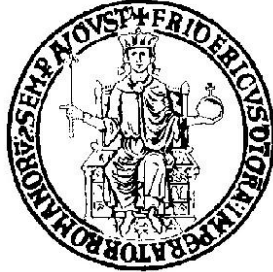


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI
FEDERICO II



Facoltà di Ingegneria

Dottorato di ricerca in Ingegneria dei Sistemi Idraulici, di Trasporto e
Territoriali
XXIV ciclo

IMPIEGO DI POMPE COME TURBINE
Calcolo fluidodinamico per l'analisi prestazionale e
l'inserimento in rete

Candidato

Oreste Fecarotta

Coordinatore di dottorato:

Prof. Ing. Guelfo Pulci Doria

Coordinatore di indirizzo:

Prof. Ing. Giacomo Rasulo

Relatore:

Prof. Ing. Armando Carravetta

Giunto alla fine di questo cammino, desidero esprimere la mia gratitudine a chi, in vario modo, mi ha sostenuto ed accompagnato, arricchendo le mie conoscenze e stimolando i miei interessi.

Il primo, caloroso ringraziamento va al professore Armando Carravetta, per aver investito in me fiducia ed energie e per essere sempre stato la mia guida sicura, nonché una inestinguibile fonte di conoscenza.

Ringrazio parimenti il professore Riccardo Martino per essere sempre stato al mio fianco durante l'intero percorso formativo e per avermi generosamente offerto i suoi illuminati contributi; tra l'altro mi piace riconoscere che devo soprattutto a lui la mia passione per l'Idraulica.

A entrambi, inoltre, desidero rivolgere con affetto un ulteriore e sentito elogio per le loro qualità umane e intellettuali, che hanno contribuito non poco a far sbocciare il mio amore per la ricerca scientifica, e per il piacevolissimo clima di collaborazione e di fiducia che hanno saputo creare nel gruppo di lavoro.

Ringrazio anche la professoressa Helena Ramos, per avermi accolto con grande apertura nel suo gruppo di lavoro a Lisbona e per aver offerto la sua guida e la sua esperienza, da cui è nata una fertile collaborazione scientifica.

Ringrazio ancora l'ing. Lauro Antipodi e il suo staff della Caprari per la grande disponibilità mostrata durante la nostra collaborazione e per i significativi contributi che hanno notevolmente avvalorato questo lavoro. Ricordo, tra l'altro, con simpatia i nostri incontri e la calda accoglienza che ha reso molto piacevoli i miei due soggiorni a Modena.

Ringrazio, infine, il professore Tullio Tucciarelli, perché i suoi preziosi consigli hanno arricchito non poco il mio lavoro di tesi.

SOMMARIO

SOMMARIO	2
INTRODUZIONE	5
FUNZIONAMENTO DI UNA PAT	8
Curve prestazionali	8
L'impianto di recupero energetico	11
STATO DELL'ARTE	13
ARTICOLAZIONE DEL LAVORO DI TESI	17
LE TURBOMACCHINE OGGETTO DI STUDIO	20
PM100 – CAPRARI	20
E6SX64 - CAPRARI	24
ETANORM M023-125 KSB	27
MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE	30
ANALISI QUALITATIVA DEL FUNZIONAMENTO DELLE TURBOMACCHINE IDRAULICHE	30
SIMILITUDINE DELLE MACCHINE ROTANTI	34
IL METODO DI SUTER (1966)	35
IL METODO DI DERAKHSHAN (2008)	37
APPLICAZIONE DEI MODELLI MONODIMENSIONALI	37
FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE	46
LE EQUAZIONI DI NAVIER-STOKES E LE EQUAZIONI DI REYNOLDS	46
LA FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE PER IL CALCOLO DELLE TURBOMACCHINE	50
Complessità del problema	50

Un caso studio: il modello caprari pm100	51
Semplificazione del problema fluidodinamico	55
Calcoli fluidodinamici e curve caratteristiche.....	63
IL MOTO VARIO	64
FORMULAZIONE GENERALE DEL PROBLEMA.....	66
Le equazioni del moto vario, le linee caratteristiche e la risoluzione numerica del problema	66
Il nuovo modello proposto per la simulazione della turbomacchina	74
Applicazione del modello: i risultati a confronto.....	75
INDAGINE SPERIMENTALE	84
MISURE DI MOTO STAZIONARIO.....	88
MISURE DI MOTO VARIO	90
MODELLAZIONE MATEMATICO-NUMERICA DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE	92
Moto vario nelle condotte plastiche	92
Risultati dei calcoli fluidodinamici	95
INSERIMENTO DELLA PAT IN UNA RETE IDRICA.....	98
CRITERIO PER LA SCELTA DELLA MACCHINA OTTIMALE	99
CONCLUSIONI	104
BIBLIOGRAFIA	106

INTRODUZIONE

La questione del risparmio energetico assume particolare rilevanza tra le problematiche ambientali. Nell'ambito di una qualsiasi attività produttiva il risparmio energetico può essere ottenuto mediante due approcci: il primo prevede una razionalizzazione dell'attività stessa cui consegue una diminuzione delle perdite e dei consumi; il secondo consiste nella produzione autonoma di energia: in particolare, secondo il quadro normativo nazionale e gli accordi internazionali comincia a diventare conveniente produrre energia da fonti rinnovabili (FER), nonostante la discontinuità delle stesse.

