

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA GESTIONALE LS N.O.

D.I.E.N.C.A

TESI DI LAUREA IN

COMPLEMENTI DI GESTIONE DELL'ENERGIA LS

**STUDIO TEORICO E SPERIMENTALE DEL DEFLUSSO
TURBOLENTO DI ARIA ENTRO UN CONDOTTO**

Candidato:
FLAVIA LINI

Relatore:
Chiar.mo Prof. Ing. ENRICO LORENZINI

Correlatori:
Dott. Ing. CESARE BISERNI
Dott. Ing. PAOLO VALDISERRI

Sessione I

Anno Accademico 2008 – 2009

PAROLE CHIAVE

Convezione forzata

Moto turbolento

Termocoppie

Termografia ad infrarossi

INDICE

INTRODUZIONE	6
--------------------	---

1

1.0 TRASMISSIONE DEL CALORE	8
--	----------

1.1 Concetti base	8
--------------------------------	----------

1.1.1 La Conduzione	11
---------------------------	----

1.1.2 L'irraggiamento	13
-----------------------------	----

1.1.3 La Convezione	13
---------------------------	----

1.1.3.1 <i>Classificazione fenomeni di convezione</i>	15
---	----

1.1.3.2 <i>Gli strati limite</i>	16
--	----

1.2 Convezione forzata moto turbolento	19
---	-----------

2

2.0 APPARATO SPERIMENTALE	24
--	-----------

2.1 Dati di progetto.....	25
----------------------------------	-----------

2.1.1 Piastra in lega di alluminio	26
--	----

2.1.2 Condotto rettangolare ad U costituito da plexiglas.....	27
---	----

2.1.3 Calcolo lunghezza di imbocco L_i	28
--	----

2.2 Gli strumenti.....	28
-------------------------------	-----------

2.2.1 Ventilatore centrifugo	29
------------------------------------	----

2.2.2 Anemometro ad elica	30
---------------------------------	----

2.2.3 Resistore	31
-----------------------	----

2.2.4 Termocoppie	32
-------------------------	----

2.2.5 Telecamera termografica a infrarossi	36
--	----

2.2.5.1 <i>Radiazione infrarossa</i>	37
--	----

2.2.5.2 <i>La termografia</i>	39
-------------------------------------	----

2.2.6 Finestra IR.....	41
------------------------	----

2.2.7 Software BEA e ThermaCAM researcher 2002	43
--	----

3.0	ANALISI	45
3.1	Descrizione delle prove sperimentali.....	45
3.2	Elaborazione dati delle termocoppie.....	51
3.2.1	Prove realizzate con 50 W di potenza.....	51
3.2.1.1	<i>Prima prova: velocità del fluido di 2,5 [m/s].....</i>	<i>52</i>
3.2.1.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>53</i>
3.2.1.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>54</i>
3.2.2	Prove realizzate con 100 W di potenza.....	55
3.2.2.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s].....</i>	<i>55</i>
3.2.2.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>56</i>
3.2.2.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>57</i>
3.2.3	Prove realizzate con 150 W di potenza.....	58
3.2.3.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s].....</i>	<i>59</i>
3.2.3.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>60</i>
3.2.3.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 3,5 [m/s].....</i>	<i>61</i>
3.2.3.4	<i>Quarta prova: velocità del fluido 4 [m/s]</i>	<i>62</i>
3.2.3.5	<i>Quinta prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>63</i>
3.2.4	Prove realizzate con 190 W di potenza.....	64
3.2.4.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s].....</i>	<i>64</i>
3.2.4.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>65</i>
3.2.4.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>66</i>
3.2.5	Osservazione dei risultati ottenuti con le termocoppie.	67
3.3	Illustrazione dei risultati delle immagini della termocamera.....	68
3.3.1	Prove realizzate con 50 W di potenza.....	70
3.3.1.1	<i>Prima prova: velocità del fluido di 2,5 [m/s].....</i>	<i>70</i>
3.3.1.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>71</i>
3.3.1.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]</i>	<i>72</i>
3.3.2	Prove realizzate con 100 W di potenza.....	73
3.3.2.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s].....</i>	<i>73</i>
3.3.2.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>74</i>
3.3.2.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>75</i>
3.3.3	Prove realizzate con 150 W di potenza.....	76
3.3.3.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s].....</i>	<i>76</i>
3.3.3.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	<i>77</i>
3.3.3.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 3,5 [m/s].....</i>	<i>78</i>
3.3.3.4	<i>Quarta prova: velocità del fluido 4 [m/s]</i>	<i>79</i>
3.3.3.5	<i>Quinta prova: velocità del fluido 5 [m/s].....</i>	<i>80</i>

3.3.4	Prove realizzate con 190 W di potenza.....	81
3.3.4.1	<i>Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]</i>	81
3.3.4.2	<i>Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]</i>	82
3.3.4.3	<i>Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]</i>	83
3.3.5	Osservazione sui dati rilevati con la termocamera	84

4

4.0 ERRORE NELLE MISURE EFFETTUATE 85

4.1 Incertezza di misura nelle misure dirette 85

4.1.1 Incertezza nella lettura di strumenti analogici

 89

4.1.2 Incertezza nella lettura di strumenti digitali

 90

4.1.2.1 *Potenza termica fornita*

 90

4.1.2.2 *Temperatura piastra e fluido*

 92

4.2 Propagazione dell'incertezza nelle misure effettuate .. 93

4.2.1 Area sezione del condotto.....

 95

4.2.2 Portata in massa

 96

4.2.3 Perimetro bagnato

 97

4.2.4 Diametro equivalente.....

 97

4.2.5 Lunghezza d'imbocco.....

 98

4.2.6 Superficie di scambio termico convettivo

 98

4.2.7 Coefficiente medio di scambio termico

 99

C

CONCLUSIONI..... 101

A

APPENDICE 102

B

BIBLIOGRAFIA..... 158

INTRODUZIONE

Lo studio della trasmissione del calore è utile per tre attività fondamentali quali la dissipazione, la conservazione e il freecooling. In questa trattazione ci riferiremo alla prima attività in quanto in essa viene inserito anche il nostro caso studio: solitamente nei sistemi si genera del calore che produce un aumento della temperatura, se questa energia non viene dispersa nell'ambiente l'aumento porta facilmente a malfunzionamenti, in quanto la temperatura che si raggiunge è tendenzialmente eccessiva per il sistema stesso, per questo motivo è importante poter smaltire il calore generato. L'apparato sperimentale in questione, caratterizzato dalla peculiarità di avere un condotto in plexiglas con configurazione geometrica a sezione rettangolare, è composto da una piastra in alluminio sollecitata termicamente in modo uniforme tramite resistenze e da un ventilatore centrifugo che crea il moto forzato del fluido termovettore. Le misure sono state effettuate a una distanza pari a 10 volte il diametro del condotto considerato ove si sviluppa completamente il moto turbolento.

Utilizzando termocoppie, per la misurazione puntuale di temperatura, vengono effettuate diverse prove sperimentali variando la potenza termica della piastra e la portata dell'aria. I risultati ottenuti sono stati utili per la determinazione di parametri fondamentali quali:

- i coefficienti di scambio termico convettivo locali e medi;
- i numeri di Nusselt locali e medi ;

Un' ulteriore verifica di attendibilità dei dati, grazie all'utilizzo di una finestra IR, è avvenuta tramite la termocamera, posizionata anch'essa nella parte finale del condotto. Grazie a questo strumento

è possibile monitorare la distribuzione delle temperature superficiali della piastra. Lo scopo del suo utilizzo in concomitanza con le termocoppie è riconducibile ad un discorso di maggiore accuratezza delle misurazioni effettuate, in quanto può essere visto come un ulteriore strumento di verifica ed analisi incrociata dei dati raccolti.

1.0 TRASMISSIONE DEL CALORE

Per analizzare il problema di trasmissione del calore è importante introdurre i due principi della termodinamica, le leggi di conservazione della massa e della quantità di moto e le relazioni di trasmissioni relazionate al problema specifico (leggi di Fourier per la conduzione, di Newton per la convezione e di Stefan – Boltzman per l'irraggiamento).

1.1 Concetti base

La forma di energia che si propaga attraverso i confini di un sistema quando vi è una differenza di temperatura viene definita nella termodinamica come: calore [1]. In particolare, il sistema è una porzione di spazio separata dall'ambiente esterno mediante una superficie [2], che può essere reale o apparente, aperta o chiusa, rigida o deformabile, sede di trasformazioni interne e scambi di materia o energia con il contorno. Il sistema è [3]:

Chiuso : se scambia solo energia con l'esterno;

Aperto : se permette lo scambio di energia e materia;

Una variazione di energia del sistema è esprimibile in termini di calore se il passaggio di energia è dovuto ad una differenza di temperatura tra ambiente e sistema, la natura del fenomeno viene così definita termica, come del resto la qualità dell'energia scambiata. Il primo principio della termodinamica stabilisce il carattere energetico del calore e il secondo principio della termodinamica stabilisce il verso delle interazioni termodinamiche,

chiarisce cioè il perché una trasformazione avviene spontaneamente in un modo piuttosto che in un altro: se ci si riferisce al calore, vediamo che esso fluisce naturalmente da una sorgente più calda ad una più fredda: il contrario è impossibile. Impossibilità, questa, non deducibile dal 1° principio della termodinamica.

Primo principio (o legge di conservazione dell'energia):

La variazione nel tempo dell'energia totale (E) di un sistema è uguale alla somma degli scambi di calore (Q) e lavoro (L) effettuati dal sistema con l'ambiente circostante nello stesso tempo

$$\frac{dE}{d\tau} = \frac{\delta Q}{d\tau} - \frac{\delta L}{d\tau} \quad (1.1)$$

τ = tempo

Secondo principio:

Si introduce una nuova funzione di stato: l'entropia. La variazione entropica del sistema è maggiore o uguale al rapporto tra calore scambiato δQ e la temperatura attuale T della porzione di confine del sistema attraverso cui avviene lo scambio

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (1.2)$$

$$\frac{dS}{d\tau} \geq \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{d\tau} \quad (1.3)$$

La variazione di entropia nel tempo sarà maggiore o uguale al rapporto fra il flusso termico scambiato e la temperatura T.

La legge di conservazione della massa:

In assenza di conversioni massa/energia la massa m di un sistema chiuso rimane costante

$$\frac{dm}{d\tau} = 0 \quad \text{ovvero} \quad m = \text{cost} \quad (1.4)$$

Legge di conservazione della quantità di moto:

Esprime l'uguaglianza tra la risultante delle forze agenti sul sistema e il valore istantaneo della variazione nel tempo della sua quantità di moto. Per un sistema soggetto a forze di risultante F , possiamo scrivere

$$F = \frac{dM}{d\tau} \quad (1.5)$$

M = quantità di moto del sistema

Lo scambio di calore avviene secondo tre meccanismi:

- La conduzione;
- L'irraggiamento;
- La convezione;

1.1.1 La Conduzione

Processo di trasmissione del calore che si verifica in un mezzo solido, liquido o gassoso, dalle regioni ad elevata temperatura verso quelle a temperatura minore, per contatto molecolare diretto. Il principio alla base della conduzione è diverso a seconda della struttura fisica del corpo: se la conduzione termica avviene nei gas è dovuta alla diffusione atomica e molecolare, se invece avviene nei liquidi e nei solidi è a causa di onde elastiche. Alla base di questo studio sta la legge di Fourier che rappresenta l'equazione generale della conduzione termica: il flusso termico per conduzione è proporzionale alla conduttività termica¹ del mezzo

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.6)$$

q'' = flusso termico per unità di area

$\frac{dT}{dx}$ = gradiente di temperatura nella direzione del flusso

k = conduttività termica del materiale

Il segno meno indica che se la temperatura è decrescente con x , il flusso termico che si propaga nella direzione x è positivo.

Secondo questa relazione, nel caso di mezzi isotropi, le superfici normali alla propagazione del calore sono caratterizzate da uniformità di temperatura su di esse (caso corpo a geometria piana).

¹ Fattore di proporzionalità

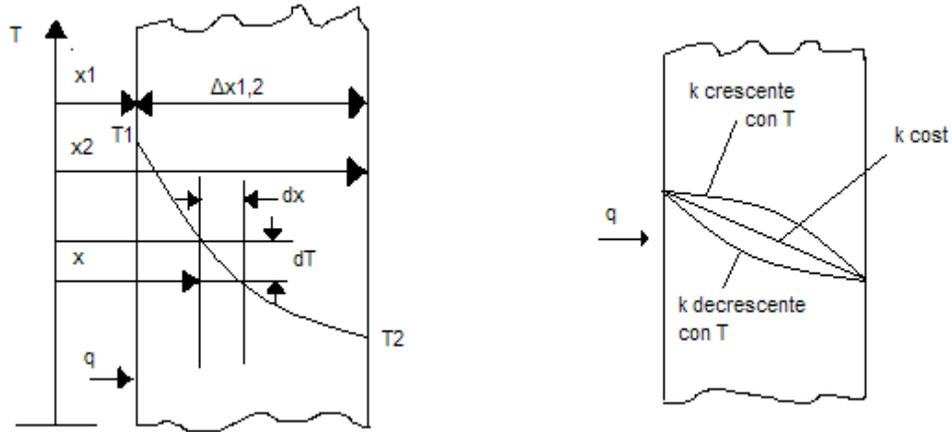


Figura 1: Propagazione unidirezionale del calore per conduzione in regime stazionario attraverso una parete piana.

Il processo avviene in regime:

- stazionario se le temperature in ogni punto non variano nel tempo;
- variabile se le temperature variano nel tempo;

In molti casi pratici la conduttività dei materiali è costante su un ampio campo di temperatura. La formula (1.6) può essere integrata tra gli estremi x_1 e x_2 per fornire il flusso di calore in base alla conoscenza delle temperature superficiali T_1 e T_2 :

$$q'' = -k \frac{(T_2 - T_1)}{\Delta x_{1,2}} \quad (1.7)$$

1.1.2 L'irraggiamento

Trasferimento di energia sotto forma di onde elettromagnetiche dove la radiazione termica si propaga alla velocità della luce. Al contrario della conduzione e della convezione, l'irraggiamento non prevede contatto diretto tra gli scambiatori, e non necessita di un mezzo per propagarsi, è quindi un fenomeno che interessa ogni aggregato materiale.

1.1.3 La Convezione

La convezione si ha quando un fluido, come l'acqua o l'aria, entra in contatto con un corpo la cui temperatura è maggiore di quella del fluido stesso. I parametri da considerare in questo caso sono:

Proprietà termofisiche del fluido: ρ densità², calore specifico a pressione costante c_p , conducibilità termica k , viscosità dinamica μ ³, coefficiente di dilatazione cubica β , viscosità cinematica ν ⁴;

Velocità del fluido u ;

Differenza di temperatura fra parete e fluido $T_p - T_f$;

Geometria del sistema D ;

Per esprimere l'effetto della convezione tra una superficie e un fluido si fa riferimento alla legge di Newton del raffreddamento dei corpi:

$$q'' = h (T_p - T_f) \quad (1.8)$$

² $\rho_{\text{aria}} (28^\circ\text{C}) = 1,165 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$

³ $\mu_{\text{aria}} (28^\circ\text{C}) = 18,6 * 10^{-6} \text{ [kg/m s]}$

⁴ $\nu_{\text{aria}} (28^\circ\text{C}) = 16 * 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$

q'' = fluido termico scambiato

T_p = temperatura parete

T_f = temperatura fluido

h = coefficiente di convezione espresso in $\frac{W}{m^2K}$, è un parametro il cui valore dipende da tutte le variabili che influenzano lo scambio termico per convezione:

$$h = f(\rho, c_p, k, \mu, \beta, u, T_p - T_f, D)$$

La forma tradizionale adimensionale di rappresentazione di h è il Numero di Nusselt definito come:

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad (1.9)$$

dove:

$$k = 0,0251 \text{ [W/mK]}$$

Assume il significato di rapporto fra scambio termico convettivo e scambio termico per conduzione nel fluido nelle stesse condizioni:

$$Nu = \frac{q''(\text{convettivo})}{q'(\text{conduttivo})} \quad (1.10)$$

Un numero di Nusselt :

- dell'ordine dell'unità: indica una convezione con fluido lento e che è solo poco più efficiente nello scambio termico della convezione pura nel fluido;
- elevato: indica una convezione efficiente come nei casi di flusso turbolento;

1.1.3.1 Classificazione fenomeni di convezione

✓ IN BASE ALL'ORIGINE DEL MOTO

- *Forzata*: provocati da un'azione esterna e indipendente dalla temperatura del corpo. Il moto del fluido attiva gli effetti convettivi in prossimità del corpo [2];
- *Naturale*: provocati da gradienti locali di densità, indotti da differenze di temperatura tra la superficie e il solido;
- *Mista*: entrambi gli effetti sono importanti;

✓ IN BASE ALLA CONFIGURAZIONE GEOMETRICA

- *Interna* (deflusso interno): il moto del fluido avviene in una regione delimitata su tutti i lati da superfici solide ad eccezioni delle sezioni di ingresso ed uscita; Lo scambio termico viene così definito:

$$q'' = h (T_p - T_m) \quad (1.11)$$

dove

T_m = temperatura media;

- *Esterna* (deflusso esterno): moto non completamente confinato. Lo scambio termico viene così definito:

$$q'' = h (T_p - T_\infty) \quad (1.12)$$

✓ IN BASE AL REGIME DEL MOTO

- *Turbolento*: il deflusso ha carattere disordinato e presenta fluttuazioni di velocità;
- *Laminare*: il deflusso ha carattere ordinato e si possono identificare delle linee di corrente lungo le quali si muovono le particelle [4]

Il parametro che individua i diversi tipi di moto è costituito dal Numero di Reynolds,[5] per il moto interno:

$$\text{Re} = \frac{u \rho D}{\mu} \quad (1.13)$$

$$\mu = \text{viscosità dinamica} = \rho^* \nu$$

1.1.3.2 Gli strati limite

Strato limite di velocità

Quando un fluido si muove su di una superficie si sviluppa lo strato limite di velocità, esso è legato allo sforzo tangenziale alla parete τ_s , cioè agli effetti di attrito superficiale [5]. Consideriamo il moto di un fluido su di una lastra piana (figura 2): Le particelle in contatto con la superficie vengono arrestate e la loro velocità si riduce a zero, causando così un rallentamento delle particelle degli strati fluidi sovrastanti che a loro volta vanno ad interagire con il moto delle particelle degli strati fluidi superiori. Il processo

continua fino a quando si raggiunge una distanza $y = \delta^5$ dalla superficie in cui l'effetto diventa trascurabile. L'azione di rallentamento è associata allo sforzo tangenziale τ agente su piani paralleli alla velocità del fluido. Aumentando la distanza y dalla superficie la componente u di velocità del fluido nella direzione x deve aumentare fino a raggiungere un valore u_∞ della corrente indisturbata. E' il modo con cui la velocità varia con y nello strato limite che viene indicato come profilo della velocità nello strato limite. Il moto del fluido sarà caratterizzato da due regioni:

- 1) Uno strato sottile in cui il gradiente di velocità e gli sforzi tangenziali sono rilevanti;
- 2) Una regione oltre allo strato limite in cui i gradienti di velocità e gli sforzi tangenziali sono trascurabili;

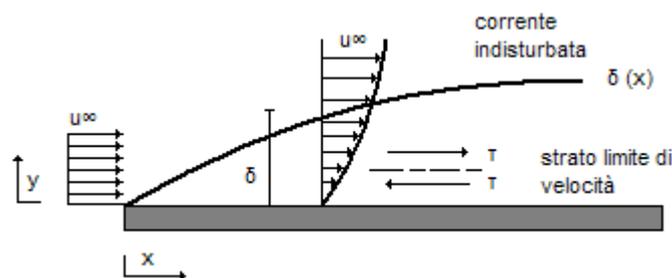


Figura 2 Strato limite di velocità su una lastra piana

Strato limite termico

Analogamente allo strato limite di velocità si sviluppa uno strato limite termico dovuto alla differenza di temperatura fra la superficie della parete e la corrente fluida. Consideriamo il moto di un fluido su di una superficie piana (figura 3):

⁵ Spessore dello strato limite che formalmente viene definito come il valore di y per il quale $u = 0.99 u_\infty$.

Il profilo di temperatura è uniforme con $T = T_\infty$. Le particelle fluide in contatto con la lastra si portano in equilibrio con la temperatura della superficie e scambiano energia con quelle degli strati fluidi adiacenti sviluppando così il gradiente di temperatura nel fluido. Con δ_t ⁶ indichiamo lo spessore dello strato limite termico in cui è presente questo gradiente. Aumentando la distanza x dal bordo della lastra gli effetti dello scambio termico penetreranno di più nella corrente indisturbata e lo spessore dello strato limite termico aumenta.

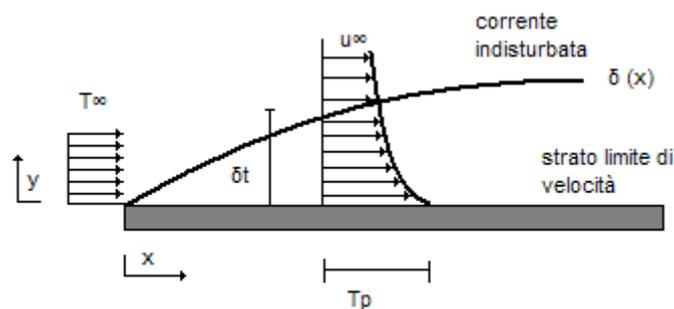


Figura 3 Strato limite termico su lastra piana

Si può quindi concludere che il moto di un fluido su ogni superficie genera sempre uno strato limite di velocità (quindi un effetto di attrito superficiale), mentre uno strato limite termico e uno scambio convettivo si originano solo se la temperatura della parete e quella della corrente fluida indisturbata sono tra loro differenti. Nelle situazioni in cui vi sono entrambi gli strati il loro sviluppo non sempre sarà uguale, per cui ad ogni x i valori di δ e δ_t non sono gli stessi.

⁶ Definito come il valore di y a cui il rapporto $(T_p - T) / (T_p - T_\infty) = 0,99$.

1.2 Convezione forzata moto turbolento

Il nostro caso studio considera una convezione forzata, il cui moto avviene in una regione delimitata da superfici ed il deflusso è turbolento⁷ [6] , [7]. Nella regione d'ingresso lo sviluppo dello strato limite di velocità avviene per un primo tratto secondo la configurazione del moto laminare e successivamente le condizioni di laminarità permangono solo in un sottostrato confinato alla parete e lo spessore dello strato turbolento cresce fino ad occupare l'intera sezione del condotto (figura 4). Stesso discorso vale per lo strato limite di temperatura. Per questo tratteremo il concetto di moto laminare seguito dal concetto di moto turbolento [9].

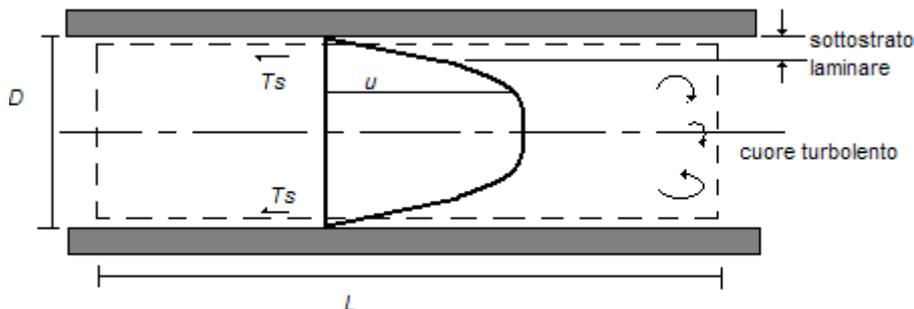


Figura 4 Flusso turbolento in un tubo

In particolare: Consideriamo un condotto cilindrico di diametro D in condizioni di moto laminare, il flusso in contatto con la superficie del condotto viene da essa rallentato dallo sforzo viscoso che si genera all'interfaccia fluido parete, viene così sviluppato uno strato limite di velocità che aumenta nella direzione del moto. Ad una certa distanza dall'ingresso lo strato limite occupa l'intera area di deflusso, questa distanza viene definita lunghezza di avviamento

⁷ Il moto turbolento è rappresentato dal movimento casuale delle particelle di fluido che spezzano il movimento del fluido in lamine [3]

fluidodinamico x_e ⁸ ed il moto viene definito completamente sviluppato dato che il profilo di velocità da quel punto in poi rimane praticamente invariato (figura 5).

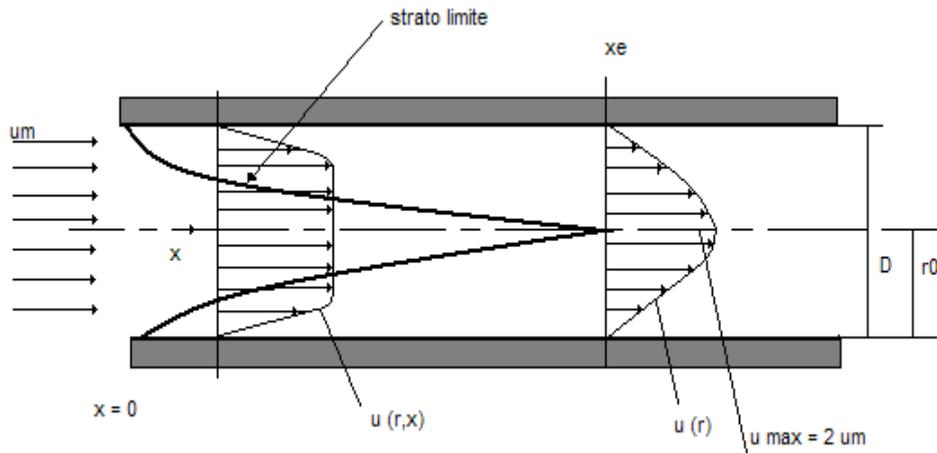


Figura 5 Strato limite di velocità nel moto laminare

Nel piano $x = 0$ è collocato l'ingresso del tubo, e x rappresenta la posizione longitudinale misurata nella direzione della corrente. Per $x > x_e$ il profilo di velocità ha un andamento parabolico. Dalla figura sopra si nota come nella regione di moto completamente sviluppato il profilo di velocità con andamento parabolico, rimane invariato⁹.

La relazione che lega x_e al numero di Reynolds e al diametro è:

$$\frac{x_e}{D} = 0.05 \text{Re}_D \quad (1.14) \quad \text{in cui}$$

$$\text{Re}_D = \frac{u_m D}{\nu} \quad (1.15) \quad \text{e}$$

⁸ Si definisce come la distanza dall'ingresso a cui la velocità massima del fluido raggiunge un valore pari al 99% di quello corrispondente al moto completamente sviluppato.

⁹ La componente di velocità radiale e il gradiente di velocità assiale sono in ogni punto uguale a zero.

$$u_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (1.16)$$

u_m = velocità media nella sezione A, come rapporto fra portata massica, densità del fluido e area della sezione di deflusso.

Per quanto riguarda lo strato limite termico nelle condizioni in cui la temperatura del fluido è diversa da quella delle pareti del condotto, si distingue una regione di ingresso in cui il profilo di temperatura varia lungo la direzione di moto del fluido e non occupa l'intera area di deflusso. Superata una certa distanza che indicheremo con il simbolo x_t , che rappresenta la lunghezza di avviamento, lo strato limite termico va ad occupare l'intera sezione ed il regime è completamente sviluppato (figura 6).

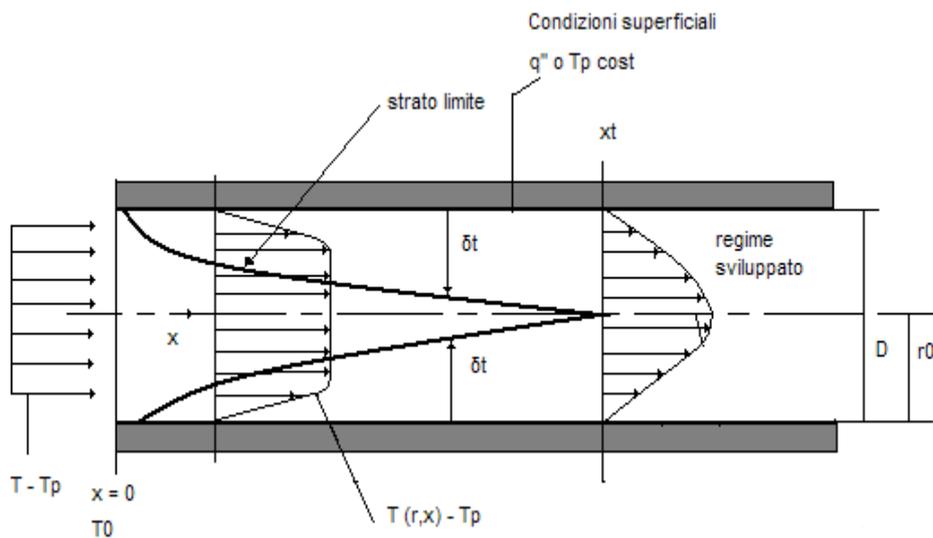


Figura 6 Strato limite termico moto laminare

Anche qui nella regione in cui il regime è completamente sviluppato avremo che la forma del profilo di temperatura rimane invariata.

Definiamo x_t come quella distanza dall'ingresso a cui Nu differisce del 5% da quello relativo al regime termico sviluppato. Nel moto laminare x_t dipende dalle condizioni imposte alla parete, la relazione di questo valore con Re, D e Pr¹⁰:

$$\frac{x_t}{D} = 0.043 \text{ Re}_D \text{ Pr} \quad (1.17)$$

Nei fluidi con numero di Pr circa uguale a 1, come ad esempio l'aria, le lunghezze x_e e x_t sono dello stesso ordine di grandezza, quindi se x_e è trascurabile rispetto a L allora lo stesso ragionamento vale anche per x_t . In conclusione possiamo dire che nei problemi di deflusso interno è molto importante ricavare la regione in cui il moto è completamente sviluppato, perché è lì che si sviluppano gli strati limite di velocità e temperatura.

Una precisazione deve essere fatta per quanto riguarda la geometria del condotto, se non si considera una sezione circolare, come nel caso studio presente, bisogna sostituire il diametro, identificato con la lettera D, con il diametro idraulico che indicheremo con D_h . Possiamo definirlo come:

$$D_h = \frac{4 A_c}{p} \quad (1.18)$$

dove:

p = perimetro bagnato

A_c = area di sezione trasversale del condotto

¹⁰ Numero di Prandtl definito come il rapporto fra viscosità dinamica, calore specifico a pressione costante e conducibilità termica.

I valori del numero di Nusselt devono essere considerati medi lungo il perimetro, in quanto il coefficiente di convezione negli spigoli acuti si approssima a zero. Spiegato il moto laminare si passa ad affrontare il concetto di moto turbolento: la transizione fra regime laminare e quello turbolento nei tubi si verifica per un numero di Reynolds maggiore di 2300, e diventa completamente turbolento per $Re_D > 10000$. Il flusso turbolento diviene dinamicamente e termicamente completamente sviluppato dopo una distanza rappresentata dalla seguente espressione:

$$\frac{Xe}{Dh} = \frac{xt}{Dh} = 10 \quad (1.19)$$

In altre parole il moto turbolento è completamente sviluppato per una distanza, dall'ingresso del condotto, pari a 10 volte il diametro del condotto considerato.

Sono stati realizzati diversi casi studio [10] considerando diverse sezioni geometriche [11], [12], [13] e diverse tipologie di piastre utilizzate per il riscaldamento, il nostro apparato sperimentale ha la peculiarità di avere un condotto a sezione rettangolare con parete inferiore composta da una piastra piana [14].

2.0 APPARATO SPERIMENTALE



Figura 7 Apparato sperimentale senza termocamera

L'impianto per la realizzazione delle prove sperimentali è costituito da un ventilatore collegato, tramite un raccordo fissato da nastro isolante (per evitare perdite), ad un condotto a sezione rettangolare, le cui pareti laterali e quella superiore sono di plexiglas, mentre quella inferiore è composta da piastra metallica, collegata a resistenze elettriche, utili per realizzare la variazione della potenza termica di quest'ultima. In fondo alla piastra, dove si sviluppa completamente il moto turbolento, sono state attaccate delle termocoppie per la rilevazione puntuale della temperatura, queste sono state allacciate a loro volta ad un'unità di acquisizione dei dati, dove quest'ultima viene direttamente connessa al personal computer. Nella parete superiore del condotto, ove si sviluppa il moto turbolento, vi è una finestra IR che permette un'acquisizione della distribuzione delle temperature superficiali della piastra,

sollecitata termicamente, tramite una telecamera termografica ad infrarossi.

2.1 Dati di progetto

In questo paragrafo verranno specificati i dati di progetto, riguardanti il condotto in plexiglas composto da tre pareti in plexiglas e una in piastra di alluminio, che sono stati utili per la determinazione della lunghezza di imbocco L_i (dove si sviluppa il moto turbolento). I valori sono stati sostituiti alle formule precedentemente descritte.

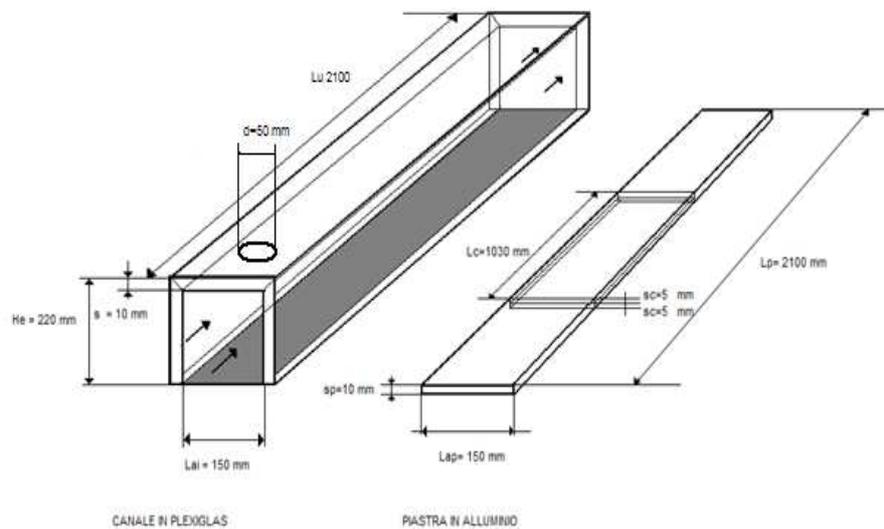


Figura 8 Condotta isolato

2.1.1 Piastra in lega di alluminio

La piastra metallica è stata completamente ricoperta di vernice nera, la cui emissività è stata precedentemente calcolata in laboratorio, grazie ad alcuni studi sui materiali.

Caratteristiche tecniche della piastra in lega di alluminio:

Descrizione	Simbolo	Valore	Unità di misura
lunghezza piastra	L_{up}	2100	[mm]
larghezza piastra	L_{ap}	150	[mm]
spessore piastra	S_p	10	[mm]

Caratteristiche tecniche delle contro piastre, entrambe dotate di fori e filetto per il fissaggio delle resistenze:

Descrizione	Simbolo	Valore	Unità di misura
Lunghezza contro piastre	L_{uc}	1030	[mm]
Larghezza contropiastre;	L_{ac}	150	[mm]
Spessore contro piastre	S_c	5	[mm]

2.1.2 Condotto rettangolare ad U costituito da plexiglas

Caratteristiche tecniche del condotto ad U in plexiglas:

Descrizione	Simbolo	Valore	Unità di misura
conducibilità termica	k	0,19	[W/ mK]
calore specifico massima	c_p	1,47	[J/gK]
temperatura max l.p.	T_{maxc}	80	°C
temperatura max b.p.	T_{maxb}	90	°C
Densità	ρ	1,19	[g/cm ³]
Coef. di dilatazione termico lineare		6×10^{-5}	
Lunghezza	L_u	2100	[mm]
larghezza interna	L_{ai}	150	[mm]
larghezza esterna	L_{ae}	152	[mm]
altezza esterna	H_e	220	[mm]
altezza interna	H_i	210	[mm]
Spessore	S	10	[mm]
Diametro foro	d	50	[mm]

2.1.3 Calcolo lunghezza di imbocco L_i

Calcolo dell'area del condotto:

$$A_{sezione} = H_i * L_{ai} = 0,15 \text{ [m]} * 0,210 \text{ [m]} = 0,0315 \text{ [m}^2\text{]}$$

con

$p = 0,72 \text{ [m]}$ ed è la somma della lunghezza dei quattro lati che formano la sezione del condotto;

Calcolo del diametro idraulico:

$$D_h = \frac{4 A_{sezione}}{p} = (4 * 0,0315 \text{ [m}^2\text{)}) / 0,72 \text{ [m]} = 0,175 \text{ [m]}$$

Calcolo lunghezza di imbocco:

$$L_i = D_h * 10 = 0,175 \text{ [m]} * 10 = 1,75 \text{ [m]}$$

La lunghezza di imbocco ove si sviluppa il moto turbolento è di $1,75 \text{ [m]}$ dall'inizio del condotto.

2.2 Gli strumenti

Nei sottoparagrafi successivi andremo ad analizzare in maniera dettagliata gli strumenti utilizzati nell'apparato sperimentale utili per la rilevazione di dati che verranno esplicitati nel capitolo 4.

2.2.1 Ventilatore centrifugo

Il ventilatore centrifugo, detto anche ventilatore radiale, è l'apparecchio il cui scopo è quello di realizzare lo spostamento dell'aria.

Le caratteristiche tecniche del ventilatore considerato sono:

velocità di rotazione¹¹ 2830 [giri/min];
portata¹² 8 – 25 [m³/min];

Per una maggiore chiarezza sul principio di funzionamento si faccia riferimento allo schema sottostante:

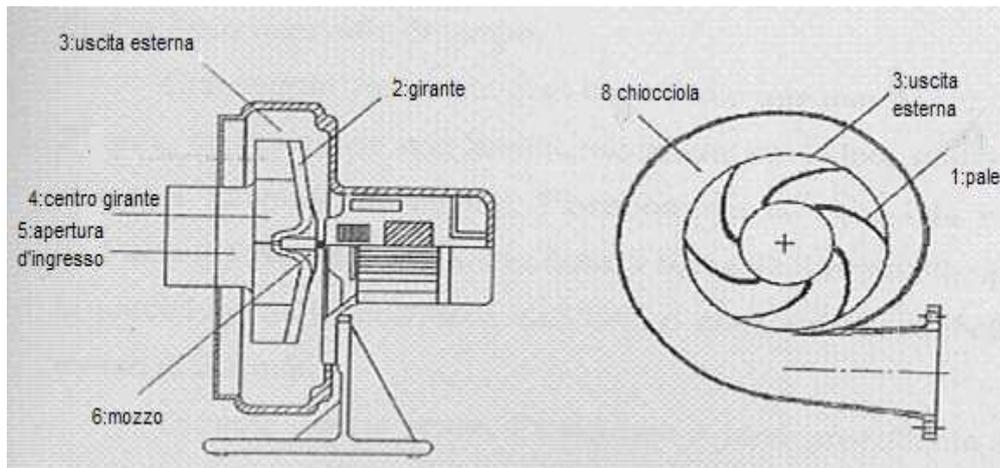


Figura 9 Schema ventilatore

All'interno della coclea vi è la girante (2), dotata di display digitale che indica la frequenza del ventilatore in Hz, che viene posta in rotazione, da una sorgente di energia esterna come ad esempio un motore elettrico, facendo così muovere l'aria fra le pale della girante (1) in senso centrifugo verso l'esterno.

¹¹ Numero di giri al minuto a cui deve ruotare la girante per fornire le caratteristiche richieste.

¹² E' rappresentata dal volume del fluido aspirato dal ventilatore nell'unità di tempo.

Quest'ultima fuoriesce dal punto (3) rappresentante appunto l'uscita esterna. Al centro della girante (4) si genera una depressione che provoca l'aspirazione dell'aria dall'apertura di ingresso (5). In prossimità del mozzo (6) il fluido che inizialmente ha direzione assiale viene commutato in radiale. La chiocciola (8), o camera a spirale, ha sezione che aumenta nel senso della direzione dell'aria, (nel senso della rotazione della girante), qui quest'ultima viene convogliata al suo interno, dove la velocità del fluido diminuisce in quanto gran parte dell'energia cinetica è trasformata in pressione. Il flusso del fluido viene detto centrifugo appunto perché questa macchina presenta l'aspirazione al centro e la mandata all'uscita del collettore anulare a voluta (chiocciola).

2.2.2 Anemometro ad elica

Strumento utile per la rilevazione della velocità istantanea dell'aria nel condotto e la rilevazione del suo valore medio in un intervallo di tempo. Gli elementi sensibili sono una piccola ventola in lega leggera di diametro di 104 mm imperniata su microcuscinetti a sfera, e un sistema optoelettronico di traduzione del movimento meccanico. L'anemometro va posizionato all'uscita del condotto perpendicolarmente al flusso, dopo averlo acceso è possibile procedere alla lettura dei valori sul display. Esistono dei limiti riguardo la velocità massima e minima, rispettivamente saranno 20 m/s e 0,5 m/s.

2.2.3 Resistore

I componenti elettrici di importanza elevata per via delle innumerevoli applicazioni vengono chiamati resistori: essi sono caratterizzati dalla tensione tipica di funzionamento e dalla massima potenza che possono dissipare. Nell'apparato sperimentale che stiamo analizzando le resistenze elettriche utilizzate sono due poste in parallelo, le caratteristiche tecniche sono:

- tensione 220 [V]
- potenza dissipata 2000 [W]

$$\text{Avremo che } R = \frac{\text{tensione}^2}{\text{potenza}}$$

- valore resistenza 24,2 [Ω]

Considerando:

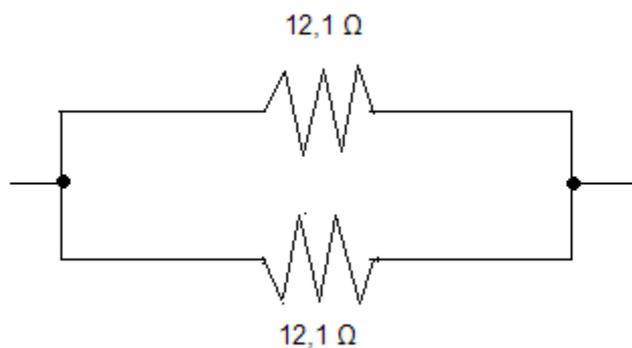


Figura 10 Rappresentazione schematica delle due resistenze dell'apparato poste in parallelo.

Il valore delle resistenze sarà 12,1 [Ω].

2.2.4 Termocoppie

Questi sensori di temperatura sono dispositivi sensibili alle variazioni di temperatura, utili per la rilevazione di temperature puntuali e medie.

Nell'apparato sperimentale in questione sono state utilizzate 15 termocoppie di tipo K.

Il principio di funzionamento è noto come “effetto Seebeck”:

Vi sono due conduttori elettrici di materiali differenti uniti fra loro in un punto, detto giunzione calda, dove viene applicata la temperatura da misurare. L'altro punto ove si saldano i due conduttori viene definito giunzione fredda. Quando vi è una differente temperatura fra le due giunzioni si genera una forza elettromotrice nota come seebeck electromotive force (f.e.m.).

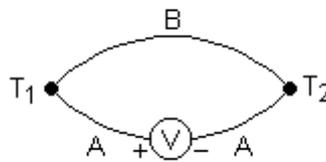


Figura 11 Rappresentazione circuitale

La dipendenza della f.e.m. da T_1 e T_2 è così descritta:

$$V = \alpha (T_1 - T_2) + \beta (T_1^2 - T_2^2) / 2 \quad (3.1)$$

α , β costanti caratteristiche della termocoppia;

Mantenendo costante la temperatura di riferimento (giunzione fredda) la f.e.m. dipenderà in funzione di una sola temperatura:

$$V(T) = \beta T_1^2 + \alpha T_1 - (\beta T_2^2 + \alpha T_2) \quad (3.2)$$

La funzione $V(T)$ rappresenta una parabola:

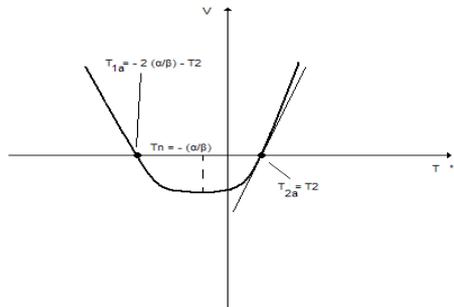


Figura 12 f.e.m. in funzione della temperatura T_1 del giunto caldo con T_2 del giunto freddo

Dove:

- il vertice è nel punto: $T_n = -\frac{\alpha}{\beta}$, chiamato punto di temperatura neutra, e dipende dalle proprietà termiche dei due metalli;
- i punti d' incontro con l'asse delle temperature sono:

$$T_{1a} = 2 T_n - T_0$$

$$T_{2a} = T_0$$

In particolare ritornando al concetto di effetto seebeck, è importante collegarlo agli effetti Volta e Thompson, di seguito verranno accennati:

- **Effetto Volta:** fra due metalli si stabilisce una differenza di potenziale che dipende dalla natura e dalla temperatura dei due metalli. Quando i due vengono accostati si determina uno

scambio di elettroni, tramite la superficie di contatto, dal metallo con lavoro di estrazione minore all'altro. Si viene a formare così un equilibrio dinamico in cui uno dei due metalli si carica negativamente e l'altro positivamente. La differenza di potenziale è così definita:

$$V_{ij} = \frac{-(W_i - W_j)}{e} \quad (3.1)$$

con i e j i due conduttori ed e valore assoluto della carica dell'elettrone.

