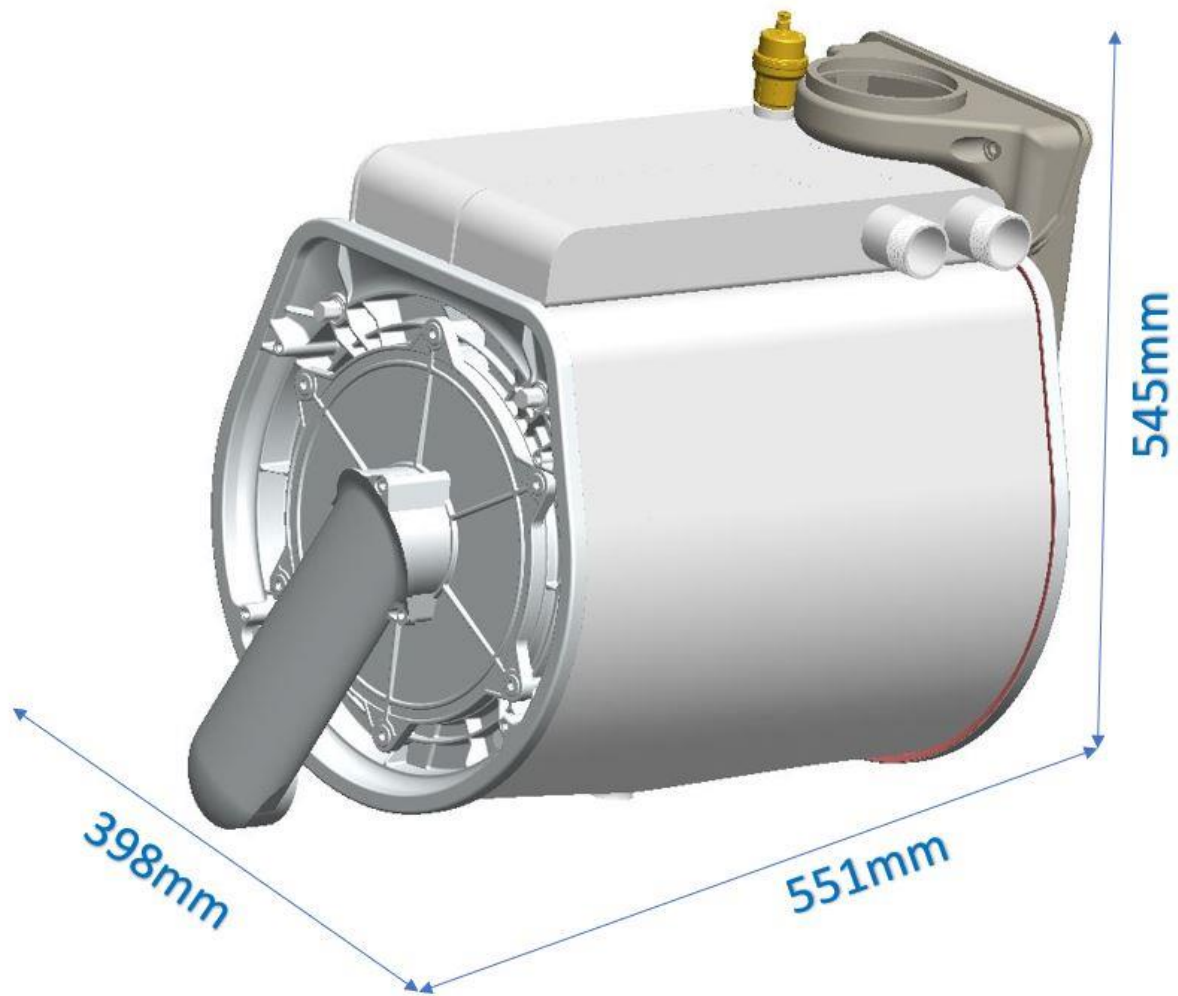


fig. 4 dimensioni circond XXL 90kW. Sopra sezione dello stesso circond

Il collettore acqua, nel caso della configurazione in esame son tre camere distinte costituite da pareti in AISI 304L saldate sulla virola che collegano i vari ingressi e uscite delle serpentine tra loro secondo lo schema definito nel paragrafo precedente: in immagine si tratta della IPO1_90.

La virola è una lamiera in AISI 304L calandrata su cui a seguito di imbutitura e tranciatura viene ricavato un foro per lo scarico della condensa che qui si raccoglierà. La serpentina nel momento in cui viene realizzata è “a pacco”, ovvero, in condizioni ideali non c'è gap tra le spire. Il gap necessario al passaggio fumi viene creato e dimensionato grazie ai distanziali elastici. Questi sono delle lamelle metalliche di opportuna geometria e spessore che in fase di assemblaggio vengono spinte tra le spire fino a creare il gap richiesto. Flangia posteriore e flangia anteriore sono i

componenti che chiudono il pacco serpentine tramite dei tiranti. La flangia anteriore, date le elevate sollecitazioni meccaniche e soprattutto termiche, è in alluminio EN AB 47100, mentre la flangia posteriore è in materiale plastico PPS 30%GF.

Troviamo poi due guarnizioni identiche tra loro montate sui bordi della virola e che andranno a svolgere la loro funzione nell'accoppiamento con flangia anteriore e posteriore. Le guarnizioni di cui sopra sono in materiale EPDM.

Non rappresentato nell'immagine, ci sarà anche un degasatore, installato nel collettore nella sua parte più alta una volta che lo scambiatore sarà posizionato nella caldaia. Il componente ha la funzione di espellere l'aria eventualmente presente nel circuito.

Lo scambiatore così assemblato ha un peso di circa 27kg a vuoto.

5.3 Modellazione numerica

Obiettivo della modellazione numerica è quello di costruire un modello matematico robusto in grado di sostituire, soprattutto nella fase iniziale del progetto, la sperimentazione in laboratorio del prodotto che s'intende realizzare, con sensibili riduzione di costi legati allo sviluppo dello stesso. I vantaggi di questo approccio sono illustrati qualitativamente in figura 5;

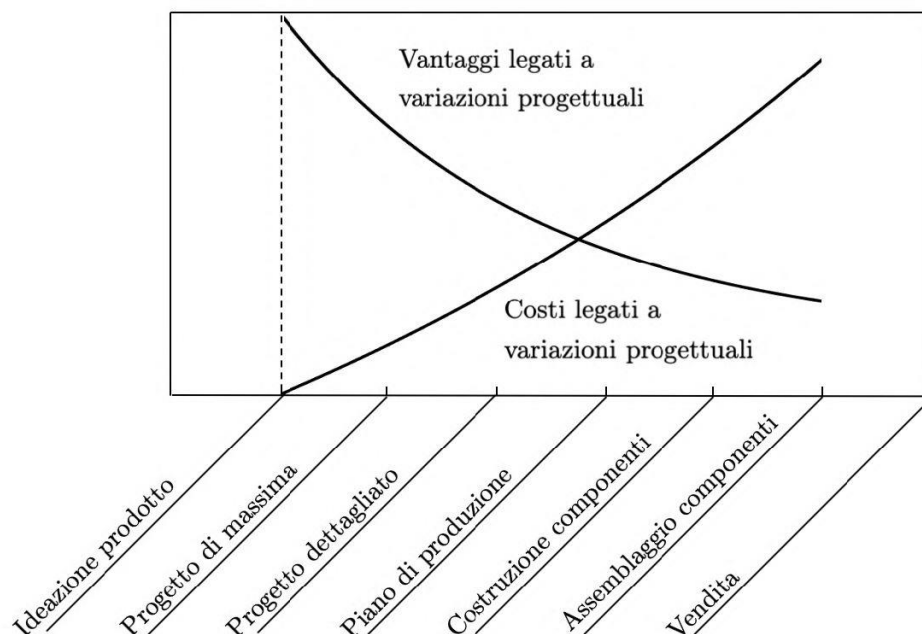


fig. 5 grafico tempi-costi di un progetto

dal tempo di ideazione del prodotto a quello di vendita i vantaggi a favore di una modifica migliorativa diminuiscono a scapito di un aumento di costi. Il punto di

pareggio, in questa rappresentazione di carattere generale, viene fatto coincidere con il piano di produzione.

In questo capitolo vengono prima richiamati in maniera sintetica le equazioni che descrivono la fisica del problema, insieme alla metodologia risolutiva utilizzata e poi illustrate le fasi necessarie alla definizione del modello. Dopo una fase di validazione si comparano diverse tipologie realizzative in modo da comprendere come queste influenzino le prestazioni energetiche dello scambiatore di calore.

5.3.1 Equazioni di Navier-Stokes-Fourier

I fenomeni fisici che coinvolgono lo scambiatore di calore sono descritti da equazioni alle derivate parziali basate sulla conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia. Tali equazioni fanno riferimento rispettivamente al principio di conservazione della massa, alla seconda legge di Newton (interpretata come principio di conservazione della quantità di moto) e al primo principio della termodinamica.

Conservazione massa

L'equazione di conservazione della massa, per un fluido avente densità ρ e velocità vettoriale u è espressa dall'equazione sotto riportata. Tale espressione viene comunemente definita equazione di continuità in quanto non si hanno termini di sorgente o pozzo.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0$$

Nel caso di fluido incomprimibile, non avendo variazione di densità, l'equazione si semplifica alla sola divergenza del vettore velocità.

Conservazione della quantità di moto

La conservazione della quantità di moto in un sistema di riferimento inerziale è descritto da:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \otimes u) = -\nabla p + \nabla \cdot \Pi_v + \rho g$$

in cui Π_v e g rappresentano rispettivamente la parte deviatorica del tensore degli sforzi e il vettore accelerazione gravitazionale. Il modello utilizzato per descrivere il tensore di secondo ordine è stato introdotto da Stokes ed è espresso come:

$$\Pi_v = \mu \left[(\nabla u + \nabla u^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot u U \right]$$

dove μ indica la viscosità dinamica e U in tensore unitario. Il coefficiente moltiplicativo del secondo addendo implica che la pressione è invariante rispetto al sistema di riferimento.

Conservazione dell'energia

La conservazione della quantità scalare energia E è espressa da:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E u + p u) = -\nabla \cdot q + \nabla \cdot \Pi_v u + S$$

dove S racchiude i termini di sorgente energetica (come il contributo generato dall'irraggiamento). Analogamente a quanto fatto per il tensore viscoso degli sforzi, il flusso termico q viene modellato dalla teoria di Fourier come:

$$q = -k_f \nabla T$$

in cui k_f rappresenta la conducibilità termica del fluido. L'insieme delle equazioni sopra formano il sistema di Navier-Stokes-Fourier, usato per la risoluzione di fenomeni termofluidodinamici che interessano lo scambiatore di calore.

5.3.2 Modello di turbolenza k- ω SST

Una soluzione esatta delle equazioni di NSF per alti numeri di Reynolds e per geometrie complesse è improbabile che possa essere eseguita nel prossimo futuro a causa dell'elevato onere computazionale.

Il metodo RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) è uno dei possibili modi di modellare la turbolenza; questo metodo prevede una filtrazione temporale delle equazioni primitive di continuità, quantità di moto e calore. La generica variabile Φ rappresentante le variabili nel sistema di equazioni di Navier-Stokes-Fourier viene quindi sostituita dalla componente media $\underline{\Phi}$ (risolta) e fluttuante (residua) Φ' . Introducendo questa semplificazione nelle equazioni di NSF si ottengono dei termini aggiuntivi che devono essere modellati per la chiusura del sistema di equazioni.

Questi modelli sono basati sull'ipotesi di Bousinesq, in cui la parte deviatorica del tensore degli sforzi addizionali, è proporzionale alla parte deviatorica del tensore della velocità di deformazione. Con il modello di turbolenza k- ω , l'incognita viscosità turbolenta introdotta dall'ipotesi viene ricavata da equazioni differenziali di trasporto di energia cinetica e frequenza caratteristica dei vortici turbolenti.

Nel caso specifico il modello utilizzato è la variante SST che, rispetto la versione standard, tiene conto degli effetti di trasporto delle principali sollecitazioni di taglio turbolente.

Sorgente di irraggiamento

La presenza del fenomeno di combustione all'interno dello scambiatore richiede l'introduzione della sorgente termica aggiuntiva nell'equazione dell'energia (S nell'equazione sopra) per tener conto dell'irraggiamento. L'equazione del trasferimento radiativo (RTE), per un mezzo con coefficiente di assorbimento a e senza effetto di scattering è espressa da:

$$\frac{dI(r,s)}{ds} + aI(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi}$$

dove $I(r,s)$ rappresenta l'intensità di radiazione in funzione del vettore posizione r e direzione s , n indica l'indice di rifrazione e σ la costante di Stefan-Boltzmann, pari a $5.672 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$. La scelta del modello di irraggiamento è indirizzata dall'entità dello

spessore ottico aL , in cui la grandezza caratteristica L viene valutata in modo semplificato da apposite tabelle. A seguito di questa valutazione il modello utilizzato per descrivere i fenomeni di radiazione all'interno dello scambiatore è il Discrete Ordinates (DO): questo modello risolve l'equazione RTE per un numero finito di angoli solidi discreti, ciascuno associato a una direzione vettoriale s fissa nel sistema di riferimento cartesiano.

Ogni ottante dello spazio angolare 4π in qualsiasi posizione spaziale viene discretizzato in angoli solidi $N_\theta \times N_\phi$. Gli angoli ϕ e θ indicano rispettivamente l'angolo azimutale e polare misurati rispetto ad un sistema cartesiano globale.

5.4 Modellazione dello scambiatore

La modellazione dello scambiatore viene dapprima creata su software Solidworks, questo è un programma CAD molto utilizzato e che permette di salvare il modello nel formato più consono per i passi successivi.

Una volta definito il modello CAD si è utilizzato il software Ansys, si tratta di un programma ai volumi finiti in grado di risolvere, tramite l'applicativo Fluent, le equazioni differenziali NVF. In Ansys vengono svolte sia le operazioni di pre-processing sia parte di quelle post-processing tramite il software della stessa suite CFD-postprocessing.

Metodo dei volumi finiti

Con il metodo dei volumi finiti (FVM) le equazioni algebriche sono ottenute esprimendo, in forma integrale, l'equazione di bilancio su ciascun volume di controllo, ottenendo così un numero di equazioni algebriche pari al numero di volumi di controllo con i quali è stato suddiviso il dominio di interesse.

