

## RIASSUNTO - ABSTRACT

### Incertezze strumentali nella contabilizzazione del calore con metodi indiretti - Seconda parte

Risultati di prove di laboratorio analoghe a quelle descritte nel precedente articolo, eseguite con gli stessi ripartitori, ma su un altro modello di radiatore in ghisa, mettono in evidenza che, mentre il campo di incertezza nella contabilizzazione del calore erogato risulta dell'ordine di grandezza di quello già riscontrato, l'altezza di posizionamento ottimale del ripartitore espressa in percentuale dell'altezza del radiatore risulta diversa. Tale altezza dovrebbe quindi essere diversificata in funzione della tipologia del corpo scaldante. Confronti tra valori ottenuti a calcolo, su base mensile e su base stagionale, dei rapporti tra calore erogato e numero di scatti eseguiti dal ripartitore (fattori di proporzionalità X), fanno notare che, pur lasciando i ripartitori nella posizione consigliata dal costruttore, l'inerzia termica delle pareti dell'ambiente da riscaldare provoca un livellamento dei valori di X di grande rilevanza per impianti con sola regolazione di temperatura ( $\pm 0,25\%$  intorno al valor medio stagionale), ma anche per quelli a sola regolazione di portata (scostamenti dei valori medi mensili compresi tra  $-8,25\%$  e  $+6,26\%$  intorno al valore medio stagionale). Con questo secondo tipo di regolazione viene anche evidenziato un computo diverso, da parte dei ripartitori, del calore erogato per un utente risparmiatore o per un utente che necessita di temperature interne più elevate a vantaggio di quest'ultimo.

Parole chiave: Riscaldamento - Ripartizione spese - Regolazione - Contabilizzazione

#### *Instrument Uncertainties in metering the heat with indirect methods - Part 2*

*Laboratory tests similar to those described in the previous paper, executed on the same heat cost allocators, but using another type of cast iron radiator, show a correct position of the allocator on the surface of the radiator, expressed in % of the radiator height, different from the previous value: the correct position of the allocator should be tested for different types of radiators. The uncertainty in metering the heat is still of the same order of magnitude. Comparisons between the monthly and seasonal calculated mean values of the ratio between the heat delivery and the number of releases of the heat allocator (X factors), show, even with the prescribed position of the allocator, a great equalization of the X values for the plants with only the water temperature regulation ( $\pm 0,25\%$  around the seasonal value) due to the thermic inertia of the heated environment; an equalization is also found for the plants with only the flow rate regulation (monthly mean X values included among the  $-8,25\%$  and the  $+6,26\%$  around the seasonal value). With the second type of regulation is also shown a different metering, by the heat cost allocator, of the heat required by the saving user and the one required by the user with higher temperatures needs: the advantage is for the second user.*

Key words: Heating - Cost allocators - Control - Metering

Ricerca

Carla Lombardi, Alfredo Sacchi,  
Andrea Chierotti, Franco Soma

# INCERTEZZE STRUMENTALI NELLA CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE CON METODI INDIRETTI

Seconda Parte

## PREMESSA

Si ricorda che nella relazione precedente si era riferito di misure sperimentali eseguite in camera termostatica per verificare la costanza della proporzionalità tra il numero di scatti forniti da un contabilizzatore indiretto e l'energia termica erogata da un radiatore.

Le misure erano state eseguite per un gran numero di potenze costanti erogate con temperatura di ingresso dell'acqua variabile tra  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

La potenza era calcolata da letture di temperatura (ingresso e uscita dell'acqua dal radiatore) e misure di portata volumica eseguite a valle del radiatore. La densità dell'acqua era calcolata alla temperatura di uscita dal radiatore. Il valore della portata in massa era verificato saltuariamente con misure ponderali di massa di acqua passata in un certo intervallo di tempo.

Dall'insieme di dati raccolti, l'analisi parametrica ha permesso di verificare che, seguendo le istruzioni del costruttore circa le modalità di inserimento e avviamento del ripartitore:

- il fattore di proporzionalità X, espresso in MJ/scat-

to, varia poco al variare della potenza erogata qualora le variazioni di potenza siano ottenute con temperature d'ingresso dell'acqua diverse a portata costante;

- il fattore di proporzionalità X assume valori discretamente diversi tra loro qualora la potenza erogata venga modulata con variazioni di portata a temperatura d'ingresso dell'acqua costante.

Poichè questo secondo tipo di regolazione di potenza darebbe autonomia di gestione del calore a ciascun utente anche nel caso di impianti di riscaldamento a distribuzione verticale, autonomia necessaria qualora si voglia proporre una ripartizione delle spese basata sugli effettivi consumi, è parso opportuno verificare se la posizione del ripartitore sul radiatore suggerita dal costruttore fosse la migliore per minimizzare le differenze riscontrate.