Se si collegano i conduttori e le giunzioni hanno temperature differenti, in quella più calda, si produrrà una d.d.p. maggiore rispetto all'altra originando così una forza elettromotrice.

- ***Effetto Thompson:*** per determinare tale forza vi è anche il contributo di questo effetto. Dalla giunzione più calda a quella più fredda si determina una diffusione degli elettroni di conduzione, dove in corrispondenza di quella fredda si ha una maggiore concentrazione di elettroni. Si stabilisce un campo elettrico che tende al raggiungimento di una situazione di equilibrio. In queste condizioni su ogni tratto del metallo di misura una f.e.m. di Thompson il cui verso coincide con l'estremità calda del metallo. Essendo diversi i metalli dell'anello saranno diverse pure le f.e.m. di Thompson, la cui risultante sarà diversa da 0.

Proprietà delle termocoppie dovute all'effetto seebeck

- Legge del circuito omogeneo: se un circuito è formato da un solo metallo omogeneo, non si genera nessuna forza elettromotrice;
- Legge del metallo intermedio: se in un anello chiuso, si sostituisce una parte di uno dei due metalli, la f.e.m. del circuito non si altera.
- Legge della terza temperatura: la f.e.m. di una termocoppia formata da due metalli a e b , i cui giunti sono alle temperature T_1 e T_2 , è uguale alla somma delle f.e.m. di due termocoppie formate dagli stessi metalli i cui giunti siano alle temperature $T_1 - T_3$ e $T_2 - T_3$

Proprietà che fanno sì che le termocoppie vengano utilizzate sia per misurazioni differenziali che assolute.

Tipi di termocoppie

Esistono diversi tipi di termocoppie, nel nostro caso studio abbiamo considerato le termocoppie di tipo K (Chromel (Ni-Cr) (+)/Alumel (Ni-Al) (-)).

Termocoppia a base di leghe contenenti nichel adatta per misure di alte temperature in atmosfere ossidanti

Caratteristiche tecniche:

Intervallo di misura va da -200 °C a 1260 °C ;

Sensibilità di circa $41\text{ }\mu\text{V/°C}$;

Questo tipo di termocoppie non vengono utilizzate in:

- Atmosfere riducenti o alternatamente ossidanti e riducenti;
- Atmosfere ricche di zolfo: questo elemento attacca entrambe i costituenti portando ad infragilimento e rottura;
- Sotto-vuoto: il cromo tende ad evaporare dal Chromel® portando alla perdita di calibrazione della termocoppia;
- Atmosfere che facilitano la corrosione: avviene per basse percentuali di ossigeno e causa problemi di calibrazione per alte temperature;

2.2.5 Telecamera termografica a infrarossi

La termocamera è uno strumento utile per eseguire controlli di tipo termografico: posizionandola all'estremità del condotto ove si ha il moto del fluido completamente sviluppato, si rileva a distanza, con estrema precisione, l'energia termica e la si converte in un segnale elettronico che verrà poi elaborato da un sistema software al fine monitorare la performance termica. Il principio si basa quindi sulla misura della distribuzione delle temperature superficiali dell'oggetto in esame, quando viene sollecitato termicamente. L'operazione più importante, riguardante l'utilizzo della termocamera, è il calcolo delle temperatura, dell'umidità relativa e dell'emissività del materiale che si va a monitorare, in quanto questi sono i parametri che andranno inseriti nel menù.

Per spiegare come funziona questo strumento è utile parlare del concetto di radiazione infrarossa e di termografia.

2.2.5.1 Radiazione infrarossa

Il primo esperimento che mostrò come il calore poteva trasmettersi grazie ad una forma invisibile di luce fu realizzato dal fisico William Herschel (nel 1800). La sperimentazione consisteva nel mettere un termometro a mercurio all'interno di uno spettro prodotto da un prisma di vetro, per poter misurare il calore delle varie bande di luce colorate. Si scoprì che il termometro continuava a salire anche dopo essersi mosso oltre il bordo rosso dello spettro, dove non c'era più luce visibile.

Le radiazioni sono onde elettromagnetiche caratterizzate da una lunghezza d'onda e da una frequenza.

Vi sono diversi tipi di radiazione elettromagnetica, vedi tabella sottostante:

Tipo di radiazione elettromagnetica	Frequenza	Lunghezza d'onda
Onde radio	≤ 3 GHz	≥ 10 cm
Microonde	> 3 GHz – 300 GHz	< 10 cm – 1 mm
Infrarossi	> 300 GHz – 428 THz	< 1 mm – 700 nm
Luce visibile	> 428 THz – 749 THz	< 700 nm – 400 nm
Ultravioletti	> 749 THz – 30 PHz	< 400 nm – 10 nm
Raggi X	> 30 PHz – 300 EHz	< 10 nm – 1 pm
Raggi gamma	> 300 EHz	< 1 pm

Fonte www.wikipedia.com

Poiché la lunghezza d'onda e la frequenza di una radiazione sono inversamente proporzionali, tanto minore sarà la lunghezza d'onda, tanto maggiore sarà la frequenza e quindi l'energia.

In particolare la radiazione IR è la radiazione elettromagnetica con una frequenza inferiore a quella della luce visibile, ma maggiore di quella delle onde radio. La IR ha una lunghezza d'onda compresa tra 700 nm e 1 mm. Viene spesso associata con i concetti di "calore" e "radiazione termica", poiché gli oggetti a temperatura ambiente o superiore emettono spontaneamente radiazione in questa banda.

Nella tabella sottostante sono state riportate altre classificazioni, riguardante questo tipo di radiazione, dove è possibile notare che non esiste un unico standard riconosciuto per queste bande.

Nome banda	Limite superiore	Limite inferiore
Standard DIN/CIE		
IR-A	700 nm	1400 nm
IR-B	1,4 μm	3 μm
IR-C	3 μm	1000 μm
Classificazione astronomica		
Vicino	700 - 1000 nm	5 μm
Medio	5 μm	25-40 μm
Lontano	25-40 μm	200-350 μm
Sistema ingegneristico		
vicino (NIR)	750 nm	1400 nm
onda corta (SWIR)	1,4 μm	3 μm
onda media (MWIR)	3 μm	8 μm
onda lunga (LWIR)	8 μm	15 μm
lontano (FIR)	15 μm	1000 μm

Fonte www.wikipedia.com

2.2.5.2 *La termografia*

La termografia è un tipo di acquisizione di immagini nel campo dell' infrarosso, e rappresenta la visualizzazione bidimensionale della misura di irraggiamento. Le termocamere rilevano le radiazioni, nel campo dell' infrarosso, dello spettro elettromagnetico e compiono misure correlate con l'emissione di queste radiazioni. Hanno la capacità di misurare l'intensità di radiazione I e la quantità di calore q emessa da un corpo. È importante citare due leggi fondamentali in questo contesto:

La legge di spostamento di Wien: la lunghezza d'onda λ_{\max} per la quale si ha la massima emissione di corpo nero¹³ è inversamente proporzionale alla sua temperatura assoluta

Legge di Stefan-Boltzmann: rappresenta la correlazione fra irraggiamento e temperatura;.

Legge di Planck: in quanto gli oggetti ad una temperatura superiore allo zero assoluto emettono radiazioni nel campo dell'infrarosso.

Andiamo ad analizzare più in dettaglio le due leggi sopra citate:

Legge di Wien

Descrive una relazione inversa tra la lunghezza d'onda del picco di un'emissione da parte di un corpo nero, e la sua temperatura:

$$\lambda_{\max} = \frac{b}{T} \quad (3.2)$$

¹³ Superficie perfettamente assorbente.

dove

λ_{\max} = lunghezza d'onda massima [m]

T = temperatura corpo nero [K]

b = costante dello spostamento di Wien $2,8977685 * 10^{-3}$

Questa legge spiega come la densità di energia elettromagnetica emessa, in funzione della frequenza o della lunghezza d'onda da parte di un corpo nero ad una certa temperatura, mostra un picco che si sposta verso le alte frequenze all'aumentare della temperatura stessa.

Legge di Stefan-Boltzmann

La legge fu scoperta sperimentalmente da Jožef Stefan (1835-1893) nel 1879 e spiegata teoricamente, usando la termodinamica, da Ludwig Boltzmann (1844-1906) nel 1884. Essa afferma che l'energia (per secondo) irradiata da un corpo nero ideale è proporzionale alla quarta potenza della sua temperatura:

$$R = \sigma T^4 \quad (3.3)$$

dove

R = l'energia irradiata dall'unità di superficie nell'unità di tempo
[W/m²]

σ = costante di Stefan-Boltzmann $5,6705 \times 10^{-8}$ [W/m²K⁴]

La legge di Planck

Legge che tiene conto sia della legge di Wien sia della legge di Stefan-Boltzmann, tramite questa formula:

$$R(\lambda) = \frac{2\pi c^2 h}{\lambda^5} \frac{1}{e^{\frac{hc}{k\lambda T}} - 1} \quad (3.4)$$

dove

$R(\lambda)$ = emittenza energetica spettrale del corpo nero alla lunghezza d'onda λ .

c = velocità della luce 3×10^8 [m/sec]

h = costante di Planck $6,6 \times 10^{-34}$ [Js]

k = costante di Boltzmann $1,4 \times 10^{-23}$ [J/k]

T = temperatura assoluta di un corpo nero [K]

λ = lunghezza d'onda [m]

2.2.6 Finestra IR

La finestrella IR è stata inserita all'interno del condotto, dopo aver realizzato un foro nella sua estremità, per avere una lettura non distorta, tramite la termocamera, del campo di temperatura della piastra. Non era possibile infatti appoggiare la termocamera sopra al plexiglas (quest'ultimo è da considerarsi non trasparente per la termocamera) in quanto le misurazioni effettuate sarebbero state non attendibili.

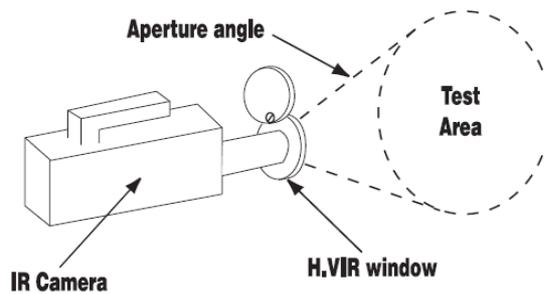


Figura 13 Utilizzo della finestra con la termocamera

E' composta da:

- 1- Una cornice metallica impermeabile, costituita da tre viti, per la montatura, e un o - ring;
- 2- Uno scudo trasparente, il cui scopo è quello di realizzare protezione esterna, che può essere aperto o chiuso tramite una chiusura magnetica;
- 3- Un piatto ottico trasparente ai raggi UV, visibile e IR radiazioni secondo lunghezza d'onda di lavoro.

Caratteristiche tecniche:

Descrizione	Simbolo	Valore	Unità di misura
Diametro	A	79	[mm]
Diametro	B	52	[mm]
Diametro	C	64	[mm]
Diametro viti	D	3	[mm]
Spessore scudo	E	5	[mm]
Spessore finestra	F	6.5	[mm]

Si guardi la figura sottostante per una maggiore chiarezza dei dati precedentemente scritti:

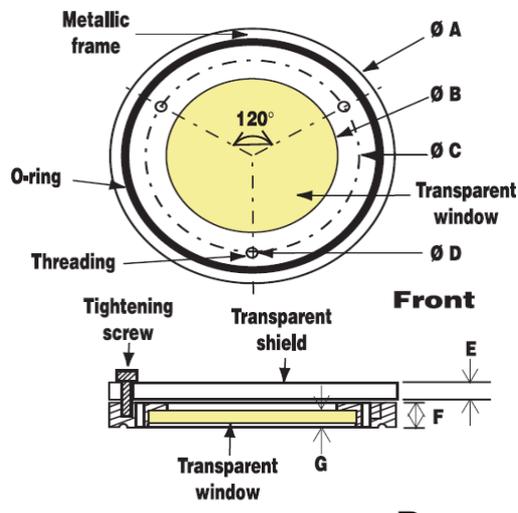


Figura 14 Schema finestra

2.2.7 Software: BEA e ThermaCAM researcher 2002

Come detto le termocoppie rilevano la temperatura puntuale della piastra, questi dati passano attraverso uno strumento di acquisizione, il quale, collegato al personal computer, invia i risultati ottenuti. Tramite il software di acquisizione BEA opportunamente configurato per ciascuna termocoppia i dati rilevati vengono monitorati: è possibile infatti controllare l'andamento nel tempo delle termocoppie, l'andamento nel tempo dei valori registrati da ciascuna termocoppia ed il trend per ciascun canale. L'acquisizione dei dati viene effettuata dopo il raggiungimento di una condizione di equilibrio. Una volta che i dati vengono salvati e importati su Excel, ad ogni termocoppia

viene associato un valore di temperatura dato dalla media dei valori registrati, il quale verrà poi elaborato ed utilizzato per il calcolo del coefficiente di convezione, per il calcolo del numero di Nu e la costruzione dei grafici. Un ulteriore controllo sarà effettuato grazie all'acquisizione dei fotogrammi della telecamera termografica ad infrarossi, tramite apposito programma denominato ThermaCAM researcher 2002: con questo software è possibile acquisire le immagini di campi di temperatura compatibili sia con programmi di grafica che di analisi. E' possibile effettuare operazioni come la visualizzazione della temperatura minima e massima oppure tramite un cursore rilevare la temperatura in qualsiasi punto dell'immagine, oppure analizzare un'intera area e controllare quindi la temperatura media al suo interno, inoltre vi è una sezione in cui è possibile modificare i parametri in oggetto permettendo così una maggiore accuratezza dei dati.

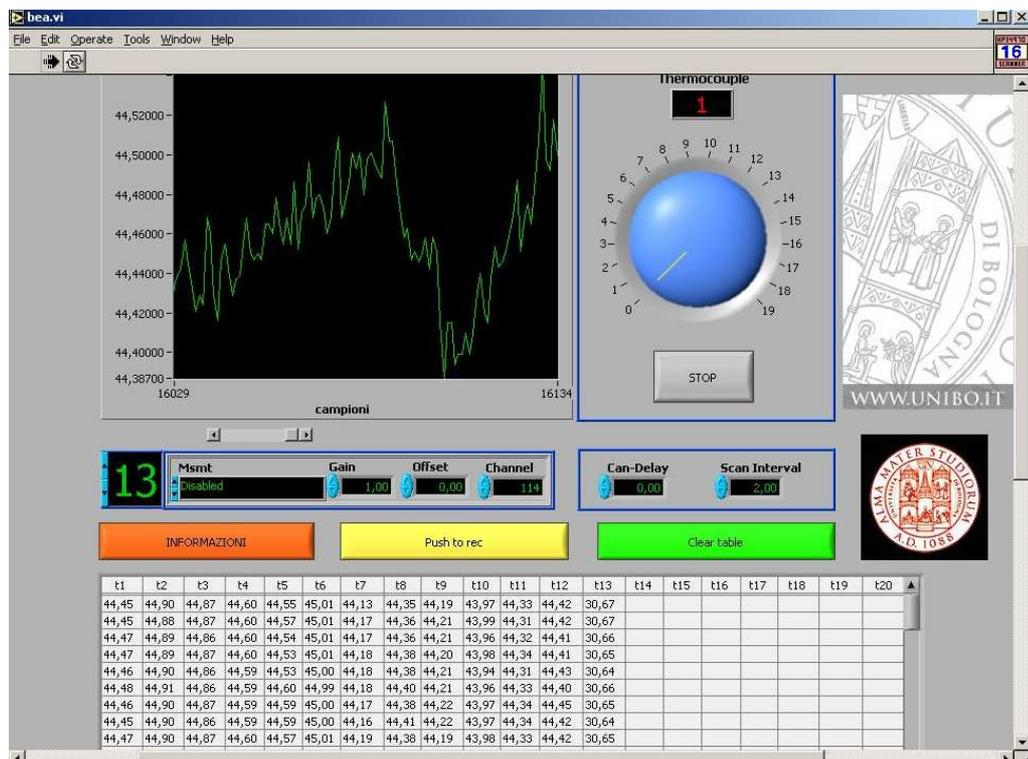


Figura 15 Software BEA durante una prova

3.0 ANALISI

3.1 Descrizione delle prove sperimentali

Per la realizzazione delle prove di laboratorio è stato necessario ricostruire l'impianto realizzando le seguenti operazioni:

Il condotto è stato forato sulla parete superiore, per l'inserimento della finestrella IR, ed è stato reinserto all'interno di un piano in legno e collegato, tramite un raccordo, al ventilatore.

L'apparato sperimentale è stato poi successivamente isolato tramite polistirolo e nastro isolante per poter evitare perdite.

Sono state collegate le 13 termocoppie all'acquisitore di temperatura e ognuna di esse è stata abbinata ad un canale, operazione necessaria sia per controllare il buon funzionamento di queste ultime sia per realizzare le misurazioni successive. L'altro lato di 12 termocoppie è stato inserito e fissato tramite nastro metallico sulla piastra e successivamente dipinto con una vernice nera opaca, mentre una termocoppia è stata utilizzata per la rilevazione della temperatura del fluido. L'inserimento delle termocoppie sulla piastra è stato eseguito secondo il seguente ordine:

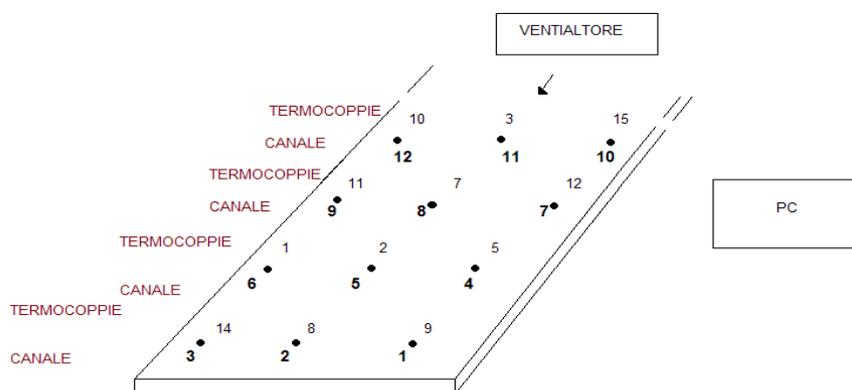


Figura 16 Disposizione termocoppie sulla piastra di alluminio e abbinamento con i canali dell'acquisitore dei dati

E' stata poi costruita una copertura di cartone, verniciata anch'essa di nero opaco, per coprire la parte di condotto ove verrà sistemata la termocamera, per evitare che la lettura del campo di temperatura venga distorta da luci o riflessi.

Per quanto riguarda la variazione di potenza della piastra tramite resistenze sono stati utilizzati quattro strumenti : Variatore di tensione monofase (VARIAC), Amperometro, Voltmetro e Wattmetro. Tramite l'amperometro e il voltmetro è possibile determinare la potenza da applicare, infatti:

$$P [W] = I [A] * V [V]$$

Mentre tramite il variatore di tensione è possibile variare la potenza.

Il collegamento fra questi strumenti è rappresentato nello schema seguente:

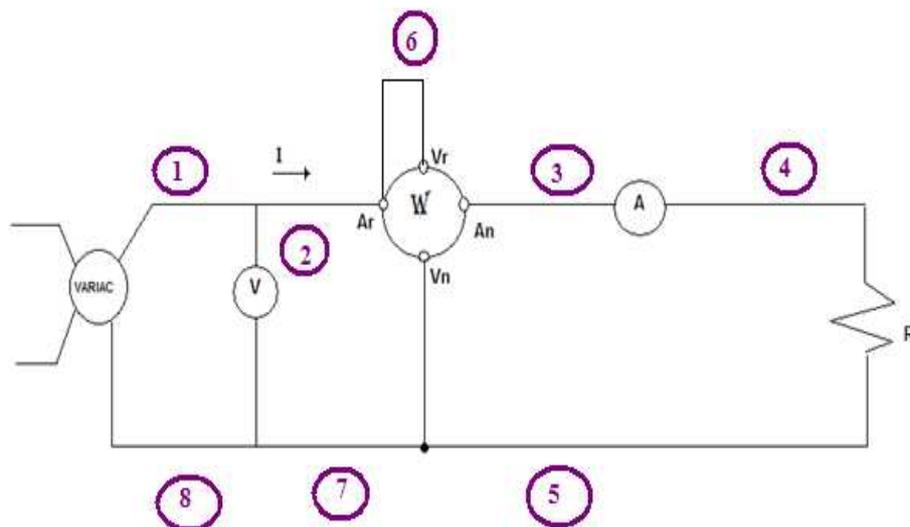


Figura 17 Circuito di collegamento tra VARIAC, Wattmetro, Voltmetro, Amperometro in c.a.

Di seguito invece viene rappresentato lo schema fisico:

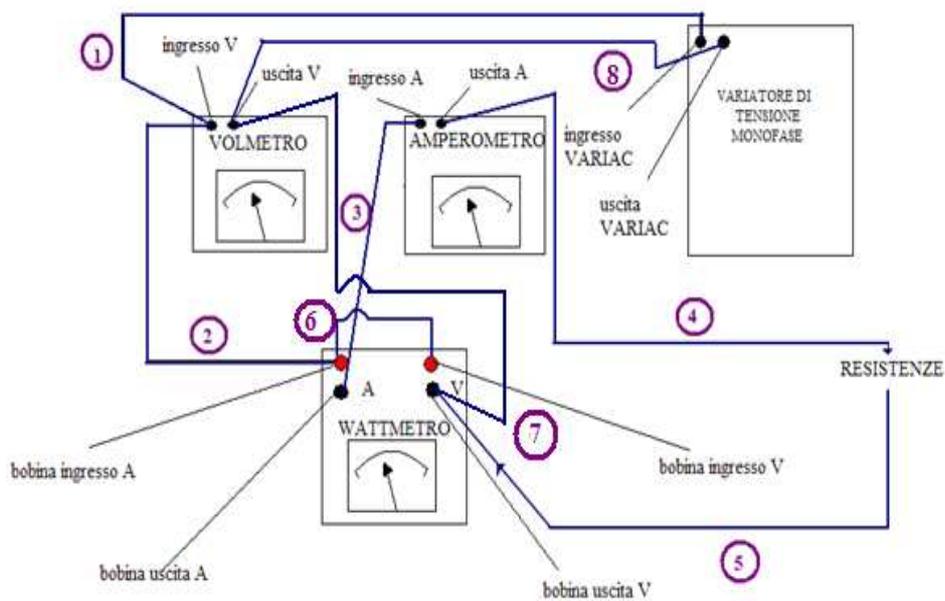


Figura 18 Schema di collegamento VARIAC, Voltmetro, Amperometro, Wattmetro

E' stato collegato l'ingresso del VARIAC all'ingresso del Voltmetro, a sua volta si è collegato il V alla bobina d'ingresso Amperometrica del Wattmetro, successivamente si è collegata la bobina di uscita Amperometrica del W all'ingresso dell'Amperometro, dall'uscita dell' A si vedono le resistenze. Da R ci si collega alla bobina Voltmetrica del Wattmetro, da dove ci si collega all'uscita del Voltmetro e successivamente all'uscita del VARIAC. Ultimo collegamento è quello della bobina di entrata Voltmetrica di W con la bobina di entrata Amperometrica dello stesso Wattmetro.

Per principio si inizia considerando come fondo scala il più elevato possibile, quindi per il Voltmetro considero 480 V, per l'amperometro 10 A, e per il Wattmetro considero 460 V e 10 A quindi 4600 W. In base alla variazione di tensione effettuata bisogna variare il fondo scala, per quanto riguarda le prove

effettuate da questo caso studio è possibile indicare come fondo scala per i tre strumenti i seguenti valori:

- Amperometro: 5 A;
- Voltmetro: 60 V;
- Wattmetro: 5 A - 75 V \rightarrow 375 W, per cui ogni dimensione vale $2,5^{14}$;

Esempio di lettura di potenza fornita:

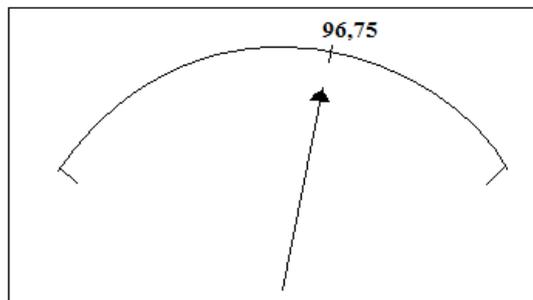


Figura 19 Wattmetro

Considerando la figura 21 la potenza fornita alla piastra è :

$$P = 96,75 \text{ W} * 2,5 = 241,88 \text{ W}$$

I valori delle potenze su cui ci soffermeremo per le misure sono di seguito riportati:

$$P_1 = 50 \text{ [W];}$$

$$P_2 = 100 \text{ [W];}$$

$$P_3 = 150 \text{ [W];}$$

$$P_4 = 190 \text{ [W];}$$

¹⁴ $375/150 = 2,5$. Il 150 è l'ultimo valore della scala dello strumento.

L'altra operazione necessaria per realizzare le rilevazioni di temperatura è regolare l'anemometro ad elica per la determinazione della velocità del fluido e della temperatura, i valori considerati per le prove sono:

$$u_1 = 2,5 \text{ [m/s]}$$

$$u_2 = 3 \text{ [m/s]}$$

$$u_3 = 3,5 \text{ [m/s]}$$

$$u_4 = 4 \text{ [m/s]}$$

$$u_5 = 5 \text{ [m/s]}$$

per questi valori si andrà a determinare il numero di giri che la ventola deve effettuare.

E' quindi possibile calcolare i numeri di Reynolds per i diversi valori di velocità di fluido:

D_e [m]	u [m/s]	$A_{sezione}$ [m ²]	ρ_{aria}^{15} [kg/m ³]	ν_{aria}^{16} [m ² /s]	μ_{aria}^{17} [kg/m s]	Re
0,175	2,5	0,315	1,165	$16 \cdot 10^{-6}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	27402,6
0,175	3	0,315	1,165	$16 \cdot 10^{-6}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	32883,1
0,175	3,5	0,315	1,165	$16 \cdot 10^{-6}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	38363,6
0,175	4	0,315	1,165	$16 \cdot 10^{-6}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	43844,1
0,175	5	0,315	1,165	$16 \cdot 10^{-6}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	54805,1

Per questi valori del numero di Reynolds possiamo affermare che è moto è turbolento.

¹⁵ Densità dell'aria a $T_e = 29^\circ\text{C}$;

¹⁶ Viscosità cinematica dell'aria a $T_e = 29^\circ\text{C}$;

¹⁷ Viscosità dinamica dell'aria a $T_e = 29^\circ\text{C}$;

L'operazione successiva è quella di configurare il software BEA per la raccolta e l'elaborazione dei dati rilevati dalle termocoppie, quindi ogni termocoppia è stata opportunamente configurata con il polinomio standard. Per quanto riguarda le altre operazioni realizzate sul software: si modifica il tipo di termocoppie utilizzate, nel nostro caso le K, dopo di che si conferma l'operazione tramite il tasto OK, e si disabilitano le termocoppie inutilizzate. E' possibile far partire la raccolta dati tramite il tasto RUN e salvarli tramite il tasto PUSH RECORD. Ultima operazione è regolare la termocamera, con i parametri di temperatura esterna, umidità relativa, emissività del materiale, ed altezza dalla piastra, e collegarla al pc per l'acquisizione dei fotogrammi tramite il software ThermaCAM researcher 2002.

Il campo immortalato dalla termocamera comprende le termocoppie $t_5 - t_2 - t_1$, i cui canali sono rispettivamente 4,5,6.

Si può quindi concludere schematizzando le prove che verranno di seguito illustrate:

PROVA	POTENZA FORNITA [W]	VELOCITA' FLUIDO [m/s]	DURATA PROVA [min]
Prova 1	50	2,5	25
Prova 2	50	3	25
Prova 3	50	5	25
Prova 4	100	2,5	25
Prova 5	100	3	25
Prova 6	100	5	25
Prova 7	150	2,5	25
Prova 8	150	3	25
Prova 9	150	3,5	25
Prova 10	150	4	25
Prova 11	150	5	25
Prova 12	190	2,5	25
Prova 13	190	3	25
Prova 14	190	5	25

3.2 Elaborazione dati delle termocoppie

Di seguito verranno riportate le misure effettuate con le termocoppie tramite le quali è stato possibile calcolare il coefficiente di convezione h e il numero di Nusselt Nu . Sono stati suddivisi i paragrafi in base ai valori di potenza applicati e conseguentemente è stata realizzata una suddivisione in sottoparagrafi per considerare i diversi valori di velocità del fluido. Le termocoppie utilizzate per determinare valori locali e per determinare valori medi sono rispettivamente:

- $t_8 - t_5 - t_1 - t_{12} - t_{11} - t_3$ i cui canali sono: 2 - 4 - 6 - 7 - 9 - 11
- $t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$ i cui canali sono: 1 - 3 - 5 - 8 - 10 - 12

Dopo essere giunti allo stato di equilibrio l'intervallo di tempo per la raccolta dei dati per prova è stata di 30 min. I valori di ogni termocoppia scritti nelle tabelle rappresentano quindi valori medi nel periodo sopra scritto.

3.2.1 Prove realizzate con 50 W di potenza

La potenza applicata è di 50 W, sul wattmetro troveremo un valore di 20 W al quale moltiplicheremo il valore della dimensione di 2,5, sull'amperometro troveremo il valore di 2,05 A, e sul voltmetro 25,2 V. Vengono indicati tutti i valori letti sugli strumenti utilizzanti in quanto sono importanti per quando si andrà a valutare l'incertezza di misura.

3.2.1.1 Prima prova: velocità del fluido di 2,5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	29,9	37,07	22,14	154,36
5	4	30		37,05	22,20	154,78
1	6	30		37,22	21,68	151,16
12	7	30		36,75	23,17	161,54
11	9	30		36,78	23,07	160,85
3	11	30		36,93	22,55	157,22

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	h_{medio} totale [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	29,9	36,93	22,58	157,43
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.1.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	29,80	36,89	22,38	156,04
5	4	30		36,90	22,36	155,90
1	6	30		37,11	21,71	151,37
12	7	30		36,61	23,30	162,45
11	9	30		36,67	23,11	161,06
3	11	30		36,82	22,61	157,63

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	h_{medio} totale [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	29,70	36,79	22,72	158,34
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.1.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio}	Nu_{medio}
				medio locale [°C]	locale [W/m ² K]	locale
8	2	30	29,95	35,35	29,39	204,91
5	4	30		35,37	29,28	204,14
1	6	30		35,56	28,29	197,24
12	7	30		35,05	31,12	216,97
11	9	30		35,13	30,65	213,63
3	11	30		35,27	29,84	208,05

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio} totale	Nu_{medio}
				medio totale [°C]	[W/m ² K]	totale
9	1	30	29,95	35,23	30,06	209,58
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.2 Prove realizzate con 100 W di potenza

Tramite il variatore di tensione applichiamo una potenza di 100 W, sul wattmetro troveremo un valore di 40 W al quale moltiplicheremo il valore della dimensione di 2,5, se si considerano l'ampmetro ed il voltmetro, per vedere quanta potenza si sta applicando, avremo rispettivamente 2,9 A e 35,5 V.

3.2.2.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,10	45,16	20,89	145,64
5	4	30		44,84	21,35	148,85
1	6	30		42,25	20,78	144,88
12	7	30		44,44	21,94	152,97
11	9	30		44,43	21,94	152,96
3	11	30		44,55	21,77	151,78

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,10	44,70	21,55	150,25
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.2.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,09	44,63	21,83	152,20
5	4	30		44,35	22,26	155,19
1	6	30		44,70	21,69	151,25
12	7	30		43,84	23,08	160,91
11	9	30		43,82	23,12	161,19
3	11	30		43,95	22,90	159,66

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,09	44,11	22,64	157,84
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.2.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,70	41,89	28,37	197,79
5	4	30		41,63	29,04	202,47
1	6	30		41,98	28,14	196,19
12	7	30		41,17	30,35	211,60
11	9	30		41,16	30,32	211,39
3	11	30		41,31	29,92	208,60

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,70	41,40	29,66	206,79
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.3 Prove realizzate con 150 W di potenza

In questa prova, tramite il variatore di tensione, applichiamo al wattmetro una potenza di 150W, sullo strumento in questione troveremo un valore di 60 W al quale moltiplicheremo il valore della dimensione di 2,5, sugli altri apparecchi troveremo: 3,55 A sull'ampmetro e sul voltmetro 43,5 V.

3.2.3.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	31,70	53,07	22,28	155,34
5	4	30		52,48	22,92	159,80
1	6	30		52,98	22,38	156,03
12	7	30		51,81	23,68	165,10
11	9	30		51,78	23,71	165,31
3	11	30		51,88	23,59	164,47

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	h_{medio} totale [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	31,70	52,22	23,21	161,82
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.3.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,60	52,33	22,97	160,15
5	4	30		51,72	23,68	165,10
1	6	30		52,27	23,03	160,56
12	7	30		51,06	24,47	170,60
11	9	30		51,04	24,49	170,75
3	11	30		51,13	24,38	169,98

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	h_{medio} totale [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,60	51,46	23,97	167,12
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.3.3 Terza prova: velocità del fluido 3,5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio}	Nu_{medio}
				medio locale [°C]	locale [W/m ² K]	locale
8	2	30	29	48,59	24,31	169,49
5	4	30		48,1	24,94	173,84
1	6	30		48,64	24,25	169,07
12	7	30		47,51	25,73	179,39
11	9	30		47,54	25,68	179,11
3	11	30		47,69	25,48	177,65

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio} totale	Nu_{medio}
				medio totale [°C]	[W/m ² K]	totale
9	1	30	29	47,88	25,22	175,84
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.3.4 Quarta prova: velocità del fluido 4 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	29,70	48,16	25,80	179,88
5	4	30		47,64	26,55	185,11
1	6	30		48,22	25,71	179,25
12	7	30		47,06	27,43	191,25
11	9	30		47,10	27,37	190,83
3	11	30		47,25	27,13	189,15

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	h_{medio} totale [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	29,70	47,43	26,86	187,27
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.3.5 Quinta prova: velocità del fluido 5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio}	Nu_{medio}
				medio locale [°C]	locale [W/m ² K]	locale
8	2	30	29,90	46,68	28,38	197,87
5	4	30		46,16	29,29	204,21
1	6	30		46,73	28,29	197,24
12	7	30		45,64	30,25	210,91
11	9	30		45,63	30,27	211,05
3	11	30		45,82	29,91	208,54

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p	h_{medio} totale	Nu_{medio}
				medio totale [°C]	[W/m ² K]	totale
9	1	30	29,90	45,97	29,63	206,58
14	3	25				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.4 Prove realizzate con 190 W di potenza

Tramite il variatore di tensione applichiamo una potenza di 190 W, sul wattmetro troveremo un valore di 76 W al quale moltiplicheremo il valore della dimensione di 2,5, sull'amperometro troveremo 3,95, e sul voltmetro 48,5

3.2.4.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,4	57,54	22,23	154,99
5	4	30		56,89	22,77	158,76
1	6	30		57,45	22,30	155,48
12	7	30		56,40	23,20	161,75
11	9	30		56,29	23,30	162,45
3	11	30		56,35	23,24	162,03

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,4	56,73	22,91	159,73
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.4.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,6	57,46	22,46	156,59
5	4	30		56,64	23,16	161,47
1	6	30		57,40	22,51	156,94
12	7	30		56,03	23,72	165,38
11	9	30		56,02	23,73	165,45
3	11	30		56,20	23,56	164,26

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,6	56,46	23,33	162,66
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.4.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio locale [°C]	h_{medio} locale [W/m ² K]	Nu_{medio} locale
8	2	30	30,5	53,77	25,92	180,72
5	4	30		52,87	26,96	187,97
1	6	30		53,73	25,97	181,07
12	7	30		52,10	27,92	194,66
11	9	30		52,09	27,94	194,80
3	11	30		52,30	27,67	192,92

TERMOCOPPIE	CANALI	INTERVALLO DI TEMPO [min]	T_f [°C]	T_p medio totale [°C]	$h_{\text{medio totale}}$ [W/m ² K]	Nu_{medio} totale
9	1	30	30,5	52,55	27,35	190,69
14	3	30				
2	5	30				
7	8	30				
15	10	30				
10	12	30				

3.2.5 Osservazione dei risultati ottenuti con le termocoppie

In base alle tre prove effettuate si può concludere che le temperature medie locali e medie totali della piastra, indipendentemente dalla potenza fornita, diminuiscono all'aumentare della velocità del fluido refrigerante, quindi all'aumentare dei giri imposti alla ventola. Conseguentemente aumentano i valori dei coefficienti di convezione media totale e locale e i valori dei numeri di Nusselt medi totali e locali. In particolare, considerando i vari casi di potenza fornita, si può notare la leggera differenza che si viene a creare fra i valori di temperatura estrapolati dalle prove in cui si ha una velocità di 2,5 [m/s] e le prove in cui si impone una velocità di 3,5 [m/s], in quanto la velocità dell'aria è di poco aumentata, e la notevole

differenza, rispetto a queste, dei valori di temperatura se si impone una velocità di 5 [m/s].

Altre considerazioni possono essere effettuate per quanto riguarda i valori dei coefficienti medi totali e locali di h in funzione della potenza fornita: si vede come i valori maggiori si hanno per una potenza applicata di 150W.

I grafici rappresentanti i valori sopra scritti sono inseriti nell'appendice.

3.3 Illustrazione dei risultati delle immagini della termocamera

Una valutazione in più sulle misurazioni è stata realizzata tramite la termocamera ad infrarossi. L'utilizzo di una finestra IR e della posizione perpendicolare alla piastra hanno fatto sì che si avesse un nuovo termine di confronto rispetto ai valori individuati dalle termocoppie. La termocamera è stata posizionata sulle termocoppie 1 2 e 5. Di seguito verranno inserite le immagini corredate con risultati numerici:

- temperatura minima e massima;
- temperatura media di aree;
- temperatura puntuale;

Un esempio di immagine realizzata tramite la termocamera è qui sotto rappresentata:

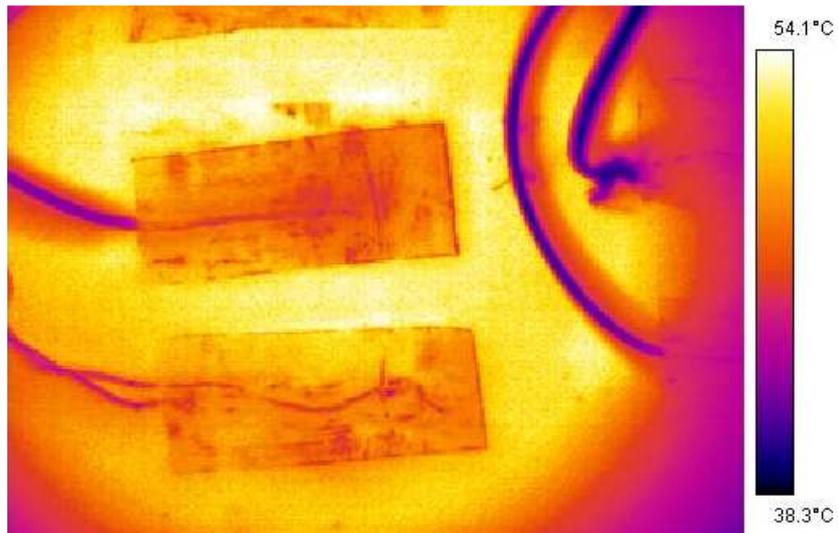


Figura 20 Esempio di fotogramma

Di seguito non verranno inserite le immagini come la figura sopra ma i fotogrammi durante l'analisi realizzata con in software, da cui quindi si possono realizzare comparazioni con i dati sopra riportati.

