

UN APPARATO PER L'ANALISI SPERIMENTALE DELLO SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO IN CONDOTTI CON PARETE CORRUGATA

Angelo Farina (*), Giorgio Pagliarini (**)

(*) Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Parma, Via delle Scienze,
43100 PARMA - tel. 0521 905854 - fax 0521 905705

(**) Istituto di Fisica Tecnica, Facoltà di Ingegneria, Viale Risorgimento 2,
40136 BOLOGNA - tel. 051 6443281 - fax 0521 6443296

SOMMARIO

La memoria riferisce sul progetto e sulla realizzazione di un apparato sperimentale per la determinazione del coefficiente locale di scambio termico convettivo in condotti circolari a profilo liscio e corrugato. Vengono altresì presentati i primi risultati ottenuti, impiegando acqua in regime laminare.

Viene anzitutto introdotto il problema della determinazione sperimentale del coefficiente di scambio termico in condotti corrugati. Vengono quindi dettagliatamente descritti l'apparato realizzato e la tecnica di elaborazione dei dati.

Scopo della ricerca avviata è lo studio del coefficiente di scambio termico in geometrie non convenzionali, con fluidi non newtoniani tipici dell'industria alimentare, particolarmente in regime di moto laminare.

I risultati sinora ottenuti consentono di evidenziare il diverso comportamento dei condotti a parete corrugata rispetto a quelli a parete liscia.

1. INTRODUZIONE

In molti settori vengono estesamente impiegati scambiatori di calore di tipo tubo-in-tubo o scambiatori a fasci tubieri, in particolare in tutti quei casi in cui è importante poter lavare accuratamente le superfici ed eliminare facilmente eventuali incrostazioni. Inoltre, nell'industria alimentare si ha sovente a che fare con fluidi molto viscosi, che spesso si discostano dal comportamento ipotizzato in base alla legge costitutiva di Newton.

In queste condizioni lo scambio termico convettivo avviene spesso in regime di moto laminare, a cui corrispondono valori del numero di Nusselt relativamente modesti. Sono pertanto stati proposti condotti con superficie non liscia, quale mezzo per incrementare il coefficiente locale di scambio termico, e dunque consentire la realizzazione di scambiatori più efficienti e più compatti.

Lo studio delle prestazioni di condotti con parete scabra o corrugata è stato da tempo affrontato, sia per quanto riguarda l'incremento dello scambio termico, sia riguardo le perdite di carico per attrito. In particolare va citato il fondamentale lavoro di Webb et al. [1,2], che hanno studiato condotti circolari con corrugazione costituita da anelli di sezione rettangolare uniformemente spazati: tali studi, comunque, come quello di altri ricercatori

che hanno affrontato geometrie diverse, hanno riguardato esclusivamente il regime di moto turbolento.

Va anche detto che i condotti proposti da Webb non sono molto adatti all'impiego con fluidi alimentari, perchè gli spigoli vivi delle corrugazioni vengono facilmente a costituire punti di deposito e di incrostazione. Sono pertanto stati sviluppati condotti con profilo più dolce, ottenuto mediante lavorazioni meccaniche di tubi lisci a parete sottile. Gran parte di essi presenta, per esigenze di lavorazione, una corrugazione di tipo elicoidale, capace di produrre una più o meno spiccata componente rotazionale nel moto del fluido entro il condotto.

Tubi a corrugazione elicoidale sono stati studiati estesamente da Whithers [3,4] e dal gruppo di Richards e Christensen [5,6,7], sempre limitatamente al regime turbolento e con fluidi newtoniani. In tali condizioni, comunque, esiste ormai una certa abbondanza di risultati sperimentali, che hanno consentito di proporre relazioni capaci di fornire una ragionevole stima dei coefficienti di scambio termico in funzione dei parametri geometrici dei tubi.

Diversamente, rimane da indagare il comportamento di tubi a corrugazione elicoidale nel campo del moto laminare, e soprattutto in presenza di fluidi non newtoniani tipici dell'industria alimentare.

L'attuale fase della presente ricerca è finalizzata principalmente alla determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo, mentre in una fase successiva verrà analizzato anche il problema delle perdite di carico.

Ovviamente il confronto va sempre effettuato con le prestazioni di un corrispondente tubo liscio. Lo studio ha pertanto riguardato, inizialmente, tale geometria, con acqua in regime di moto laminare. Quindi sono stati considerati due diversi tubi corrugati, caratterizzati da corrugazione elicoidale singola e doppia.

La ricerca proseguirà con l'allargamento del confronto ad un maggior numero di configurazioni geometriche, e con la successiva introduzione di fluidi non newtoniani.

In base alla precedente esperienza nello studio di tubi lisci, si è pertanto provveduto a progettare e realizzare un idoneo circuito di prova, che viene nel seguito dettagliatamente descritto, corredato di un sistema computerizzato di acquisizione ed analisi dei dati.

La sezione di misura lavora a flusso di calore costante, ottenuto mediante passaggio di corrente lungo la parete del tubo stesso. Dalla misura della temperatura di parete del condotto, è possibile risalire al valore locale del coefficiente di scambio termico.

I dati vengono analizzati in modo da porre a confronto i rilievi sperimentali con la soluzione analitica esatta disponibile per il caso di tubo liscio. Inoltre viene effettuato un ulteriore confronto fra le prestazioni dei tubi corrugati e quelle del tubo liscio.

