

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

**TESI DI LAUREA TRIENNALE IN
INGEGNERIA DEI PROCESSI INDUSTRIALI
E DEI MATERIALI**

(Laurea triennale DM 270/04 – Indirizzo Processi industriali)

**VERIFICA DI UN GENERATORE
DI VAPORE INDUSTRIALE
A TUBI DI FUMO**

Relatore: Prof. Fabrizio Bezzo

Correlatore: Ing. Roberto Olivo

Laureando: LUCA CERVELLIN

ANNO ACCADEMICO 2011-2012

Riassunto

L'obiettivo del progetto di Tesi è il confronto tra un nuovo generatore di vapore, recentemente installato presso Cereal Docks Marghera S.r.l. e la vecchia caldaia sostituita.

Inizialmente vengono riportati i dati dimensionali del generatore e calcolate le proprietà termofisiche dei fumi. Viene poi eseguita una verifica termica utile ad analizzare l'esattezza dei dati calcolati. Successivamente si mettono a confronto i rendimenti delle due caldaie e si calcola la prevalenza teorica del ventilatore, valutando il corretto funzionamento o meno del bruciatore installato.

I risultati ottenuti dimostrano che la caldaia è in grado di sostituire adeguatamente la precedente. Inoltre, la verifica termica dimostra che i calcoli svolti sulle proprietà dei fumi sono sufficientemente precisi ed è stato dimostrato che il bruciatore è compatibile con la nuova caldaia.

Si ringrazia l'azienda Cereal Docks Marghera S.r.l. per aver reso possibile questo tirocinio, definendo gli obiettivi tecnici e mettendo a disposizione le risorse necessarie per raggiungerli. In particolar modo, si ringrazia l'Ing. Roberto Olivo per l'attenta supervisione e competenza.

Sommario

NOMENCLATURA	5
INTRODUZIONE	8
PARTE 1 - Descrizione del generatore di vapore e calcolo e verifica delle proprietà termofisiche dei fumi	10
1.1 Processo produttivo	10
1.2 Tipo e funzionalità del generatore	11
1.3 Il generatore di vapore	11
1.4 Profilo di temperatura	13
1.5 Proprietà termofisiche dei fumi	15
1.6 Flusso termico ceduto dai fumi	16
1.7 Flusso termico assorbito dall'acqua.....	17
1.7.1 Flusso termico convettivo.....	18
1.7.2 Flusso termico radiativo	19
1.8 Verifica dei flussi termici.....	22
PARTE 2 – Calcolo del rendimento termico e delle perdite di carico	24
2.1 Nozioni di base sul calcolo del rendimento	24
2.2 Calcolo del rendimento termico	25
2.3 Calcolo delle perdite di carico	26
2.4 Calcolo della prevalenza del ventilatore	29
CONCLUSIONI	32
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	34

Nomenclatura

T	=	temperatura (°C)
T_{sat}	=	temperatura di saturazione (°C)
$T_{focolaio}$	=	temperatura del focolaio (°C)
T_A	=	temperatura ingresso tubi (°C)
T_C	=	temperatura uscita tubi (°C)
T_{ml}	=	temperatura media logaritmica (°C)
A	=	area di scambio termico (m ²)
d	=	diametro interno tubi (m)
l	=	lunghezza della tubazione (m)
π	=	costante pi-greco 3.141 (-)
N_{tt}	=	numero totale dei tubi (-)
c_p	=	calore specifico dei fumi (kJ/kg·K)
$c_{p,i}$	=	calore specifico del composto (kJ/kg·K)
x_i	=	frazione massica del composto nei fumi (-)
μ	=	viscosità dinamica dei fumi ((kg/m·s)·10 ⁵)
μ_i	=	viscosità dinamica del composto ((kg/m·s)·10 ⁵)
y_i	=	frazione volumetrica del composto nei fumi (-)
λ	=	coefficiente di trasmissione di calore dei fumi (W/m·K)
λ_i	=	coefficiente di trasmissione di calore del composto (W/m·K)
ρ	=	densità dei fumi (kg/m ³)
P	=	pressione (atm)
$P.M.$	=	peso molecolare medio dei fumi
R	=	costante universale dei gas ideali pari a $8.206 \cdot 10^{-5}$ (m ³ ·atm/mol·K)
Q_s	=	calore speso (kW)
m_c	=	portata di combustibile (kg/s)
LHV	=	potere calorifico inferiore del combustibile (kJ/kg)
Q_u	=	calore utile (kW)
Q_v	=	calore uscente con il vapore prodotto (kW)
m_v	=	portata di vapore (kg/s)
h_v	=	entalpia del vapore (kJ/kg)
Q_a	=	calore entrante con l'acqua di alimento (kW)
m_a	=	portata d'acqua (kg/s)
Q_p	=	calore perso (kW)
η	=	rendimento termico (%)

l_t	=	lavoro tecnico fornito dal ventilatore (m^2/s^2)
l_{att}	=	energia persa a causa delle perdite di carico (m^2/s^2)
ξ'	=	fattore d'attrito per le perdite di carico concentrate (-)
ξ	=	fattore d'attrito per le perdite di carico distribuite (-)
v	=	velocità del fumo (m/s)
Δe_c	=	variazione di energia cinetica (m^2/s^2)
v_1	=	velocità del fumo iniziale nella sezione (m/s)
v_2	=	velocità del fumo finale nella sezione (m/s)
Δe_p	=	variazione di energia potenziale (m^2/s^2)
$\int VdP$	=	lavoro di pulsione (m^2/s^2)
ε	=	fattore d'attrito del tubo (mm)
Re	=	numero di Reynolds (-)
m_B	=	portata d'aria in ingresso (kg/s)
$\Delta P_{ventil.}$	=	somma dei singoli termini di pressione nei vari tratti (m^2/s^2)
$P_{ventil.}$	=	potenza del ventilatore (W)
Q_1	=	calore ceduto dai fumi (kW)
T_c^i	=	temperatura del fluido caldo in ingresso (kJ/kg)
T_c^u	=	temperatura del fluido caldo in uscita (kJ/kg)
h_c^i	=	entalpia del fluido caldo in ingresso (kJ/kg)
h_c^u	=	entalpia del fluido caldo in uscita (kJ/kg)
Q_2	=	calore acquistato dall' acqua (kW)
Q_{cond}	=	calore scambiato per conduzione (kW)
Q_{conv}	=	calore scambiato per convezione (kW)
Q_{irr}	=	calore scambiato per irraggiamento (kW)
U	=	coefficiente globale di scambio termico ($W/m^2 \cdot K$)
h_i	=	coefficienti di scambio termico convettivo interno ($W/m^2 \cdot K$)
Nu	=	numero di Nusselt (-)
Pr	=	numero di Prandtl (-)
σ	=	costante di Boltzmann $5.67 \cdot 10^{-8}$ ($W/m^2 \cdot K^4$)
T_g	=	temperatura dei fumi ($^{\circ}C$)
T_p	=	temperatura della parete ($^{\circ}C$)
$\varepsilon_g, \varepsilon'$	=	emissività del gas (-)
$\Delta \varepsilon$	=	fattore di correzione emissivo (-)
α_g	=	assorbanza del gas (-)
$\Delta \alpha$	=	fattore di correzione dell'assorbanza (-)
$C_{c,i}$	=	fattore correttivo di emissività e assorbanza (-)
Le	=	lunghezza caratteristica definita (m)

Introduzione

La Cereal Docks Marghera S.r.l. è uno stabilimento, con sede centrale a Camisano (VI), che lavora il seme di soia proveniente dall'est-Europa, dal sud-America e in rari casi dall'Italia. Tramite trasformazioni fisico-chimiche viene prodotta farina per consumo animale, lecitina di soia usata come addensante nei dolci e olio greggio che viene venduto alle raffinerie.

All'interno dell'impianto è presente una centrale termica nella quale viene demineralizzata l'acqua da inviare al generatore di vapore che produce vapore saturo secco a 15 bar (200 °C) utile per varie fasi del processo produttivo.

Il generatore di vapore studiato è prodotto dalla ditta Ferroli. E' una caldaia a tubi di fumo denominata Vaporex 3G ed è stata da poco installata in impianto.

La necessità di tale studio è il confronto tra le due caldaie di stabilimento (vecchia e nuova) e la verifica al dimensionamento sul nuovo generatore di vapore. La trattazione è suddivisa in due capitoli. In prima battuta viene illustrato l'impianto e vengono spiegati il tipo di caldaia e le funzionalità che essa svolge, definendo i dati in input e calcolando le proprietà termofisiche dei fumi. Tali proprietà sono poi valutate secondo una verifica termica sulla caldaia tramite il calcolo dei flussi termici scambiati.

Successivamente, nella seconda parte, si passa al calcolo del rendimento termico della nuova caldaia confrontandolo con il rendimento di quella vecchia, e viene svolto il calcolo fluidodinamico: il ventilatore (organo che preleva l'aria utile alla combustione) deve avere una potenza sufficiente a superare le perdite di carico lato tubi del generatore.

Parte I

Descrizione del generatore di vapore e calcolo e verifica delle proprietà termofisiche dei fumi

All'interno dello stabilimento viene svolta attività di stoccaggio e lavorazione dei semi oleosi, in relazione alla disponibilità e richiesta del mercato, con produzione di olio di semi e farine destinate al consumo animale. Nella centrale termica si trova la caldaia che soddisfa il fabbisogno di vapore utile a tutto l'impianto.

In questa prima parte vengono riportate le caratteristiche dimensionali della nuova caldaia, calcolato il profilo di temperatura e la proprietà termofisiche dei fumi in base al tratto nel quale scorrono quest'ultimi. Viene infine svolta una verifica termica per assicurarsi che i dati raccolti siano esatti.

1.1 Processo produttivo

Le materie prime provengono via terra o via mare e vengono stoccate in silos con una capacità complessiva di 34 000 tonnellate.

Il processo di produzione comincia con la prepulitura del seme, con lo scopo di separare le impurità, seguita da un condizionamento che garantisce una conservazione ottimale della materia prima. A questo punto, il seme pulito e pesato viene rotto in otto parti; successivamente si scalda il seme con vapore indiretto e lo si lamina (fiocatura). Ora i fiocchi vengono inviati nell'expander per prendere la forma a pellet, i quali vengono mandati nell'estrattore dove si ha una estrazione dell'olio dal seme grazie all'utilizzo di n-esano, come solvente. Dopo l'estrazione esce un estratto di olio, n-esano ed un inerte composto da farina sporca di olio e n-esano.

Una distillazione permette la purificazione dell'olio ed il recupero del n-esano che viene riciclato in testa all'estrattore, mentre la farina viene mandata in un toster a stadi con vapore diretto ed indiretto per essere pulita dai composti dannosi per gli animali (n-esano).

Infine, la farina commerciale viene stoccata in appositi silos mentre l'olio subisce un degommaggio per centrifugazione ed essiccamento allo scopo di togliere la lecitina. Quest'ultima viene semplicemente venduta come prodotto finito e l'olio grezzo viene trasportato nella sede centrale a Camisano per la raffinazione.

1.2 Tipo e funzionalità del generatore

Si definisce generatore di vapore, o caldaia, un' apparecchiatura che serve a produrre calore tramite l'energia di combustibili e a trasferirlo ad un fluido, in modo continuo e in condizioni controllate, provocandone un cambiamento di stato da liquido ad aeriforme.

Un'importante classificazione è definita in base al percorso dei fumi rispetto all'acqua:

- *Generatori a tubi d'acqua*: l'acqua passa internamente ai tubi che vengono lambiti esternamente dai fumi caldi; vengono utilizzati per generatori di grandi dimensioni, richiedono attenzione nella costruzione perché i tubi devono sopportare elevate pressioni interne; la precedente caldaia presente in Cereal Docks era di questo tipo;
- *Generatori a tubi di fumo*: in genere più piccoli degli altri; l'acqua bagna il lato esterno dei tubi al cui interno scorrono i fumi caldi; la nuova caldaia funzionante in stabilimento è realizzata in questo modo.

Il vapore disponibile in caldaia esegue due funzioni all'interno dello stabilimento: una gran parte (intorno al 93%) serve nella distillazione, mentre la restante viene usata per scaldare il seme in preparazione.

Ora, per tutta la trattazione, verrà verificato il funzionamento della nuova caldaia, assicurando che riesca a coprire completamente il fabbisogno di vapore del processo produttivo.

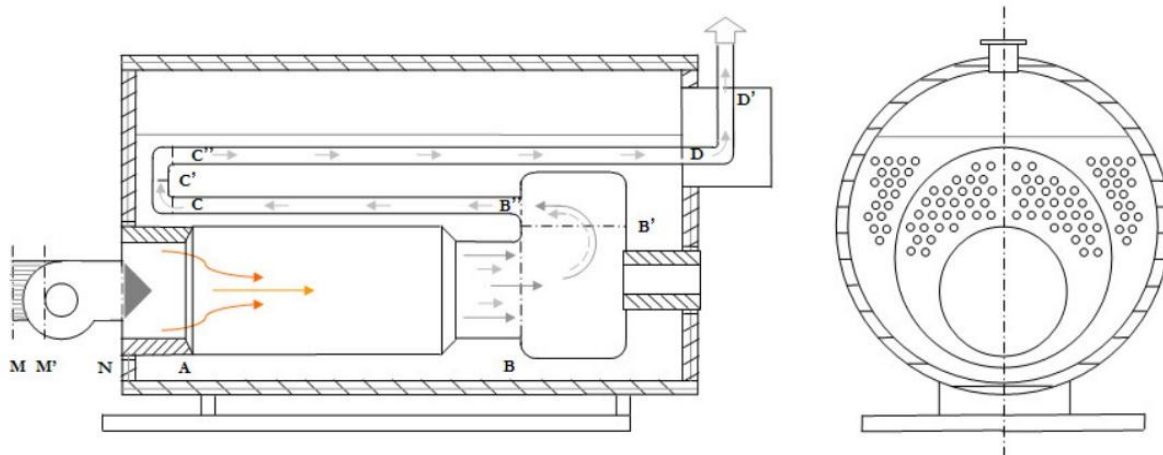
1.3 Il generatore di vapore

Il generatore di vapore studiato è del tipo a tubi di fumo di cui si riporta uno schema in figura 1.1. Esso è costituito da un *ventilatore* (tratto MM'), situato all'ingresso della camera di combustione, che forza l'aria esterna ad entrare nel *bruciatore* (tratto M'N) in cui avviene la combustione.

L'innesco della combustione fa in modo che, istantaneamente, l'aria in ingresso e il combustibile passino dalla temperatura iniziale (considerata per convenzione a 0°C) alla temperatura di combustione del bruciatore. La fiamma generata dal *ventilatore* si trova nella camera di combustione detta *focolaio* (tratto AB).

I fumi raggiungono la prima *camera di inversione* (tratto BB'') per poi passare al *primo giro tubi* (tratto B''C) dove avviene lo scambio di calore tra i fumi e l'acqua all'interno del corpo cilindrico. Successivamente i fumi entrano nella *seconda camera di inversione* (tratto CC''), più piccola della precedente, passano nel *secondo giro tubi* (tratto C''D) dove l'acqua si scalda ulteriormente, fino a sboccare nell'economizzatore atto a recuperare le ultime calorie utili.

L'ultimo tratto da percorrere è il camino tramite il quale i fumi vengono inviati all'atmosfera. In tabella 1.1 vengono riportati i valori dimensionali del generatore.



Schema 1.1. Figura di un generatore di vapore a tre giri di fumo.

Tabella 1.1. Dimensioni generatore di vapore.

Schema	Valore (m)
distanza AB	6.628
distanza B'	0.524
distanza B''C	6.550
distanza C''D	7.314
diametro AB (interno)	1.400
diametro B' (interno)	2.320
diametro B''C (interno)	0.0761
diametro C''D (interno)	0.0761
Spessore tubi (mm)	0.036
n° tubi B''C	106
n° tubi C''D	86
Rugosità tubo (mm)	0.0547

Nella tabella 1.2 sono riportate le condizioni operative e altre proprietà chimico-fisiche.

Le portate di combustibile, dell'aria comburente e dei fumi vengono lette nei misuratori di portata della caldaia; la composizione del combustibile e il potere calorifico sono forniti dal venditore; l'eccesso d'aria e le temperature di esercizio, come i dati di progetto, sono forniti dal costruttore in base alle analisi di controllo fatte sulla caldaia in funzione.

Tabella 1.2. *Dati disponibili da altre fonti. Le T uscita fumi sono due perché la 1 è prima dell'economizzatore e la 2 è dopo quest'ultimo.*

Dati	Valori
Portata fumi (kg/s)	4.31
C (%)	0.87
H (%)	0.13
eccesso d'aria (%)	0.16
T focolaio (°C)	950
T uscita fumi 1 (°C)	254
T uscita fumi 2 (°C)	170
P _{sat} (bar)	15
T _{sat} (°C)	200
Portata Combustibile (kg/s)	0.1834
Potere calorifico (kJ/kg)	8500
T adiab fiamma (°C)	1310
T riferimento (°C)	0

Con uno spettrofotometro infrarosso si misurano le percentuali ponderali e volumetriche di tutti i composti contenuti nei fumi in uscita dalla caldaia (tabella 1.3). La composizione rimane invariata durante tutto il percorso dei fumi.

Tabella 1.3. *Frazione percentuale dei fumi.*

Molecola	Fraz. Ponderale (%)	Fraz. Volumetrica (%)
CO ₂	0.1784	0.1178
H ₂ O	0.0618	0.0998
N ₂	0.7263	0.7520
O ₂	0.0335	0.0304
TOTALE	1	1

Ora si hanno a disposizione tutti i dati per calcolare prima il profilo di temperatura e poi le caratteristiche termofisiche dei fumi.

1.4 Profilo di temperatura

Dall'innesco della combustione fino alla prima camera di inversione, la temperatura dei fumi viene considerata costante per convenzione. Successivamente, quando i fumi entrano nel primo giro di tubi la temperatura inizia a diminuire perché avviene una cessione di calore dai fumi all'acqua. Nella seconda camera di inversione, come nella prima, la temperatura si

assume costante. Nel secondo giro tubi, come nel primo, la temperatura diminuisce fino all'uscita dei fumi dal camino.

E' stato possibile quindi determinare le temperature medie logaritmiche interne al primo e al secondo giro tubi (tabella 1.4) dopo aver misurato la temperatura del focolare, quella della seconda camera di inversione e quella di uscita dei fumi prima dell'economizzatore.

La figura 1.2 mette in evidenza come viene calcolata la temperatura media tra i fumi che subiscono raffreddamento e l'acqua che mantiene costante la propria temperatura (di saturazione). Tale temperatura media, è data dalla somma della temperatura media logaritmica con la temperatura di saturazione dell'acqua, questo perché c'è la necessità di calcolare la temperatura media dei fumi e non la temperatura media logaritmica tra i fumi e l'acqua.

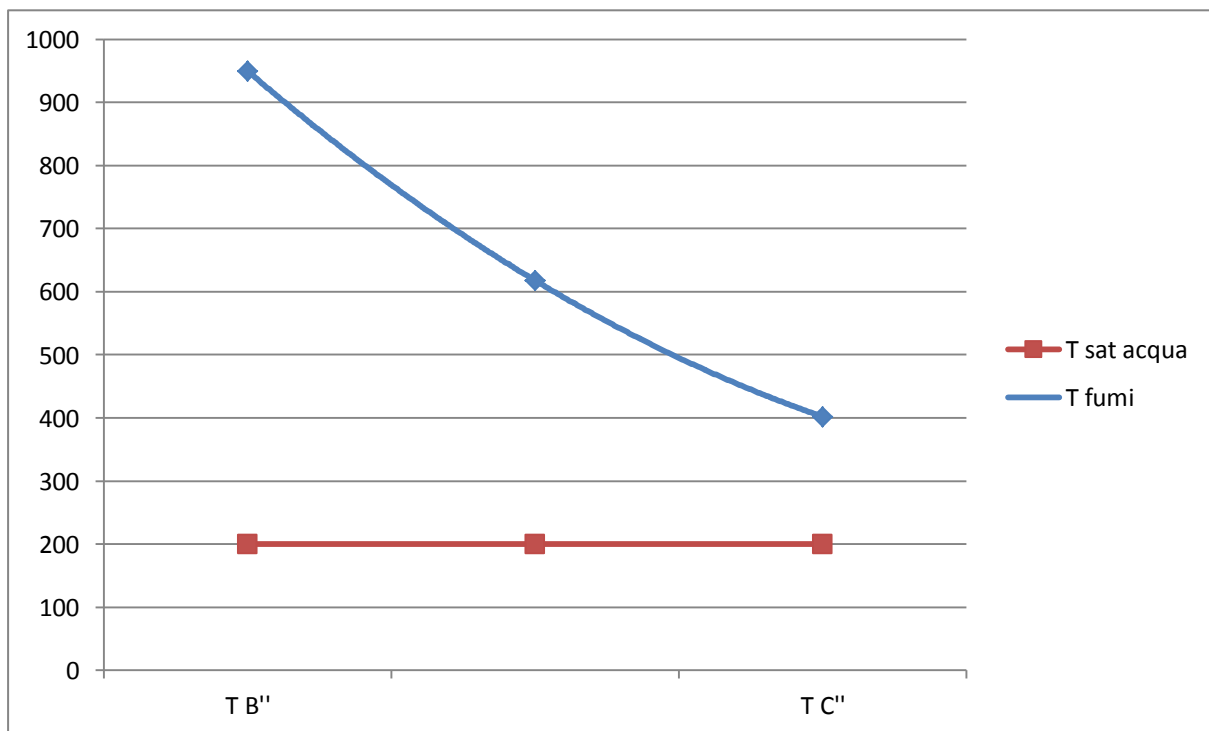


Figura 1.2. Andamento della temperatura nel primo giro tubi. Analogo per il secondo giro tubi.

La temperatura media logaritmica del primo giro tubi è calcolata secondo la formula (1.1), la quale somma la temperatura di saturazione alla temperatura media logaritmica:

$$T_{ml B''-C} = T_{sat} + \frac{(T_{B''}-T_{sat})-(T_C-T_{sat})}{\ln\left(\frac{T_{B''}-T_{sat}}{T_C-T_{sat}}\right)} \quad (1.1)$$

dove $T_{B''}$ è la temperatura all'ingresso del primo giro tubi e T_C è la temperatura in uscita al primo giro tubi. Il calcolo nel secondo giro tubi è analogo.

Tabella 1.4. *Tabella dei profili di temperatura dei fumi all'interno del generatore di vapore.*

T dei fumi	Valore (°C)
T_{AB}	950.0
$T_{ml\ B''-C}$	617.8
$T_{C'}$	402.1
$T_{ml\ C''-D}$	312.2
$T_{D'}$	254.0
T_{sat}	200.0

Questi valori di temperatura sono utili per i calcoli delle proprietà termofisiche dei fumi.

1.5 Proprietà termofisiche dei fumi

La proprietà c_p espressa in kJ/kg·K è stata valutata per ogni composto gassoso, utilizzando la funzione polinomiale $c_p(T)$ a varie temperature (trovata nel *Perry's Chemical Engineers Handbook*, 2008).

Per il calcolo dell'entalpia totale dei fumi si definisce un c_p calcolato come sommatoria delle frazioni massiche (x_i) per il $c_{p,i}$ di ogni specie chimica presente nei fumi:

$$c_p(T) = \sum c_{p,i}(T)x_i \quad (1.2)$$

Con lo stesso procedimento sono poi state calcolate la viscosità dinamica (μ) in (kg/m·s)·10⁻⁵ ed il coefficiente di trasmissione di calore (λ) in W/m·K della miscela. In questo caso la sommatoria è stata fatta considerando le frazioni volumetriche dei componenti (y_i):

$$\mu(T) = \sum \mu_i(T)y_i \quad (1.3)$$

$$\lambda(T) = \sum \lambda_i(T)y_i \quad (1.4)$$

Infine la densità (ρ) in kg/m³ viene valutata tramite la relazione dei gas perfetti:

$$\rho = \frac{P \cdot PM}{R \cdot T} \quad (1.5)$$

dove P è la pressione pari a 1 atm, PM è il peso molecolare medio del fumo pari a 30.37 kg/mol e R è la costante universale dei gas ideali pari a 8.206·10⁻⁵ m³·atm/mol·K. Queste tre grandezze rimangono invariate ad ogni temperatura. Dunque la densità dipende solo dalla temperatura. Tutti i valori trovati vengono riportati in tabella 1.5.

Tabella 1.5. Proprietà termofisiche dei fumi.

Luogo	Temperatura	°C	c_p fumi (kJ/kg·°C)	λ fumi (W/m·°C)	μ fumi (kg/m·s)·10 ⁵	ρ fumi (kg/m ³)
MN	Ambiente	0.0	1.045	0.0218	1.5531	1.2887
NB''	Focolaio	950.0	1.2962	0.0773	4.5307	0.2894
B''C	Tml	617.8	1.2149	0.0587	3.6977	0.3973
CC'		402.1	1.1520	0.0477	3.0654	0.5243
C''D	Tml	312.2	1.1255	0.0429	2.7710	0.6030
DD'		254.0	1.1087	0.0396	2.5685	0.6696
/	T adiabatica	1310.0	1.3515	0.1016	503271	0.2710

Tali proprietà sono necessarie per il calcolo delle perdite di carico lato tubi della caldaia e per la verifica termica.

1.6 Flusso termico ceduto dai fumi

Lo scopo è quello di confrontare i flussi termici; il primo viene calcolato come prodotto della portata dei fumi per il salto entalpico subito (flusso termico ceduto ai fumi), mentre il secondo è valutato come somma di un contributo irraggiante ed uno convettivo, valutati secondo delle modalità che saranno espone in seguito (flusso termico assorbito dall'acqua).

Poiché il flusso termico calcolato come salto entalpico dipende dai dati calcolati finora, per dimostrare l'esattezza di quest'ultimi, si vuole che tale flusso si discosti al massimo del 10% dal flusso calcolato mediante le teorie convettive ed irraggianti dello scambio termico.

Il flusso termico ceduto dai fumi è definito dalla relazione:

$$Q_1 = m_c \cdot c_p \cdot (T_c^i - T_c^u) = m_c \cdot (h_c^i - h_c^u) \quad (1.6)$$

dove m_c è la portata di combustibile in kg/s e le temperature sono relative al fluido caldo rispettivamente in ingresso e in uscita.

I tratti in cui effettivamente avviene lo scambio termico sono il focolaio e la prima camera di inversione (AB''), il primo giro dei tubi di fumo (B''C) e il secondo giro dei tubi di fumo (C''D).

Tale flusso viene calcolato per i tratti elencati come salto entalpico tra la sezione di ingresso e quella di uscita.

La portata dei fumi è un dato fornito da analisi mentre l'entalpia viene calcolata grazie al calore specifico (dipendente dalla temperatura) calcolato in tabella 1.5.

L'entalpia è:

$$h_c = \int_0^T c_p(T) dT \quad (1.7)$$

Poiché si è considerato che la temperatura nel focolaio non vari, il calcolo del flusso termico nella sezione iniziale è stato effettuato in base all'entalpia calcolata con la temperatura adiabatica e nella sezione finale viene calcolata in funzione della temperatura del focolaio (tabella 1.6).

Tabella 1.6. *Calcolo del flusso termico ceduto dai fumi.*

Dato	u.d.m.	AB	B''C	C''D
Portata fumi	kg/s	4.31	4.31	4.31
T_{in}	°C	1310.0	950.0	402.1
T_{out}	°C	950.0	402.1	254.0
H_{in}	kJ/kg	1770.5	1231.4	463.2
H_{out}	kJ/kg	1231.4	463.2	281.6
Q_l	kW	2325.4	3313.8	783.5

Il flusso termico totale è somma dei tre flussi appena calcolati per ogni tratto ed è pari a 6422.7 kW.

1.7 Flusso termico assorbito dall'acqua

Il flusso termico assorbito dall'acqua è composto da più contributi:

$$Q_2 = Q_{cond} + Q_{conv} + Q_{irr} \quad (1.8)$$

dove i tre termini sono rispettivamente conduzione, convezione ed irraggiamento.

Mentre l'irraggiamento viene calcolato a parte, gli altri due sono caratterizzati dalla relazione:

$$Q_{cond} + Q_{conv} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.9)$$

dove A sono le aree di scambio, ΔT_{ml} sono le temperature medie logaritmiche di tabella 1.4 e U è il coefficiente globale di scambio termico riferito all'area interna di scambio espresso in $W/m^2 \cdot K$.

Come prima cosa vengono calcolate le aree di scambio termico (tabella 1.7) dalla relazione:

$$A = d \cdot l \cdot \pi \cdot Ntt \quad (1.10)$$

dove d è il diametro della tubazione espresso in m; l è la lunghezza della tubazione sempre in m; π è una costante che vale 3.141 e Ntt è il numero totale dei tubi.

Tabella 1.7. *Calcolo della aree di scambio termico.*

Schema	diámetro (m)	Lunghezza (m)	n° tubi	Area (m ²)
Focolaio (AB)	1.40	6.63	1	29.15
1° camera (B')	2.32	0.52	1	3.82
1° giro tubi (B"C)	0.0761	6.55	106	165.99
2° giro tubi (C"D)	0.0761	7.31	86	150.38

U , per geometrie cilindriche, è pari a:

$$U = \frac{1}{\frac{d_i}{d_e} \cdot \frac{1}{h_e} + \frac{d_i}{\lambda} \cdot \ln \frac{d_i}{d_e} + \frac{1}{h_i}} \quad (1.11)$$

dove d_i e d_e sono il diametro interno ed esterno dei tubi in m, h_i e h_e sono i coefficienti di scambio convettivo interno ed esterno e λ è la conducibilità termica del metallo.

Poiché lo spessore dei tubi è molto piccolo, ovvero $d_i/d_e \cong 1$ e poiché la conducibilità termica del metallo è elevata e $h_e \gg h_i$, il coefficiente di scambio globale si riduce al solo termine convettivo interno:

$$U \cong h_i$$

In base a quanto sposto, il contributo conduttivo risulta trascurabile rispetto agli altri.

1.7.1 Flusso termico convettivo

Il flusso termico è pari a:

$$Q_{conv} = h_i \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.12)$$

dove h_i , espresso in W/m²·K, è stato ricavato a partire dalla formula:

$$Nu = \frac{h_i \cdot d}{\lambda} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (1.13)$$

con:

$$Re = \frac{v \times d \times \rho}{\mu} \quad (1.14)$$

$$Pr = \frac{\mu \times c_p}{\lambda} \quad (1.15)$$

Re è il numero di Reynolds, Pr è il numero di Prandtl calcolato tramite le grandezze definite prima in tabella 1.5.

Si riportano le grandezze precedentemente discusse (tabella 1.8):

Tabella 1.8. Calcolo del flusso termico convettivo.

Dato	u.d.m.	AB	B''C	C''D
Pr	/	0.760	0.765	0.728
Nu	/	183.69	53.38	77.89
hi	W/m ² K	50.68	41.18	43.87
ΔT_{ml}	°C	750.0	417.8	112.2
Q_{conv}	kW	1253.2	2855.9	740.3

1.7.2 Flusso termico radiativo

Per irraggiamento si intende il trasferimento di energia (calore) tra due corpi a mezzo di onde elettromagnetiche. Lo scambio termico tra *corpi grigi*, corpo la cui emissività è costante su tutto lo spettro elettromagnetico, è così definito:

$$Q_{irr} = \frac{\sigma \cdot (T_a^4 - T_v^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{A_1 \cdot \varepsilon_1} + \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \cdot \varepsilon_2}} \quad (1.16)$$

dove σ è la costante di Boltzmann pari a $5.67 \cdot 10^{-8}$ W/m²·K⁴, T_g è la temperatura dei fumi, T_p è la temperatura di parete (considerata uguale a quella di saturazione dell'acqua), ε_1 e ε_2 sono le emissività dei gas in funzione della temperatura del gas e della temperatura di parete, A_1 e A_2 sono le aree rispettive del tubo interna ed esterna e F_{12} è il fattore di vista della parete da parte dei fumi.

Applicando questa formula al caso specifico di irraggiamento tra la parete interna dei fumi e i fumi stessi, si fanno le seguenti considerazioni: la parete interna viene ricoperta di nero fumo, pertanto la superficie dei tubi e della camera di combustione possono essere considerate *corpi neri*: un oggetto (ideale) che assorbe tutta la radiazione elettromagnetica incidente e quindi né riflette né trasmette alcuna energia. Non riflettendo il corpo nero assorbe tutta l'energia

incidente e re-irradia tutta la quantità di energia assorbita (coefficiente di emissività uguale a quello di assorbività e pari ad uno).

Ciò implica che:

$$\varepsilon_2 = 1 \Rightarrow \frac{1-\varepsilon_2}{A_2 \cdot \varepsilon_2} = 0 \quad (1.17)$$

Inoltre poiché i fumi “vedono” tutta la parete, il fattore di vista $F_{12} = 1$.

L’espressione per il calcolo radiativo si riduce quindi a:

$$Q_{irr} = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.18)$$

Tale formula è valida nel caso in cui entrambi i corpi (gas e parete) siano grigi.

Nel caso in esame bisogna tener conto della presenza dei fumi di gas a struttura molecolare non simmetrica (come CO_2 e H_2O) che partecipano attivamente ai fenomeni di assorbimento ed emissione di calore e quindi non trasparenti alla radiazione termica (come invece O_2 e N_2 in quanto molecole simmetriche).

Contrariamente alle superfici solide, che assorbono ed emettono radiazioni su uno spettro continuo, i gas assorbono energia soltanto in definite bande di lunghezza d’onda associate ai livelli energetici molecolari.

In base a quanto esposto, si conclude che il comportamento di un gas non può essere considerato grigio. Pertanto per il calcolo di ε e di α si è seguita la trattazione di Hottel.

In base alle considerazioni precedenti si ottiene la seguente relazione:

$$Q_{irr} = A \cdot \sigma \cdot (\varepsilon_g(T_g) \cdot T_g^4 - \alpha_g(T_p) \cdot T_p^4) \quad (1.19)$$

dove ε_g è l’emissività del gas in funzione della temperatura del gas stesso e α_g è l’assorbanza del gas in funzione della temperatura di parete.

Questo flusso termico è il bilancio dato da quello emesso dal gas ed assorbito dalla parete (che essendo nera assorbe tutto il flusso) meno la radiazione che proviene dalla parete e viene assorbita dal gas. L’emissività totale si ottiene tramite la formula:

$$\varepsilon_g = C_{c,\text{CO}_2} \cdot \varepsilon_{\text{CO}_2} + C_{c,\text{H}_2\text{O}} \cdot \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\varepsilon \quad (1.20)$$

dove C_c è un fattore correttivo che a pressione atmosferica è pari a 1.

L’emissività dei singoli gas viene determinata dalle curve caratteristiche di Hottel (presenti nel *Perry’s Chemical Engineers Handbook, 2008*) in funzione della temperatura e del prodotto tra pressione parziale e la lunghezza caratteristica Le .

Per il focolaio e per la prima camera di inversione si usa la relazione (1.21) mentre per i tubi si adotta la relazione (1.22):

$$Le = 3.6 \cdot V/A \quad (1.21)$$

$$Le = 0.95 \cdot d \quad (1.22)$$

Nel caso in esame ci si trova ad 1 atmosfera perché si considerano trascurabili le variazioni di pressione dunque $C_c = 1$.

$\Delta\varepsilon$ è un fattore di correzione emissivo e si calcola tramite grafico o tabella in funzione della pressione parziale del gas studiato e della lunghezza caratteristica Le . Tale fattore ha valore nullo nei tratti B''C e C''D.

Il coefficiente di assorbanza si calcola in modo analogo:

$$\alpha_g = C_{c,CO_2} \cdot \alpha_{CO_2} + C_{c,H_2O} \cdot \alpha_{H_2O} - \Delta\alpha \quad (1.24)$$

Per il calcolo dell'assorbanza dei singoli gas si utilizzano le seguenti espressioni empiriche:

$$\alpha_{CO_2} = C_{c,CO_2} \cdot \varepsilon'_{CO_2} \cdot (T_g/T_p)^{0.65} \quad (1.25)$$

$$\alpha_{H_2O} = C_{c,H_2O} \cdot \varepsilon'_{H_2O} \cdot (T_g/T_p)^{0.45} \quad (1.26)$$

dove ε' è l'emissività dei gas valutata dalle curve caratteristiche di Hottel usate in precedenza per il calcolo di ε .

$\Delta\alpha$ è stato calcolato dallo stesso grafico di $\Delta\varepsilon$ inserendo però la temperatura di parete.

In tabella 1.9 vengono riportati tutti i calcoli e i valori presi dalla letteratura relativi allo scambio di calore per irraggiamento, divisi per tratti all'interno della caldaia.

Tabella 1.9. Calcolo del flusso termico radiativo.

Dato	u.d.m.	AB	B''C	C''D
Diametro	m	1.4	0.0761	0.0761
Leq	m	1.3559	0.0723	0.0723
Tfumi	K	1223.2	891.0	585.4
Tparete	K	473.2	473.2	473.2
P H ₂ O	atm	0.099	0.099	0.099
P H ₂ O·Leq	atm·m	0.1353	0.0072	0.0072
C H ₂ O	/	1	1	1
ε H ₂ O	/	0.102	0.075	0.043
P CO ₂	atm	0.117	0.117	0.117
P CO ₂ ·Leq	atm·m	0.1598	0.0085	0.0085
C CO ₂	/	1	1	1
ε CO ₂	/	0.072	0.051	0.038
(P H ₂ O+P CO ₂)·Leq	atm·m	0.2951	0.0157	0.0157
P H ₂ O/(P H ₂ O+P CO ₂)	/	0.459	0.459	0.459
Δε	/	0.025	0	0
ε gas	/	0.249	0.126	0.081
Tparete/Tfumi	/	0.387	0.531	0.808
P H ₂ O·Leq·(Tp/Tf)	atm·m·K	0.0524	0.0038	0.0058
ε' H ₂ O	/	0.088	0.039	0.029
a H ₂ O	/	0.135	0.052	0.032
P CO ₂ ·Leq·(Tp/Tf)	/	0.0618	0.0045	0.0069
ε' CO ₂	/	0.049	0.043	0.026
a CO ₂	/	0.091	0.065	0.030
Δa	/	0.0034	0	0
a gas	/	0.329	0.117	0.062
Q _{irr}	kW	1011.1	692.2	54.7
Q _{irr}	kW	1758.0		

1.8 Verifica dei flussi termici

Il flusso termico dato dalla somma di quello convettivo e radiativo risulta (tabella 1.10):

Tabella 1.10. Calcolo del flusso termico assorbito dall'acqua per tratti.

Dato	AB	B''C	C''D
Q ₂ (kW)	2264.3	3548.1	795.0

Il calore totale dato dalla somma dei tre calori risulta 6607.4 kW

Come già esposto, lo scopo di questa parte del lavoro era quello di verificare che:

$$Q_1 - Q_2 / Q_1 \times 100 \leq 10\% \quad (1.27)$$

Tale verifica è stata eseguita per ogni singolo tratto (tabella 1.11) e sul totale dei flussi termici.

Tabella 1.11. *Calcolo della verifica termica per tratti.*

Dato	AB	B''C	C''D
per tratti (%)	2.63	7.07	1.46

La verifica termica totale risulta 2.88 %. L'errore percentuale è piccolo dunque si può affermare che il calcolo delle proprietà termofisiche dei fumi è preciso e accurato.

Parte II

Calcolo del rendimento termico e delle perdite di carico

Nell'utilizzazione di ogni forma di energia o nella trasformazione di un tipo di energia in un altro, parte dell'energia disponibile viene sempre persa.

Si definisce *rendimento* il rapporto tra l'*energia utilizzata* e l'*energia spesa*.

La conoscenza del rendimento è molto importante in quanto costituisce un valore di merito che consente di fare dei confronti. Nel caso specifico, si valuta questo parametro per confrontare la nuova con la vecchia caldaia di stabilimento.

La seconda parte ha come scopo principale quello di valutare la *prevalenza* necessaria al ventilatore affinché il generatore di vapore risulti pressurizzato.

2.1 Nozioni di base sul calcolo del rendimento

Nel caso della combustione, non tutto il calore speso può essere utilizzato ma una parte va inevitabilmente persa. Si potrà quindi scrivere:

$$Q_s = Q_u + Q_p \quad (2.1)$$

dove Q_s è il *calore speso*, Q_u è il *calore utilizzato* e Q_p è il *calore perso*. Tutti e tre i calori vengono espressi in kW.

L'espressione del rendimento termico percentuale (η), definito come rapporto fra il calore utilizzato ed il calore speso, sarà quindi:

$$\eta = Q_u / Q_s \cdot 100 \quad (2.2)$$

Si introduce ora la definizione dei termini comparsi nella (2.1).

Il calore speso è dato dall'energia fornita dalla combustione del combustibile:

$$Q_s = m_c \cdot LHV \quad (2.3)$$

dove m_c è la portata di combustibile in kg/s e LHV è il potere calorifico inferiore espresso in kJ/kg.

Il calore utilizzato è l'energia assorbita dall'acqua per scaldarsi e trasformarsi in vapore saturo:

$$Q_u = Q_v - Q_a \quad (2.4)$$

dove Q_v è il calore uscente con il vapore prodotto mentre Q_a è il calore in entrata con l'acqua di alimento. Entrambi i valori sono espressi in kW e sono così calcolati:

$$Q_v = m_v \cdot h_v \quad (2.5)$$

dove m_v è la portata di vapore in kg/s e h_v è l'entalpia in kJ/kg letta, in base alla temperatura e alla pressione del vapore, nel diagramma di Mollier (presente su *Perry's Chemical Engineers Handbook, 2008*). Infine si ha:

$$Q_a = m_a \cdot c_{p,a} \cdot T_a \quad (2.6)$$

dove m_a è la portata d'acqua in kg/s, $c_{p,a}$ è il calore specifico che per l'acqua vale 4.186 kJ/kg·K e T_a è la temperatura dell'acqua in ingresso nella caldaia.

2.2 Calcolo del rendimento termico

Tutti i valori calcolati per entrambe le caldaie vengono riportati in tabella 2.1

Tabella 2.1. *Dati caldaia nuova e vecchia.*

Dati	Nuova	Vecchia
Portata metano (m ³ /s)	0.319	0.333
P metano (bar)	0.52	0.52
T metano (°C)	22	22
Potere cal inf (kcal/m ³)	8500	8500
Portata aria (m ³ /s)	3.194	3.333
Portata acqua (kg/s)	4.028	4.167
P acqua (bar)	20	20
T acqua (°C)	106	106
Portata vapore (kg/s)	4.444	4.583
P vapore (bar)	15	15.5
T vapore (°C)	200	200
Entalpia vap (kcal/kg)	667	667
Portata fumi (m ³ /s)	3.514	3.667
T uscita fumi (°C)	170	180
CO2 nei fumi (%)	8	10

Ora, dopo aver ricavato tali dati dai misuratori in continuo con le caldaie in funzione, si procede con i calcoli sopra esposti per confrontare i due rendimenti termici e valutare quale sia la caldaia migliore (tabella 2.2).

Tabella 2.2. Calori e rendimento nuova e vecchia caldaia.

Nome	Nuova (MW)	Vecchia (MW)
Q combustione	11.37	11.86
Q acqua alimento	1.79	1.85
Q vapore uscita	12.41	12.80
Q uscita fumi (perso)	0.35	0.42
Q irraggiamento (perso)	0.40	0.49
Rendimento termico (%)	93.45	92.31

Come si può notare la differenza tra i due rendimenti è di circa un punto percentuale. Tale differenza è data esclusivamente dal fatto che la temperatura in uscita dall'economizzatore nella nuova caldaia è di 10 °C inferiore rispetto a quella della vecchia. Questo perché tutti gli altri dati si discostano di poco tra loro e non influenzano sensibilmente le differenze tra i due generatori. Dunque il rendimento più elevato è conseguenza dell'economizzatore più efficiente.

2.3 Calcolo delle perdite di carico

La prevalenza del ventilatore deve quindi essere pari alla somma delle perdite di carico presenti nel circuito, così da annullarle e permettere ai fumi di uscire dal camino altrimenti ci sarebbe un ritorno da parte dei fumi che andrebbe ad intasare l'aspirazione manomettendo la potenza della fiamma.

Per far ciò vengono calcolate le velocità dei fumi, le perdite di carico e infine viene trovato il valore della prevalenza del ventilatore confrontandola con quello installato.

Le perdite di carico vengono valutate in funzione della variazione di temperatura dei fumi lungo il loro percorso. Ciò determina una variazione di densità di cui si tiene conto nell'ultimo termine riportato nell'equazione di Bernoulli generalizzata:

$$l_t + l_{att} + \Delta e_c + \Delta e_p + \int VdP = 0 \quad (2.7)$$

dove l_t è il lavoro tecnico fornito dal ventilatore, l_{att} è il valore dell'energia persa a causa delle perdite di carico, Δe_c è la variazione di energia cinetica, Δe_p è la variazione di energia

potenziale (viene considerata pari a 0 perché le variazioni di quota sono minime) e $\int VdP$ rappresenta il lavoro di pressione. L'unità di misura dei vari lavori è espressa in m^2/s^2 .

A seconda delle condizioni che si verificano nei tratti ci sono perdite distribuite o concentrate (tabella 2.3):

Tabella 2.3. Presenza (si) o meno (no) di perdite di carico per ogni tratto.

Tratti	Concentrate	Distribuite
MM'	si (imbocco)	no
M'N	no	no
NA	no	no
AB	no	si
BB'	si (sbocco)	no
B'B''	si (imbocco)	no
B''C	no	si
CC'	si (sbocco)	no
C'C''	si (imbocco)	no
C''D	no	si
DD'	si (sbocco)	no

Per quanto riguarda le perdite concentrate, esse sono relative a zone di imbocco e sbocco. In tali zone viene considerata trascurabile la velocità minore, registrata nella sezione massima, rispetto alla velocità maggiore, registrata nella sezione minima.

Negli sbocchi si verifica che tutta l'energia cinetica viene trasformata in attrito dunque il fattore d'attrito (ξ') è pari a 1. Negli imbocchi, invece, tale termine è pari a 0.5 (come indicato nel testo *Perry's Chemical Engineers Handbook, 2008*). La relazione che consente di ricavare il lavoro di attrito dato dalle perdite concentrate è:

$$l_{att} = 1/2 \cdot \xi' \cdot v^2 \quad (2.8)$$

dove ξ' è il fattore d'attrito e v è la velocità del fumo in m/s tra quelle calcolate prima.

Per quanto riguarda le perdite distribuite, esse sono date dalla relazione:

$$l_{att} = 1/2 \cdot \xi \cdot v^2 \cdot l/d \quad (2.9)$$

dove l è la lunghezza in m del tratto studiato, d è il diametro in m del tubo, v è la velocità del fumo in m/s tra quelle precedentemente calcolate in relazione alla temperatura media logaritmica e ξ è il fattore d'attrito trovato tramite il diagramma di Moody (presente in R. Sinnott e G. Towler, 2009).

Per leggere il fattore d'attrito dal diagramma di Moody si deve disporre della rugosità del tubo (ϵ) pari a 0.0547 mm fornita dalla casa costruttrice e del numero di Re .

Vengono riportate le perdite di carico in tabella 2.4.

Tabella 2.4. *Calcolo delle perdite di carico distribuite e concentrate.*

Tratti	Nome	ϵ'	Perdite conc	Re	ϵ	Perdite distr
MM'	imbocco	0,5	1.084	0	0	0
M'N	ventilatore	0	0	0	0	0
NA	inizio combustione	0	0	0	0	0
AB	focolaio	0	0	86591	0.022	4.9
BB'	sbocco	1	46.875	0	0	0
B'B''	imbocco	0,5	238.933	0	0	0
B''C	1° giro tubi	0	0	18414	0.028	611.1
CC'	sbocco	1	145.638	0	0	0
C'C''	imbocco	0,5	110.626	0	0	0
C''D	2° giro tubi	0	0	30287	0.026	417.9
DD'	sbocco	1	135.609	0	0	0

La variazione di velocità all'interno del generatore si registra solo nel caso in cui vi sia una variazione di densità, questo perché l'unico termine variabile, è la sezione dei tubi in ogni tratto. Il calcolo delle velocità è riportato in tabella 2.5.

Tabella 2.5. *Calcolo delle sezioni di passaggio e delle velocità.*

Quota	Diametro (m)	Sezione (m ²)	Densità (kg/m ³)	Portata (kg/m ³)	Velocità (m/s)
M'	1.4	1.539	1.2887	4.13	2.08
N	1.4	1.539	1.2887	4.3	2.17
AB	1.4	1.539	0.2894	4.3	9.68
B''	0.0761	0.482	0.2894	4.3	30.91
B''C	0.0761	0.482	0.3973	4.3	22.52
C	0.0761	0.482	0.5243	4.3	17.07
C''	0.0761	0.482	0.5243	4.3	21.04
C''D	0.0761	0.482	0.6030	4.3	18.29
D	0.0761	0.482	0.6696	4.3	16.47

La variazione di energia cinetica (tabella 2.6) in ogni tratto è funzione solo delle velocità registrate nelle sezioni iniziale e finale

$$\Delta e_c = 1/2 (v_1^2 - v_2^2) \quad (2.10)$$

dove v_1 e v_2 sono le velocità in m/s nella sezione rispettivamente iniziale e finale.

Tabella 2.6. *Calcolo della variazione di energia cinetica.*

Tratti	Nome	E cinetica (m ² /s ²)
MM'	imbocco	2.2
M'N	ventilatore	0
NA	inizio combustione	44.5
AB	focolaio	0
BB'	Sbocco	- 46.9
B'B''	imbocco	477.9
B''C	1° giro tubi	- 332.2
CC'	Sbocco	- 145.6

2.4 Calcolo della prevalenza del ventilatore

Nel tratto NA in cui si ha l'innesco della combustione si verifica una variazione brusca della temperatura; ciò determina una variazione di densità, cioè una diminuzione di pressione, e quindi un incremento di energia cinetica. Per ogni tratto è quindi possibile calcolare il termine:

$$\int V dP \cong \Delta P / \rho \quad (2.11)$$

Valutando, se presenti, le variazioni di energia cinetica ed il contributo del lavoro di attrito, per ogni tratto, pertanto, si avrà:

$$\rho_{tratto} \cdot \int V dP = \sum \Delta P_{tratto} = \Delta P_{tot} = 0 \quad (2.12)$$

$\Delta P_{tot} = 0$ perché la pressione dei fumi in uscita dal generatore deve essere pari a quella atmosferica, e la pressione dell'aria in ingresso al ventilatore è ancora quella atmosferica. Quindi si ha che la somma di tutti i singoli termini di pressione nei vari tratti corrisponde alla prevalenza del ventilatore. Dividendo tale valore per la densità dell'aria esterna, si ottiene il

lavoro tecnico (tabella 2.7) incognito:

$$l_t = \Delta P_{ventilatore} / \rho_{aria} \quad (2.13)$$

dove la densità normale dell'aria è pari a 1.275 kg/m³

Tabella 2.7. Calcolo del lavoro tecnico del ventilatore in base al calcolo di \sqrt{VdP} e ΔP .

Tratti	Nome	\sqrt{VdP} (m ² /s ²)	ΔP (Pa)
MM'	Imbocco	- 3.3	- 4.2
M'N	ventilatore	534.9	<u>689.3</u>
NA	inizio combustione	- 44.5	- 33.3
AB	focolaio	- 4.9	- 1.4
BB'	sbocco	0	0
B'B''	imbocco	- 716.8	- 207.5
B''C	1° giro tubi	- 278.8	- 110.8
CC'	sbocco	0	0
C'C''	imbocco	- 331.9	-131.9
C''D	2° giro tubi	- 332.2	-200.3
DD'	sbocco	0	0

La prevalenza che il ventilatore deve fornire è 689.3 Pa.

Infine la potenza del ventilatore è così definita:

$$P_{ventilatore} = \Delta P_{ventilatore} / \rho_{aria} \times m_B \quad (2.14)$$

dove m_B è la portata d'aria in ingresso in kg/s. La potenza del ventilatore è pari a 2.202 W.

Il ventilatore installato nella caldaia è prodotto dalla Cuenod modello C 1400.1 e ha una potenza massima pari a 4 500 W. Il ventilatore può dunque sviluppare una potenza doppia rispetto a quella richiesta perché quando si fa partire l'impianto c'è una maggiore richiesta di vapore. Inoltre bisogna tenere presente che un macchinario non lavora mai al massimo delle proprie potenzialità, altrimenti verrebbe compromesso il suo tempo di durata e andrebbe aggiustato o sostituito prima del tempo previsto. Dopo tali considerazioni si può affermare che il ventilatore installato si adatta alle esigenze della nuova caldaia.

Conclusioni

Il problema affrontato nella Tesi è stato verificare il dimensionamento di una nuova caldaia, installata presso Cereal Docks Marghera S.r.l., e assicurarsi che quest'ultima assolva pienamente le funzioni di quella vecchia.

All'inizio del lavoro sono state raccolte tutte le informazioni e i dati relativi alla vecchia caldaia e sono state valutate le caratteristiche di quest'ultima. Successivamente sono state raccolte le caratteristiche e i dati del nuovo generatore funzionante con il principio opposto rispetto a quello già presente (tubi di fumo e non più tubi d'acqua), eseguendo una verifica termica necessaria per confrontare i risultati ottenuti e i dati sperimentali rilevati in impianto. L'errore nella verifica termica è basso e accettabile visto che i dati calcolati sono buona approssimazione della realtà: è stata rispettata la soglia limite di errore del 10% che era stata imposta.

Successivamente si è visto che per quanto riguarda il rendimento ci sono delle differenze molto piccole. Si è poi voluto verificare l'adeguatezza del ventilatore. Ciò è stato fatto leggendo parte dei dati sui misuratori e altri sono stati resi disponibili dall'azienda costruttrice della nuova caldaia. I rimanenti dati sono stati calcolati grazie a grafici e tabelle nella letteratura tecnica. Per quanto riguarda questa parte si può dire che i calcoli confermano la scelta del costruttore e che il bruciatore installato è ben dimensionato.

I limiti allo studio condotto, anche se non molto significativi, sono rappresentati dai dati di input in quanto essi provengono da strumenti di misura non molto sensibili e accurati, affetti da parecchio rumore. Per ridurre tali errori sono stati riportati dei valori che risultano essere la media aritmetica tra varie letture fatte.

Uno sviluppo utile da fare in futuro potrebbe essere rivolto ad incrementare il rendimento della caldaia: installando uno scambiatore di calore dopo l'economizzatore si potrebbero recuperare ulteriori gradi utili a preriscaldare l'aria in ingresso in caldaia. I fumi, ora, escono a 170 °C, mentre il limite tecnico è attorno ai 110 °C, quando si ha la formazione di acido carbonico per condensazione (cosa che può recare problemi di corrosione al camino dei fumi).

Riferimenti bibliografici

D.V. Green e R.H. Perry (2008), *Perry's Chemical Engineers Handbook* (8th edition), McGraw-Hill, (U.S.A.)

R. Sinnott e G. Towler (2009). *Chemical Engineering Design* (5th edition), Butterworth-Heinemann, Oxford (U.K.)

P. Andreini e F. Pierini (2006). *La conduzione dei generatori di vapore*, (6th edizione), Hoepli (Italia)