3.3.1 Prove realizzate con 50 W di potenza

3.3.1.1 Prima prova: velocità del fluido di 2,5 [m/s]

Le immagini sottostanti rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 50 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]:

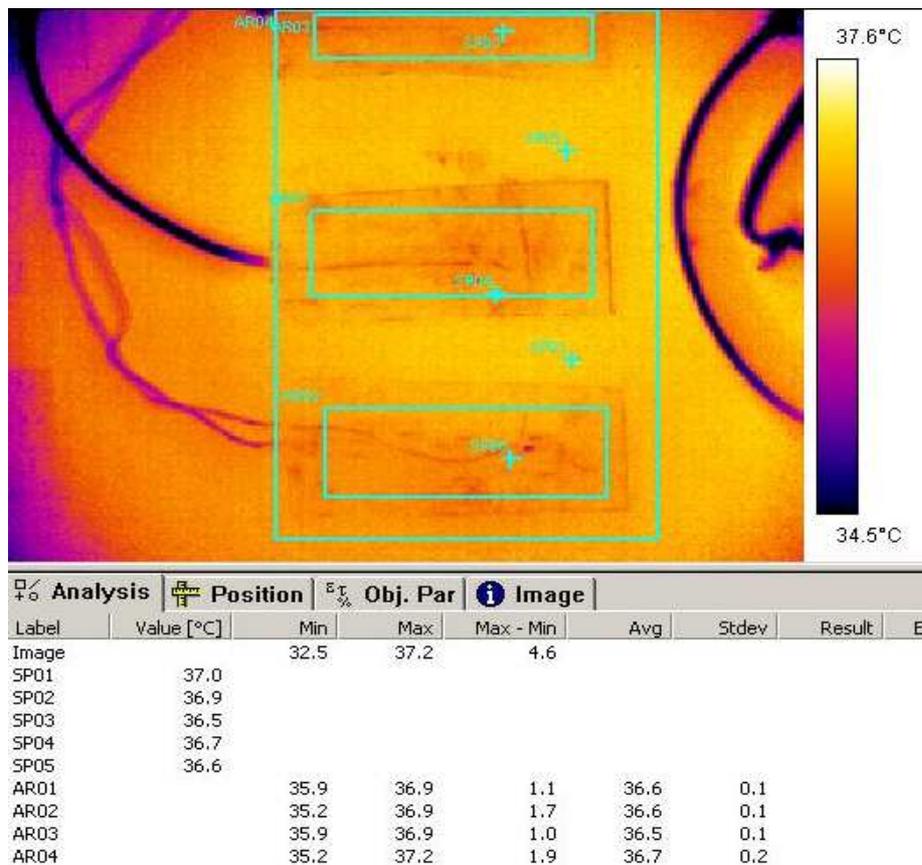


Figura 21 Temperature per una potenza di 50 W e velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	37,05
t5	37,03
t6	37,22
	37,10

3.3.1.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

Le immagini sottostanti rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 50 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 3 [m/s]:

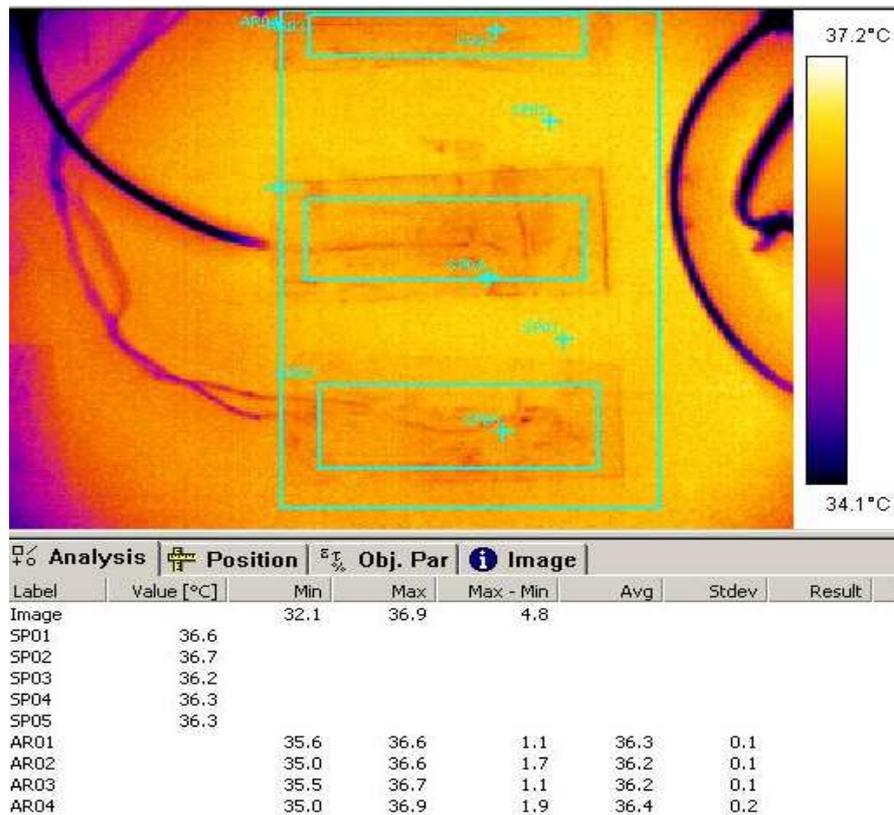


Figura 22 Temperature per una potenza di 50 W e velocità del fluido refrigerante di 3 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canali	Temperatura [°C]
t4	36,90
t5	36,86
t6	37,11
	36,96

3.3.1.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

Le immagini sottostanti rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 50 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]:

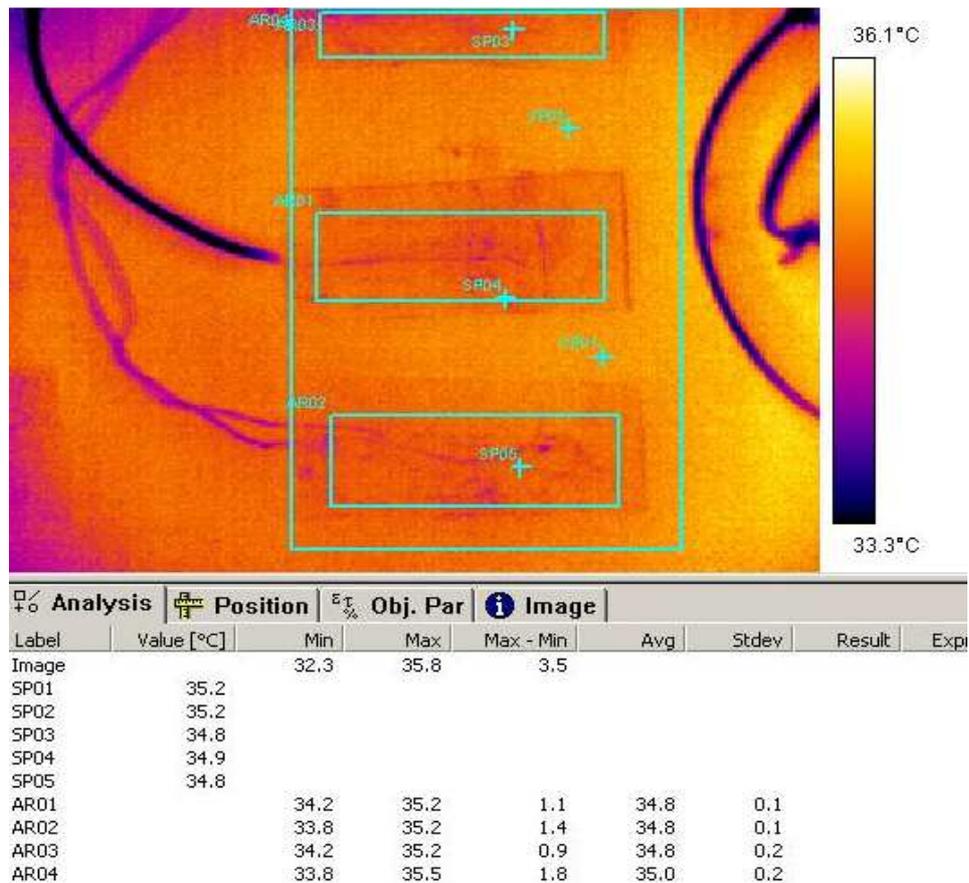


Figura 23 Temperature per una potenza di 50 W e velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]

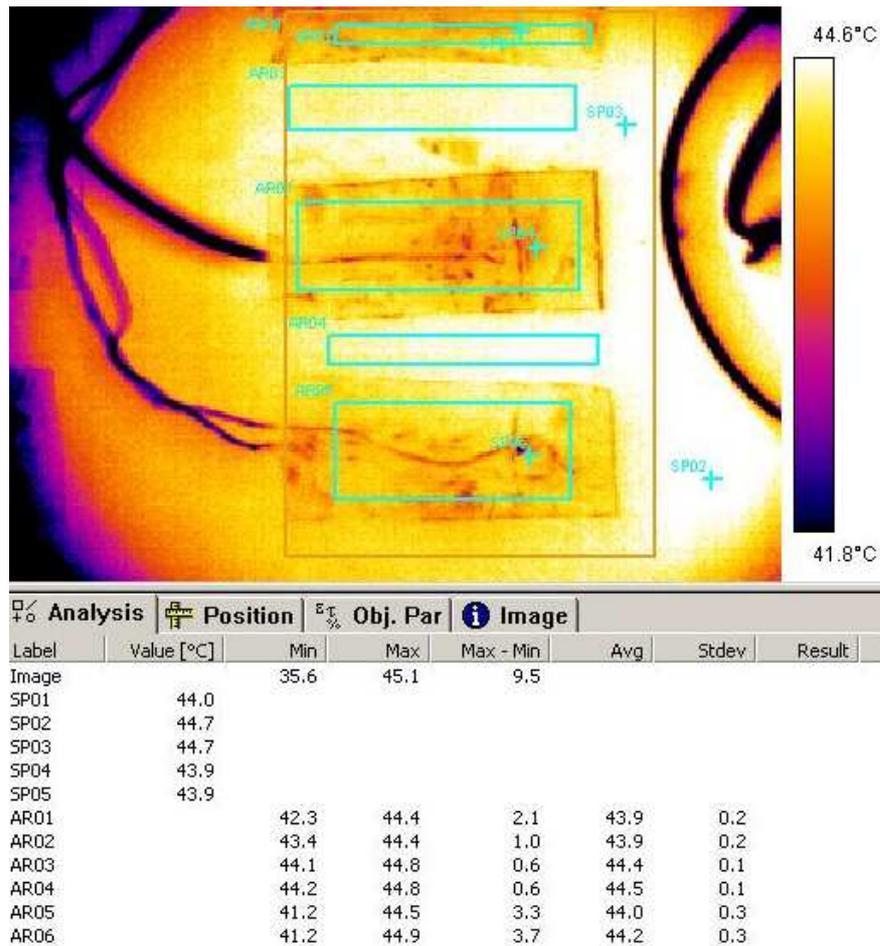
Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	35,37
t5	35,30
t6	35,56
	35,41

3.3.2 Prove realizzate con 100 W di potenza

3.3.2.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 100 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]:

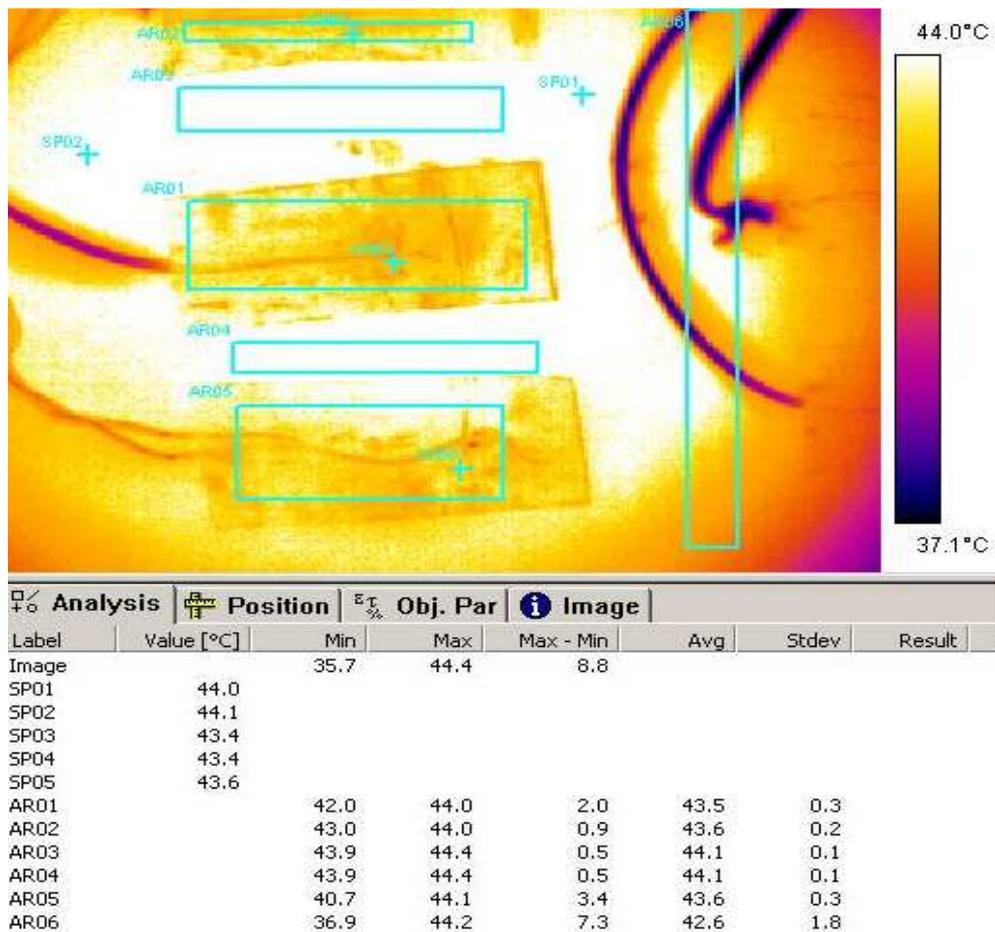


Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	44,84
t5	44,80
t6	45,25
	44,96

3.3.2.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

La potenza è rimasta costante ma la velocità del fluido è variata da 2,5 [m/s] a 3,5 [m/s], di seguito sono rappresentate le immagini immortalate con la termocamera:

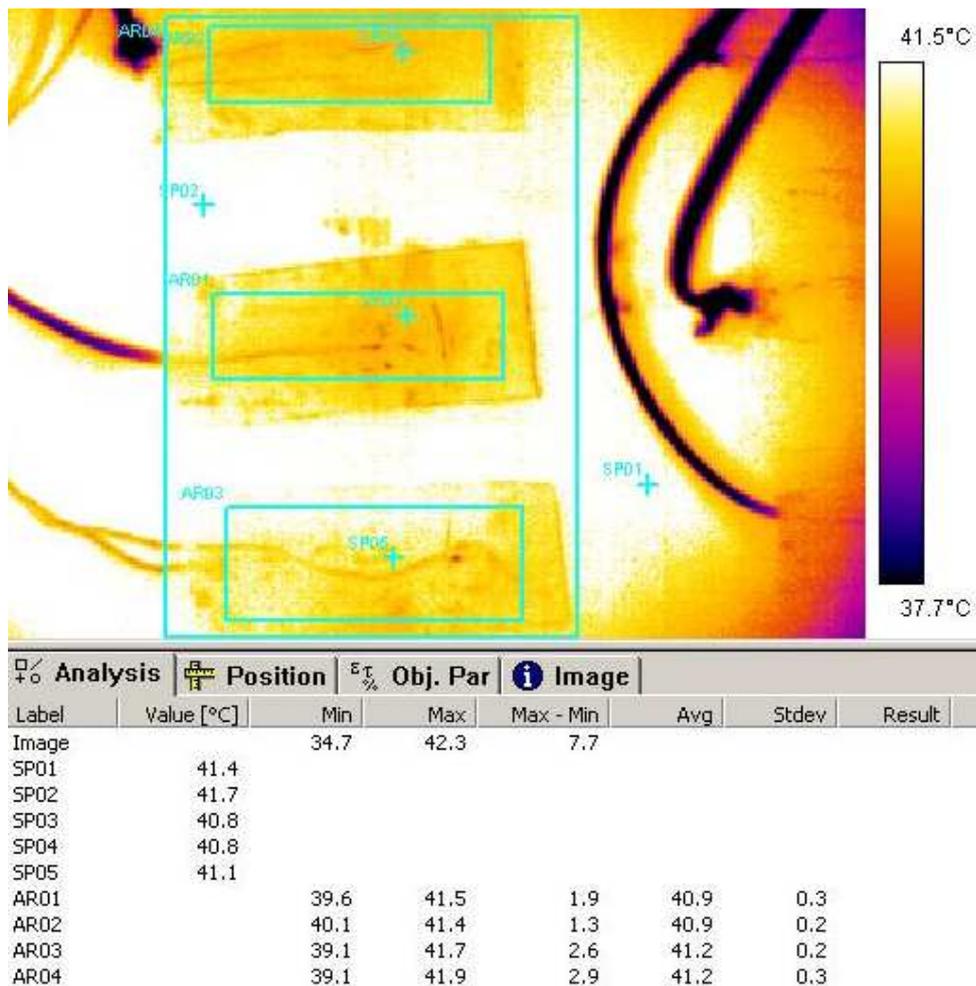


Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	44,35
t5	44,31
t6	44,72
	44,46

3.3.2.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

Le immagini sottostanti rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 50 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]:



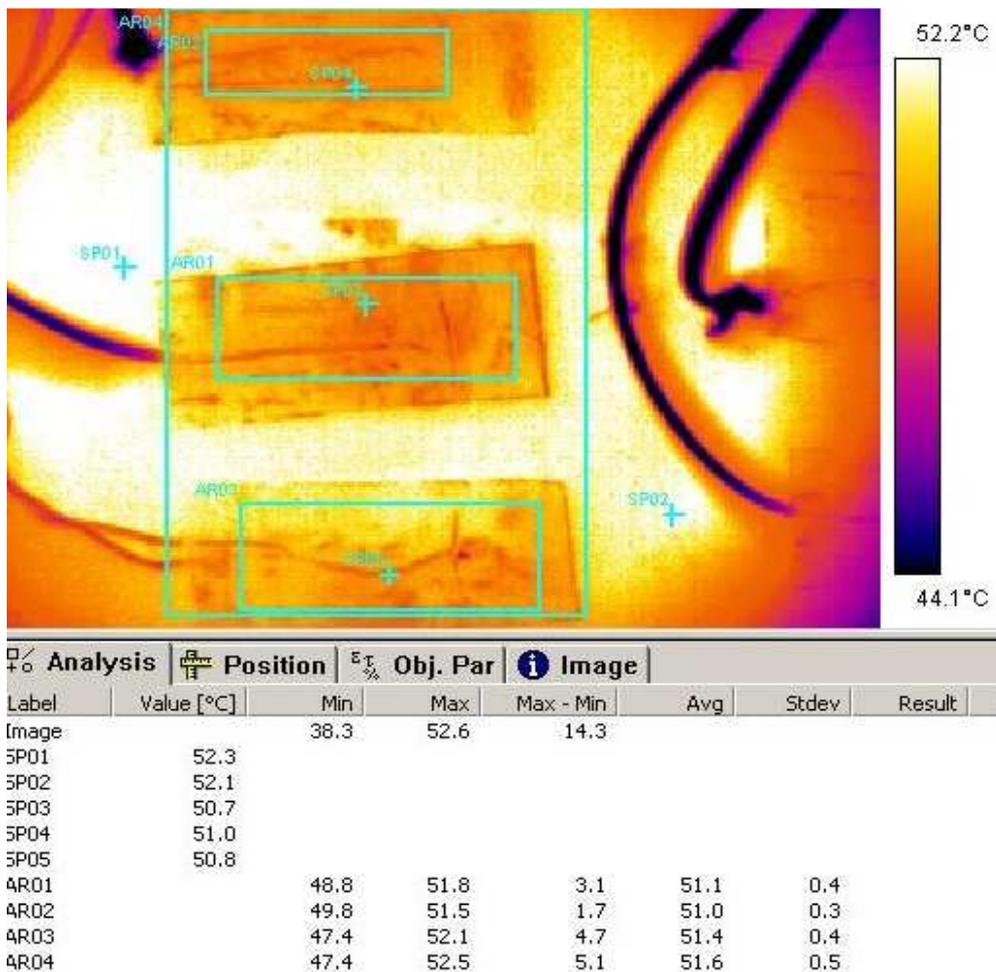
Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	41,63
t5	41,50
t6	41,98
	41,70

3.3.3 Prove realizzate con 150 W di potenza

3.3.3.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 150 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]:

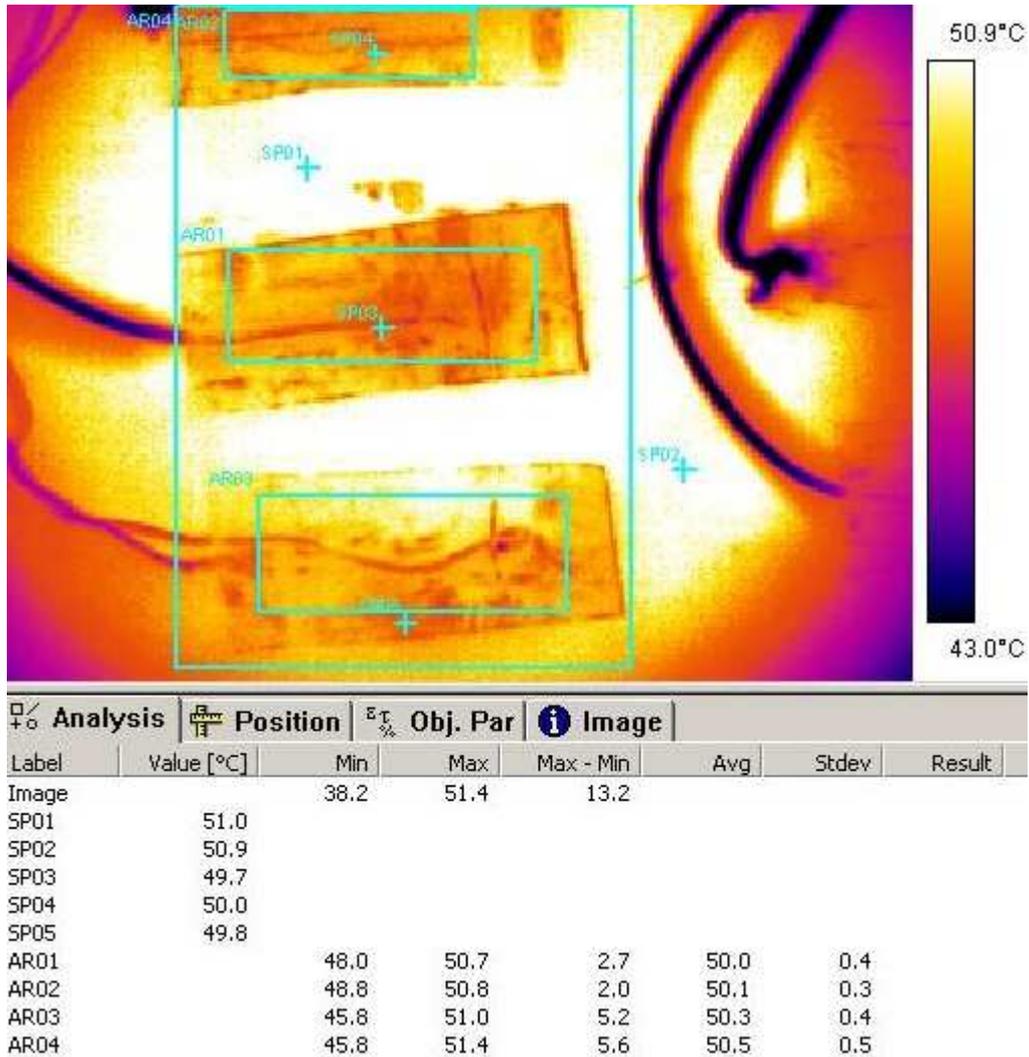


Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura
t4	52,48
t5	52,38
t6	52,98
	52,61

3.3.3.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 150 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 3 [m/s]:



Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura
t4	51,72
t4	51,59925862
t6	52,26541379
	51,86155747

3.3.3.3 Terza prova: velocità del fluido 3,5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 150 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 3,5 [m/s]:

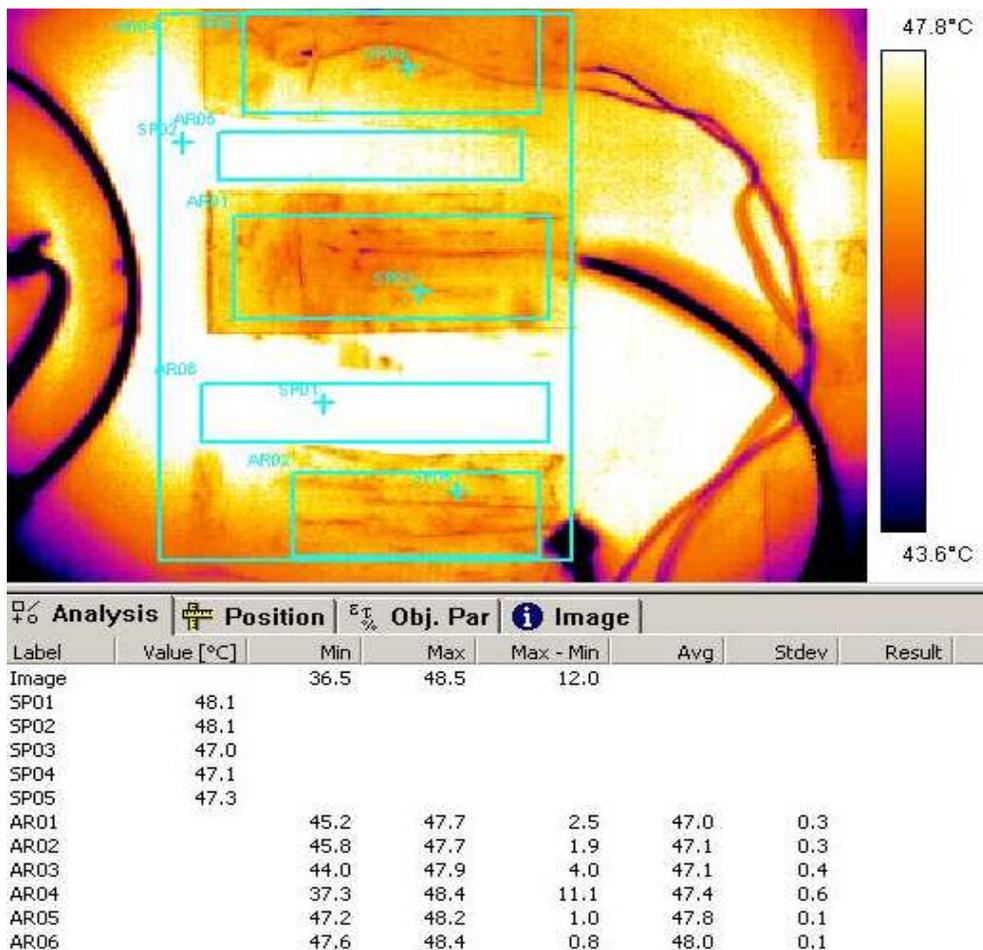


Figura 24 Temperature per una potenza di 150 W e velocità del fluido refrigerante di 3,5 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	48,1
t5	48
t6	48,64
	48,25

3.3.3.4 Quarta prova: velocità del fluido 4 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 150 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 4 [m/s]:

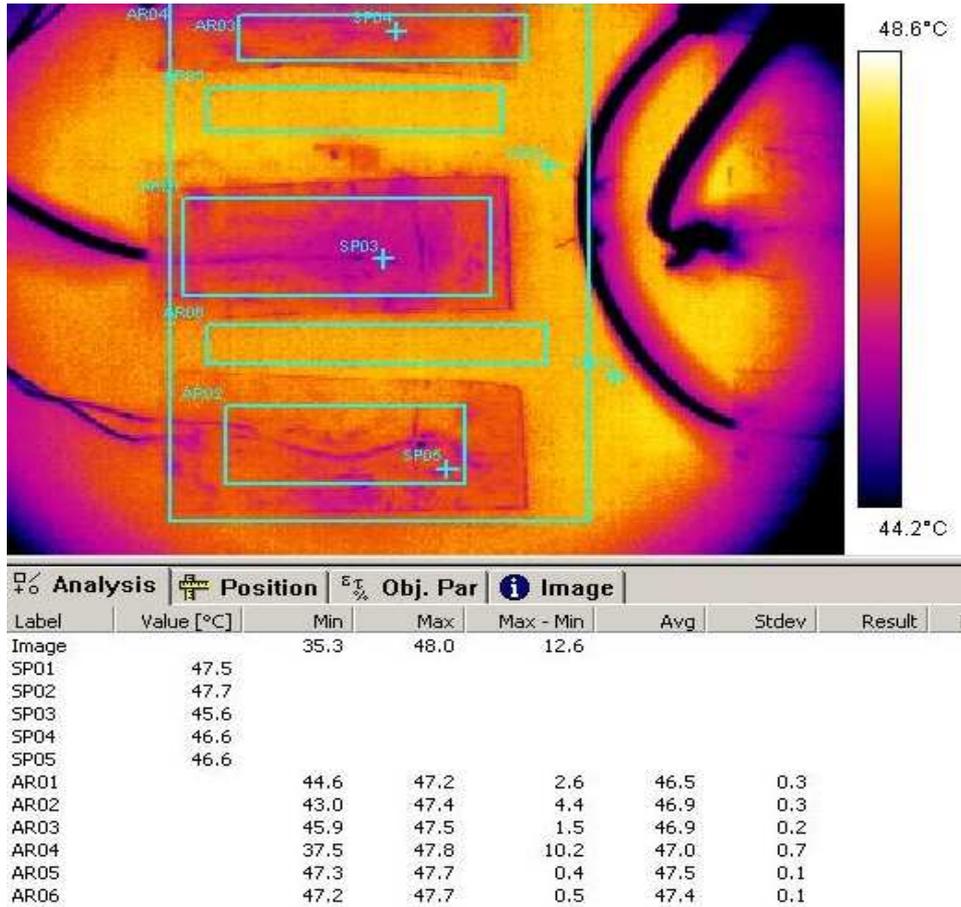


Figura 25 Temperature per una potenza di 150 W e velocità del fluido refrigerante di 4 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	47,64
t5	47,56
t6	48,22
	47,81

3.3.3.5 Quinta prova: velocità del fluido 5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 150 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]:

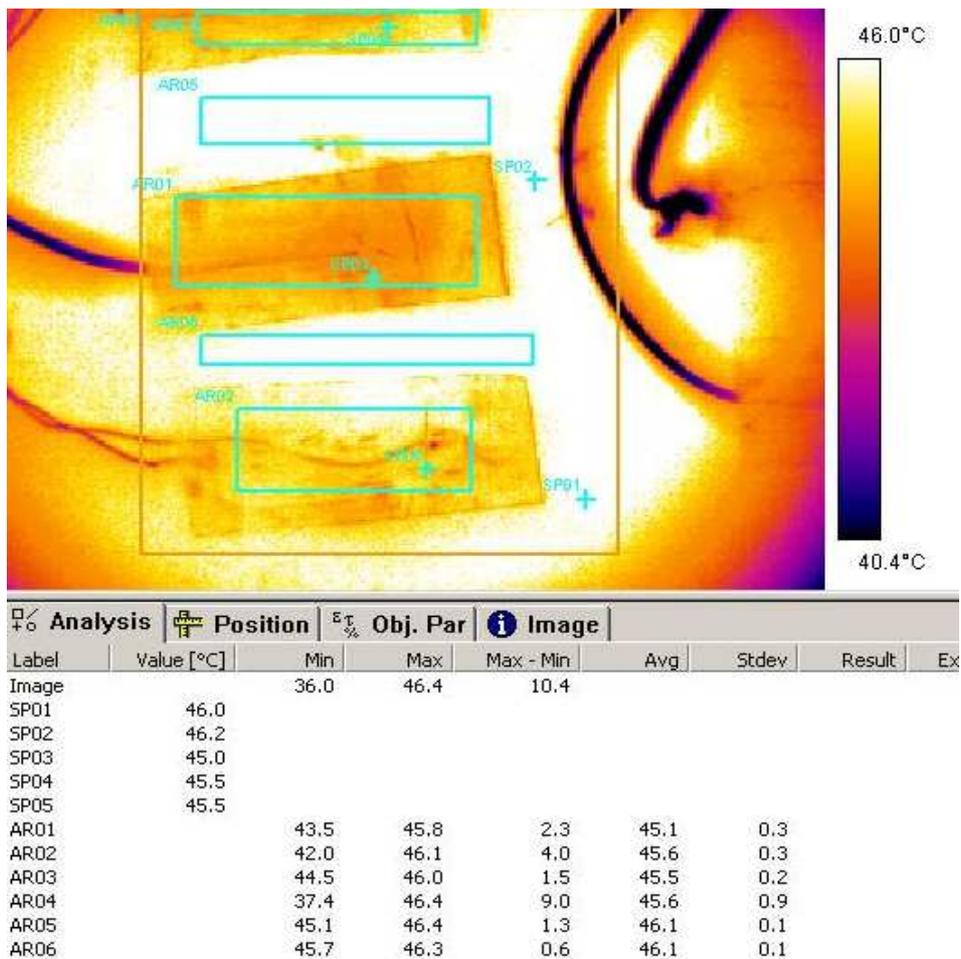


Figura 26 Temperature per una potenza di 150 W e velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	46,16
t5	46,06
t6	46,73
	46,32

3.3.4 Prove realizzate con 190 W di potenza

3.3.4.1 Prima prova: velocità del fluido 2,5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 190 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]:

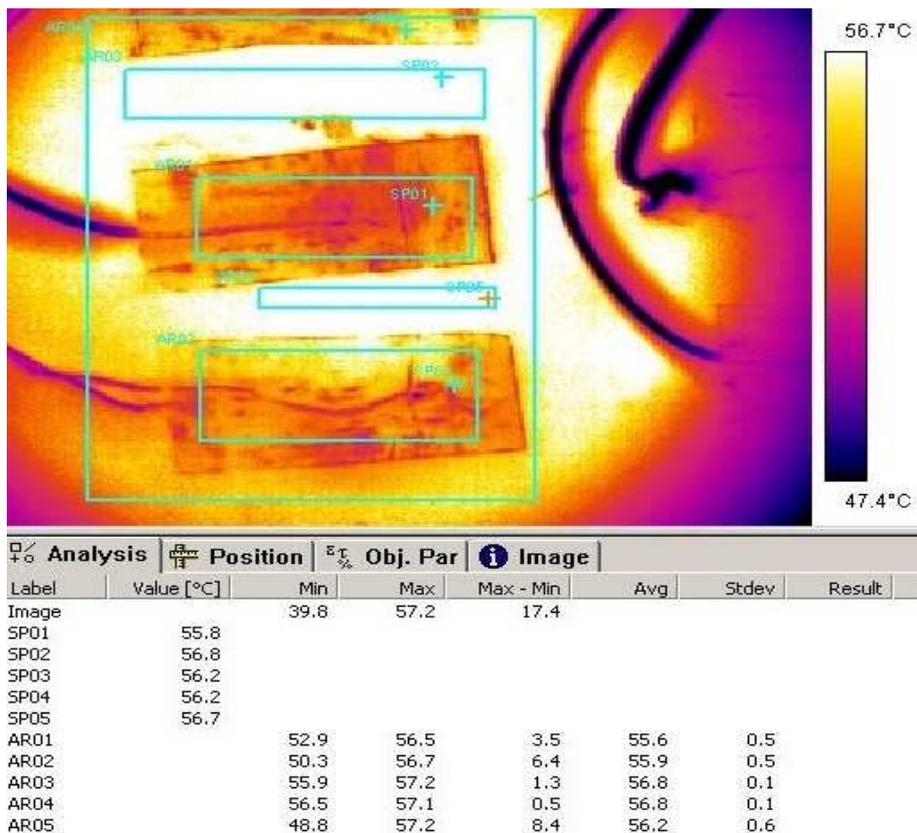


Figura 27 Temperature per una potenza di 190 W e velocità del fluido refrigerante di 2,5 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canali	Temperatura [°C]
t4	56,89
t5	56,89
t6	57,45
	57,08

3.3.4.2 Seconda prova: velocità del fluido 3 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 190 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 3 [m/s]:

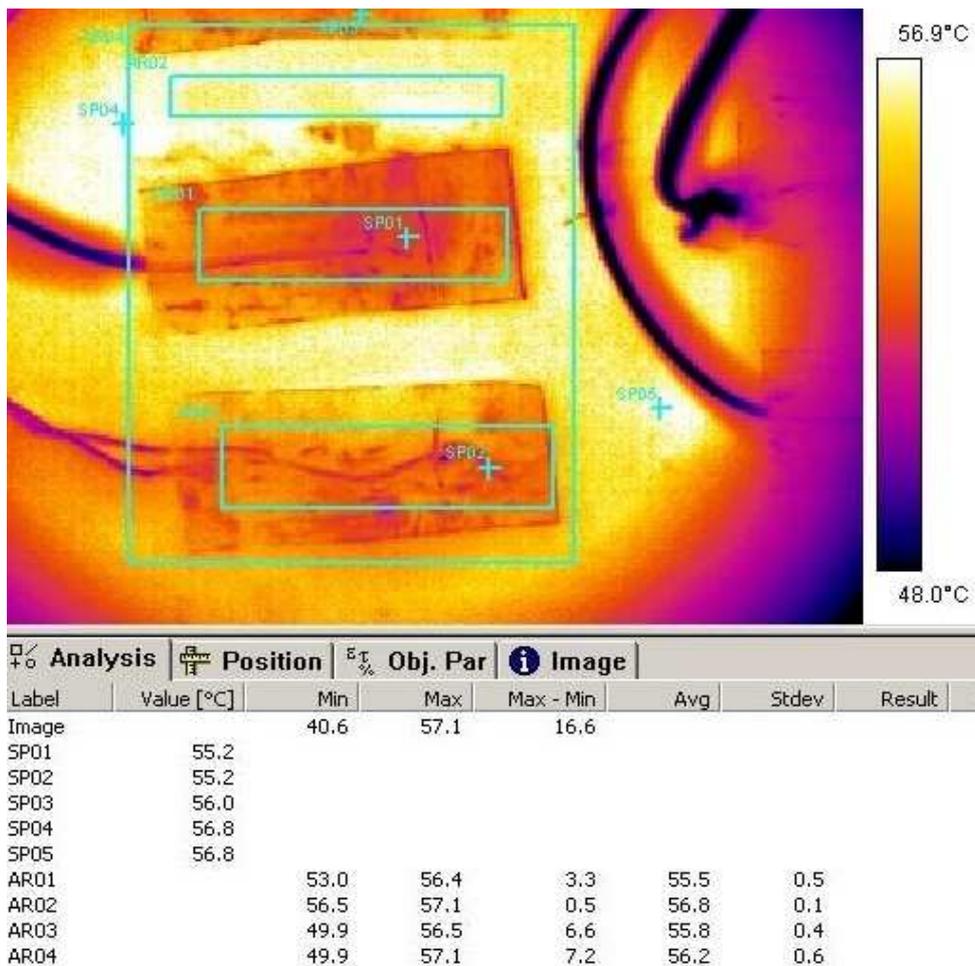


Figura 28 Temperature per una potenza di 190 W e velocità del fluido refrigerante di 4 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canale	Temperatura [°C]
t4	56,64
t5	56,58
t6	57,40
	56,88

3.3.4.3 Terza prova: velocità del fluido 5 [m/s]

Le immagini che seguono rappresentano il campo di temperatura e la temperatura puntuale della piastra alimentata da 190 W di potenza e con una velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]:

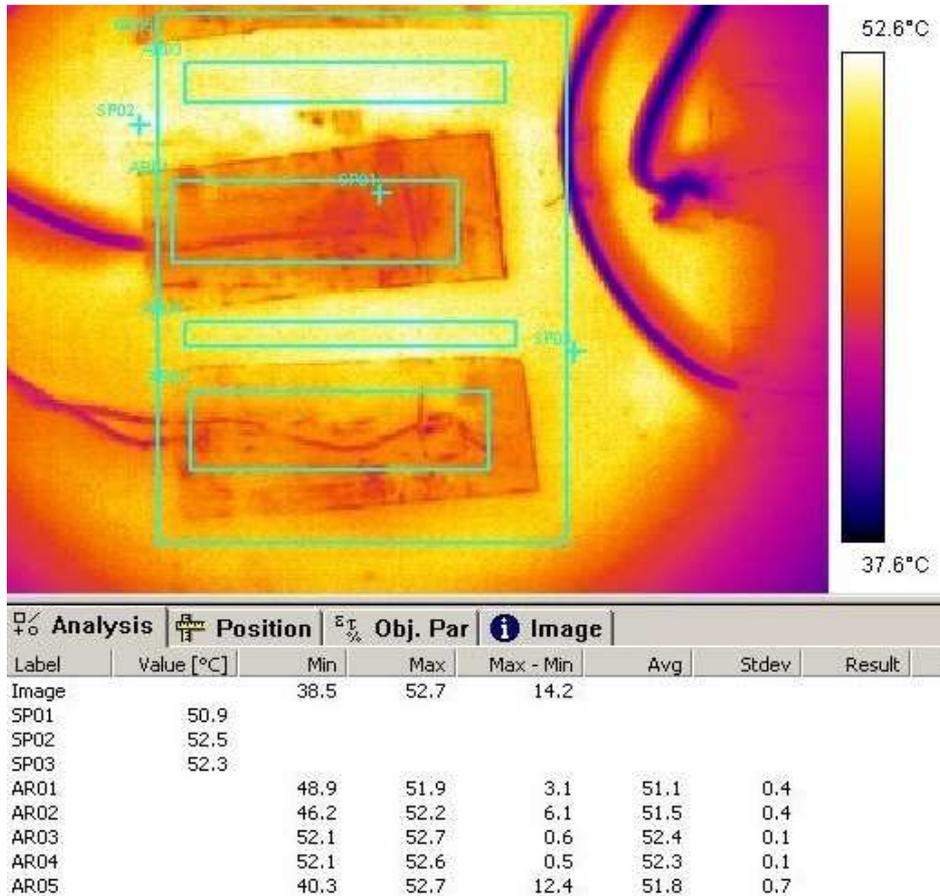


Figura 29 Temperature per una potenza di 190 W e velocità del fluido refrigerante di 5 [m/s]

Temperatura puntuale misurata con le termocoppie in esame:

Canali	Temperatura [°C]
t4	52,87
t5	52,70
t6	53,73
	53,10

3.3.5 Osservazione sui dati rilevati con la termocamera

I valori di temperatura medi e locali sulla piastra, registrati dalla termocamera, sono simili ai valori trovati con le termocoppie; Simili in quanto le termocoppie sono state configurate con il polinomio standard e che per valutare la stessa temperatura sono stati usati due tipi di strumenti diversi. In particolare è possibile notare, posizionando il cursore sulle termocoppie considerate che i valori di temperatura sono lievemente inferiori, di circa 1°C, rispetto ai valori trovati. Questo dato fa ipotizzare che utilizzando il nastro metallico per fermare le termocoppie sulla piastra, la colla faccia da isolante e quindi la termocamera abbia difficoltà a rilevare la stessa temperatura.

4.0 ERRORE NELLE MISURE EFFETTUATE

La scienza insegna che tutte le misure, dirette¹⁸ ed indirette¹⁹, sono soggette ad incertezza. Dato che l'intera struttura ed applicazione della scienza dipende dalle misure [19], questo parametro, che caratterizza la dispersione dei valori che possono ragionevolmente essere attribuiti al misurando [20], è importante da stimare e valutare per poterlo ridurre, al fine di effettuare calcoli il più realistici possibile. E' quindi opportuno compiere in questo contesto un'accurata analisi degli errori derivanti dalle rilevazioni delle misure dinamiche e termiche realizzate su questo impianto scientifico.

4.1 Incertezza di misura nelle misure dirette

In generale possiamo dire che l'incertezza di misura può essere influenzata da diversi fattori che interagiscono fra loro, quali [21]:

- a) definizione incompleta del misurando;
- b) imperfetta realizzazione della definizione del misurando;
- c) non rappresentatività della campionatura
- d) inadeguata conoscenza degli effetti delle condizioni ambientali sulla misurazione o imperfetta misurazione delle condizioni stesse;
- e) distorsione personale dell'operatore nella lettura di strumenti analogici;
- f) risoluzione o soglia di risoluzione strumentali non infinite;

¹⁸ Confronto diretto con la grandezza di riferimento.

¹⁹ Non possono essere misurate direttamente, ma è noto il modello matematico che le lega ad altre grandezze misurabili direttamente.

- g) valori non esatti di campioni e materiali di riferimento;
- h) valori non esatti di costanti ed altri parametri ottenuti da fonti esterne ed usati nell'algoritmo di elaborazione dei dati;
- i) approssimazioni ed ipotesi semplificatrici inerenti al metodo ed al procedimento sperimentali;
- j) variazioni nelle osservazioni del misurando ripetute in condizioni apparentemente identiche.

Le misure vengono rappresentate secondo la formula di seguito scritta:

Simbolo della grandezza fisica = (Valore della grandezza fisica \pm Incertezza assoluta)
[Unità di misura]

$$x = (x_0 \pm \delta x) \text{ [unità di misura] } \quad (4.1)$$

dove

- δx è l'incertezza o margine di errore che indica l'attendibilità della misura;
- x_0 valore centrale del misurando: è la stima della grandezza x , grandezza che giace nell'intervallo $x_0 - \delta x$ e $x_0 + \delta x$;

Indicando tale intervallo vogliamo dire che siamo ragionevolmente certi che il valore esatto della grandezza sia uno di quegli infiniti valori compresi nell'intervallo stesso. Per questo ogni volta che si stabilisce l'entità di una misura e soprattutto l'intervallo di errore bisogna controllare se il valore accertato ricade all'interno di questo intervallo.