Nel settore del servizio idrico integrato (SII) le reti di distribuzione costituiscono spesso elementi a scarsa efficienza. Elevati valori delle perdite idriche causate da guasti, malfunzionamenti e disservizi aumentano l'inefficienza di tali infrastrutture. Peraltro, numerosi studi (Almandoz et al., 2005, Tucciarelli, 1999, Walsky et al., 2006) dimostrano che l'entità delle perdite idriche in rete è legata ai valori che la pressione assume all'interno delle condotte e per prevenire rotture e guasti e ridurre le perdite idriche è prassi consolidata ricorrere all'impiego di valvole di riduzione della pressione (Araujo et al., 2006, Vairavamoorthy and Lumbers, 1998). Le pressure reducing valves (PRV) sono largamente utilizzate anche per fronteggiare discontinuità topografiche e costituiscono dei veri e propri organi dissipativi all'interno della rete contribuendo alla riduzione dell'efficienza energetica complessiva del sistema.

Per perseguire il risparmio energetico nel SII un approccio, tuttora oggetto di ricerca, consiste nella riconversione energetica delle dissipazioni funzionali, mediante l'inserimento di organi di produzione di energia idroelettrica. Una dissipazione costituisce un salto utile che può essere sfruttato da una turbina idraulica accoppiata ad un generatore di corrente. Considerando un centro abitato di 10000 abitanti ed una dotazione idrica di $250 \text{ l}/(\text{ab}\cdot\text{g})$ la corrente idrica fornisce una potenza di circa 1.4 kW ogni 10 m di salto con un rendimento ipotizzato pari a 0.65. Lo sfruttamento di tale potenza ha un impatto ambientale pressoché nullo e può diventare conveniente in termini economici: infatti, i valori delle potenze disponibili lungo la rete sono dello stesso ordine

di quelli ricavabili da altre fonti energetiche e stime dei costi di gestione e dei benefici ricavabili mostrano come i tempi di ammortamento siano notevolmente inferiori rispetto a quelli di altri impianti. Il recupero dell'energia idraulica dissipata nelle reti idriche è già possibile lungo le grandi adduttrici, dove possono essere installate turbine di tipo tradizionale per la produzione di energia elettrica. Tuttavia l'installazione di turbine lungo la rete idrica interna comporta problemi di non facile soluzione, ed è per questo che l'argomento è di forte interesse scientifico.

Negli impianti idroelettrici "classici" il gruppo turbina-generatore è dimensionato su una coppia carico-portata ben definita e con una scarsa variabilità. All'interno della rete cittadina, invece, i valori di portata e carico sono fortemente condizionati dall'utilizzo idrico delle utenze finali e spesso sono affetti da grandi variabilità nei loro valori; ciascun salto risulta costituito da due componenti: una quota parte fissa (determinata da vincoli altimetrici) e una parte variabile con il valore della portata circolante in rete (riduzione programmata delle pressioni, limitazione delle portate, ecc.). In particolare, a causa del legame fra portate e perdite di carico, il salto maggiore corrisponderà alla portata minore e viceversa. Tale effetto aumenta quanto più ci si avvicina alle utenze finali, poiché maggiormente si risente della variabilità dei consumi.

Per questi motivi notevole attenzione va dedicata alla scelta del gruppo turbina-generatore di corrente, poiché in presenza di variabilità così forti difficilmente potranno essere assicurati rendimenti alti per ciascuna coppia (Q,H).

È altresì importante rilevare che la funzione principale della rete idrica è l'approvvigionamento: nella progettazione dei gruppi idroelettrici tale funzione non può essere trascurata ed è necessario provvedere all'installazione di organi di bypass che assicurino il corretto funzionamento della rete anche in condizioni di malfunzionamento delle turbine (Carravetta, 2005).

Nella letteratura tecnica sono stati presentati numerosi tipi di micro-turbine (Carravetta and Giugni, 2009, Ramos and Borga, 2000) equipaggiate con dispositivi elettrici e meccanici in grado di fronteggiare la variabilità (Joshi et al., 2005) di portata e di salto, ma

la complessità tecnologica di queste macchine le rende svantaggiose per gli elevati costi di produzione, di installazione e di manutenzione.

Un'alternativa valida e concreta è costituita dall'impiego di pompe inverse (Pump As Turbines - PAT), funzionanti in condizioni di turbinaggio, che utilizzano il motore come generatore di corrente elettrica.