Ad eccezione dell'equazione di conservazione della massa, è possibile ricondurre le equazioni per la quantità di moto e dell'energia alla seguente forma generale:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho u\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S$$

o, in altre parole:

$$\text{Accumulo} + \text{convezione} = \text{Diffusione} + \text{Sorgente}$$

in cui Γ rappresenta la proprietà di trasporto molecolare per lo scalare ϕ . Nel caso dell'equazione della quantità di moto ϕ rappresenta le tre componenti della velocità (u_u, u_v, u_w) mentre Γ la viscosità dinamica (μ). Nell'equazione dell'energia invece i due termini rappresentano rispettivamente l'entalpia specifica (ρE) e il rapporto tra conducibilità termica e calore specifico c (k/c). Quest'ultimo termine, se diviso per la densità, rappresenta la diffusività termica α .

L'idea di base di questo metodo è quindi quella di utilizzare la formulazione integrale della generica equazione di conservazione appena citata. Tale equazione, applicando il teorema di Gauss e indicando con A la superficie del volume V , può essere riscritta come:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)dV + \int_A \rho\phi u \cdot ndA = \int_A \Gamma\nabla\phi \cdot ndA + \int_V SdV$$

dove i flussi proiettati in direzione normale alla superficie rappresentano il vettore flusso specifico della variabile ϕ comprendente la parte convettiva e diffusiva. L'equazione di conservazione scritta in forma integrale, può essere applicata a qualunque volume di controllo; infatti sommando le equazioni ottenute per tutti i volumi di controllo che costituiscono l'intero dominio di calcolo, si ottiene nuovamente l'equazione di conservazione globale.

Il dominio computazionale

Il dominio computazionale è il dominio di fluido su cui il software farà la mesh e dunque genererà le celle, elementi base della griglia di calcolo.

Ai fini di questa trattazione, tutti i modelli si riferiscono alla taglia 90kW.

Per le analisi svolte sono stati definiti tre distinti domini per ogni ipotesi di configurazione delle serpentine. Questo si è reso necessario per i limiti di potenza di calcolo della macchina utilizzata. Per ogni configurazione è stato definito un dominio fluido rappresentate il solo dominio dei fumi, un altro con il solo dominio acqua e infine un terzo rappresentante lo scambiatore nel suo complesso con le dovute semplificazioni.

- 1- dominio dei fumi di combustione: rappresenta tutto lo spazio che andranno ad impegnare i fumi; sarà utilizzato per il calcolo delle perdite di carico lato fumi;
- 2- dominio dell'acqua: rappresenta l'interno delle serpentine e dei collettori; sarà utilizzato per il calcolo delle perdite di carico lato acqua;
- 3- dominio fluido complessivo: rappresenta sia il dominio dei fumi che quello dell'acqua, i domini sono separati da superfici che in fase di setup della simulazione saranno utilizzati per settare le condizioni al contorno; questo dominio sarà utilizzato per simulare lo scambio termico.

Riporto qui delle immagini esemplificative dei tre modelli:

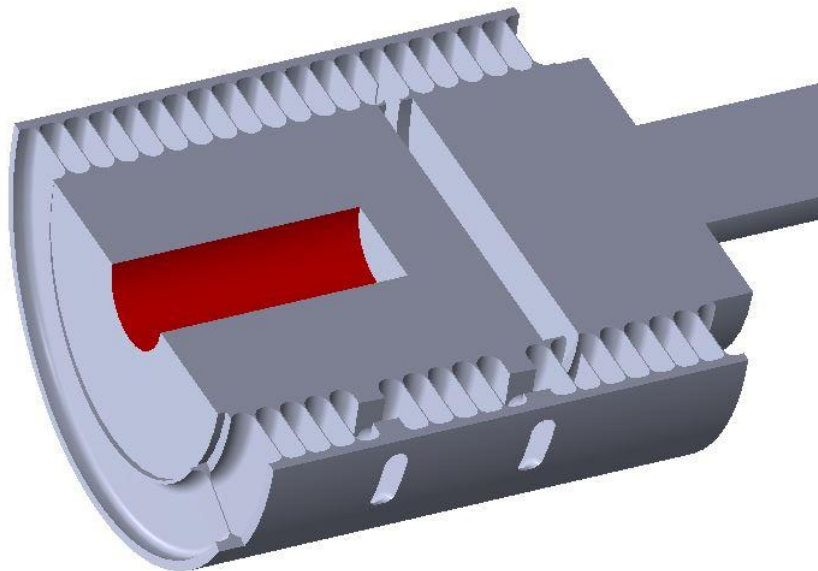


fig.6 sezione centrale del dominio dei fumi

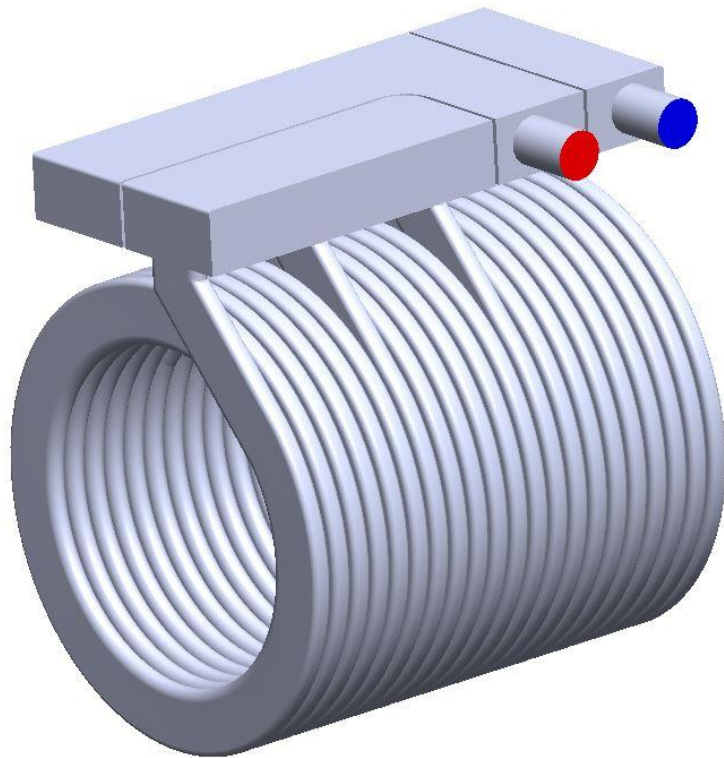


fig.7 dominio acqua

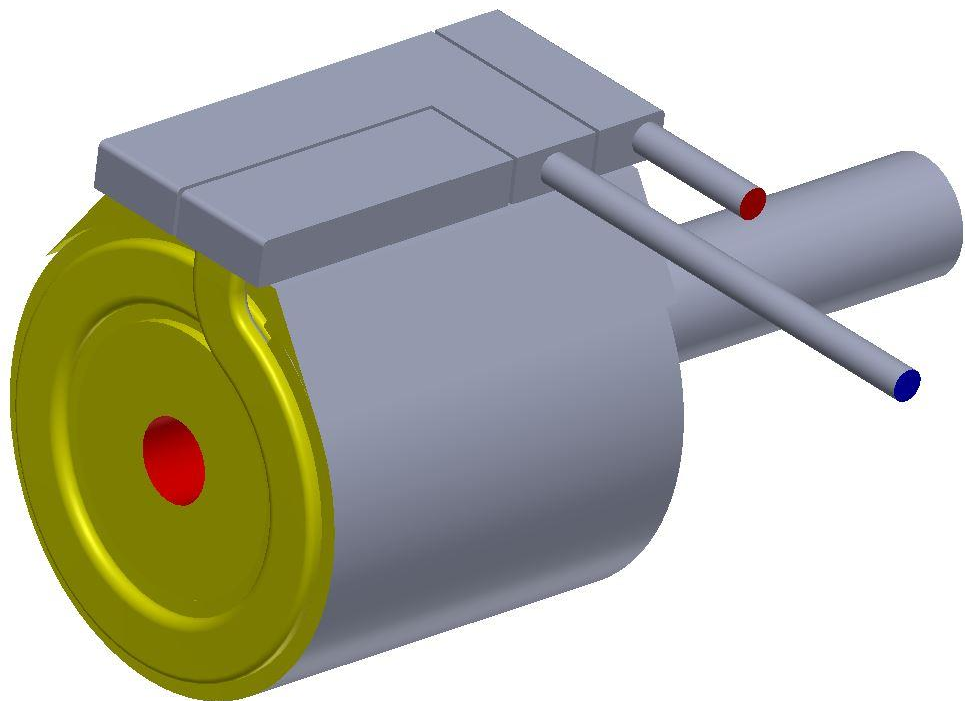


fig.8 modello CAD utilizzato per l'analisi di scambio termico

Il modello utilizzato per il dominio dell'acqua è fedele all'oggetto reale, infatti non si sono rese necessarie semplificazioni.

Anche il modello "dominio dei fumi" è rappresentativo della realtà, ma in questo caso sono state introdotte semplificazioni quali:

- eliminazioni di raccordi o smussi non necessari;
- semplificazione delle geometria dei dischi isolanti inferiore e superiore;
- semplificazione della geometria sul fondo in PPS: il componente originale presenta nervature per irrobustimento strutturale e al fine di evitare deformazioni a caldo.

Per il modello utilizzato per l'analisi di scambio termico oltre alle già citate semplificazioni per il dominio dei fumi sono stati rimossi i componenti che poco avrebbero influenzato lo scambio termico, come materiali isolanti e tutti i componenti "lontani" dalla zona di scambio principale.

Per tener conto di queste semplificazioni, in fase di setup della simulazione, queste superfici sono state trattate come shell, ovvero superfici su cui è possibile definire condizioni al contorno come materiale, parametri di flusso e temperatura.

5.5 Simulazioni CFD- risultati

La simulazione del circuito fluidodinamico prevede di replicare le condizioni del banco prova perdite di carico, sia per il dominio acqua che per quello fumi.

Per la simulazione dello scambio termico invece, vengono replicate il più fedelmente possibile le condizioni di prova di laboratorio e installazione dello scambiatore in caldaia. In questa sezione viene descritta l'impostazione del problema e illustrati i risultati ottenuti.

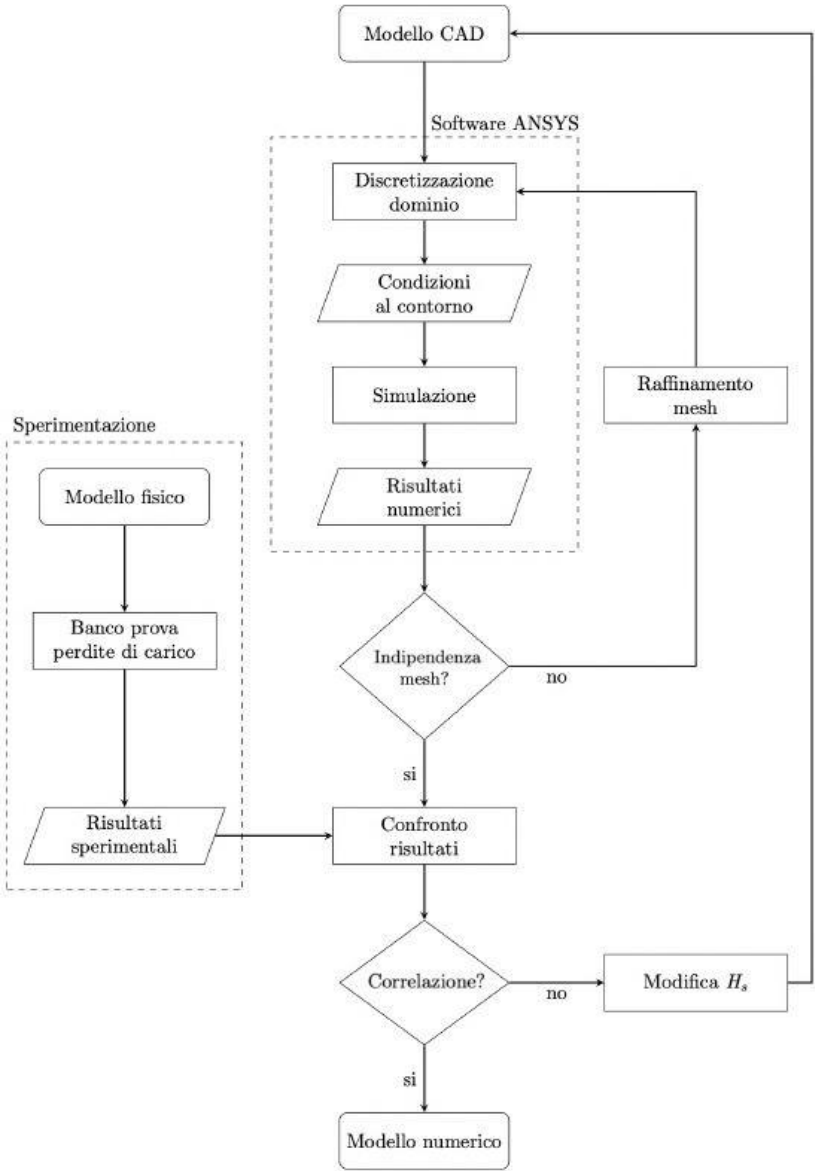
Utilizzando le semplificazioni sopra introdotte, il modello CAD viene modificato in prossimità delle superfici di ingresso e di uscita, in modo da riprodurre delle condizioni congruenti alla sperimentazione.

Per quanto riguarda la sezione di imbocco, viene creato un volume aggiuntivo in modo da considerare le condizioni dell'ambiente circostante (pressione ambiente), mentre al

condotto di scarico viene aggiunto il volume creato dal tubo di raccordo, utilizzato nella sperimentazione per linearizzare il flusso prima del punto di prelievo pressione.

Riportiamo in figura il protocollo utilizzato, che oltre a sintetizzare i principali passaggi svolti per la realizzazione del modello, permette di avere una visione immediata del flusso logico adottato in modo da poter stabilire la congruenza del modello numerico rispetto le sperimentazioni svolte in laboratorio.

Come anticipato, a causa delle inevitabili tolleranze di produzione, il gap tra le spire si discosta dal valore nominale dei distanziali; per questo motivo, con un procedimento iterativo viene modificato il file CAD di partenza in modo da ottenere dei risultati soddisfacenti in termini di caduta di pressione.



A valle delle verifiche di indipendenza mesh, i risultati numerici sono ottenuti impostando come condizioni al contorno di ingresso e di uscita rispettivamente pressione ambiente e flusso in massa, mentre per quanto riguarda le restanti superfici, viene impostata la condizione di 'noslip' (antiscivolo). Questa condizione, garantendo una velocità del fluido sui bordi fluido-parete uguale a quella della parete stessa, rientra tra le condizioni al contorno di Dirichlet.