Una indagine in tal senso ha messo in evidenza che esiste una altezza di posizionamento del ripartitore sul radiatore che riduce di molto le variazioni di X al variare delle portate e, quindi, delle potenze erogate.

## ULTERIORI PROVE DI LABORATORIO

Prove di laboratorio analoghe a quelle illustrate precedentemente sono state ripetute utilizzando un radiatore in ghisa a colonne.

Nel tipo di indagine che si intende svolgere si rende necessaria una sperimentazione che tenga conto delle diverse tipologie di radiatore: infatti, la "precisione" con cui i ripartitori misurano l'energia termica ceduta dal radiatore all'ambiente non è riferita all'elaborazione elettronica del contabilizzatore, bensì alla misura del calore nel momento in cui il ripartitore viene accoppiato al corpo scaldante. Pertanto si è ritenuto opportuno indagare se esistono differenze di comportamento nel momento in cui si considerano accoppiamenti con radiatori differenti fra loro, anche solo per quanto riguarda le caratteristiche geometriche.

## RISULTATI OTTENUTI

I risultati ottenuti sono riportati nelle tabelle I e II nelle quali viene indicato, rispettivamente, il campo di escursione di X a portata variabile (temperatura d'ingresso  $T_e$  costante) e a portata costante (temperatura d'ingresso  $T_e$  variabile). Dalle tabelle I e II si nota che il campo di escursione di X, a temperatura d'ingresso  $T_e$  costante, è compreso fra un massimo positivo del 15,78% e un massimo negativo del 13,57% (percentuali riferite ai valori di  $X_{medio}$ ); a portata costante, invece, il campo di variazione è compreso fra +3,02% e -2,58%. I risultati sono quindi analoghi a quelli ottenuti nelle prove precedenti.

## ELABORAZIONI SUCCESSIVE

Anche in questo caso la variabilità del coefficiente X ha suggerito l'idea di verificare l'adeguatezza della posizione di installazione consigliata dal costruttore. Per fare questo, durante ogni singola prova, raggiunte le condizioni di regime, si sono compiuti dei rilevamenti sulla superficie del corpo scaldante in modo da conoscere la distribuzione delle temperature superficiali. È stato così possibile collegare il "numero di scatti all'ora" (ns/h) eseguito dal ripartitore con la temperatura superficiale nella posizione del sensore del ripartitore stesso; il legame (fra ns/h e  $T_s$ ) per l'insieme delle prove eseguite è risultato di tipo proporzionale alla differenza  $T_s - T_c$ , dove  $T_c$  è la temperatura superficiale al di sotto della quale la contabilizzazione si arresta (figg.1 e 2). In tale maniera, noto il profilo delle temperature superficiali lungo la verticale centrale del radiatore in ogni singola prova, attraverso la seguente relazione

$$X = \frac{Q}{N_s} = \frac{Q}{t} \cdot \frac{t}{N_s} = \frac{Q/t}{N_s/t} \quad \left[ \frac{\text{MJ/h}}{\text{ns/h}} \right] \quad [1]$$

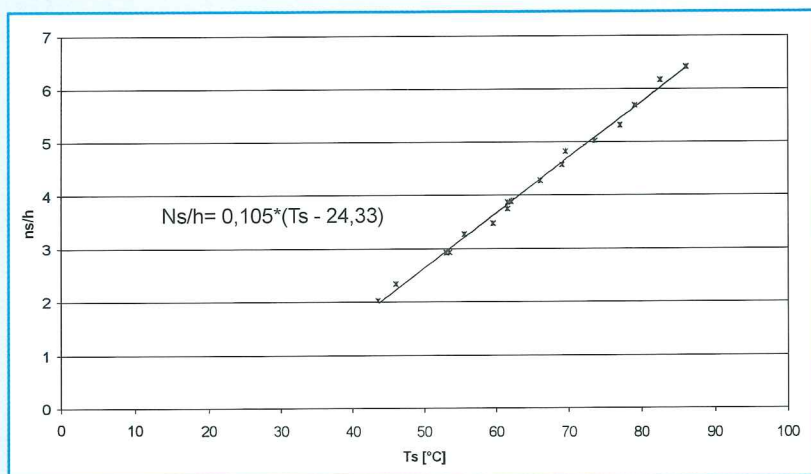
dove Q = calore erogato durante la prova