2. L' APPARATO DI PROVA

La fig. 1 illustra schematicamente il circuito di prova. Esso è costituito da:

- una vasca in acciaio inox contenente il fluido termovettore;
- una pompa volumetrica a 3 lobi a portata variabile tra i 60 e 200 l/h;
- uno scambiatore a fascio tubiero multiplo per la termostatazione del fluido in ingresso alla sezione di prova;

- un pozzetto di calma che garantisce l'uniformità della temperatura del fluido prima dell'ingresso nella sezione di misura;
- il tubo di prova, disposto orizzontalmente, riscaldato mediante passaggio di corrente elettrica lungo la parete, e isolato termicamente mediante uno strato di poliuretano espanso spesso 40 mm;
- 12 termocoppie rame-costantina installate sulla superficie esterna del tubo;
- un trasformatore elettrico (derivato da una saldatrice), con regolazione della potenza erogata mediante circuito dimmer inserito sul primario, in grado di erogare fino a 100 A su un carico di resistenza teoricamente nulla (la resistenza del tratto di tubo riscaldato è pari a circa 0.03Ω);
- 2 termocoppie inserite entro il fluido, a monte ed a valle della sezione direttamente riscaldata, per la misura dell'incremento di temperatura del fluido;
- un misuratore di portata di tipo magnetofluidodinamico;
- un multimetro di precisione HP tipo 3457A, con scheda a relais per la commutazione di 10 ingressi;
- un analizzatore di spettro FFT OnoSokki CF920 a 2 canali, per la misura in tempo reale della corrente e della tensione erogate dal trasformatore;
- un PC IBM mod. 30/286, con interfaccia GPIB National Instruments, per il trasferimento continuo dei dati provenienti dal multimetro e dall'analizzatore FFT.

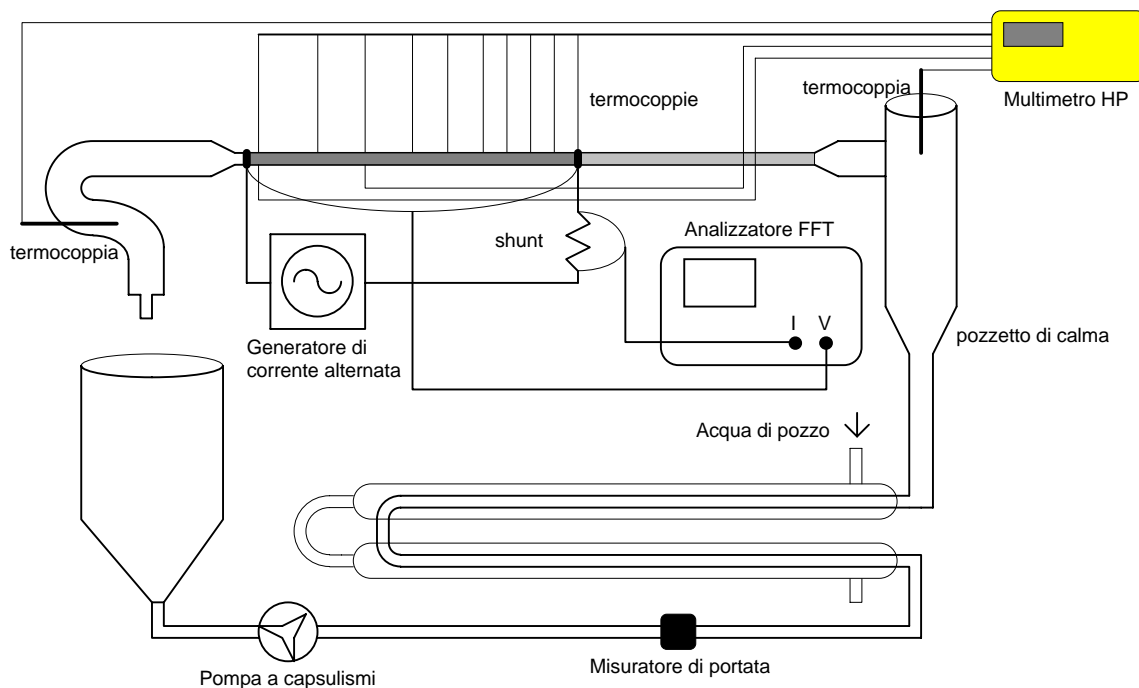


Fig. 1 - Schema del circuito di prova e della strumentazione utilizzata.

La regolazione della portata avviene agendo sia sul regime di rotazione della pompa, sia su un circuito ausiliario di bypass che consente di ridurre con gradualità la portata erogata fino a valori molto prossimi allo zero. L'adozione di una pompa volumetrica garantisce un'elevata stabilità della portata erogata: le fluttuazioni riscontrate sono dello stesso ordine

di grandezza dell'errore di misura della portata stessa, e pertanto non è stato possibile quantificarle.

La misura di portata è stata effettuata mediante cronometraggio del tempo di riempimento di una beuta graduata. L'adozione di un cronometro digitale ha consentito l'esecuzione delle misure con errore standard inferiore al decimo di secondo, mentre l'impiego di una beuta di capacità pari a un litro, con collo graduato di 1 cm di diametro, consente la misura del volume di liquido fuoriscito dal circuito con errore standard di circa 0.2 ml.

Il sistema magnetofluidodinamico è viceversa risultato troppo impreciso per valutare le portate estremamente ridotte connesse al funzionamento in regime laminare.

Per quanto riguarda la misura delle temperature, sono state impiegate termocoppie ottenute mediante saldatura a stagno di fili di rame e costantana di 0.35 mm di diametro. Ciascun canale di misura è collegato ad un circuito cablato a termocoppia differenziale, con un giunto situato nel punto di misura, e l'altro giunto collocato in un pozzetto termostatico a bagno d'olio della ditta Kaye, mantenuto a 0°C mediante un sistema automatico di raffreddamento Peltier.

Tutte le termocoppie sono state eseguite con spezzoni di uguale lunghezza tratti dalle medesime matasse di filo, onde rendere minimi gli scostamenti fra un canale e l'altro.

