



LE CALDAIE A CONDENSAZIONE

DI LAURENT SOCIAL

Relazione presentata al convegno ANTA "Impianto di riscaldamento mediante combustione a condensazione" in occasione della "Termoidraulica Clima - Fiera di Bari" il 20.11.2004.

PREMESSA

Sembra che, per migliorare le prestazioni di un impianto, basti buttare via la vecchia caldaia e sostituirla con una nuova a condensazione per ottenere un aumento del rendimento da 20 a 30 punti.

L'entusiasmo che accompagna ogni innovazione ha fatto forse dimenticare alcuni "dettagli" non irrilevanti. Per esempio, che le caldaie a condensazione non sono caldaie capaci di "provocare" la condensazione del vapore d'acqua contenuto nei fumi di combustione, ma solo caldaie che possono subirla senza danni e sfruttarla utilmente.

Oppure che per mettere la caldaia in condizione di condensare, occorre che l'impianto sia progettato e condotto in maniera adeguata.

Vediamo di capire cosa provoca la condensazione e quali sono le condizioni per sfruttare nel migliore dei modi questa recente tecnologia.

1. CHE COS'È UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE

Per sfruttare il calore liberato nella reazione chimica di combustione del metano con l'ossigeno, occorre estrarlo dai prodotti della combustione e trasferirlo all'acqua dell'impianto, occorre cioè raffreddare i fumi a favore del fluido termovettore. La temperatura dei fumi all'uscita della caldaia ci dice quanto calore è rimasto ancora nei fumi (calore che andrà perso). Finché la temperatura dei fumi rimane sopra il "punto di rugiada", raffreddandoli, si recupera il solo "calore sensibi-

le". In queste condizioni vale una semplice regola approssimata: ogni 20 °C tolti ai fumi corrisponde a circa 1% di rendimento di combustione guadagnato.

Qualora la temperatura scenda invece sotto il "punto di rugiada" (circa 56 °C per i fumi di una "normale" combustione di metano), una parte del vapor d'acqua contenuto nei fumi comincia a condensare, liberando l'ulteriore "calore latente" corrispondente, pari a circa 570 kcal per ogni kg di condensa prodotta.

Non poter raffreddare i fumi al di sotto del punto di rugiada era considerato, fino ad alcuni anni or sono, un limite tecnico non superabile, sia per la caldaia sia per il camino, in quanto la formazione di condensa avrebbe provocato la corrosione e la distruzione della caldaia e/o del camino.

Quante volte i giovani tecnici, alla prima accensione d'una caldaia fredda (ad impianto pure freddo) hanno telefonato preoccupati dicendo "la caldaia è bucata"? E quante volte, dopo aver sostituito un generatore di calore a gasolio con uno più moderno a gas, si è distrutto il camino in muratura e lo si è dovuto intubare (dopo)?

Non per nulla le caldaie venivano quasi tutte dotate di una pompa... anticondensa!

Per lo stesso motivo le prestazioni dei generatori sono sempre state riferite al potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato, anziché a quello superiore, come invece vorrebbero i sacri testi di chimica-fisica: si riconosceva allora che, tecnicamente, non era utilizzabile il calore latente di condensa-

zione del vapore d'acqua prodotto.

Oggi questo limite è decisamente superato. L'uso di nuovi materiali, resistenti alla corrosione, come acciai inossidabili speciali, leghe di alluminio, fusioni in ghisa speciale e persino alcuni materiali plastici (per i condotti di scarico fumi), consentono di spingere il raffreddamento dei fumi al di sotto del punto di rugiada già in caldaia.

La posta in palio è interessante. Abbassare da 120 °C a 20 °C la temperatura di scarico dei fumi consentirebbe di recuperare 5 punti di rendimento per calore sensibile e quasi 9 punti per calore latente, cioè in totale ben 14 punti di rendimento di combustione. Ciò non avviene però in maniera automatica per semplice installazione di una caldaia a condensazione ma richiede la progettazione, realizzazione e gestione di un sistema impianto in modo tale da rendere massima la quantità di condensa prodotta all'interno del generatore per tutta la durata della stagione di riscaldamento e, se possibile, anche per la produzione di acqua calda sanitaria estiva.

Nelle pagine che seguono si evidenziano le caratteristiche costruttive ed i parametri che consentono al generatore di sfruttare al massimo la condensazione, accedendo al potere calorifico superiore del combustibile utilizzato.

2. LA CONDENSAZIONE NEI GENERATORI DI CALORE

Nella figura n. 1 è riportata, in rosso, la curva di equilibrio dell'acqua con il suo vapore, espressa come percentuale massima (in volume) di vapore acqueo

in una miscela gassosa a pressione atmosferica.

La tabella n. 1 riporta invece la composizione teorica dei fumi di un bruciatore di metano per quattro diversi valori del rapporto aria/combustibile.

Nella tabella n. 1, la composizione è riferita ai fumi totali mentre l'O₂ di riferimento (nell'intestazione delle colonne) è relativo ai fumi secchi, così come misurato dagli strumenti di analisi della combustione.

Dalla tabella n. 1, si vede che, ad ogni taratura del bruciatore, corrisponde una diversa concentrazione percentuale di vapore acqueo nei fumi. Nota la percentuale di acqua, è immediatamente ricavabile la temperatura di equilibrio, nota come "punto di rugiada", al di sotto della quale inizia la condensazione perché il contenuto di vapore d'acqua sarebbe eccessivo.

Se regoliamo un bruciatore con il 3% di ossigeno nei fumi secchi, il tenore di vapore acqueo è del 16,5%. Finché la temperatura di questi fumi rimane al di sopra di 56 °C, il vapore d'acqua non condensa. Se in qualche punto del successivo percorso dal focolare allo sbocco dal camino, la temperatura dei fumi scende sotto i 56 °C, una parte di questo vapore d'acqua condensa.

Ciò accade per esempio se la caldaia è fredda, se il camino è freddo (soprattutto se di muratura ed in avviamento), se i fumi usciti dal camino impattano contro una superficie fredda prima di diluirsi nell'ambiente.

