

SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO ENTRO CONDOTTI ORIZZONTALI PER FLUIDI CON PROPRIETÀ DIPENDENTI DALLA TEMPERATURA: ALCUNI RISULTATI SPERIMENTALI

A. Farina, S. Rainieri e G. Pagliarini

Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università di Parma
Viale delle Scienze - 43100 PARMA

SOMMARIO

Nella memoria vengono presentati i risultati di un'indagine sperimentale sullo scambio termico convettivo per fluidi con proprietà dipendenti dalla temperatura in regime laminare entro condotti a sezione circolare disposti orizzontalmente. In particolare, è stata studiata la regione di ingresso termico con flusso uniforme alla parete. Per evidenziare l'effetto della variazione delle proprietà, è stato utilizzato quale fluido termovettore il glicole etilenico, fluido newtoniano che presenta una viscosità relativamente elevata e dipendente dalla temperatura; in particolare sono state utilizzate soluzioni di acqua e glicole etilenico con concentrazioni variabili da 0 a 100%. I risultati, in termini di numero di Nusselt, sono confrontati con le correlazioni proposte da alcuni ricercatori, nelle quali compaiono raggruppamenti adimensionali che tengono espressamente conto degli effetti di variazione delle proprietà del fluido con la temperatura.

1. INTRODUZIONE

Il meccanismo di scambio termico convettivo viene influenzato dalla variazione delle proprietà del fluido con la temperatura e i dati sperimentali ottenuti per il numero di Nusselt si discostano generalmente dalla soluzione analitica in cui le proprietà sono considerate costanti. Queste deviazioni sono più o meno pronunciate a seconda della natura del fluido e dei gradienti radiali di temperatura che vi si instaurano.

In passato sono stati proposti diversi metodi per estendere ai fluidi con proprietà variabili con la temperatura le correlazioni valide per i fluidi con proprietà costanti. Sieder e Tate [1] suggeriscono l'introduzione di un fattore correttivo in cui compare il rapporto tra le proprietà valutate alla temperatura di parete e alla temperatura media del fluido. Considerando dominante l'effetto dovuto alla variazione della viscosità, nelle correlazioni per il numero di Nusselt compare, dunque, il fattore $(\mu_f/\mu_p)^n$ con $n=0.14$ per regime laminare in condotti a sezione circolare, in condizioni sia di riscaldamento, sia di raffreddamento.

Un altro metodo spesso utilizzato prevede l'introduzione di una temperatura di riferimento, la temperatura di film o la temperatura di parete, alla quale valutare le proprietà del fluido su ogni sezione [2].

I gradienti di temperatura radiali generano variazioni nelle proprietà del fluido e, di

conseguenza, modificano i profili di velocità e di temperatura. La variazione di densità genera un flusso secondario simmetrico rispetto ad un piano verticale che passa per l'asse del condotto; in condizioni di riscaldamento, infatti, il fluido più caldo, e quindi più leggero, in prossimità della parete tende a risalire per poi ridiscendere nella zona centrale del condotto. Questo flusso secondario si sovrappone al flusso forzato assiale generando una situazione di convezione mista in cui lo scambio termico risulta sensibilmente incrementato.

Per tenere conto di questi effetti viene generalmente utilizzato il numero di Grashof o raggruppamenti ad esso direttamente correlati. Oliver [3] effettuò una serie di misure del coefficiente di scambio termico convettivo utilizzando acqua, glicerina e alcool etilico in moto laminare entro condotti circolari disposti orizzontalmente, riscaldati o raffreddati uniformemente alla parete. Le correlazioni da lui proposte per la regione di ingresso termico considerano sia gli effetti di convezione naturale, dipendenti dal raggruppamento $Gr \cdot Pr \cdot L/D$, sia gli effetti di variazione della viscosità con la temperatura, dipendenti dal rapporto $(\mu_f/\mu_p)^n$. Correlazioni simili sono state proposte e verificate sperimentalmente da Mahalingam et al. [4] per fluidi newtoniani e non newtoniani. I risultati ottenuti da questi Autori dimostrano anche l'indipendenza del numero di Nusselt dal fattore L/D , come peraltro già suggerito dai dati di Oliver.

Molti ricercatori hanno poi considerato gli effetti della variazione della viscosità e/o della densità con la temperatura limitatamente alla condizione di completo sviluppo termico. Test [5] propone una correzione alla relazione di Sieder e Tate. Shannon e Depew [6] considerano contemporaneamente anche l'effetto di convezione naturale. Anche Hong e Bergles [7] considerano le variazioni di viscosità e densità e propongono correlazioni per il numero di Nusselt del tipo $Nu=C \cdot (Gr \cdot Pr)^{1/4}$, dove C dipende dalle condizioni al contorno e dalla derivata della viscosità rispetto alla temperatura.

In presenza di effetti di convezione mista, la parete del condotto è sede di flussi di calore in direzione circonferenziale. Ne deriva che le reali condizioni al contorno risultano intermedie tra i due casi limite, individuati da Newell e Bergles [8], di conduttività nulla e conduttività infinita della parete. Il primo caso implica flusso uniforme in direzione sia assiale sia circonferenziale, il secondo implica flusso uniforme assialmente e temperatura uniforme su ogni sezione. Per tener conto di questo effetto Morcos e Bergles [9] hanno proposto il rapporto tra la resistenza termica radiale convettiva e quella circonferenziale della parete del condotto.