Le termocoppie deputate alla misura della temperatura di parete del tubo sono state collocate sulla superficie esterna dello stesso, mediante interposizione di un sottile film in materiale dielettrico, e di una goccia di grasso siliconico avente lo scopo di migliorare il contatto termico fra il filo e la parete. Le termocoppie sono poi state mantenute in posizione mediante un nastro in gomma autovulcanizzante.

Poichè il riscaldamento avviene mediante generazione di calore entro la parete del condotto, costituita di acciaio inox e avente spessore di 1 mm, si è ritenuta trascurabile la differenza fra temperatura di parete esterna ed interna.

Nel caso dei tubi corrugati, le termocoppie sono state collocate sempre sulla parte sporgente della corrugazione, ove il montaggio si presenta più agevole. Ciò comporta però un possibile errore sistematico, nel caso in cui la circolazione del fluido entro il condotto presenti anomalie dovute alla corrugazione stessa, con profilo di velocità diverso in corrispondenza delle parti sporgenti e di quelle rientranti del condotto.

La spaziatura delle termocoppie lungo il condotto non è uniforme: esse sono state infatti addensate maggiormente a ridosso della regione di ingresso termico, e spaziate poi via via sempre più verso valle. Dieci termocoppie sono state montate nel punto più alto della sezione del condotto, ed in due posizioni sono state anche installate due termocoppie di riscontro nel punto più basso: ciò con lo scopo di evidenziare l'eventuale presenza di fenomeni di convezione naturale.

La lettura del segnale elettrico prodotto dalle termocoppie differenziali è stata effettuata mediante un multimetro, in grado di leggere tensioni continue con una risoluzione di 10 nV. Lo strumento è estremamente preciso, poichè i valori letti presentano, nel caso di segnale elettrico in ingresso costante, fluttuazioni comunque inferiori ai 30 nV. Tuttavia l'accuratezza è decisamente minore, giacchè il costruttore dichiara un valore di $3.65 \mu\text{V} + 0.004\%$ del valore letto. Nel caso in questione, il segnale elettrico è pari a circa 0.6 mV, e pertanto l'accuratezza assoluta è dell'ordine di $6 \mu\text{V}$, che corrispondono a circa 0.14 °C. Va comunque anche detto che in questi casi non è importante il valore assoluto della tensione

letta (e quindi della temperatura), ma soltanto la differenza fra i valori letti dai vari canali dello strumento. In tale ottica differenziale, pertanto, si può stimare l'errore standard nella misura della differenza di segnale fra due canali qualsiasi pari a circa 60 nV, corrispondenti a meno di 0.002 °C. In effetti, in condizioni di taratura preliminare del sistema con circolazione d'acqua nel condotto non riscaldato, è stato possibile mantenere una condizione di isotermità fra le 14 termocoppie con scostamenti massimi dell'ordine di 0.005 °C per alcune ore.

La corrente alternata erogata dal trasformatore ha una forma d'onda ben lontana da quella sinusoidale, e pertanto la lettura con strumenti di misura tradizionali fornisce errori sistematici non trascurabili. Si è pertanto deciso di effettuare una misura indipendente della corrente erogata e della tensione ai capi del tratto di tubo riscaldato. La prima è stata possibile inserendo uno *shunt* resistivo tarato in serie al circuito elettrico, e la seconda collegando due fili ai morsetti di giunzione fra i cavi di potenza ed il tubo.

I segnali elettrici così ottenuti sono stati inviati ai due canali dell' analizzatore di spettro FFT Ono Sokki CF 920, grazie al quale è possibile digitalizzare in tempo reale le forme d'onda. La fig. 2 mostra i tipici segnali rilevati durante una misura. Il calcolo della potenza istantanea erogata è stato possibile mediante l'implementazione numerica della relazione teorica:

$$Q = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T i(\tau) \cdot V(\tau) \cdot d\tau \quad (1)$$

Poichè l'analizzatore FFT è dotato di convertitori A/D a 12 bit e garantisce un'accuratezza migliore di 1 LSB, si può ritenere che, grazie alla funzione di autoranging sui segnali in ingresso, la potenza elettrica venga stimata con un errore standard dello 0.1 %.