In figura n. 1, le righe orizzontali sovrapposte alla curva di equilibrio corrispondono a diverse concentrazioni di vapore acqueo dei fumi, in funzione dell'eccesso d'aria. Vi è una riga per ognuno dei tenori di ossigeno considerati (riferiti ai fumi secchi). È evidente che un elevato eccesso d'aria riduce la temperatura di rugiada, quindi riduce la quantità di vapore acqueo che può condensare ad una determinata temperatura di scarico dei fumi.

Quando la temperatura dei fumi con 3% di O₂ (seconda riga del grafico) scende sotto i 56 °C, temperatura alla quale si interseca la curva di equilibrio, un po' di umidità deve condensare in modo che l'umidità residua nei fumi di combustione sia quella massima consentita, cioè quella di equilibrio alla temperatura considerata.

Ciò significa che, se si continua a raffreddare i fumi, il punto rappresentativo dello stato dei fumi deve seguire, da 56 °C in giù, la curva di equilibrio, così come indicato nella figura n. 2.

Le frecce verdi rappresentano cosa accade ai fumi di un generatore di calore, tarato al 3% di O₂, che vengano scaricati alla temperatura di 40 °C.

Finché la temperatura dei fumi è superiore a 56 °C, essi si raffreddano cedendo il solo calore sensibile. Il loro tenore di vapore acqueo rimane fisso al 17% circa (prime due frecce orizzontali a destra). Raggiunti i 56 °C ha inizio la condensazione di parte del vapore d'acqua contenuto nei fumi.

A mano a mano che la temperatura scende sotto i 56 °C, una parte del vapore acqueo deve condensare, in

modo che il tenore di vapore acqueo nei fumi rimanga uguale al massimo ammissibile, rappresentato dalla curva di equilibrio. A 50 °C, il contenuto di vapore acqueo si riduce al 12%, a 45 °C è del 9%, fino ad arrivare al 7,5% a 40 °C, allo scarico dalla caldaia.

Naturalmente ogni ulteriore raffreddamento nel condotto di scarico fumi provocherà ulteriore condensazione di acqua (sempre percorrendo la

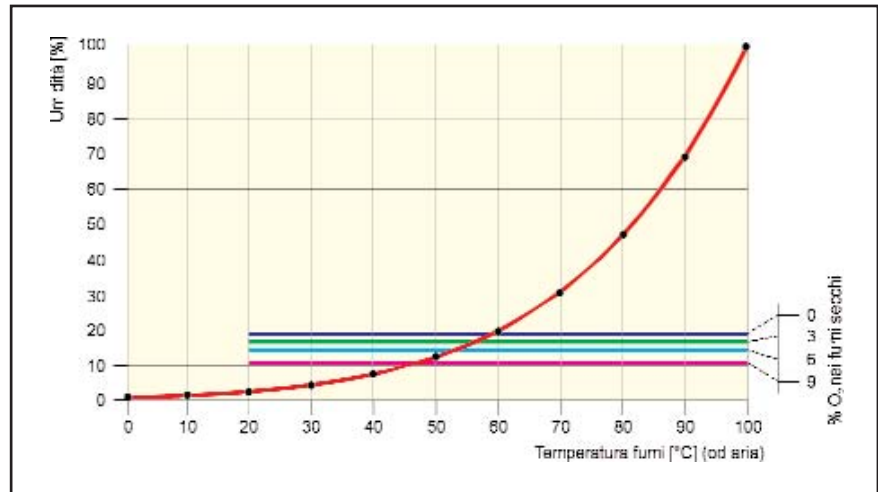


Fig. n. 1: Contenuto massimo di vapore acqueo dei fumi in funzione della temperatura e variazione della temperatura di condensazione in funzione dell'eccesso d'aria (% O₂ nei fumi secchi).

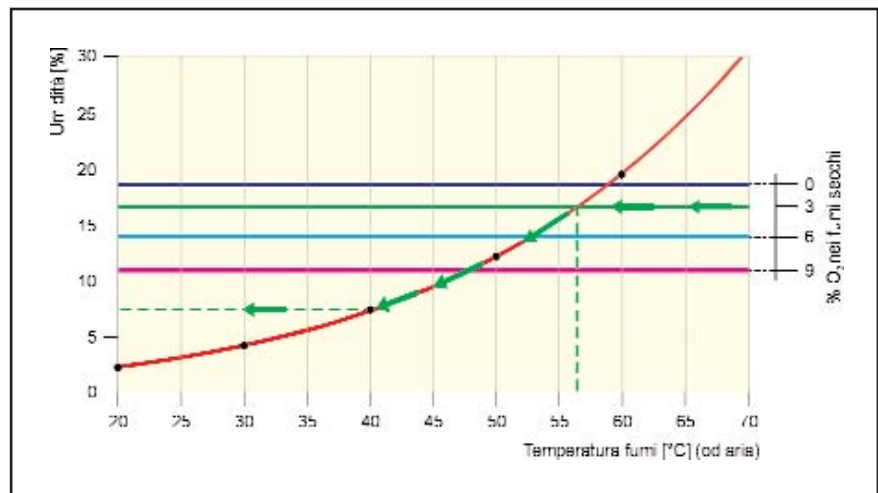


Fig. n. 2: Formazione di condensa: rappresentazione della condensazione dei fumi.

Tabella n. 1: Composizione dei fumi totali di combustione del metano e punto di rugiada

	O ₂ = 0% f.s. Combustione stechiometrica	O ₂ = 3% f.s. Combustione ben condotta	O ₂ = 6% f.s. Combustione accettabile	O ₂ = 9% f.s. Combustione in forte eccesso d'aria
CO ₂ (%)	9,46	8,21	6,93	5,62
H ₂ O (%)	18,92	16,43	13,87	11,23
O ₂ (%)	0,00	2,75	5,58	8,49
N ₂ (%)	71,62	72,60	73,62	74,66
Punto rugiada (°C)	59,2	56,2	52,6	48,1

curva di equilibrio in figura) ma ciò non avrà più alcun effetto utile sul rendimento, poiché avviene fuori dalla caldaia, troppo tardi perché il calore liberato possa venir trasferito all'acqua dell'impianto.