Considerando fluidi non newtoniani con coefficiente di consistenza variabile con la temperatura, Joshi e Bergles [10] e successivamente Scirocco et al. [11] hanno proposto di correlare il numero di Nusselt nella regione di ingresso termico introducendo un parametro in cui compare in forma adimensionale il flusso di calore imposto alla parete. Entrambi non considerano gli effetti di convezione naturale, spesso trascurabili per fluidi pseudoplastici con numero di Pr molto elevato.

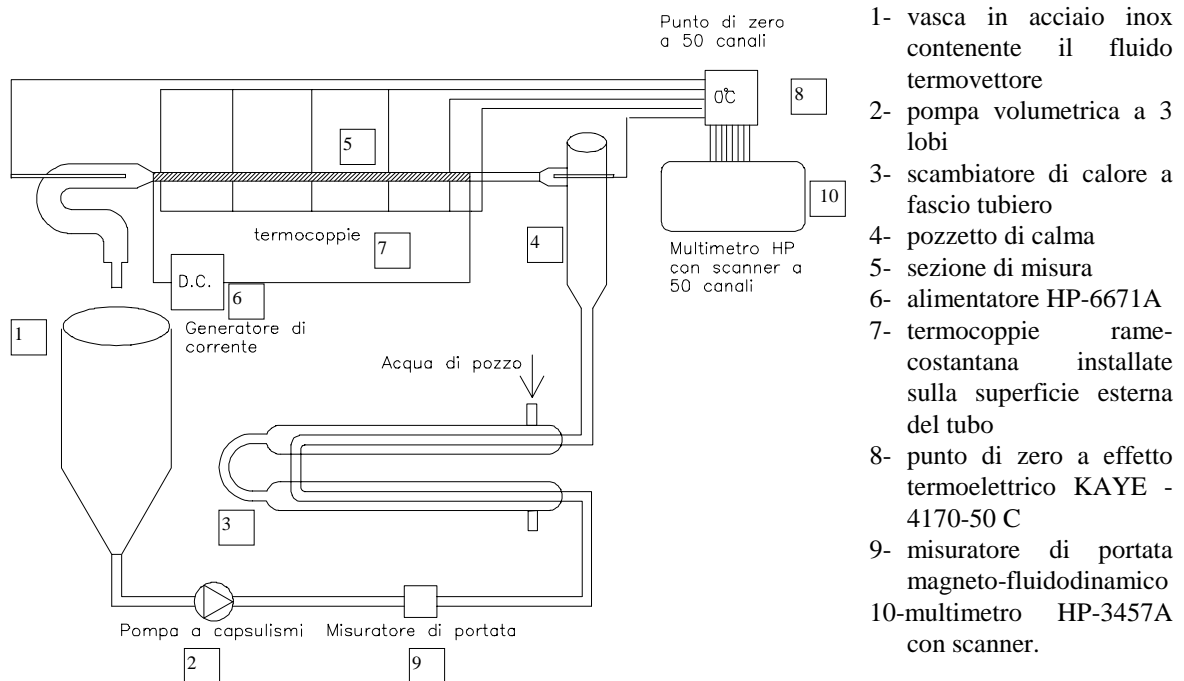
La maggior parte del lavoro di ricerca nel settore dello scambio termico convettivo per fluidi a proprietà variabili ha riguardato gli effetti della variazione di viscosità e densità del fluido. Tuttavia, anche la dipendenza dalla temperatura di altre proprietà può indurre modificazioni apprezzabili nel processo di scambio termico. A tale riguardo, Brown [12] ha dimostrato, attraverso l'analisi numerica di un particolare problema di convezione naturale, che trascurare la variazione del coefficiente di dilatazione termica può causare un errore considerevole nella stima del calore scambiato all'interfaccia parete-fluido.

Nella presente nota vengono riportati i primi risultati di una indagine sperimentale tendente a evidenziare l'effetto della variazione delle proprietà con la temperatura sullo scambio termico convettivo per fluidi newtoniani e non newtoniani in moto laminare entro condotti orizzontali. Nella prima fase della ricerca l'indagine sperimentale è stata limitata alla considerazione di fluidi newtoniani, precisamente miscele di acqua e glicole etilenico, in regione di ingresso termico con flusso uniforme alla parete.

2. APPARATO DI PROVA

La sezione di prova è costituita da un condotto in acciaio inossidabile avente diametro interno di 13 mm e diametro esterno di 15 mm, disposto orizzontalmente. La sezione direttamente riscaldata è lunga 186 cm ed è preceduta da una sezione di presviluppo lunga 1 m che consente il raggiungimento del completo sviluppo dinamico all'ingresso della sezione direttamente riscaldata fino ad un valore massimo del numero di Reynolds pari a circa 1500. La condizione di flusso termico uniforme alla parete interna viene realizzata tramite dissipazione di energia elettrica per effetto Joule nella parete del condotto, la cui resistenza elettrica complessiva è di circa 0.03Ω . La sezione di misura è termicamente isolata mediante uno strato di gomma espansa dello spessore di 35 mm.

In Fig. 1 è schematicamente rappresentata la sezione di prova insieme agli altri componenti dell'impianto termoidraulico e al sistema di acquisizione dati.



**Figura 1 - Schema
del'impianto**

La temperatura di parete è stata rilevata tramite termocoppie rame-costantana realizzate con cavi aventi diametro di 0.35 mm provenienti dalle stesse matasse. Per limitare possibili disturbi di natura elettrica le termocoppie sono state realizzate con fili di uguale

lunghezza e quindi ritorti in un'unica guaina. La conversione dei valori di tensione letti dal multimetro nei corrispondenti valori di temperatura viene effettuata tramite un polinomio approssimante di 4° grado individuato preventivamente in fase di taratura delle termocoppie stesse. I trasduttori sono stati collocati sulla superficie esterna del condotto mediante l'interposizione di un sottile strato di nastro elettricamente isolante e una goccia di grasso siliconico al fine di migliorare la natura del contatto termico tra il giunto caldo e la parete. Un nastro di gomma autovulcanizzante ha infine permesso di mantenerle in posizione.

Sono state collocate 14 termocoppie lungo la generatrice superiore della superficie cilindrica e 9 lungo la generatrice inferiore, in corrispondenza di altrettante termocoppie posizionate superiormente, per evidenziare l'innescò di eventuali fenomeni di convezione naturale. In sede di elaborazione dei risultati i valori di temperatura rilevati sono stati quindi corretti per tenere conto della differenza di temperatura esistente tra superficie interna e superficie esterna della parete. La correzione, operata mediante risoluzione dell'equazione di Fourier con generazione uniforme nella parete, è risultata compresa tra circa 0.01 e 0.4°C, in corrispondenza della potenza minima e massima erogata.

La temperatura del fluido all'ingresso e all'uscita della sezione riscaldata è stata misurata tramite 2 termocoppie rame-costantina immerse nel fluido termovettore. Per limitare gli effetti della stratificazione della temperatura all'uscita dalla sezione riscaldata è stata realizzata una repentina variazione di sezione tramite l'inserimento nel condotto di un elemento lungo circa 3 cm avente lo scopo di favorire la miscelazione del fluido.

Il misuratore di portata magneto-fluidodinamico si è rivelato poco preciso per portate ridotte ed è quindi stato utilizzato il metodo della pesata, cronometrando il tempo di riempimento di una beuta graduata avente la capacità di 1 l e collo graduato di 1 cm di diametro.

L'alimentatore fornisce una potenza massima di 1500 W. Esso è controllato, mediante interfaccia IEEE-488, da un personal computer che permette di mantenere costante il valore prefissato di potenza entro +/- 0.5% al variare del carico resistivo presente. La potenza effettivamente entrante nel fluido è stata quindi valutata sottraendo alla potenza elettrica la potenza termica uscente attraverso lo strato termicamente isolante la cui resistenza termica è stata valutata tramite una preventiva calibrazione della sezione di misura in condizioni di potenza elettrica erogata nulla. La correzione apportata a causa di questo effetto varia, dipendentemente dalle condizioni di prova, dall'1% al 3% della potenza elettrica complessivamente fornita dall'alimentatore.

Il programma di acquisizione, scritto in Quick Basic, consente di impostare direttamente la potenza elettrica, che viene mantenuta costante tramite un ciclo di retroazione, di leggere, convertire in temperatura e riportare in grafico in tempo reale i segnali provenienti dalle termocoppie.

Ulteriori dettagli sull'apparato di prova e sulla metodologia di misura sono riportati in [13].

3. CASI CONSIDERATI

Sono state utilizzate miscele di acqua e glicole etilenico con concentrazioni di 0%, 50%, 75% e 100% in regime di moto laminare con valori del numero di Reynolds compresi tra circa 200 e 1200. Le condizioni relative alle misure effettuate sono riassunte nella Tabella 1. Per ogni valore di numero di Reynolds sono state effettuate prove con diversi valori del flusso termico alla parete, allo scopo di evidenziare gli effetti della variazione delle proprietà all'aumentare del gradiente termico radiale. Nelle prove effettuate il flusso di calore è risultato compreso tra 332 e 13301 W/m².

Tabella 1- Condizioni di prova

c=100%		c=75%		c=50%		c=0%	
Re	Gr _q	Re	Gr _q	Re	Gr _q	Re	Gr _q
111	1.5·10 ³	114	6.8·10 ³	228	2.9·10 ⁴	445	1.5·10 ⁴
117	8.9·10 ³	120	3.1·10 ⁴	229	1.1·10 ⁵	443	5.9·10 ⁴
112	2.3·10 ⁴	123	5.7·10 ⁴	228	4.9·10 ⁵	446	1.6·10 ⁵
113	5.5·10 ⁴	115	1.5·10 ⁵	421	5.1·10 ⁴	921	2.9·10 ⁴
234	3.2·10 ³	234	1.3·10 ⁴	421	2.3·10 ⁵	927	1.6·10 ⁵
238	2.2·10 ⁴	238	6.8·10 ⁴	425	6.1·10 ⁵	930	4.4·10 ⁵
240	4.6·10 ⁴	238	1.9·10 ⁵	407	1.1·10 ⁶	1302	4.6·10 ⁴
240	8.5·10 ⁴	240	4·10 ⁵	837	12.1·10 ⁵	1304	2.4·10 ⁵
441	6.6·10 ³	478	2.7·10 ⁴	854	5.7·10 ⁵		
451	5.8·10 ⁴	484	1.6·10 ⁵	1250	1.6·10 ⁵		
		483	5.4·10 ⁵	1274	9.4·10 ⁵		
		488	8.7·10 ⁵				

Le proprietà delle varie miscele sono state derivate da dati disponibili in letteratura. Tramite interpolazione sono state quindi individuate le funzioni approssimanti che esprimono l'andamento delle proprietà con la temperatura. Per la viscosità tale dipendenza è stata assunta del tipo $\mu = a \cdot e^{-bT}$. Per la densità si è considerato un polinomio di 1° grado, per il glicole, e un polinomio del 2° per l'acqua. Questo implica che il coefficiente di dilatazione termica β può essere considerato approssimativamente costante per il glicole puro e linearmente variabile con la temperatura per l'acqua.

Anche per la conduttività termica e per il calore specifico è stata assunta dipendenza lineare. I valori di viscosità delle miscele utilizzate sono stati verificati mediante alcune misure effettuate con reometro a tubo capillare, tipo Ubbelohde. I risultati hanno evidenziato deviazioni massime del 3% dalle relazioni funzionali assunte. La Tabella 2 riassume i valori dei coefficienti che compaiono nelle funzioni che approssimano la dipendenza dalla temperatura delle proprietà di acqua e glicole puri. Per le miscele il valore delle proprietà è stato assunto proporzionale alla concentrazione in massa tranne che per il coefficiente di dilatazione termica il cui valore è stato calcolato in base alla definizione, in funzione della densità.

Tabella 2 - Funzioni approssimanti la dipendenza delle proprietà dalla temperatura per l'acqua e per il glicole puri

Proprietà	Funzione approssimante	Acqua	Glicole
Viscosità (Pa·s)	$\mu=a \cdot e^{-b \cdot T}$	a=0.001612 b=0.02178	a=0.038810 b=0.03467
Densità (kg/m ³)	$\rho=A+B \cdot T+C \cdot T^2$	A=1000 B=-0.05500 C=-0.00375	A=1127.5 B=-0.7150 C=0
Calore specifico (J/kg·K)	$c_p=A+B \cdot T$	A=4201 B=-0.17	A=2293 B=4.48
Conducibilità termica (W/m·K)	$\lambda=A+B \cdot T$	A=0.5638 B=0.001405	A=0.2551 B=0.0001392
Coeff. di dilatazione termica (K ⁻¹)	$\beta=A+B \cdot T$	A= -2.7·10 ⁻³ B=1.002·10 ⁻⁵	A=0.65·10 ⁻³ B=0

4. RISULTATI

Nelle Figure 2 e 3 sono riportati i valori rilevati di temperatura di parete, per alcune delle prove specificate in Tabella 1. Precisamente, queste sono relative a glicole e acqua puri per numero di Reynolds pari a circa 450 e per diversi valori del numero di Grashof.

La differenza tra i valori di temperatura misurati dalle termocoppie posizionate nella zona superiore ed inferiore della sezione del condotto cresce all'aumentare del valore di Gr_q , a dimostrazione del fatto che, all'aumentare del flusso di calore alla parete, aumentano anche gli effetti di convezione naturale. Questo fenomeno risulta particolarmente evidente nella zona del condotto verso valle.

Per gli stessi casi, in Fig. 4 sono riportati i valori del numero di Nusselt locale. Nella stessa figura è anche riportata, per confronto, la curva teorica relativa al caso di proprietà del fluido costanti. Ai fini della individuazione dei valori sperimentali di Nu_x , la temperatura di parete è stata mediata in senso circonferenziale mentre la temperatura media del fluido è stata valutata assumendo per la stessa una variazione lineare tra ingresso e uscita. I dati sperimentali si discostano sensibilmente dalla curva relativa al caso di proprietà del fluido costanti. In prossimità dell'ingresso le differenze potrebbe essere, almeno in buona parte, attribuite alla variazione della viscosità con la temperatura; più a valle, invece, pare certamente predominante l'effetto della variazione della densità. Qui le distribuzioni sperimentali presentano un punto di minimo il cui valore è in accordo con i risultati di Morcos e Bergles [9] per il completo sviluppo termico. Il successivo aumento del numero di Nusselt potrebbe essere dovuto a un errore sistematico nella valutazione del flusso di calore all'interfaccia parete-fluido il cui valore è certamente inferiore al valore nominale, impiegato per il calcolo del numero di Nusselt locale, a causa della conduzione nella parete verso la zona del condotto non direttamente riscaldata.

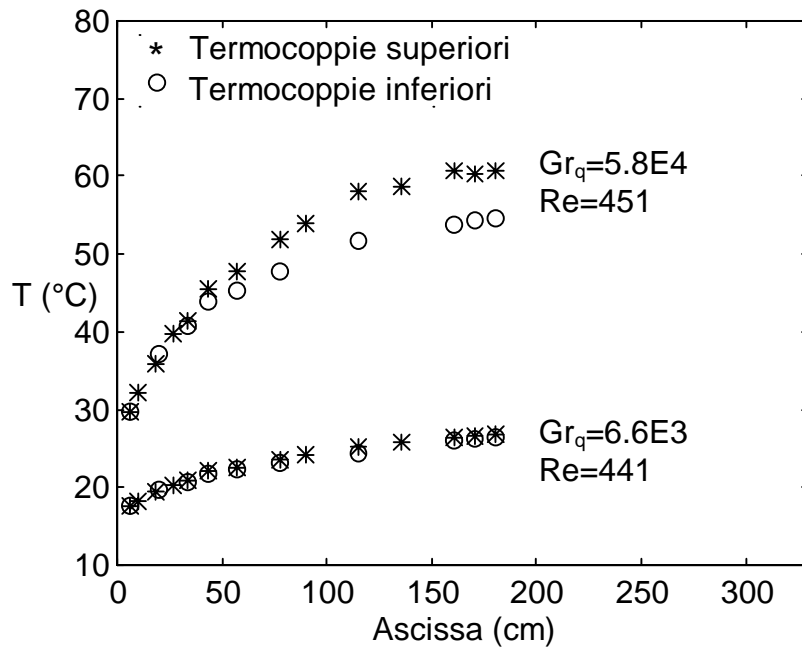


Figura 2 - Temperatura di parete per glicole puro con $Re \cong 450$

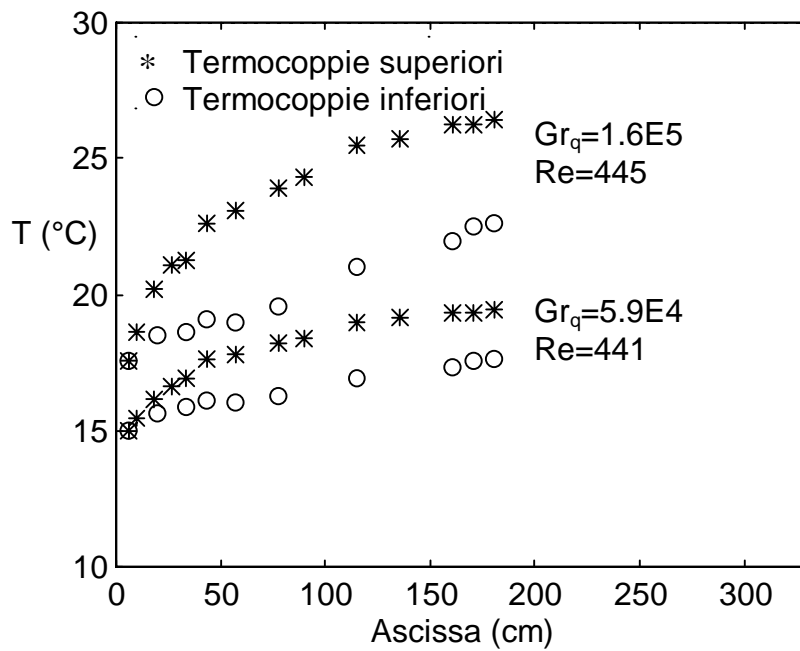


Figura 3 - Temperatura di parete per acqua pura con $Re \cong 450$

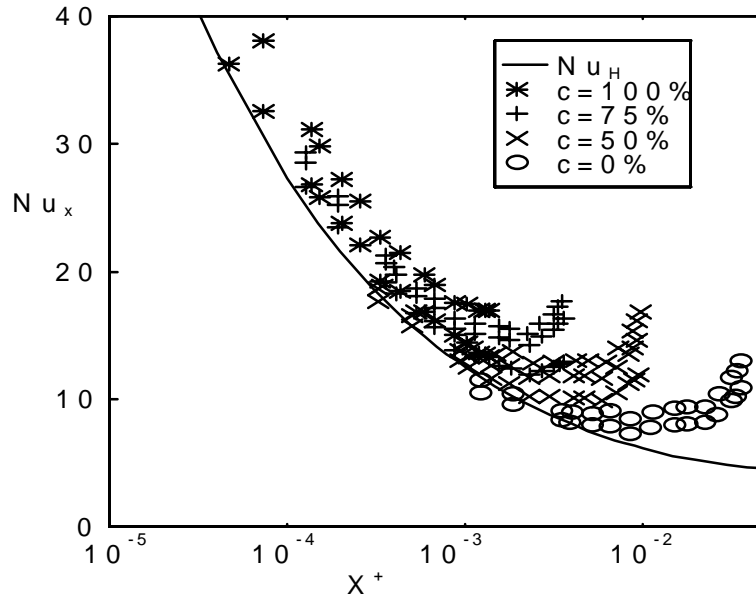


Figura 4 - Numero di Nusselt locale per $Re \cong 450$

Recentemente Scirocco et al. [11], estendendo l'analisi degli effetti della variazione della viscosità con la temperatura al caso dei fluidi pseudoplastici, hanno individuato, quale parametro indipendente significativo, il raggruppamento adimensionale già introdotto da Joshi e Bergles: $\frac{b \cdot q \cdot D}{2 \cdot \lambda}$, dove $b = -\frac{1}{\mu} \cdot \frac{\partial \mu}{\partial T}$ e q è il flusso di calore all'interfaccia. Hanno quindi proposto la seguente correlazione:

$$Nu = 1.369 \cdot \left(\frac{b \cdot q \cdot D}{2 \cdot \lambda} \right)^{0.177} \cdot (X^+)^{-0.319} \quad (1)$$

limitatamente all'intervallo $2 \cdot 10^{-6} \leq X^+ \leq 2 \cdot 10^{-3}$.

La correlazione (1) è rappresentata in Fig. 5 insieme alle curve che individuano uno scostamento relativo del 10%. Nella stessa figura sono anche riportati i risultati ottenuti nella presente indagine sperimentale, limitatamente a valori di numero di Reynolds uguali a circa 450.

Il raggruppamento adimensionale proposto da Scirocco et al. si dimostra efficace nel correlare i dati sperimentali che risultano raggruppati in una zona ristretta del diagramma, anche se all'inizio dell'ingresso termico i valori misurati risultano generalmente inferiori a quelli previsti dalla correlazione. Si deve peraltro notare che l'estrapolazione dei risultati ottenuti per fluidi pseudoplastici, su cui è basata la correlazione (1), al caso dei fluidi newtoniani richiede qualche cautela. L'intervallo di validità della correlazione risulta piuttosto limitato allorchè si considerano fluidi con bassa viscosità. Per esempio, nel caso delle misure effettuate con acqua pura, per $Re \cong 450$ essa non risulta applicabile ad oltre 8 diametri dall'inizio della sezione direttamente riscaldata. La correlazione (1) non tiene conto degli effetti di convezione naturale e risulta quindi del tutto inadeguata a valle di $X^+ = 2 \cdot 10^{-3}$. Le precedenti osservazioni valgono anche per le prove effettuate con valori di

numero di Reynolds differenti, i cui risultati non sono tuttavia riportati nel grafico per esigenze di leggibilità del diagramma.

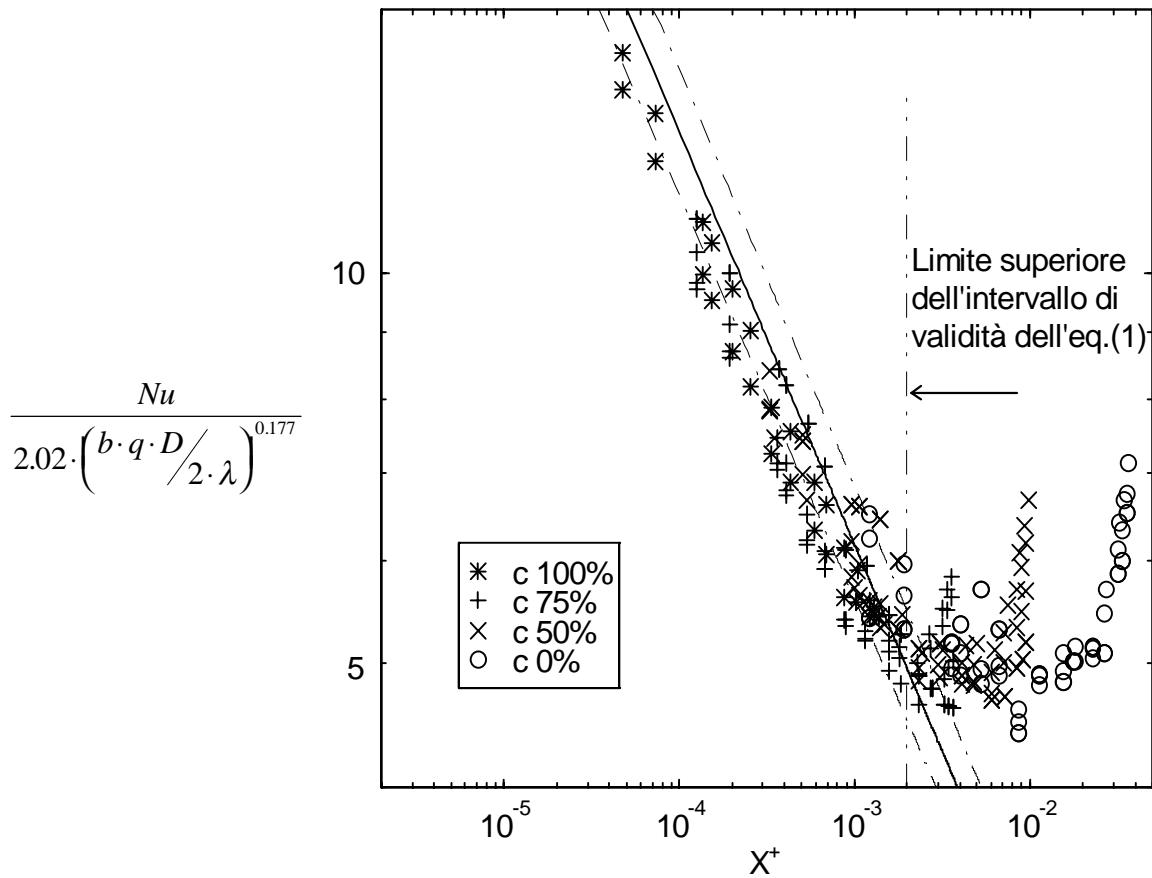


Figura 5 - Confronto tra i risultati sperimentali relativi alle misure con $Re \cong 450$ e la correlazione (1)

L'effetto della contemporanea variazione di viscosità e di densità è stato considerato da Mahalingam et al. [4]. Essi suggeriscono, quali parametri significativi per gli effetti considerati, il raggruppamento $Gr Pr$ e il rapporto $\left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0.14}$. Propongono quindi la seguente correlazione, applicabile a fluidi newtoniani:

$$Nu_b \left(\frac{\mu_p}{\mu_f} \right)^{0.14} = 1.418 \left[Gr_{z_f} + 0.0083 (Gr_p Pr_p)^{0.75} \right]^{1/3} \quad (2)$$

valida per flussi di calore compresi tra 2523 e 41010 W/m^2 e per valori del numero di Graetz compresi tra 500 e 10000. In Fig. 6 è mostrata la correlazione (2) insieme ai dati sperimentali ottenuti nella presente indagine. Non tutte le prove effettuate rientrano nell'intervallo di validità della correlazione (2); in particolare, in figura sono riportati solo i

risultati delle misure relative a potenze imposte alla parete maggiori di 2300 W/m^2 ed a valori del numero di Graetz compresi fra 500 e 10000.

La maggior parte dei dati sperimentali cadono all'interno della banda $\pm 10\%$ a conferma della correttezza della correlazione proposta da Mahalingam et al. La stessa conclusione vale anche per i risultati delle prove caratterizzate da diverso valore di numero di Reynolds, tuttavia non riportati nel diagramma. Va inoltre osservato che la relazione (2) ha un campo di validità molto più esteso della (1). Ad esempio, considerando le prove eseguite con acqua con $Re \cong 450$ il limite superiore dell'intervallo di validità corrisponde ad una distanza di circa 70 diametri dalla zona di inizio riscaldamento.

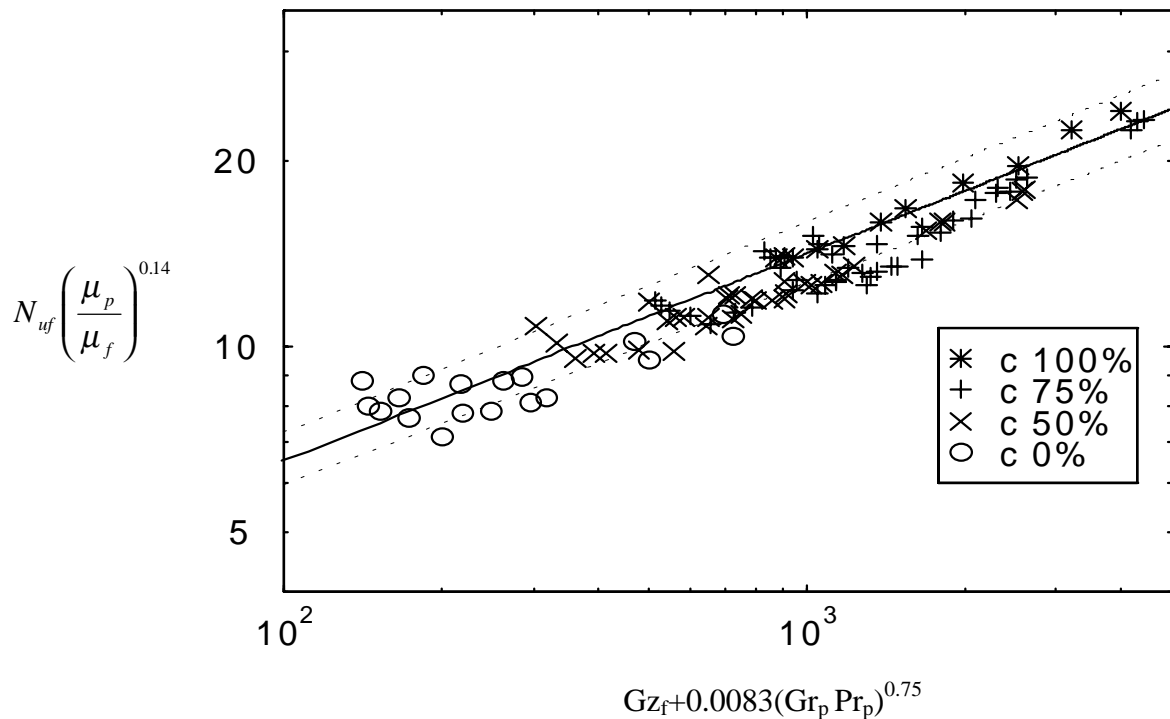


Figura 6 - Confronto tra i risultati sperimentali relativi alle misure con $Re \cong 450$ e la correlazione (2).

5. CONCLUSIONI

I dati sperimentali ottenuti per miscele di acqua e glicole etilenico dimostrano l'importanza degli effetti della variazione con la temperatura della viscosità e della densità del fluido, ai fini dello scambio termico convettivo entro condotti orizzontali. I risultati, in termini di numero di Nusselt locale, sono stati confrontati con le correlazioni proposte da alcuni ricercatori. La correlazione proposta da Scirocco et al. [11] correla soddisfacentemente i dati sperimentali per piccoli valori dell'ascissa adimensionale. Più a valle prevalgono gli effetti di variazione della densità, non considerati esplicitamente da questi Autori. La correlazione proposta da Mahalingam et al. [4], che considera

contemporaneamente gli effetti della variazione sia della viscosità, sia della densità, si è dimostra soddisfacente su tutto l'intervallo di ascissa adimensionale considerato.

Lo sviluppo futuro della ricerca prevede l'estensione dell'indagine sperimentale alla considerazione di fluidi che, oltre a presentare sensibili variazioni delle proprietà con la temperatura, presentano anche uno spiccato comportamento non newtoniano, come accade per molto fluidi alimentari.

6. RINGRAZIAMENTI

Gli autori sono grati alla Parmalat S.p.A. per la realizzazione del circuito di prova. Ringraziano inoltre l'ing. Stefano Di Mario per la collaborazione prestata nel corso delle misure.

Il lavoro è stato parzialmente finanziato con fondi MURST.

7. ELENCO DEI SIMBOLI

c	frazione in massa di glicole etilenico,
c_p	calore specifico (J/kg·°C),
D	diametro interno del condotto (m),
Gr	numero di Grashof $\left(\frac{g \cdot \beta \cdot D^3 \cdot \Delta T \cdot \rho^2}{\mu^2} \right)$,
Gr_q	numero di Grashof modificato $\left(\frac{g \cdot \beta \cdot D^4 \cdot q \cdot \rho^2}{\lambda \cdot \mu^2} \right)$,
Gz	numero di Graetz $\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot X^+$,
h	coefficiente di convezione (W/m ² ·°C),
Nu_x	numero di Nusselt locale $\left(\frac{hD}{\lambda} \right)$,
Nu_H	numero di Nusselt per flusso termico uniforme alla parete, con fluido a proprietà costanti,
Pr	numero di Prandtl $\left(\frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \right)$,
q	potenza termica scambiata per unità di superficie (W/m ²),
Re	numero di Reynolds $\left(\frac{\rho \cdot W \cdot D}{\mu} \right)$,
T	temperatura (°C),
W	velocità media (m/s),
x	ascissa (m),
X^+	ascissa adimensionale $\left(\frac{x}{D \cdot Re \cdot Pr} \right)$.

Simboli Greci

β coefficiente di dilatazione termica (K^{-1}),

λ conduttività termica ($W/m^{\circ}C$),

μ viscosità dinamica (Pa·s),

ρ densità (kg/m^3).

Pedici

f grandezza valutata alla temperatura media del fluido,

p grandezza valutata alla temperatura di parete.

8. BIBLIOGRAFIA

- [1] E. N. Sieder and G. E. Tate, Heat Transfer and pressure drop in liquids in tubes, *Ind. Engng Chem. ind. (int.) Edn*, **28**, 1429 (1936).
- [2] R.K. Shah and A.L. London, Laminar flow forced convection in ducts, pp. 410-416 (1978).
- [3] D.R. Oliver, The effect on natural convection on viscous-flow heat transfer in horizontal tubes, *Chemical Engineering Science*, **17**, 335-350 (1962).
- [4] R. Mahalingam, L. O. Tilton and J. M. Coulson, Heat Transfer in laminar flow of non-newtonian fluids, *Chemical Engineering Science*, **30**, 921-929 (1975).
- [5] F. L. Test, Laminar Flow Heat Transfer and Fluid Flow for Liquids With Temperature-Dependent Viscosity, *Journal of Heta Trnsfer*, **90**, 385-392 (1968).
- [6] R.L. Shannon and C.A. Depew, Combined Freeand Forced Laminnar Convection in a Horizontal Tube With Uniform Heat Flux, *Journal of Heat Transfer*, **90**, 353-357 (1968).
- [7] S. W. Hong and A.E. Bergles, Theoretical Solutions for Combined Forced and Free Convection in Horizontal Tubes with Temperature-Dependent Viscosity, *Journal of Heat Tranafer*, **98**, 459-465 (1976).
- [8] P.H. Newell and A.E. Bergles, Analysis Of Combined Free and Forced Convection for Fully Developed Laminar Flow in Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, **92**, 83-93 (1970).
- [9] S.M. Morcos and A.E. Bergles, Experimental Investigation of combined free and forced convection for fully developed lamionar flow in horizontal tubes, *ASME Journal of Heat Transfer* **97**, 212-219 (1975).
- [10] S.D. Joshi and A.E. Bergles, Experimental Study of Laminar Heat Transfer to In-Tube Flow of Non-Newtonian Fluids, *Journal of Heat Transfer*, **102**, 397-401 (1980).
- [11] V. Scirocco, R. Devienne and M. Lebouche, Ecoulement laminaire et transfert de chaleur pour un fluide pseudo-plastique dans la zone d'entrée d'un tube, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **28**, 91-99 (1985).
- [12] A. Brown, The Effect on Laminar Free Convection Heat Transfer of the Temperature Dependence of the Coefficient of Volumetric Expansion, *Journal of Heat Transfer*, **97C**, 133-135 (1975).
- [13] A. Farina e G. Pagliarini, Un apparato per l'analisi sperimentale dello scambio termico convettivo in condotti con parete corrugata, Atti del 12° Congresso Nazionale sulla Trasmissione del Calore, pp. 151-162, L'Aquila (1994).