Per quanto riguarda le cifre significative troviamo due regole²⁰:

- 1) Regola per valutare le incertezze: le incertezze sperimentali dovrebbero essere arrotondate ad una cifra significativa;
- 2) Regola per valutare i risultati: l'ultima cifra significativa in qualunque risultato dovrebbe di solito essere dello stesso ordine di grandezza dell'incertezza;

Incertezza assoluta

Rappresenta l'ampiezza dell'intervallo centrato sul valore del parametro, che indichiamo con x_0 , entro cui si considera compreso il reale valore del misurando:

$$\text{Incertezza assoluta} = \text{Incertezza relativa} * \text{Valore grandezza} \quad (4.2)$$

Incertezza relativa

Rappresenta il rapporto fra i valori della incertezza assoluta δx e del valore del parametro x , ed è adimensionale.

$$\text{Incertezza relativa} = \frac{\text{Incertezza assoluta}}{\text{Valore grandezza}} = \frac{\delta x}{x_0} \quad (4.3)$$

Allo scopo di facilitare la sua interpretazione vi sono altre forme alternative di rappresentazione:

$$\text{Incertezza percentuale} : \frac{\delta x}{x_0} * 100 \quad (4.4)$$

²⁰ Condizione relativa: tutti i numeri usati in calcoli successivi dovranno essere tenuti con una cifra significativa in più di quella che è richiesta nel risultato finale

Incertezza relativa in parti per mille: $\frac{\delta x}{x_0} * 1000$ (4.5)

Incertezza relativa in parti per milione: $\frac{\delta x}{x_0} * 1000000$ (4.6)

Tipi di misurazioni

Troviamo misurazioni:

1) Singole:

$$x = \sum_{i=1}^N x_i \quad (4.7)$$

<i>Valore della grandezza</i> = Valore letto dallo strumento
<p><i>Incertezza assoluta</i> =</p> <ul style="list-style-type: none"> -Si prende uguale alla risoluzione dello strumento se le incisioni sono molto vicine; -Si prende uguale a metà risoluzione dello strumento se le incisioni sono molto distanziate fra loro;

2) Ripetute:

$$x = \sqrt{\sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (4.8)$$

<i>Valore della grandezza</i> = Media delle misure
<p><i>Incertezza assoluta</i> =</p> <ul style="list-style-type: none"> - Le misure sono tutte uguali: si prende l'incertezza dello strumento; -Le misure sono diverse e semidispersione massima minore della risoluzione dello strumento: si prende l'incertezza dello strumento; -Le misure sono diverse e semidispersione massima maggiore della risoluzione dello strumento: si prende la semidispersione massima;

4.1.1 Incertezza nella lettura di strumenti analogici

Uno strumento di misura è un dispositivo che consente di operare il confronto tra la grandezza fisica e la sua unità di misura e di fornire il risultato di tale confronto: in quelli analogici il risultato della misura si legge su una scala graduata. Nel nostro caso utilizzando il metro per determinare grandezze come lunghezza, altezza spessori, ecc possiamo vedere che vi sono diverse cause che creano l'incertezza:

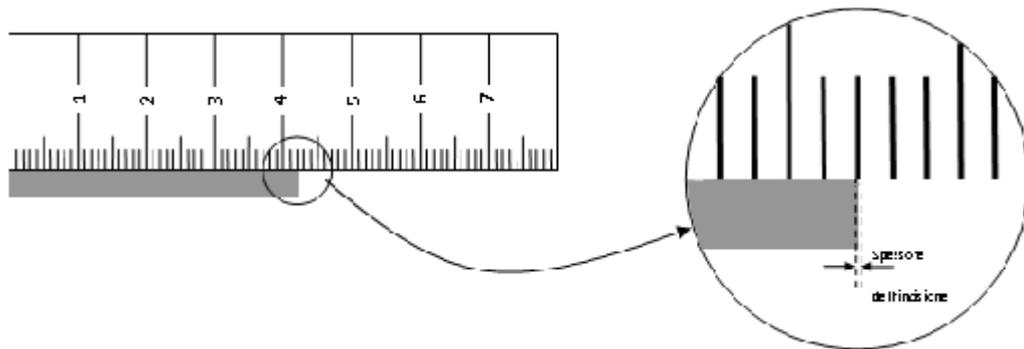


Figura 30 Esempio di errore nella misura diretta tramite un metro

una potrebbe essere rappresentata dal fatto che non possiamo essere sicuri di aver allineato esattamente la prima estremità dell'oggetto con lo zero della riga, un'altra dal fatto che lo spessore dell'incisione rappresenta un'incertezza, un'altra fonte deriva dal fatto che ogni strumento potrà fornire un'unità di misura che sarà molto simile, ma non potrà essere assolutamente uguale a quella campione accettata a livello internazionale.

4.1.2 Incertezza nella lettura di strumenti digitali

Anche usando strumenti molto sofisticati e costosi come quelli digitali, si possono fare misure sempre e soltanto approssimate, per questo operando con cura, possiamo ridurre le incertezza fino a renderle piccole.

Per gli strumenti digitali si è soliti prendere come incertezza assoluta il valore della risoluzione dello strumento, essa dipende da come è fatto lo strumento ed è per questo che si dice che l'incertezza assoluta è di tipo strumentale. Nella trattazione in questione le misure effettuate tramite strumenti digitali sono la rilevazione della temperatura del fluido, della piastra e la rilevazione della potenza fornita alla piastra stessa.

4.1.2.1 Potenza termica fornita

In questo caso vengono valutati tre strumenti, il wattmetro, il volmetro e l'amperometro per ricavare la potenza elettrica Q_{el} fornita alle resistenze. Per determinare l'errore strumentale si è fatto riferimento alla formulazione in funzione della classe dello strumento, l'errore massimo commesso dallo strumento è quindi dato dalla seguente formula:

$$\Delta = C_l \frac{P_n}{100} \quad (4.16)$$

Dove

C_l = classe dello strumento;

P_n = valore di fondo scala dello strumento;

Consideriamo diverse situazioni:

STRUMENTO	C_l	P_n	ERRORE
Amperometro	0,5	10 A	0,05 A
	0,5	5 A	0,025 A
Volmetro	0,5	480 V	2,4 V
	0,5	60 V	0,3 V

La somma degli errori sarà:

Amperometro	Volmetro	Somma errore
0,05 A	0,3 V	0,30
0,025 A	0,3 V	0,30

STRUMENTO	C_l	P_n	P_n	P_n	ERRORE
		Amperometro	Volmetro	Wattmetro	
Wattmetro	0,5	10 A	450 V	4500 W	22,5 W
	0,5	10 A	75 V	750 W	3,75 W
	0,5	5 A	75V	375 W	1,875 W

In base al tipo di potenza fornita alle resistenze considereremo come errore uno dei due valori segnati in grassetto.

L'incertezza relativa per ogni misura pertanto è:

$$\frac{\delta Q}{Q} = \frac{\Delta_{watt}}{A_{misurata}} \quad (4.17)$$

L'incertezza relativa alla potenza è compresa fra 0,99% e 3,75 %.

4.1.2.2 Temperatura piastra e fluido

In questo caso lo strumento da valutare è l'apparecchio di acquisizione dei dati (Agilent 34970A) collegato alle termocoppie. Andiamo quindi ad analizzare come questo strumento effettua le misure su di esse e le sorgenti di errore tipiche:

Il DMM interno prevede un processore d'ingresso universale per misurare diversi trasduttori, include il condizionamento del segnale, l'amplificazione e un convertitore analogico digitale ad alta risoluzione (fino a 22 bit) [22]. Esso può effettuare diverse misure tra cui la misura della Temperatura tramite termocoppie.

Una misura con traduttore di temperatura è una misura di tensione o di resistenza convertita in una temperatura equivalente da routine di conversione software all'interno dello strumento, in questo caso considerando come trasduttore la termocoppia troviamo che la precisione di conversione è di $0,05^{\circ}\text{C}$.

Le sorgenti di errore nelle misure con termocoppie possono essere così schematizzati:

- a) Errore di giunzione
- b) Errore di diffusione
- c) Impedenza di shunt
- d) Schermatura
- e) Errore di calcolo

Possiamo schematizzare le specifiche di misure DC per la temperatura, che includono errori di lettura, di commutazione e di conversione del trasduttore di tipo K, nella seguente tabella:

Precisione con il range migliore		Precisione con range esteso		Coeff. Di temperatura °C 0°C – 18°C 28°C-55°C
-100°C / 600°C	1,0°C	-230°C/-100°C	1,5°C	0,03°C

Se si usasse il DMM interno fuori dal range di temperatura specificato $23^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ (valori di temperatura per molti ambienti operativi) bisognerebbe applicare un errore di coefficiente di temperatura aggiuntivo di 0,03. Nel nostro caso studio l'errore è di 1°C .

4.2 Propagazione dell'incertezza nelle misure effettuate

Come abbiamo detto nelle righe precedenti, quando non è possibile misurare direttamente la grandezza si parla di misure indirette. Nel nostro caso studio vengono realizzate sia misure dirette (tramite strumenti analogici e digitali) sia misure indirette (come ad esempio il calcolo del coefficiente di convezione), per questo è molto importante affrontare il concetto di propagazione dell'incertezza. Innanzitutto si realizzano le misurazioni per la determinazione delle grandezze interessate e con esse si valutano le incertezze associate, dopodiché si procede al calcolo della grandezza che si vuole ottenere e si monitorizza la propagazione delle incertezze prima individuate. In generale se si desidera calcolare una grandezza d'interesse q tramite somme o differenze o

prodotti o quozienti, considerando le incertezze indipendenti e casuali, avremo per:

- SOMME E DIFFERENZE

Ipotizziamo x, \dots, w sono misurati con incertezze $\delta x, \dots, \delta w$, e che la grandezza d'interesse q sia calcolata come:

$$q = x + \dots + z - (u + \dots + w)$$

L'incertezza di q è la somma quadratica:

$$\delta q = \sqrt{(\delta x)^2 + \dots + (\delta z)^2 + (\delta u)^2 + \dots + (\delta w)^2} \quad (4.9)$$

- PRODOTTI E QUOZIENTI

Ipotizziamo x, \dots, w sono misurati con incertezze $\delta x, \dots, \delta w$, e che la grandezza d'interesse q sia calcolata come:

$$q = \frac{x * \dots * z}{u * \dots * w}$$

L'incertezza di q è la somma quadratica delle incertezze originarie:

$$\frac{\delta q}{q} = \sqrt{\left(\frac{\delta x}{x}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta z}{z}\right)^2 + \left(\frac{\delta u}{u}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\delta w}{w}\right)^2} \quad (4.10)$$

Detto questo andiamo ad effettuare ogni calcolo d'incertezza per ogni grandezza considerata.

4.2.1 Area sezione del condotto

L'area del condotto è data dal prodotto fra altezza e lunghezza del condotto:

$$A_{sezione} = H_i * L_{ai} = 0,0315 \text{ [m}^2\text{]}$$

Dove

$$H_i = 150 \text{ [mm]}$$

$$L_{ai} = 210 \text{ [mm]}$$

Le incertezze fra le due grandezze sopra citate sono indipendenti, per cui la formula per la valutazione dell'incertezza relativa è:

$$\frac{\delta A_{sezione}}{A_{sezione}} = \sqrt{\left(\frac{\delta H_i}{H_i}\right)^2 + \left(\frac{\delta L_{ai}}{L_{ai}}\right)^2} \quad (4.11)$$

considerando

$$\delta H_i = \delta L_{ai} = 1 \text{ [mm]}$$

avremo:

$$\frac{\delta A_{sezione}}{A_{sezione}} = 0,82\%$$

4.2.2 Portata in massa

La portata in massa del fluido viene calcolata moltiplicando la velocità del fluido u per la densità dell'aria ρ e per la sezione del condotto prima determinata $A_{sezione}$:

$$Q_m = A_{sezione} * u * \rho \quad (4.12)$$

Il calcolo dell'incertezza relativa vale:

$$\frac{\delta Q_m}{Q_m} = \sqrt{\left(\frac{\delta A_{sezione}}{A_{sezione}}\right)^2 + \left(\frac{\delta u}{u}\right)^2} \quad (4.13)$$

considerando

$$\frac{\delta A_{sezione}}{A_{sezione}} = 0,82\%$$

$\delta u = \pm 0,1$ dovuta all'anemometro ad elica;

$$\frac{\delta Q_m}{Q_m} \in [2,2\%, 4,1\%]$$

Aumentando la portata diminuisce l'incertezza in quanto la maggior parte dell'errore è determinato dalla lettura della velocità del fluido.

4.2.3 Perimetro bagnato

Il perimetro bagnato è stato calcolato sommando la lunghezza dei quattro lati del condotto, ed è pari a 0,72 [m]. Consideriamo l'errore assoluto su ogni lato pari a 1mm si trova che:

$$\delta p = 2 \text{ [mm]}$$

4.2.4 Diametro equivalente

Il diametro equivalente è stato calcolato tramite la seguente formula:

$$D_h = \frac{4 A_c}{p}$$

dove

$$A_{sezione} = 315 \text{ [cm}^2\text{]}$$

$$p = 720 \text{ [mm]}$$

L'incertezza relativa sarà:

$$\frac{\delta D_h}{D_h} = \sqrt{\left(\frac{\delta A_{sezione}}{A_{sezione}}\right)^2 + \left(\frac{\delta p}{p}\right)^2} \quad (4.14)$$

ed il risultato sarà:

$$\frac{\delta D_h}{D_h} = 0,87\%$$

4.2.5 Lunghezza d'imbocco

La lunghezza d'imbocco è 10 volte il diametro del condotto, questo concetto è rappresentato dalla formula seguente:

$$L_i = D_h * 10$$

L'incertezza relativa è pari a:

$$\frac{\delta L_i}{L_i} = \frac{\delta D_h}{D_h} = 0,87\%$$

4.2.6 Superficie di scambio termico convettivo

La superficie della piastra che si trova a contatto con il fluido è stata calcolata moltiplicando la lunghezza della piastra con rispettiva larghezza:

$$S = L_{up} * L_{ap}$$

dove

$$L_{up} = 2100 \text{ [mm]}$$

$$L_{ap} = 150 \text{ [mm]}$$

Considerando l'errore assoluto :

$$\delta L_{up} = \delta L_{ap} = 1 \text{ [mm]}$$

si trova tramite la seguente formula l'incertezza relativa della superficie di scambio termico:

$$\frac{\delta S}{S} = \sqrt{\left(\frac{\delta L_{up}}{L_{up}}\right)^2 + \left(\frac{\delta L_{ap}}{L_{ap}}\right)^2} \quad (4.15)$$

dove il risultato finale è pari a :

$$\frac{\delta S}{S} = 0,67\%$$

4.2.7 Coefficiente medio di scambio termico

La formula per determinare il coefficiente medio di scambio termico è di seguito descritta:

$$h = \frac{Q_{el}}{S (T_p - T_f)}$$

L'incertezza relativa risulta:

$$\frac{\delta h}{h} = \sqrt{\left(\frac{\delta Q_{el}}{Q_{el}}\right)^2 + \left(\frac{\delta S}{S}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_p}{T_p}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_f}{T_f}\right)^2} \quad (4.1)$$

I valori di $\frac{\delta h}{h}$ [%] medi totali trovati sono:

POTENZA FORNITA [W]	VELOCITA' DEL FLUIDO [m/s]				
	2,5	3	3,5	4	5
50	5,74	5,76	-	-	5,81
100	4,29	4,34	-	-	4,45
150	4,10	4,15	4,21	4,22	4,23
190	3,95	3,90	-	-	3,97

CONCLUSIONI

I risultati numerici e grafici ottenuti con le termocoppie hanno documentato come al diminuire della temperatura di una piastra, grazie a un ventilatore centrifugo, aumentino i valori dei coefficienti di convezione termica h e i rispettivi numeri di Nusselt Nu . In particolare confrontando le velocità di 2,5 [m/s] e 5 [m/s] del fluido termovettore è stato provato che, indipendentemente dalla potenza fornita, vi è una notevole differenza fra risultati conseguiti. Per quanto riguarda i valori dei coefficienti medi totali e locali di h in funzione della potenza fornita: si vede come i valori maggiori si hanno per una potenza applicata di 150W. Si è inoltre dimostrato come l'utilizzo di una termocamera sia molto efficace per la verifica dell'accuratezza delle misure estrapolate con le termocoppie: i valori di temperatura registrati sulla piastra sono infatti simili, la piccola discordanza si è rilevata nei punti in cui vi erano i nastri metallici, atti a fermare le termocoppie, probabilmente individuati dallo strumento come materiali isolanti. E' importante fare un accenno per quanto riguarda l'errore delle misure effettuate, con riferimento all'errore nel calcolo del coefficiente di convezione termica h tramite le termocoppie: è possibile notare come all'aumentare della potenza termica fornita alla piastra, diminuisca l'incertezza della misurazione. In conclusione possiamo dire che lo scopo dello studio teorico e sperimentale effettuato è stato quello di progettazione e realizzazione di prove atte alla caratterizzazione termofluidodinamica dell'interazione termica tra una superficie sollecitata termicamente in modo uniforme e aria in deflusso turbolento.

APPENDICE

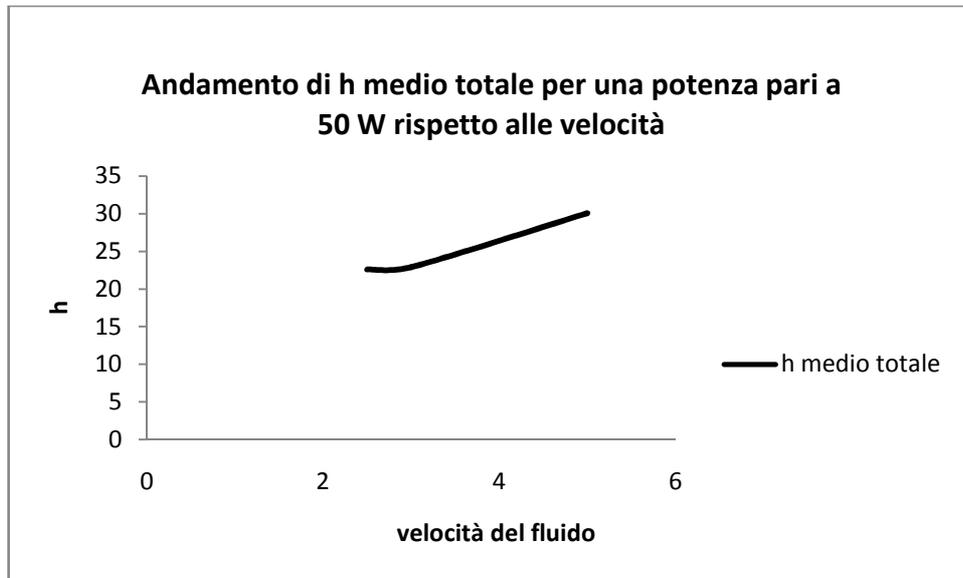


Figura 31 Andamento del coefficiente di convezione medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 50 W

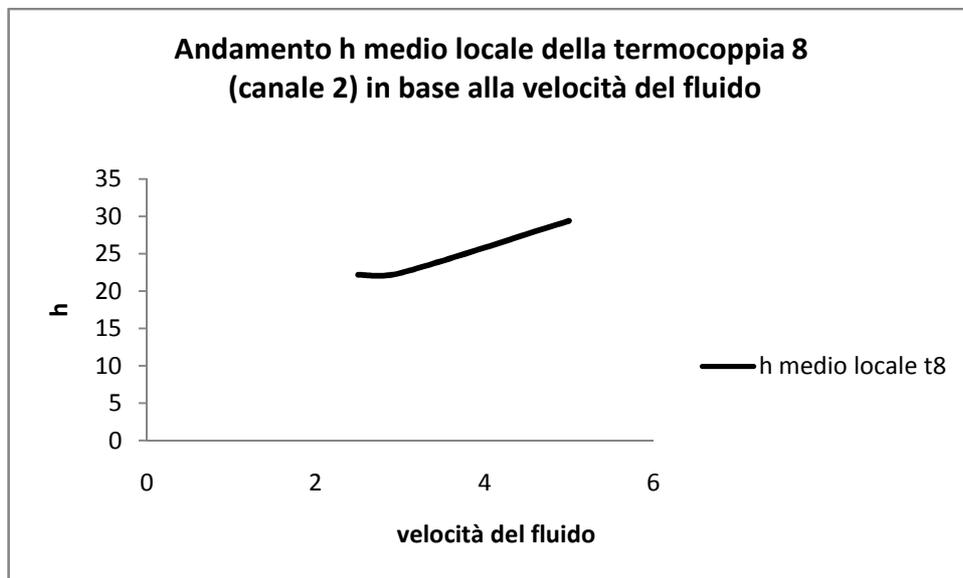


Figura 32 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

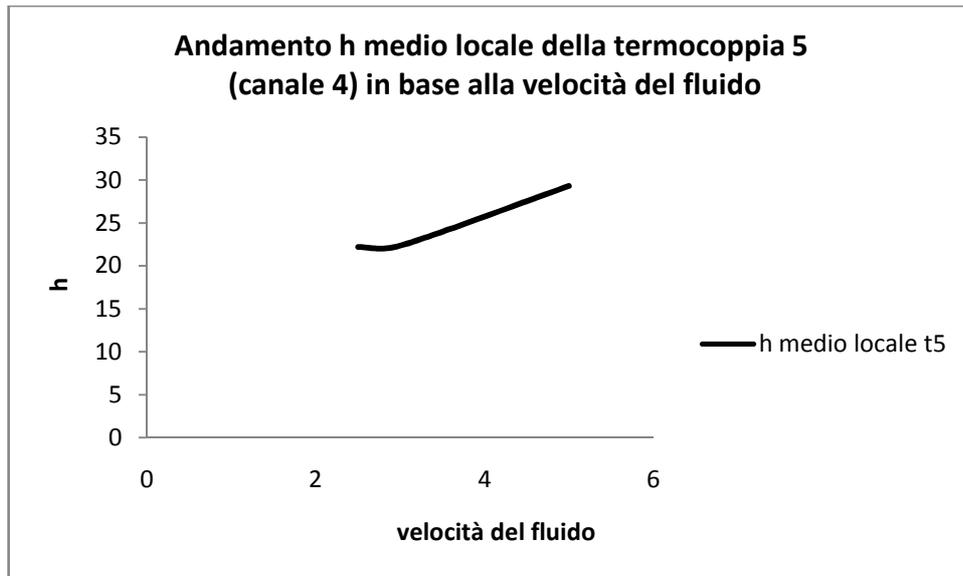


Figura 33 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

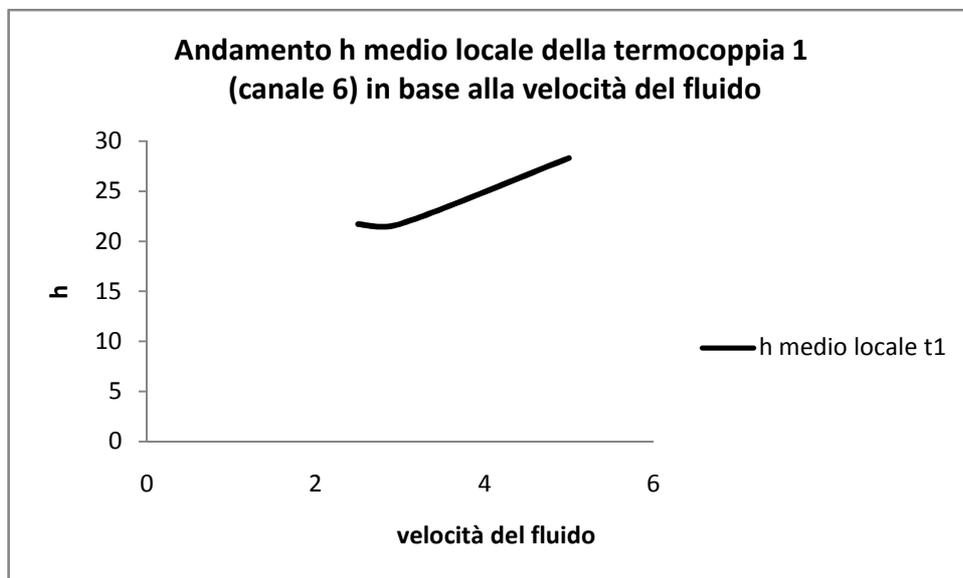


Figura 34 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

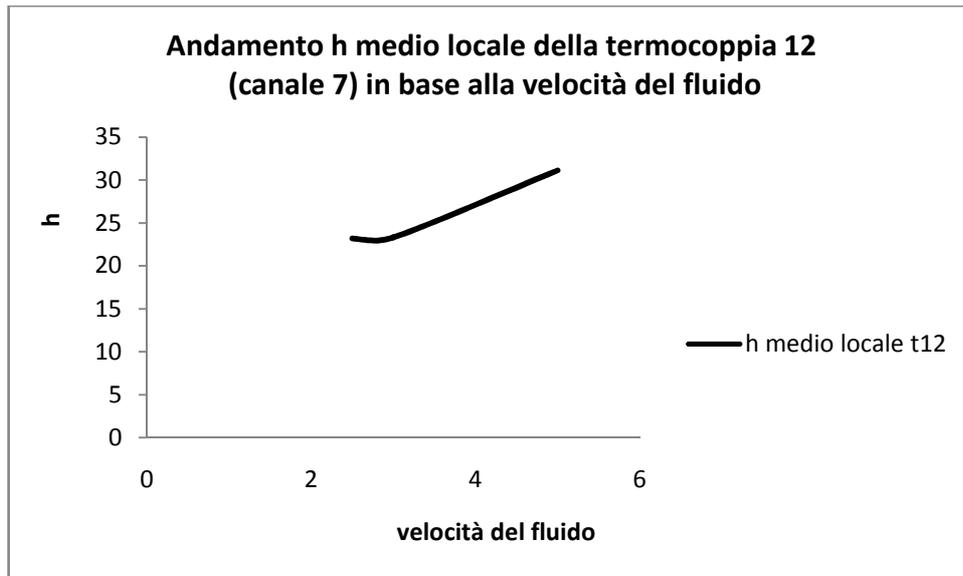


Figura 35 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

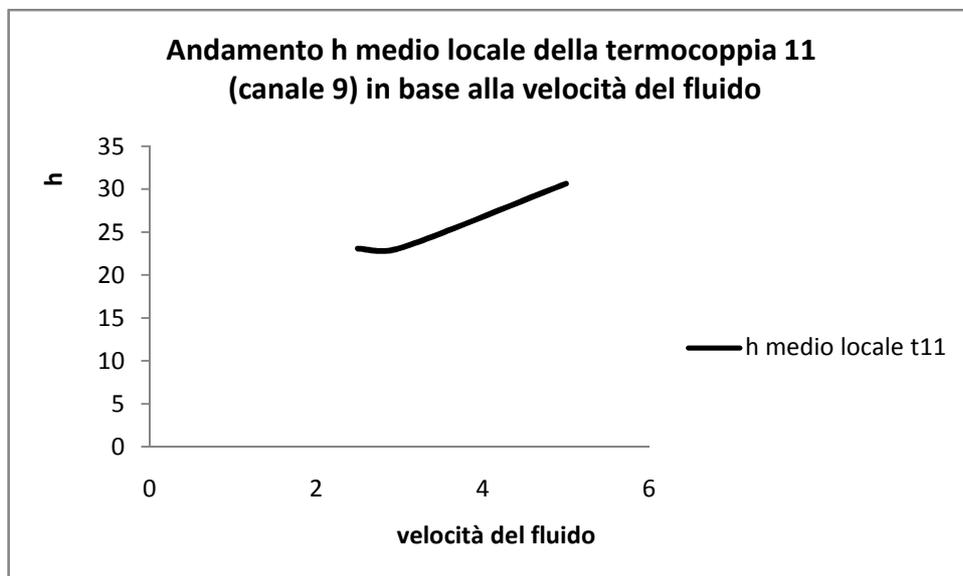


Figura 36 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

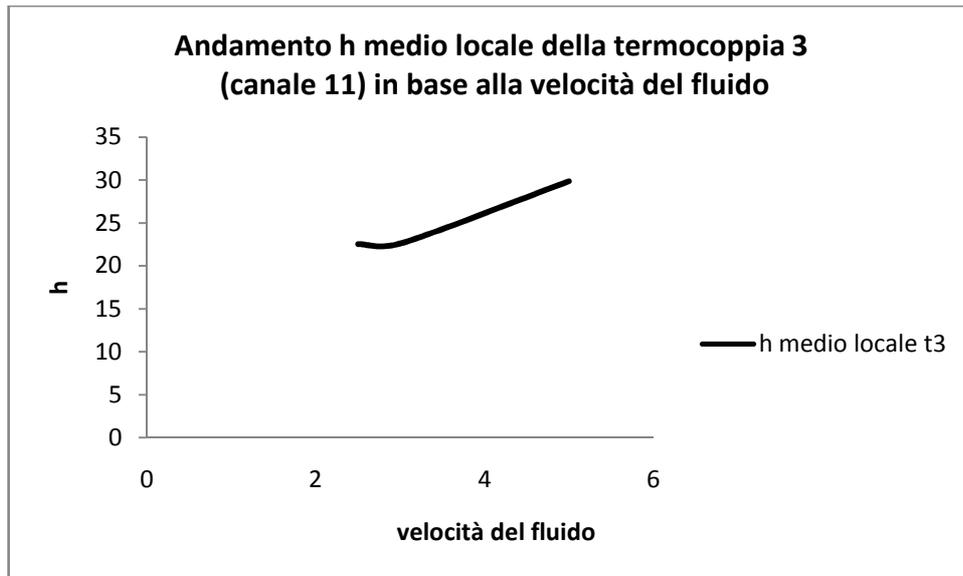


Figura 37 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

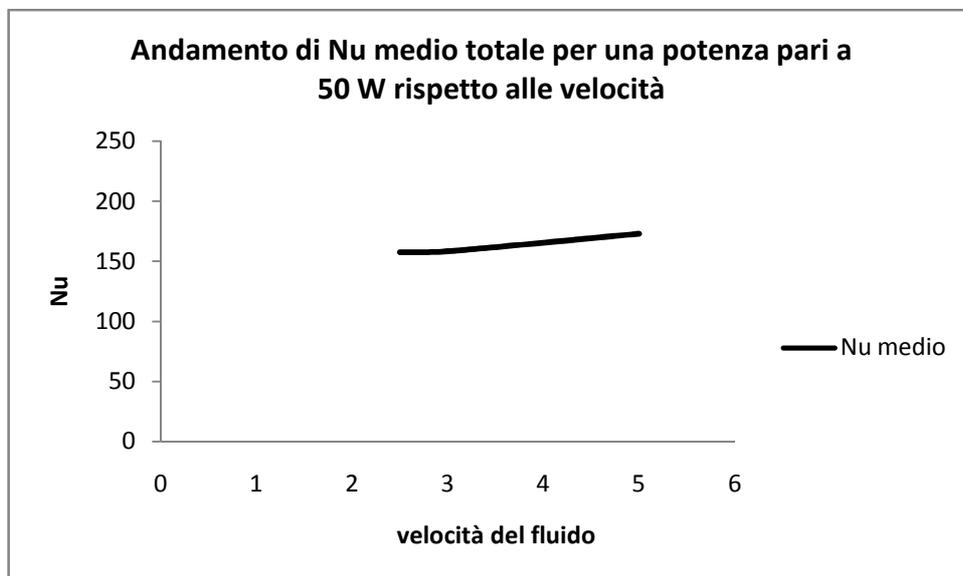


Figura 38 Andamento del numero di Nusselt medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 50 W

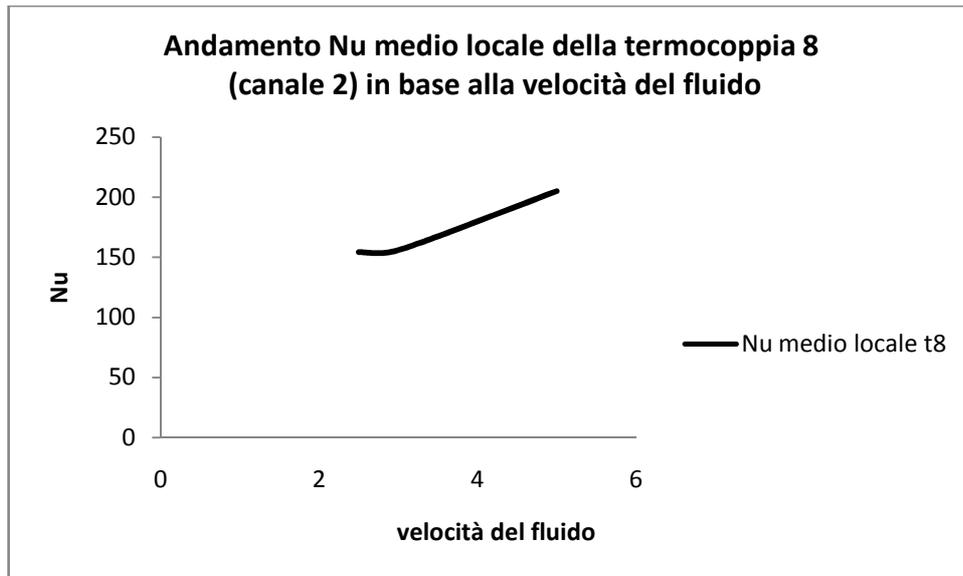


Figura 39 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

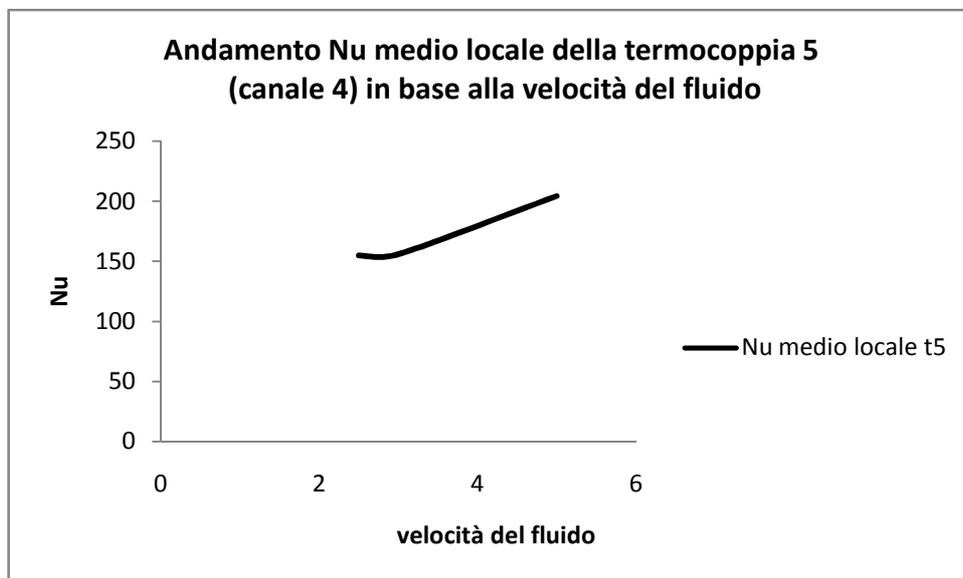


Figura 40 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

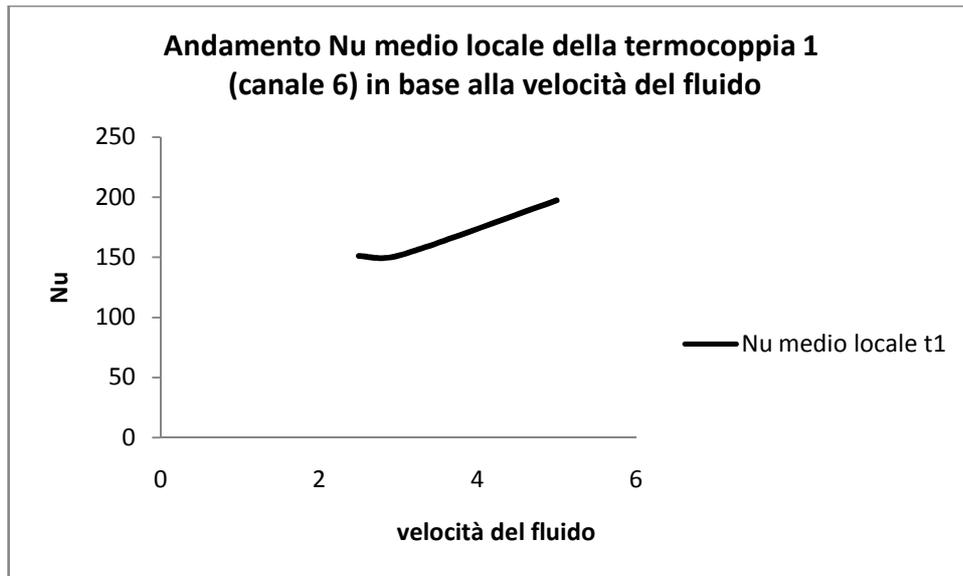


Figura 41 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

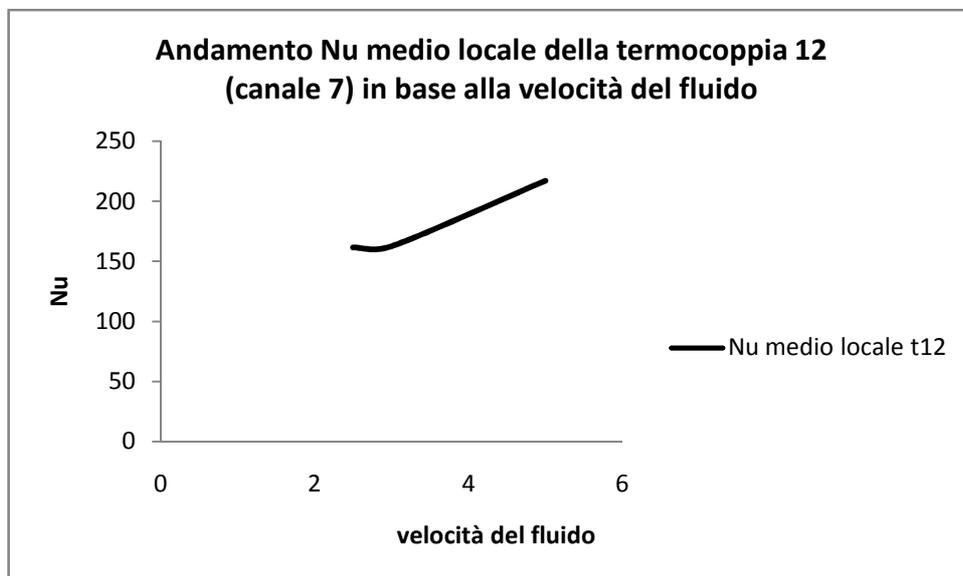


Figura 42 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

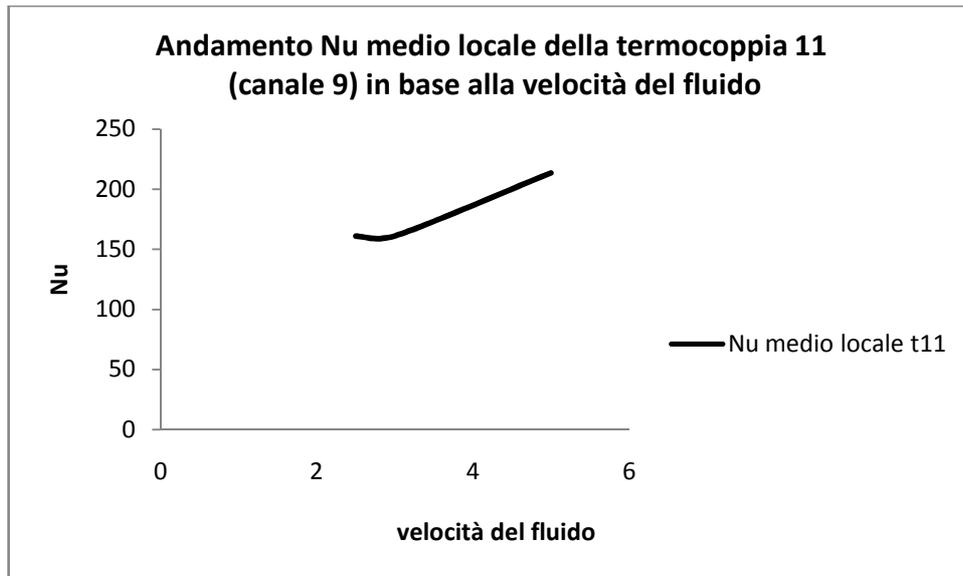


Figura 43 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

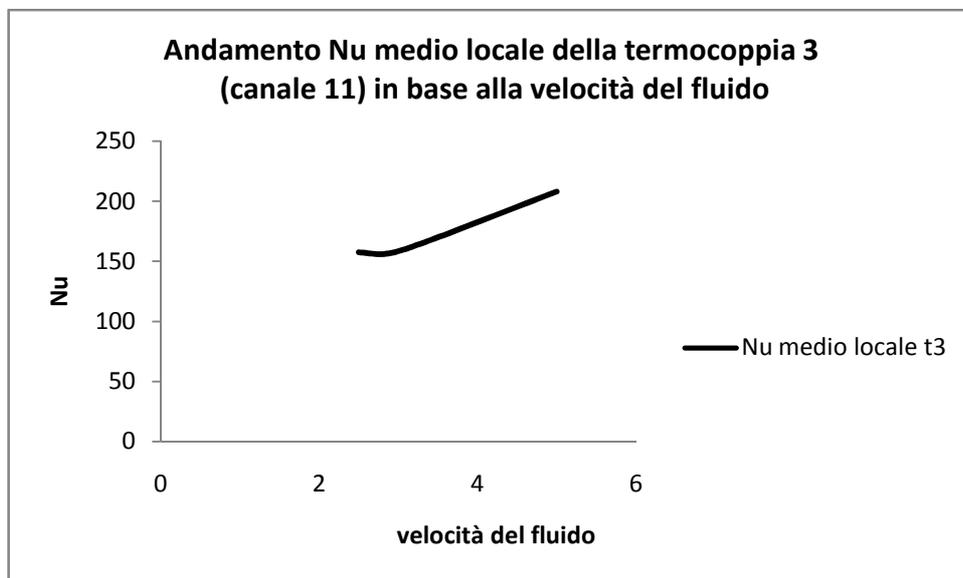


Figura 44 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 50 W

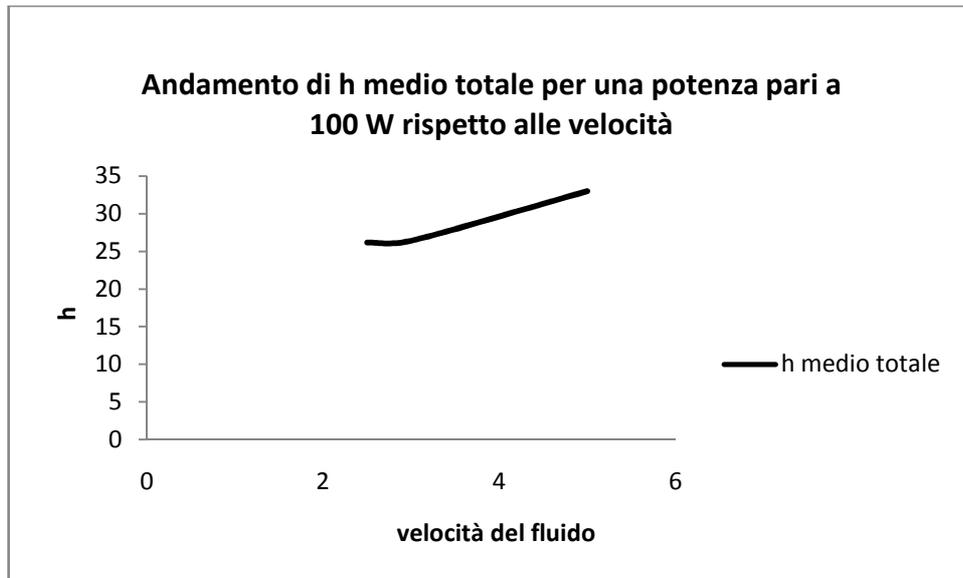


Figura 45 Andamento del coefficiente di convezione medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 100 W