In accordo con le indicazioni del modello di turbolenza $k-\omega$, SST, l'altezza dello strato limite è scelta in modo da garantire un valore di y^+ minore o uguale a 5; data la geometria ci si è limitati a garantirne il valor medio y^+ , valutando la dispersione attraverso la deviazione standard.

5.5.1 Perdite di carico circuitazione acqua

Le prime simulazioni svolte son state quelle volte a definire la miglior configurazione delle serpentine in termine di perdite di carico lato acqua.

Qui sotto le immagini dei risultati per l'ipotesi definita al paragrafo 3.1 come IPO90_1.

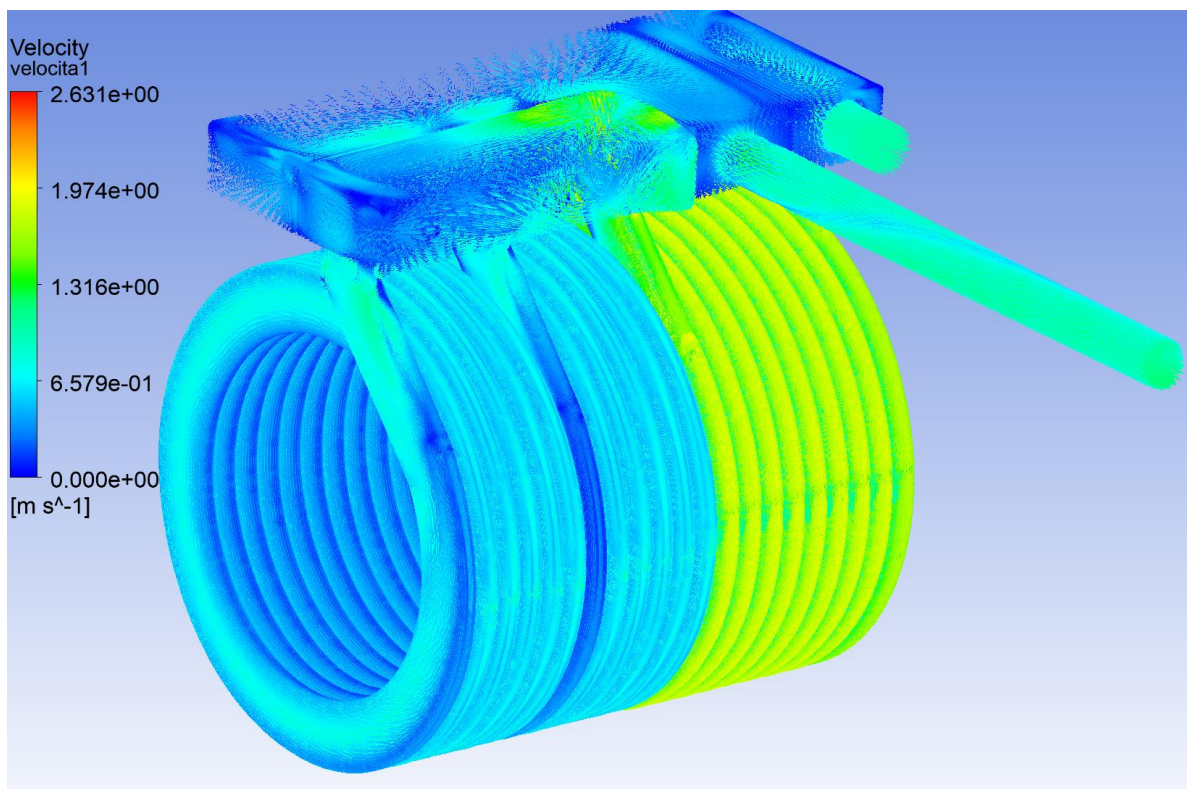


fig.9 mappa delle velocità del flusso d'acqua

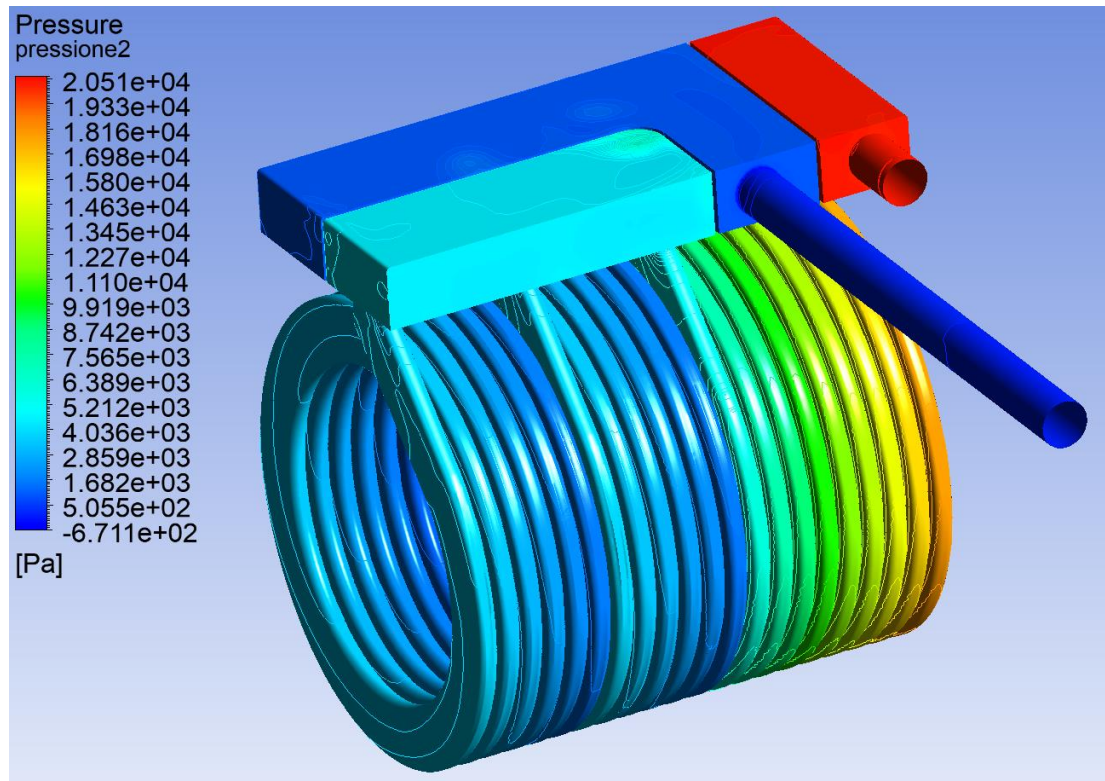


fig.10 mappa delle pressioni all'interno del dominio dell'acqua

Per il calcolo delle perdite di carico lato acqua sono state impostate le seguenti condizioni al contorno:

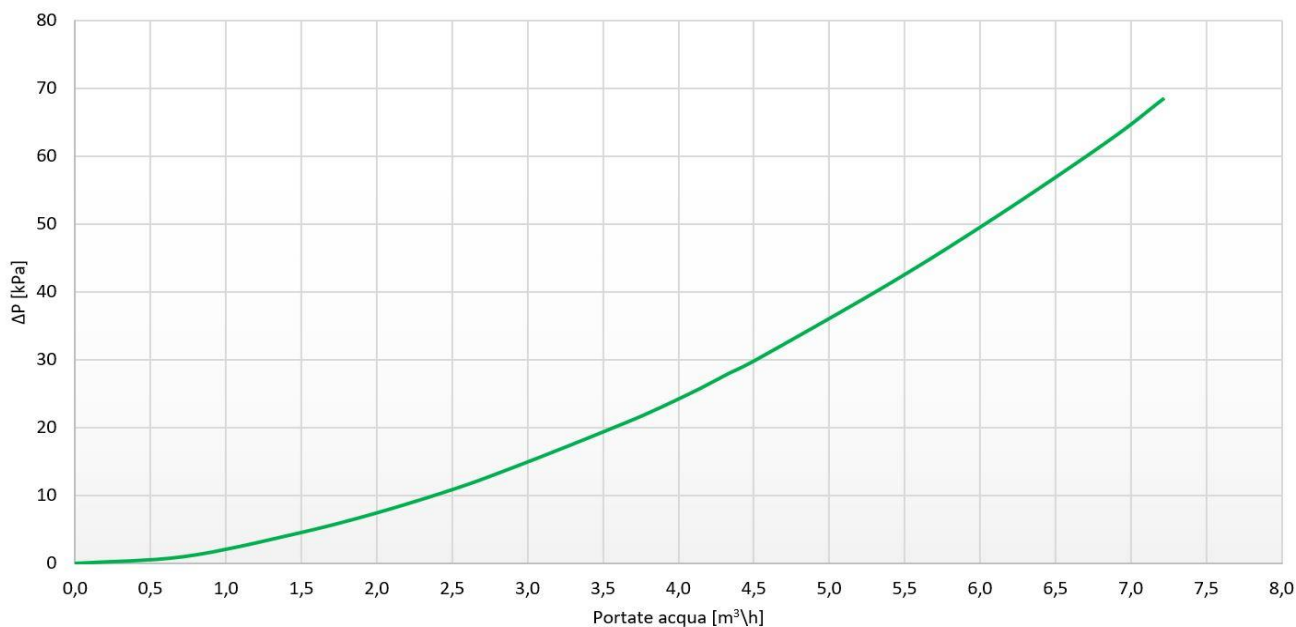
- $T_{h2o,in} = 25^{\circ}\text{C}$;
- densità costante e coefficiente di viscosità costante;
- scabrezza tubo ipotizzata $\epsilon = 0.03\text{mm}$
- flusso in ingresso ortogonale alla sezione di passaggio;
- flusso in uscita ortogonale alla sezione di passaggio;
- no effetti di "backflow";
- rugosità del tubo pari a 0 nel tratto aggiuntivo dell'outlet (necessario per uniformare la direzione del moto del flusso in uscita).

Per una valutazione puntuale delle perdite di carico è stata parametrizzata la portata in ingresso ed eseguite 17 simulazioni con questo parametro che varia tra 0.2kg/s e 2kg/s .

Tutti gli altri valori sono stati calcolati tramite curve di interpolazione polinomiale del secondo ordine. In tabella qui sotto i risultati delle simulazioni CFD.

Portata [kg\s]	Portata [m ³ \h]	ΔP [kPa]
0	0,00	0
0,2	0,72	0,995
0,4	1,44	4,26
0,55	1,99	7,34
0,7	2,53	11,052
0,8	2,89	13,973
0,9	3,25	17,105
1	3,61	20,349
1,05	3,79	22,037
1,1	3,97	23,896
1,15	4,15	25,841
1,2	4,33	27,953
1,25	4,51	29,952
1,5	5,42	41,408
1,7	6,14	51,491
1,9	6,86	62,365
2	7,22	68,516

PERDITE DI CARICO CIRCOND XXL 90kW IPO. 1

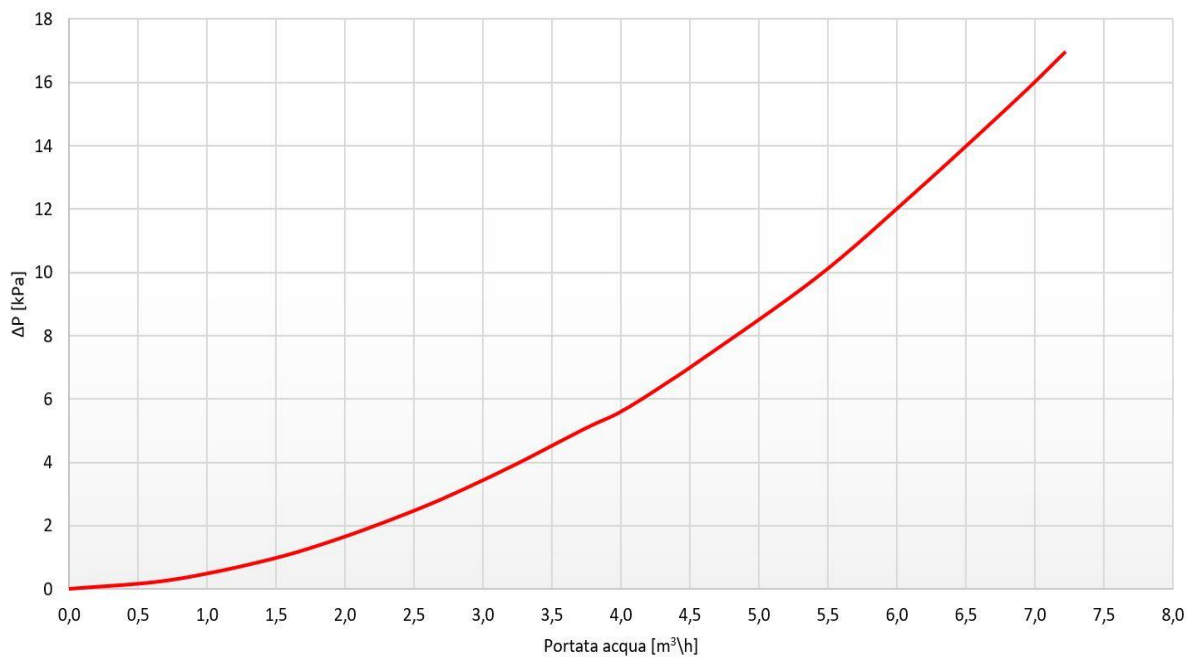


tab.4 perdite di carico lato acqua per configurazione IPO90_1

Valutiamo ora i risultati della configurazione IPO90_3:

Portata [kg\s]	Portata [m ³ \h]	ΔP [kPa]
0	0,00	0
0,2	0,72	0,271
0,4	1,44	0,916
0,55	1,99	1,632
0,7	2,53	2,52
0,8	2,89	3,208
0,9	3,25	3,964
1	3,61	4,78
1,05	3,79	5,178
1,1	3,97	5,537
1,15	4,15	6,004
1,2	4,33	6,518
1,25	4,51	7,041
1,5	5,42	9,842
1,7	6,14	12,568
1,9	6,86	15,458
2	7,22	16,988

PERDITE DI CARICO CIRCOND XXL 90kW IPO.3



tab.5 perdite di carico lato acqua per configurazione IPO90_3

Confrontando le due configurazioni si nota una grande differenza in termini di perdite di carico. Entrambe le soluzioni saranno valutate in un'analisi di scambio termico.