Risulta evidente, dal grafico in figura n. 2, che non tutto il vapore acqueo condensa. La quantità di vapore acqueo che effettivamente condensa dipende da due fattori:

- l'eccesso d'aria di combustione: aumentando l'eccesso d'aria si riduce la concentrazione di vapor d'acqua nei fumi, quindi la quantità di vapore condensabile per una data temperatura di scarico dei fumi (si abbassa il punto di rugiada);
- temperatura finale di scarico dei fumi dal generatore: riducendo la temperatura di scarico dei fumi si aumenta la condensazione.

Effettuando ripetutamente i calcoli illustrati dettagliatamente nel seguito (paragrafo 3.2), si possono costruire i grafici delle figure da 3 a 6, che illustrano l'efficacia della condensazione in funzione dell'eccesso d'aria e della temperatura di scarico dei gas di combustione.

Il grafico in figura n. 3 consente, una volta noti il tenore di ossigeno e la temperatura finale di scarico dei fumi, di determinare la quantità di condensa che si forma effettivamente rispetto a quella massima teorica (circa 1,6 kg per ogni Nm³ di metano).

Riprendendo l'esempio precedente, partendo dalla temperatura di scarico dei fumi di 40 °C, si sale in verticale fino ad incontrare la curva relativa al 3% di O₂.

Dal punto di incrocio, in orizzontale si legge il cosiddetto "fattore di condensazione", che ci dice quale è la quota parte del vapore acqueo presente nei fumi che effettivamente condensa.

Nell'esempio si legge il valore 0,68. Ciò significa che nelle condizioni ipotizzate, solo il 68% del vapore d'acqua presente nei fumi condensa, cioè si produce solo:

$$0,68 \cdot 1,6 \text{ kg/Nm}^3_{\text{CH}_4} = 1,088 \text{ kg/Nm}^3_{\text{CH}_4}$$

(kg di condensa per Nm³ di metano bruciato).

Il grafico in figura n. 4 (ottenuto da quello in figura n. 3 semplicemente cambiando la scala delle ordinate) consente di calcolare facilmente la produzione di condensa di un generatore di calore alimentato con metano.

Supponiamo che la potenza regolata al focolare sia di 30 kW, corrispondenti a 3 Nm³/h di metano (ricordiamo che nel caso del metano la combustione di 1 Nm³/h sviluppa la potenza termica di 10 kW nel focolare).

Riprendendo ancora una volta l'esempio precedente, partendo dalla tem-

peratura di scarico dei fumi di 40 °C, si sale in verticale fino ad incontrare la curva relativa al 3% di O₂. Dal punto di incrocio, in orizzontale si legge la produzione specifica di condensa, che ci dice quanta è la condensa prodotta per ogni Nm³ di metano bruciato. Nell'esempio si legge il valore 1,1. Ciò significa che, nelle condizioni ipotizzate, la produzione di condensa nel generatore è pari a 1,1 kg/Nm³ · 3 Nm³/h = 3,3 kg/h, a fiamma accesa.

3. IL RENDIMENTO DI UNA CALDAIA A CONDENSAZIONE

3.1 Aumento del rendimento di combustione per recupero di calore latente di condensazione

Una prima considerazione, che discende dalla teoria che abbiamo sviluppato al punto precedente, è che la condensazione non è un fenomeno che c'è o non c'è, ma qualcosa di progressivo: più si raffreddano i fumi, più acqua condensa, maggiore è il rendimento.

La caldaia sarà quindi tanto più efficiente quanto più bassa è la temperatura finale alla quale riesce a raffreddare i fumi.

Il grafico riportato in figura n. 5 (vedi pagina seguente) (ottenuto, come al solito, cambiando opportunamente la scala delle ordinate del grafico in figura n. 3) consente, nota la temperatura di scarico dei fumi ed il loro tenore di ossigeno, di calcolare con semplicità l'aumento di rendimento per il recupero di calore latente di condensazione.

Con il solito procedimento e con i dati già utilizzati (temperatura scarico fumi 40 °C e tenore O₂ fumi 3%) si legge sulla scala di sinistra un aumento di rendimento del 7,5%.

Ciò consente di correggere l'indicazione degli strumenti di analisi fumi tradizionali, che non tengono conto nei loro conteggi del calore latente di condensazione, ma solo del calore sensibile di raffreddamento dei fumi, utilizzando le formule riportate nella

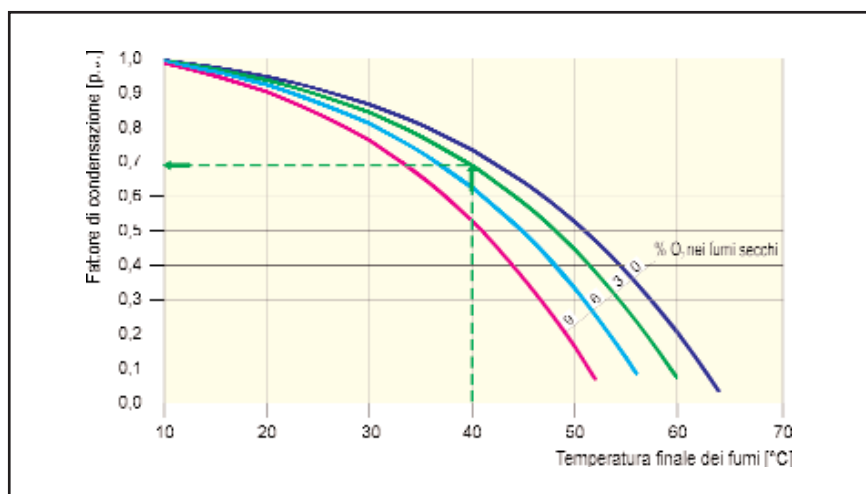


Fig. n. 3: Fattore di condensazione in funzione della temperatura dei fumi e dell'eccesso d'aria (combustione di metano, con aria comburente a 10 °C, avente umidità relativa 80%).