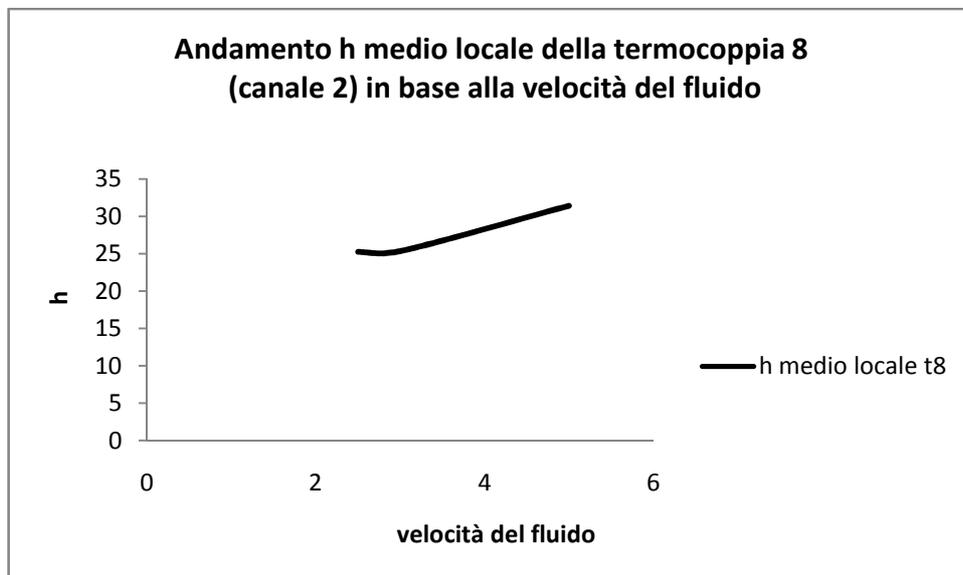


Figura 46 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

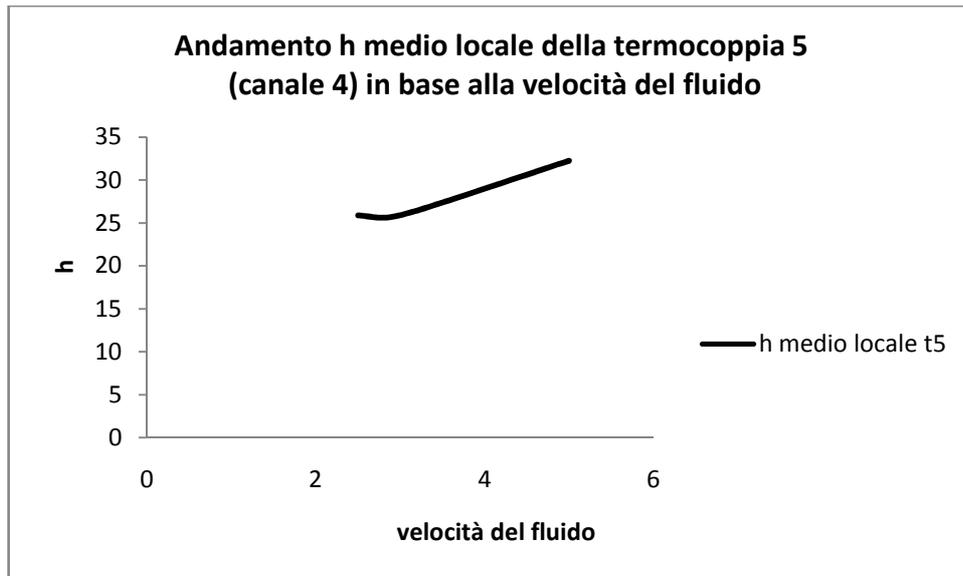


Figura 47 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

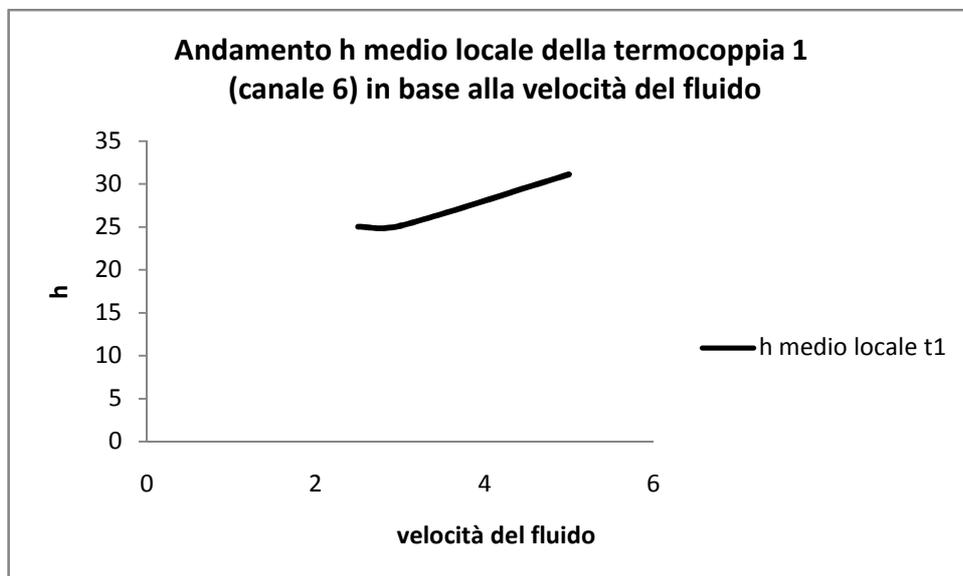


Figura 48 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

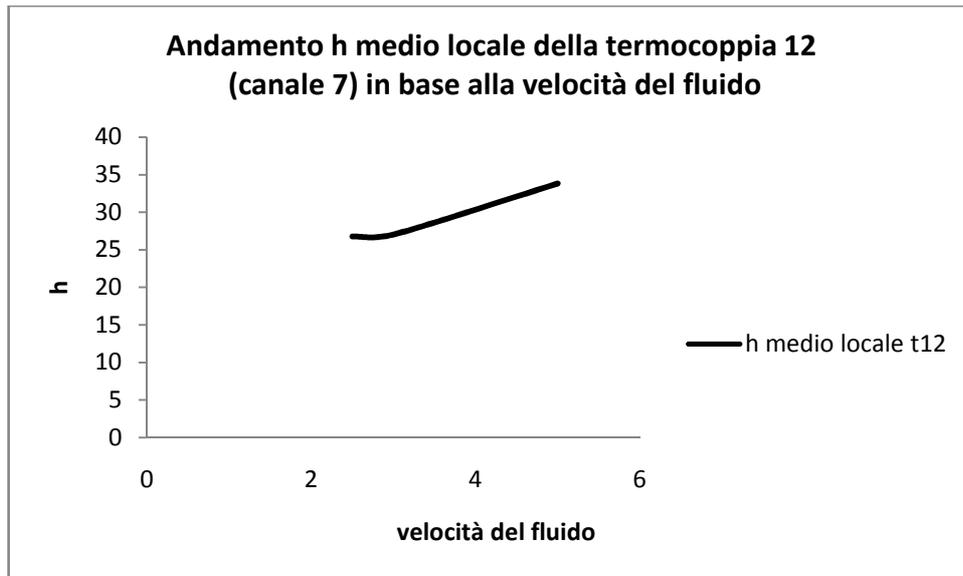


Figura 49 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

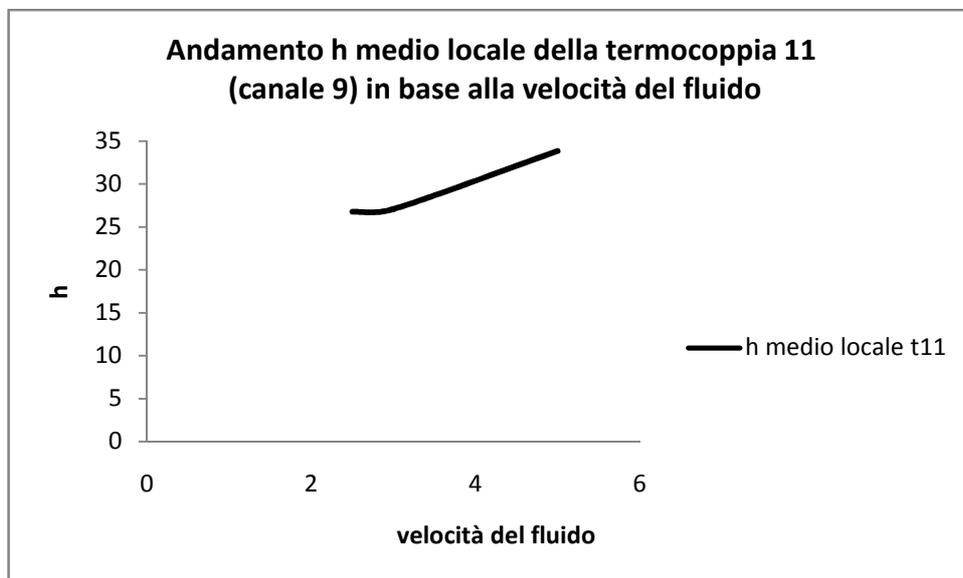


Figura 50 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

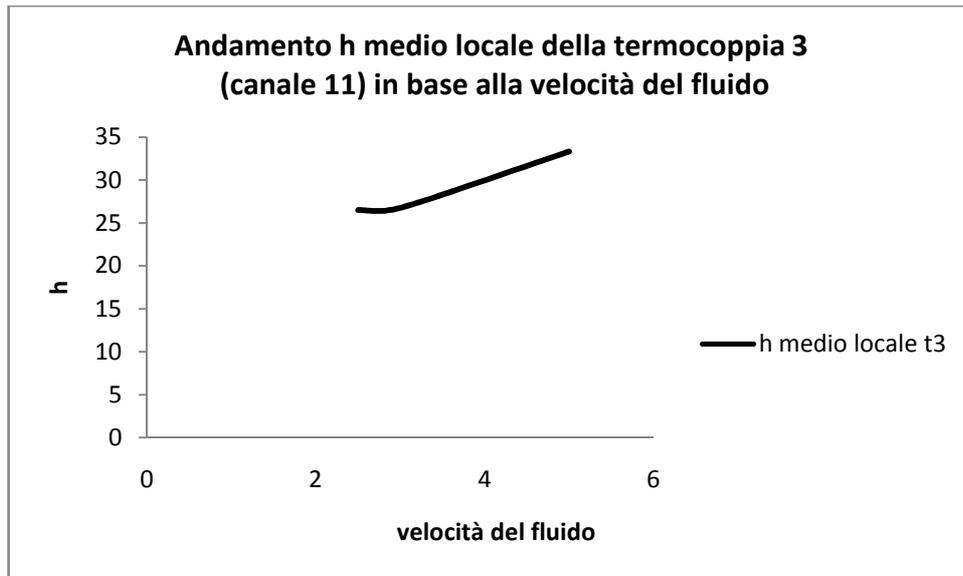


Figura 51 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

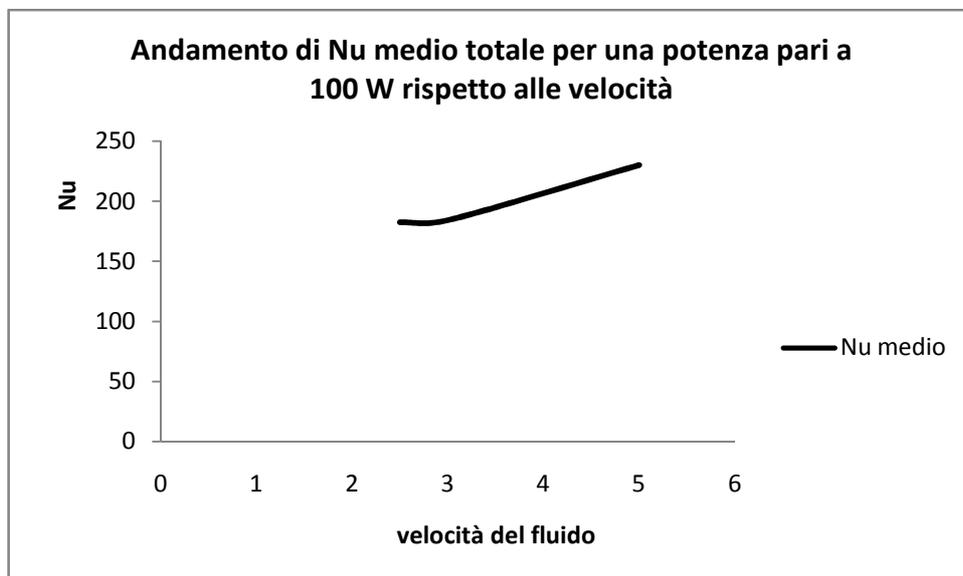


Figura 52 Andamento del numero di Nusselt medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 100 W

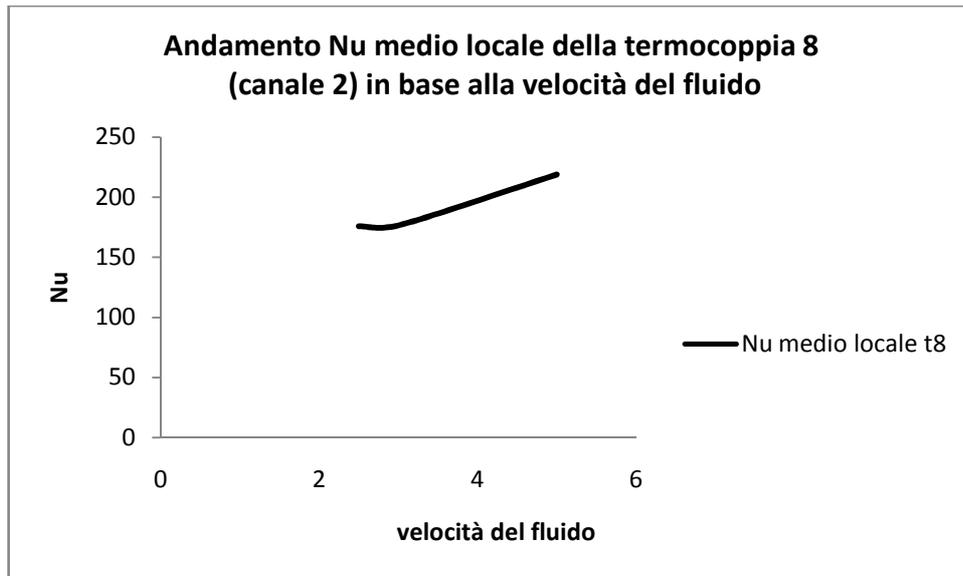


Figura 53 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

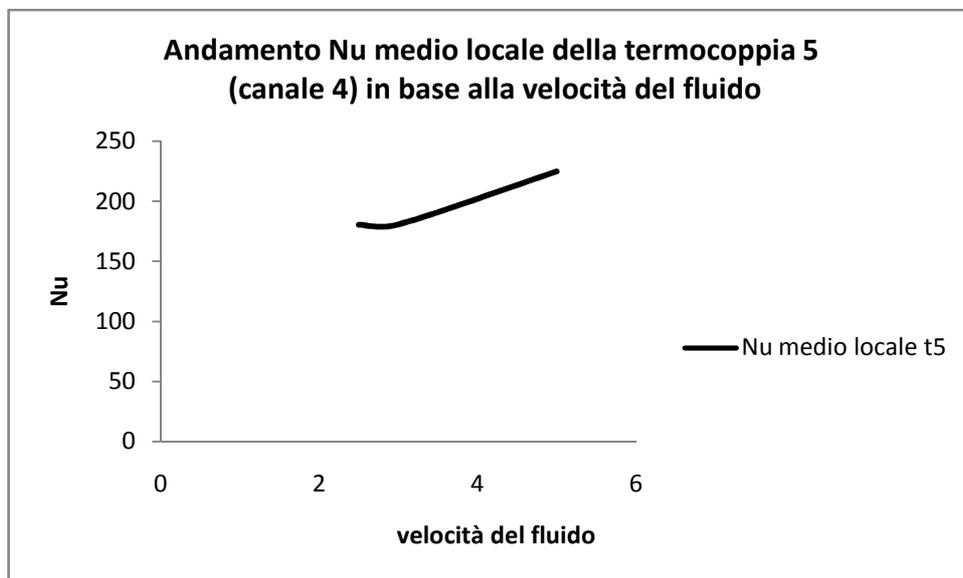


Figura 54 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

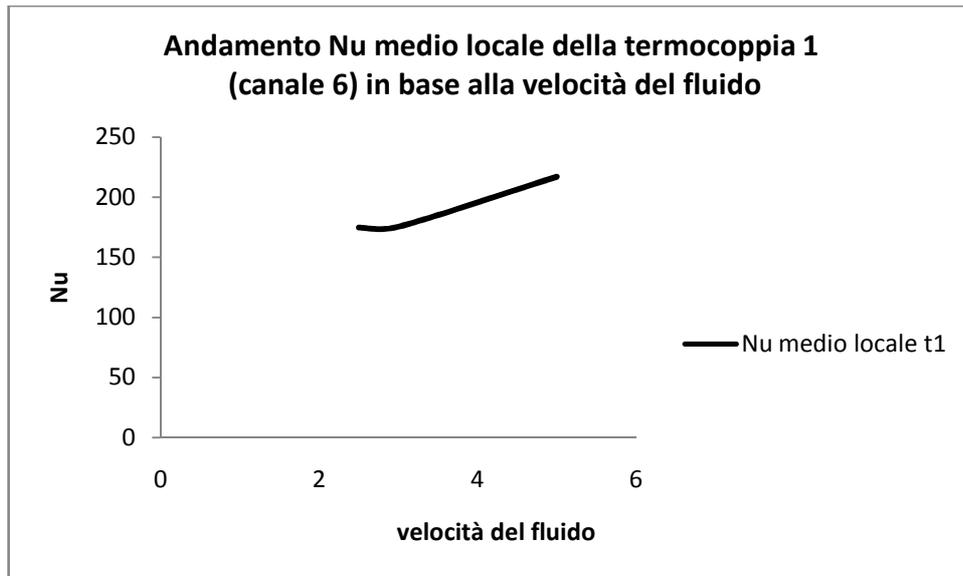


Figura 55 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

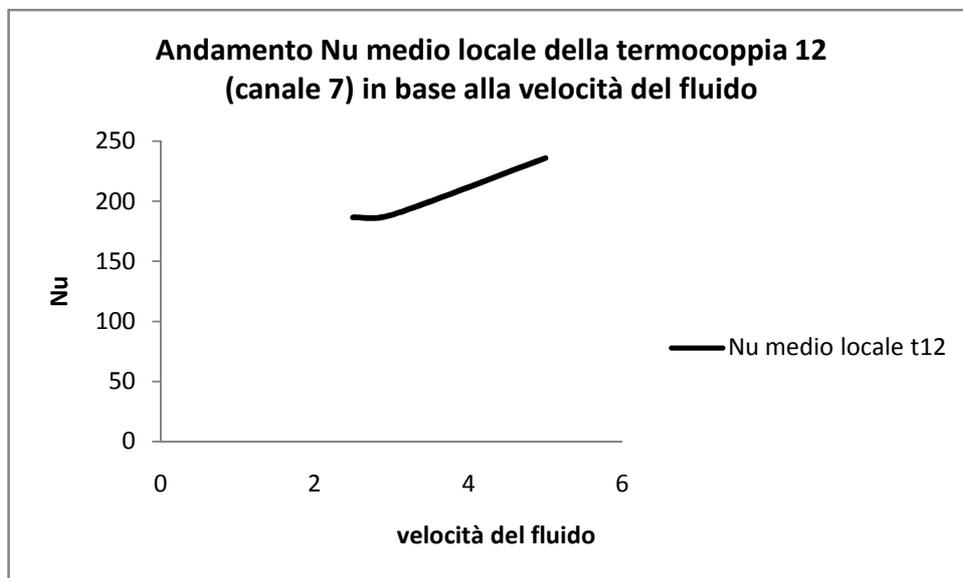


Figura 56 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

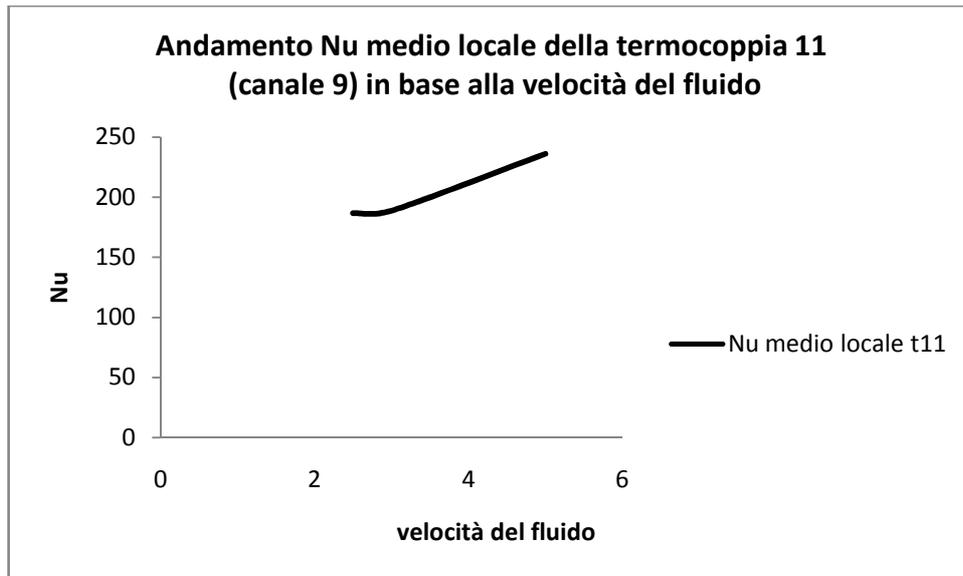


Figura 57 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

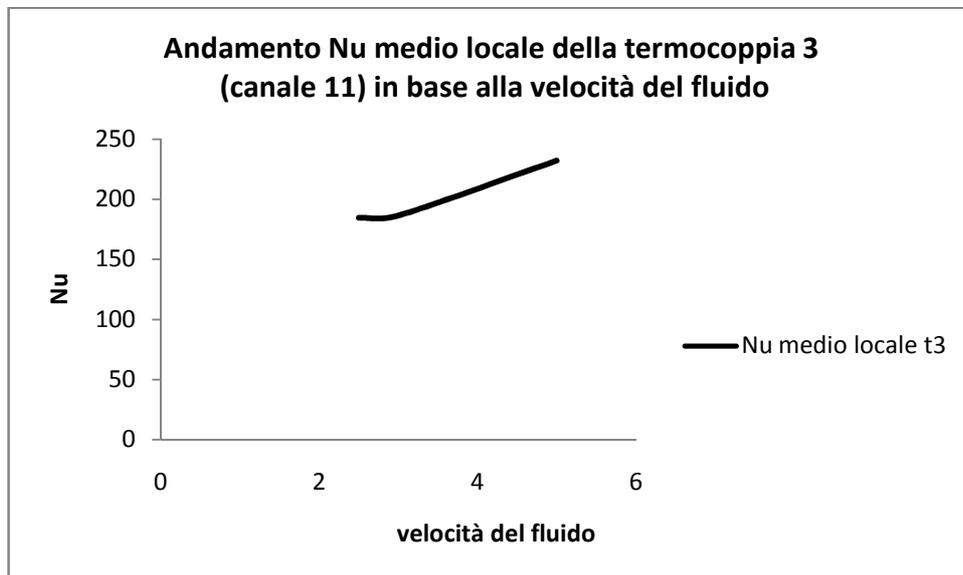


Figura 58 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 100 W

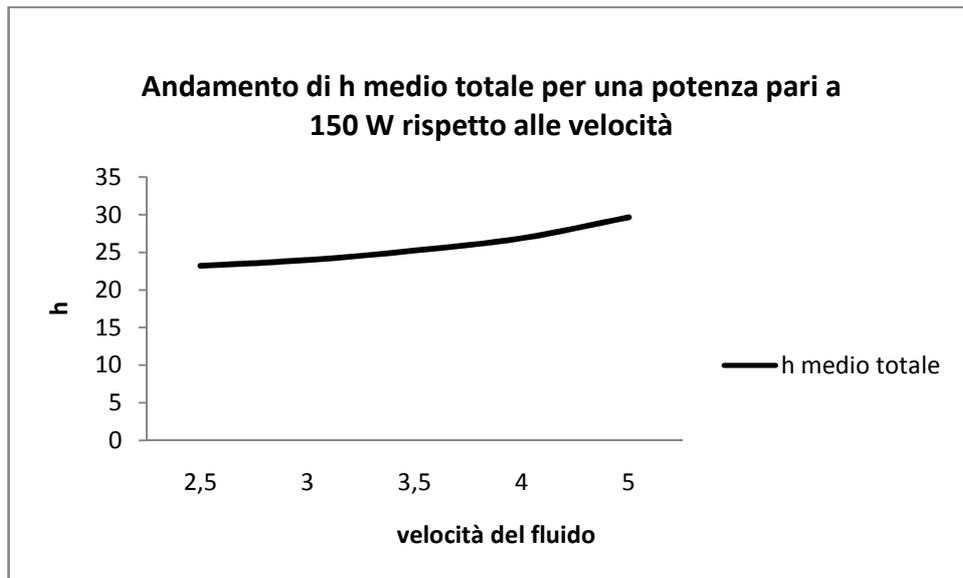


Figura 59 Andamento del coefficiente di convezione medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 150 W

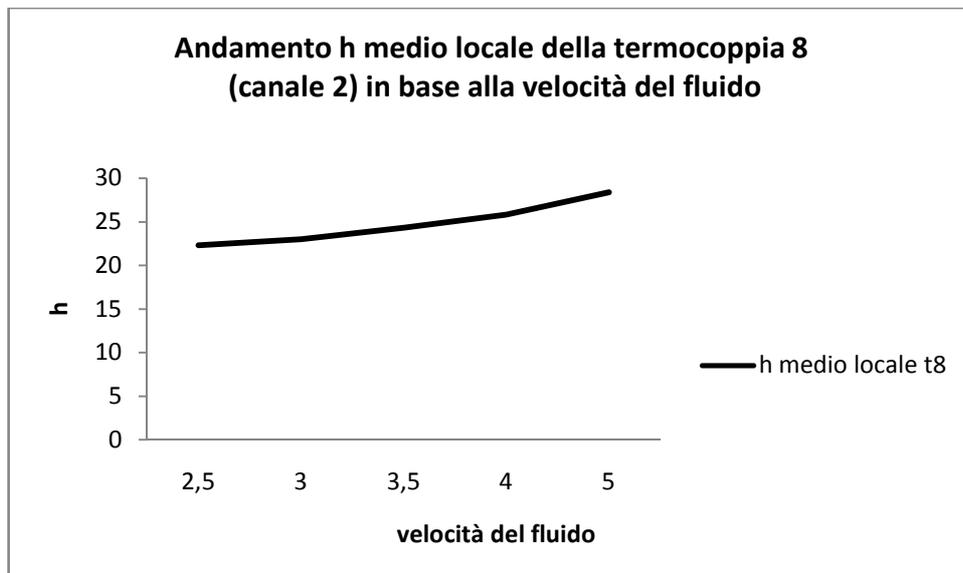


Figura 60 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

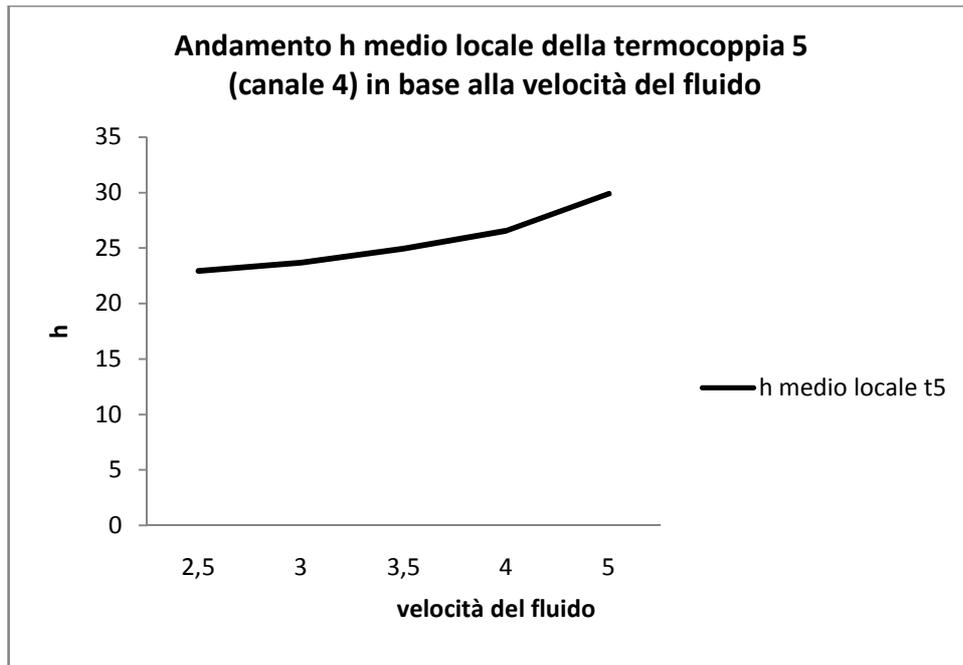


Figura 61 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

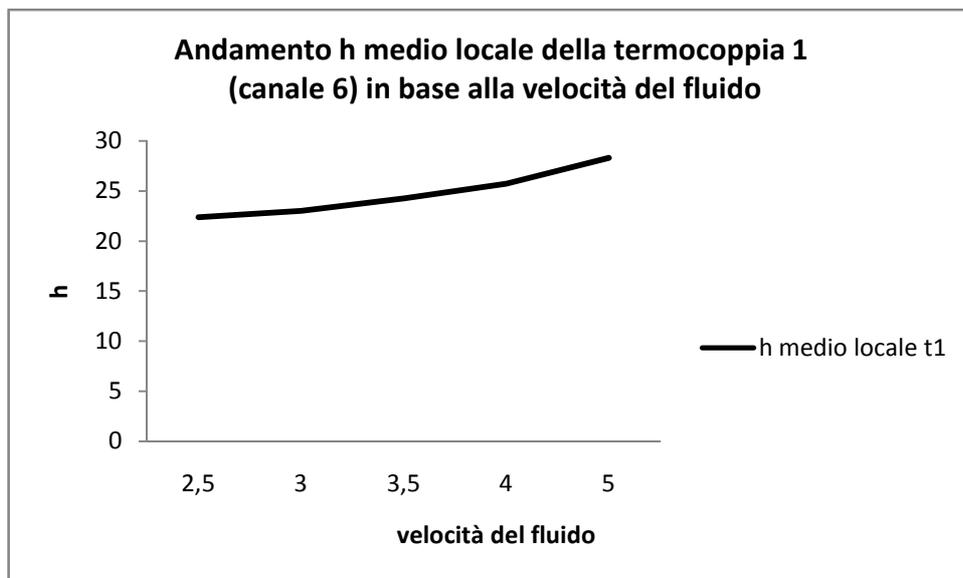


Figura 62 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

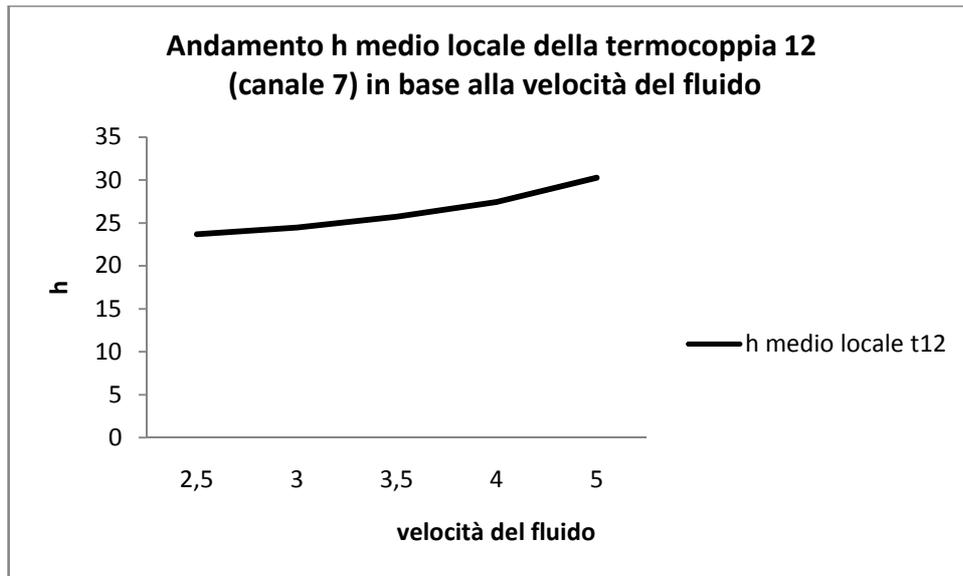


Figura 63 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

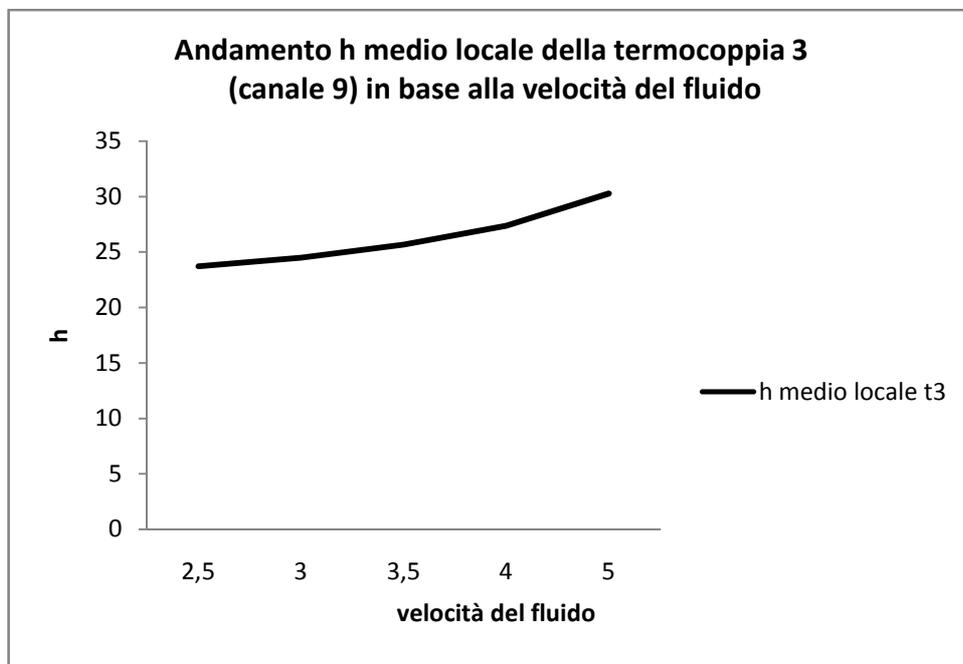


Figura 64 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

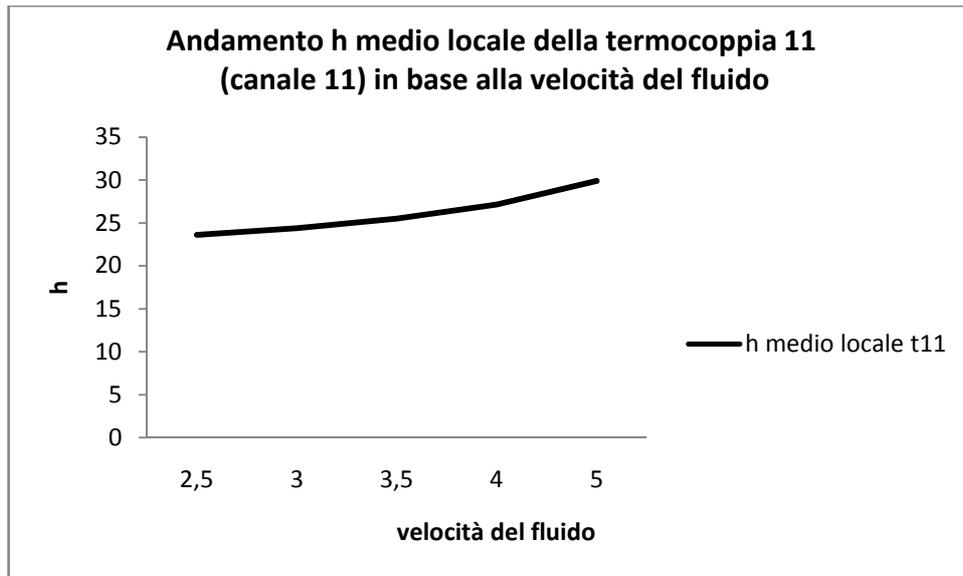


Figura 65 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

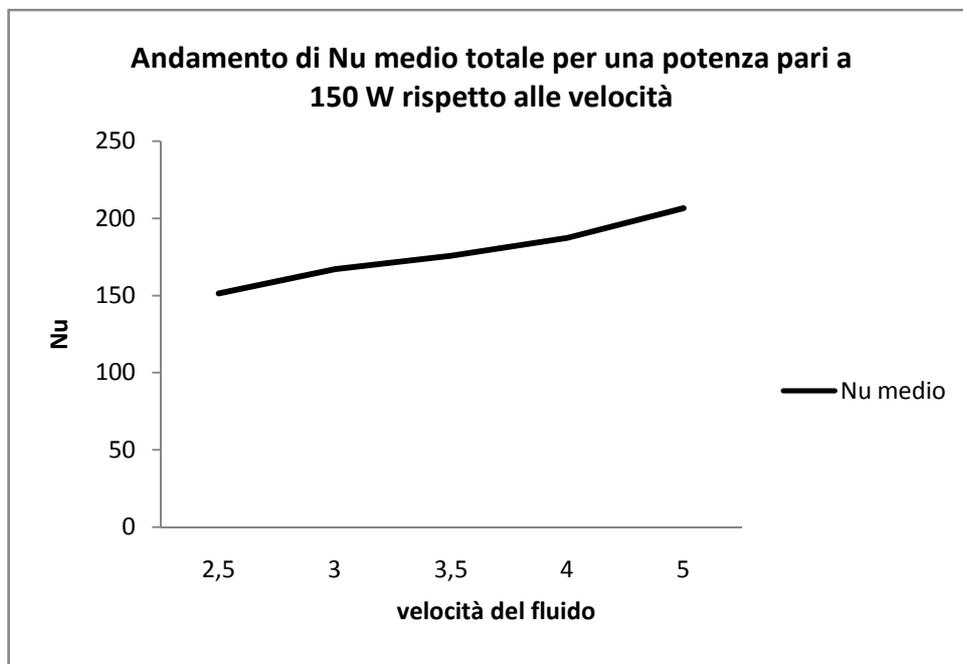


Figura 66 Andamento del numero di Nusselt medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 150 W

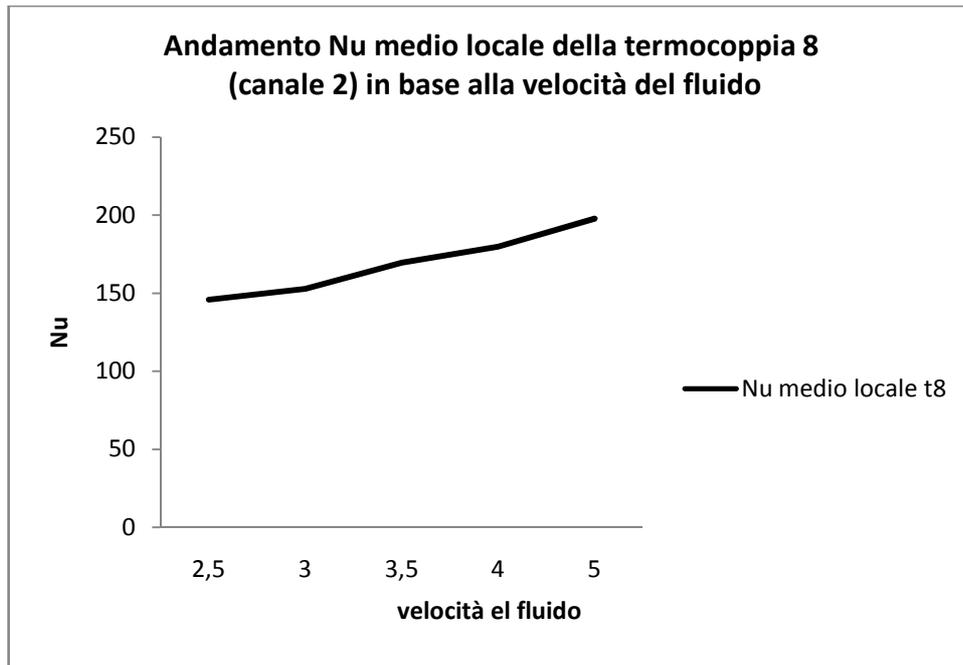


Figura 67 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

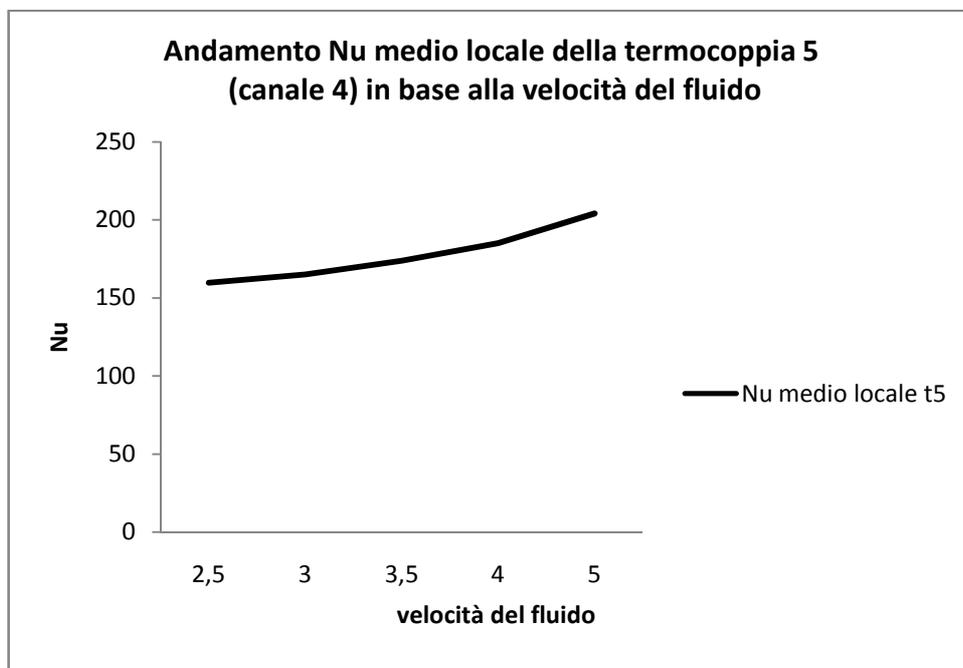


Figura 68 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

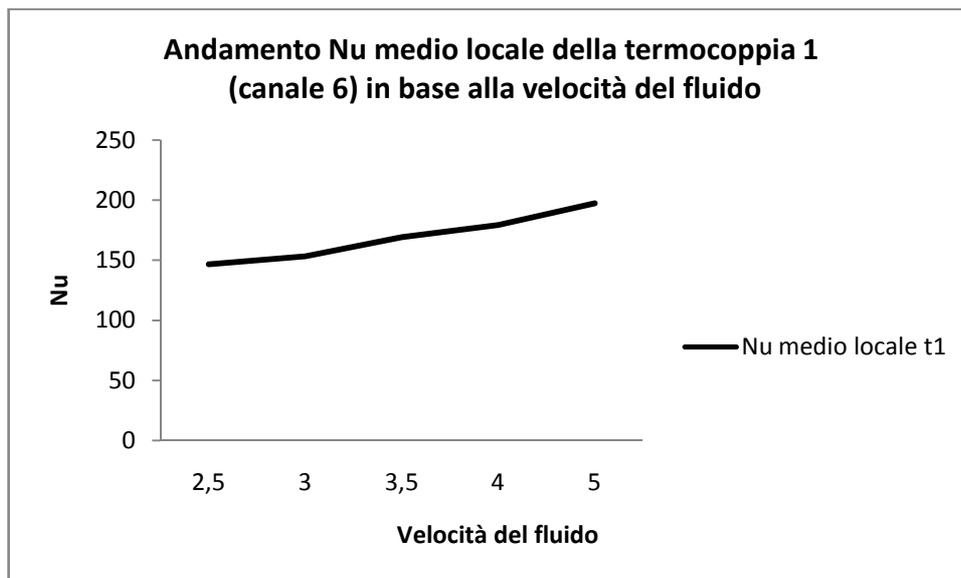


Figura 69 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

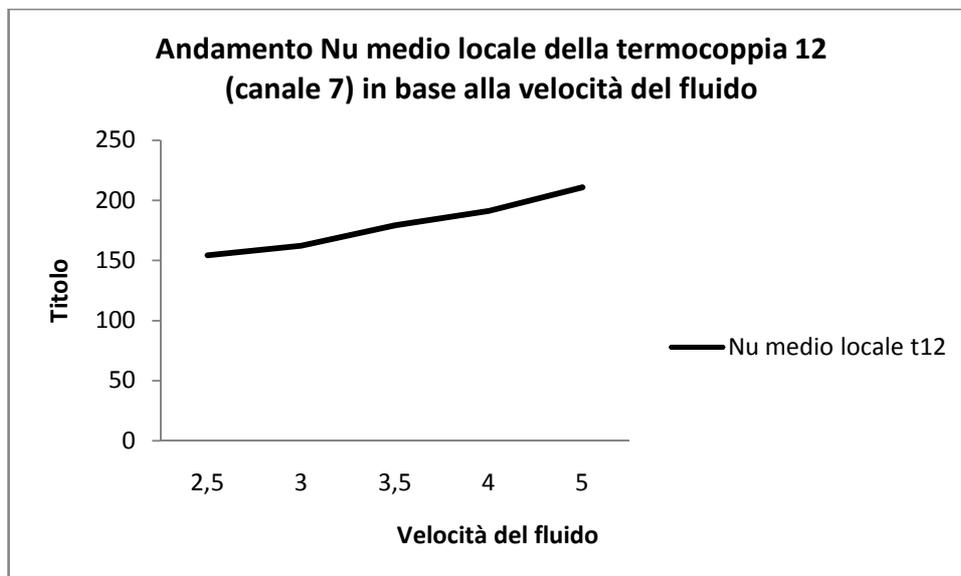


Figura 70 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

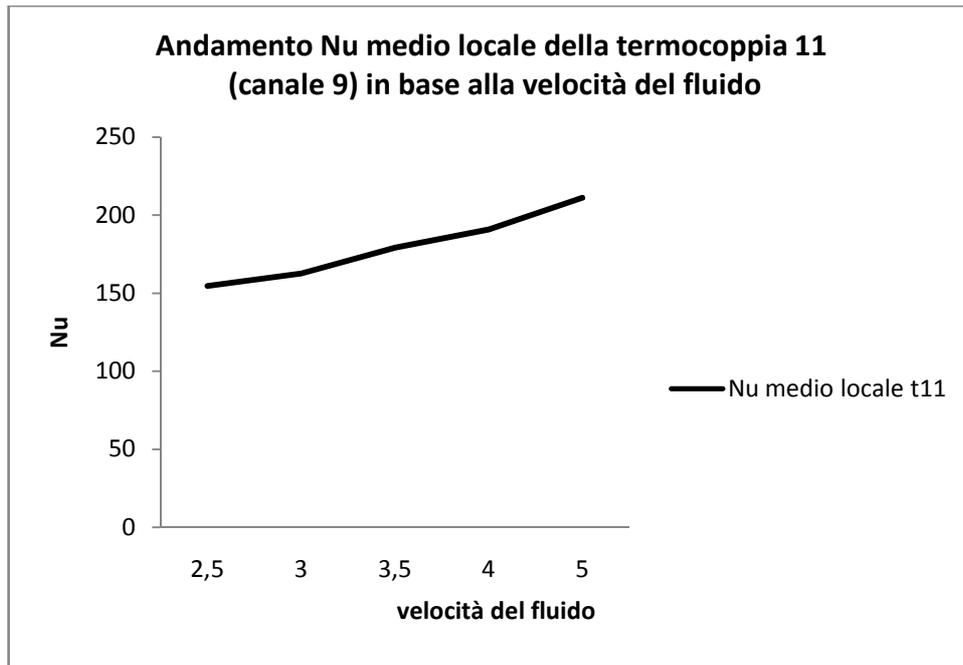


Figura 71 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

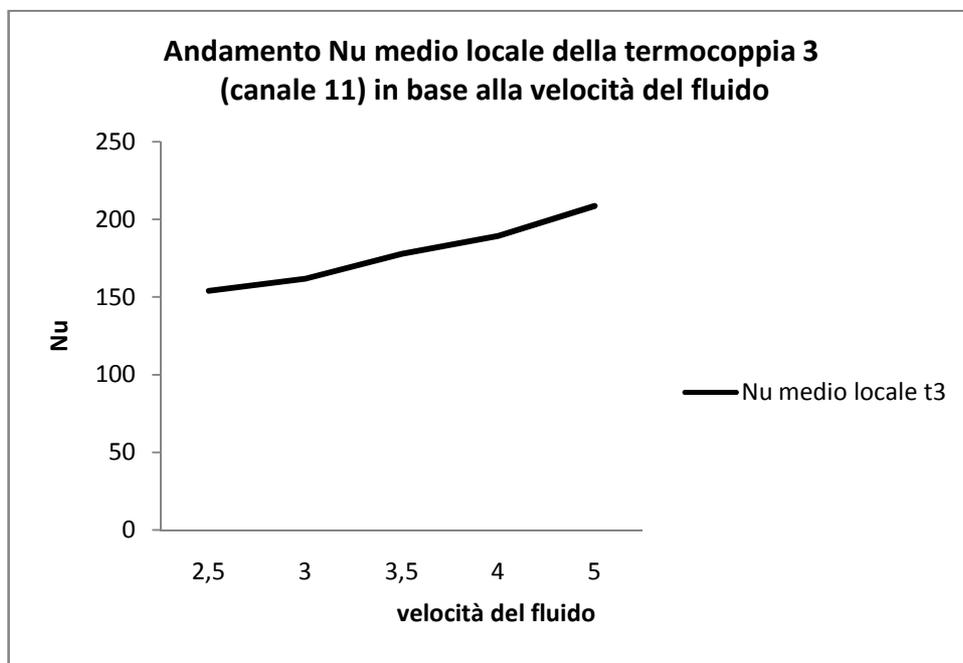


Figura 72 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 150 W

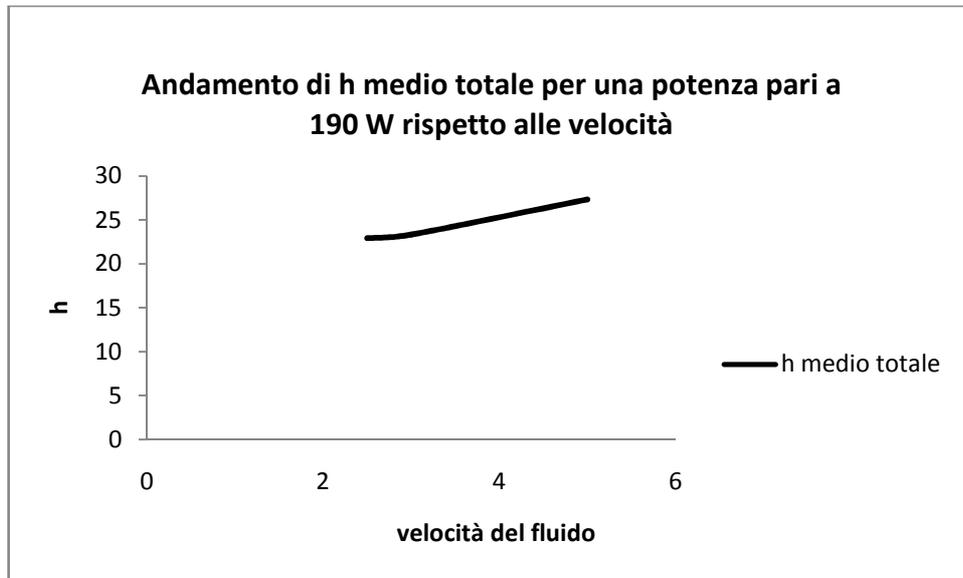


Figura 73 Andamento del coefficiente di convezione medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 190 W