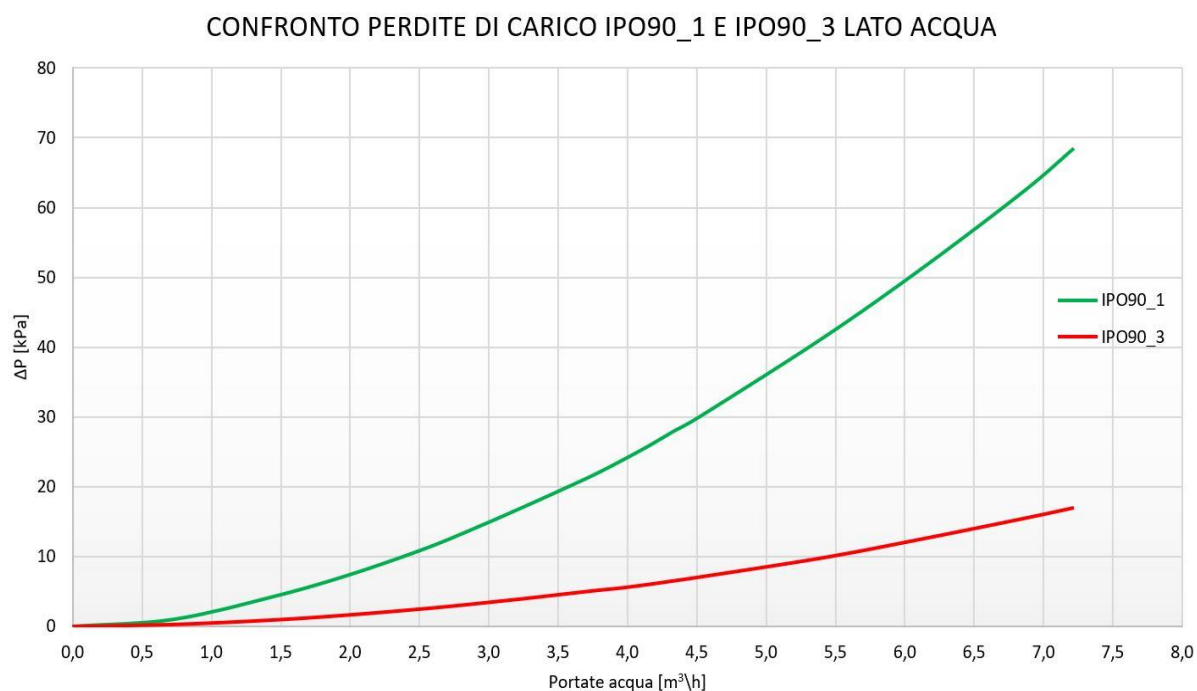


fig. 11 grafico di confronto tra le configurazioni analizzate

5.5.2 Perdite di carico lato fumi

Le configurazioni del circuito acqua definiti al paragrafo 5.5.1 non influenzano il dominio dei fumi, dunque è stata preso come modello di riferimento la IPO90_1.

Le perdite di carico nei fumi e quindi la prevalenza necessaria che il ventilatore deve garantire è influenzata principalmente dai seguenti fattori:

- gap tra le spire;
- posizione del disco divisorio rispetto alle serpentine: questo può essere “avvitato” più o meno vicino al bruciatore aumentando o diminuendo così il volume della camera calda;
- dimensione e geometria dei distanziali;
- dimensione e geometria dell'uscita fumi.

La dimensione e la posizione dell'uscita fumi sono parametri su cui non è stato possibile lavorare in quanto il prodotto finito dovrà installarsi in caldaie già esistenti e dunque con posizioni dell'uscita fumi definita.

Gli altri parametri sono stati valutati tramite CFD prima e con prove in laboratorio poi. Un altro punto fisso dell'analisi è la lunghezza del cilindro bruciatore, questo infatti a seconda dei produttori può variare di pochi millimetri andando così a definire un volume minimo della camera calda.

Il volume della camera calda o camera di combustione influisce sia sulle perdite di carico sia sull'emissione di inquinanti: una camera calda troppo grande produrrà maggiori quantitativi di CO e NO_x, ma avrà basse perdite di carico. Viceversa, una camera più piccola.

Si evince che sia necessario un compromesso tra questi due aspetti.

Il disco divisorio che ha appunto la funzione di definire la dimensione della camera calda può variare in un range di 2 spire (circa 4cm) al di sotto del minimo volume della camera.

Per i motivi sopra citati, sono stati definiti tre gap spire e su ognuno di questi son state ipotizzate due posizioni possibili del disco divisorio.

Per gap spire si intende lo spazio tra una spira e la successiva, unico passaggio possibile per i fumi provenienti dall'interno della camera calda.

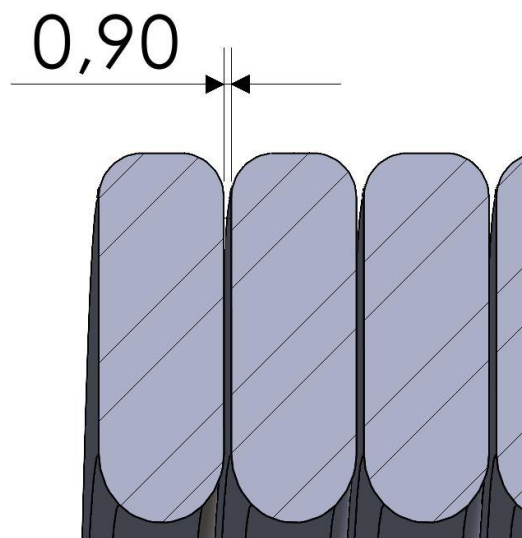


fig.12 gap spire

Il gap indicato in immagine è parametrizzato e varierà nelle diverse simulazioni tra 0.7 e 0.9.

In prima analisi la geometria dei distanziali considerata è quella del distanziale già utilizzato per il circond XL attualmente in produzione.

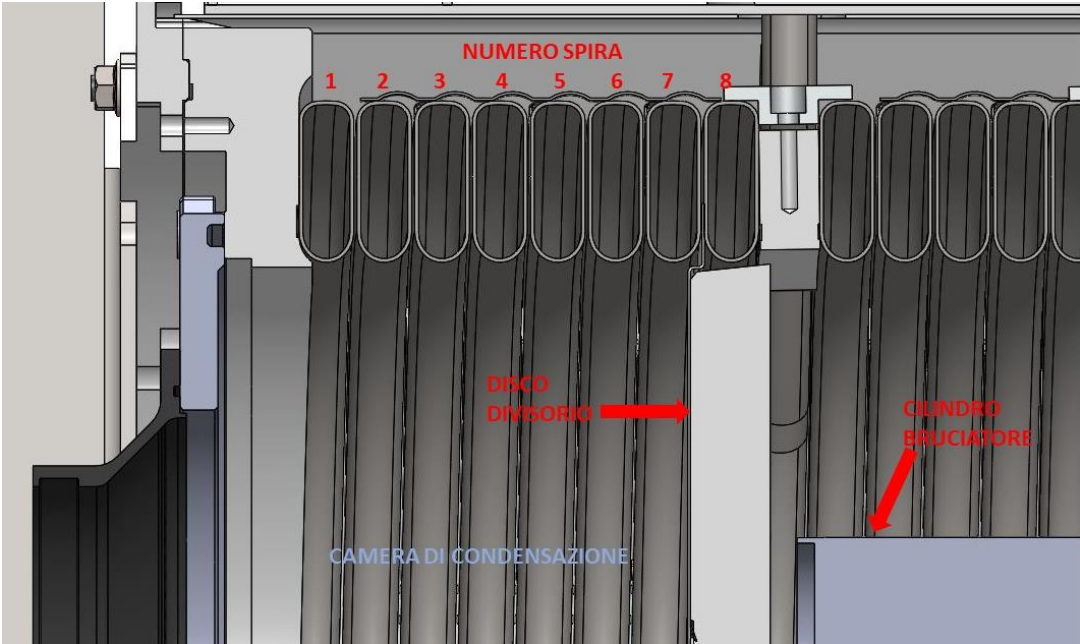


fig.13 numerazione delle spire per posizione del disco divisorio

Riporto qui di seguito alcune immagini delle simulazioni e i relativi risultati tabellati.

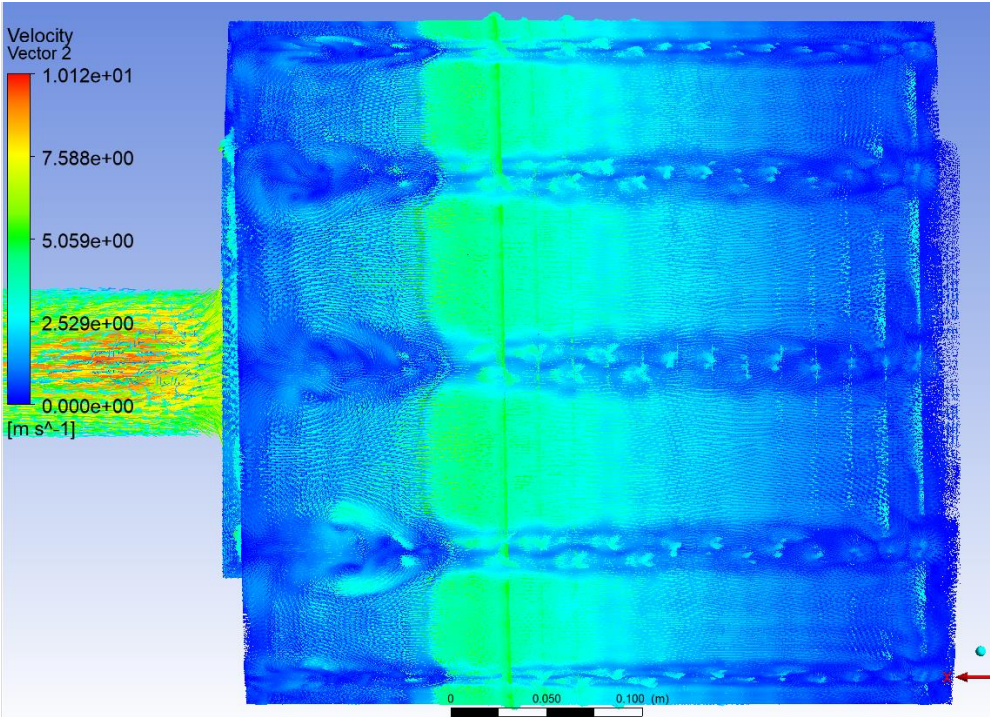


fig. 14 mappa vettoriale delle velocità del fluido

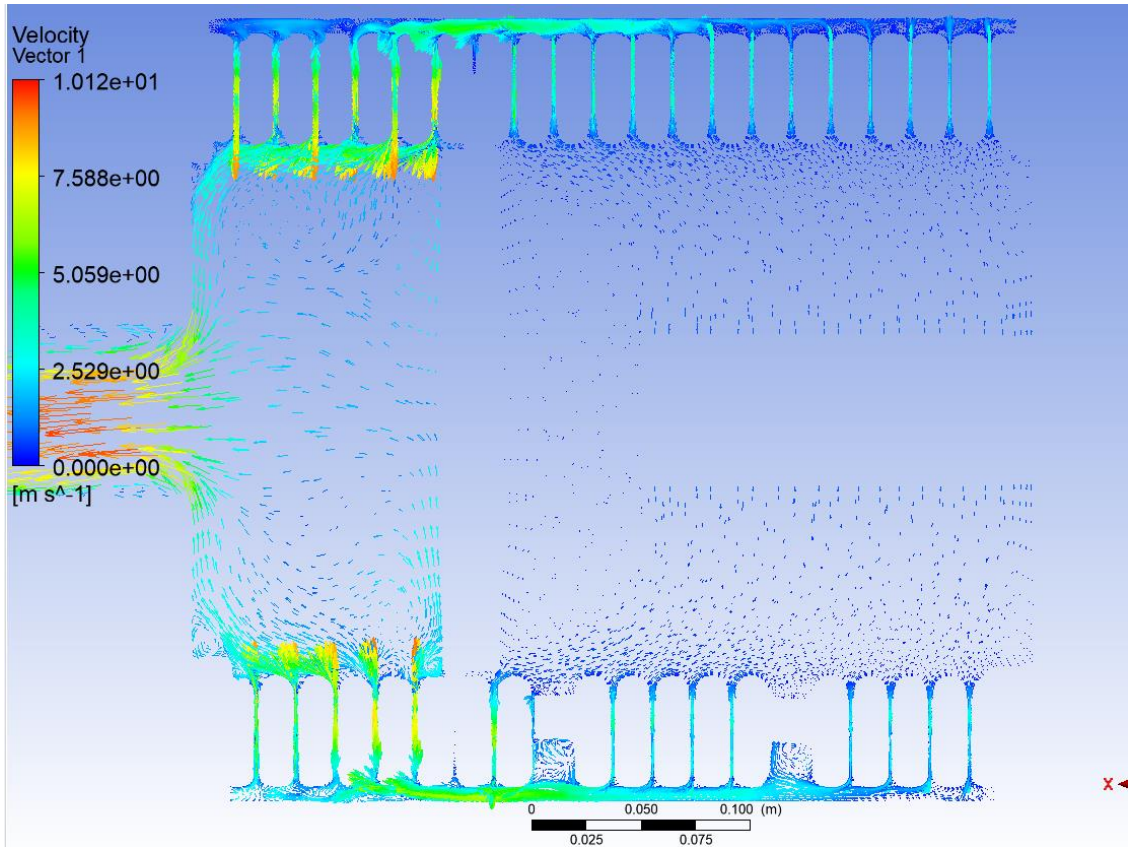


fig.15 mappa vettoriale delle velocità su sezione centrale

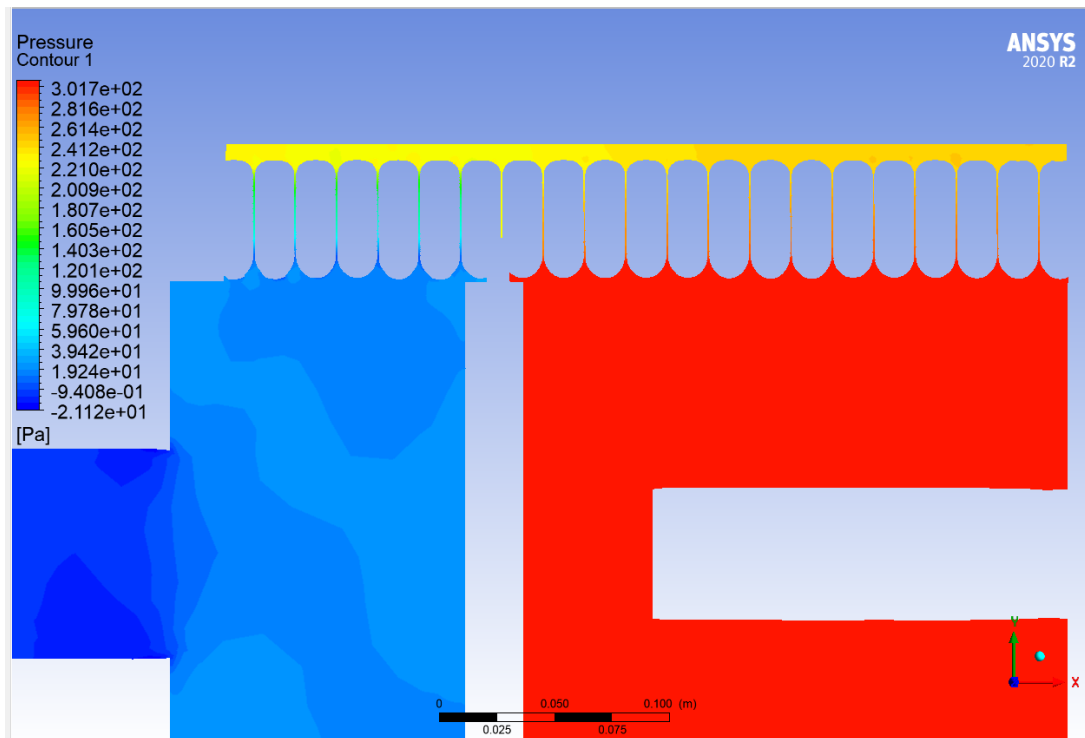


fig. 16 mappa delle pressioni su sezione centrale

Nelle immagini sopra si può notare come la presenza dei distanziali disturbi il flusso dei fumi. Notiamo anche come la minor quantità di passaggi spira disponibile in camera fredda provochi un aumento delle velocità e della turbolenza in quell'area.