**Tabella I — Escursione dell'incertezza percentuale nella valutazione di X a  $T_e$  costante (regolazione con valvola termostatica);  $X_{medio}$  è il valore di X a  $T_e$  costante mediato sui valori ottenuti per le diverse portate**  
**Per cent uncertainty range in the evaluation of X at a constant  $T_e$  (regulation with thermostatic valve);  $X_{medio}$  is the average value of X calculated with the values obtained with different flows at a constant  $T_e$**

RIPARTITORI A DUE SENSORI					
$T_e$ [°C]	X min	X max	X medio	Incertezza massima positiva %	Incertezza massima negativa %
90	3,33	4,32	3,82	13,03	12,83
80	3,3	4,4	3,8	15,78	13,32
70	3,16	4,06	3,61	12,34	12,59
65	3,13	3,56	3,34	6,4	6,46
RIPARTITORE A "UN SENSORE E MEZZO"					
90	3,59	4,76	4,16	14,52	13,57
80	3,45	4,59	3,98	15,57	13,27
70	3,43	4,34	3,88	11,8	11,6
65	3,48	3,98	3,72	7,05	6,48

**Tabella II — Escursione dell'incertezza percentuale nella valutazione di X a portata costante (regolazione termica);  $X_{medio}$  è il valore di X a portata costante mediato sui valori ottenuti per le diverse  $T_e$ . Percent uncertainty range in the evaluation of X with a constant flow (thermal regulation);  $X_{medio}$  is the average value of X calculated with the values obtained with different  $T_e$  at a constant flow.**

RIPARTITORI A DUE SENSORI					
Portata [g/s]	X min	X max	X medio	Incertezza massima positiva %	Incertezza massima negativa %
5	3,47	3,66	3,56	2,7	2,4
10	3,71	3,85	3,79	1,69	1,95
15	3,85	3,99	3,92	1,76	1,71
20	3,95	4,1	4,01	2,3	1,55
25	4,01	4,2	4,09	2,7	1,8
30	4,06	4,27	4,15	3,02	2
RIPARTITORE A "UN SENSORE E MEZZO"					
5	3,72	3,89	3,79	2,56	1,91
10	3,96	4,14	4,04	2,35	2,05
15	4,1	4,28	4,19	2,23	2,12
20	4,2	4,38	4,29	2,16	2,17
25	4,27	4,48	4,37	2,46	2,35
30	4,32	4,56	4,44	2,76	2,58



**Figura 2 -  $ns/h=f(T_s)$ , ripartitore a "due sensori"**  
 $ns/h = f(T_s)$ , heat cost allocator with two sensors

$N_s$  = numero di scatti totale registrato durante la prova

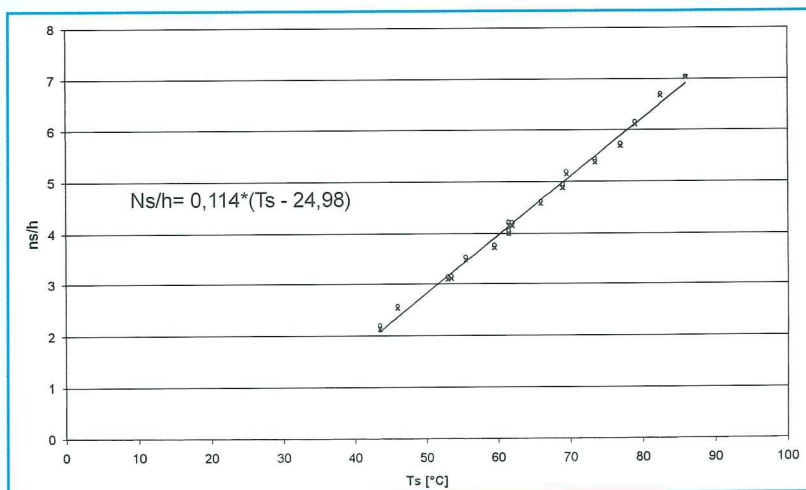
$t$  = tempo di durata della prova

è stato possibile diagrammare il coefficiente X in funzione dell'altezza di posizionamento.