Nelle applicazioni fin qui descritte l'utilizzo di PAT può essere molto vantaggioso per vari motivi (Chapallaz et al., 1992, Valadas e Ramos, 2003):

- i produttori di turbine sono meno numerosi dei produttori di pompe;
- il mercato delle turbine è molto piccolo comparato col mercato delle pompe (le turbine non vengono prodotte in serie);
- le pompe hanno una meccanica più semplice e richiedono meno manutenzione

La ricerca orientata allo studio del comportamento delle pompe con funzionamento inverso può indirizzarsi ai seguenti temi ancora aperti:

- Le case produttrici di pompe generalmente non forniscono le curve di funzionamento in condizioni di turbinaggio e la determinazione di tali curve è necessaria al fine di una corretta progettazione dell'impianto
- Il funzionamento della macchina in condizioni di portata e carico variabili va valutato attentamente al fine di poter ottimizzare il rendimento dell'impianto idroelettrico all'interno della rete idrica
- La verifica delle interazioni fra rete idrica e organo idroelettrico in condizioni di moto vario e colpo d'ariete è necessaria onde evitare guasti e disservizi.

L'analisi di questi tre temi di ricerca ha costituito il fulcro di questa tesi di dottorato, unitamente allo studio dei metodi da utilizzare per affrontare ciascuna delle tre questioni.

FUNZIONAMENTO DI UNA PAT

CURVE PRESTAZIONALI

Il funzionamento di una macchina idraulica rotante dipende essenzialmente dalla velocità di rotazione e dalla portata che fluisce attraverso la macchina. Le pompe trasferiscono potenza alla corrente, innalzandone la quota piezometrica, e sono progettate per un solo senso di rotazione e per un solo verso di scorrimento della corrente che le attraversa. Il funzionamento è descritto dalla curva caratteristica, che lega la prevalenza manometrica H alla portata fluente Q (Figura 1).

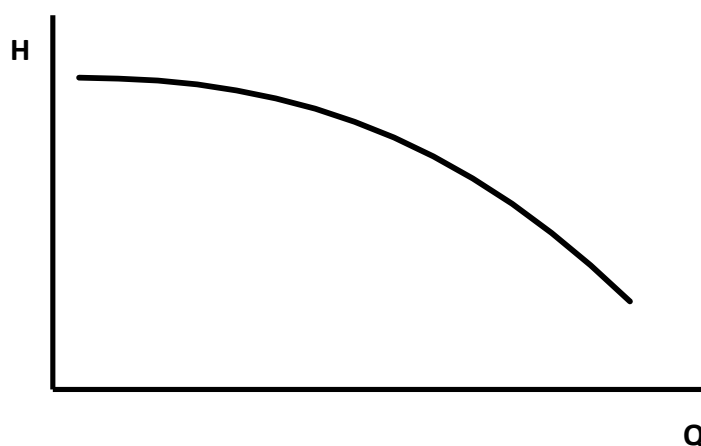


Figura 1 – curva caratteristica qualitativa di una pompa

Il rapporto tra la potenza trasferita alla corrente idrica e la potenza fornita alla girante costituisce il rendimento idraulico della pompa.

$$\eta^P = \frac{\gamma H^P Q^P}{P^P} \quad (1)$$

Laddove Q è la portata circolante, P la potenza trasferita dal motore alla girante, H la prevalenza manometrica, γ il peso specifico dell'acqua e l'apice P rappresenta le condizioni di pompaggio.

Il rendimento non è costante in tutto il campo delle portate, ma la curva che ne descrive l'andamento raggiunge un massimo in corrispondenza di un valore ben preciso (pumping rated point), come mostrato in Figura 2.