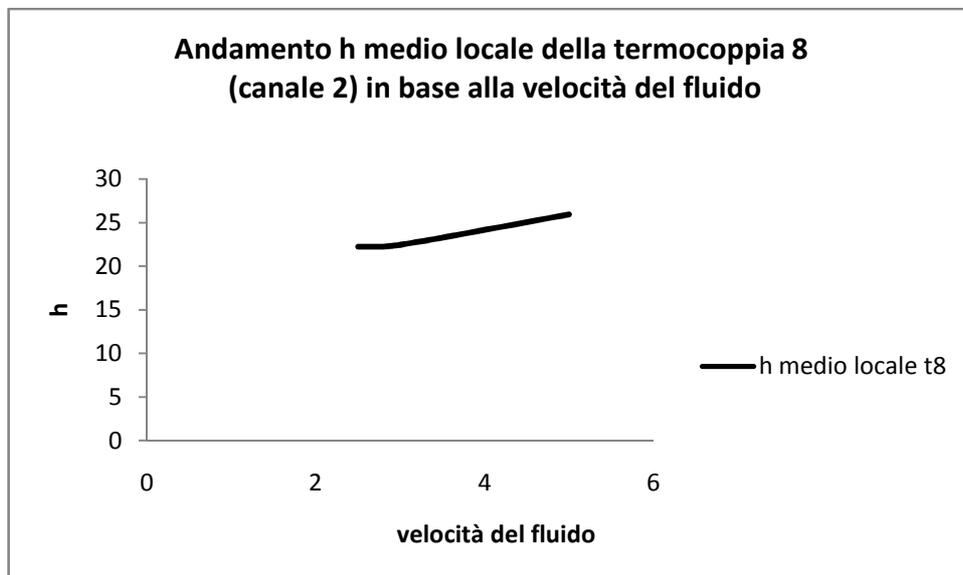


Figura 74 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

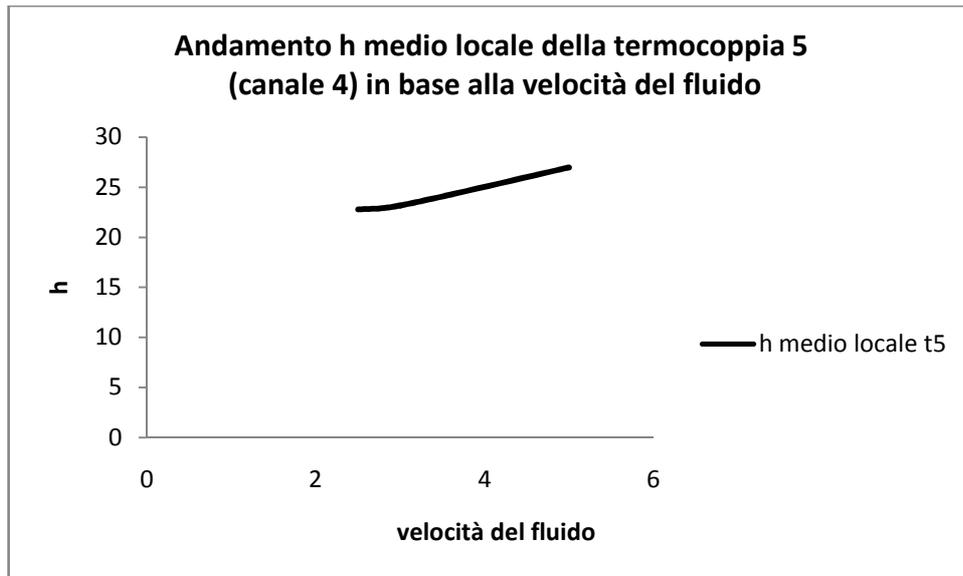


Figura 75 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

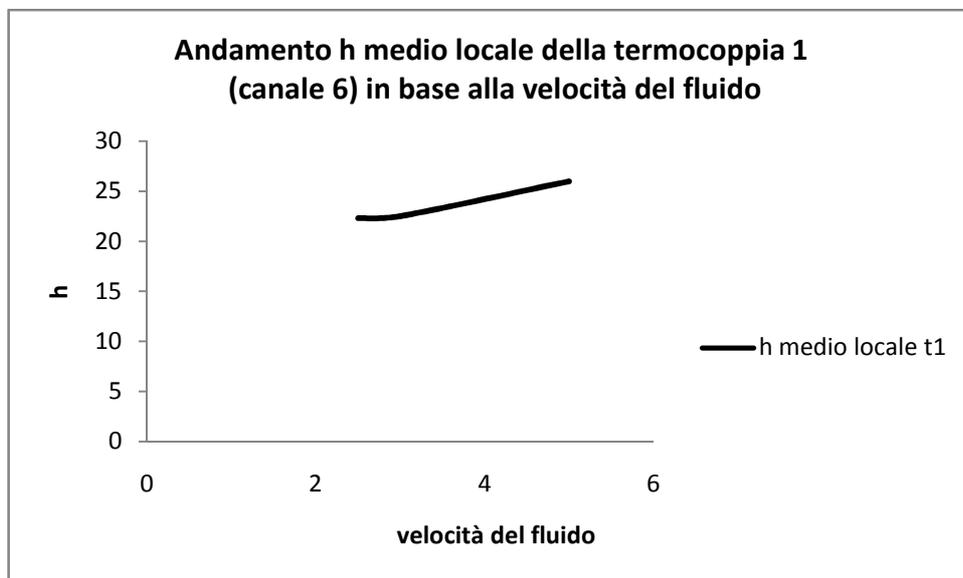


Figura 76 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

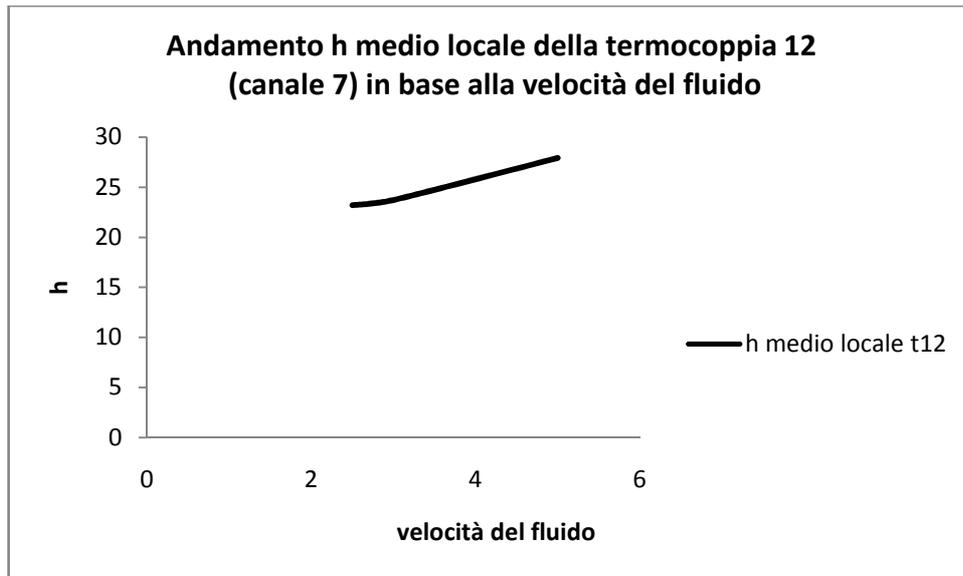


Figura 77 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

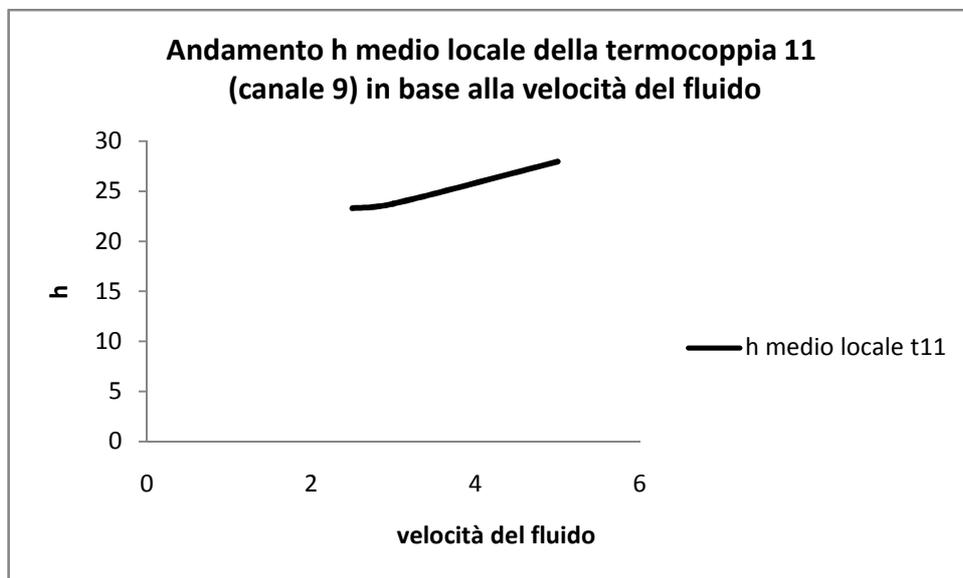


Figura 78 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

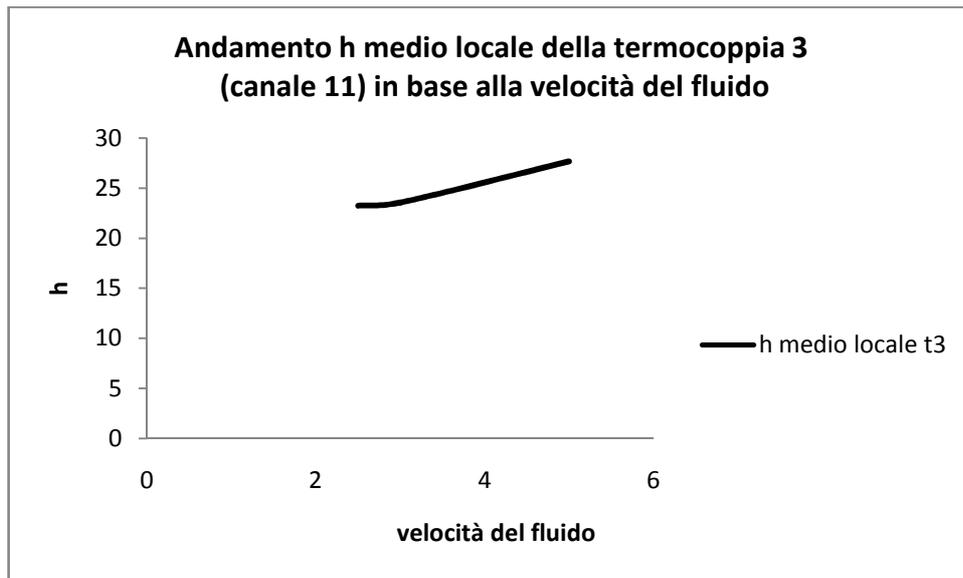


Figura 79 Andamento del coefficiente di convezione medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

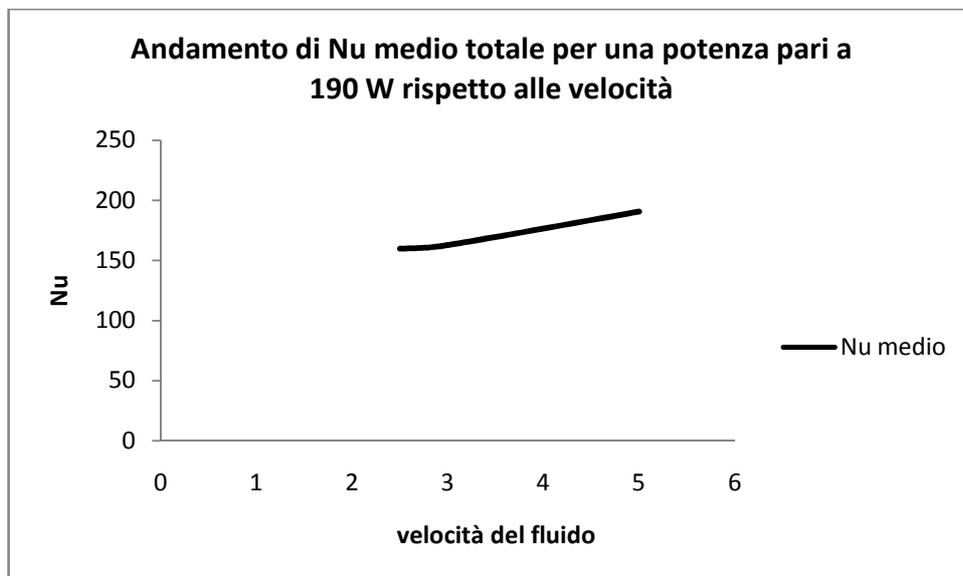


Figura 80 Andamento del numero di Nusselt medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) rispetto alle velocità considerate nelle prove, per una potenza di 190

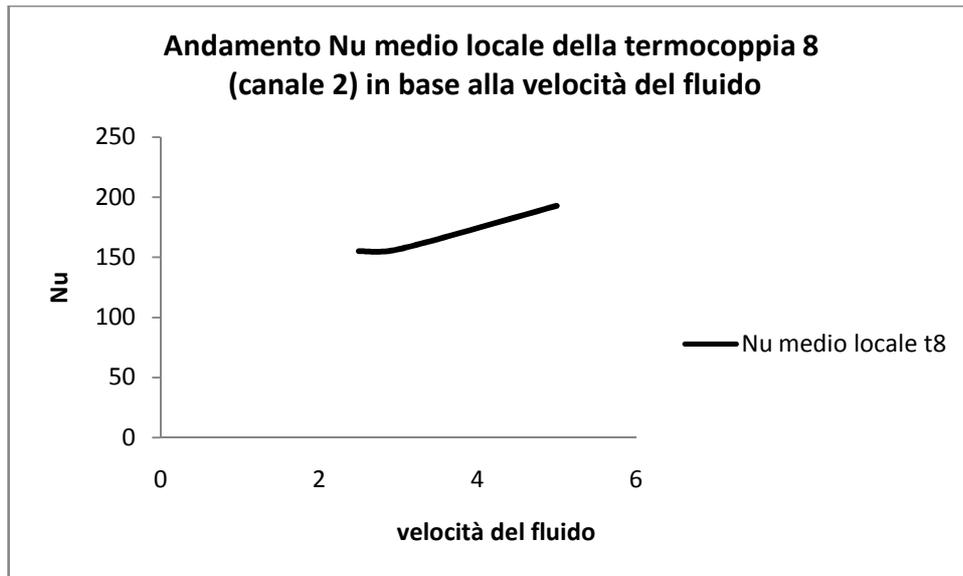


Figura 81 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 8 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

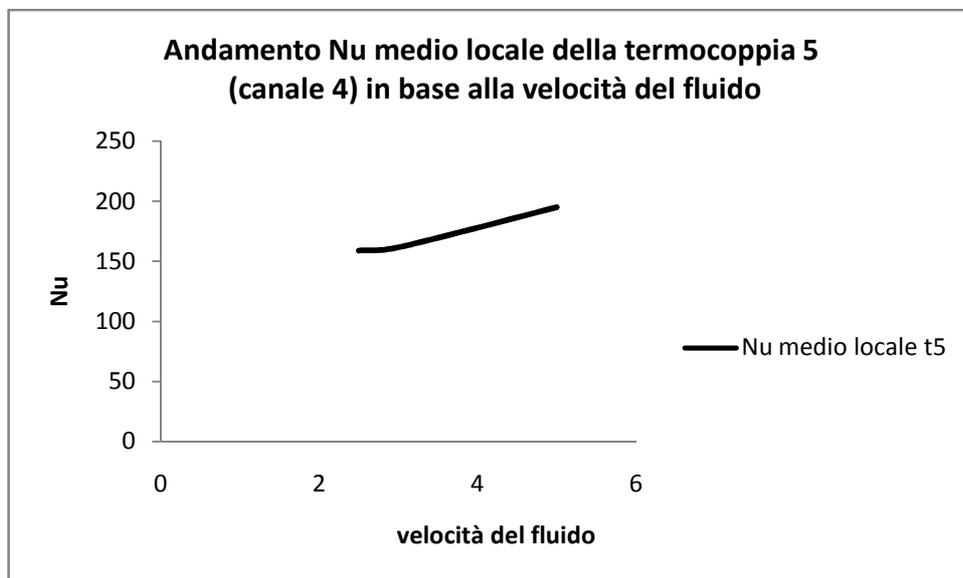


Figura 82 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 5 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

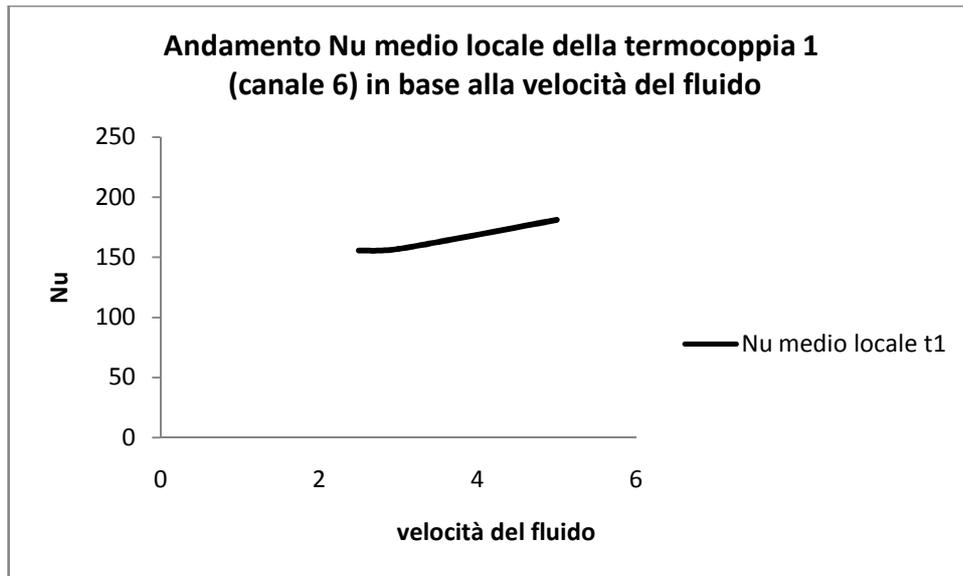


Figura 83 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 1 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

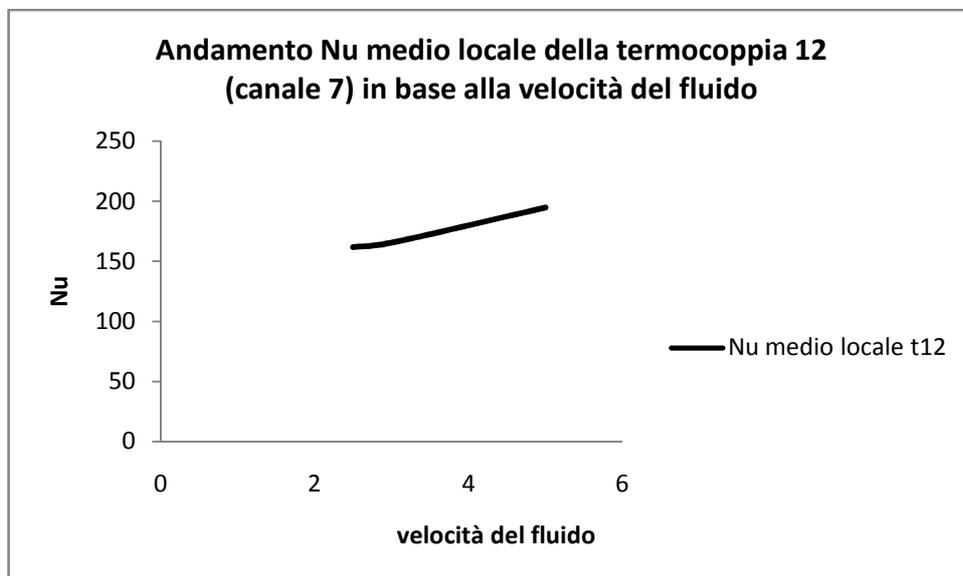


Figura 84 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 12 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

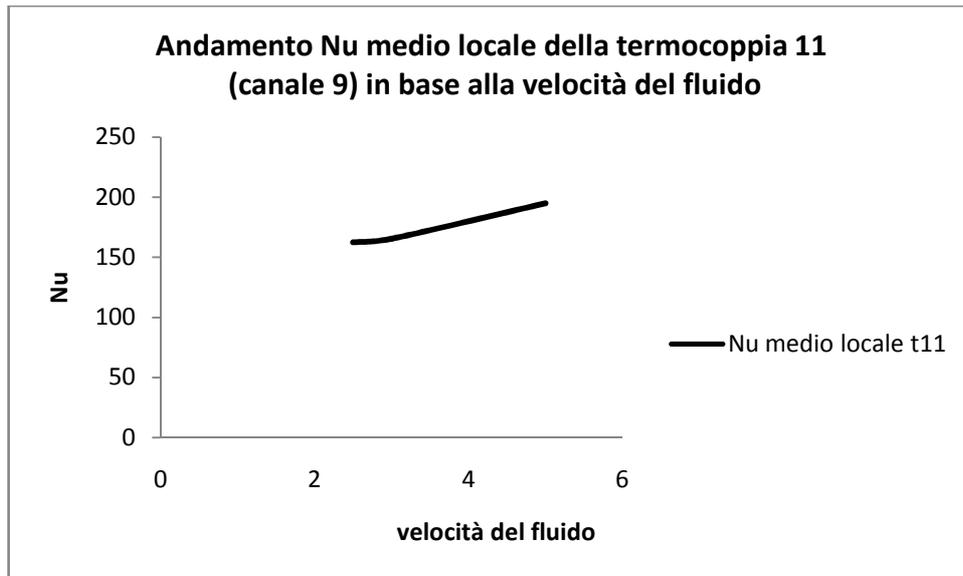


Figura 85 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 11 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

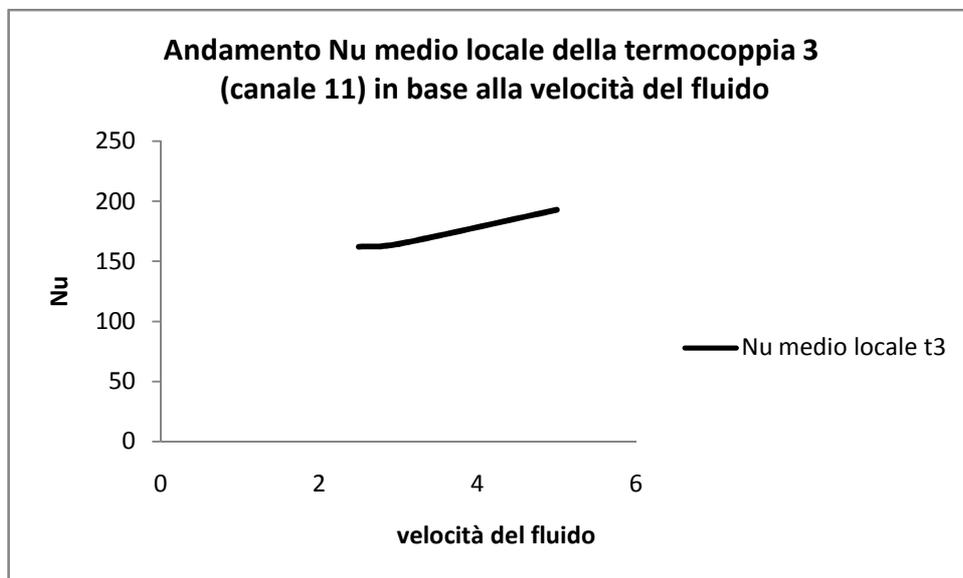


Figura 86 Andamento del numero di Nusselt medio locale della termocoppia 3 rispetto alle velocità del fluido considerate nelle prove, per una potenza pari a 190 W

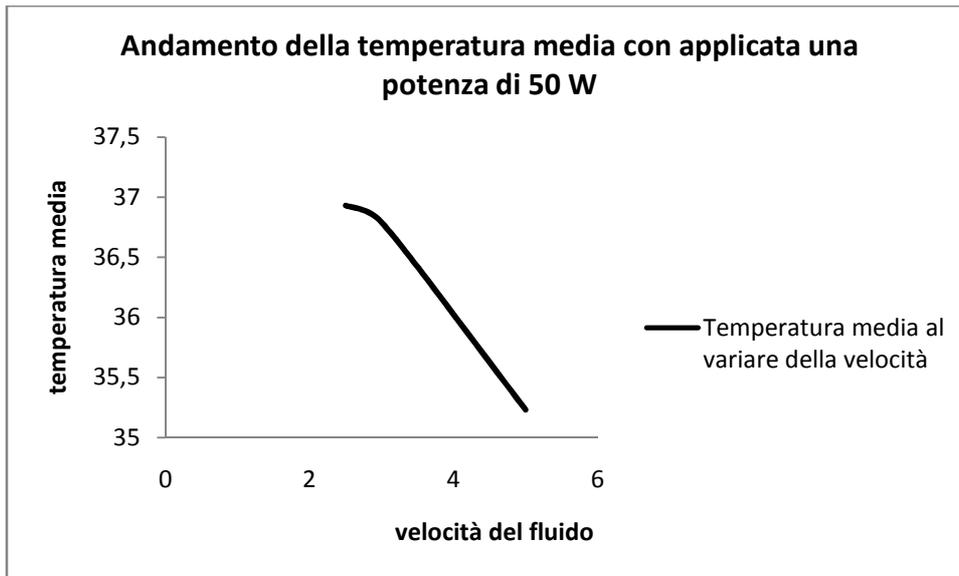


Figura 87 Andamento della temperatura media al variare della velocità del fluido per una potenza applicata di 50 W

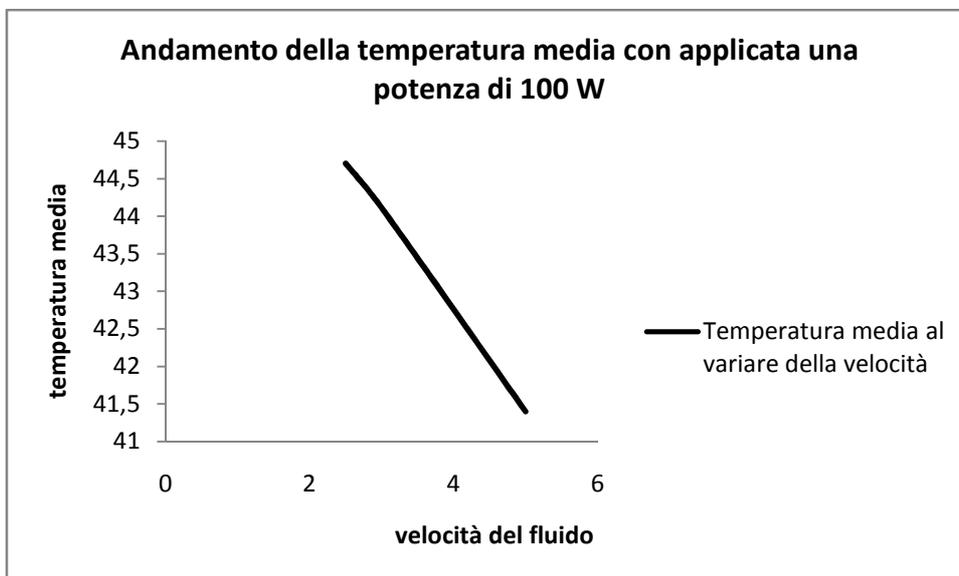


Figura 88 Andamento della temperatura media al variare della velocità del fluido per una potenza applicata di 100 W

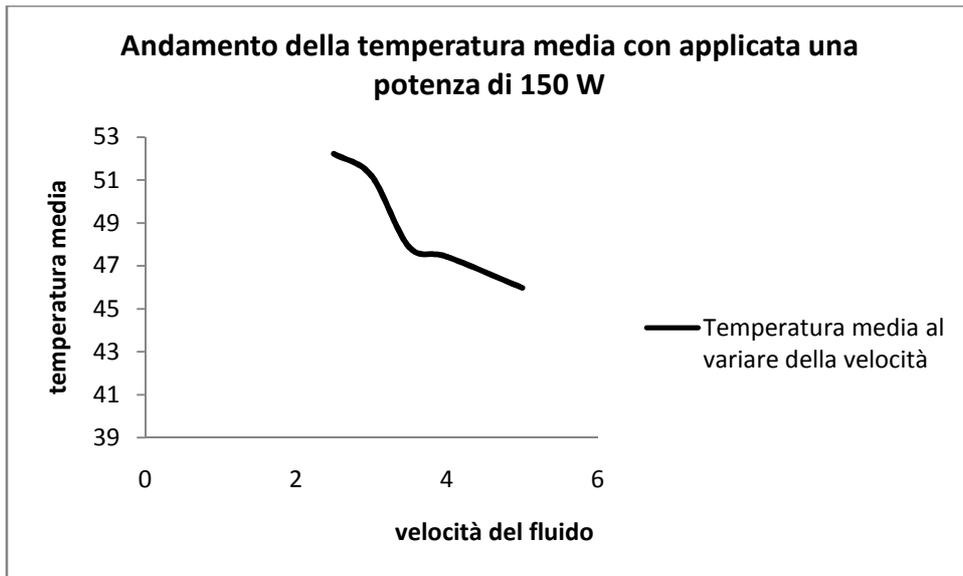


Figura 89 Andamento della temperatura media al variare della velocità del fluido per una potenza applicata di 150 W

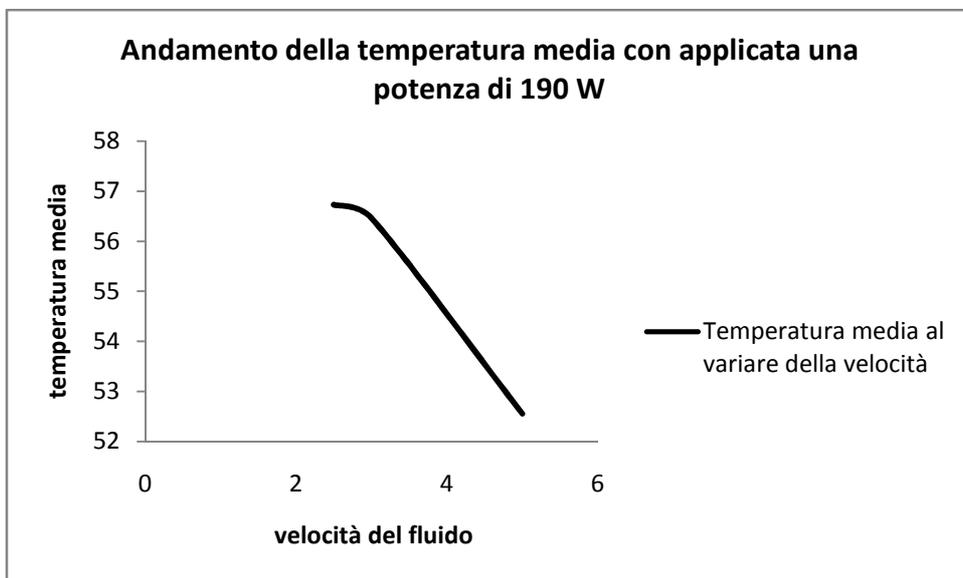


Figura 90 Andamento della temperatura media al variare della velocità del fluido per una potenza applicata di 190 W

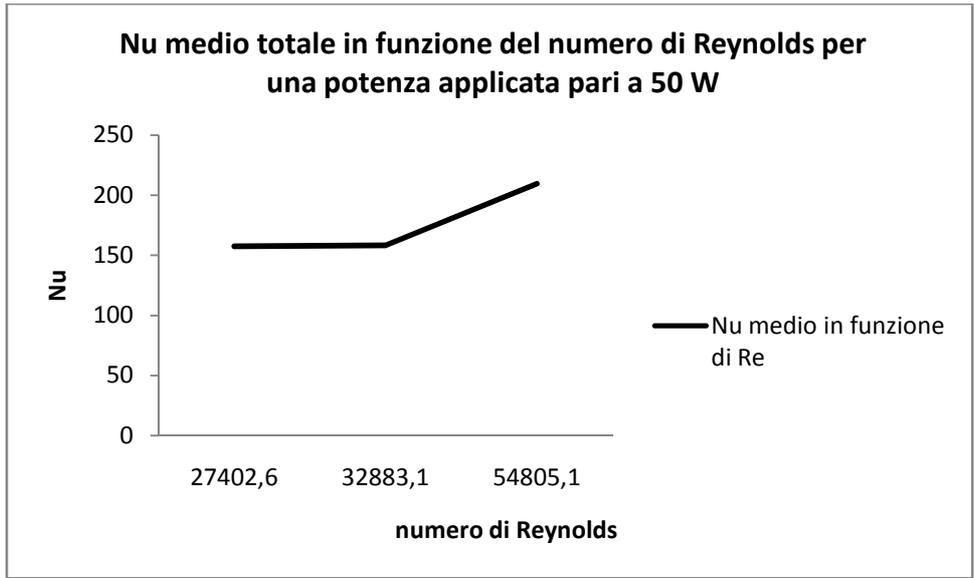


Figura 91 Andamento di Nu medio totale (t9 - t14 - t2 - t7 - t15 - t10) in funzione dei numeri di Reynolds associati alle velocità considerate per una potenza pari a 50 W.