Simulazione con gap spire 0.7, distanziali geometria std e disco nelle 2 posizioni indicate:

CONFIGURAZIONE GAP 0,7; DISCO 6-7; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	ΔP [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	46
0,015	44,26	81
0,025	73,77	176
0,030	88,52	230
0,035	103,28	285
0,040	118,03	351

CONFIGURAZIONE GAP 0,7; DISCO 7-8; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	ΔP [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	39
0,015	44,26	71
0,025	73,77	153
0,030	88,52	201
0,035	103,28	253
0,040	118,03	311

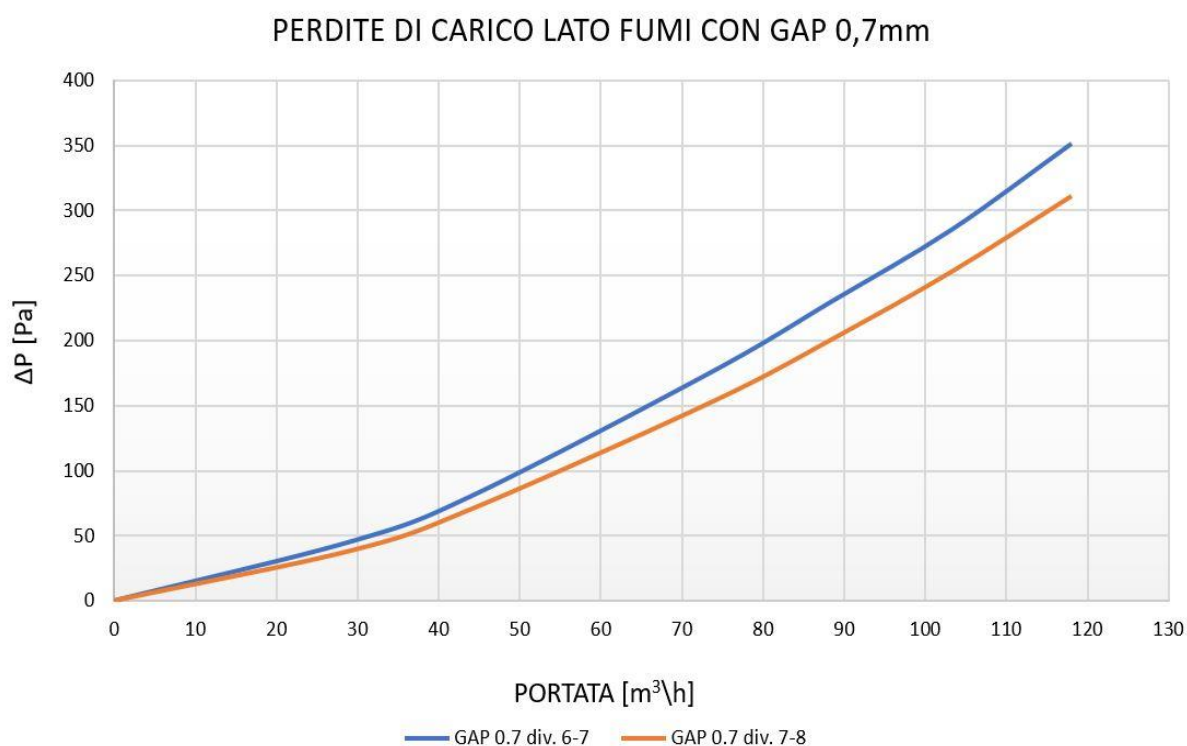


fig.17 perdite di carico lato fumi in configurazione indicata

Simulazione con gap spire 0.8, distanziali geometria std e disco nelle 2 posizioni indicate:

CONFIGURAZIONE GAP 0,8; DISCO 6-7; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	40
0,015	44,26	71
0,025	73,77	142
0,030	88,52	184
0,035	103,28	240
0,040	118,03	302

CONFIGURAZIONE GAP 0,8; DISCO 7-8; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	33
0,015	44,26	59
0,025	73,77	128
0,030	88,52	165
0,035	103,28	211
0,040	118,03	276

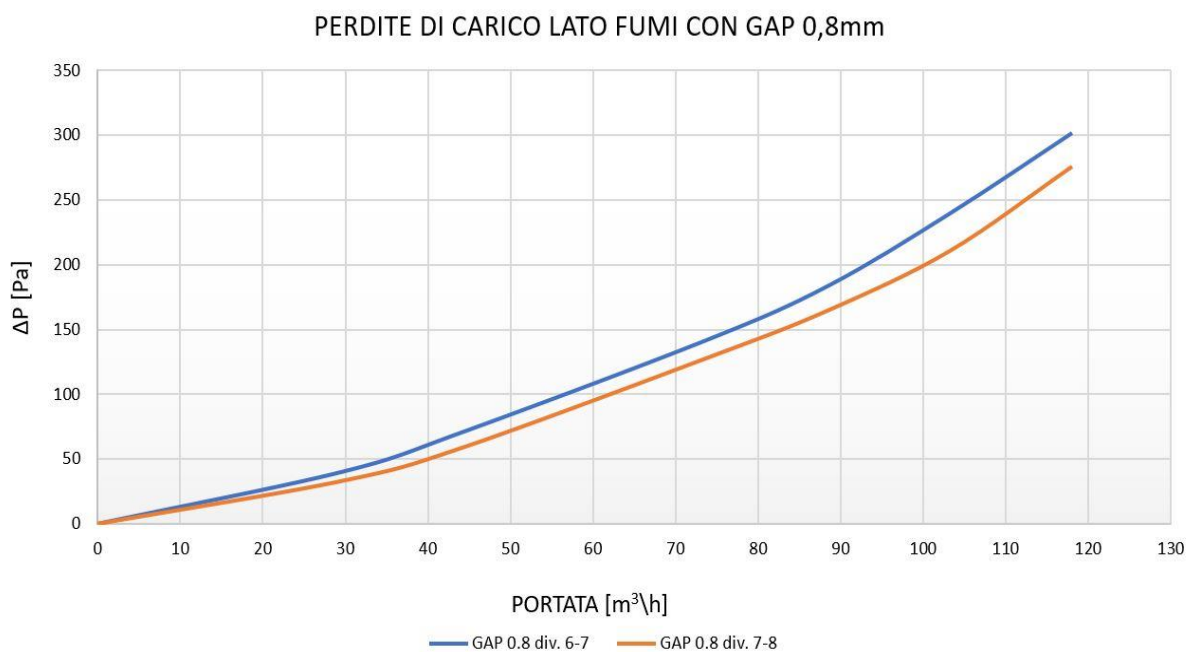


fig.18 perdite di carico lato fumi in configurazione indicata

Simulazione con gap spire 0.9, distanziali geometria std e disco nelle 2 posizioni indicate:

CONFIGURAZIONE GAP 0,9; DISCO 6-7; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	29
0,015	44,26	54
0,025	73,77	122
0,030	88,52	168
0,035	103,28	224
0,040	118,03	280

CONFIGURAZIONE GAP 0,9; DISCO 7-8; DIST. STD		
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]
0,000	0,00	0
0,010	29,51	25
0,015	44,26	48
0,025	73,77	110
0,030	88,52	155
0,035	103,28	204
0,040	118,03	251

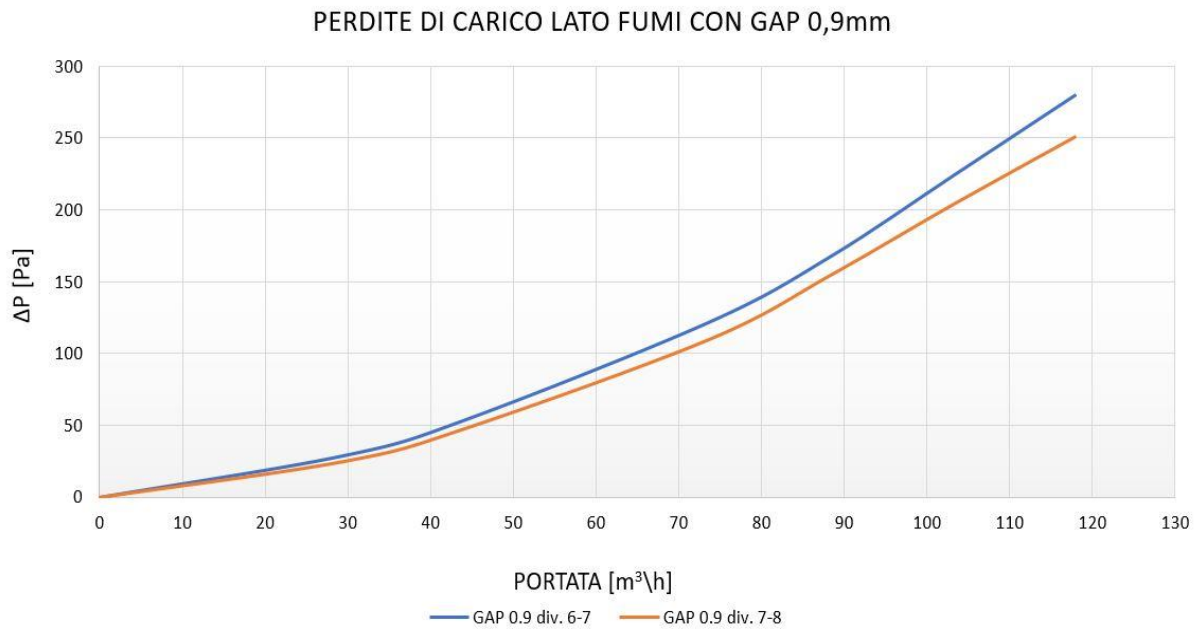


fig.19 perdite di carico lato fumi in configurazione indicata

Analizzando i grafici si nota come influisca positivamente sulle perdite di carico sia l'aumento del gap spire sia il volume della camera di combustione. Compariamo ora il miglior risultato ottenuto con quello del prodotto del principale competitor per questa taglia di scambiatore.

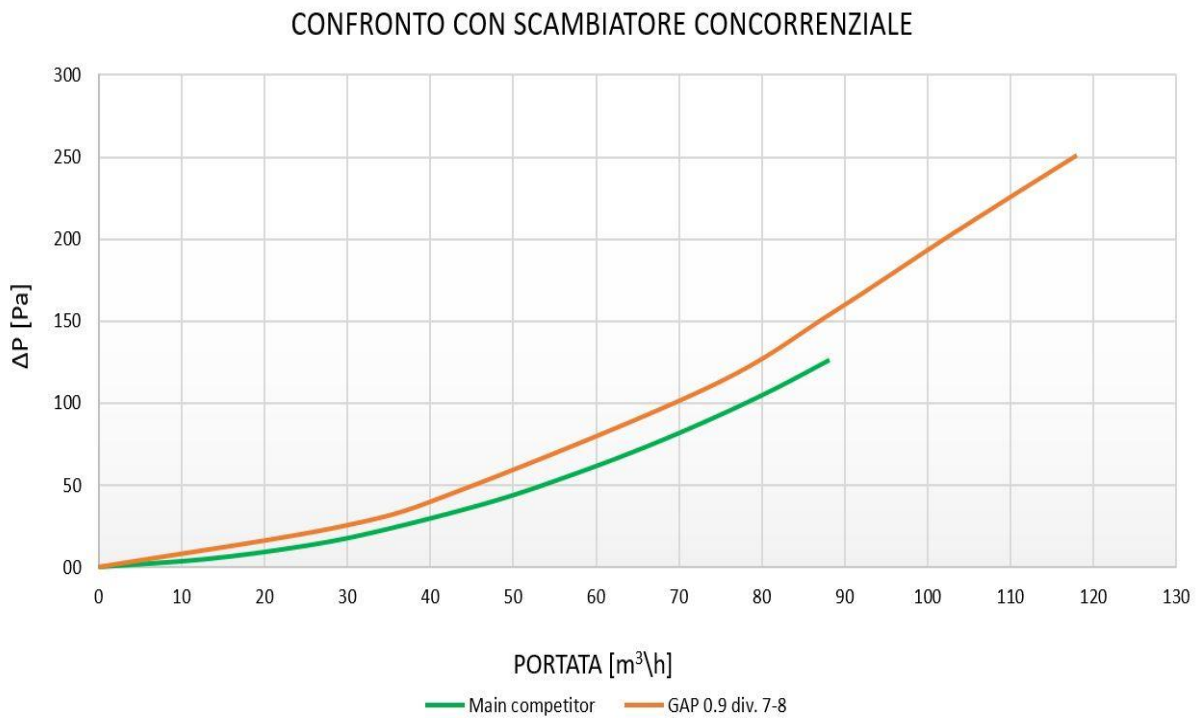


fig.20 confronto con scambiatore di riferimento di azienda concorrente

Dal grafico vediamo come il prodotto concorrenziale risulta migliore di quello in analisi. Come si vedrà nel prossimo paragrafo non è possibile aumentare ancora il gap spire per non inficiare troppo lo scambio termico e dunque il rendimento dello scambiatore né spostare ancora il disco divisorio in quanto le emissioni inquinanti aumenterebbero troppo.