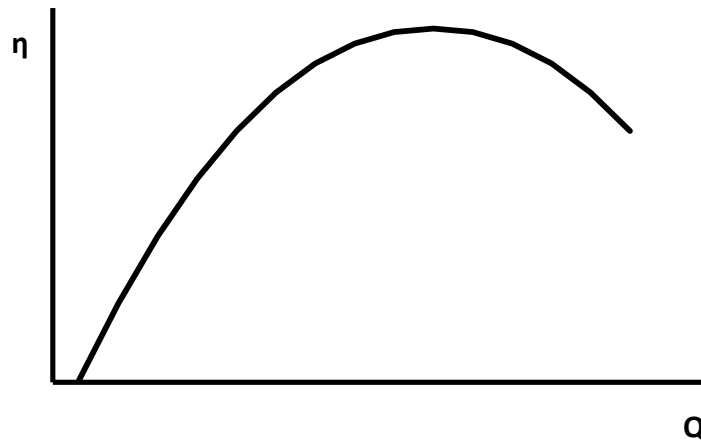


Figura 2 – rendimento qualitativo di una pompa

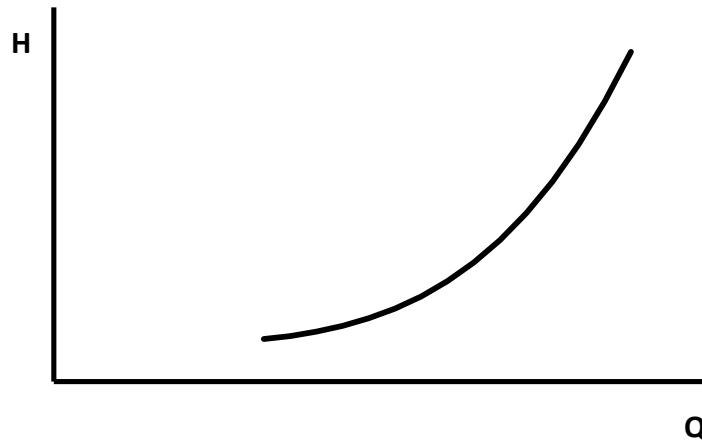


Figura 3 – curva caratteristica qualitativa di una turbina

Invertendo il verso di rotazione della girante ed il senso secondo il quale fluisce la portata la turbomacchina può funzionare come turbina. La corrente idrica trasferisce parte della sua potenza alla girante attraverso un abbassamento della quota piezometrica. La girante a sua volta, collegata ad un generatore, permette di produrre energia elettrica. La curva caratteristica che descrive il salto generato dalla turbina (H^T) in funzione della portata (Q^T)

è tipicamente una curva monotona crescente con la concavità rivolta verso l'alto (Figura 3).

Il rendimento per il funzionamento a turbina è definito in maniera inversa:

$$\eta^T = \frac{P^T}{\gamma H^T Q^T} \quad (2)$$

Il rendimento di una turbina varia anch'esso con la portata e il suo andamento è descritto qualitativamente in Figura 4. Va osservato come, generalmente, nel campo delle maggiori portate, il rendimento si mantenga abbastanza elevato.

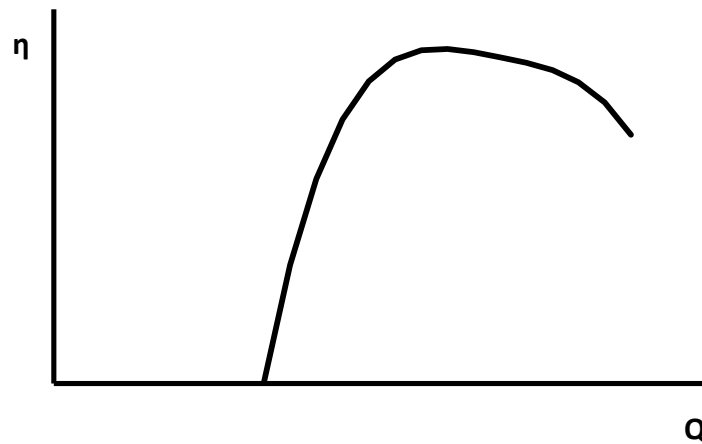


Figura 4 – rendimento qualitativo di una turbina

La determinazione delle curve caratteristiche di prevalenza e rendimento costituisce il principale problema di progetto di un impianto idroelettrico con PAT.

Le pompe sono generalmente fornite di motore elettrico asincrono, che nel caso di funzionamento inverso lavora da generatore di corrente. Senza scendere nel dettaglio del funzionamento elettrico, basti sapere che i generatori asincroni funzionano solo se sono collegati alla rete elettrica, la quale fornisce una corrente di eccitazione che genera due campi magnetici (statorico e rotorico) che mettono in rotazione la macchina: se al rotore è fornita energia meccanica sufficiente si crea un ipersincronismo fra il campo magnetico rotorico e il campo magnetico statorico che risulta in una produzione di energia elettrica.

Come per i motori asincroni, anche per questo tipo di generatori la velocità di rotazione dipende solamente dalla frequenza della rete e dal numero di poli, mentre è indipendente dalla potenza meccanica fornita e dalla potenza elettrica generata. Le curve prestazionali di questo genere di macchine, quindi, sono caratterizzate da una velocità di rotazione fissata, che corrisponde a quella imposta dalla frequenza delle rete elettrica. È interessante notare che in caso di black-out elettrico viene a mancare la corrente di eccitazione al generatore; in tal caso la macchina, incapace di trasformare la potenza meccanica in potenza elettrica, accelera fino a dissipare l'intera potenza fornita sotto forma di attriti. In tal caso, ovviamente, il punto di funzionamento si allontana dalla curva caratteristica determinando nuove condizioni di funzionamento in condotta.

L'IMPIANTO DI RECUPERO ENERGETICO

Le PAT possono essere inserite tanto lungo le grandi adduttrici che portano l'acqua dalle sorgenti verso i centri abitati per fronteggiare dislivelli topografici, quanto all'interno delle reti idriche, sostituendo le valvole di regolazione e di riduzione della pressione. Nel primo caso la coppia salto-portata risulta piuttosto costante nel tempo, perché costante è la portata che circola negli acquedotti esterni. Nel secondo, invece, la variabilità delle condizioni idrauliche è molto più estesa; inoltre, a causa del legame fra portata e perdite di carico, la curva che descrive il salto disponibile per la riconversione energetica in funzione della portata è monotona decrescente.