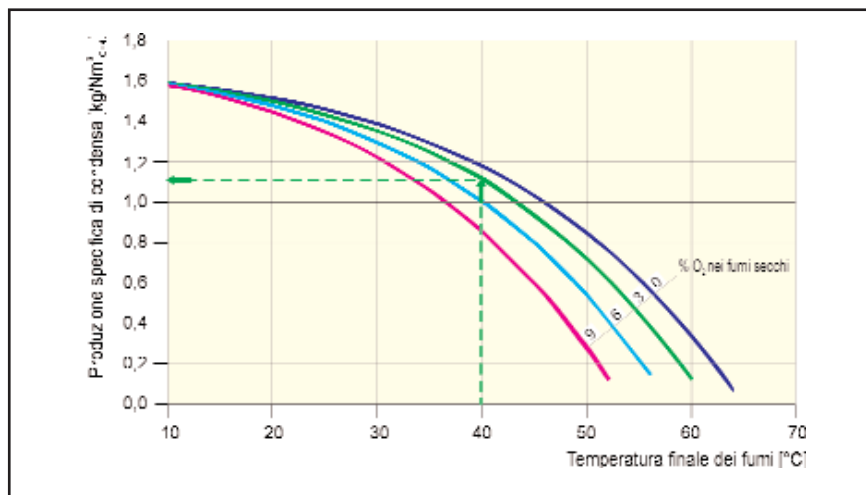


Fig. n. 4: Produzione specifica di condensa in funzione della temperatura dei fumi e dell'eccesso d'aria (combustione di metano, con aria comburente a 10 °C, avente umidità relativa 80%).

norma UNI 10389.

La misura con tali strumenti, nelle condizioni ipotizzate nell'esempio, darebbe un risultato del 99% (sono possibili piccole differenze in base alla temperatura dell'aria comburente), cui andrebbe sommato il 7,5%, ottenendo il risultato corretto di 106,5% (del p.c.i.).

3.2 Calcolo dettagliato del calore latente di condensazione recuperato

I grafici riportati nelle figure da 3 a 5 sono ricavati nell'ipotesi di bruciare metano puro utilizzando aria comburente alla temperatura di 10 °C ed avente un tenore di umidità relativa dell'80%.

La metodologia di calcolo adottata è quella di seguito riportata.

I dati richiesti per caratterizzare lo stato di funzionamento del generatore sono i seguenti:

- tenore di ossigeno dei fumi secchi (ad esempio 3%);
- temperatura dei fumi (ad esempio 40 °C);
- temperatura dell'aria comburente (ad esempio 10 °C);
- umidità relativa dei fumi (ad esempio 100%);
- umidità relativa dell'aria comburente (ad esempio 80%).

Si tratta dei soliti dati misurati in occasione di una normale prova di combustione. L'umidità relativa dei fumi sarà tipicamente il 100%.

Come umidità dell'aria comburente, si può assumere quella misurata, oppure quella ricavabile dai dati climatici stagionali relativi all'aria esterna. In realtà, nella maggior parte dei casi l'effetto dell'umidità dell'aria comburente ha una scarsa rilevanza.

I dati richiesti per caratterizzare il combustibile sono quelli elencati nella tabella n. 2 riportata alla pagina seguente. I valori sono riportati a titolo esemplificativo e si possono riscontrare variazioni a seconda delle fonti consultate.

I dati vanno riferiti all'unità di massa di combustibile, Nm³ per i gas o kg per liquidi e solidi.

Noti i dati indicati, il calcolo procede come nel seguito, ove si fa l'esempio di utilizzo di gas naturale olandese.

Si calcola il volume normalizzato di fumi secchi tenendo conto dell'eccesso d'aria:

$$Q_{fl,dry} = Q_{fl,st,dry} \cdot \frac{20,9}{20,9 - O_2} = 8,53 \cdot \frac{20,9}{17,9} = 9,96 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Il volume effettivo di fumi secchi, alla temperatura t_f di scarico dei fumi $Q_{fl,dry,eff}$ è dato da:

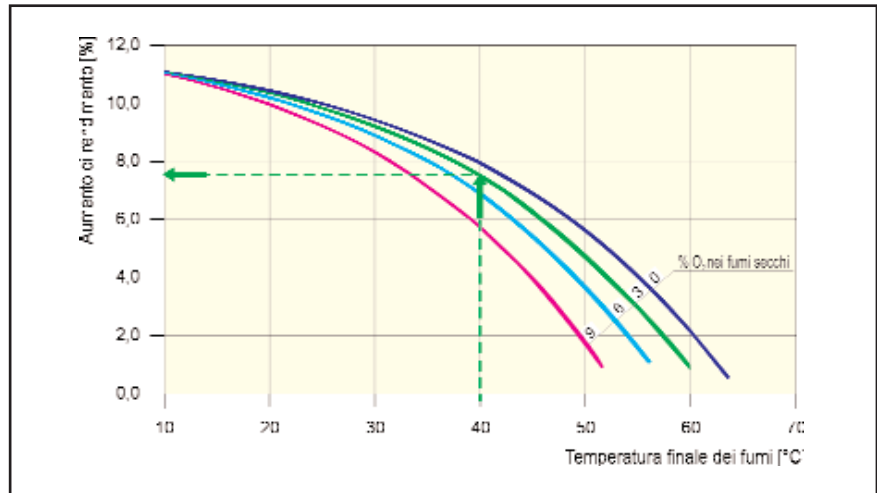


Fig. n. 5: Aumento del rendimento per sviluppo di calore latente in funzione della temperatura finale dei fumi e dell'eccesso d'aria (combustione di metano, con aria comburente a 10 °C, avente umidità relativa 80 %).

$$Q_{fl,dry,eff} = Q_{fl,dry} \cdot \frac{273 + t_f}{273} = 9,96 \cdot \frac{313}{273} = 11,42 \text{ m}^3/\text{Nm}^3$$

Si calcola il volume normalizzato d'aria comburente Q_{air} :

$$Q_{air} = Q_{air,st} + Q_{fl,dry} - Q_{fl,st,dry} = 9,53 + 9,96 - 8,53 = 10,96 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3$$

Il volume effettivo di aria comburente alla temperatura t_a di aspirazione nel bruciatore $Q_{air,eff}$, è dato da:

$$Q_{air,eff} = Q_{air} \cdot \frac{273 + t_a}{273} = 10,96 \cdot \frac{283}{273} = 11,36 \text{ m}^3/\text{Nm}^3$$

Si calcola il contenuto di umidità di saturazione dell'aria comburente $M_{H_2O,sat,air}$ e dei fumi $M_{H_2O,sat,fl}$ sulla base della loro temperatura, espresse come grammi di vapore acqueo per m³ effettivo di aria o fumi secchi.

