

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA  
Sede di Forlì

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA  
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA  
in “*Sistemi Energetici*”

**“DIMENSIONAMENTO DI UN CONDENSATORE”**  
utilizzando come programma Matlab

CANDIDATO:  
Filippo Bedeschi

RELATORE:  
Prof. Davide Moro

Anno Accademico 2016/2017

## Abstract

L'obiettivo della tesi è quello di implementare un codice per dimensionare un condensatore e analizzare i grafici ottenuti dal programma in Matlab; si è creata anche un'interfaccia grafica dove sono stati inseriti i dati iniziali (modificabili) e si sono analizzati i grafici relativi ai costi per la scelta di una configurazione rispetto ad un'altra.

Il primo capitolo è un'introduzione al condensatore.

Nel secondo capitolo vi è una descrizione dettagliata delle caratteristiche principali dei condensatori a superficie.

Il terzo capitolo descrive come viene prelevata l'acqua di raffreddamento che scorre all'interno dei tubi del condensatore.

Nel quarto capitolo sono presenti tutti i calcoli e grafici (fatti in Matlab) relativi al dimensionamento del condensatore, in particolare il numero dei tubi, la lunghezza e il diametro del condensatore.

Nel quinto capitolo vengono fatti tutti i calcoli e grafici relativi alle perdite totali (distribuite più concentrate) e alla potenza della pompa di circolazione dell'acqua di raffreddamento.

Il sesto capitolo è relativo a delle valutazioni economiche, in particolare viene calcolato e rappresentato il costo di acquisto totale dell'impianto (condensatore più pompa) e il costo di esercizio.

Nel settimo capitolo sono presenti le conclusioni, in particolare si evidenzia come una configurazione di un condensatore rispetto ad un'altra sia più vantaggiosa dal punto di vista economico.

## **Indice**

Capitolo 1: Introduzione	pag. 4
Capitolo 2: Condensatori a superficie	pag. 6
Capitolo 3: L'approvvigionamento dell'acqua di raffreddamento	pag. 9
Capitolo 4: Dimensionamento	pag. 11
4.1 Calcolo del numero di tubi	
4.2 Calcolo della lunghezza del condensatore	
4.3 Calcolo delle dimensioni della piastra tubiera	
Capitolo 5: Perdite totali e potenza assorbita dalla pompa	pag. 17
5.1 Calcolo delle perdite distribuite	
5.2 Calcolo delle perdite concentrate	
5.3 Calcolo delle perdite totali e della potenza assorbita dalla pompa	
Capitolo 6: Valutazioni economiche	pag. 21
6.1 Costo acquisto condensatore	
6.2 Costo acquisto pompa	
6.3 Costo acquisto totale e costo esercizio	
Capitolo 7: Conclusioni	pag. 27
Capitolo 8: Bibliografia	pag. 29

# 1 Introduzione

Il condensatore è uno scambiatore di calore nel quale entra vapore che viene condensato e quindi scaricato sotto forma di liquido cedendo calore ad un fluido a temperatura minore.

Una prima classificazione è quella che distingue i condensatori “a freddo”, che hanno lo scopo di ridurre la pressione allo scarico di una turbina o di asportare calore da un ciclo frigorifero (con pressione e temperatura poco superiori a quella ambiente), da quelli “a caldo”, se l’obiettivo è quello di recuperare potenza termica (come avviene negli utilizzatori termici di una centrale cogenerativa, dove la temperatura supera di solito 100°C).

I condensatori si distinguono poi in condensatori “a miscela” e “a superficie” a seconda che il fluido utilizzato per la sottrazione di calore venga o meno miscelato al vapore da condensare.

Nel proseguo della tesi verrà preso in considerazione la condensazione riferita a gruppi di potenza (condensatore a freddo), nei quali essa avviene usualmente mediante condensatori a superficie. In questo caso il calore viene ceduto all’esterno utilizzando acqua, detta di raffreddamento, che può essere prelevata in continuo dal mare o da un corso d’acqua (“circuitto aperto”) oppure ricircolata raffreddandola in torri di raffreddamento (condensatore a “circuitto chiuso”).

In un impianto di potenza la condensazione del vapore viene realizzata ad una pressione  $p_k$  minore di quella atmosferica infatti i benefici che si ottengono sul rendimento termodinamico al diminuire della pressione di condensazione spingono ad operare con i più bassi valori possibili di  $p_k$ . Il limite inferiore è dato dalla temperatura dell’acqua utilizzata per il raffreddamento e quindi dalle condizioni ambientali esterne.

Nella figura 1.1 è riportato il diagramma di scambio termico di un condensatore, dove si può notare come la temperatura  $T_k$  (e quindi la pressione  $p_k$ ) possa essere espressa come la somma di

$T_e + \Delta T + \tau_u$ , dove con  $T_e$  si indica la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento, con  $\Delta T$  il salto di temperatura tra ingresso e uscita dell'acqua e con  $\tau_u$  la differenza di temperatura tra la temperatura di condensazione ( $T_k$ ) e la temperatura di uscita dell'acqua di raffreddamento ( $T_u$ ).

Le dimensioni del bacino idrico da cui viene prelevata l'acqua di raffreddamento, insieme con vincoli di natura ambientale, impongono un limite al  $\Delta T$  (solitamente fra gli 8 e i 12°C), mentre considerazioni economiche sulle dimensioni del condensatore limitano il valore di  $\tau_u$ . Da ciò risulta evidente come la temperatura di condensazione sia vincolata alla temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento e quindi variabile con le stagioni e con la latitudine. Difficilmente si riescono ad ottenere valori di  $p_k$  inferiori a 0.05 bar (con temperature di condensazione intorno 32°C) o a 0.04 bar (corrispondente a una  $T_k$  di 29°C).

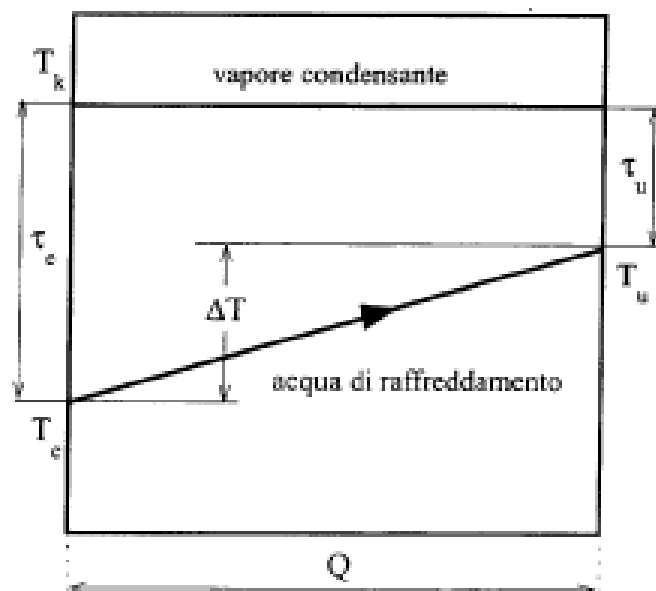


FIGURA 1.1

## 2 Condensatori a superficie

Nella figura 2.1 è riportato un condensatore a superficie a due passaggi, per cui l'entrata e l'uscita dell'acqua di raffreddamento sono dalla medesima parte. L'uso di più passaggi, realizzati mediante opportuni setti, è conveniente perché consente di ottenere, a parità di superficie di scambio totale e di portata, velocità relativamente elevate (e quindi più alti coefficienti di scambio). Infatti, nel caso di un singolo passaggio (figura 2.2), per ottenere le stesse velocità dell'acqua di raffreddamento, il diametro del condensatore dovrà risultare circa la metà mentre la lunghezza risulterà doppia (per avere la stessa superficie di scambio). In tal caso possono nascere dei problemi relativi ad una efficace trasmissione del calore perché si creano ampie zone laterali inutilizzabili per lo scambio termico. Inoltre si è detto che le velocità dell'acqua dentro i tubi devono essere relativamente elevate per avere elevati coefficienti di trasmissione lato acqua; tuttavia con l'aumento della velocità aumentano anche le perdite di carico; è per questo che ci si limita a 3-4 passaggi.

La figura 2.3 riporta il coefficiente di convenzione lato acqua di raffreddamento in funzione della velocità dell'acqua, per diversi valori della temperatura media tra ingresso e uscita, e dalla quale si può notare come questo aumenti all'aumentare della velocità dell'acqua.

Un elemento importante da considerare nei condensatori è la presenza di aria, dovuta agli inevitabili difetti di ermeticità, che dà luogo ad una diminuzione della pressione parziale del vapore e ad una diminuzione della trasmissione di calore, dovuto proprio alla presenza di aria. Occorre pertanto estrarre l'aria dal condensatore, per cui nei condensatori a superficie è prevista una presa d'aria (figura 2.1), situata vicino all'ingresso dell'acqua di raffreddamento (dove è più elevata la presenza di aria a causa di una maggiore condensazione del vapore) per cui la miscela

estratta contiene modeste percentuali di vapore. Inoltre questa disposizione della presa d'aria consente di rendere minimo il dispendio di lavoro dei ventilatori di estrazione dell'aria.

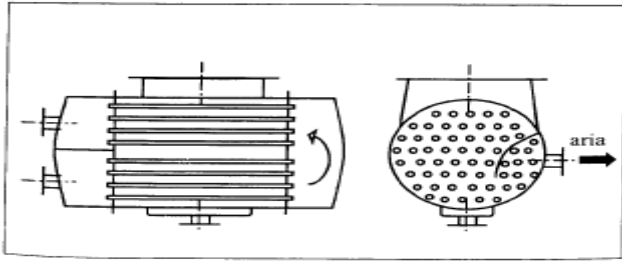


FIGURA 2.1

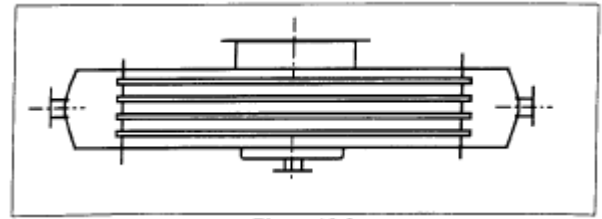


FIGURA 2.2

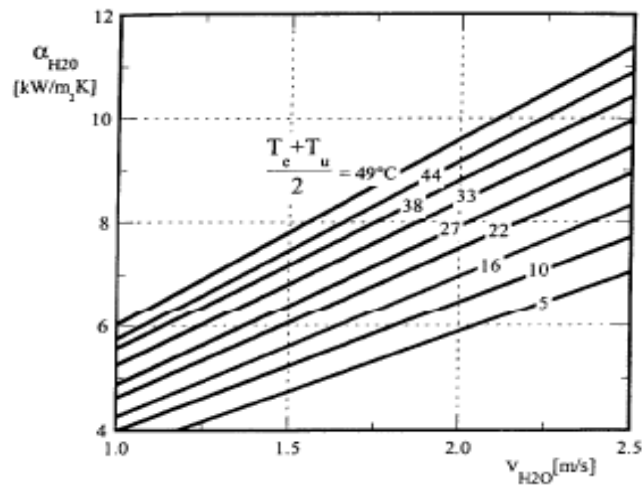
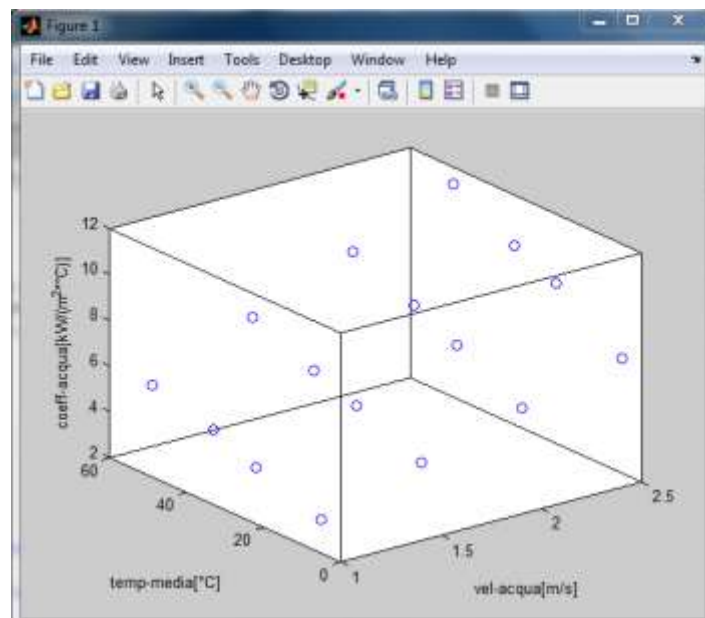
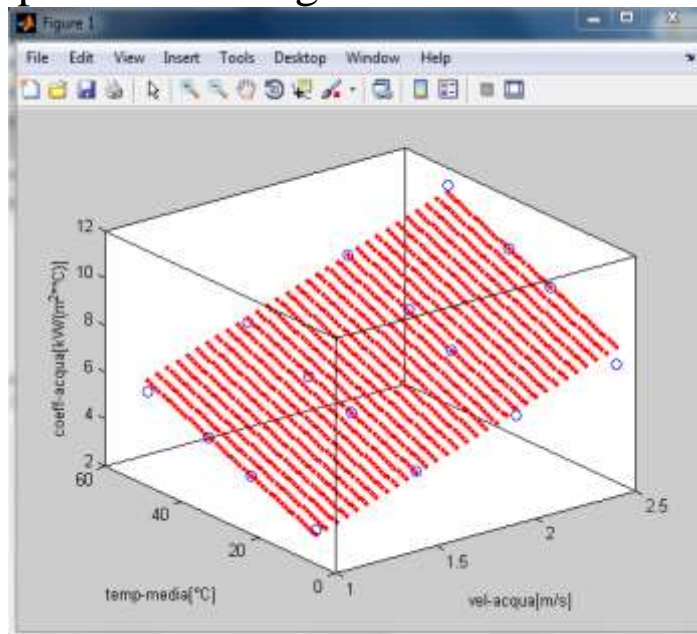


FIGURA 2.3



La figura sopra mostra il grafico della figura 2.3 dove sono state prese le quattro rette rappresentanti le temperature medie 5, 22, 33 e 49 °C e su queste rette si sono valutati i valori dei coefficienti convettivi lato acqua corrispondenti ai valori delle velocità dell'acqua pari a 1, 1.5, 2, 2.5 m/s. A questo punto si sono rappresentati i punti in un diagramma tridimensionale.



La figura sopra mostra il piano che meglio approssima i punti della figura precedente cercando di ricostruire il grafico che rappresenta i coefficienti convettivi lato acqua al variare della temperatura media e della velocità dell'acqua di raffreddamento. In questo modo, utilizzando l'equazione del piano è possibile estrarre il valore del coefficiente di scambio termico dell'acqua in funzione dei due parametri temperatura media e velocità dell'acqua.



### 3 L'approvvigionamento dell'acqua di raffreddamento

Un aspetto importante è la notevole quantità d'acqua di raffreddamento richiesta per la condensazione, che obbliga a scegliere il sito di ubicazione di una centrale termoelettrica in prossimità di una importante fonte di approvvigionamento idrico (un fiume o un mare).

Quando non è disponibile acqua in quantità sufficiente per la condensazione, si deve procedere al raffreddamento dell'acqua che ha attraversato il condensatore, in apparecchi idonei detti torri di raffreddamento.

In tal caso si parla di “condensazione a circuito chiuso” che, normalmente, si divide in due tipologie principali: con torri di raffreddamento a circolazione naturale e con torri a circolazione forzata. In entrambi i casi l'acqua di raffreddamento in uscita dal condensatore (a temperatura  $T_u$ ) viene raffreddata cedendo calore all'aria fino alla temperatura  $T_e$  alla quale viene nuovamente inviata nel condensatore. Tale scambio di calore (dall'acqua all'aria) avviene all'interno delle torri di raffreddamento dove l'aria e l'acqua vengono in contatto.

In figura 3.1 è rappresentato lo schema di una torre di raffreddamento a circolazione naturale. La struttura si presenta come un paraboloide di notevoli dimensioni nella cui parte bassa presenta delle aperture per l'ingresso dell'aria. L'acqua calda proveniente dal condensatore viene spruzzata nella sezione A del paraboloide sotto la quale sono disposti più piani di tavole di legno o altro materiale di riempimento che, rallentando la caduta dell'acqua, aumentano l'efficienza dello scambio termico.

L'acqua, cadendo verso il bacino di raccolta posto sotto la torre, cede calore all'aria che riscaldandosi aumenta la sua pressione di saturazione raggiungendo le condizioni di saturazione. Il riscaldamento subito dall'aria e la sua saturazione favoriscono il movimento verso l'alto dell'aria all'interno della torre (infatti il

peso molecolare dell'acqua è inferiore di quello dell'aria e quindi l'aria umida è più "leggera" di quella secca che entra dal basso).

In tal caso il fabbisogno di acqua si limita al reintegro della frazione evaporata; occorre tuttavia prevedere frequenti spurghi in quanto la concentrazione salina dell'acqua tende ad aumentare a causa dell'evaporazione.

Soluzione alternativa alla torre a circolazione naturale sono le torri a circolazione forzata. In tal caso, si rinuncia al tiraggio naturale utilizzando un ventilatore che provvede al movimento dell'aria. Il principale vantaggio sono le ridotte dimensioni (e costi impiantistici), mentre, a causa della potenza assorbita dai ventilatori, diminuiscono i rendimenti (e quindi aumentano i costi di esercizio) dell'impianto.

Con le torri, il fabbisogno di acqua di raffreddamento si riduce a quello occorrente per il reintegro dell'acqua evaporata.

In qualche caso, quando non sia disponibile nemmeno la piccola quantità d'acqua necessaria per il funzionamento di un impianto con torri di raffreddamento, si ricorre ad un condensatore nel quale il calore viene direttamente ceduto all'aria ambiente, attraverso scambiatori a superficie aria/aria.

Si hanno però forti perdite di carico, elevati costi ed ingombri e maggiori rientrate d'aria a causa dell'elevato sviluppo delle tubature e delle superfici di scambio.

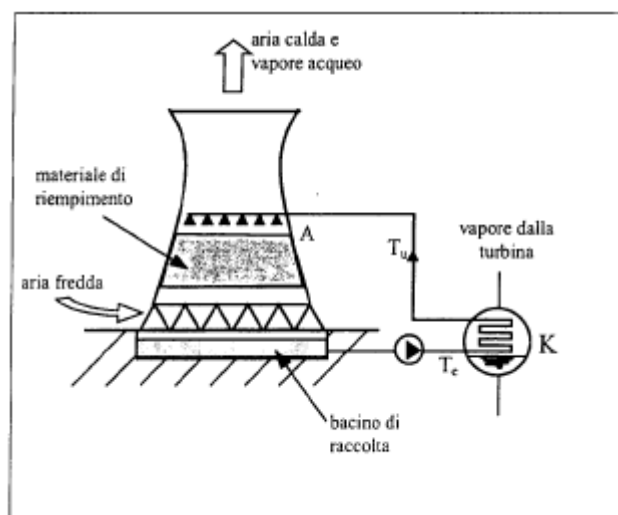


FIGURA 3.1

## 4 Dimensionamento

Per dimensionare il condensatore a superficie si è preso come riferimento l'impianto a vapore surriscaldato (ciclo Hirn) con dati iniziali relativi a: pressione di vaporizzazione ( $p_v$ ) pari a 140 bar, pressione di condensazione ( $p_k$ ) pari a 0.04 bar (corrispondente a una temperatura di condensazione ( $T_k$ ) pari a 29 °C), temperatura massima del ciclo Hirn ( $T_a$ ) pari a 540 °C, rendimento interno della turbina ( $\eta_{it}$ ) e rendimento organico ( $\eta_{org}$ ) pari a 0.85, potenza meccanica dell'impianto ( $P$ ) pari a 110 MW.

Per il condensatore, i dati iniziali sono: temperatura ingresso acqua ( $T_{in}$ ) pari a 16 °C, temperatura uscita acqua ( $T_{out}$ ) pari a 28 °C, diametro interno dei tubi ( $d_i$ ) pari a 0.020 m, diametro esterno dei tubi ( $d_e$ ) pari a 0.022 m.

Poi, utilizzando le funzioni del pacchetto XSteam, si sono calcolati i valori di entalpia:  $h_a$  nel punto "a" del ciclo corrispondente alla temperatura massima,  $h_b$  nel punto "b" del ciclo corrispondente allo stato di vapore in uscita dalla turbina,  $h_o$  nel punto "o" del ciclo corrispondente allo stato di liquido saturo in uscita dal condensatore.

Sapendo che  $\eta_{it} = (h_a - h_{br}) / (h_a - h_b)$  si ricava il valore dell'entalpia nel punto "br" del ciclo corrispondente a una trasformazione reale in turbina (non ideale, quindi a maggiore entropia a causa delle perdite) che è pari a  $h_{br} = h_a - \eta_{it} * (h_a - h_b)$ .

Il lavoro reale in turbina è quindi  $L = h_a - h_{br}$ .

Essendo  $P = \dot{m}_v * L * \eta_{org}$  allora la portata di vapore che circola nell'impianto a vapore  $\dot{m}_v = P / (L * \eta_{org})$ .

La potenza scaricata al condensatore  $P_{scarico} = \dot{m}_v * (h_b - h_o)$ .

Impostando il bilancio energetico  $\dot{m}_a * c_l * (T_{out} - T_{in}) = P_{scarico}$ , dove  $c_l$  è il calore specifico dell'acqua pari a 4.18 kJ/(kg K), si ricava la portata di acqua di raffreddamento:

$$\dot{m}_a = P_{scarico} / (c_l * (T_{out} - T_{in}))$$

Il salto medio logaritmico di temperatura, nel caso del condensatore, vale:

$$\Delta T_{ml} = ((T_k - T_{in}) - (T_k - T_{out})) / (\ln ((T_k - T_{in}) / (T_k - T_{out}))).$$

Il coefficiente totale di trasmissione del calore è dato da:

$$U = 1 / (1 / \alpha_v) + (s / k) + (1 / \alpha_{H_2O})$$

dove  $\alpha_v$  è il coefficiente di trasmissione per convezione lato vapore,  $s$  è lo spessore dei tubi ( $s = (d_e - d_i) / 2 = 1 \text{ mm}$ ),  $k$  è il coefficiente di trasmissione per conduzione (per tubi d'acciaio pari a  $60 \text{ W/mK}$ , quindi

$k / s = 60 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ) e  $\alpha_{H_2O}$  il coefficiente di trasmissione per convezione lato acqua. In prima approssimazione, si può ritenere che  $U$  sia molto prossimo ad  $\alpha_{H_2O}$ ; infatti  $\alpha_v$  è decisamente superiore ad  $\alpha_{H_2O}$  a meno che non si crei, nell'intorno del tubo, un velo di liquido appena condensato. In tal caso, indicando (figura 4.1) con  $s'$  lo spessore medio di liquido intorno al tubo (supposto pari a  $0.05 \text{ mm}$ ) e con  $k'$  il coefficiente di conduzione dell'acqua (pari a circa  $0.63 \text{ W/mK}$ ), il valore di  $\alpha_v = k' / s' = 12.6 \text{ kW/m}^2\text{K}$ .

Alla luce di tali considerazioni, occorre allora mantenere le superfici esterne dei tubi libere dal film liquido che si crea a seguito della condensazione ostacolando la trasmissione del calore. Ciò è facile da ottenere se si adottano particolari accortezze nella disposizione dei tubi introducendo, come è rappresentato in figura 4.2, setti separatori di raccolta che evitino l'accumulo di condensa sui tubi posti più in basso, oppure montando i tubi stessi con una leggera pendenza in modo da favorire, anche in questo caso, lo smaltimento del liquido evitandone il gocciolamento sui tubi sottostanti.

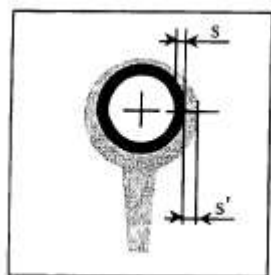


FIGURA 4.1

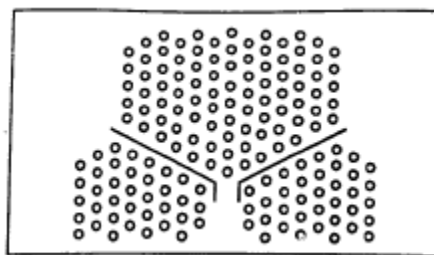


FIGURA 4.2

Facendo variare la velocità dell'acqua ( $v_{H_2O}$ ) da un valore minimo (per esempio 0 m/s) ad un valore massimo (per esempio 6 m/s), essendo fissata la temperatura media tra ingresso e uscita dell'acqua ( $T_m = (T_{in} + T_{out}) / 2 = 22 \text{ °C}$ ), si sono ricavati i diversi valori di  $\alpha_{H_2O}$  dal grafico della figura 2.3.

Dai valori di  $\alpha_{H_2O}$  si sono ricavati i corrispettivi valori di  $U$ , con i quali si sono calcolate le diverse superfici di scambio del condensatore al variare della velocità dell'acqua (siccome

$P_{scarico} = S * U * \Delta T_{ml}$ , allora la superficie di scambio

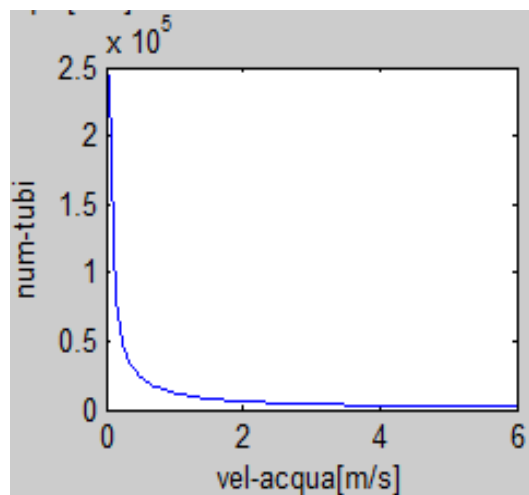
$S = P_{scarico} / (U * \Delta T_{ml})$ ).

## 4.1 Calcolo del numero di tubi

Dato che  $\dot{m}_a = (\rho_{H_2O} * v_{H_2O} * z * \pi * d_i^2) / 4$ , allora è possibile determinare il numero dei tubi del condensatore:

$z = (4 * \dot{m}_a) / (\rho_{H_2O} * v_{H_2O} * \pi * d_i^2)$ , con  $\rho_{H_2O}$  la densità dell'acqua pari a  $998.2 \text{ kg/m}^3$ .

Quindi al variare della velocità dell'acqua ( $v_{H_2O}$ ) si sono trovati i corrispondenti valori di  $z$  (arrotondati all'intero) e si sono rappresentati nel grafico sottostante.



Dalla formula, come dal grafico, si nota come all'aumentare della velocità dell'acqua diminuisca il numero dei tubi.

## 4.2 Calcolo della lunghezza del condensatore

Dato che  $S = \pi * d_e * z * L * n$ , allora è possibile determinare la lunghezza del condensatore  $L = S / (\pi * d_e * z * n)$ , essendo  $n$  il numero dei passaggi (cioè quando i tubi vengono ripiegati).

Si sono calcolati i diversi valori di  $L$  al variare di  $v_{H_2O}$  e del numero di passaggi (1, 2 e 3 passaggi).

## 4.3 Calcolo delle dimensioni della piastra tubiera

Per ciò che riguarda le dimensioni della piastra tubiera, facendo riferimento alla figura 4.3.1, si ha che, dato il passo tra un tubo e l'altro  $a = 1.6 * d_e = 35.2 \text{ mm}$ , l'area di piastra tubiera relativa ad un singolo tubo può essere ricavata dalla seguente relazione:

$$A = a * a * \sin(60^\circ) = 10.73 \text{ cm}^2$$

Di conseguenza si può determinare l'area totale come

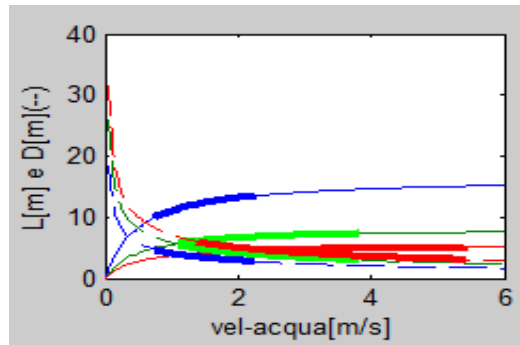
$A_T = n * z * A$ . Assumendo un coefficiente di ingombro  $\phi = 0.85$ , che tiene conto del fatto che nella realtà si deve tenere in conto che il rombo di figura 4.3.1 non è contenuto nella forma geometrica della piastra un numero intero di volte si ottiene  $A_{Tn'} = A_T / \phi$ ; essendo

$A_{Tn'} = (\pi * D^2) / 4$ , allora il diametro della piastra tubiera

$$D = \sqrt{((4 * A_{Tn'}) / \pi)}.$$

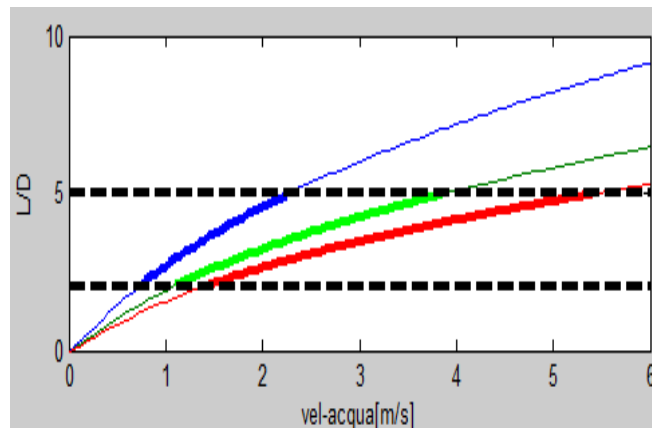
Facendo variare  $v_{H_2O}$  (quindi  $z$ ) e  $n$  si sono ottenuti diversi valori di  $D$ .

Nel grafico sottostante sono rappresentati i vari andamenti di  $L$  e  $D$  al variare della velocità dell'acqua e del numero di passaggi (in tutti i grafici seguenti, le curve blu rappresentano il caso a un passaggio, quelle verdi a due e quelle rosse a tre, mentre in grassetto sono evidenziati i tratti dei diversi andamenti di  $D$  e  $L$  dove il rapporto  $L/D$  è contenuto nel range [2-5], ritenuto opportuno per il dimensionamento corretto, come descritto nel seguito).



Dal grafico si può notare che aumentando la velocità dell'acqua (quindi  $z$  diminuisce)  $L$  aumenta mentre  $D$  diminuisce; mentre se si aumenta  $n$ ,  $L$  diminuisce e  $D$  aumenta.

Il grafico sottostante mostra l'andamento del rapporto  $L/D$  al variare della velocità dell'acqua e del numero dei passaggi. Nel grafico sono rappresentati due linee di demarcazione che rappresentano i limiti inferiore (posto uguale a 2) e superiore (posto uguale a 5) del rapporto  $L/D$  per un corretto dimensionamento.



Dal grafico si può notare che se aumenta la velocità dell'acqua, aumenta il rapporto  $L/D$  (perché  $L$  aumenta e  $D$  diminuisce), mentre se aumenta  $n$ , il rapporto  $L/D$  diminuisce (perché  $L$  diminuisce e  $D$  aumenta). Sempre in questo grafico è possibile selezionare un punto a caso su una delle tre curve e si attiva un processo iterativo che porta ai disegni sottostanti.

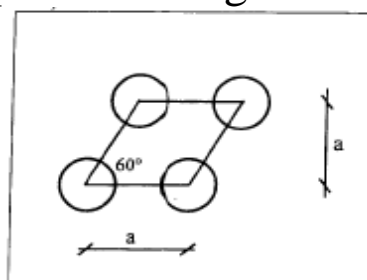
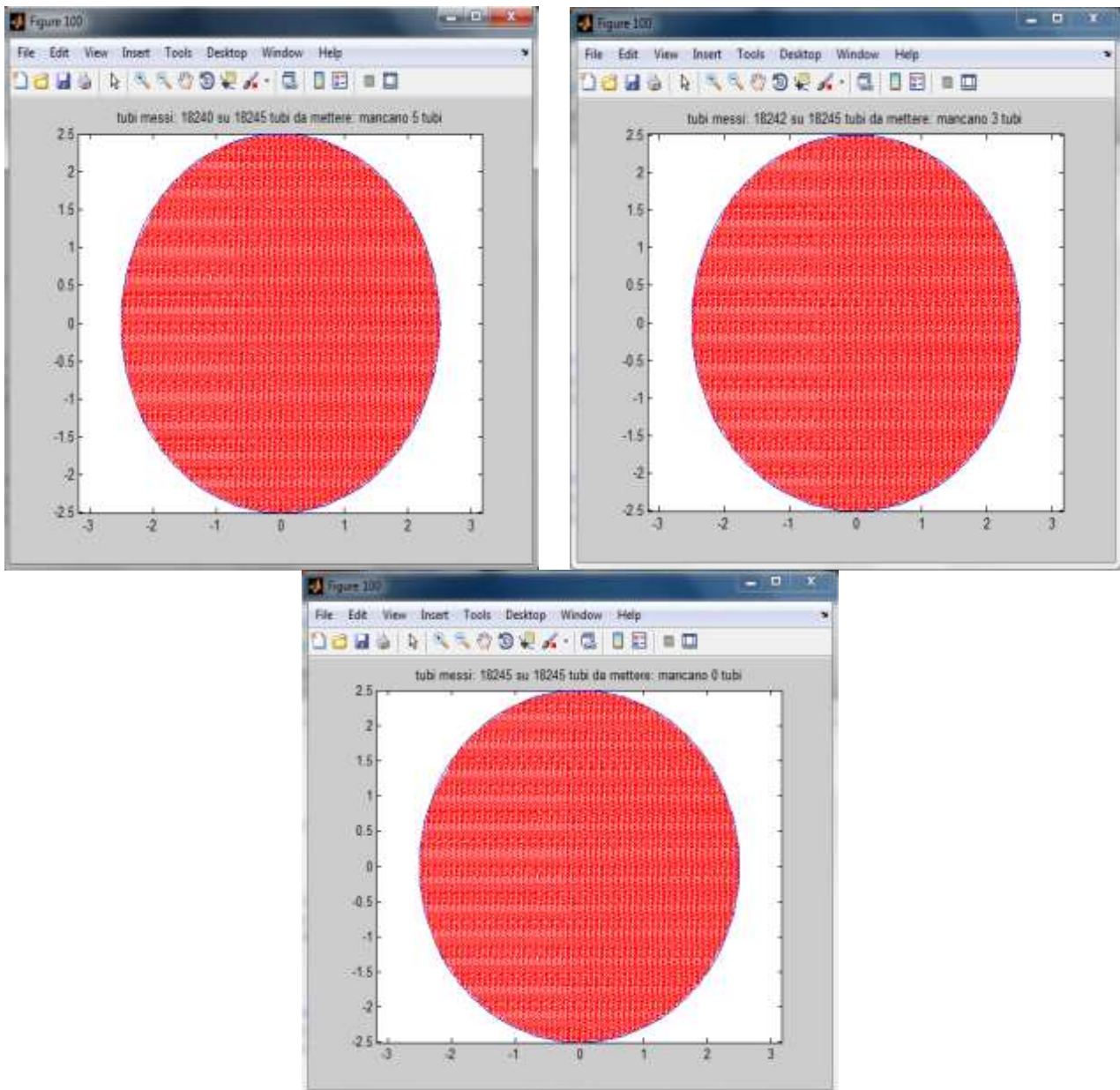


FIGURA 4.3.1



Questi disegni sono stati fatti utilizzando una funzione in Matlab passandogli come parametri di input il diametro esterno dei tubi, il passo fra un tubo e l'altro e il coefficiente di ingombro posto come valore iniziale pari a 0.85. Come valori di output la funzione calcola il diametro della piastra tubiera e i tubi messi. Attraverso un processo iterativo vengono messi i tubi mancanti correggendo di volta in volta il coefficiente di ingombro (in questo caso di passa da 5 tubi mancanti finì a 0). Alla fine si ha il valore del diametro della piastra tubiera corretto e il valore di L, quindi il rapporto  $L/D$  che deve essere compreso tra 2 e 5 per avere un corretto dimensionamento, altrimenti si ricorre ad un'altra configurazione.



## 5 Perdite totali e potenza assorbita dalla pompa

### 5.1 Calcolo delle perdite distribuite

Per calcolare le perdite distribuite occorre calcolare prima il numero di Reynolds  $Re = (\rho_{H_2O} * v_{H_2O} * d_i) / \nu_d$ , essendo  $\nu_d$  la viscosità dinamica dell'acqua pari a 0.978 mPa s. Il coefficiente delle perdite distribuite è calcolato utilizzando la relazione  $f = 0.046 * Re^{-0.2}$

Le perdite distribuite sono calcolate quindi con la formula:

$$\Delta p_d = (4 * f * L * n * \rho_{H_2O} * v_{H_2O}^2) / (2 * d_i)$$

Facendo variare  $v_{H_2O}$  (quindi  $Re$  e quindi  $f$ , inoltre cambia  $z$  quindi anche  $L$ ) si sono calcolati i diversi valori delle perdite distribuite.

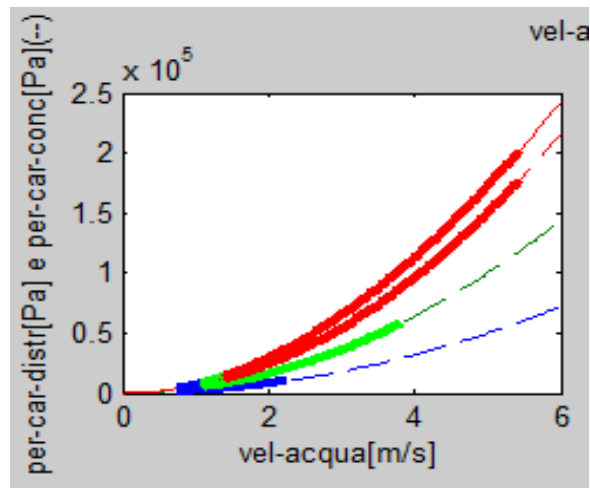
### 5.2 Calcolo delle perdite concentrate

Le perdite concentrate sono calcolate con la formula:

$$\Delta p_c = (4 * n * \rho_{H_2O} * v_{H_2O}^2) / 2$$

Facendo variare  $v_{H_2O}$  e poi  $n$  si sono ottenuti i corrispondenti valori delle perdite concentrate.

Nel grafico sottostante sono stati rappresentati l'andamento delle perdite distribuite al variare della velocità dell'acqua e gli andamenti delle perdite concentrate al variare della velocità dell'acqua e del numero dei passaggi.



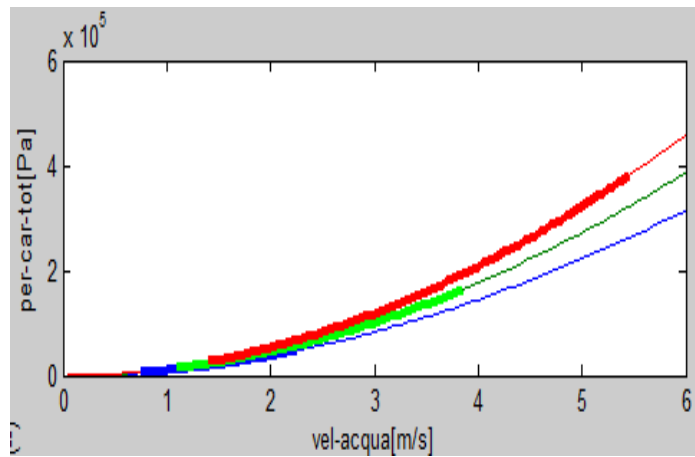
Nel grafico si nota che aumentando la velocità dell'acqua aumentano le perdite distribuite, le quali non dipendono dal numero di passaggi (l' $n$  dentro la formula di  $L$  si semplifica con l' $n$  della formula delle perdite distribuite). Si nota inoltre che se si aumenta la velocità dell'acqua aumentano le perdite concentrate, come anche se si aumenta il numero di passaggi.

### 5.3 Calcolo delle perdite totali e della potenza assorbita dalla pompa

Le perdite totali sono date dalla somma delle perdite distribuite e di quelle concentrate  $\Delta p_t = \Delta p_d + \Delta p_c$ .

Facendo variare  $v_{H_2O}$  e poi  $n$  sono stati calcolati i diversi valori delle perdite totali.

Nel grafico sottostante sono stati rappresentati gli andamenti delle perdite totali al variare della velocità dell'acqua e al variare del numero dei passaggi.



Il grafico mostra che all'aumentare della velocità dell'acqua aumentano le perdite totali (perché aumentano sia le perdite distribuite sia le perdite concentrate); anche se si aumenta il numero di passaggi aumentano le perdite totali (perché aumentano le perdite concentrate, mentre quelle distribuite rimangono costanti perché non dipendono dal numero dei passaggi).

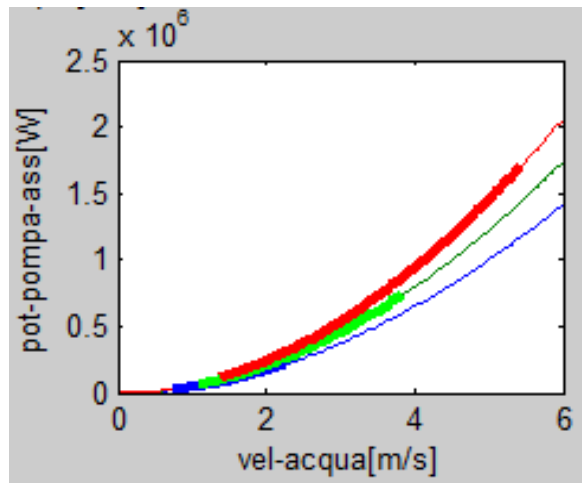
La potenza assorbita dalla pompa utilizzata per far circolare la portata di acqua di raffreddamento all'interno dei tubi del condensatore, dovendo "vincere" anche le perdite totali, vale:

$$P_{\text{ass}} = (\dot{m}_a * \Delta p_t) / (\rho_{\text{H}_2\text{O}} * \eta_{\text{pompa}})$$

dove  $\eta_{\text{pompa}}$  è il rendimento della pompa.

Facendo variare  $v_{\text{H}_2\text{O}}$  e poi  $n$  si sono ricavati i corrispondenti valori della potenza assorbita dalla pompa.

Nel grafico sottostante sono stati rappresentati i diversi andamenti della potenza assorbita dalla pompa al variare della velocità dell'acqua e al variare del numero dei passaggi.



Il grafico mostra come all'aumentare della velocità dell'acqua aumenta la potenza assorbita dalla pompa (perché aumentano le perdite totali, sia quelle distribuite, sia quelle concentrate e quindi la pompa deve assorbire più potenza per "vincere" le perdite). Dal grafico si nota anche che se invece si aumenta il numero di passaggi aumenta sempre la potenza assorbita dalla pompa (perché aumentano sempre le perdite totali, in particolare le perdite concentrate perché quelle distribuite rimangono costanti perché non dipendono dal numero dei passaggi e quindi la pompa deve assorbire più potenza per "vincere" le perdite).

## 6 Valutazioni economiche

Per la scelta ottimale del condensatore e della pompa si sono fatte alcune valutazioni economiche. Si è calcolato il costo di acquisto del condensatore e della pompa e il costo di acquisto totale (condensatore più pompa). Infine si è calcolato il costo di esercizio dell'impianto (avendo supposto che la vita utile dell'impianto variasse da 1 a 20 anni). Si sono rappresentati i valori su dei grafici e si sono analizzati gli andamenti delle curve.

Per calcolare il costo di acquisto di un'apparecchiatura che è legato alla sua dimensione si è utilizzato la formula proposta da Turton et al. (2009) che è:

$\log_{10} C_p^0 = K_1 + K_2 * \log_{10}(A) + K_3 * (\log_{10}A^2)$ , dove  $C_p^0$  è il costo dell'apparecchiatura che opera a pressione atmosferica e costruita in acciaio al carbonio,  $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$  sono tre costanti (tabulate) che dipendono dall'apparecchiatura presa in considerazione e  $A$  è la dimensione. Nel caso in cui l'apparecchiatura non operi a pressione atmosferica e non sia costruita in acciaio al carbonio il vapore di  $C_p^0$  è corretto attraverso la formula:

$C_{BM} = C_p^0 * F_{BM} = C_p^0 * (B_1 + B_2 * F_M * F_P)$ , dove  $B_1$  e  $B_2$  sono due costanti (tabulate) che variano in funzione del tipo di apparecchiatura scelta,  $F_M$  e  $F_P$  sono costanti che dipendono rispettivamente dal materiale usato per la costruzione dell'apparecchiatura ( $F_M$ ) e dalla pressione di lavoro ( $F_P$ ). I valori di  $F_M$  sono tabulati in base all'apparecchiatura, mentre i valori di  $F_P$  sono calcolati con la formula:

$\log_{10} F_P = C_1 + C_2 * \log_{10}(P) + C_3 * (\log_{10}P)^2$ , dove  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  sono tre costanti che dipendono dall'apparecchiatura e  $P$  è la pressione operativa.

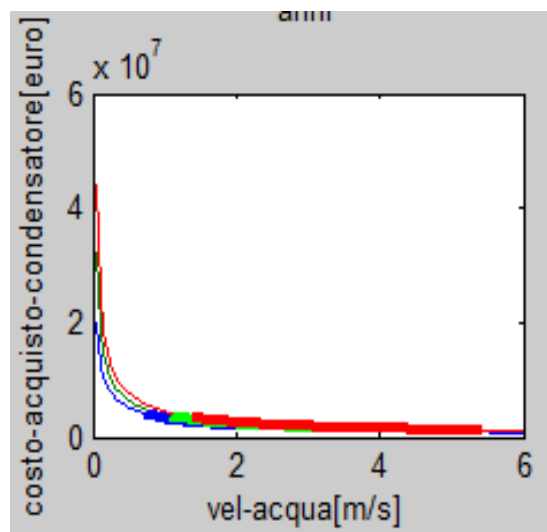
## 6.1 Costo acquisto condensatore

Per quanto riguarda il condensatore i valori sono:  $C_1 = 0.03881$ ,  $C_2 = -0.11272$  e  $C_3 = 0.08173$ , mentre la pressione operativa  $P = p_k$  (pressione di condensazione pari a 0.04 bar). Con questi valori si è trovato il valore di  $F_P$ . Con  $F_P$ ,  $F_M = 1$ ,  $B_1 = 1.63$  e  $B_2 = 1.66$  si è calcolato il valore di  $F_{BM}$ . Dati  $K_1 = 4.3247$ ,  $K_2 = -0.303$ ,  $K_3 = 0.1634$  e la dimensione  $A = S$  (superficie di scambio termico) si è trovato  $C_P^0$  che con  $F_{BM}$  si trova il valore di  $C_{BM}$ . Al costo  $C_{BM}$  è stato aggiunto il costo dovuto alle saldature dei tubi alla piastra tubiera del condensatore  $C_{sald} = n * z * \text{costo}_{sald}$ , con  $\text{costo}_{sald}$  il costo di saldatura per tubo e unità di passaggio (supposto pari a 50 euro). Si ottiene così il costo di acquisto del condensatore:

$$C_{cond} = C_{BM} + C_{sald}.$$

Facendo variare  $v_{H_2O}$  e poi  $n$  si sono trovati i corrispettivi valori del costo di acquisto del condensatore.

Il grafico sottostante mostra gli andamenti del costo di acquisto del condensatore al variare della velocità dell'acqua e al variare del numero dei passaggi.



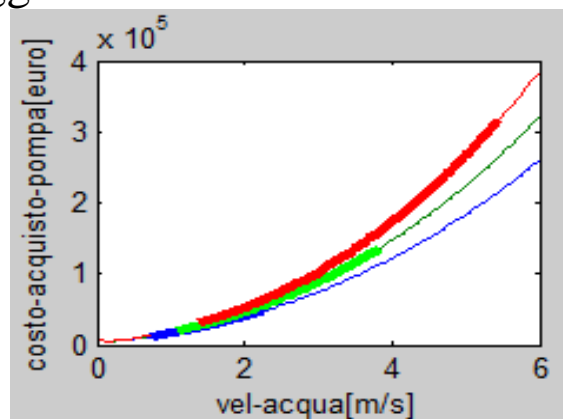
Nella figura si nota come all'aumentare della velocità dell'acqua (quindi  $z$  cala e quindi  $S$  cala portando ad una diminuzione di  $C_P^0$  e quindi di  $C_{BM}$  oltre ad un calo di  $C_{sald}$ ) diminuisce il costo di acquisto del condensatore (perché sia  $C_{BM}$  sia  $C_{sald}$  calano). Se invece si aumenta il numero dei passaggi (e quindi  $C_{sald}$ ) si vede che in questo caso il costo di acquisto del condensatore aumenta (questo perché aumenta  $C_{sald}$ , mentre  $C_{BM}$  rimane costante perché  $S$  rimane costante al variare di  $n$ ).

## 6.2 Costo acquisto pompa

Per quanto riguarda la pompa i valori sono:  $C_1 = 0.3935$ ,  $C_2 = 0.3957$  e  $C_3 = 0.00226$ , mentre la pressione operativa  $P = p_k$  (pressione di condensazione pari a 0.04 bar). Con questi valori si è trovato il valore di  $F_P$ . Con  $F_P$ ,  $F_M = 1.6$ ,  $B_1 = 1.89$  e  $B_2 = 1.35$  si è calcolato il valore di  $F_{BM}$ . Dati  $K_1 = 3.3892$ ,  $K_2 = 0.0536$ ,  $K_3 = 0.1538$  e la dimensione  $A = P_{ass}$  (potenza assorbita dalla pompa) si è trovato  $C_P^0$  che con  $F_{BM}$  si trova il valore di  $C_{BM}$  che corrisponde al costo di acquisto della pompa.

Facendo variare  $v_{H_2O}$  e poi  $n$  si sono trovati i corrispettivi valori del costo di acquisto della pompa.

Il grafico sottostante mostra gli andamenti del costo di acquisto della pompa al variare della velocità dell'acqua e al variare del numero dei passaggi.



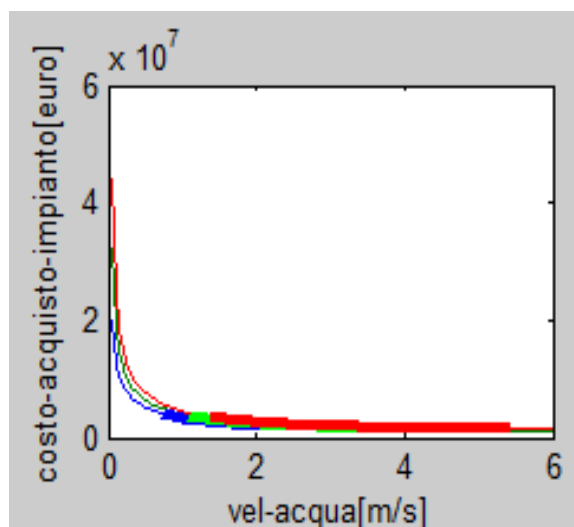
Il grafico mostra che all'aumentare della velocità dell'acqua (e quindi aumentano le perdite totali comportando un aumento della potenza assorbita dalla pompa che porta  $C_P^0$  ad aumentare e quindi anche  $C_{BM}$ ) aumenta il costo di acquisto della pompa. Anche se invece si aumenta il numero dei passaggi si nota che il costo di acquisto della pompa aumenta (perché aumentano sempre le perdite totali e quindi la potenza assorbita dalla pompa che provoca un aumento del valore di  $C_P^0$  e quindi di  $C_{BM}$ ).

### 6.3 Costo acquisto totale e costo esercizio

Per valutare il costo di acquisto totale dell'impianto (condensatore più pompa) si è sommati il costo di acquisto del condensatore e il costo di acquisto della pompa.

Facendo variare  $v_{H_2O}$  e poi  $n$  si sono trovati i corrispettivi valori del costo di acquisto totale dell'impianto.

Nel grafico sottostante sono stati rappresentati gli andamenti del costo di acquisto totale dell'impianto al variare della velocità dell'acqua e al variare del numero dei passaggi.



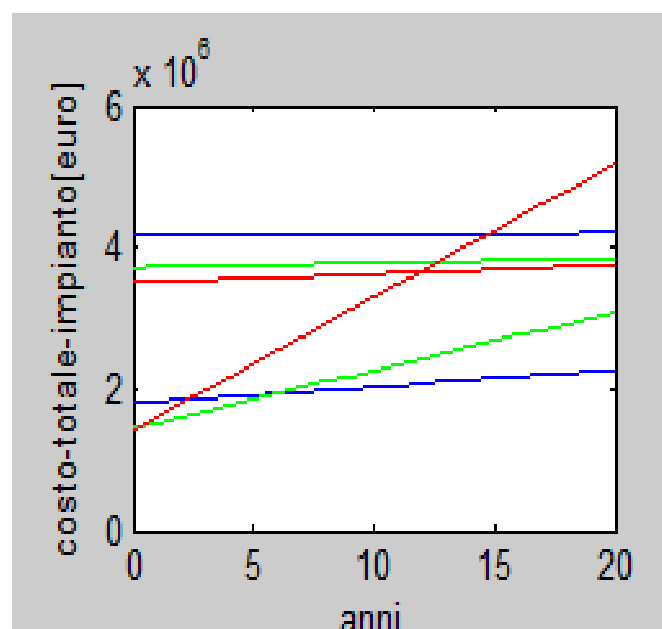


Il grafico mostra che all'aumentare della velocità dell'acqua diminuisce il costo di acquisto totale dell'impianto fino ad un certo punto di minimo (che rappresenta il punto ottimale dell'impianto, in quanto a esso corrisponde il valore minimo del costo e quindi è la configurazione più vantaggiosa perché più economica), dopo il quale se si continua ad aumentare la velocità dell'acqua il costo di acquisto totale dell'impianto ricomincia a crescere. Il costo di acquisto totale dell'impianto ha questo andamento (prima decrescente e poi crescente con un minimo che corrisponde al punto ottimale dell'impianto) perché è la somma di due costi di acquisto: quello del condensatore che, all'aumentare della velocità dell'acqua, diminuisce e quello della pompa che, all'aumentare della velocità dell'acqua, aumenta. Se invece si aumenta il numero dei passaggi si nota che il costo di acquisto totale dell'impianto ha un andamento simile a quello precedente, però in questo caso il punto ottimale dell'impianto corrisponde ad un valore di costo minimo superiore a quello precedente e quindi questa è una configurazione meno vantaggiosa perché meno economica.

Il calcolo del costo di esercizio totale dell'impianto è dato dalla formula:  $C_{\text{esercizio}} = P_{\text{ass}} * u * T * c_k$ , dove  $u$  è il fattore di carico (supposto pari a 0.7 s/anno),  $T$  è la vita utile dell'impianto (supposto che vari da 1 a 20 anni) e  $c_k$  il prezzo specifico dell'energia elettrica assorbita dalla pompa per “vincere” le perdite di carico totali dovute alla velocità dell'acqua che scorre

all'interno dei tubi del condensatore (supposto pari a 0.1559 euro/J).

Dal grafico che mostra gli andamenti del rapporto L/D al variare della velocità dell'acqua si sono trovate le intersezioni delle due linee di demarcazione del limite inferiore e superiore del rapporto L/D ( $L/D = 2$  e  $L/D = 5$ ) con le curve a 1, 2 e 3 passaggi e si sono trovati i corrispettivi valori della velocità inferiore e superiore dell'acqua nel caso di 1, 2 e 3 passaggi. Con questi valori di velocità inferiore e superiore, dal grafico della potenza assorbita dalla pompa, si sono ricavati i valori della potenza inferiore e superiore nel caso di 1, 2 e 3 passaggi (questi valori sono stati introdotti nella formula precedente del calcolo del costo di esercizio totale dell'impianto), mentre, dal grafico del costo di acquisto totale dell'impianto, si sono ricavati i valori del costo superiore e inferiore nel caso di 1, 2 e 3 passaggi che vanno a costituire i costi iniziali (anno 0) a cui vanno aggiunti i costi di esercizio corrispondenti che variano al variare della vita utile dell'impianto (T infatti varia da 1 a 20 anni). Gli andamenti di queste curve al variare del tempo sono rappresentati nel grafico sottostante.



## 7 Conclusioni

Dal grafico precedente che rappresenta gli andamenti dei costi di esercizio totali dell'impianto nel caso di velocità inferiore dell'acqua (corrispondente a  $L/D = 2$ , limite inferiore) e velocità superiore dell'acqua (corrispondente a  $L/D = 5$ , limite superiore), per 1, 2 e 3 passaggi, attraverso una valutazione economica finale, si è cercato di individuare la configurazione ottimale nel dimensionamento del condensatore (più vantaggiosa, cioè di minimo costo quindi più economica).

Si può notare che all'anno 0, in cui si hanno solo i costi iniziali di acquisto delle varie configurazioni, il più conveniente (perché di minimo costo) è la configurazione di un condensatore a 3 passaggi con una velocità dell'acqua elevata rispetto alle altre situazioni; questo probabilmente è dovuto al fatto che all'inizio il fatto che il condensatore sia a 3 passaggi comporta ad avere una lunghezza non eccessiva (quindi non ci sono zone laterali inutilizzabili che limitano lo scambio termico), inoltre essendo la velocità dell'acqua superiore questo comporta ad un aumento del coefficiente di convezione lato acqua e quindi del coefficiente globale di scambio termico.

Nel corso del funzionamento, però, bisogna tener conto delle perdite di carico totali (e quindi anche della potenza assorbita dalla pompa che aumenta con esse, comportando un maggiore consumo di energia elettrica, aumentano in particolare i costi di esercizio), le quali aumentano rapidamente con l'aumentare della velocità dell'acqua e con l'aumentare del numero di passaggi (perché aumentano molto le perdite concentrate dovute a maggiori ripiegamenti dei tubi e quindi l'inserimento di più accidentalità che sono fonte di perdite, mentre quelle distribuite rimangono costanti). Infatti, per esempio, dopo un anno, la configurazione a 3

passaggi con velocità dell'acqua elevata risulta svantaggiosa (più costosa) rispetto ad una situazione a 2 passaggi con velocità sempre elevata perché la configurazione a 3 passaggi comporta un repentino incremento del costo di esercizio (aumentando la potenza assorbita dalla pompa per “vincere” le perdite che incrementano rapidamente). Dopo 6 anni, anche la configurazione a due passaggi con velocità elevata risulta più svantaggiosa per lo stesso motivo del caso precedente rispetto alla situazione ad 1 passaggio con velocità elevata, essendo quest'ultima la configurazione meno costosa fino alla durata dell'impianto pari a 20 anni. Se si fa variare di più la vita utile dell'impianto, le curve (1 e 2 passaggi, perché le rette con velocità inferiore e superiore dell'acqua a 3 passaggi si intersecano a 12 anni) con velocità elevata potrebbero intersecarsi con quelle aventi velocità inferiore (se le rette blu e verde nel grafico venissero prolungate si intersecherebbero dopo un tempo maggiore di 20 anni) risultando più convenienti (meno costose) le configurazioni aventi una velocità dell'acqua inferiore.

La figura sottostante rappresenta l'interfaccia grafica che è stata fatta in Matlab, nella quale sono stati inseriti i dati iniziali relativi all'impianto a vapore, al condensatore e alle valutazioni economiche che è possibile modificare. Attraverso poi il pulsante “avvia codice” è possibile fare partire il programma principale da cui risultano i grafici analizzati precedentemente.

The screenshot shows a MATLAB GUI window titled "dimensionamento condensatore". It is divided into three main sections for data input:

- Dati impianto a vapore:**
  - Pot mecc(kW): 110\*(10^3)
  - Rend org: 0.85
  - Rend int turb: 0.85
  - Temper mass(°C): 540
  - Press vaporizz(bar): 140
  - Press condens(bar): 0.04
- Dati correlati condensatore:**
  - Rend pompa: 0.85
  - Coeff ingombro: 0.85
  - Diam esterno(m): 0.022
  - Diam interno(m): 0.020
  - Temp usc acq(°C): 28
  - Temp in acq(°C): 16
  - Lim sup L/D: 5
  - Lim inf L/D: 2
  - Vel max acq(m/s): 6
  - Vel min acq(m/s): 0
- Dati economici:**
  - Fatt car(s/anni): 0.7
  - Costo sald(euro): 50
  - Prez ener(euro/J): 0.1559

At the bottom right of the GUI, there is a large button labeled "AVVIA CODICE".

## 8 Bibliografia

- “Sistemi energetici e loro componenti”, di Giorgio Negri di Montenegro, Michele Bianchi e Antonio Peretto, Pitagora editrice Bologna
- “Sistemi energetici e macchine a fluido”, di Giorgio Negri di Montenegro, Michele Bianchi e Antonio Peretto, Pitagora editrice Bologna
- Appunti di Sistemi Energetici del Professore Davide Moro
- Riferimenti online

## **Ringraziamenti**

A conclusione del mio lavoro vorrei rivolgere un particolare ringraziamento al Professore Davide Moro per la grande professionalità e la costante disponibilità dimostrate nei miei confronti durante questo percorso.

Un grazie a tutti i Professori che ho avuto la fortuna di conoscere in questi tre anni, perché mi hanno trasmesso insegnamenti, entusiasmo ed emozioni.

Grazie anche a tutti i compagni di corso, con cui ho condiviso ansie e preoccupazioni, ma anche tante gioie e spensieratezze.

Infine un grazie a mia madre perché ogni giorno mi dimostra, anche se con leggerezza, che il sacrificio spaventa ma è ciò che ci permette di godere veramente delle gioie della vita.