Si consideri una valvola di regolazione automatica della pressione posta all'interno di una rete idrica. Tali valvole in genere hanno un funzionamento tale da fissare il valore di pressione a valle qualunque sia il valore della pressione a monte della valvola. I valori di portata e pressione a monte della valvola si dispongono generalmente intorno ad una curva monotona decrescente, come mostrato in Figura 5. La differenza fra la quota piezometrica (h) a monte e il valore fissato a valle rappresenta il salto utile (H) che può essere riconvertito in energia tramite l'inserimento di una PAT. Dalla Figura 5 si evince chiaramente che le due curve, la caratteristica della macchina e la curva dell'impianto, sono fortemente dissimili.

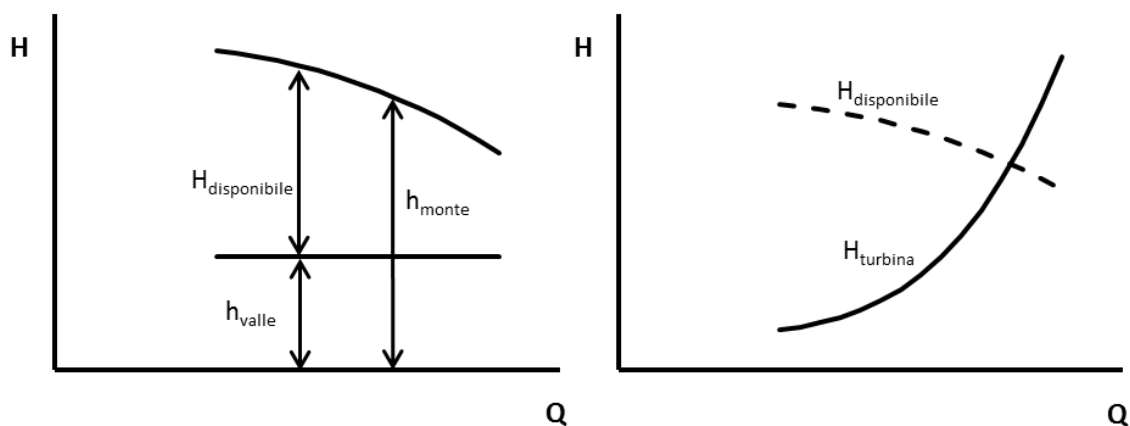


Figura 5

Il circuito idraulico nel quale inserire la PAT affinché le condizioni di funzionamento vengano riportate a quelle di normale funzionamento del sistema è costituito da un circuito serie-parallelo. Lungo un primo ramo sono disposte in serie la PAT ed una valvola di regolazione che permette di dissipare il salto in eccesso. Sull'altro tratto di condotta è disposta una seconda valvola che permette di bypassare la portata in eccesso qualora le esigenze della rete lo richiedano (Figura 6).

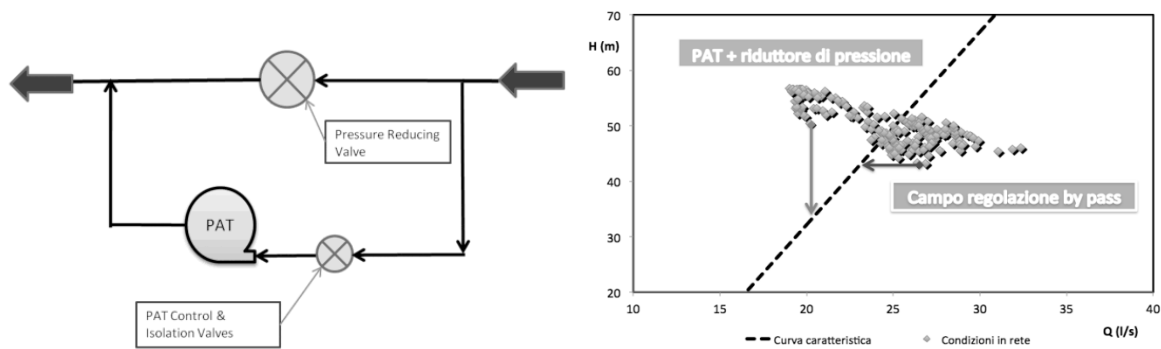


Figura 6

Se il salto disponibile è maggiore della quota convertibile dalla turbina, la valvola in serie interviene a dissipare il salto in eccesso. Viceversa, se la portata richiesta dalla rete cresce, la seconda valvola si apre per permettere il bypass di una parte del flusso idrico (Figura 6).