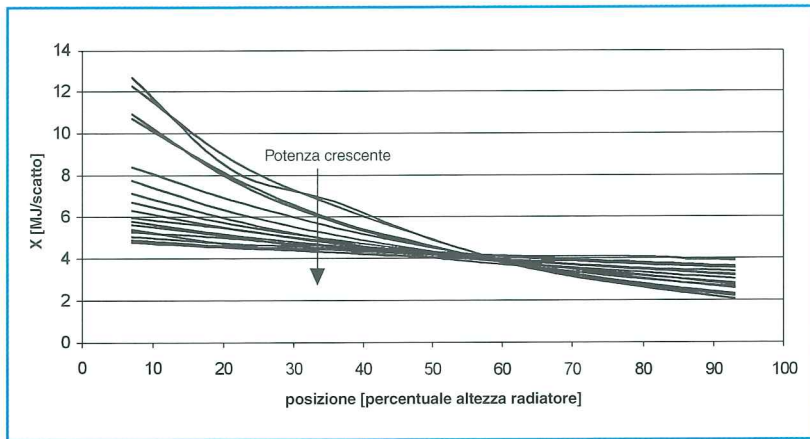
Nella relazione [1] si nota, infatti, che il numeratore ha le dimensioni di una potenza (quella erogata durante la prova) mentre il denominatore corrisponde proprio alla grandezza  $ns/h$  già nota in funzione di  $T_s$  e, quindi, con l'altezza lungo l'asse centrale del corpo scaldante. Eseguendo lo stesso calcolo per tutte le prove, sia per i ripartitori a due sensori sia per quello a "un sensore e mezzo", si è ottenuto, nel diagramma (altezza di posizionamento, X) un fascio di curve che si intersecano reciprocamente in corrispon-

**Figura 1 -  $ns/h=f(T_s)$ , ripartitore a "un sensore e mezzo"**  
 $ns/h=f(T_s)$ , heat cost allocator with "one and a half sensor"

denza di una certa percentuale dell'altezza complessiva del radiatore (figg. 3 e 4). Poiché ogni curva corrisponde a una singola potenza, la zona di intersezione ha un significato estremamente importante, perché individua quella posizione sulla verticale di mezzaria del radiatore in cui il coefficiente X, nonostante il variare della potenza erogata, si mantiene pressoché costante. Dunque sarebbe questa la posizione



ideale in cui installare il ripartitore. Nel caso dei ripartitori a due sensori (fig. 3), la zona di convergenza di tutte le curve si trova nell'intorno del 57,6% dell'altezza del radiatore, in corrispondenza della quale X assume un

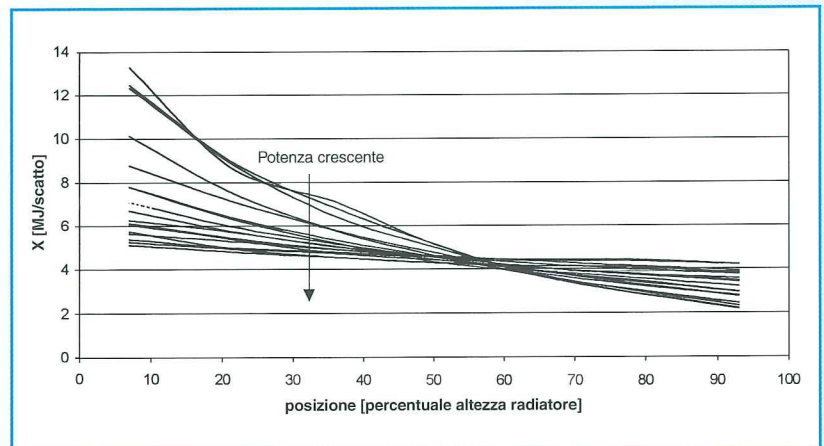


**Figura 3 - Ripartitori a due sensori: X in funzione della posizione del sensore sul radiatore**  
Two sensors heat cost allocator: X as a function of the positioning level on the radiator

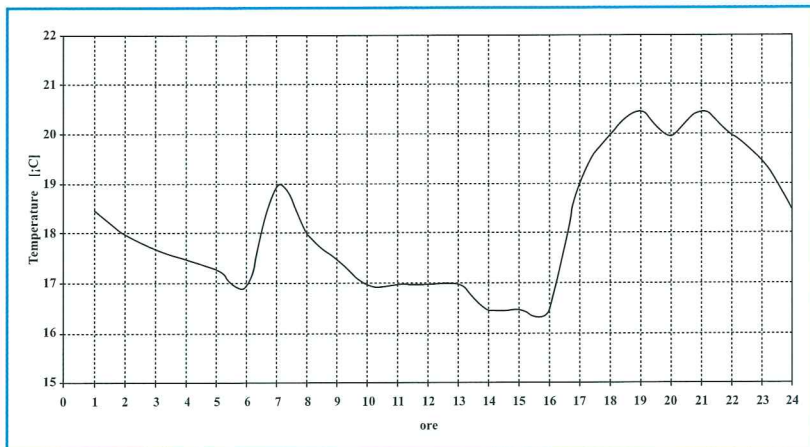
ne indiretta. Bisogna notare, tuttavia, che l'altezza ottimale di installazione ottenuta per il radiatore in ghisa a colonne differisce da quella ottenuta, nella precedente ricerca, per il radiatore in ghisa a piastre; ciò significa che l'altezza di posizionamento del ripartitore dovrebbe essere fissata a valori diversificati in funzione della tipologia del corpo scaldante stesso.

**Figura 4 - Ripartitore a "un sensore e mezzo": X in funzione della posizione del sensore sul radiatore**  
Heat cost allocator with "one and a half sensor": X as a function of the positioning level on the radiator

valore medio di 4,12 [MJ/scatto] con una fluttuazione di +3,64% e -6% (rispetto al valore medio) per varie condizioni di carico. Ciò significa che qualsiasi curva si stia considerando, ovvero qualsiasi potenza stia erogando il radiatore, il coefficiente di proporzionalità al consumo X assume un valore quasi costante pari a 4,12 [MJ/scatto]. Nel caso del ripartitore a "un sensore e



**Figura 5 - Torino: temperatura interna della giornata tipo nell'arco della stagione di riscaldamento**  
Turin: inside temperature of the typical day of the whole heating season



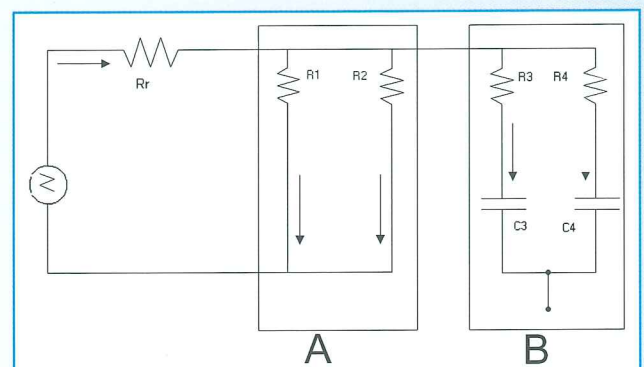
## CALCOLO DELLE INCERTEZZE MEDIE STAGIONALI

Sulla base dei risultati sperimentali si è proceduto comunque al calcolo del coefficiente X su base media stagionale, nell'ipotesi di avere il ripartitore nella posizione consigliata dal costruttore.

Sostanzialmente si è operato considerando un locale tipo e dispersioni che conseguono a profili statistici di temperature interne (fig. 5) e di quelli delle temperature esterne relative alla città di Torino forniti dal CNR; in detto calcolo si è tenuto

mezzo" (fig. 4) si osserva che la zona di convergenza si trova circa in corrispondenza del 56,6% dell'altezza del radiatore. A questa posizione di installazione corrisponde un valore medio di X pari a 4,43 [MJ/scatto] con una fluttuazione di +4,03% e -5,56% (rispetto al valore medio). Questa indagine evidenzia l'importanza dell'ubicazione del ripartitore come accorgimento per ricavare una maggiore precisione dal sistema di contabilizzazio-

**Figura 6 - Circuito elettrico equivalente.**  $R_r$ =resistenza del radiatore;  $R_1$ =resistenza della parete disperdente;  $R_2$ =resistenza corrispondente ai ricambi d'aria;  $R_3$ =resistenza delle pareti interne;  $C_3$ =capacità delle pareti interne;  $R_4$ =resistenza della parete disperdente;  $C_4$ =capacità della parete disperdente  
Equivalent electric circuit.  $R_r$ =radiator resistance;  $R_1$ =dispersing wall resistance;  $R_2$ =resistance corresponding to the air changes;  $R_3$ =inner walls resistance;  $C_3$ =inner walls capacity;  $R_4$ =dispersing wall resistance;  $C_4$ =dispersing wall capacity



conto anche dell'inerzia termica dei muri. Per tenere conto di quest'ultimo fattore, si è fatto ricorso a un circuito elettrico equivalente come modello del sistema termico in questione (fig. 6). La corrispondenza fra le grandezze del sistema elettrico e quelle del sistema termico viene indicata nella tabella III.

Sistema termico	Circuito elettrico
t	V
$\rho \cdot V \cdot c_T$	C
P	i
$\frac{1}{H \cdot A}$	R

Dove

t: temperatura [°C]

$\rho$ : densità [kg/m<sup>3</sup>]

V: volume pareti [m<sup>3</sup>]

$c_T$ : capacità termica pareti [J/kg°C]

H: trasmittanza unitaria [W/m<sup>2</sup>°C]

V: tensione [V]

C: capacità dei condensatori

i: corrente elettrica [A]

R: resistenza elettrica [Ω]

A: superficie pareti [m<sup>2</sup>]

In questo modo i condensatori inseriti nel circuito (parte B indicata in fig.6) simulano gli effetti dovuti alle capacità termiche delle pareti costituenti il locale considerato. In sostanza l'inerzia termica delle pareti si manifesta sotto forma di contributi di potenza (positivi o negativi) che si sommano algebricamente al fabbisogno richiesto in base alle temperature interne ed esterne; naturalmente tali contributi nascono in seguito alle variazioni di temperatura che si realizzano a ogni ora della giornata. Il calcolo del fabbisogno termico è stato eseguito ora per ora e il corrispondente valore di X realizzato dal ripartitore è stato valutato

tenendo conto dei due differenti tipi di regolazione termica; a portata costante (regolatore termico) e a portata variabile (regolazione attraverso valvola termostatica). I risultati ottenuti sono riportati in tabella IV.

Tali risultati vengono riassunti qui di seguito:

- Regolazione attraverso valvola termostatica:

$X_{m,st} = 4$  [MJ/scatto]

- Regolatore termico:

$X_{m,st} = 3,95$  [MJ/scatto]

Osservando i valori di  $X_m$  ottenuti nei singoli mesi, si nota che l'inerzia termica provoca un livellamento del coefficiente di proporzionalità al calore. Il fenomeno è di grande rilievo nel caso degli impianti a portata costante e regolazione della temperatura d'ingresso, dove lo scarto fra i valori massimo e minimo e quello medio stagionale è pari a  $\pm 0,25\%$ . Nel caso dell'impianto con valvola termostatica le variazioni sono comprese tra  $-8,25\%$  e  $+6,25\%$ ; dunque si rivelano anch'esse estremamente contenute.

Si è potuto notare, inoltre, che il valore di  $X_{m,st}$  è decisamente poco influenzato dall'inerzia termica delle pareti; ciò appare evidente soprattutto nel caso dell'impianto a portata costante, dove lo scarto percentuale fra  $X_{m,st}$  con transitorio e  $X_{m,st}$  senza transitorio è solamente pari a  $0,42\%$ .

## CONCLUSIONI SULLE INCERTEZZE DI CONTABILIZZAZIONE

Dai risultati del calcolo di  $X_{m,st}$  si nota che il campo di variazione del generico  $X_m$  mensile si riduce notevolmente nel caso di regolazione della temperatura d'ingresso a portata costante; d'altronde un dato analogo era già emerso dai risultati in tabella II, dove, per lo stesso tipo di regolazione, il campo di incertezza del coefficiente X era estremamente più limitato rispetto al caso alternativo (regolazione della portata).

È chiaro, pertanto, che il campo di applicazione in cui i ripartitori di consumi offrono la prestazione migliore è quello relativo a impianti a portata costante.

Tabella IV - Calcolo di  $X_{m,st}$   
Calculation of  $X_{m,st}$

Ottobre	Novembre	Dicembre	Gennaio	Febbraio	Marzo	Aprile	Media stagionale
Impianto a portata costante con regolazione della temperatura d'ingresso al radiatore							
X [MJ/scatto] con transitorio							$(X_{m,st})$
3,94	3,95	3,96	3,96	3,96	3,95	3,95	3,95
Variazione percentuale degli $X_m$ mensili rispetto ad $(X_{m,st})$							
-0,25	0	0,25	0,25	0,25	0	0	
Impianto a temperatura d'ingresso costante e valvola termostatica sul radiatore							
X [MJ/scatto] con transitorio							$(X_{m,st})$
3,67	3,9	4,13	4,25	4,1	3,92	3,77	4,00
Variazione percentuale degli $X_m$ mensili rispetto ad $(X_{m,st})$							
-8,25	-2,5	3,25	6,25	2,5	-2	-5,75	

Tuttavia, l'indagine svolta sul posizionamento di installazione offre la possibilità di ridurre notevolmente il campo di variazione di X anche nelle applicazioni che prevedono una regolazione in portata. Ovviamente è possibile pensare a una combinazione con pre-regolazione centrale di temperatura (in relazione alla temperatura esterna) e regolazione fine locale che può contenere l'incertezza di misura entro i limiti di qualche %. È bene notare un altro aspetto che rende interessante l'utilizzo dei contabilizzatori indiretti: la possibilità di verificare il corretto funzionamento dello strumento senza dover intervenire sull'impianto (operazione che si rende necessaria, ad esempio, nel caso della contabilizzazione diretta). Infatti, se il radiatore non è di pochi elementi, date le dimensioni contenute di questi ripartitori, il contabilizzatore indiretto di confronto può essere posizionato adiacente a quello da verificare con la sicurezza che la temperatura superficiale rilevata dai due è la stessa.

### ULTERIORI CONSIDERAZIONI CIRCA L'ALTEZZA DI POSIZIONAMENTO DEI RIPARTITORI INDIRETTI LUNGO LA VERTICALE DEL RADIATORE

Utilizzando i dati relativi ai diagrammi in cui si rappresenta X in funzione dell'altezza lungo la verticale del radiatore, si sono effettuate le interpolazioni necessarie per risalire alla funzionalità fra X [MJ/scatto] e P [W] nel momento in cui si considerano altezze di

posizionamento differenti da quella indicata dal costruttore (75% dell'altezza del radiatore) e adottata nelle prove sperimentali.

In particolare si sono considerate altre due posizioni:

- 56,6%, altezza ottimale in cui la variabilità di X (in funzione di P) si minimizza
- 36%, posizione che si pone al di sotto dell'altezza ottimale di una quantità circa pari alla distanza fra quest'ultima e la posizione indicata dal costruttore (75%). I valori di X al variare della potenza erogata vengono riportati nella tabella V.

In corrispondenza dell'altezza ottimale (56,6%) si può notare che il campo di fluttuazione del coefficiente X (in funzione di P) è compreso fra +3,9% e -5,7%; pertanto, in tale posizione, l'accoppiamento contabilizzatore-radiatore raggiunge il massimo della sua costanza.

I dati di tabella V sono stati approssimati come segue:

- per H=56,6%:  $X(P) = 4,434$  (questa costante vale per entrambi i tipi di regolazione considerati)
- per H=36%:  $X(P) = 45,297 (P)^{-0,2547}$   
(regolazione con valvola termostatica)  
 $X(T_e) = 0,003984 (T_e) + 4,124$   
(regolazione termica a portata costante)

Utilizzando tali interpolazioni si è ripetuto (per entrambe le altezze appena citate) il calcolo su base stagionale già eseguito in precedenza, sempre tenendo conto dell'inerzia termica dei muri. In particolare, si vuole ora porre attenzione ai numeri di scatti totalizzati ( $N_{S\ TOTALI}$ ) durante la stagione di riscaldamento al variare dell'altezza di posizionamento. A tale scopo, i risultati ottenuti vengono indicati nella tabella VI.

**Tabella V - Coefficiente X al variare della potenza erogata e in corrispondenza di altezze di posizionamento differenti.**

Coefficient X varying according to the supplied power and calculated for different positioning levels.

$T_{ingresso} - T_{uscita}$ [°C]	Potenza [W]	X [MJ/scatto] Altezza 56 %	X [MJ/scatto] Altezza 36%
90-80	1374	4,59	4,81
90-70	1243	4,61	4,97
90-60	1082	4,44	5,09
90-50	836	4,36	5,41
90-40	624	4,31	5,84
80-70	1124	4,57	4,84
80-60	989	4,51	4,98
80-50	824	4,3	5,12
80-40	666	4,49	5,86
80-30	472	4,58	6,88
70-60	844	4,32	4,61
70-50	724	4,35	4,79
70-40	558	4,19	5,28
70-30	375	4,52	6,49
65-50	659	4,28	4,62
65-40	512	4,34	5,24
65-30	332	4,61	7,16

**Tabella VI - Valutazioni stagionali riferite all'utente "tipico"**  
Seasonal evaluations referred to a "typical" user

$Q_{stagionale\ complessivo} = 11720$ [MJ]		
Posizione del ripartitore	Impianto con valvola termostatica	Impianto con regolatore termico
[%dell'altezza del radiatore]	$N_{s\ totali}$	$N_{s\ totali}$
75 %	2930	2995
56 %	2672	2672
36 %	2350	2685

**Tabella VII - Valutazioni stagionali riferite all'utente "che consuma di più"**  
Seasonal evaluations referred to a "more consuming" use

$Q_{stagionale\ complessivo} = 13347$ [MJ]		
Posizione del ripartitore	Impianto con valvola termostatica	Impianto con regolatore termico
[%dell'altezza del radiatore]	$N_{s\ totali}$	$N_{s\ totali}$
75 %	3224	3400
56 %	3037	3037
36 %	2735	3033

**Tabella VIII -  $X_{m,st}$  al variare dell'altezza di posizionamento: impianto con regolazione di portata**  
 **$X_{m,st}$  varying according to the positioning level: flow regulated heating system**

Posizione [% rispetto all'altezza totale del radiatore]		Posizione ottimale		65%		Posizione indicata dal costruttore		85%	
		56,6 %				75 %			
$X_{m,st}$ [MJ/scatto]	differenza percentuale rispetto al valore riscontrato ad altezza 75%	4,43	10,7%	4,18	4,5%	4	3,82	-4,5%	
	differenza percentuale rispetto al valore riscontrato ad altezza 56,6%				-5,5%				-9,7%

Nei calcoli appena indicati si è considerato un utente lavoratore “tipo” che mantiene nel proprio locale un profilo della temperatura interna confortevole ed economico (tale profilo è quello fornito in figura 5). Successivamente i calcoli sono stati ripetuti aumentando di 2°C il profilo appena indicato, ovvero simulando la situazione che si genera nel caso in cui l'utente decida spontaneamente di avere un ambiente più caldo. Pertanto la tabella VI precedente si modifica come indicato in tabella VII.

## OSSERVAZIONI

Dal confronto delle due precedenti tabelle si può notare che la stessa differenza di energia termica consumata (fra l'utente che consuma di più e quello “tipo”), pari a 1627 [MJ], viene contabilizzata con un numero di scatti diverso al variare dell'altezza di posizionamento del ripartitore. Se si continua a considerare il ripartitore posizionato al 75 % (altezza indicata dal costruttore e attualmente adottata nella pratica) si nota che la variabilità del coefficiente  $X$  a questa altezza provoca differenze nella contabilizzazione al variare della quantità complessiva stagionale di calore erogato. Infatti, nel caso di valvola termostatica, l'utente “tipo” consuma 11720 MJ e contabilizza 2930 scatti, mentre l'utente “che consuma di più” consuma 13347 MJ e contabilizza 3224 scatti; ciò significa che ogni singolo scatto dell'utente “tipo” vale 4 MJ, mentre, per l'altro utente, ogni scatto vale 4,14 MJ ovvero 3,5% in più. Questa osservazione ha una certa rilevanza perché, se la spesa di riscaldamento deve essere proporzionale al numero di scatti, l'utente che consuma di più compirebbe 4,14 MJ alla stessa cifra con cui l'utente “tipo” compera 4 MJ; ciò comporterebbe una disuguaglianza nel trattamento dei due tipi di utenti, favorendo leggermente il consumo anziché il risparmio.

## CONCLUSIONI

Dalle considerazioni appena compiute appare evidente che l'altezza consigliata dal costruttore, nel caso di impianto con valvola termostatica, rivela implicazioni contrastanti con una politica tesa a incentivare il risparmio anziché il consumo. La stessa situazione si verifica, ma in misura notevolmente minore, nel caso di impianti dotati di regolatore termico, dove l'incremento di  $X$  per l'utente che consuma di più è limitato allo 0,2 %. In generale la variazione riscontrata del coefficiente  $X_{m,st}$  al variare dell'altezza di posizionamento negli impianti con regolazione in portata può essere riassunta nella tabella VIII.

## RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- Augusto M., Ravogli, *Contabilizzazione del calore*, B.T.P.  
 Sacchi A., Saggese G, *Thermodynamic analysis and improvement of energy systems*, Simposio Internazionale TAIES'89, Beijing - China, 5-8 giugno 1989  
 Sacchi A., Soma F., Stanchi G., *I contatori di calore: tipologie delle apparecchiature esistenti e problemi di prova*, XLV Congresso Nazionale ATI, Cagliari Settembre 1990  
 CNR, *Progetto Finalizzato Energetica, Dati climatici per la progettazione edile ed impiantistica*, Roma, febbraio 1982  
 UNI EN 834, *Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori*, Dicembre 1997  
 UNI 6514, *Corpi scaldanti alimentati ad acqua calda e vapore con temperatura minore di 120 °C*, Sett. 1987  
 UNI 10200, *Impianti di riscaldamento centralizzati: ripartizione delle spese di riscaldamento*, Settembre 1993

Prof. dott. Carla Lombardi, Prof. ing. Alfredo Sacchi,  
 Dott. ing. Andrea Chierotti, Dipartimento di Energetica,  
 Politecnico di Torino.  
 P.I. Franco Soma, Edilclima, Borgomanero (NO)

### Articolo 02-6

Il presente manoscritto è stato ricevuto il 24.03.00 e accettato per la pubblicazione l'11.09.00

La prima parte di questo articolo è stata pubblicata su CDA 2/00.

*Gli articoli di ricerca vengono sottoposti all'iter di revisione da parte di tre reviewer di volta in volta designati in base alla loro competenza specifica sul tema trattato.*