Allo scopo si può utilizzare la tabella n. 3 riportata alla pagina seguente.

Si ottiene:

- per l'aria comburente $M_{H_2O,sat,air} = 9,4 \text{ g/m}^3$ (10 °C);
- per i fumi $M_{H_2O,sat,fl} = 51,2 \text{ g/m}^3$ (40 °C).

Si calcola l'umidità entrante con l'aria comburente:

$$M_{H_2O,air} = Q_{air,eff} \cdot \frac{HUM_{air}}{100} \cdot M_{H_2O,sat,air} = 11,36 \cdot \frac{80}{100} \cdot 9,4 = 85,43 \text{ g/Nm}^3$$

Si calcola l'umidità uscente coi fumi:

$$M_{H_2O,fl} = Q_{fl,dry,eff} \cdot \frac{HUM_{fl}}{100} \cdot M_{H_2O,sat,fl} = 11,42 \cdot \frac{100}{100} \cdot 51,2 = 584 \text{ g/Nm}^3$$

La quantità di condensa prodotta M_{cond} è data naturalmente dalla differenza (bilancio di massa) fra:

- l'umidità in ingresso, a sua volta data dalla somma di umidità dell'aria comburente ed umidità prodotta dalla combustione;
- l'umidità in uscita, data dal contenuto di umidità dei fumi.

In formule:

$$M_{cond} = M_{H_2O,air} + M_{H_2O,comb} - M_{H_2O,fl} = 85 + 1.606 - 584 = 1.107 \text{ g/Nm}^3 = 1,107 \text{ kg/Nm}^3$$

Se M_{cond} risulta negativo, ciò significa che i fumi si trovano a temperatura superiore al punto di rugiada e non c'è alcuna condensazione di vapore acqueo.

Il calore latente di condensazione recuperato H_{cond} è dato da:

$$H_{cond} = M_{cond} \cdot H_{evap}$$

dove:

- H_{evap} è il calore latente di condensazione del vapor acqueo, che deve essere valutato alla temperatura effettiva di condensazione. Esso varia infatti da 2,323 MJ/kg a 60 °C, fino a 2,452 MJ/kg a 20°C.

Se si tenta di ricavare il calore di condensazione dell'acqua dai dati sul combustibile $(PCS - PCI)/M_{H_2O,comb}$ si ottiene il valore del calore latente di evaporazione a 0 °C, che è eccessivo (2,501 MJ/kg).

Il valore di H_{evap} a 40 °C (temperatura di scarico dei fumi) è di 2,403 MJ/kg, ottenendo:

$$H_{cond} = 1,107 \text{ kg/Nm}^3 \cdot 2,403 \text{ MJ/kg} = 2,66 \text{ MJ/Nm}^3$$

L'aumento di rendimento, valutato sul potere calorifico inferiore, è dato infine da:

$$\Delta\eta_{\text{comb}} = \frac{H_{\text{cond}} \cdot 100}{\text{PCI}} =$$

$$= \frac{2,66 \cdot 100}{36,8} = 7,23 \%$$

3.3. Aumento di rendimento per riduzione delle perdite al mantello ed in stand-by

Quello che interessa, ai fini del calcolo dei consumi e del FEN, non è il rendimento di combustione ma il rendimento medio stagionale del generatore.

Nel passare dal rendimento di combustione al rendimento medio stagionale del generatore, occorrerà tener conto degli altri fattori di perdita che caratterizzano un generatore, come le perdite al mantello e le perdite al camino a bruciatore spento.

Dato che i generatori a condensazione funzionano a bassa temperatura media, si ha una riduzione delle perdite all'involucro.

Inoltre, poichè la temperatura di scarico dei fumi è bassa, anche il tiraggio residuo è limitato e la circolazione di aria a bruciatore spento è trascurabile.

La maggioranza dei bruciatori dei generatori a condensazione è poi di tipo premiscelato: in questi apparecchi la circolazione di aria a bruciatore spento è praticamente nulla, esattamente come se fossimo in presenza di una serranda sull'aria comburente con chiusura all'arresto.

Il valore relativo dei vari fattori di perdita dei generatori a condensazione è

quindi più basso rispetto ai generatori convenzionali. Se a questo si aggiunge che la maggior parte dei generatori a condensazione è di tipo modulante (purché con modulazione contemporanea della portata di aria e gas, cioè rapporto aria/combustibile stabile pur variando la potenza erogata), ciò riduce anche i periodi di intermittenza, riducendo ulteriormente lo scarto fra rendimento utile e rendimento medio stagionale.

4. LA RELAZIONE FRA TEMPERATURA DI SCARICO FUMI E TEMPERATURA DELL'ACQUA DI RITORNO AL GENERATORE

Finora abbiamo parlato della relazione fra la temperatura di scarico dei fumi ed il rendimento del generatore. Ma cosa determina la temperatura di scarico fumi?

Le vecchie caldaie erano costruite in modo da ottenere una circolazione naturale dell'acqua nel corpo caldaia: il focolare era posto nella parte più bassa ed il fascio tubiero nella parte alta (proprio per.. evitare la condensazione che avrebbe danneggiato la caldaia).

Le caldaie a condensazione (od almeno la parte ove entra l'acqua ed escono i fumi) sono invece a tutti gli effetti degli scambiatori in controcorrente: l'acqua entra dal basso e sale verso il focolare, posto nella parte superiore, riscaldandosi a contatto con i fumi che scendono.