Nella progettazione classica degli impianti idroelettrici si presta più attenzione al punto di funzionamento ottimale che non all'intera curva caratteristica della macchina, poiché sia la portata di progetto che il salto utile sono due parametri costanti o, comunque, si ritiene generalmente variabile la sola portata essendo il salto fissato dal livello di invaso. Viceversa, in un impianto di recupero energetico in una rete idrica, bisogna scegliere la macchina che permette di ottimizzare il rendimento globale e per perseguire quest'obiettivo è necessario conoscere il funzionamento in condizioni di portata variabile. La conoscenza precisa della curva caratteristica e del rendimento in condizioni di portata e salto variabile risultano quindi di fondamentale importanza per la progettazione ottimale di un siffatto impianto.

Un secondo criterio di progettazione, sin qui però utilizzato solo per macchine di potenza considerevole, prevede la regolazione elettrica della velocità di rotazione, in modo da riportare il punto di funzionamento ottimale della macchina sul punto di funzionamento dell'impianto. Questa regolazione, resa possibile dall'inserimento di un inverter, è più complessa per le PAT a causa delle difficoltà che si incontrano nel coprire, al variare del numero di giri e con efficienza accettabile, l'intero campo di variabilità della curva di funzionamento dell'impianto.

Un ultimo aspetto legato alle funzionalità dell'impianto e della rete intera è quello della protezione dai fenomeni di moto vario: la principale funzione della rete idrica consiste nell'approvvigionamento e le interazioni fra l'organo idroelettrico e la turbina a seguito di transitori possono provocare rotture e disservizi. È necessario studiare tanto le caratteristiche dei transitori indotti da regolazioni o malfunzionamenti dell'impianto idroelettrico, quanto la risposta dinamica dell'impianto a fenomeni di colpo d'ariete generati in altre parti della rete.

STATO DELL'ARTE

La notevole convenienza economica nell'uso delle PAT per la produzione di energia idroelettrica si è sempre scontrata con la mancanza di conoscenza circa il loro reale funzionamento. Le case produttrici di pompe non forniscono le curve prestazionali

sperimentali del funzionamento a turbina e la ricerca scientifica si è orientata verso la definizione di modelli che permettessero di prevedere il funzionamento inverso delle pompe.

Un primo filone di lavori è ascrivibile alla modellazione monodimensionale: partendo da considerazioni che riguardano la similitudine idraulica delle turbomacchine e la definizione di velocità caratteristica di rotazione, diversi autori hanno prodotto relazioni semi-empiriche che permettono di prevedere il punto di massimo rendimento (BEP) o anche l'intera curva prestazionale per il funzionamento a turbina, avendo assegnato il BEP del funzionamento a pompa. Queste relazioni sono state ampiamente utilizzate per il dimensionamento delle grosse macchine a funzionamento invertibile utilizzate negli impianti di produzione a ripompaggio (quale ad esempio quello di Presenzano in Campania)

Nel 1966 Suter ha definito due parametri che descrivono univocamente il comportamento di turbomacchine simili: due turbomacchine con la stessa velocità caratteristica presentano medesimi parametri di Suter al variare delle condizioni al contorno e da essi è possibile ricavare le curve prestazionali di prevalenza, potenza e rendimento idraulico. La scarsa reperibilità di suddetti parametri e la forte variabilità degli stessi in funzione della velocità caratteristica ne rende l'impiego non troppo agevole.

Successivamente altri autori hanno proposto diverse relazioni algebriche di base semi-empirica che legano direttamente il BEP in condizioni di turbinaggio al BEP della pompa. Nel 1994 Williams esegue una disamina su 8 metodi presenti in letteratura (Childs 1962, Stepanoff 1957, Hancock 1963, Sharma, 1985, Alatorre-Frenk and Thomas, 1990, Schmiedl 1988, Grover, 1980) e mostra come l'affidabilità di suddetti metodi sia sostanzialmente scarsa, suggerendo test sperimentali e più approfondite indagini prima di una qualunque installazione.

Più recentemente (2008) Derakshan e Nourbrakhsh hanno elaborato un modello più ampio che permette di prevedere sia le condizioni di BEP sia le curve prestazionali con specifico riferimento ad una PAT per differenti velocità di rotazione. Gli autori mostrano

come il loro modello, pur sempre elaborato su base semi-empirica e sul concetto di similitudine idraulica delle turbomacchine, abbia un'affidabilità più alta rispetto ai modelli precedenti. Tale modello è stato però verificato con dati sperimentali relativi ad un unico diametro della girante.

Alcuni autori hanno esteso la modellazione monodimensionale anche al funzionamento in condizioni transitorie. In particolare Ramos e Almeida (2002) hanno elaborato un metodo (dynamic orifice) che assimila il comportamento istantaneo di una turbina a quello di un orifizio. Suddetto modello permette di prevedere il comportamento della macchina in condizioni di colpo d'ariete ed è stato testato dagli autori stessi in condizioni di runaway.