L'ultimo punto su cui poter lavorare sono i distanziali: si è modellata una geometria ottimizzata al fine di ridurre al minimo l'impatto di questi con le perdite di carico.

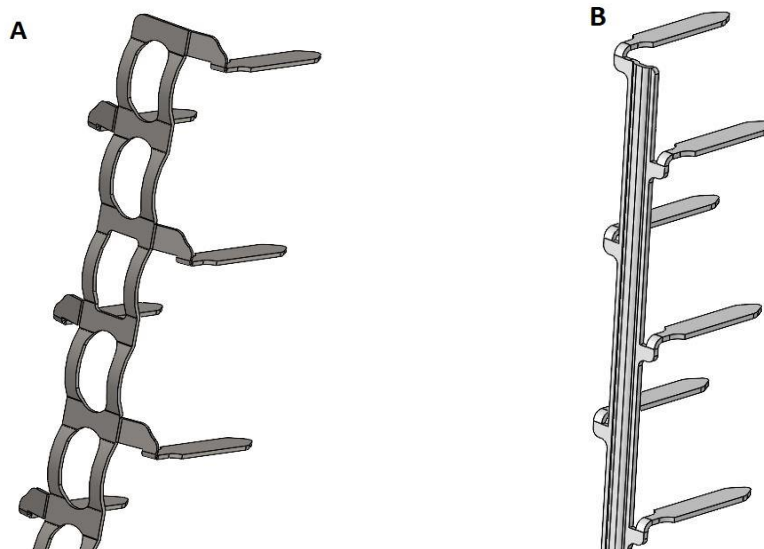


fig.21 il modello A rappresenta il distanziale std; modello B, il distanziale ottimizzato

Per la simulazione si è utilizzato lo stesso modello CAD con gap 0.9 e disco divisorio posizionato tra la spira 7 e 8 a cui sono stati sostituiti i distanziali con altri come in immagine.

Tutti le condizioni al contorno sono rimaste inalterate rispetto alla simulazione precedente.

CONFIGURAZIONE GAP 0,9; DISCO 6-7; DIST. SOTTILE			
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]	
0,000	0,00	0	
0,010	29,51	28	
0,015	44,26	50	
0,025	73,77	112	
0,030	88,52	155	
0,035	103,28	202	
0,040	118,03	251	

CONFIGURAZIONE GAP 0,9; DISCO 7-8; DIST. SOTTILE			
PORTATA [kg\s]	PORTATA [m ³ \h]	DELTA P [Pa]	
0,000	0,00	0	
0,010	29,51	24	
0,015	44,26	45	
0,025	73,77	101	
0,030	88,52	141	
0,035	103,28	181	
0,040	118,03	222	

PERDITE DI CARICO LATO FUMI CON GAP 0,9mm distanziali sottili

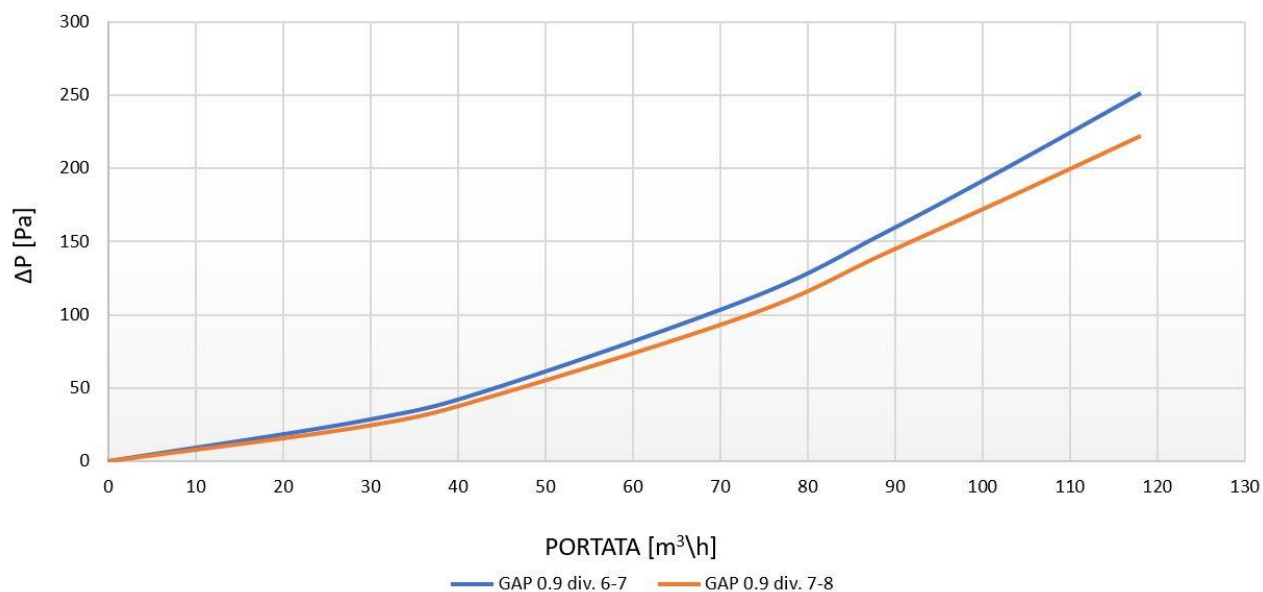


fig.22 perdite di carico lato fumi con distanziali ottimizzati

Notiamo che con l'utilizzo di questi distanziali le perdite di carico si riducono del 10-12% nella fascia di normale utilizzo dello scambiatore. Confrontandolo ora con i dati del prodotto del main competitor vediamo come le due curve si avvicinino molto. Riteniamo accettabile il risultato.

CONFRONTO CON SCAMBIATORE CONCORRENZIALE

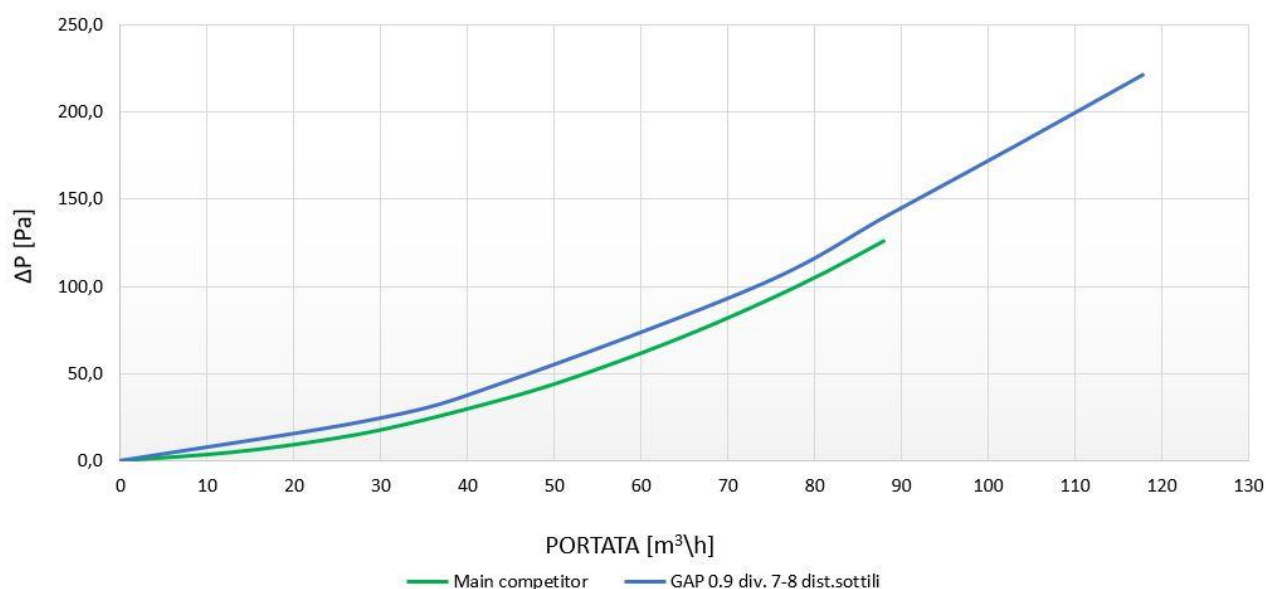


fig.23 confronto con scambiatore di riferimento di azienda concorrente

Le perdite di carico tra i due prodotti differiscono del 10% circa, in linea con le richieste del mercato.

5.5.3 Analisi termica

In un'ultima analisi è stato valutato lo scambio termico della configurazione che minimizza le perdite di carico lato fumi. Sappiamo che il gap spire è inversamente proporzionale al rendimento dello scambiatore, ma è direttamente proporzionale alle perdite di carico. La configurazione scelta presenta un gap pari a 0.9, valore superiore rispetto agli altri prodotti della famiglia Valmex (0.7-0.8). Per questo motivo si è resa necessaria la validazione del modello in analisi anche per quanto concerne lo scambio termico.

Data la grande variabilità delle dimensioni minime e massime dei componenti, degli interstizi tra questi e la necessità di non sovraccaricare troppo il calcolo computazionale, è stato utilizzato un BOI (body of influence) in fase di mesh che racchiudesse tutte le spire delle serpentine. L'inserimento di questo corpo fittizio ha permesso di discutire due aree di meshatura: interna al BOI una mesh più fine e all'esterno una più grande. Per massimizzare la y^+ si è calcolato un numero di strati limite pari a 4 con metodo "smooth-transition".

Si è scelta infine una mesh di volume di tipo "polyhedra" disponibile nell'applicativo Fluent Meshing.

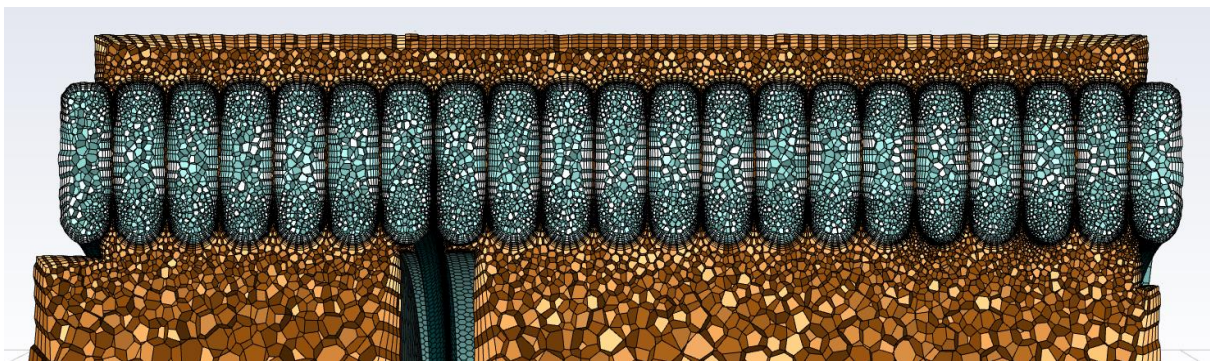


fig.24 esempio di mesh Polyhedra

Il setup all'interno di Fluent è stato impostato con le seguenti condizioni al contorno:

- potenza termica in ingresso: 96kW;
- fumi considerati come miscela di azoto, idrogeno, ossigeno e CO₂;
- coefficiente di conduzione fumi: 0.024 W/mK;
- c_p fumi: 1.1kJ/kgK
- portata acqua in ingresso: 1.12kg/s;
- temperatura acqua in ingresso: 60°C;
- condizioni ambiente esterno: 20°C, aria ferma;
- perfetta adiabaticità dei componenti isolanti;
- coefficiente convettivo per gli acciai: 7 W/m²K;
- modello per irraggiamento: DO (discrete ordinates).

A queste condizioni si sono aggiunte le semplificazioni del modello necessarie per non saturare la capacità di calcolo della macchina. Tra queste le più influenti sono la rimozione della flangia in alluminio superiore e inferiore.

L'obiettivo dell'analisi è verificare che per dati input lo scambio termico sia tale da avere un rendimento superiore al 96% in condizioni di massima potenza, senza dunque il contributo della condensazione o in altre parole, una temperatura dei fumi al camino inferiore ai 90°C.

Riportiamo alcune immagini della simulazione:

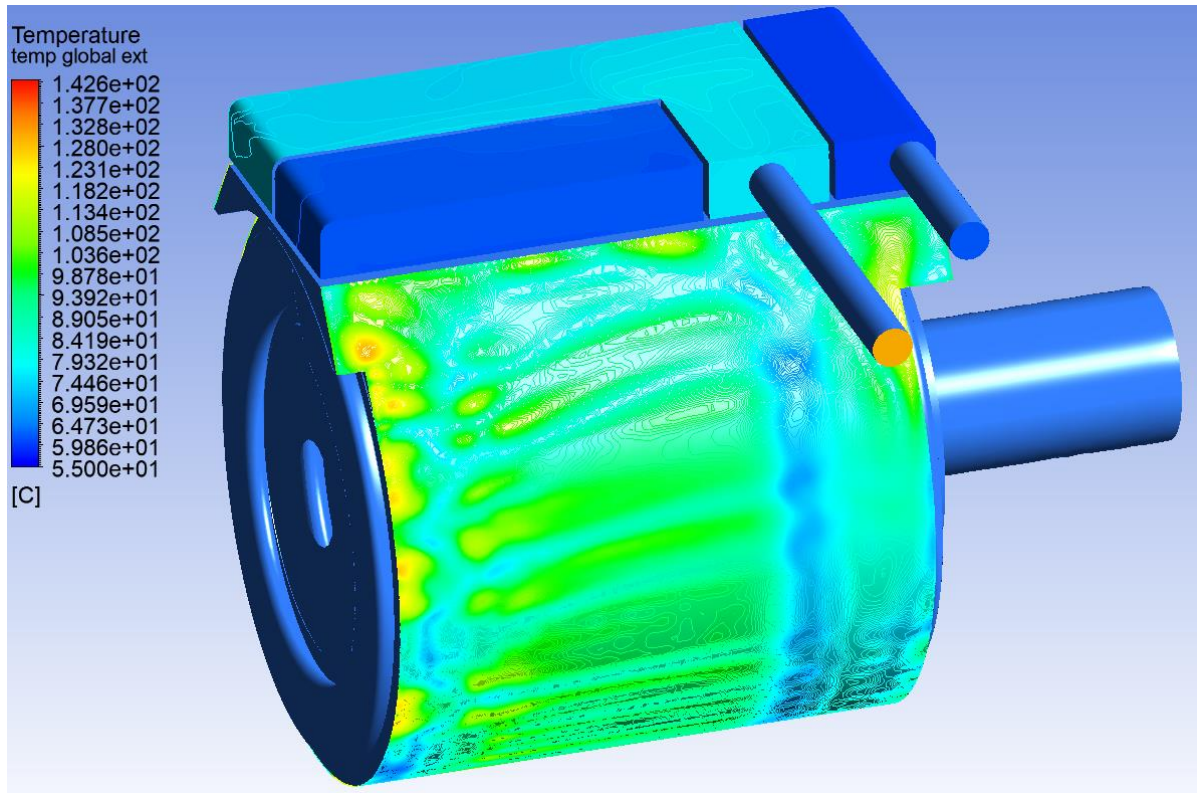


fig.25 temperature esterne di virola e collettore. Ingresso e uscita acqua non in scala di colore.