Se seguiamo il percorso di acqua e fumi si può costruire il grafico in figura

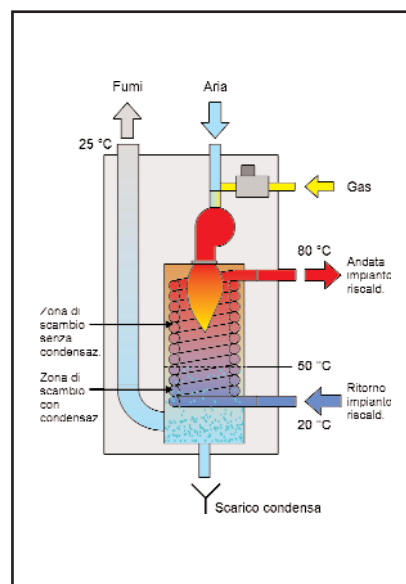


Fig. n. 6: Esempio schematico di un generatore a condensazione.

n. 7 che rappresenta le temperature nella parte terminale dello scambiatore fumi/acqua. La linea rossa rappresenta l'andamento della temperatura dei fumi nell'avvicinarsi allo scarico, proseguendo da sinistra a destra. La linea blu rappresenta invece l'andamento della temperatura dell'acqua.

Per trasferire il calore dai fumi all'acqua occorre necessariamente una differenza di temperatura fra fumi ed acqua: i fumi saranno sempre un po' più caldi dell'acqua che ritorna in caldaia. Ciò fa sì che, all'uscita dalla caldaia, i fumi abbiano sempre una tem-

Tabella n. 2: Caratteristiche di alcuni combustibili, rilevanti ai fini del calcolo del recupero di calore latente per condensazione dei fumi

Grandezza	Simbolo	Unità di misura	Metano	Etano	Propano	Butano	Gas naturale Olanda	Gas naturale Algeria	Gas naturale Russia
Potere calorifico inferiore	PCI	MJ/Nm ³ o MJ/kg	35,79	64,34	93,56	121,6	36,8	36,9	36,05
Potere calorifico superiore	PCS	MJ/Nm ³ o MJ/kg	39,85	70,41	101,80	131,98	40,77	40,88	40,02
Aria comburente stechiometrica secca (potere comburivo)	Q _{air,st}	Nm ³ /Nm ³ o Nm ³ /kg	9,52	16,66	23,8	30,94	9,53	9,57	9,54
Fumi stechiometrici secchi	Q _{fl,st,dry}	Nm ³ /Nm ³ o Nm ³ /kg	8,52	15,16	21,8	28,44	8,53	8,57	8,54
Produzione specifica di vapore acqueo	M _{H2O,comb}	kg/Nm ³ o kg/kg	1,61	2,439	3,3	4,03	1,606	1,613	1,608

Tabella n. 3: Contenuto di umidità alla saturazione

Temperatura	°C	0	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60	65	70
Umidità saturazione	g/m ³	4,9	6,8	9,4	12,9	17,4	30,4	51,2	65,4	83	104,3	130,1	161,1	198
Pressione di vapore	mbar abs	6,1	8,6	12,1	16,9	23,1	41,8	72,7	94,4	122	155	197	247	308

peratura leggermente superiore a quella dell'acqua di ritorno in caldaia. Chiameremo nel seguito questa differenza di temperatura " **ΔT finale fra fumi ed acqua**" (facilmente misurabile in campo).

Va subito osservato che il ΔT finale fra fumi ed acqua non dipende dalla temperatura dell'acqua di ritorno in caldaia.

A parità di potenza termica sviluppata nel focolare, il ΔT finale fra fumi ed acqua si riduce all'aumentare del coefficiente globale di scambio fumi/acqua della caldaia, cioè della superficie attiva dello scambiatore.

Nella figura del grafico delle temperature, uno scambiatore "esteso" equivale ad allungare il grafico verso destra, quindi ad avvicinare la temperatura di scarico dei fumi alla temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia (quindi ridurre il ΔT finale fumi/acqua), come indicato nella figura n. 8.

A parità di coefficiente globale di scambio fumi/acqua, cioè a parità di caldaia ovvero di estensione dello scambiatore finale fumi/acqua, la differenza di temperatura fra fumi ed acqua aumenta con il fattore di carico del focolare, ovvero con la potenza termica bruciata.

Nella figura n. 9 si evidenzia come cambiano i grafici delle temperature di acqua e fumi in caso di aumento della potenza termica al focolare.

Tutti i grafici di rendimento, che abbiamo presentato nel precedente paragrafo in funzione della temperatura dei fumi, possono essere facilmente ridisegnati in funzione della temperatura dell'acqua di ritorno in caldaia introducendo come parametro il ΔT finale fumi/acqua. È sufficiente per questo traslare tutte le curve verso sinistra di un valore pari al ΔT finale fumi/acqua.

Per esempio, il grafico di figura n. 5 (che consente di valutare l'aumento di rendimento per sviluppo di calore latente), riferendolo alla temperatura dell'acqua di ritorno (anziché alla temperatura di scarico fumi) diventa quello riportato in figura n. 10.

Come si può vedere, con temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia di 40°C:

- con ΔT finale fumi/acqua di 5°C, i fumi escono a 45 °C e l'aumento di rendimento per condensazione è di 6,3%;
- con ΔT finale fumi/acqua di 10°C, i fumi escono a 50 °C e l'aumento di rendimento per condensazione è di 4,8%;
- con ΔT finale fumi/acqua di 20°C, i fumi escono a 60 °C e l'aumento di rendimento per condensazione è solo lo 0,77 %.

Si noti che nella figura n. 10 (vedi

pagina seguente) è stata riportata (traslata verso sinistra di 5-20 °C) solo la curva relativa al tenore di ossigeno pari al 3% del grafico in figura n. 5. Riportare tutte le curve (e le loro copie traslate in funzione di vari ΔT finali fumi/acqua) avrebbe reso la figura n. 10 incomprensibile.