I modelli monodimensionali, per quanto accurati e affidabili, però non tengono conto di fattori di scala e di forma. In pratica, riducendo la dipendenza del comportamento di una turbomacchina dalla sola velocità caratteristica, non si tiene conto della reale geometria e della macchina e della influenza di quest'ultima sulle caratteristiche idrauliche. La validità di questi metodi è da ritenersi limitata a considerazioni preliminari ed a calcoli di prima approssimazione. Gli autori stessi suggeriscono di convalidare i risultati dei loro modelli con indagini più approfondite. L'utilizzo di tali modelli per la simulazione del moto vario, inoltre, è basata sull'ipotesi di una risposta quasi steady della macchina, senza tener conto di una possibile risposta dinamica.

Per fare fronte all'esigenza di risultati accurati e alla mancanza di sperimentazioni la ricerca scientifica in questo campo si è recentemente orientata verso la fluidodinamica computazionale. La disponibilità di mezzi di calcolo sempre più potenti ha permesso, negli ultimi anni, di implementare la tecnica CFD, estendendola anche al calcolo idraulico delle turbomacchine. I lavori di Rawal e Kshirsagar (2007), di Kerschberger e Gehrler (2010) e di Nautiyal et al (2010), seppur limitati allo studio di singole macchine, mostrano i vantaggi e l'affidabilità di questa tipologia di indagine.

La tecnica CFD, inoltre, permette di investigare il campo di moto nella sua totalità, permettendo di indagare fenomeni non facilmente investigabili sperimentalmente. Silva et al. (2010), hanno studiato le strutture turbolente che si generano all'interno della

macchina, mostrandone le interazioni con le prestazioni idrauliche. Va osservato che l'impiego di queste tecniche è oramai consolidato presso le sezioni ricerca e sviluppo delle maggiori case produttrici di elettropompe per ottimizzare la geometria delle loro macchine.

Infine alcuni studi hanno messo in luce la possibilità di indagare, sempre tramite la fluidodinamica computazionale, gli effetti dinamici e i fenomeni dipendenti dal tempo. Le interazioni rotore statore possono provocare oscillazioni periodiche delle caratteristiche idrauliche, come hanno evidenziato Hasmatuchi et al. (2010) e Yan et al. (2009), hanno riprodotto il fenomeno tramite simulazione fluidodinamica, mostrando come la comprimibilità dell'acqua rivesta un ruolo di primaria importanza. La possibilità di indagare gli effetti dinamici della macchina apre scenari importanti nello studio dei fenomeni transitori e di colpo d'ariete nelle condotte idriche. L'interazione fra la turbomacchina e il flusso idrico nella condotta in condizioni transitorie può provocare fenomeni non trascurabili, come evidenziato da Ismaier e Schlücker (2009) e nel seguito di questo lavoro verranno mostrati alcuni risultati in tal senso.

ARTICOLAZIONE DEL LAVORO DI TESI

L'analisi sperimentale costituisce il classico metodo di collaudo delle macchine idrauliche da parte delle ditte costruttrici che però, come già detto, non forniscono le curve sperimentali delle PAT. Tra l'altro, una dettagliata indagine sperimentale condotta su tali macchine ridurrebbe il vantaggio economico che deriva dal loro utilizzo.

Nella letteratura tecnica gli approcci allo studio del comportamento delle PAT sono in genere legati alla modellazione monodimensionale: è un tipo di modellazione matematica che, basandosi su alcuni parametri di funzionamento delle pompe e sul concetto di similitudine idraulica delle macchine rotanti, permette di prevedere il comportamento a turbina delle PAT attraverso la definizione di alcuni legami semi-empirici.

Questo tipo di modellazione prescinde completamente da fattori di forma e di scala e permette di prevedere essenzialmente il comportamento stazionario delle macchine. In tal modo non è possibile studiare il comportamento dinamico della macchina e la risposta alle variazioni di portata e pressione, cioè alle normali condizioni di esercizio di una rete idrica.

Solo recentemente (Ramos e Almeida, 2002) è stato sviluppato un modello monodimensionale per il calcolo degli effetti del colpo d'ariete indotto da un improvviso distacco della rete elettrica (dynamic orifice model). In tali condizioni la turbina inizia ad accelerare fino alle condizioni di run-away causando un transitorio all'interno del circuito idraulico. Il modello è in grado altresì di modellare la chiusura di una valvola di regolazione posta a protezione della turbomacchina e gli effetti di colpo d'ariete indotti. Tale modello però, come verrà descritto nel seguito, resta comunque basato su una simulazione quasi-steady dell'interazione tra macchina e circuito idraulico e sul concetto di similitudine idraulica e velocità specifica.