In questa immagine possiamo notare come influenzi la temperatura della virola la presenza dei corpi metallici, i distanziali, e il disco divisorio.

La semplificazione di rimozione della flangia in alluminio superiore comporta un cattivo scambio termico sul bordo superiore della virola che vede accrescere la sua temperatura.

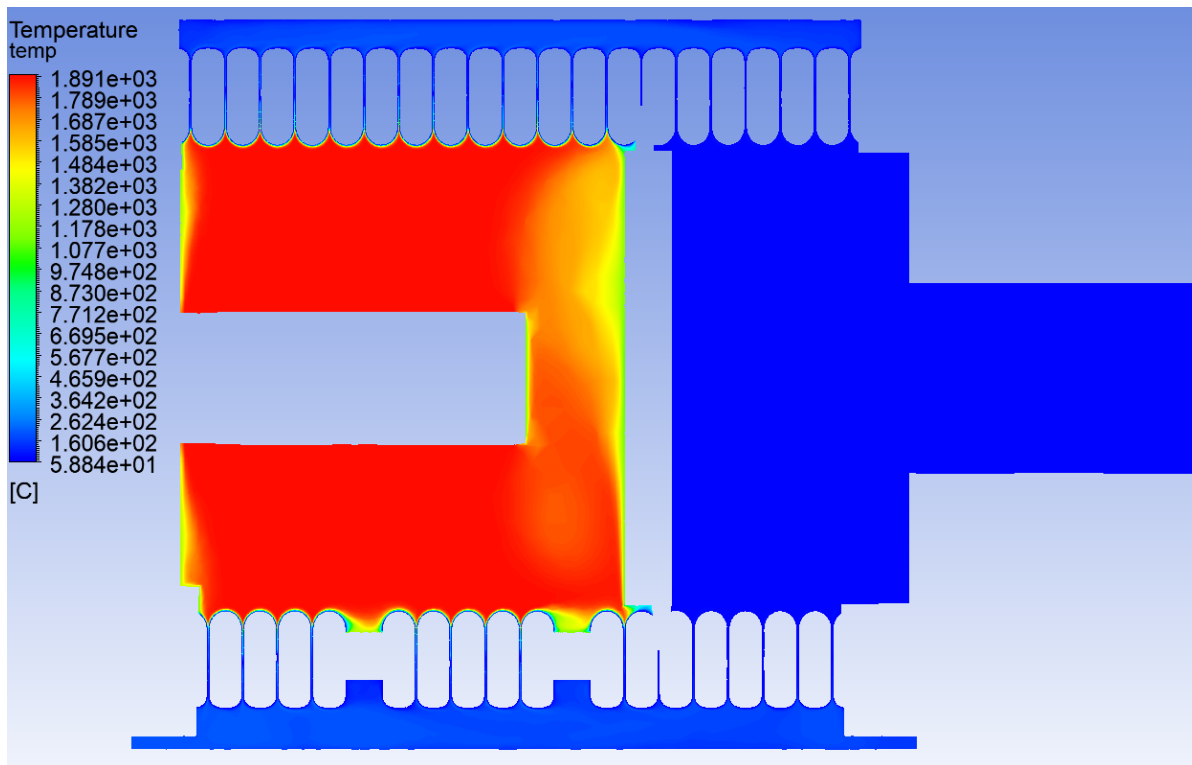


fig.26 sezione centrale dello scambiatore; dominio dei fumi.

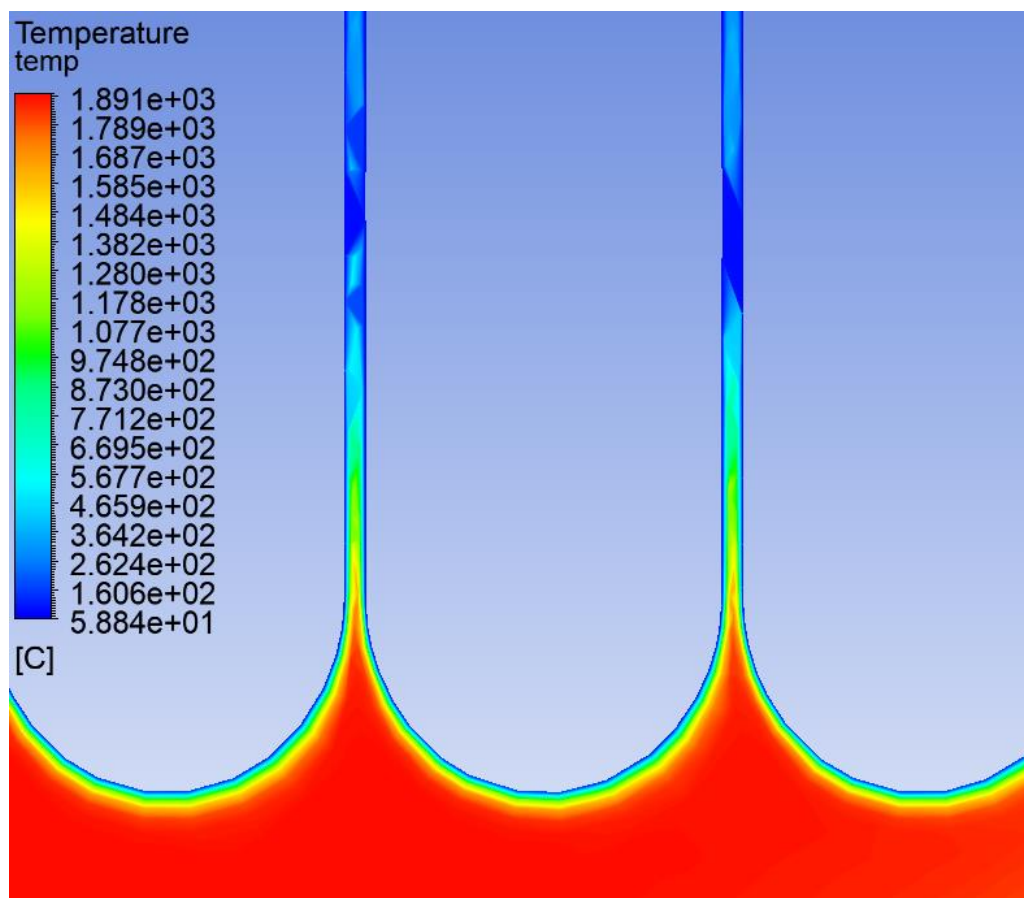


fig.27 zoom della fig.26 nella zona di massimo scambio termico

In queste immagini possiamo vedere come il massimo scambio termico lo si abbia al primo passaggio fumi tra le spire: qui i fumi passano dai circa 1800°C a seguito della combustione a 250°C dopo l'attraversamento della serpentina.

Il dominio dell'acqua è stato rimosso da queste immagini a causa della scala delle temperature che avrebbe reso impossibile leggerle.

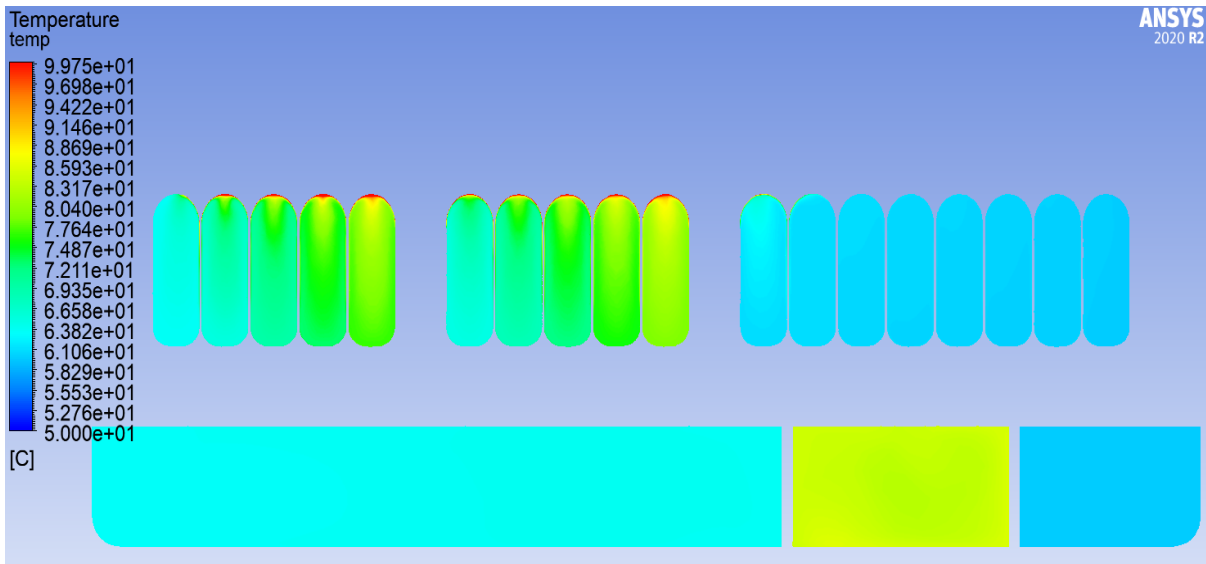


fig.28 dominio dell'acqua sulla sezione centrale dello scambiatore. Al centro dell'immagine troviamo la sezione della serpentina, sotto il collettore.

Notiamo come nella camera fredda, ultime 7 spire a destra nell'immagine, la temperatura dell'acqua non cambi sensibilmente. Ciò è dovuto alla grande portata d'acqua che attraversa queste spire e all'abbassamento della differenza di temperatura tra i fumi che hanno già scambiato gran parte del loro calore con le spire della camera calda e la temperatura dell'acqua in ingresso. Ricordiamo che in camera fredda circola l'intera portata d'acqua in ingresso, che sarà solo successivamente suddivisa in due coils differenti.

T_{out_fumi}	T_{out_acqua}	T_{media_virola}
71°C	81°C	105°C

Temperature ottenute dall'analisi CFD.

5.5.4 Confronto con dati sperimentali

Per le perdite di carico lato acqua, il prototipo è stato collegato ad un banco di prova tramite le sue connessioni idrauliche. Per mezzo di una pompa si fa circolare acqua all'interno delle serpentine e con un trasduttore di pressione differenziale si misura la perdita di carico dell'acqua tra ingresso e uscita; variando infine le portate si realizza la curva complessiva delle perdite di carico.

I risultati della prova sono messi a confronto con i risultati dell'analisi CFD visti nel capitolo precedente.

PERDITE DI CARICO LATO ACQUA CIRCOND XXL 90kW			
RISULTATI LABORATORIO		RISULTATI CFD	
Q (l/h)	DP (mbar)	Q (l/h)	DP (mbar)
0	0	0	0
432	6	720	9,95
870	18	1440	42,6
1278	34	1980	73,4
1686	56,2	2520	110,52
2124	86,1	2880	139,73
2550	118,8	3240	171,05
2976	158,6	3600	203,49
3402	200,6	3780	220,37
3810	243,8	3960	238,96
4290	300,1	4140	258,41
4680	346,2	4320	279,53
5190	405	4500	299,52
6000	510	5400	414,08
		6120	514,91
		6840	623,65
		7200	685,16

CONFRONTO RISULTATI LABORATORIO E CFD CIRCOND XXL 90kW IPO90_2

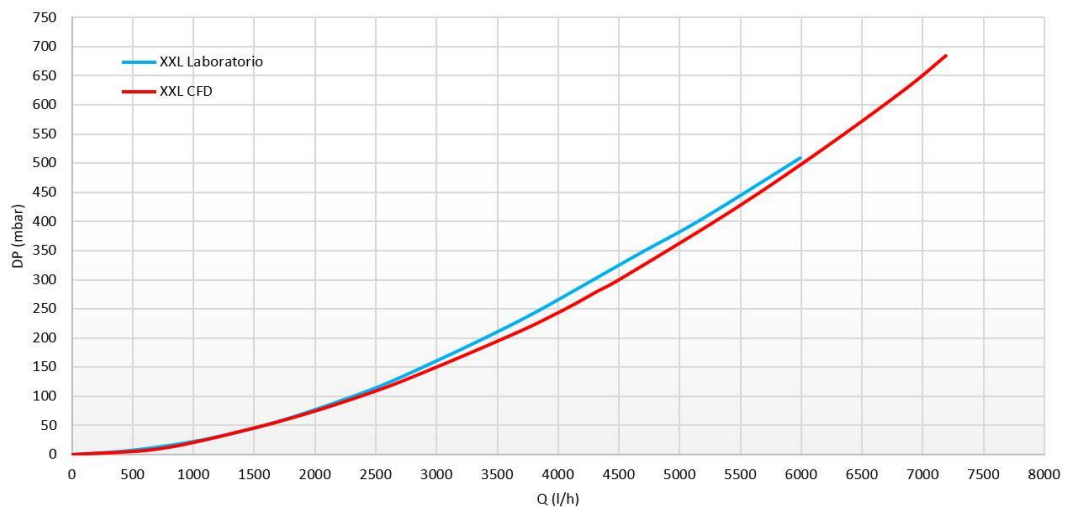


fig. 29 confronto perdite di carico lato acqua tra i risultati di laboratorio e quelli ottenuti da analisi CFD

Il banco di prova utilizzato per la determinazione le perdite di carico lato fumi dello scambiatore, è costituito da due trasduttori di pressione differenziale collegati a monte di un ventilatore centrifugo (lavora in aspirazione): uno posto in prossimità della macchina operatrice misura la portata, l'altro, rileva la differenza di pressione tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore di calore. I valori in uscita dai due strumenti di misura vengono elaborati attraverso un foglio di calcolo per ricavare la differenza di pressione fra l'ambiente e lo scarico, alla relativa portata.