Come abbiamo visto, il ΔT finale

fumi/acqua dipende dalla potenza termica bruciata nel focolare. Per caratterizzare compiutamente il comportamento di un generatore a condensazione occorrerà quindi accertare il ΔT finale fumi/acqua in due condizioni di funzionamento:

- alla potenza nominale del generatore;
- alla potenza minima erogabile con

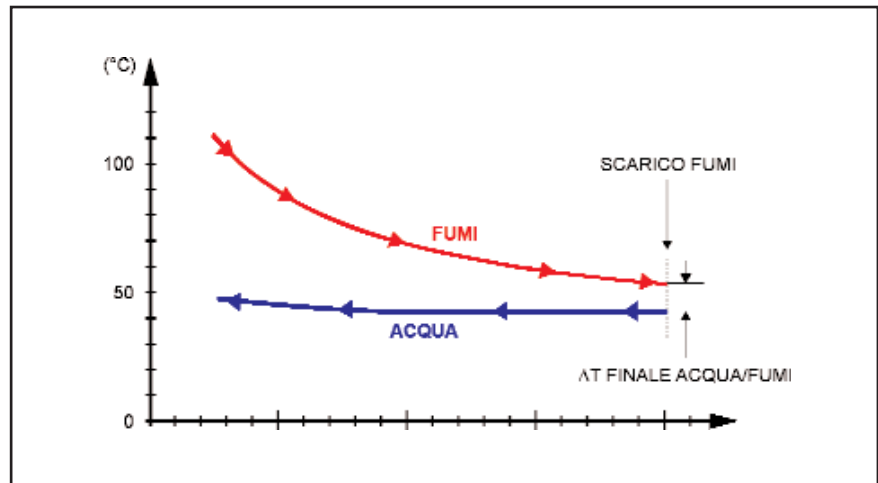


Fig. n. 7: Temperatura dei fumi e dell'acqua lungo la parte terminale di uno scambiatore di una caldaia a condensazione.

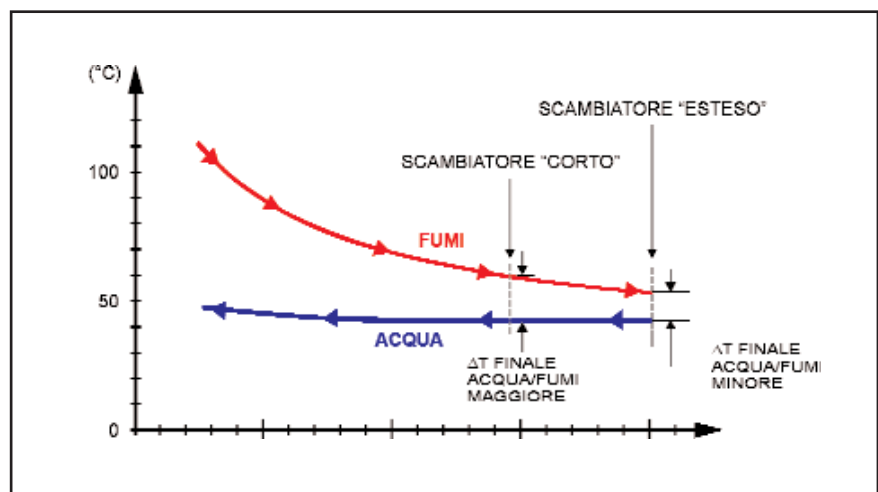


Fig. n. 8: Effetto di uno scambiatore più esteso sulle temperature.

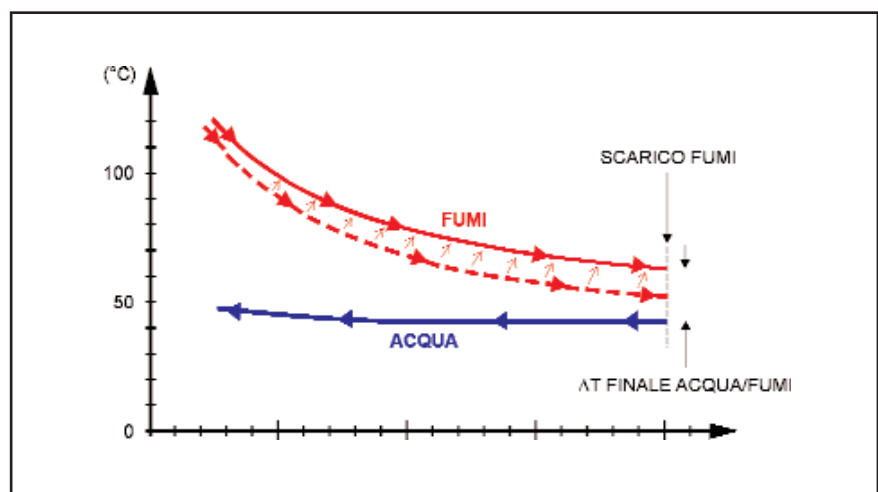


Fig. n. 9: Effetto dell'aumento di potenza sulle temperature.

continuità dal generatore (al minimo di modulazione).

Questo parametro merita un po' di attenzione perché il suo valore è estremamente variabile nei prodotti attualmente in commercio: si trovano generatori con ΔT finale fumi/acqua alla potenza nominale che va da soli 8 °C o meno, fino a ben 60°C. Un generatore con ΔT finale fumi/acqua di 60 °C, anche se l'acqua ritorna dall'impianto a soli 20 °C, scarica i fumi (quando funziona a potenza nominale) a $20 + 60 = 80^\circ\text{C}$, quindi il recupero di calore latente è rigorosamente nullo ed il rendimento di combustione scende a valori ottenibili con normali generatori a temperatura scorrevole!

Il valore del ΔT finale fumi/acqua migliora (si riduce notevolmente) alla potenza minima di modulazione (per i generatori modulanti). In queste condizioni di funzionamento si riscontrano nei generatori in commercio valori compresi fra meno di 2 °C e 15 °C. Occorrerà però controllare la stabilità del rapporto aria/combustibile: un elevato eccesso d'aria ridurrebbe significativamente la condensazione.

La figura n. 11 illustra come dal grafico in figura n. 10, cambiando opportunamente la scala, si possano ricavare i parametri c_{30} e c_{50} (produzione specifica di condensa con temperatura di ritorno pari a 30°C o 50°C) utilizzati nelle formule di calcolo del rendimento di combustione dei generatori a condensazione nella raccomandazione CTI R03-3.