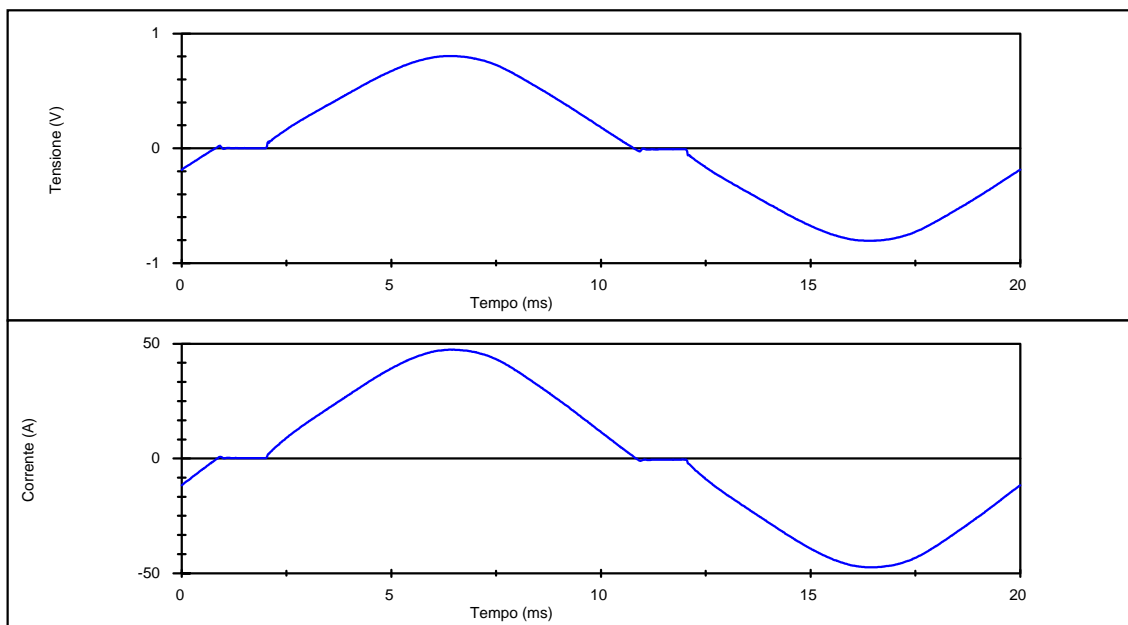


Fig. 2 - Segnali di tensione e corrente erogati dal generatore

3. IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE ED ELABORAZIONE DATI

Un apposito programma di acquisizione, scritto in Quick Basic, consente di rilevare in tempo reale la temperatura del fluido in ingresso ed in uscita dalla sezione riscaldata, la temperatura di parete del condotto e la potenza elettrica fornita.

Il programma di acquisizione dati provvede anche alla conversione dei valori di tensione letti dal multimetro nei corrispondenti valori di temperatura. Ciò mediante un polinomio approssimante di 4° grado, i cui coefficienti erano stati preventivamente determinati mediante prove di taratura eseguite su termocoppie dello stesso tipo. Soltanto il termine noto del polinomio è stato reso dipendente dal singolo canale di misura, mediante una procedura di azzeramento consistente nel forzare l'allineamento fra i valori letti da tutti i canali in condizioni di circolazione dell'acqua, termostata all'ingresso, in assenza di riscaldamento del condotto.

Tale operazione di azzeramento ha avuto inoltre lo scopo di rimuovere, oltre alle minime differenze fra i singoli trasduttori, anche l'effetto del flusso di calore entrante nel sistema dall'esterno, come in seguito spiegato.

In conclusione, l'unico dato rilevato manualmente è costituito dalla portata del fluido. Da tale dato, e dalle temperature di ingresso ed uscita dell'acqua dalla sezione riscaldata, è possibile ricalcolare su base entalpica la potenza termica ricevuta dal fluido: tale valore è risultato sovente coincidente con quello ottenuto dalla misura elettrica, ma in taluni casi (soprattutto a numero di Reynolds molto basso) si sono verificati scostamenti significativi.

Poichè la temperatura del fluido in tutte le prove è compresa tra 12 e 13 °C, si può ritenere che vi sia un certo apporto di calore dall'esterno (l'ambiente viene mantenuto a 20 °C), nonostante lo spesso strato di isolante. L'operazione di azzeramento dei segnali letti dalle termocoppie, eseguita con fluido circolante alla temperatura di ingresso fissata (circa 12 °C), ha comportato anche la reiezione dell'effetto del flusso penetrante dall'esterno, ammesso che lo stesso resti invariato quando il condotto viene riscaldato. Tenuto conto che il riscaldamento è molto modesto, e che la differenza fra temperatura del tubo e temperatura ambiente rimane pressochè invariata, è lecito ritenere che valga la sovrapposibilità degli effetti, e pertanto che le letture effettuate con tubo riscaldato siano quasi completamente depurate dell'effetto del flusso proveniente dall'ambiente.

Nel calcolo dei vari raggruppamenti adimensionali (numeri di Reynolds, Prandtl, Nusselt) sono sempre stati utilizzati i valori delle proprietà del fluido (acqua) alla temperatura di ingresso.

4. DESCRIZIONE DEI CASI STUDIATI

La presente indagine ha riguardato tre condotti: il primo è a parete liscia, ed è servito innanzitutto per verificare la corrispondenza fra i dati sperimentali ottenuti e quanto suggerito dall'analisi teorica del problema. Esso costituisce anche l'ovvio termine di confronto per valutare le prestazioni dei tubi corrugati, che dovrebbero fornire un deciso aumento del coefficiente di scambio termico.

Sono poi stati studiati due condotti a corrugazione elicoidale, la cui tipica geometria è illustrata nella fig. 3. Come si vede, tali tubi sono caratterizzati, oltre che dal diametro

nominale, da due rapporti adimensionali (e/D_n e p/D_n), esprimenti rispettivamente la profondità della corrugazione ed il passo dell'elica rapportati al diametro nominale (valore medio fra diametro interno massimo e minimo).