Riportiamo i risultati ottenuti per questa prova.



fig.30 banco di prova perdite di carico lato fumi

PERDITE DI CARICO LATO FUMI CIRCOND XXL 90kW			
Circond XXL 90 kW solo hex		Circond XXL 90kW CFD	
Q (m ³ /h)	DP (Pa)	Q (m ³ /h)	DP (Pa)
0,0	0,0	0,0	0,0
14,2	18,1	29,5	24,0
24,1	34,9	44,3	45,0
33,5	55,7	73,8	101,0
47,3	93,7	88,5	141,0
57,8	128,3	103,3	181,0
67,2	164,3	118,0	222,0
74,7	194,9		
81,7	225,0		
89,2	261,5		
100,0	317,5		
118,0	422,8		
130,0	501,1		
165,0	766,7		

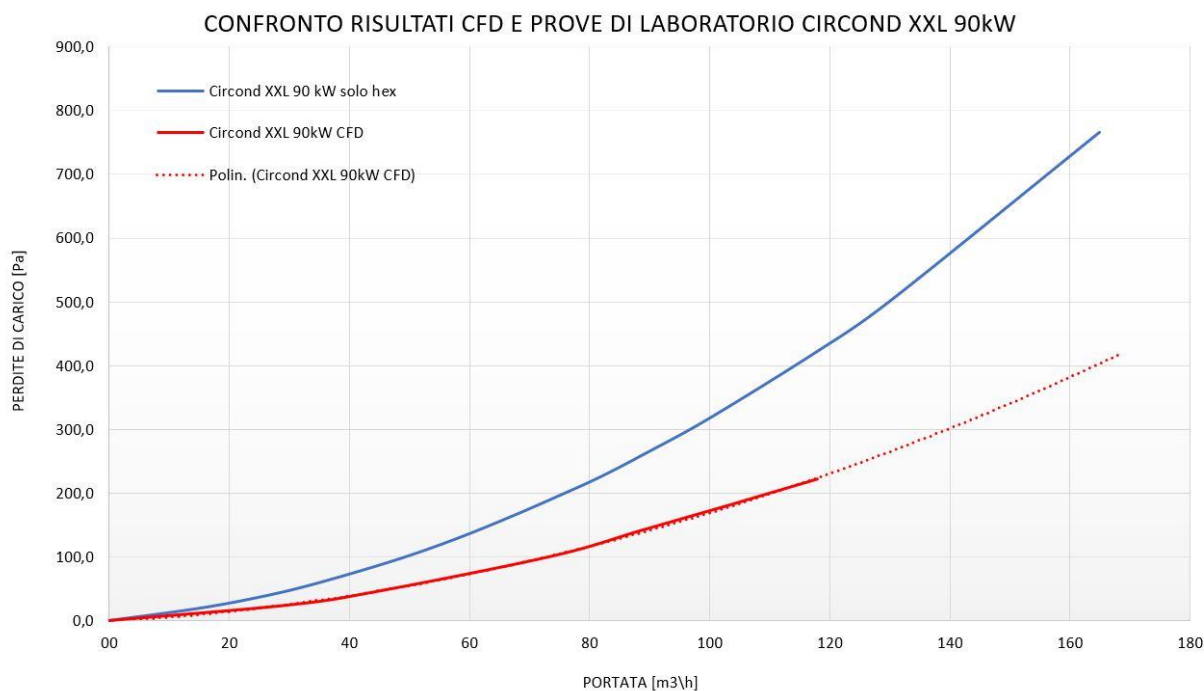


fig.31 confronto perdite di carico lato fumi tra risultati di laboratorio e quelli ottenuti da analisi CFD

Le prove per validare lo scambio termico e il rendimento complessivo dello scambiatore sono state svolte installando il prototipo in una caldaia allestita di tutti i normali componenti che troviamo in una caldaia sul mercato.

Il rendimento è stato calcolato come da norma UNI 15502-1

Sinteticamente, in tabella riportiamo un estratto del report di laboratorio.

Efficiency test

Water circulation hypothesis 1

The following table resumes the results of efficiency test considering as maximum heat input about 96 kW

	Max 60/80°C*	Max 30/50°C**	Min 30/50°C**	30%part load T _r =30°C**
Q_{input} (kW)	97,36	Not done because problem of cooling water discharge	9,59	29,2
CO₂ (%)	9,17		8,76	8,9
CO_o% o₂ (ppm)	153,1		2,7	17,1
T_{exhaust} (°C)	69		34,6	33,4
M_{cond} (Kg/h)	0		1,212	3,684
ETA_{comb} (%)	97,9		99,4	99,5
ETA_{useful} (%)	97,3		108,2	108,3

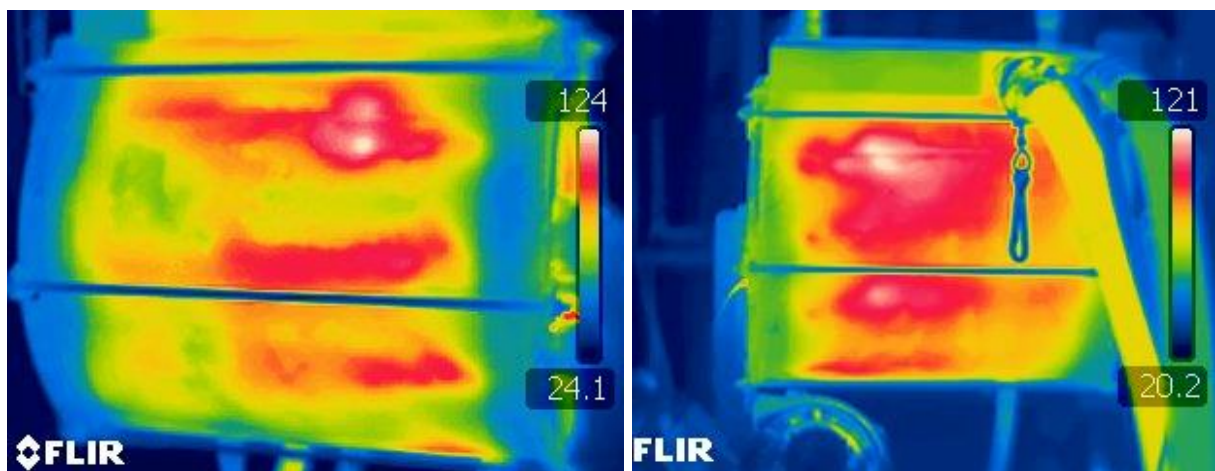
I test di cui i risultati qui sopra, sono stati condotti secondo la norma UNI 15502-1.

Per permettere una corretta lettura della temperatura dei componenti dello scambiatore tramite termocamera, il prototipo è stato verniciato di colore nero.



fig. 32 Prototipo Circond XXL 90kW

Con l'ausilio di una termocamera son state rilevate le temperature esterne dello scambiatore. Queste sono importanti per la corretta scelta dei materiali dei componenti di cui è composto, in primis delle guarnizioni di tenuta. L'obiettivo è di avere temperature sulla virola e sulla flangia superiore inferiori ai 130°C.



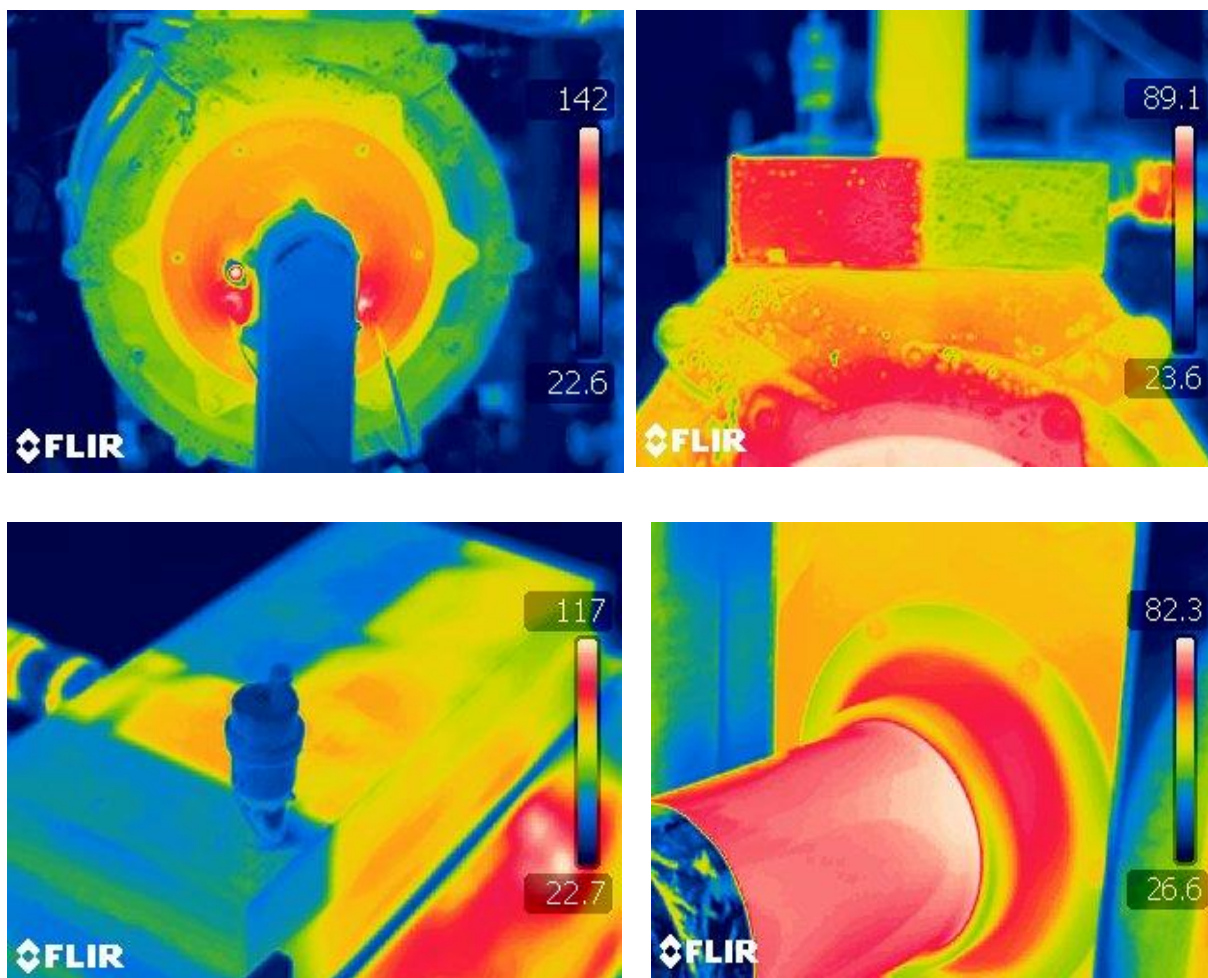


fig. 33 foto da termocamera del prototipo alla potenza di 96kW dopo raggiungimento dell'equilibrio termico.

5.6 Conclusioni

La progettazione di questo scambiatore è stata possibile grazie all'analisi svolta e riportata al paragrafo 5.2 di questo scritto. Le considerazioni fatte in questa circostanza sono state confermate a posteriori con analisi di fattibilità tecnica ed economica fino alla realizzazione di campioni preliminari per testare le soluzioni trovate.

Le simulazioni CFD hanno permesso di ridurre significativamente il numero di prototipi necessari alla prima fase di progettazione dello scambiatore. Tramite queste analisi è stato possibile definire quali configurazioni e quali componenti portare alla fase successiva del progetto e quali scartare. In prima istanza, è stata verificata la bontà del modello CAD e dei risultati delle simulazioni, questo ha permesso di affidarsi a questa tecnologia per lo sviluppo del prodotto in tutta la fase di prototipia.

Analizzando i risultati e i confronti con i dati di laboratorio, troviamo una correlazione ottima per quanto riguarda le perdite di carico lato acqua. Qui l'errore tra il modello fisico e quello simulato è dell'ordine del 5%. Ricordiamo che il dominio dell'acqua nel CAD poi simulato non ha richiesto semplificazioni al modello.

Dalle perdite di carico lato fumi, purtroppo, non sono arrivati risultati così ottimali dalle simulazioni. Da queste è però possibile dedurre l'andamento delle perdite di carico in funzione del gap spire e del numero di spire coinvolte. Com'era possibile immaginare le perdite di carico aumentano al ridursi del gap spire o, a parità di gap spire, al diminuire del numero di queste.

Ipotizziamo che la differenza nei risultati sia da attribuire ad un gap spire non perfetto a causa delle inevitabili tolleranze geometriche e di forma delle serpentine reali. Per esperienze pregresse sappiamo che ad un gap nominale pari a 0.8, durante la realizzazione della serpentina e il seguente assemblaggio, questo valore può oscillare tra 0.7 e 0.85. Il modello simulato sottostima le perdite di carico reali e ciò è in linea con quanto detto e con quanto definisce la teoria delle perdite di carico. A conferma di quanto sopra, notiamo che i risultati di laboratorio sarebbero paragonabili ad una simulazione con gap spire pari a 0.7.

Infine, riteniamo soddisfacente il risultato dell'analisi termica con CFD. Le temperature di uscita di acqua e fumi sono paragonabili per data potenza. Anche la mappa di

temperatura sulle superfici esterne danno evidenza di una buona approssimazione del modello al prototipo reale. Vista l'attendibilità del modello, è stato possibile sfruttare lo stesso per evidenziare il limite superiore di potenza raggiungibile dallo scambiatore reale (circa 120kW).

Bibliografia

1. ANSYS, Inc., Manuale di FLUENT©;
2. Ariston Thermo Group, Clas One L, Istruzioni tecniche per l'installazione e la manutenzione;
3. Di Marco P., Forgione N. Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche. Cap.12. Combustibili e combustione, <http://www.dimnp.unipi.it/forgione-n/combustione.pdf>, UniPi, 2002;
4. Lazzarin R., Le caldaie a condensazione. Dalla teoria agli impianti, Milano, PEGEditrice, 1986;
5. RIELLO, Family KIS, Istruzioni per l'installatore e per il servizio tecnico di assistenze;
6. Turns S.R., An Introduction to Combustion. Concepts and Applications, Singapore, McGraw-Hill, 2000;
7. Wikipedia https://it.wikipedia.org/wiki/Caldaia_a_condensazione
8. Incropera, DeWitt, Bergman, Lavine, Fundamentals of heat and mass transfer, John Wiley&Sons;
9. *M. Vio, P. Romagnoni, F. Peron, IUAV Corsi di Fisica Tecnica A.A. 2000-2001;*
10. *Dispense ENI* <https://www.eni.com/it-IT/attivita.html>;
11. https://www.ecoage.it/gas_di_citta.htm;
12. materiale uso interno Valmex;