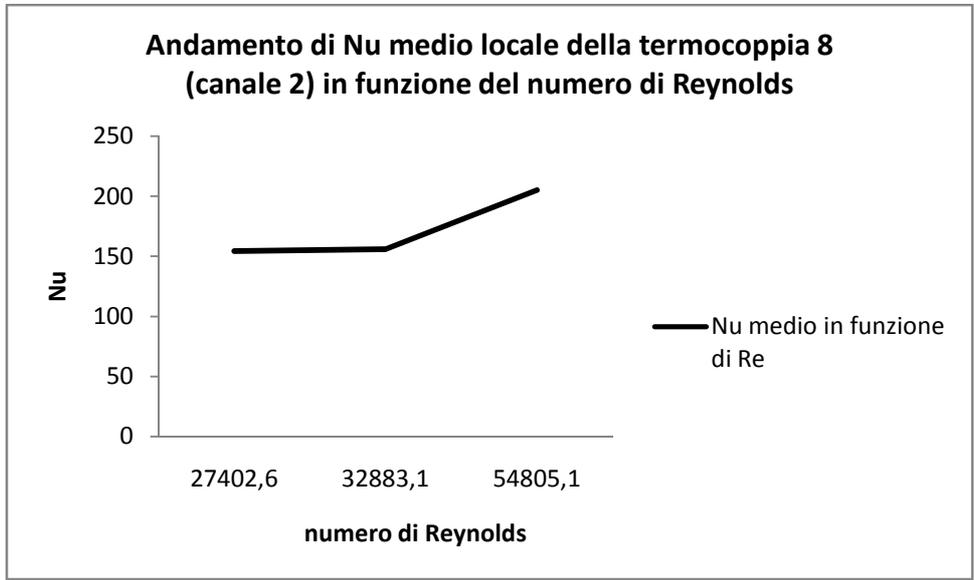


Figura 92 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 8 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

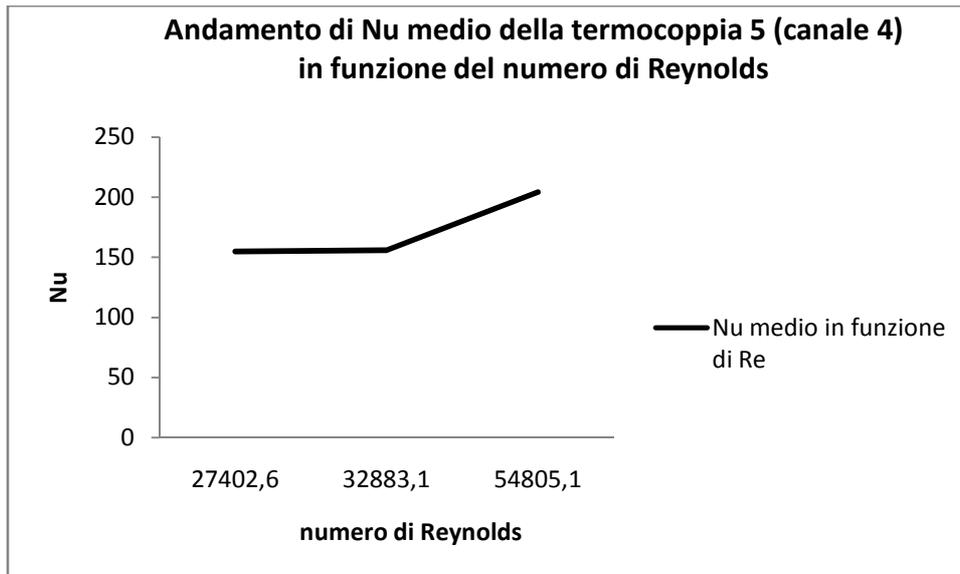


Figura 93 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 5 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

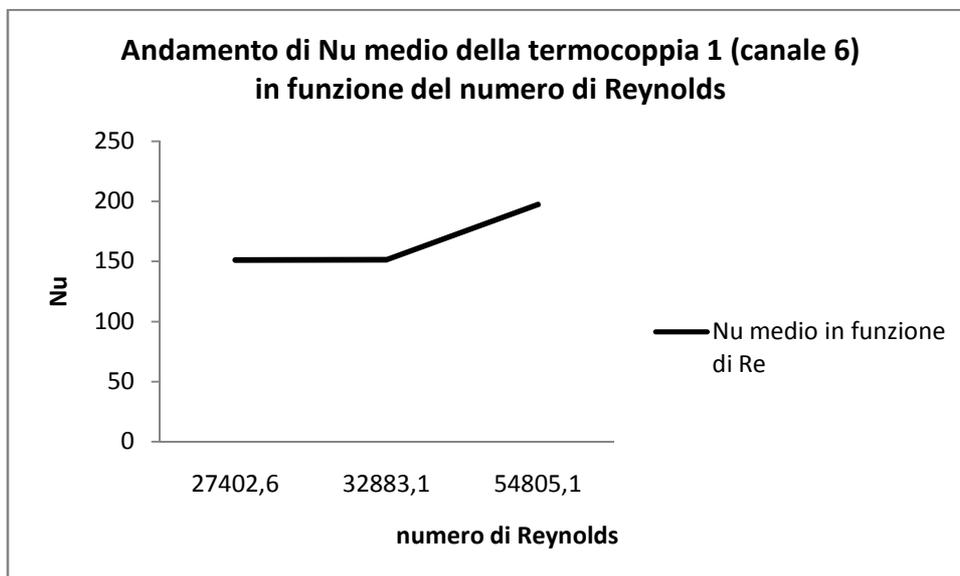


Figura 94 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 1 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

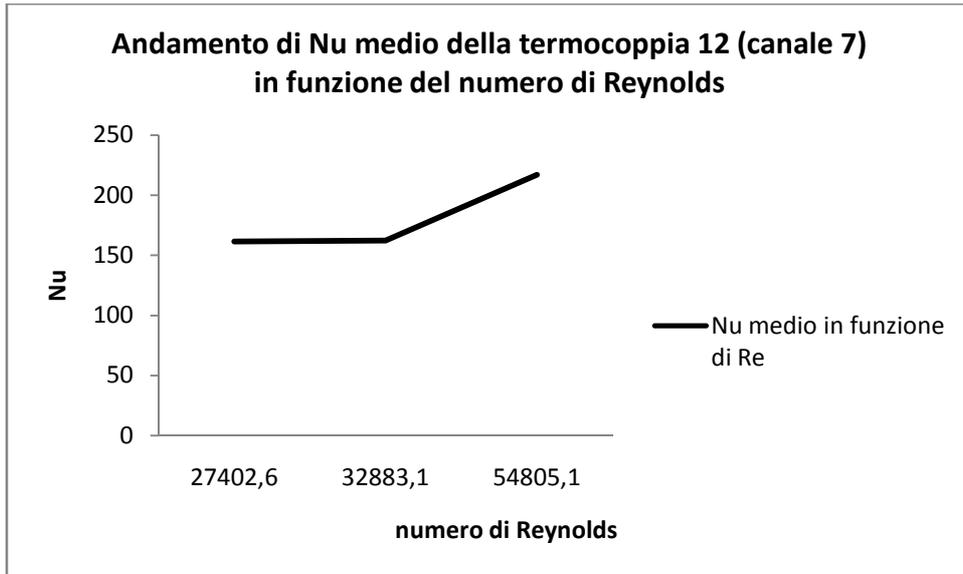


Figura 95 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 7 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

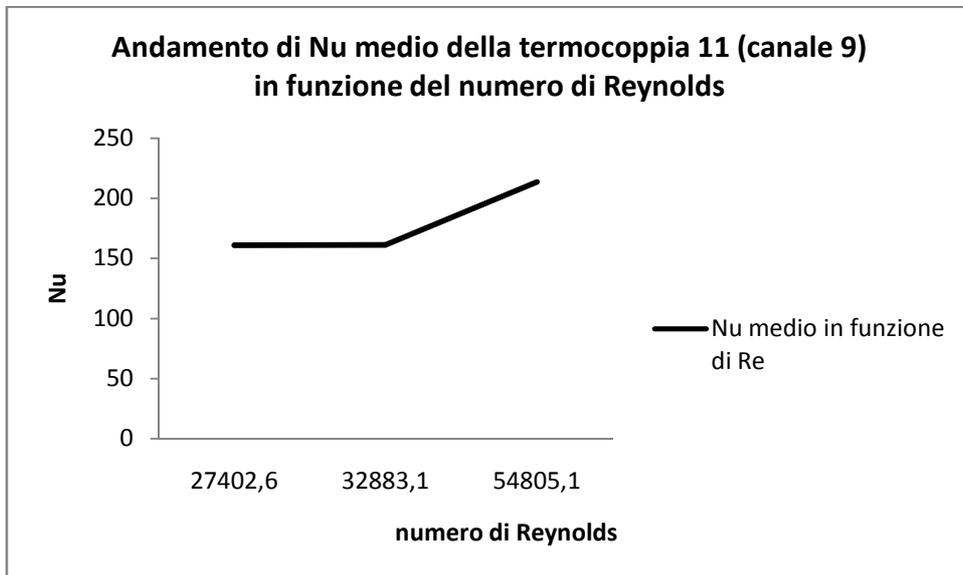


Figura 96 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 11 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

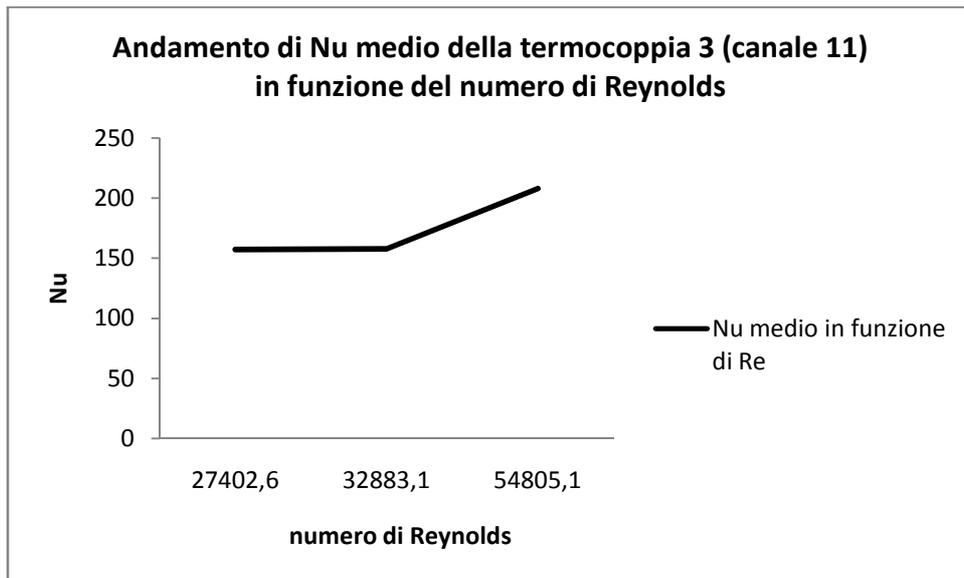


Figura 97 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 3 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 50 W.

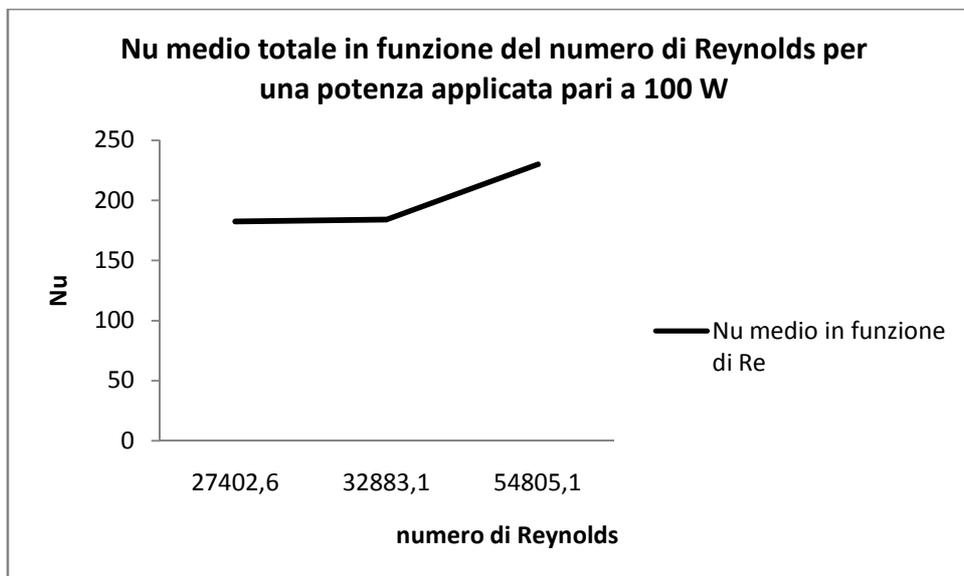


Figura 98 Andamento di Nu medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) in funzione dei numeri di Reynolds associati alle velocità considerate per una potenza pari a 100 W.

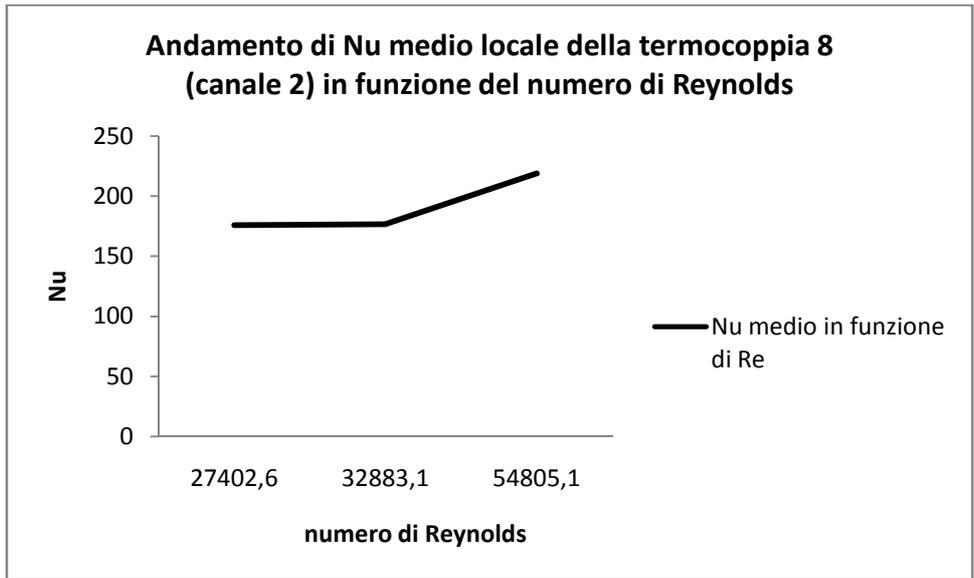


Figura 99 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 8 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

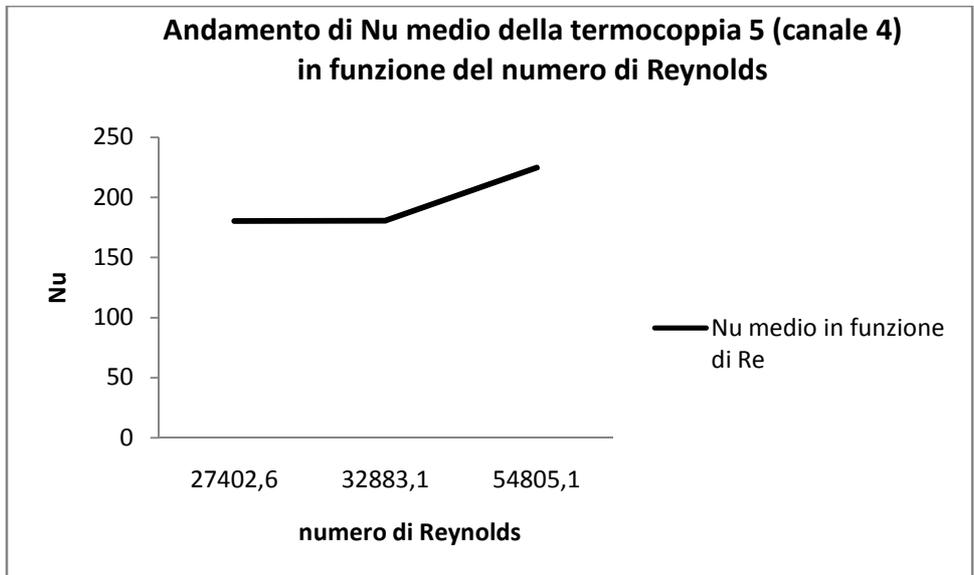


Figura 100 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 5 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

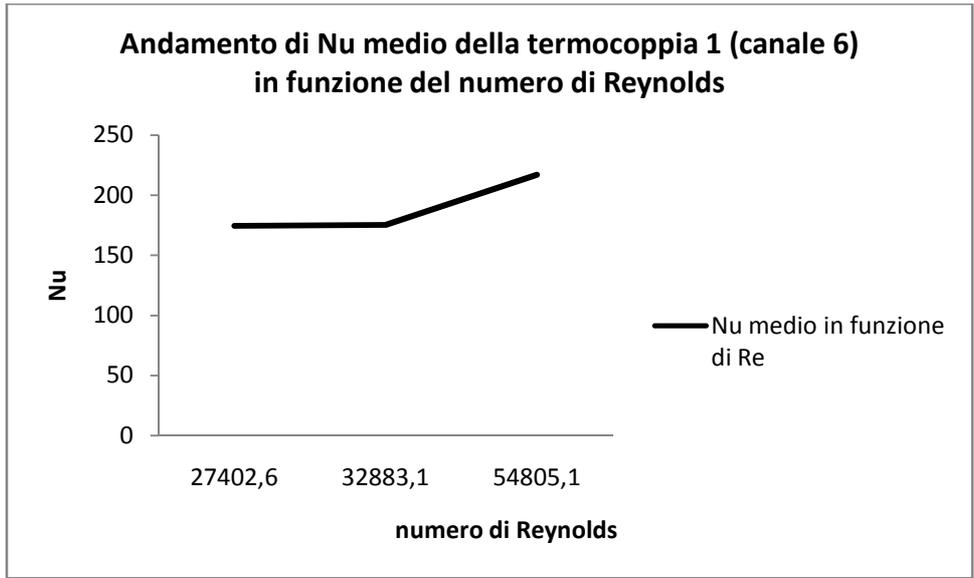


Figura 101 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 1 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

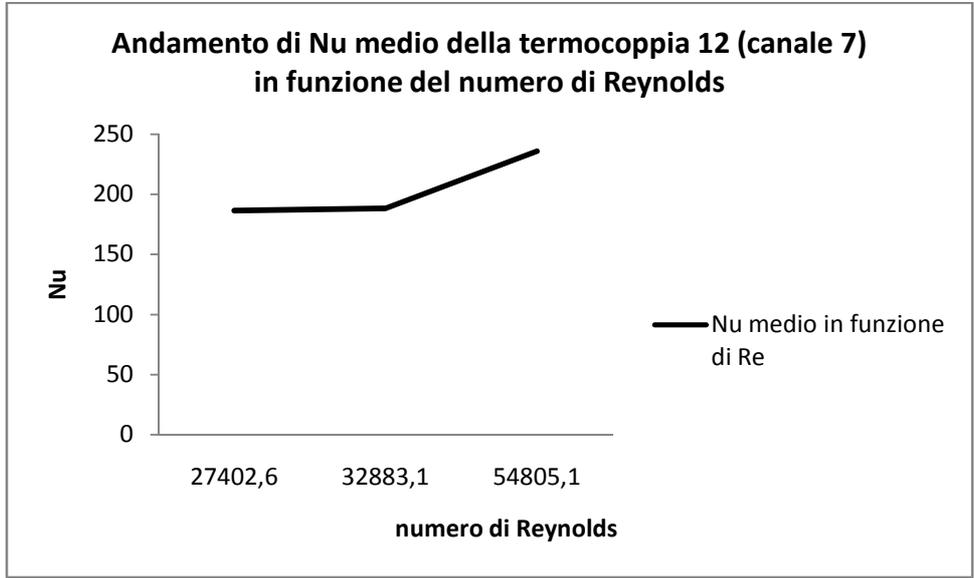


Figura 102 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 12 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

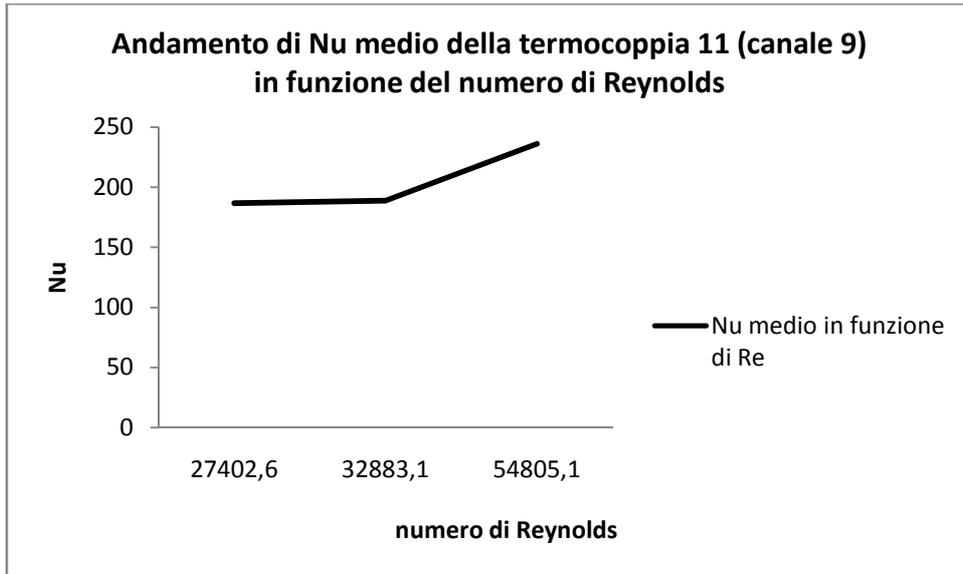


Figura 103 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 11 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

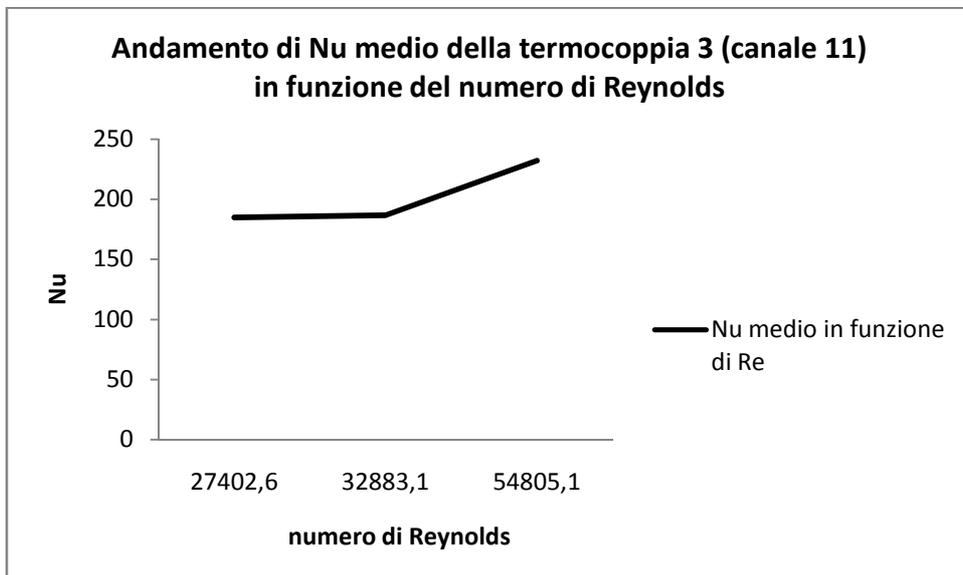


Figura 104 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 3 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 100 W.

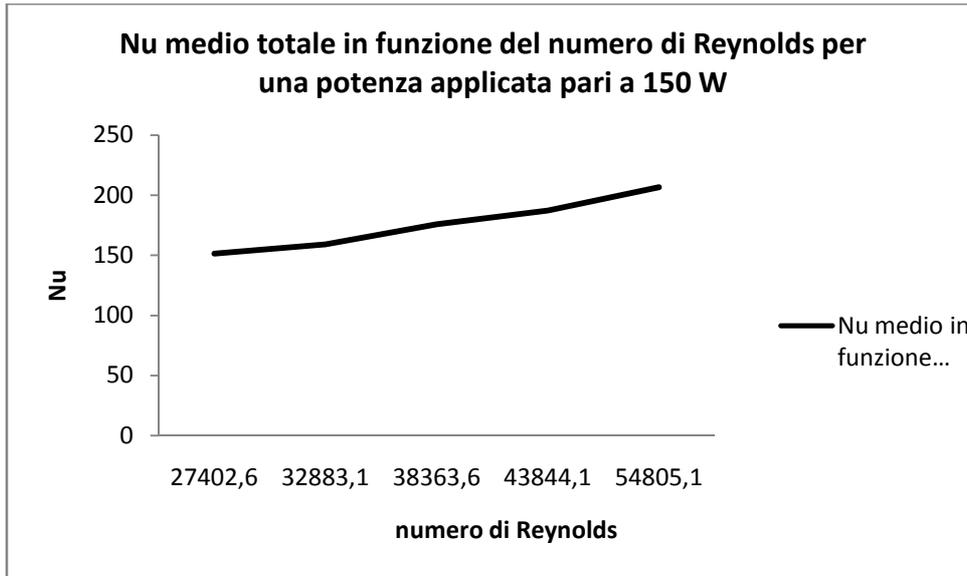


Figura 105 Andamento di Nu medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) in funzione dei numeri di Reynolds associati alle velocità considerate per una potenza pari a 150 W.

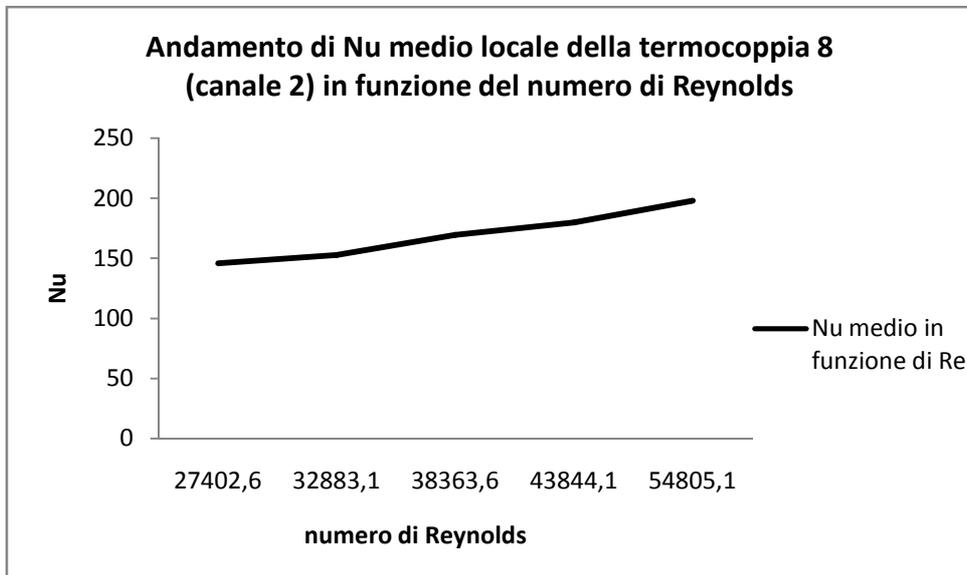


Figura 106 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 8 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

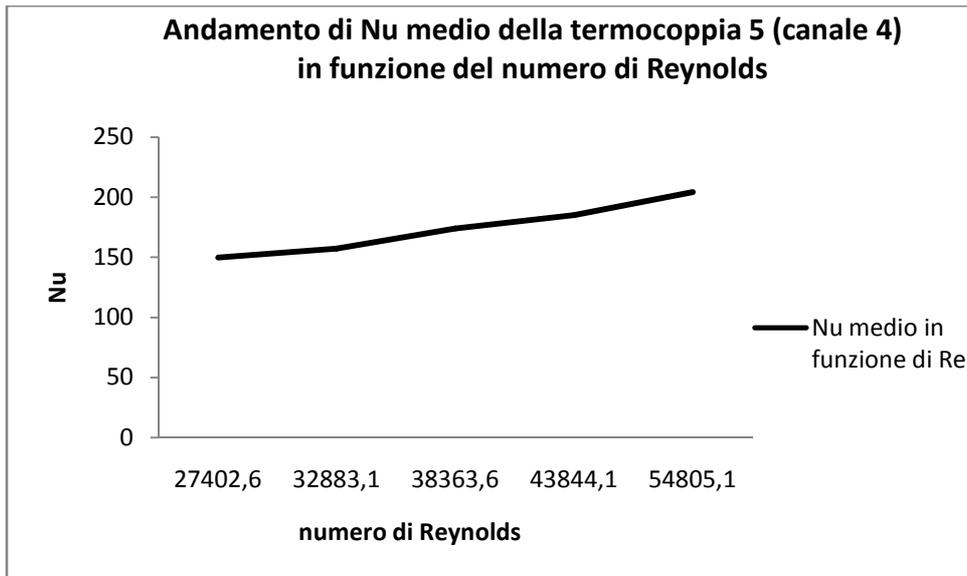


Figura 107 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 5 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

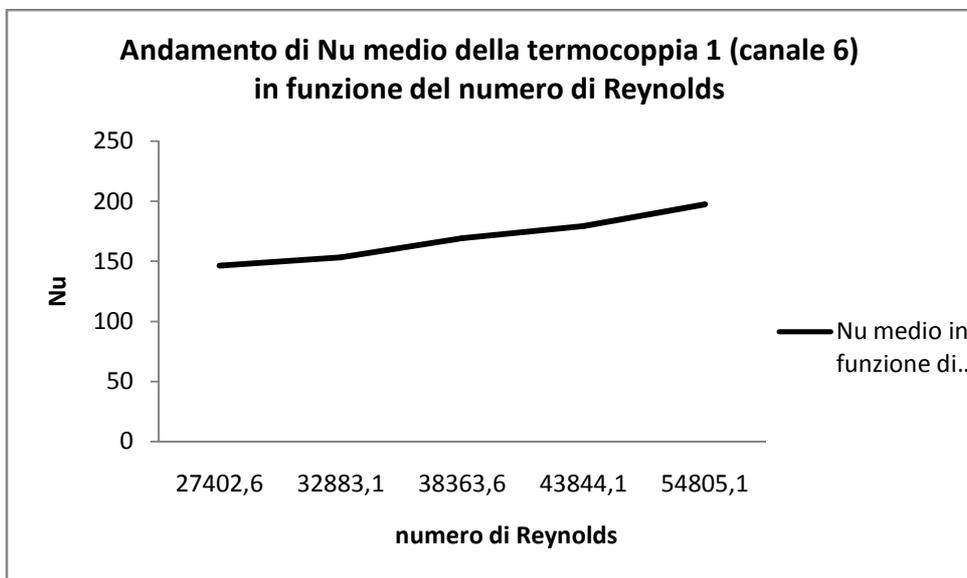


Figura 108 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 1 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

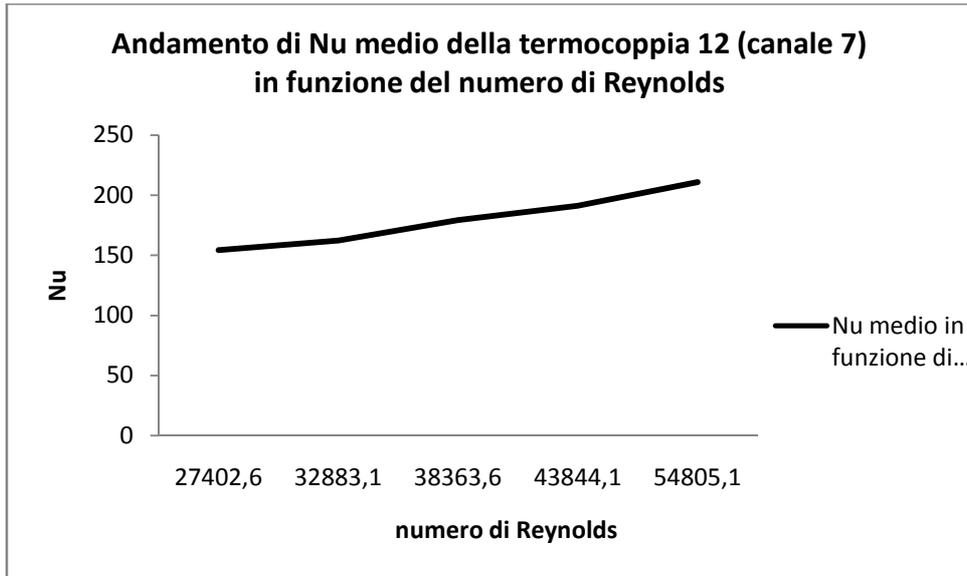


Figura 109 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 12 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

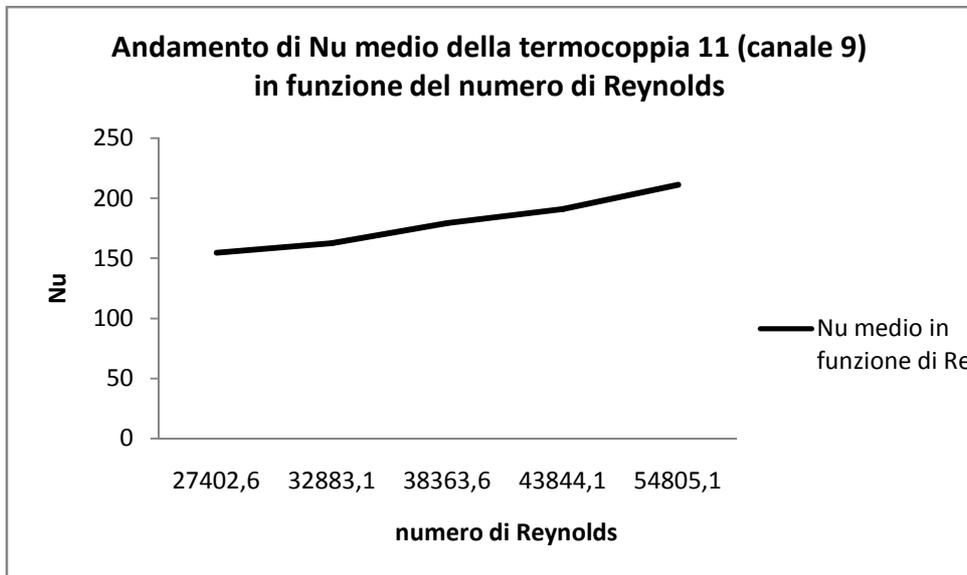


Figura 110 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 11 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

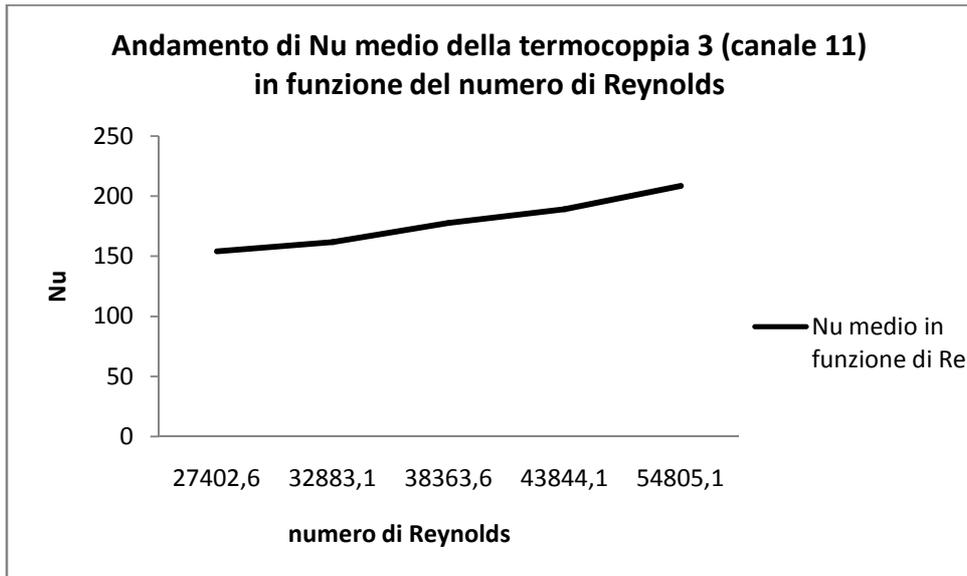


Figura 111 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 3 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 150 W.

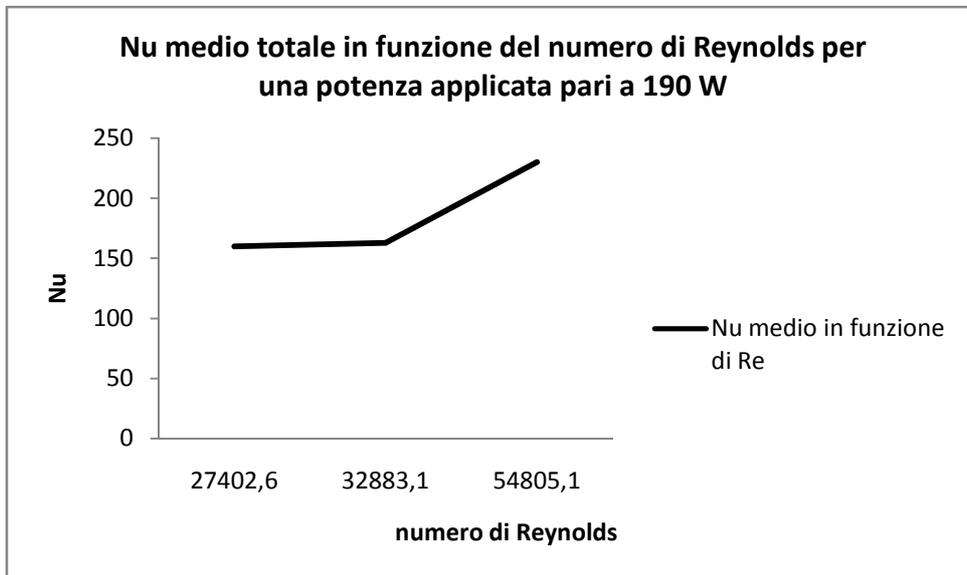


Figura 112 Andamento di Nu medio totale ($t_9 - t_{14} - t_2 - t_7 - t_{15} - t_{10}$) in funzione dei numeri di Reynolds associati alle velocità considerate per una potenza pari a 190 W.

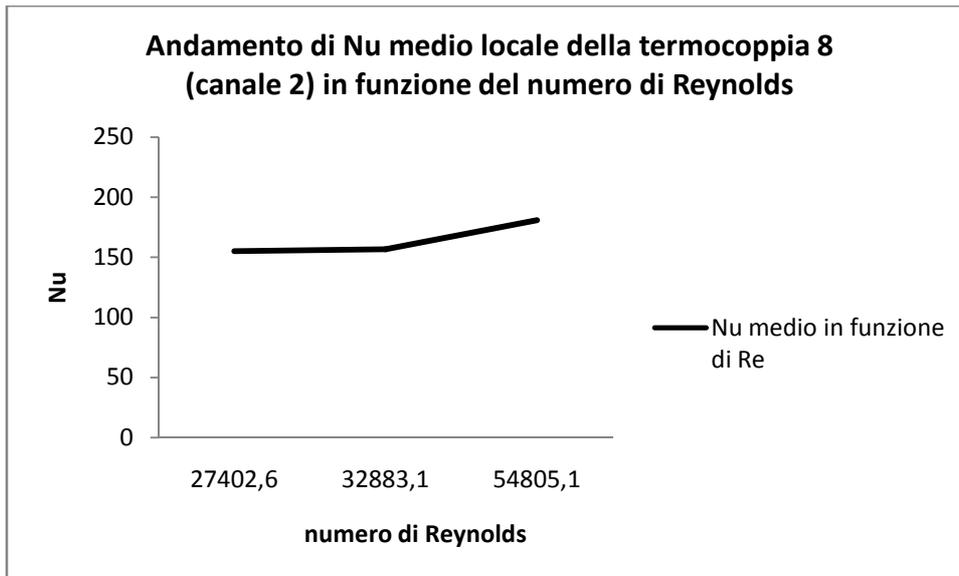


Figura 113 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 8 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W.

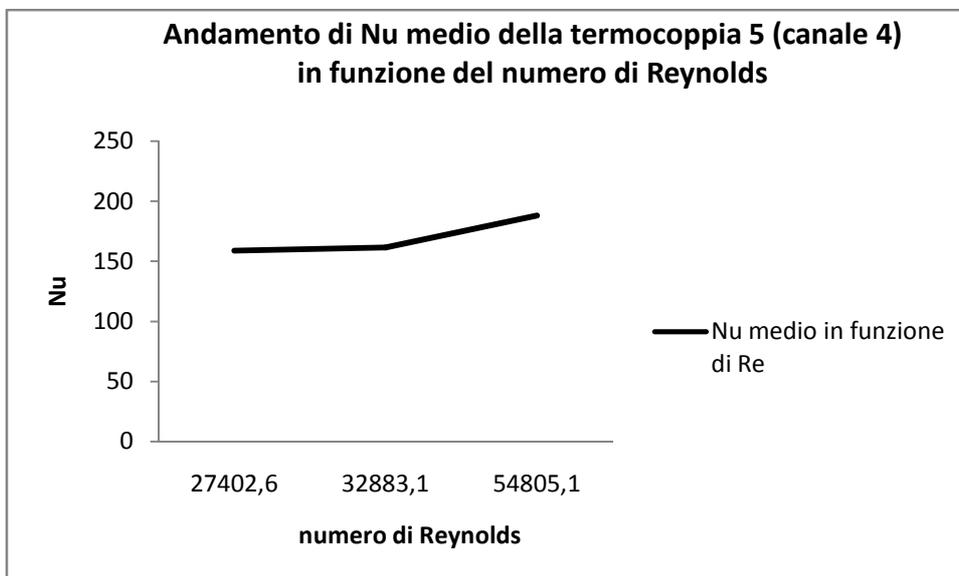


Figura 114 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 5 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W.

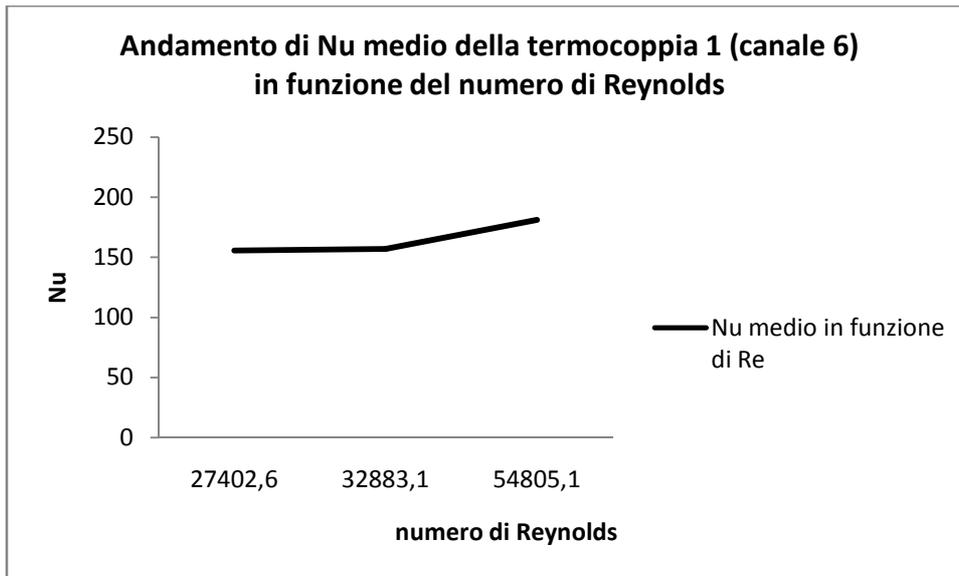


Figura 115 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 1 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W.

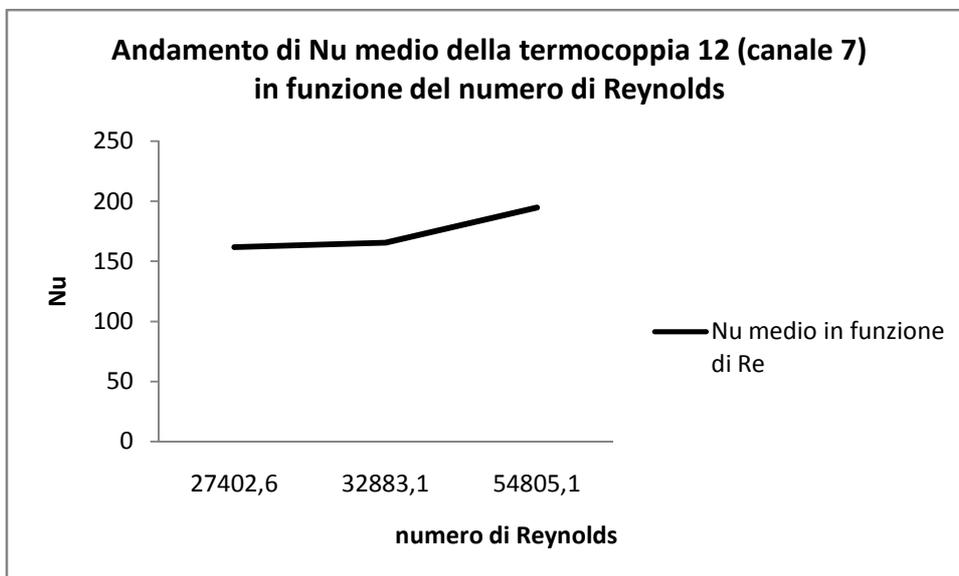


Figura 116 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 12 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W.

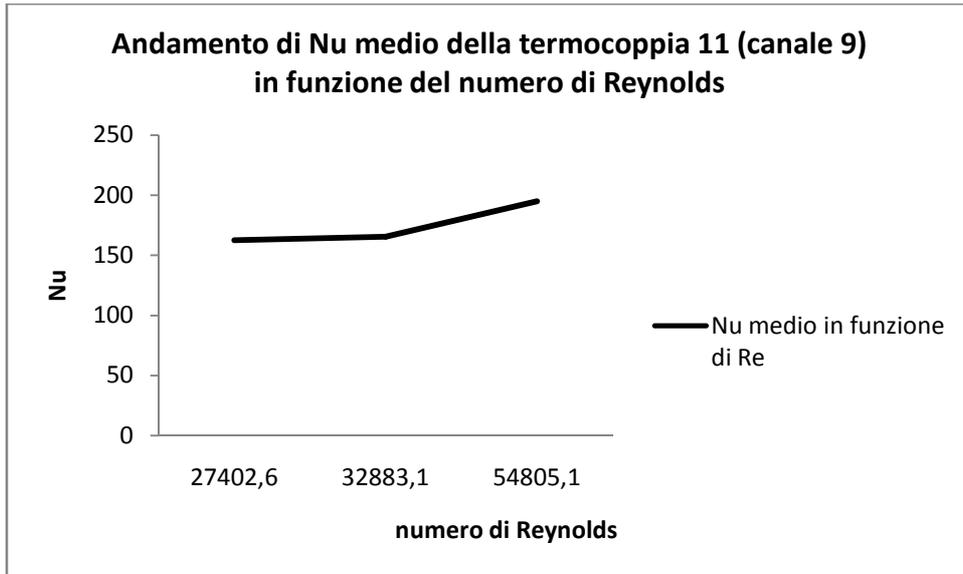


Figura 117 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 11 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W

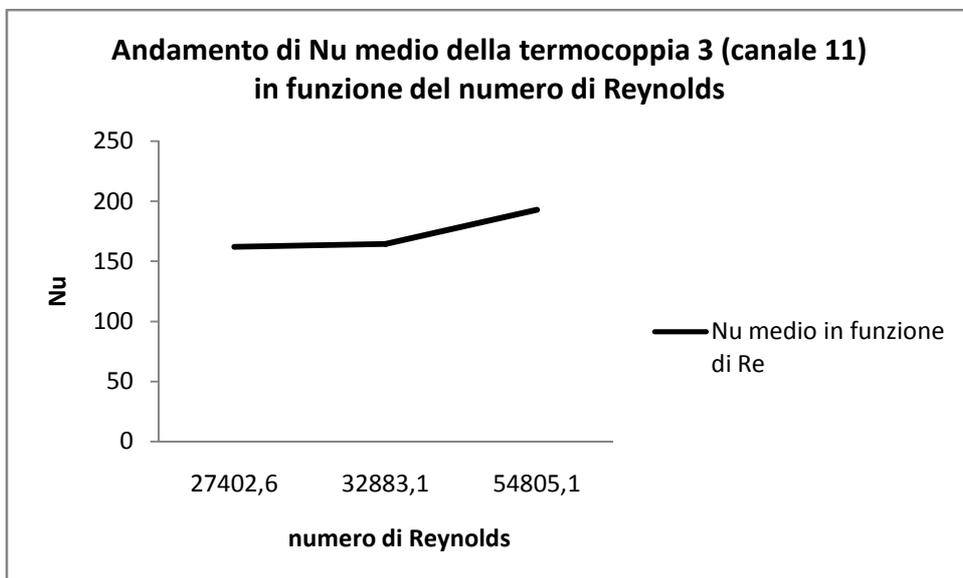


Figura 118 Andamento di Nu medio locale per la termocoppia 3 in funzione del numero di Reynolds associato alle velocità considerate, per una potenza di 190 W.