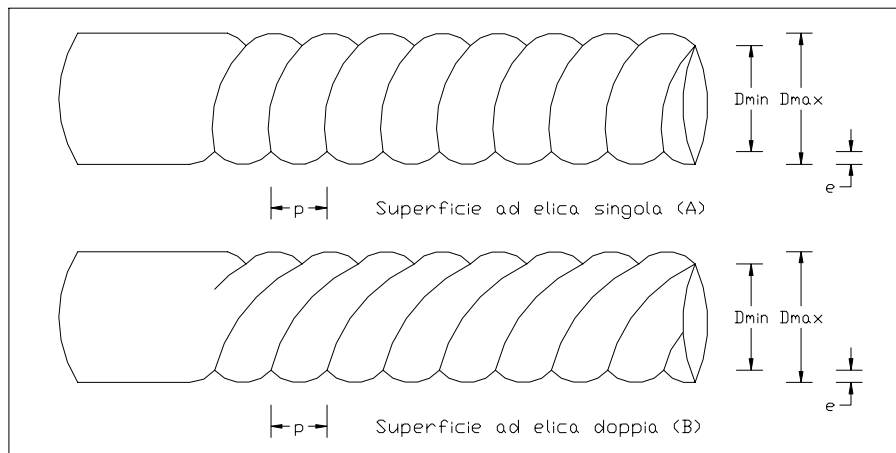


Fig. 3 - Geometria tipica dei tubi corrugati

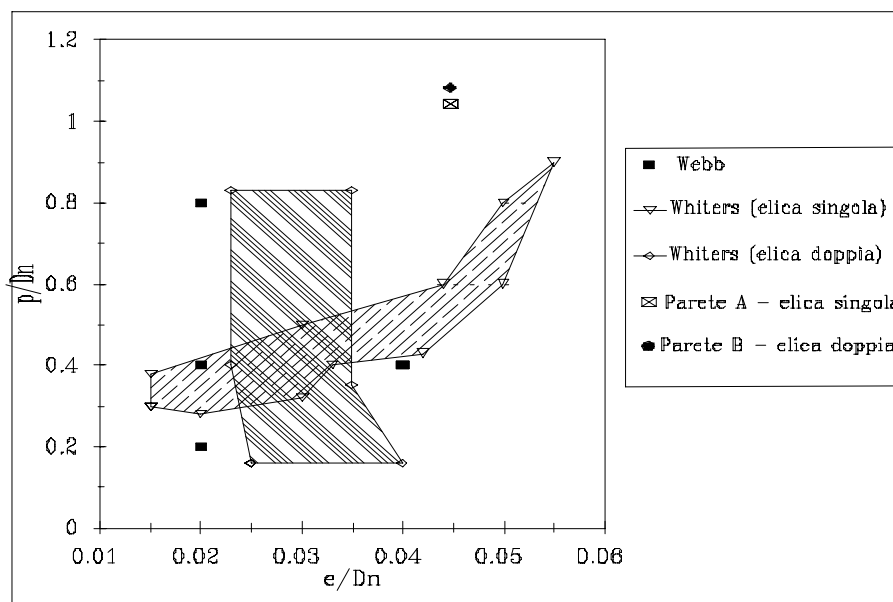


Fig. 4 - "Aspect Ratio" dei tubi considerati

Il diagramma riportato in fig. 4 mostra il valore di tali due rapporti di similitudine per i condotti considerati insieme a quelli oggetto di altri studi, tuttavia relativi al regime di moto turbolento.

Per ciascuno dei tre condotti, sono state eseguite 5 prove con numero di Reynolds variabile da 500 a 2500 (con incremento di 500). La potenza erogata è stata regolata affinché la differenza di temperatura del fluido fra ingresso ed uscita fosse non superiore ad 1°C . In tal modo si è cercato di limitare gli effetti di variazione delle proprietà del fluido.

5. RISULTATI

La fig. 5 illustra il confronto fra il valore locale del numero di Nusselt, misurato nelle 5 prove effettuate sul tubo liscio, e le relazioni analitiche per il caso di regione di ingresso termico con flusso di calore costante (condizione H) e con temperatura di parete costante (condizione T). Si osserva che in prossimità della regione di ingresso i valori sperimentali sono decisamente inferiori rispetto alla curva H, come peraltro prevedibile in considerazione dell'effetto coniugato conduzione-convezione [8]; più a valle viene raggiunto il valore relativo alla curva teorica H. Tale valore viene poi superato con una risalita che suggerisce l'ipotesi dell'instaurarsi di effetti legati alla variazione delle proprietà del fluido. Infatti, in questi casi si è osservata una differenza massima di temperatura fra i punti più alto e più basso della parete di circa $0.4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Il confronto consente comunque di escludere l'esistenza di errori sistematici macroscopici, segnalando altresì alcuni possibili migliorie all'apparato e alla tecnica di misura.

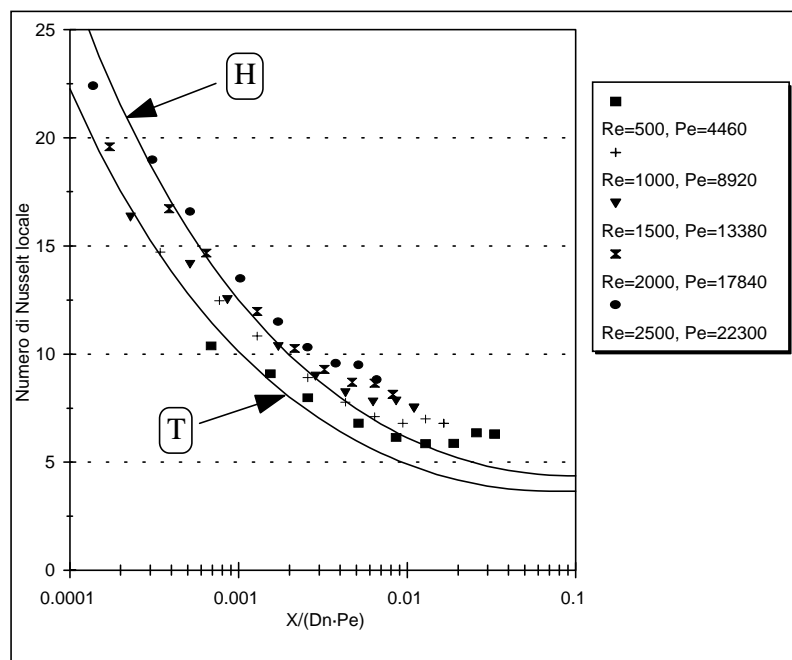


Fig. 5 - confronto fra rilievi sperimentali e curve teoriche per tubo liscio

La temperatura rilevata sulla parete del tubo liscio ha sempre presentato andamenti estremamente stabili nel tempo; viceversa, nel caso dei tubi corrugati sono state osservate fluttuazioni anche notevoli, talora limitate a particolari zone del condotto, talora estese all'intera sezione riscaldata. Sebbene non sia ancora stato possibile effettuare un'adeguata analisi del segnale in tali condizioni, poichè il sistema di campionamento è troppo lento, ed acquisisce soltanto un canale per volta, si ritiene che le variazioni di temperatura indichino condizioni di instabilità nel moto del fluido, legate alla presenza di vortici innescati dalla particolare forma della parete.