Occorre però precisare che la raccomandazione CTI R03-3 richiede questi parametri solo alla potenza nominale. Per un calcolo più corretto, data la notevole variabilità del ΔT finale fumi/acqua, si dovrebbero determinare i parametri c_{30} e c_{50} alla minima e massima potenza di modulazione ed effettuare un'interpolazione in base alla potenza media di funzionamento del generatore.

Questo tipo di calcolo verrà molto probabilmente introdotto nella nuova normativa europea in fase di elaborazione nel CEN/TC 228 (prEN14335, che andrà a sostituire la UNI 10348), unitamente al calcolo del rendimento medio stagionale dei generatori modulanti. Si tratta di una correzione assolutamente non trascurabile, soprattutto nel caso dei generatori con ΔT finale fumi/acqua elevato.

5. COME OTTIMIZZARE IL RENDIMENTO DI UN GENERATORE A CONDENSAZIONE

Alla luce di quanto esposto, per ottimizzare il rendimento medio stagionale di un generatore di calore, occorre:

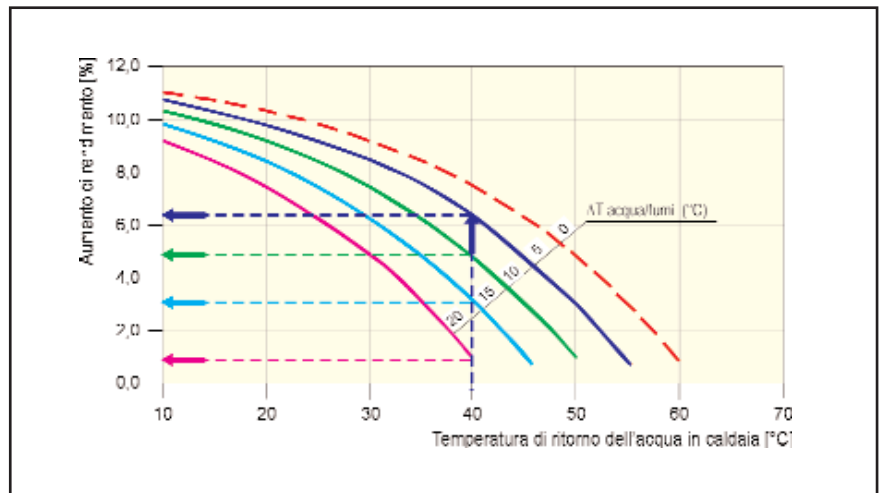


Fig. n. 10: Aumento del rendimento per sviluppo di calore latente in funzione della temperatura di ritorno in caldaia e della differenza di temperatura finale acqua-fumi (combustione di metano, con aria comburente a 10 °C, avente umidità relativa 80%, tenore di ossigeno nei fumi secchi: 3%). Per ogni Δt finale acqua-fumi si costruisce la curva corrispondente spostando verso sinistra la curva rossa tratteggiata di un valore pari al Δt finale acqua-fumi.

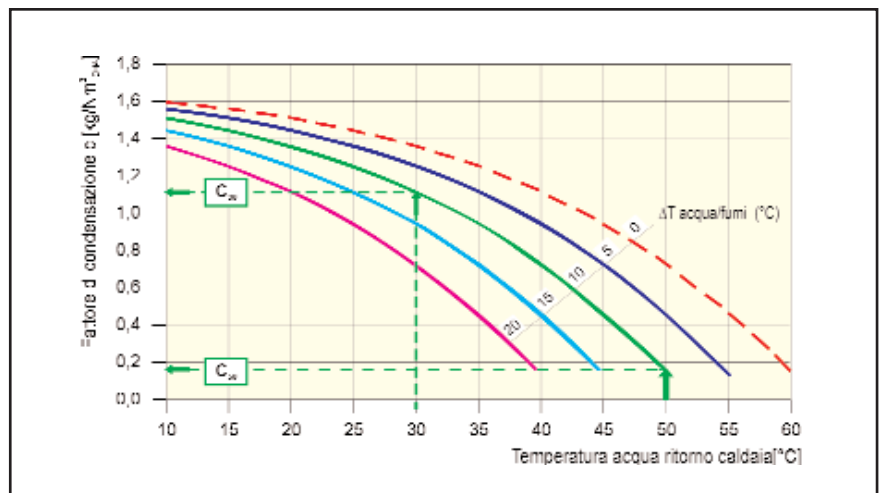


Fig. n. 11: Fattore di condensazione (produzione specifica di condensa): grafico per il calcolo dei parametri c_{30} e c_{50} di un generatore.

- minimizzare la temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia;
- far funzionare la caldaia il più a lungo possibile a bassa potenza per minimizzare il ΔT finale fumi/acqua;
- mantenere sempre un eccesso d'aria stabile e limitato.

Il primo punto dipende dall'impianto, in particolare dal tipo di emettitori (corpi scaldanti utilizzati) e dalle modalità del loro utilizzo.

I primi due sono influenzati dal tempo di accensione dell'impianto. In generale converrà lasciare l'impianto in funzione il più a lungo possibile in quanto ciò riduce la temperatura media richiesta dagli emettitori quindi la potenza media richiesta alla caldaia.

Il limite al tempo di accensione può essere determinato dalla necessità di evitare elevate intermittenze (potenza minima elevata del generatore).

Il secondo e terzo punto dipendono dalle caratteristiche del generatore, cioè dalla sua capacità di modulare (ridurre) la potenza termica della fiamma mantenendo un eccesso d'aria sensibilmente costante.

Occorrerà infine scegliere generatori che abbiano un ΔT finale fumi/acqua il più basso possibile.

E' già una bella sfida realizzare e condurre un impianto con una bassa temperatura di ritorno in caldaia.

Utilizzare un generatore con un elevato ΔT finale fumi/acqua vorrebbe dire compromettere il recupero del calore latente di condensazione e sprecare il lavoro fatto dal lato dell'impianto per abbassare la temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia.