

## RIASSUNTO - ABSTRACT

### **Incertezze strumentali nella contabilizzazione del calore con metodi indiretti**

Vengono presentati i risultati di una serie di misure in camera di prova atte a valutare l'incertezza nella contabilizzazione del calore erogato da un corpo scaldante utilizzando i piccoli strumenti di tipo elettrico da posizionarsi sui singoli corpi scaldanti, proposti allo scopo di ripartire le spese di riscaldamento in funzione dei consumi effettivi. Sono in particolare esaminati i due casi estremi di impianto con regolazione centrale di temperatura dell'acqua e di impianto con alimentazione a temperatura costante e regolazione di portata tramite una valvola termostatica posta sul singolo corpo scaldante. Risulta evidente l'importanza della corretta posizione del ripartitore sulla superficie del radiatore che deve essere valutata tramite misure in camera di prova. Si è anche rilevato che tale posizione non corrisponde a quella del punto presentante temperatura coincidente con la media logaritmica ingresso-uscita del fluido termovettore.

**Parole chiave:** Riscaldamento - Ripartizione spese - Regolazione - Contabilizzazione

### **Instrument uncertainties in metering the heat with indirect methods**

*The results are shown of a series of measurements carried out in a test chamber to appraise the uncertainty in metering the heat exchanged by a room heating radiator using the small appliances with electrical energy supply promoted as heat cost allocators. The two extreme conditions are particularly studied of a plant with the water temperature central regulation and of a plant with feeding at constant temperature and flow rate regulation through a thermostatic valve located on the heating radiator. The importance of the correct position of the allocator on the surface of the radiator and the necessity to find it through a series of measurements in the test chamber are evident. The position doesn't correspond to that of the point of surface temperature equal to the mean logarithmic entry-exit temperature of the working fluid.*

**Key words:** Heating - Cost allocators - Control - Metering

Ricerca

Giorgio Bozzini, Silvano Caon, Carla Lombardi, Alfredo Sacchi, Franco Soma

# INCERTEZZE STRUMENTALI NELLA CONTABILIZZAZIONE DEL CALORE CON METODI INDIRETTI

## PREMESSA

La legge 10/91 offre incentivi per la realizzazione di iniziative volte a ridurre il consumo di energia per unità di volume riscaldato. Tra i possibili interventi compare la voce installazione di sistemi di controllo integrati e di contabilizzazione differenziata dei consumi di calore nonché di calore e acqua calda sanitaria per ogni singola unità immobiliare.

Mentre i nuovi impianti debbono essere costruiti prevedendo la possibilità di inserimento di un contatore di calore diretto all'ingresso di ciascuna unità immobiliare, i vecchi impianti, con distribuzione dell'acqua a colonne montanti, non danno questa possibilità. L'unico modo per effettuare la contabilizzazione differenziata dei consumi consiste nell'utilizzare degli apparecchi, posizionati su ciascun radiatore, chiamati ripartitori. Alcuni di essi, ad alimentazione elettrica, permettono anche l'acquisizione per via telematica dei conteggi effettuati, più volte durante la stagione di riscaldamento, favorendo la ripartizione delle spese scaglionata nell'arco della stagione e un controllo più frequente del corretto funzionamento dell'impianto. La norma UNI 834 specifica i requisiti

minimi per la costruzione, il funzionamento e la valutazione delle letture dei ripartitori ad alimentazione elettrica. È chiaro che la contabilizzazione è associata all'introduzione di sistemi di regolazione termostatica, eventualmente crono-termostatica, che permettono la riduzione degli sprechi per riscaldamento squilibrato o semplicemente non legato alle effettive necessità dell'utente. In sede di stesura della normativa UNI 10200 i rappresentanti dei costruttori dei ripartitori non hanno voluto prendersi la responsabilità della taratura di questi apparecchi come contabilizzatori in quanto, giustamente, non possono conoscere le caratteristiche di tutti i radiatori su cui gli apparecchi saranno installati. Si è sentita pertanto l'esigenza di verificare se e a quali condizioni i ripartitori possono fornire un numero da mettere in relazione, con sufficiente precisione, con l'energia termica erogata dal radiatore.

## SCOPO DEL LAVORO

L'oggetto "ripartitore" è un apparecchio che integra nel tempo una differenza di temperatura; non si vuole, in questo lavoro, entrare nel merito della riferibilità del suddetto strumento che potrebbe essere valutata con una normativa apposita (attualmente non esistente).

Scopo del presente lavoro è invece quello di verificare la precisione con cui ripartitori normalmente in commercio misurano il calore ceduto dal radiatore all'ambiente. Poiché essi, sulla base di alcune informazioni ricevute circa la potenzialità del radiatore, il tipo di accoppiamento termico tra sensore e radiatore e la temperatura ambiente mantenuta, forniscono un conteggio progressivo, si tratta di verificare la costanza del fattore moltiplicativo da utilizzare per risalire dal valore della differenza tra due letture al calore erogato nell'intervallo di tempo tra le letture stesse.

Nell'effettuare l'indagine parametrica sulle grandezze che influenzano tale fattore si è controllata anche l'influenza della posizione dell'elemento sensibile sulla superficie del radiatore nonché la possibilità di regolare l'erogazione di calore solo tramite valvola termostatica, con temperatura di ingresso costante e indipendente dalla temperatura esterna del fluido termovettore. Una regolazione solo sulla portata di questo tipo presenterebbe il vantaggio di far funzionare la valvola termostatica per la maggior parte del tempo in posizione di quasi chiusura, là dove la sua risposta è più rapida, e di poter sfruttare al meglio le caldaie a condensazione perché la temperatura di ritorno risulterebbe mediamente più bassa. Inoltre, con una regolazione di velocità delle pompe in funzione del  $\Delta p$  si otterrebbe anche un risparmio di energia elettrica.

## APPARECCHIATURA DI PROVA

L'apparecchiatura entro cui sono state eseguite le prove è la camera termostatica per prova radiatori in dotazione del Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino.

Essa si compone di due locali, l'uno interno all'altro. Il primo è costituito in muratura in accordo con le norme UNI 6514 per quanto concerne sia le dimensioni sia la costituzione delle pareti, del pavimento e del soffitto; quello esterno è invece una struttura leggera e resistente, costituita da pannelli prefabbricati in fibre di legno ininfiammabile con interposta lana di vetro e con una conduttanza equivalente inferiore a  $0,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ .

Lo spazio compreso fra le due strutture parallelepipedo è diviso in sei intercapedini, delle quali quattro in corrispondenza delle facce laterali, una del soffitto e un'ultima del pavimento della camera interna.

Entro la camera centrale, in posizione conforme a quanto prescrive la norma UNI 6514, è stato posto il radiatore su cui applicare i ripartitori in prova. Tale radiatore è un modello in ghisa a piastre a quattro colonne alimentato da un circuito d'acqua che comprende un serbatoio a battente costante con riscaldatore, un riscaldatore elettrico supplementare per la regolazione fine della temperatura, una vasca di raccolta e una pompa di tipo centrifugo.

Un sistema di controllo automatico provvede a portare e mantenere la temperatura di ingresso dell'acqua al valore impostato mentre un altro sistema interviene sulle apparecchiature di raffreddamento e movimentazione dell'aria nell'intercapedine in modo da mantenere la temperatura voluta ( $20^\circ\text{C}$ ) nella camera riscaldata dal radiatore.

Un intervento manuale sulla portata d'acqua tramite valvola con filetto a passo fine permette di regolare anche la temperatura di uscita dell'acqua dal radiatore. La valutazione della portata in massa avviene tramite un misuratore volumetrico a induzione elettromagnetica attraverso una curva di taratura che tiene conto anche della variazione di densità dell'acqua in funzione della temperatura di uscita di questa dal radiatore. La portata viene controllata saltuariamente con misure di tipo ponderale.

## CARATTERISTICHE DEI RIPARTITORI PRESI IN ESAME

I ripartitori analizzati sono stati cinque, tutti provenienti dalla stessa ditta costruttrice ma con caratteristiche funzionali diverse. Essi saranno contrassegnati con le prime cinque lettere dell'alfabeto. Ciascuno di essi deve essere sistemato con accorgimenti opportuni e in posizione adeguata sul radiatore onde rilevare correttamente le temperature tramite i propri sensori.

La ditta costruttrice ne suggerisce la sistemazione a metà della lunghezza del radiatore a una altezza dalla base dello stesso pari al 75% dell'altezza totale (tipi B, C, D, E) o all'80% dell'altezza totale (tipo A).

Il display a cristalli liquidi posto su ciascuno di essi permette la visualizzazione di 5 cifre. In programmazione normale esso visualizza, in successione, tre parametri numerici, con una scansione di pochi secondi tra un parametro e il successivo. Il primo parametro è chiamato "contatore" e indica la somma degli scatti dal momento

dell'azzeramento sino all'istante presente. Il secondo parametro numerico, detto "totalizzatore", fornisce il totale degli scatti conteggiati nella stagione precedente al fine di costituire un utile riferimento per la valutazione del consumo attuale. Il terzo parametro è detto "indice di programmazione". Esso è un numero impostato secondo le istruzioni della casa costruttrice in base al fattore di valutazione  $K_{tot}$  descritto nella Norma UNI 834. Appena viene superato l'ultimo giorno del periodo di rilevamento, in modo automatico, il contatore trasferisce il numero conteggiato al totalizzatore e si azzer istantaneamente, riprendendo così la sua normale funzione di contatore. I dispositivi non richiedono collegamenti elettrici in quanto alimentati da batteria, la cui durata è di almeno 10 anni.

Il ripartitore A è dotato di un sensore di temperatura. I ripartitori B e C possiedono un secondo sensore detto "start" che funge da termostato di accensione, perciò in gergo tecnico vengono chiamati a un sensore e mezzo. È un sensore che percepisce l'irraggiamento del radiatore e dell'ambiente circostante e ha lo scopo di spegnere la funzione di conteggio nel caso in cui si rilevi una differenza di temperatura così bassa da presupporre che il radiatore non sia in funzione. I ripartitori D ed E hanno, al posto del sensore di start, un vero e proprio sensore di temperatura ambiente che rileva tale temperatura nel tempo. In questo caso è plausibile pensare che il consumo energetico sia conteggiato sulla base della differenza effettiva di temperatura fra radiatore e ambiente. Ciò che differenzia C da B ed E da D è la possibilità di trasmettere i dati via radio tramite un minuscolo trasmettitore alloggiato nella parte inferiore del circuito elettronico.

## PROVE EFFETTUATE

Per tutti i ripartitori le condizioni di prova sono state le seguenti (temperatura ambiente 20°C):

Temperatura ingresso acqua nel radiatore $t_e$	Temperatura uscita acqua dal radiatore $t_u$
90	75 - 70 - 60 - 50 - 40
80	70 - 60 - 50 - 40 - 30
70	60 - 50 - 40 - 30
65	50 - 40 - 30

Per problemi legati ai limiti degli strumenti di regolazione, è divenuta assai difficoltosa la ricerca precisa delle suddette condizioni di prova, si è perciò preferito attenersi a condizioni vicine a quelle sopra riportate a favore di una riduzione sensibile del tempo necessario per il raggiungimento della condizione di regime. A regime ottenuto l'andamento della temperatura superficiale del radiatore è stato rilevato tramite un lettore sensibile ai raggi infrarossi. Puntando con lo strumento normalmente alla superficie da una distanza di circa 10 cm, lo strumento restituisce la temperatura media di una porzione di superficie di circa 10 cm di diametro. Si sono così rile-

vate 90 temperature medie attribuite ad altrettanti 90 elementi di superficie. Tali rilievi hanno permesso di inserire, in taluni casi, due ripartitori contemporaneamente sul radiatore avendo constatato che le temperature superficiali nei punti di inserimento coincidevano con quella letta nella posizione prescritta dalla casa costruttrice.

A regime ottenuto sono stati misurati:

- la quantità di acqua  $M$  passata in un intervallo di tempo  $\Delta\tau$ ;
- le temperature di ingresso  $t_e$  e di uscita  $t_u$  dell'acqua dal radiatore;
- il numero di scatti registrati dal ripartitore  $n_s$  nello stesso intervallo di tempo;
- la temperatura ambiente al centro della camera di prova a diverse altezze.

Per non ottenere in un tempo limitato (dell'ordine di 15-20 ore) un numero di scatti troppo modesto e quindi soggetto a una grossa incertezza, il sensore è stato attivato imponendo una potenzialità del radiatore maggiorata di un fattore moltiplicativo  $F_m$  rispetto a quella fornita dalla casa costruttrice per lo stesso radiatore in modo da aumentare la velocità di conteggio.

Da tali letture sono state ricavate, per ogni configurazione di prova:

- il flusso termico  $P$  erogato dal radiatore

$$P = \frac{M}{\Delta\tau} \cdot c_p (t_e - t_u) \quad [W]$$

- il fattore  $x$  moltiplicativo cercato

$$x = P \cdot \Delta\tau \cdot F_m / n_s \quad [MJ/scatto]$$

Il calore specifico dell'acqua  $c_p$  è stato calcolato di volta in volta secondo la norma UNI 6514.

È ovvio che un ripartitore ideale dovrebbe fornire, per tutte le situazioni provate, lo stesso valore di  $x$ .

Si fa inoltre notare che sono particolarmente rappresentative di condizioni di funzionamento reale le seguenti situazioni:

$t_e$	$t_u$	$\Delta t$	$t_a$	$t_m - t_a$	Condizione
[°C]					
90	80	10	20	65	*
90	60	30	20	55	☆
90	30	60	20	40	*
75	65	10	20	50	*

\* è una condizione limite che può verificarsi nel transitorio del mattino, quando la centralina commuta dalla fase di riduzione notturna alla fase di normalizzazione diurna: la valvola termostatica risulta totalmente aperta.

☆ la si ritrova generalmente quando il radiatore è sovradimensionato o la portata d'acqua è inferiore alle esigenze.

\* è la condizione che si otterrebbe in giornata media stagionale (non di punta) per un impianto con valvole termostatiche senza centralina di regolazione diurna della temperatura ambiente. La valvola termostatica è al limite di chiusura.

\* si verifica mediamente, nella stagione, in impianti con centralina di regolazione della temperatura ambiente.

Le condizioni ☆, ☆, \* non hanno bisogno della centralina che regola la  $t_a$  in funzione  $t_a$ , poiché questo scopo è svolto dalle valvole termostatiche, le quali possono lavorare a  $t_a = \text{cost}$ .

## ANALISI DEI RISULTATI

I diagrammi nelle figure da 1 a 3 riportano i valori del fattore moltiplicativo  $x$  in funzione della portata d'acqua  $\dot{m}_{H_2O}$ .

Alla nube di punti sperimentali sono state sovrapposte le curve degli andamenti ricavati per ciascuna temperatura di ingresso dell'acqua. Le curve sono state ottenute con un programma di ottimizzazione che utilizza il metodo

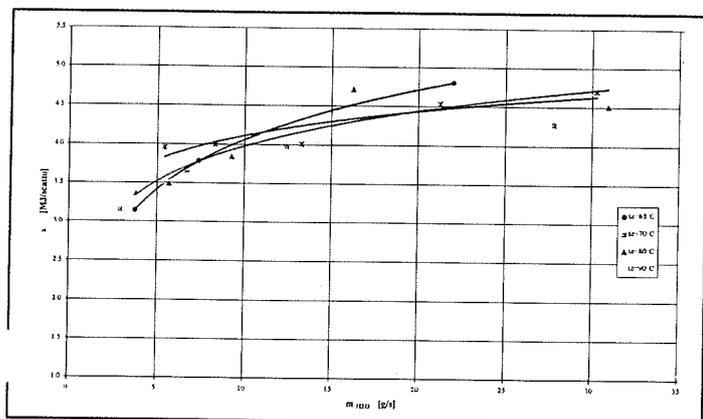


Figura 1 - Fattore moltiplicativo  $x$  in funzione della portata - Ripartitore A.  
x factor versus the flow rate. Heat cost allocator A.

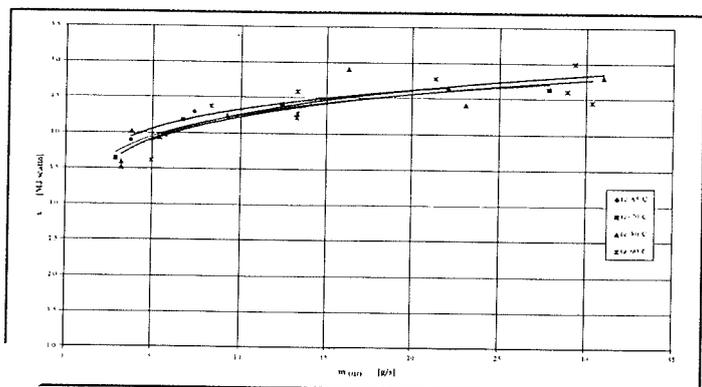


Figura 2 - Fattore moltiplicativo  $x$  in funzione della portata - Ripartitori B e C.  
x factor versus the flow rate. Heat cost allocators B and C.

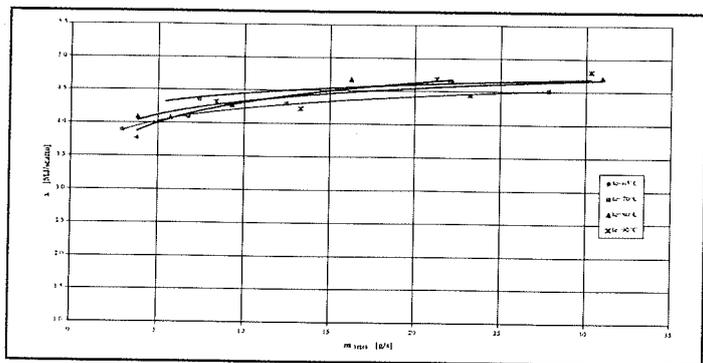


Figura 3 - Fattore moltiplicativo  $x$  in funzione della portata - Ripartitori D ed E.  
x factor versus the flow rate. Heat cost allocators D and E.

dei minimi quadrati attribuendo a  $x$  un andamento lineare in funzione del logaritmo della portata. Si vede che  $x$  è funzione di  $\dot{m}_{H_2O}$  e poco della temperatura di ingresso al radiatore, soprattutto per i ripartitori B e C che sono stati evidentemente programmati per lavorare a portata costante.

Le regressioni in funzione di  $\ln(\dot{m}_{H_2O})$  e  $t_e$  hanno assunto le seguenti espressioni:

$$A \quad x = 0,62418 \cdot \ln(\dot{m}_{H_2O}) - 0,00537 \cdot t_e + 2,12932$$

$$B \text{ e } C \quad x = 0,46731 \cdot \ln(\dot{m}_{H_2O}) - 0,00364 \cdot t_e + 3,48658$$

$$D \text{ ed } E \quad x = 0,32395 \cdot \ln(\dot{m}_{H_2O}) - 0,005 \cdot t_e + 3,18929$$

La rappresentazione dei valori di  $x$  in funzione del flusso termico erogato ha dato luogo a una nube più sparsa evidenziando che in questo caso  $x$  è funzione più importante anche della temperatura di ingresso dell'acqua.

La regressione in funzione di  $\ln(P)$  e di  $t_e$  ha fornito:

$$A \quad x = 1,69726 \cdot \ln(P) - 0,03189 \cdot t_e - 5,37136$$

$$B \text{ e } C \quad x = 1,24138 \cdot \ln(P) - 0,02927 \cdot t_e - 2,09631$$

$$D \text{ ed } E \quad x = 0,8804 \cdot \ln(P) - 0,01419 \cdot t_e - 0,68248$$

La bontà delle regressioni ottenute è messa in evidenza nei diagrammi delle figure da 4 a 6.

La tabella I riporta i valori massimi e minimi di  $x$  rilevati a portata costante ma a temperature di ingresso dell'acqua diverse (regolazione centralizzata della temperatura dell'acqua); si nota che per tutte le portate i ripartitori a due sensori registrano una variazione percentuale di  $x$  intorno al valore medio  $\pm 3\%$ .

La tabella II riporta, invece, i valori massimi e minimi di  $x$  per portate variabili e temperature di ingresso dell'acqua costante. Ne risulta una variazione percentuale minima di  $x$  intorno al valore medio, sempre per i ripartitori a due sensori dell'ordine di  $\pm 6,5\%$  a  $90^\circ\text{C}$ .

La variazione risulterebbe tuttavia minore se si prendessero gli estremi di  $x$  rilevati nel campo delle portate più frequenti negli impianti ( $30\div 90 \text{ kg/h}$ ).

Le figure 7 e 8 rappresentano la superficie frontale del radiatore suddivisa nelle 90 areole entro le quali sono state lette le temperature raggiunte, in condizioni stazionarie, per ogni condizione impostata. In particolare i valori riportati riguardano le condizioni:  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $t_{li} = 70^\circ\text{C}$  ( $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ ) e  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $t_{li} = 30^\circ\text{C}$  ( $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ ). Sulle figure il tratteggio individua l'area di temperatura pari alla temperatura media superficiale del radiatore. Appare evidente che la zona si sposta verso l'alto per portate decrescenti.

Altre temperature baricentriche potrebbero essere calcolate come quella derivante dalla media logaritmica della sovratemperatura del fluido termovettore ( $t_{ln}$ ), oppure quella che si otterrebbe calcolando la potenza

Tabella I – Escursione dell'incertezza percentuale nella valutazione di  $x$  a portata costante (regolazione termica dell'acqua);  $\bar{x}$  è il valore di  $x$  a portata costante mediato sui valori ottenuti per le diverse  $t_e$

Tab. I – Percent uncertainty range of  $x$  factor at constant flow rate (thermal regulation of the inlet water);  $\bar{x}$  is the mean value at constant flow rate averaged over the  $x$  found for the various  $t_e$

$\dot{m} = \text{cost}$	$x_{\max}$	$x_{\min}$	$\bar{x}$	$(\Delta x/\bar{x})_+$	$(\Delta x/\bar{x})_-$	Ripartitore
[kg/h]	[MJ/scatto]	[MJ/scatto]	[MJ/scatto]	%	%	
18	3.80	3.42	3.56	6.94	-3.76	A
36	4.12	3.82	4.00	3.07	-4.64	
54	4.46	4.02	4.26	4.56	-5.71	
72	4.72	4.16	4.45	6.31	-6.40	
90	4.94	4.28	4.59	7.56	-6.89	
108	4.71	4.37	4.70	8.53	-7.27	
18	4.07	3.91	3.97	2.57	-1.58	B e C
36	4.35	4.24	4.28	1.52	-1.07	
54	4.51	4.43	4.46	0.98	-0.81	
72	4.63	4.57	4.59	0.64	-0.64	
90	4.74	4.66	4.70	0.86	-0.71	
108	4.83	4.74	4.78	1.04	-0.77	
18	4.32	4.02	4.13	4.6	-2.72	D ed E
36	4.47	4.24	4.35	2.77	-2.43	
54	4.55	4.36	4.47	1.78	-2.65	
72	4.65	4.44	4.57	1.78	-2.80	
90	4.75	4.50	4.64	2.42	-2.91	
108	4.83	4.55	4.69	2.93	-3.00	

Tabella II – Escursione dell'incertezza percentuale nella valutazione di  $x$  a  $t_e$  costante (regolazione con valvola termostatica);  $\bar{x}$  è il valore di  $x$  a  $t_e$  costante mediato sui valori ottenuti per le diverse portate.

Tab. II – Percent uncertainty range of  $x$  factor at  $t_e$  constant (thermostatic valve regulation);  $\bar{x}$  is the mean value at constant  $t_e$  averaged over the  $x$  found for the various flow rates.

$t_e = \text{cost}$	$x_{\max}$	$x_{\min}$	$\bar{x}$	$(\Delta x/\bar{x})_+$	$(\Delta x/\bar{x})_-$	Ripartitore
[°C]	[MJ/scatto]	[MJ/scatto]	[MJ/scatto]	%	%	
90	4.71	3.97	4.25	10.85	-6.72	A
80	4.73	3.37	4.00	18.41	-15.66	
70	4.28	3.17	3.77	13.64	-15.95	
65	4.82	3.16	3.92	22.78	-19.50	
90	4.98	3.63	4.35	14.55	-16.59	B e C
80	4.91	3.53	4.19	17.16	-15.71	
70	4.63	3.65	4.23	9.65	-13.53	
65	4.63	3.91	4.28	8.14	-8.71	
90	4.82	4.24	4.53	6.46	-6.28	D ed E
80	4.73	4.10	4.39	7.59	-6.68	
70	4.53	3.90	4.21	7.51	-7.43	
65	4.67	3.78	4.37	6.88	-13.39	

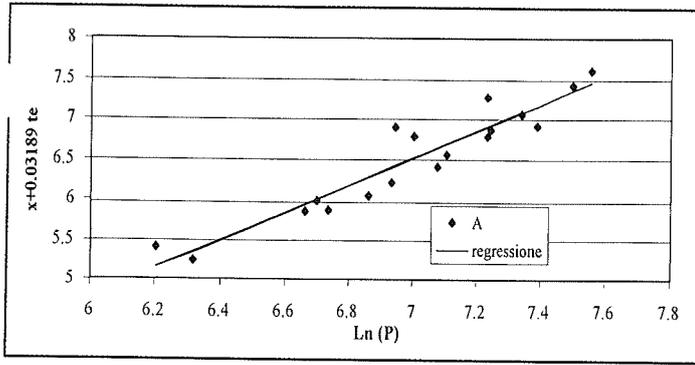


Figura 4 - Regressione di  $x$  in funzione di  $t_e$  e  $\ln(P)$ .  
Linear regression of  $x$  versus  $t_e$  and  $\ln(P)$ .

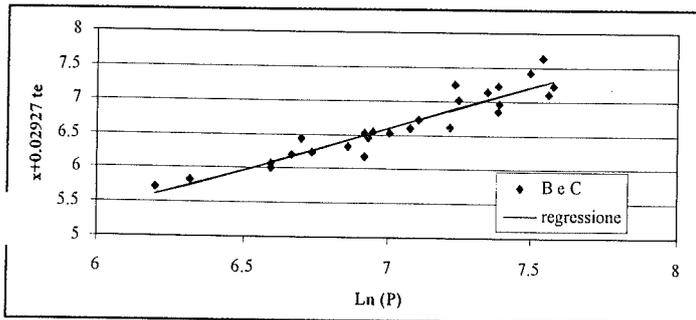


Figura 5 - Regressione di  $x$  in funzione di  $t_e$  e  $\ln(P)$ .  
Linear regression of  $x$  versus  $t_e$  and  $\ln(P)$ .

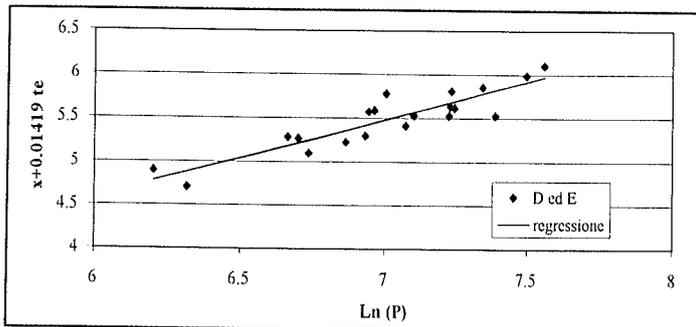


Figura 6 - Regressione di  $x$  in funzione di  $t_e$  e  $\ln(P)$ .  
Linear regression of  $x$  versus  $t_e$  and  $\ln(P)$ .

erogata in funzione di una differenza di temperatura elevata a una potenza caratteristica del radiatore utilizzato e ottenuta dalla taratura del medesimo ( $t_{esp}$ ). Tali temperature, per le figure riportate, hanno assunto i seguenti valori:

$t_e - t_u$	$\bar{t}_s$	$t_{in}$	$t_{esp}$
10	73,16	73,78	73,21
50	48,14	49,27	49,22

Le posizioni sulla superficie del radiatore nelle quali si riscontrano i valori di queste temperature medie sono pressoché coincidenti.

Nella parte alta di ogni figura è anche evidenziata con un cerchio la posizione del ripartitore. Il cerchio scuro rappresenta il ripartitore A, il cerchio bianco tutti gli altri.

80	80	79	79	79	79	78	78	77	77
76	78	78	78	78	77	77	77	77	76
74	77	77	77	76	76	76	76	76	75
73	76	76	76	76	76	76	76	76	75
72	74	74	74	74	74	74	74	74	74
69	72	72	72	72	72	73	73	73	73
67	70	70	70	71	71	71	71	72	72
65	68	68	68	69	69	70	70	70	71
63	66	66	66	66	66	66	66	67	68

Figura 7 - Temperature superficiali radiatore:  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .  
Radiator surface temperatures:  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ .

78	78	77	76	75	74	73	72	71	69
68	67	66	66	65	64	63	63	62	62
58	57	57	57	57	57	57	57	57	56
50	50	50	50	50	50	51	51	51	51
44	44	45	45	45	45	45	46	46	46
39	39	40	40	41	41	41	42	42	42
35	36	36	37	37	37	38	39	40	40
31	31	32	33	33	34	34	35	35	36
30	30	30	30	31	31	32	32	32	32

Figura 8 - Temperature superficiali radiatore:  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ .  
Radiator surface temperatures:  $t_e = 80^\circ\text{C}$ ,  $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ .

## ELABORAZIONI SUCCESSIVE

Si è voluto a questo punto ricercare la dipendenza di  $x$  dall'altezza  $H$  di posizione del ripartitore sul radiatore. Per far questo dai dati sperimentali si è dapprima trovata la correlazione tra temperatura superficiale  $t_s$  sentita dal ripartitore e il numero di scatti all'ora eseguiti. È stato allora possibile il calcolo, per ogni potenza scambiata, del valore di  $x$  per il ripartitore posto in una posizione qualsiasi lungo la verticale di mezzzeria del radiatore.

Le figure da 9 e 10 sono esempi di rappresentazione dei risultati ottenuti. Sulla figura 9 sono riportati gli andamenti di  $x$  in funzione dell'altezza  $H$  per diverse potenze erogate a parità di temperatura di ingresso dell'acqua.

Si nota che all'aumentare della potenza le curve ten-

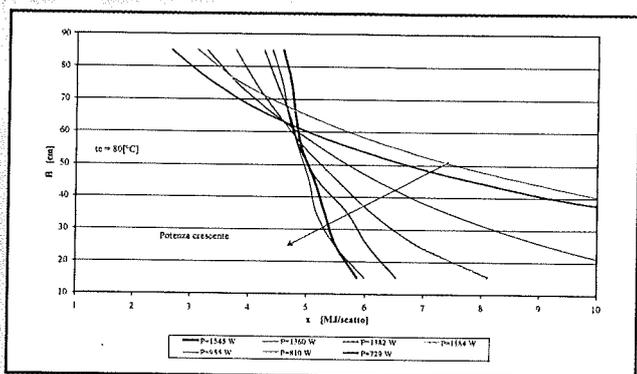


Figura 9 - Valore di  $x$  in funzione dell'altezza di posizionamento a  $t_c$  costante e diverse potenze erogate: B e C.  
 $x$  versus the position height of the heat cost allocator on the radiator surface:  $t_c$  constant and different powers supplied; allocators B and C.

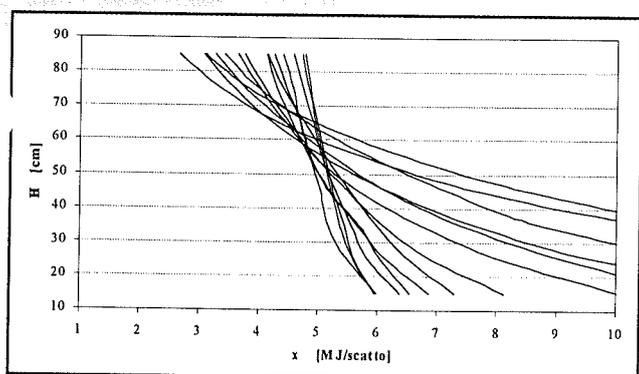


Figura 10 - Valore di  $x$  in funzione dell'altezza di posizionamento dei ripartitori B e C: tutte le prove.  
 $x$  versus the position height of the heat cost allocator on the radiator surface:  $t_c$  constant and different powers supplied; allocators B and C: all the tests.

dono a divenire verticali, cioè per grandi portate il coefficiente di proporzionalità al consumo diventa poco sensibile alla posizione. Nella figura 10 sono sovrapposte, per i ripartitori di tipo B e C, le curve tenute con tutte le temperature di ingresso e tutte le potenze erogate.

Si nota che le curve formano un fascio la cui zona di convergenza fornisce il valore di  $x$  più insensibile alle diverse tipologie di regolazione effettuabili: 1 - prerogolazione della temperatura di ingresso con regolazione locale tramite valvola termostatica molto aperta; 2 - distribuzione a temperatura costante e molto elevata con regolazione locale a valvola molto chiusa.

La zona di convergenza del fascio è localizzata un po' al di sotto del punto in cui la ditta costruttrice ha indicato di sistemare il ripartitore.

## CONCLUSIONI

Gli strumenti provati con il loro tipo di accoppiamento forniscono una lettura che, almeno per i modelli a un sensore e mezzo e a due sensori, è proporzionale,

tramite il fattore  $x$ , all'energia termica erogata: le incertezze legate alla variazione del fattore  $x$  con le portate e le  $t_c$  momentanee sono certamente maggiori delle incertezze medie stagionali perché sul lungo termine si hanno automaticamente fenomeni di compensazione come è risultato da calcoli da noi effettuati che faranno parte di una prossima relazione.

Essi sono certamente validi per la ripartizione delle spese di riscaldamento secondo la Norma UNI 10200 in particolare se i radiatori sono tutti dello stesso tipo. Il massimo di prestazione dell'accoppiata ripartitore-radiatore si ottiene con la taratura contemporanea del radiatore, provato secondo la normativa vigente per esso, e del ripartitore a due sensori direttamente inserito. In tal caso lo strumento, da semplice ripartitore può diventare misuratore con incertezze  $< \pm 5\%$  nel normale campo di esercizio dell'impianto di riscaldamento (paragonabile a quella dei contatori diretti). Si osserva che il posizionare il ripartitore sul radiatore al di sopra o al di sotto della zona di minima variazione di  $x$  può far sì che la ripartizione delle spese venga fatta a favore dei consumatori o dei risparmiatori; anche questo aspetto è in via di studio.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] UNI 6514/87, Corpi scaldanti alimentati ad acqua calda o a vapore a bassa pressione - Prova termica - 1987 (la Norma è ora sostituita dalla EN 442 - Parte 2°)
- [2] UNI EN 834, Ripartitori dei costi di riscaldamento per la determinazione del consumo dei radiatori, Apparecchiature ad alimentazione elettrica, dicembre 97
- [3] UNI 10200, Impianti di riscaldamento centralizzati. Ripartizione delle spese di riscaldamento, 1993
- [4] Arneodo P., Caon S., Caruso S., Mazza A., Studio del comportamento termico di un corpo scaldante in condizioni lontane dalle condizioni di prova, CDA, Anno 33 n.1, gennaio 89
- [5] Ravogli A.M., Contabilizzazione del calore: la misura dell'energia termica, PEG, 1991
- [6] Regolazione degli impianti di riscaldamento, Tecniche Nuove, Milano 1982
- [7] Sacchi A., Soma F., Stanchi G., I contatori di calore: tipologie delle apparecchiature esistenti e problemi di prova, XLV Congresso Nazionale ATI, 18-21 settembre 1990
- [8] Sacchi A., Cagliaris G., Fisica Tecnica, 2° volume, Climatizzazione, UTET, Torino 1996

Dott. ing Giorgio Bozzini, p.i. Silvano Caon, prof. ing. Carla Lombardi, prof. ing. Alfredo Sacchi, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Torino  
 P.i. Franco Soma, Edilclima, Borgomanero (NO)

Articolo 01-6

Il presente manoscritto è stato ricevuto il 09-04-99 e accettato per la pubblicazione il 18-11-99

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.