La possibilità di rilevare effettivamente le fluttuazioni di temperatura dipende dall'intervallo di tempo in cui il multimetro effettua l'integrazione: se esso è molto lungo (pari ad alcuni periodi della fluttuazione) la fluttuazione scompare completamente, mentre se è troppo breve la misura diviene imprecisa, ed alla fluttuazione fisicamente presente si sovrappongono la fluttuazione artefatta causata dall'errore statistico di misura che cresce. Il miglior compromesso fra queste discordanti esigenze è stato empiricamente individuato in un tempo di integrazione di 200 ms: tuttavia una più rigorosa analisi, basata sulle teorie di analisi dei segnali, sarebbe necessaria per studiare più approfonditamente il fenomeno.

Si ritiene pertanto che lo scarto quadratico medio delle fluttuazioni sia un indice della presenza di instabilità; nelle figure 6, 7, 8, 9 e 10 vengono riportate le distribuzioni di temperatura della parete e del fluido, con l'indicazione del relativo scarto quadratico medio, per i 5 valori del numero di Reynolds indagati. I due tubi mostrano un comportamento leggermente diverso, ed in particolare quello con parete di tipo A dà luogo a fenomeni di instabilità a valori del numero di Reynolds inferiori. Al crescere di Reynolds, tali fenomeni vanno poi attenuandosi, poichè il regime diviene probabilmente turbolento, con livellamento della temperatura conseguente al mescolamento del fluido.

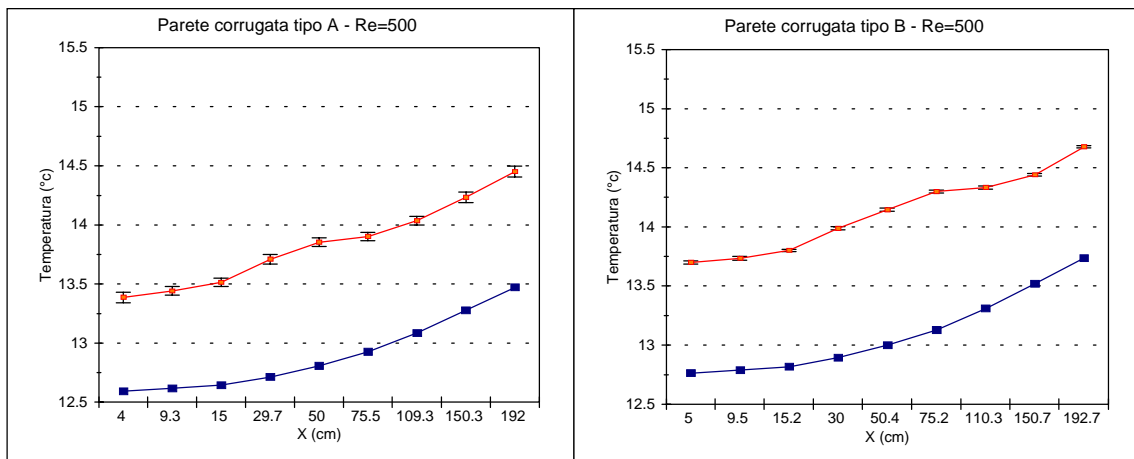


Fig. 6 - Temperatura di parete e del fluido - Tubi corrugati - Re=500

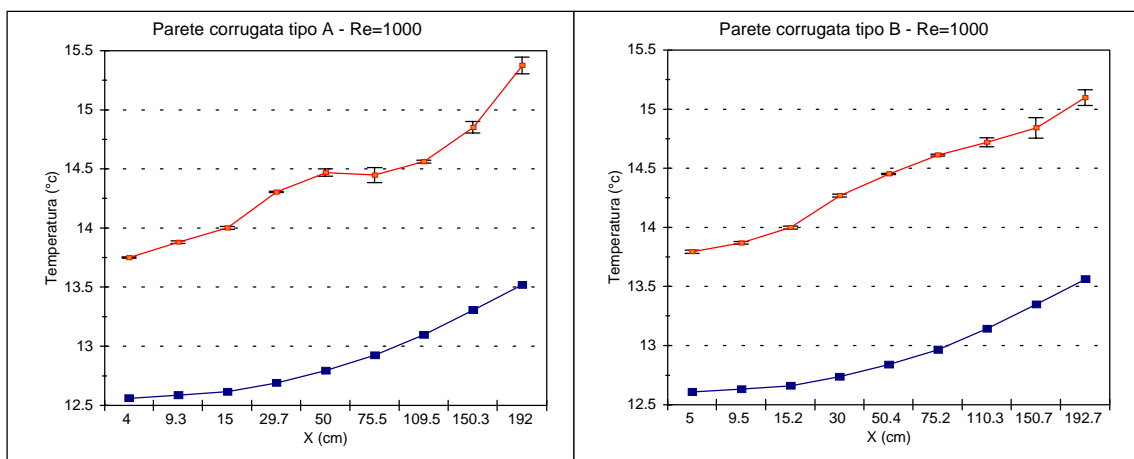


Fig. 7 - Temperatura di parete e del fluido - Tubi corrugati - Re=1000

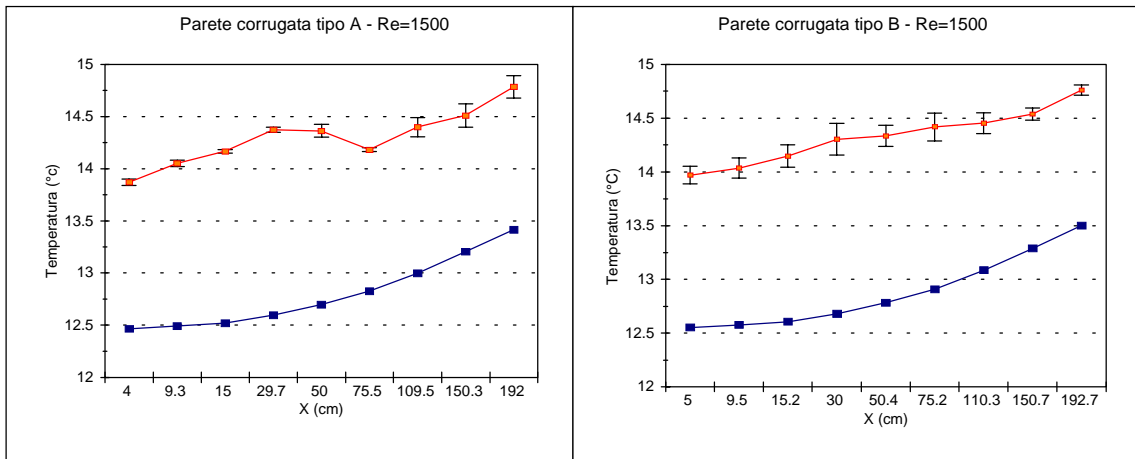


Fig. 8 - Temperatura di parete e del fluido - Tubi corrugati - Re=1500

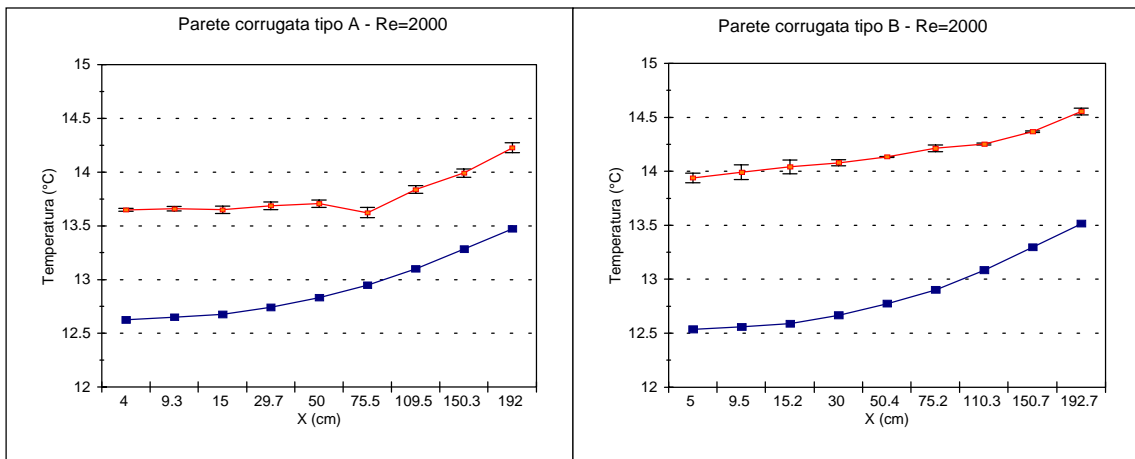


Fig. 9 - Temperatura di parete e del fluido - Tubi corrugati - Re=2000

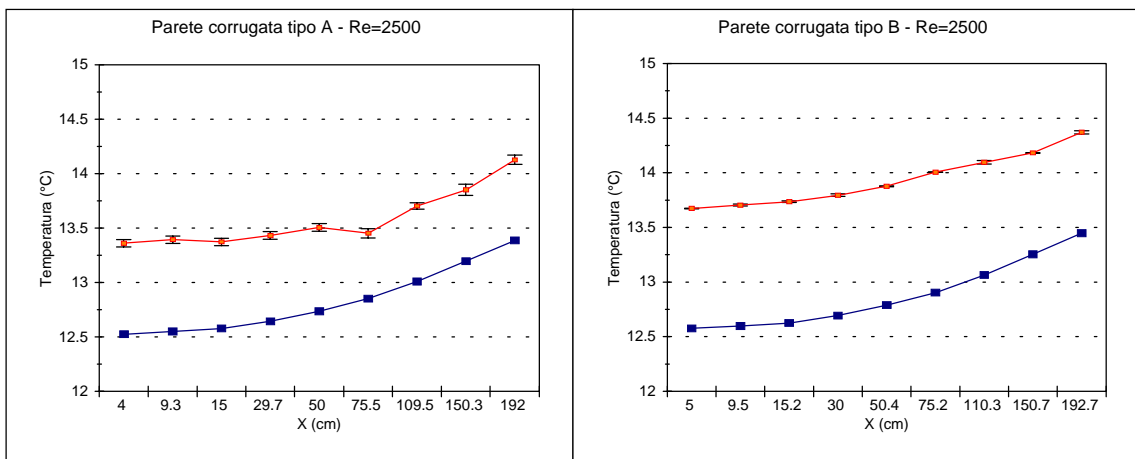


Fig. 10 - Temperatura di parete e del fluido - Tubi corrugati - Re=2500

Infine le figure 11 e 12 mostrano il numero di Nusselt locale per i due tubi corrugati rapportato a quello del tubo liscio. Si osserva come a bassi valori di numero di Reynolds, la presenza della corrugazione non porti ad alcun beneficio apprezzabile (anzi, nella zona di ingresso termico il tubo liscio dà luogo ad un coefficiente di convezione più elevato); viceversa, quando il numero di Reynolds cresce, i tubi con corrugazione mostrano un incremento rilevante del coefficiente di scambio termico, e le migliori prestazioni vengono fornite dal condotto di tipo A.