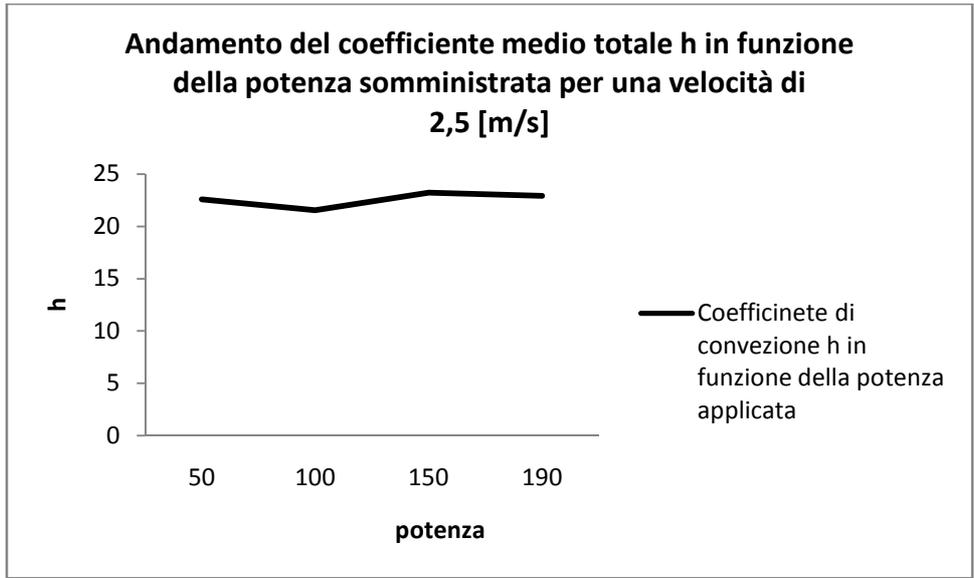


Figura 119 Andamento del coefficiente di convezione medio totale in funzione della potenza applicata per una velocità di 2,5 [m/s]

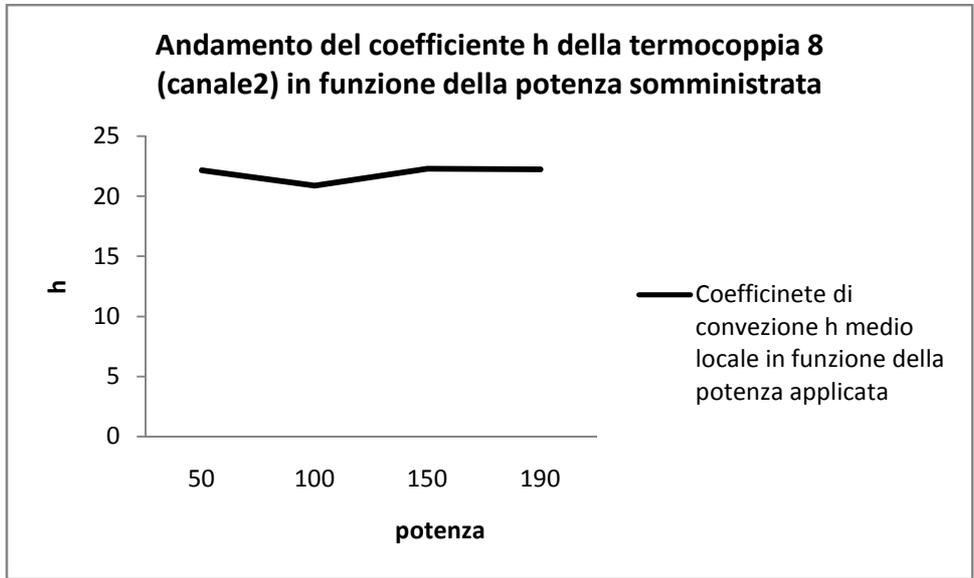


Figura 120 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 8 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

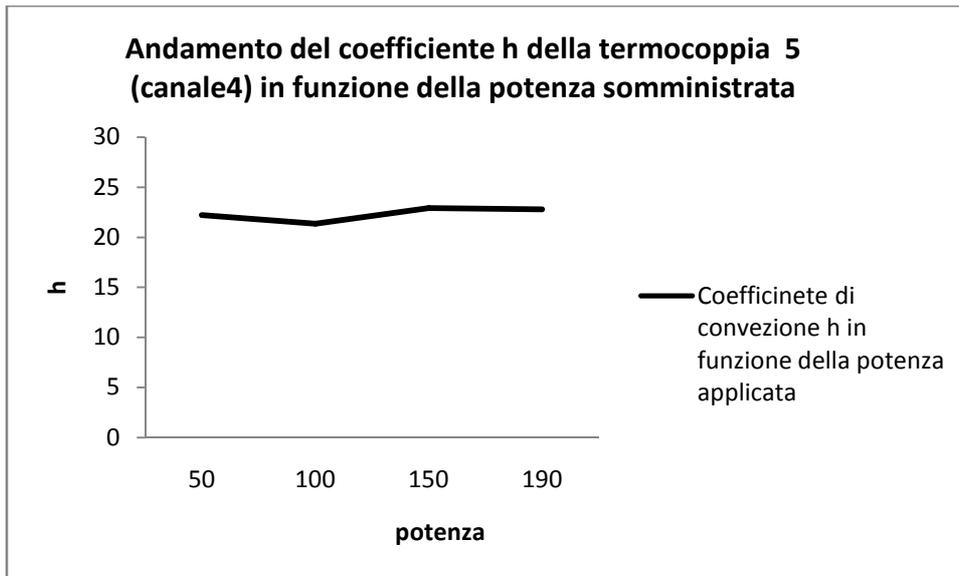


Figura 121 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 5 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

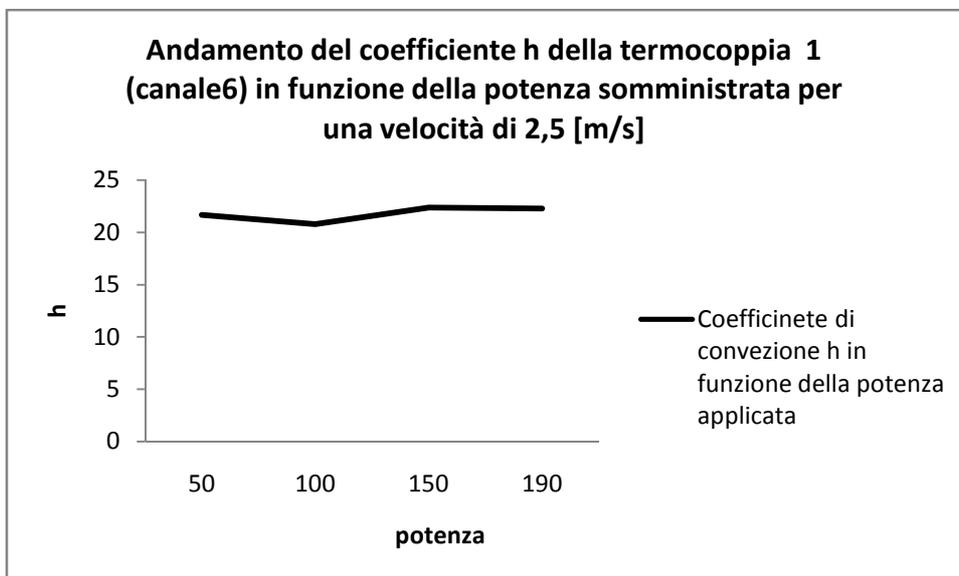


Figura 122 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 1 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

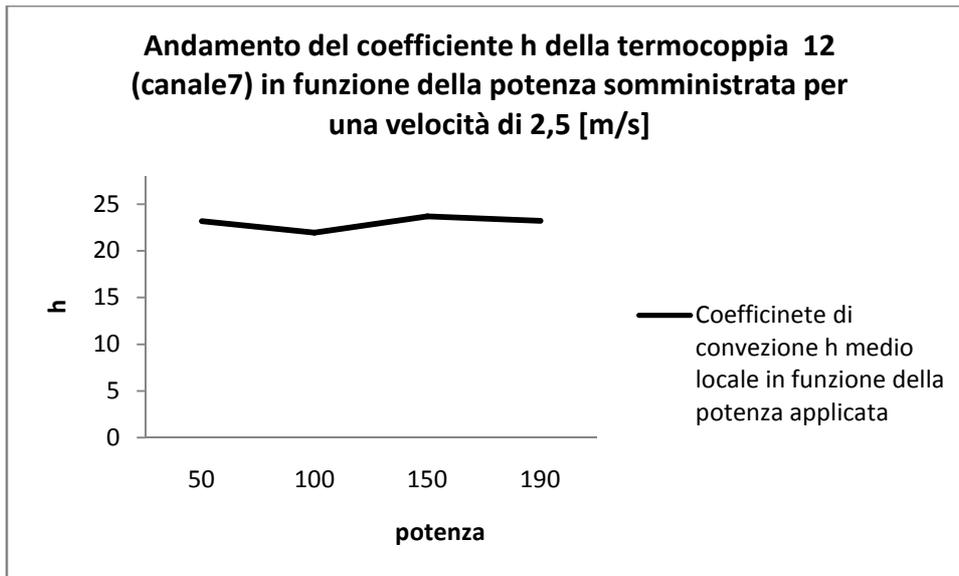


Figura 123 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 12 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

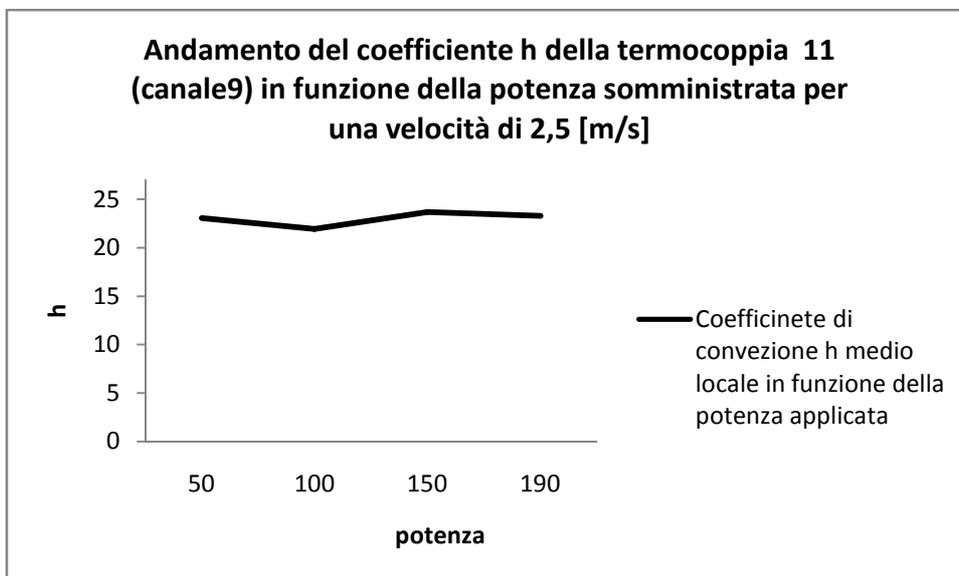


Figura 124 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 11 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

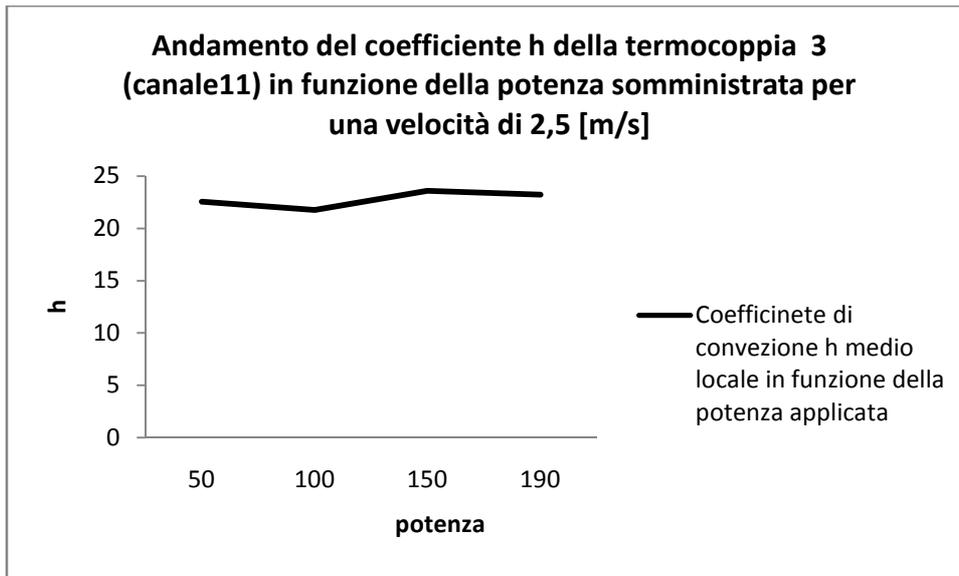


Figura 125 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 3 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 2,5 [m/s]

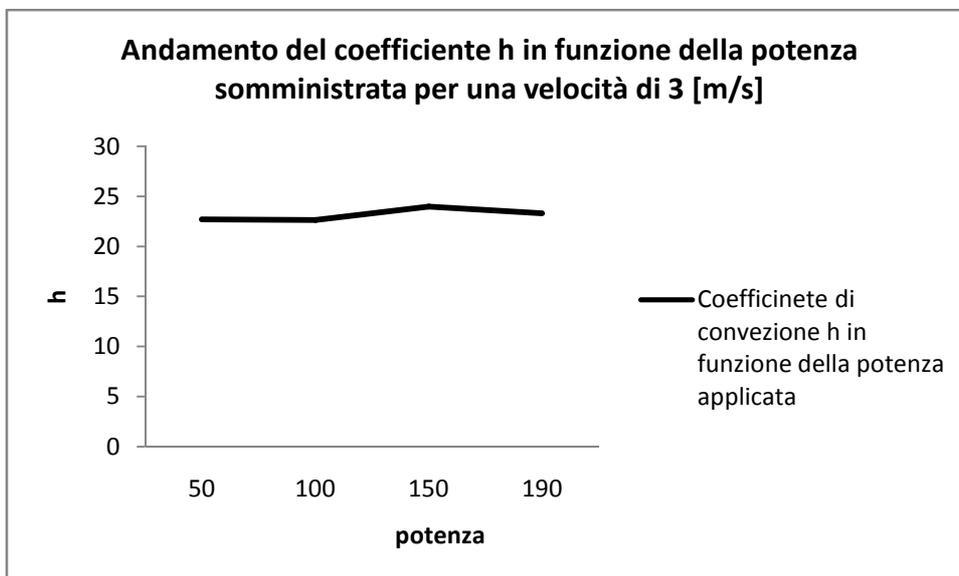


Figura 126 Andamento del coefficiente di convezione medio totale in funzione della potenza applicata per una velocità di 3 [m/s]

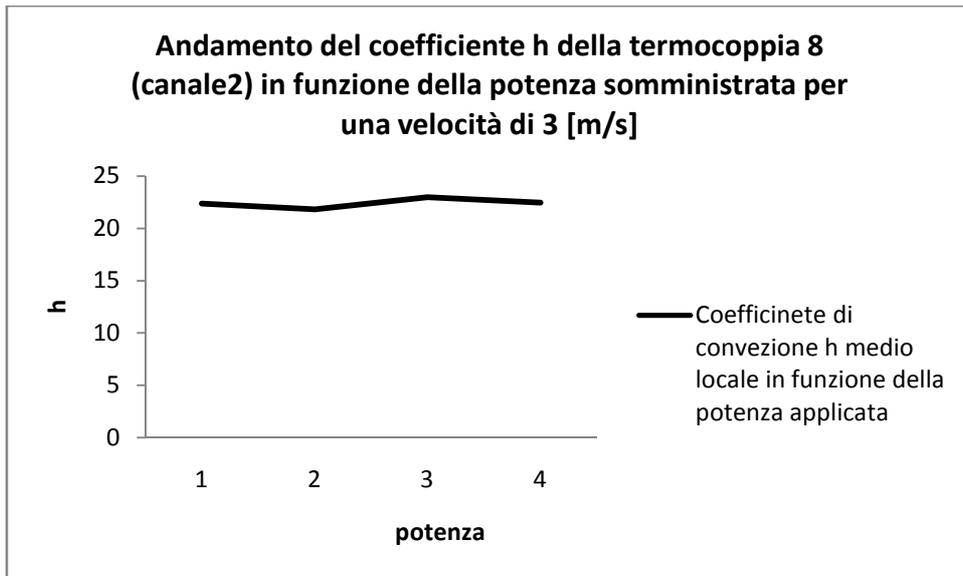


Figura 127 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 8 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

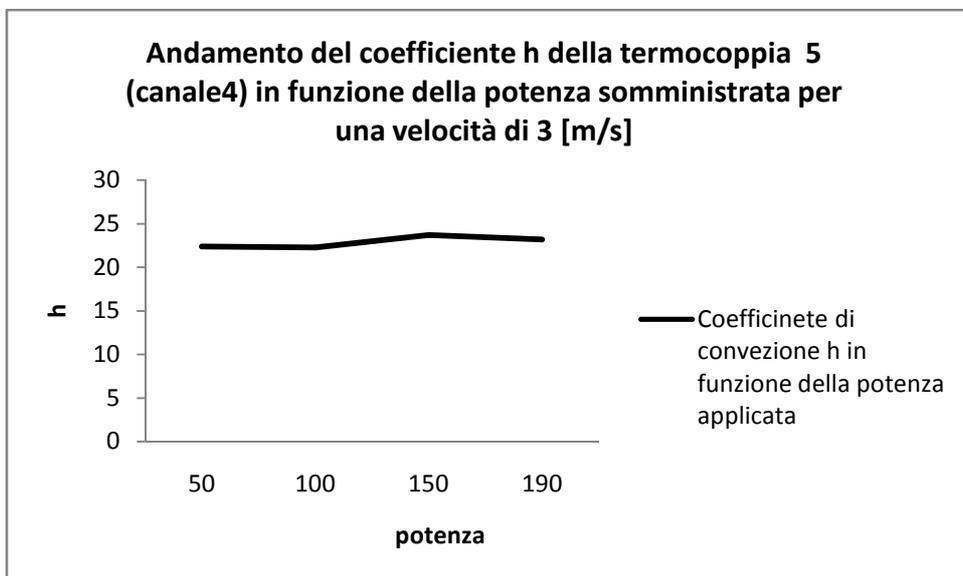


Figura 128 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 5 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

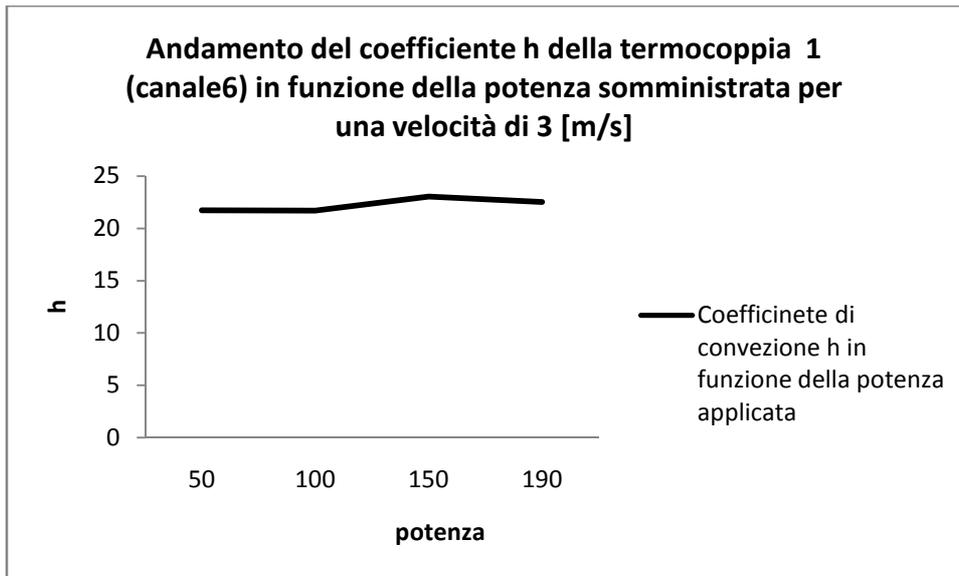


Figura 129 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 1 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

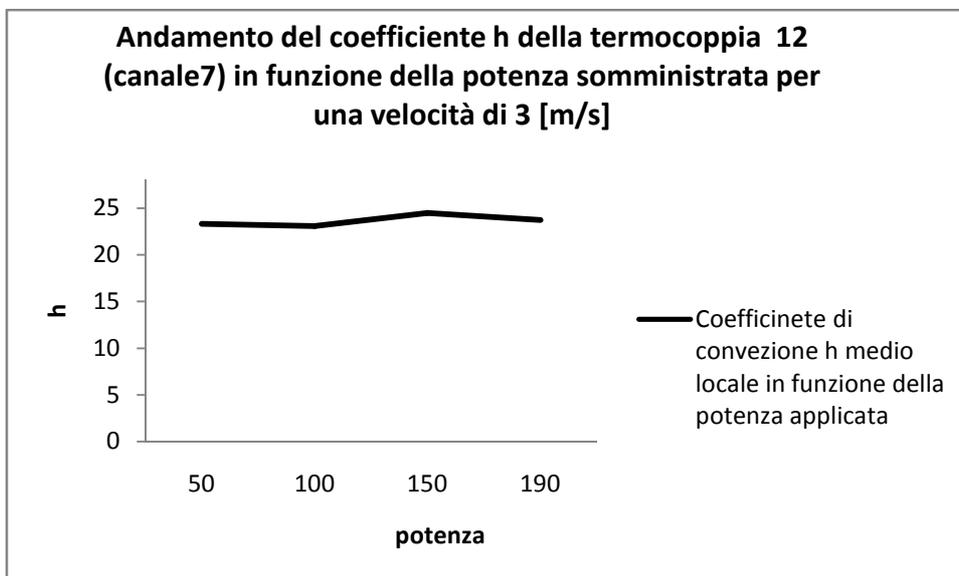


Figura 130 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 12 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

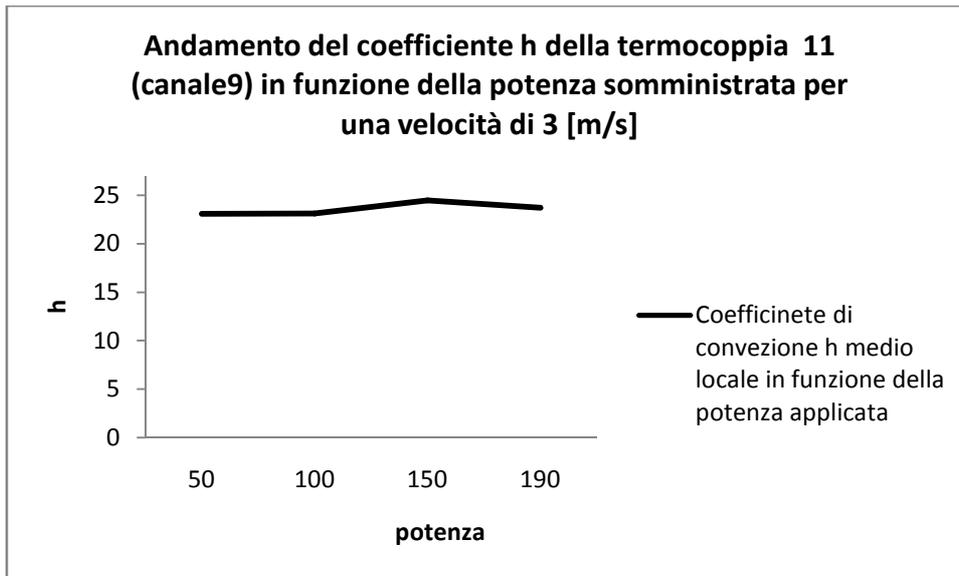


Figura 131 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 11 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

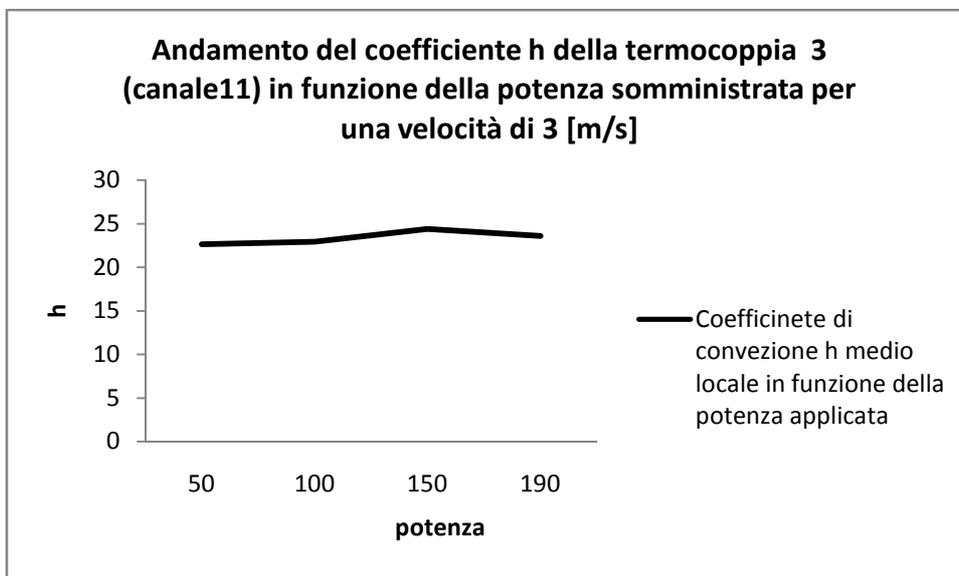


Figura 132 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 3 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 3 [m/s]

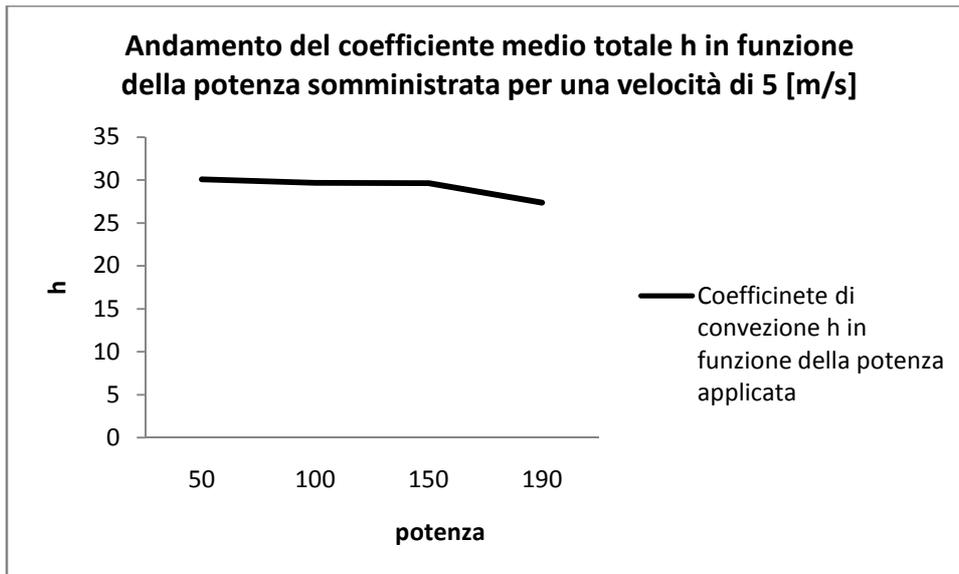


Figura 133 Andamento del coefficiente di convezione medio totale in funzione della potenza applicata per una velocità di 5 [m/s].

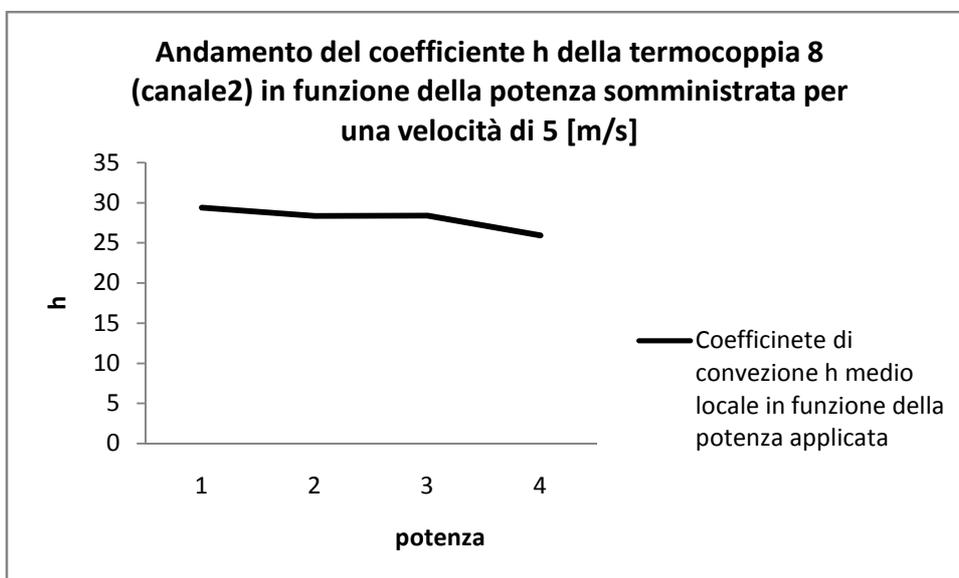


Figura 134 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 8 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

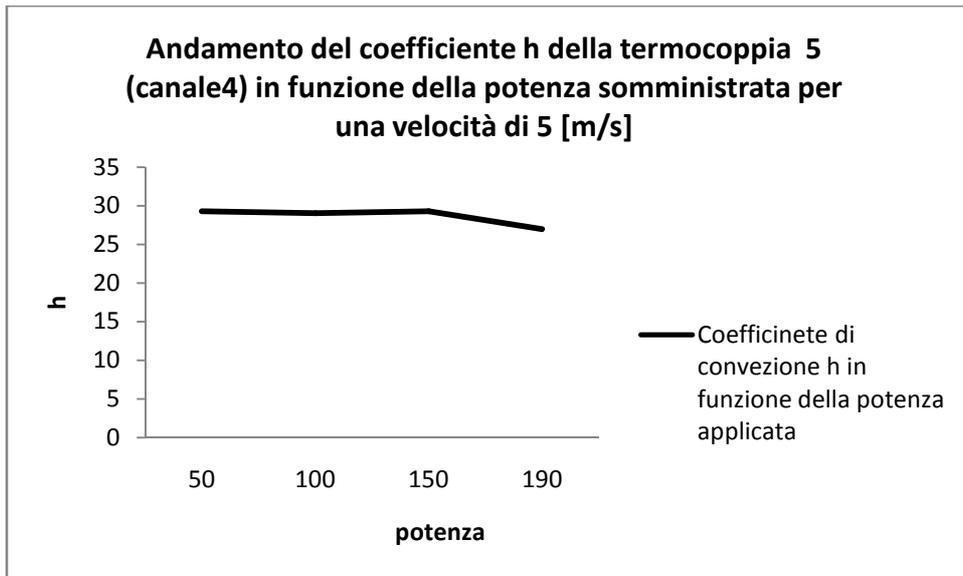


Figura 135 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 5 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

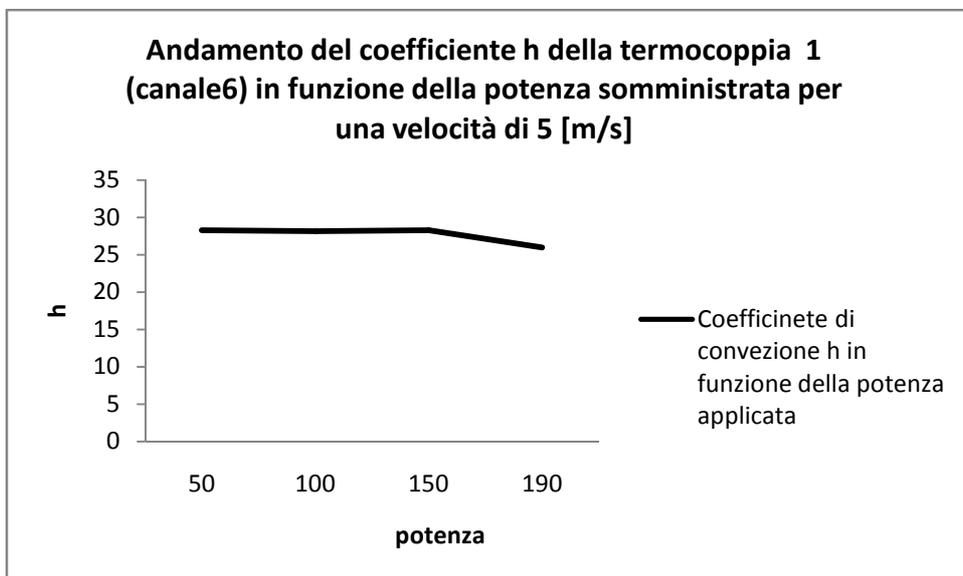


Figura 136 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 1 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

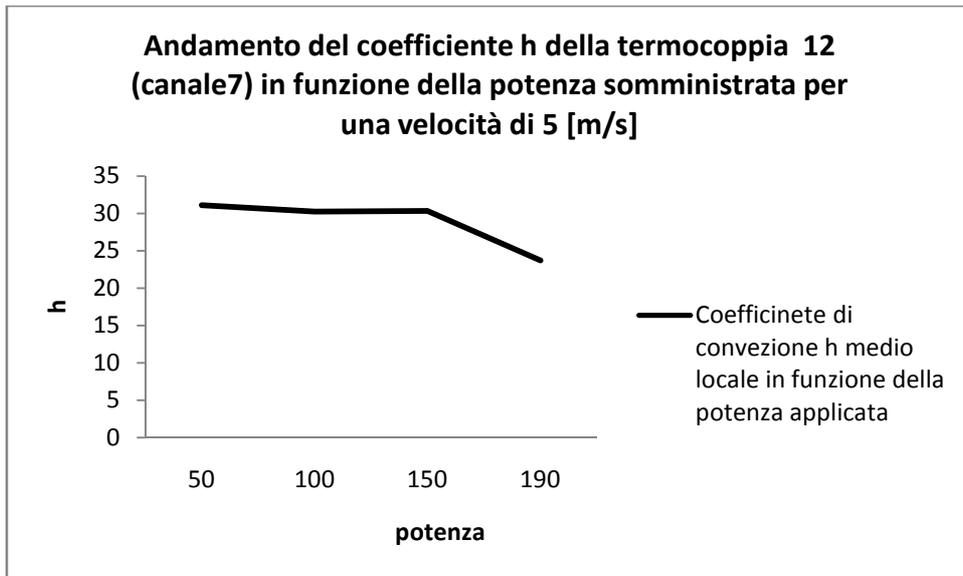


Figura 137 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 12 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

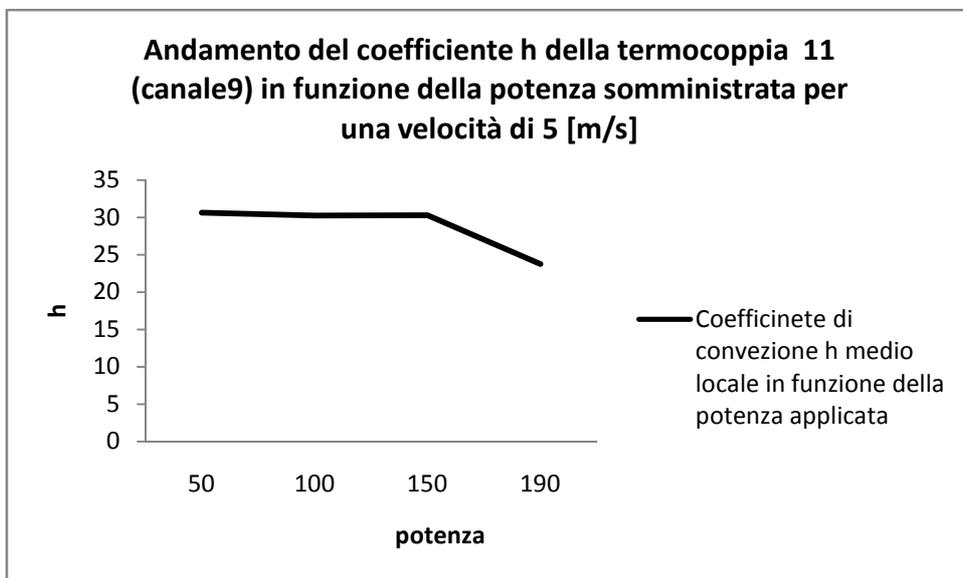


Figura 138 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 11 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

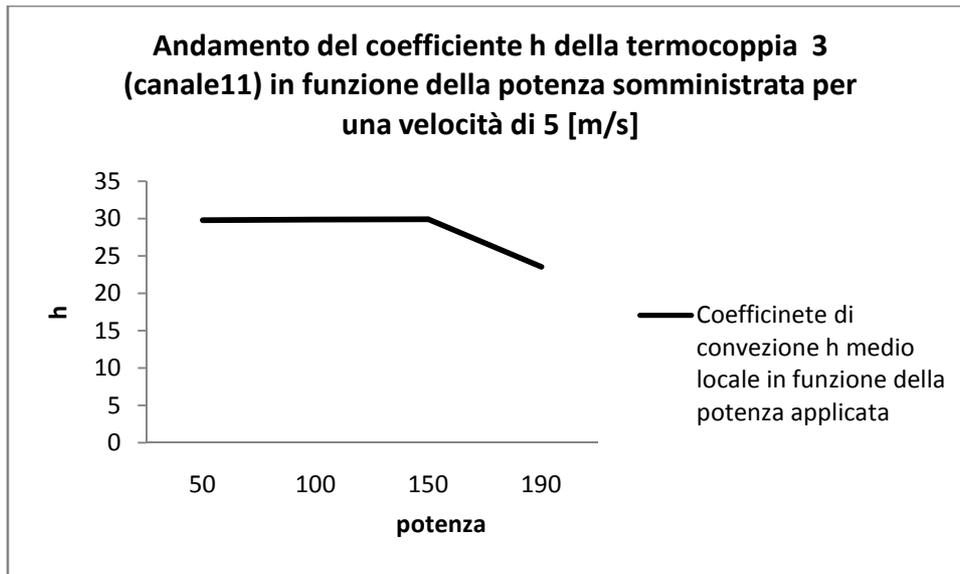


Figura 139 Andamento del coefficiente medio locale h della termocoppia 3 in funzione delle potenze somministrate per una velocità pari a 5 [m/s]

BIBLIOGRAFIA

- [1] *Giovanni Guglielmini, Claudio Pisoni – “Elementi di trasmissione del calore” – Milano: Masson, luglio 1998, cap. 1, 6, 7.*
- [2] *Elisabetta Arba – “Prove sperimentali su un condotto percorso da aria in deflusso turbolento” – Tesi redatta presso la Facoltà di Ingegneria della Università degli studi di Bologna.*
- [3] *Enrico Lorenzini – “Elementi di termodinamica” – Bologna: Libreria editoriale Petroni, 1976.*
- [4] *Salvigni S; Lorenzini E - “Influence of heat transfer on fluid dynamics state. Experimental results on laminar turbulent transition in circular conductors, (Influenza dello scambio termico sul regime fluodinamico. Risultati sperimentali sulla transizione laminare- turbolenta in condotti circolari)” - Source: Termotecnica (Milan), v 24, n 12, pp 558-564, Dec.*
- [5] *Jaramillo J.E., Perez-Segarra C.D., Oliva A., Claramunt K. - ”Analysis of different RANS models applied to turbulent forced convection” - Source: International Journal of Heat and Mass Transfer, v 50, n 19-20, p 3749-3766, September 2007.*

- [6] D. R. Pitts, L. E. Sissom – “Trasmissione del calore” – Collana Schaum, Milano : ETAS libri, Aprile 1982, da pagg. 160, n. pp 3.
- [7] Zhang Xutao, Zhao Jianing, Gao Fusheng, Gao Jun, Wang - ”Numerical study of convective heat transfer of multiple internal isolated blocks in an enclosure”- Songling Source: International Solar Energy Conference, p 181-187, 2005, Solar Engineering 2005 - Proceedings of the 2005 International Solar Energy Conference.
- [8] Hung Y.-M, Tso C.P. - “Temperature variations of forced convection in porous media for heating and cooling processes: Internal heating effect of viscous dissipation” - Source: Transport in Porous Media, v 75, n 3, p 319-332, 2008.
- [9] Italo Barducci – “Trasmissione del calore” – Collana di fisica tecnica, Milano : Masson ESA, 1981 , cap. 2.
- [10] Liao Q., Zhu X., Xin M.D. - “Augmentation of turbulent convective heat transfer in tubes with three-dimensional internal extended surfaces” - Source: Journal of Enhanced Heat Transfer, v 7, n 3, p 139-151, 2000.

- [11] Aguirre Varela Guillermo G., Castellano Nesvit E., Avila Eldo E. - “Effect of internal flux on the heat transfer coefficient in circular cylinders in cross flow” - Source: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v 50, n 19-20, p 4098-4104, September 2007.
- [12] Alawadhi Esam M. - “Forced convection cooling enhancement for rectangular blocks using a wavy plate” - Source: *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, v 28, n 3, p 525-533, September 2005.
- [13] Wong T., Leung C.W. - “Forced-convection augmentation of turbulent flow in a triangular duct with artificially roughened internal surfaces” - Source: *Experimental Heat Transfer*, v 15, n 2, p 89-106, April/June 2002.
- [14] Morini GianLuca- “Analytical determination of the temperature distribution and Nusselt numbers in rectangular ducts with constant axial heat flux” - Source: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v 43, n 5, p 741-755, March 2000.

- [15] Lorenzini E., Biserni C., Andrietti F. – “Studio sperimentale sugli aspetti termo fluidodinamici di superfici alettate investite da aria in moto forzato” – Atti XX Congresso Nazionale UIT, 2002, pp 133- 137.
- [16] Ozsunar A., Baskaya S., Sivrioglu M. – “Numerical analysis of Grashof number, Reynolds number and inclination effects on mixed convection heat transfer in regular channels” – International Communications in heat and mass transfer, vol 28, 2001, pp. 985 – 994.
- [17] Cocchi A. – “Elementi di termofisica generale applicata” – Progetto Leonardo, 1998.
- [18] Fowler A.J., Ledzema G.A., Bejan A. – “Optimal geometric arrangement of staggered plates in forced convection” – International journal of heat and mass transfer, vol. 40, 1997, pp.1795 - 1805
- [19] Jhon R. Taylor – “Introduzione all’analisi degli errori:lo studio delle incertezze nelle misure fisiche” – seconda edizione - Bologna: Zanichelli, 2000, cap. 1, cap. 2, cap. 3, cap. 4

[20] Carlo Carobbi - "Valutazione Incertezza di misura"

[21] Ente Nazionale Italiano di Unificazione (UNI), UNI CEI
ENV 13005 "Guida all'espressione dell'incertezza di misura",
Milano, UNI, 2000.

[22] Agilent technologies – Unità di acquisizione dati / Switch,
Guida d'uso.

<< C'erano sempre stati sul pianeta del piccolo principe dei fiori molto semplici, ornati di una sola raggiera di petali che non tenevano posto e non disturbavano nessuno. Apparivano un mattino nell'erba e si spegnevano la sera. Ma questo era spuntato un giorno, da un seme venuto chissà da dove, e il piccolo principe aveva sorvegliato da vicino questo ramoscello. Poteva essere una nuova specie di baobab. Ma l'arbusto cessò presto di crescere e cominciò a preparare un fiore. Il piccolo principe che assisteva alla formazione di un bocciolo enorme, sentiva che ne sarebbe uscita un'apparizione miracolosa, ma il fiore non smetteva più di prepararsi ad essere bello, al riparo della sua camera verde. Sceglieva con cura i suoi colori, si vestiva lentamente, aggiustava i suoi petali ad uno ad uno. Non voleva uscire sgualcito come un papavero. Non voleva apparire che nel pieno splendore della sua bellezza. Eh si, c'era una gran civetteria in tutto questo! La sua toeletta era durata giorni e giorni. E poi, ecco che un mattino, proprio all'ora del levar del sole, si era mostrato. E lui che aveva lavorato con tanta precisione disse sbagliando:

“Ah! Mi sveglio ora. Ti chiedo scusa...sono ancora tutto spettinato...”

Il piccolo principe allora non poté frenare la sua ammirazione

“ Come sei bello!”

“ Vero” rispose dolcemente il fiore “e sono nato insieme al sole...”

Il piccolo principe indovinò che non era molto modesto, ma era così commovente!

“Credo che sia l'ora del caffè e latte” aveva soggiunto, “vorresti pensare a me...” >>

“Il Piccolo Principe”