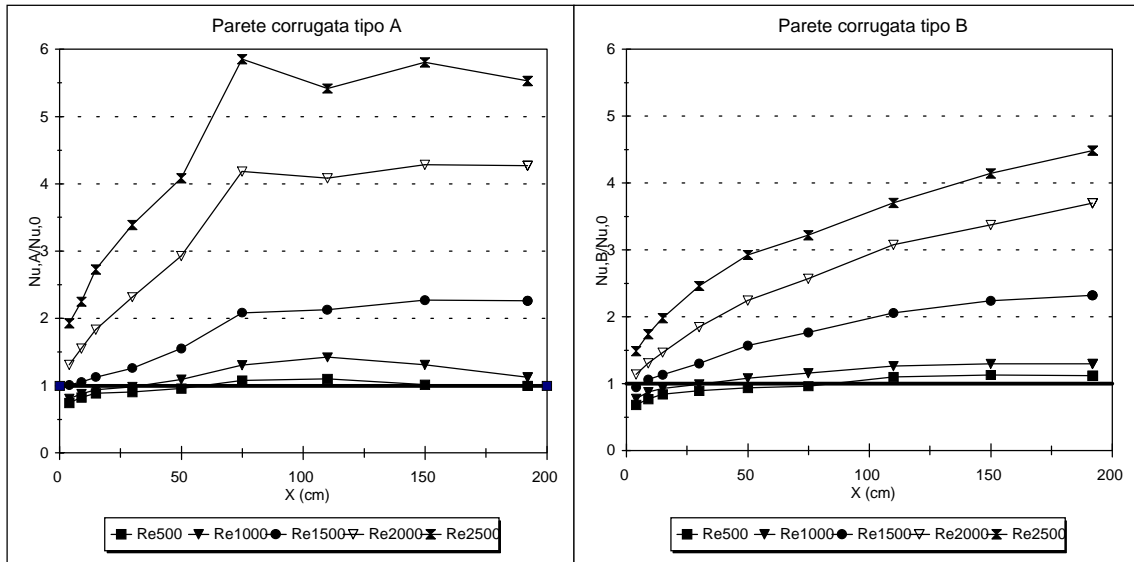


Fig. 11 e 12 - Incremento del numero di Nusselt per le pareti corrugate considerate

6. CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

L'analisi dei risultati sinora ottenuti consente di trarre le seguenti conclusioni:

- L'apparato di prova realizzato consente di riprodurre con sufficiente approssimazione la condizione di moto laminare sviluppato con ingresso termico. Un ulteriore miglioramento è possibile, rimuovendo la causa dell'errore sistematico connesso con eventuali flussi termici parassiti in corrispondenza dell'inizio e della fine della sezione direttamente riscaldata.

- Il comportamento di condotti a parete corrugata in regime laminare è significativamente diverso da quello dei condotti a parete liscia soltanto a partire da un certo valore del numero di Reynolds. L'incremento di prestazioni è comunque tale da giustificare uno studio più approfondito di questi condotti, che paiono molto promettenti particolarmente per gli impieghi nell'industria alimentare.

- La presenza della corrugazione è fonte di instabilità nel moto del fluido: ciò causa un aumento del coefficiente di scambio termico, ma produce anche la fluttuazione dei valori di temperatura di parete misurati. Sarà pertanto necessaria una più sofisticata tecnica di acquisizione ed analisi dei dati, onde poter studiare l'andamento temporale di tali fluttuazioni.

Lo sviluppo della ricerca prevede in futuro lo studio di altri condotti a parete corrugata, investigandone anche il comportamento con fluidi non newtoniani, ed in presenza di fenomeni di convezione naturale.

7. RINGRAZIAMENTI

Si ringraziano per la collaborazione: la Parmalat S.p.A. per aver realizzato il circuito di prova, l'ing. Stefano Piva per aver fornito i dati di taratura delle termocoppie, gli ingg. Michele Ravazzoni e Gianluca Parisini per l'instancabile opera prestata nella messa a punto della strumentazione e durante l'effettuazione delle misure.

Il lavoro è stato parzialmente finanziato con fondi MURST 60%.

8. ELENCO DEI SIMBOLI

D_{max}	Diametro interno massimo
D_{min}	Diametro interno minimo
D_n	Diametro nominale
e	Profondità della corrugazione
p	Passo della corrugazione
Nu	Numero di Nusselt
Nu_A	Numero di Nusselt parete tipo A
Nu_B	Numero di Nusselt parete tipo B
Nu_0	Numero di Nusselt parete liscia
Pe	Numero di Péclet
Re	Numero di Reynolds
X	Coordinata assiale

9. BIBLIOGRAFIA

- [1] Webb R.L., Eckert E.R.G., Goldstein R.J., Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 601-617 (1971)
- [2] Webb R.L., Eckert E.R.G., Goldstein R.J., Generalized heat transfer and friction correlations for tubes with repeated-rib roughness, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 180-184 (1972)
- [3] Whithers J.G., Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. Part 1. Single-Helix Ridging, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 2, no. 1, pp. 48-58 (1980)
- [4] Whithers J.G., Tube-side heat transfer and pressure drop for tubes having helical internal ridging with turbulent/transitional flow of single-phase fluid. Part 2. Multiple-Helix Ridging, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 2, no. 2, pp. 43-50 (1980)
- [5] Richards D.E., Grant M.M., Christensen R.N., Turbulent flow and heat transfer inside doubly-fluted tubes, *ASHRAE Transactions*, Parte 2 pp. 2011-2026, (1987)
- [6] Garimella S., Chandrachud V., Christensen R.N., Richards D.E., Investigation of heat transfer and pressure drop augmentation for turbulent flow in spirally enhanced tubes, *ASHRAE Transactions*, Parte B pp. 1119-1131, (1988)
- [7] Garimella S., Christensen R.N., Experimental investigation of fluid flow mechanism in annuli with spirally fluted inner tubes, *ASHRAE Transactions*, pp. 1205-1216, (1993).
- [8] Pagliarini G., Effetti della conduzione assiale nel fluido sullo scambio termico coniugato in condotti con parete di elevato spessore, *Atte del 42° Congresso Nazionale ATI*, Vol. II, sez. V, pp. 3-13 (1987).