Si è pertanto pensato di indagare il comportamento delle PAT attraverso la fluidodinamica computazionale (CFD). La fluidodinamica computazionale (CFD) può rappresentare una valida alternativa alle indagini sperimentali, e, almeno in prima battuta, i suoi risultati possono essere ritenuti più attendibili rispetto a quelli di un'analisi

monodimensionale. I calcoli fluidodinamici vengono infatti effettuati considerando la reale geometria delle macchine e le reali condizioni di funzionamento. Possono inoltre essere simulate condizioni tanto stazionarie quanto transitorie, e con opportuni accorgimenti è stato altresì possibile effettuare calcoli di propagazione di colpo d'ariete. Generalmente la CFD viene utilizzata dalle case produttrici di pompe in fase di progettazione ma trova scarso impiego tra i tecnici in fase di verifica o di calcolo idraulico, in quanto richiede risorse e tempi computazionali considerevoli. Durante il lavoro di questa tesi si è dimostrato che possono essere raggiunti risultati abbastanza affidabili anche riducendo notevolmente l'onere computazionale generalmente richiesto dai calcoli fluidodinamici tridimensionali, facilitando tanto la produzione delle curve caratteristiche delle macchine analizzate, quanto i calcoli di colpo d'ariete.

Il lavoro di tesi è stato svolto in collaborazione con la Caprari s.p.a., nota fabbrica italiana di pompe, e con il CEHIDRO, il centro di ricerca per i sistemi idraulici del dipartimento di ingegneria civile dell'istituto tecnico superiore di Lisbona. Le due collaborazioni hanno permesso di analizzare nel dettaglio tre turbomacchine.

Per due delle tre macchine studiate i rilievi sperimentali sono stati effettuati nella sala prove della Caprari e hanno permesso di conoscerne il comportamento sia a pompa che a turbina in condizioni stazionarie. Una terza pompa è stata installata all'interno del laboratorio di idraulica dell'istituto tecnico di Lisbona e su di essa sono stati eseguiti rilievi sperimentali sia in condizioni stazionarie che durante condizioni di colpo d'ariete causate da rapidi transitori.

Inoltre, per ciascuno dei tre modelli è stata resa disponibile dalle case produttrici la geometria tridimensionale che ha permesso di effettuare calcoli fluidodinamici in diverse condizioni di funzionamento.

Il lavoro di tesi è stato articolato in varie fasi:

- Verifica dello stato dell'arte, con particolare riferimento ai modelli monodimensionali di previsione del comportamento della PAT

- Studio della fluidodinamica computazionale applicata alle macchine rotanti ed individuazione di un software commerciale di riferimento.
- Applicazione del modello matematico-numeric e calibrazione e riduzione dei tempi di calcolo attraverso lo studio approfondito dei risultati fluidodinamici.
- Verifica dei risultati fluidodinamici attraverso l'analisi del comportamento stazionario delle macchine, con confronti fra risultati sperimentali, calcoli numerici e modellazione monodimensionale
- Studio della risposta della macchina a seguito di manovre brusche di sezionamenti di condotta o black-out elettrico con conseguente run-away della macchina (colpo d'ariete). I risultati di una calcolazione classica di colpo d'ariete con modellazione quasi-steady del comportamento della macchina sono stati confrontati con i risultati di un nuovo modello elaborato, che accoppia i calcoli fluidodinamici della macchina rotante con le equazioni del colpo d'ariete risolte con il metodo delle caratteristiche.
- Definizione di un modello di ottimizzazione per la scelta della macchina in una rete idrica.

LE TURBOMACCHINE OGGETTO DI STUDIO

Durante lo sviluppo di questo lavoro di tesi sono state studiate tre differenti PAT, onde confrontare i risultati dei modelli concettuali con i rilievi sperimentali. Due delle tre turbomacchine sono modelli multistadio Caprari, mentre la terza è una pompa della casa tedesca KSB.

I due modelli Caprari sono stati testati nella sala collaudi della casa di Modena, e i rilievi sperimentali eseguiti su di essi sono relativi alle condizioni di moto stazionario.

Lo studio del modello KSB, invece, è stato realizzato in collaborazione con l'Istituto Superiore Tecnico dell'Università Tecnica di Lisbona. Nei laboratori del CeHidro, il centro di ricerche idrauliche del Dipartimento di Ingegneria Civile dell'Istituto Superiore Tecnico di Lisbona sono stati eseguiti numerosi rilievi sperimentali volti a conoscere il comportamento della turbomacchina sia in condizioni di moto stazionario, sia durante il fenomeno di colpo d'ariete.

PM100 – CAPRARI

Le pompe Caprari della serie PM sono pompe centrifughe multistadio per alta pressione. I principali settori applicativi sono: acquedottistica, alimentazione idrica, antincendio, innevamento programmato, irrigazione ed applicazioni industriali in genere (Figura 7).

Di seguito (Figura 8) sono riportate la curva caratteristica e la curva del rendimento a pompa per il modello PM100 alla velocità di 2900 rpm (da catalogo) relativamente al singolo stadio.

La Caprari ha fornito altresì le curve prestazionali del funzionamento a turbina del singolo stadio, relativamente alla velocità di rotazione di 1550 rpm (Figura 9).

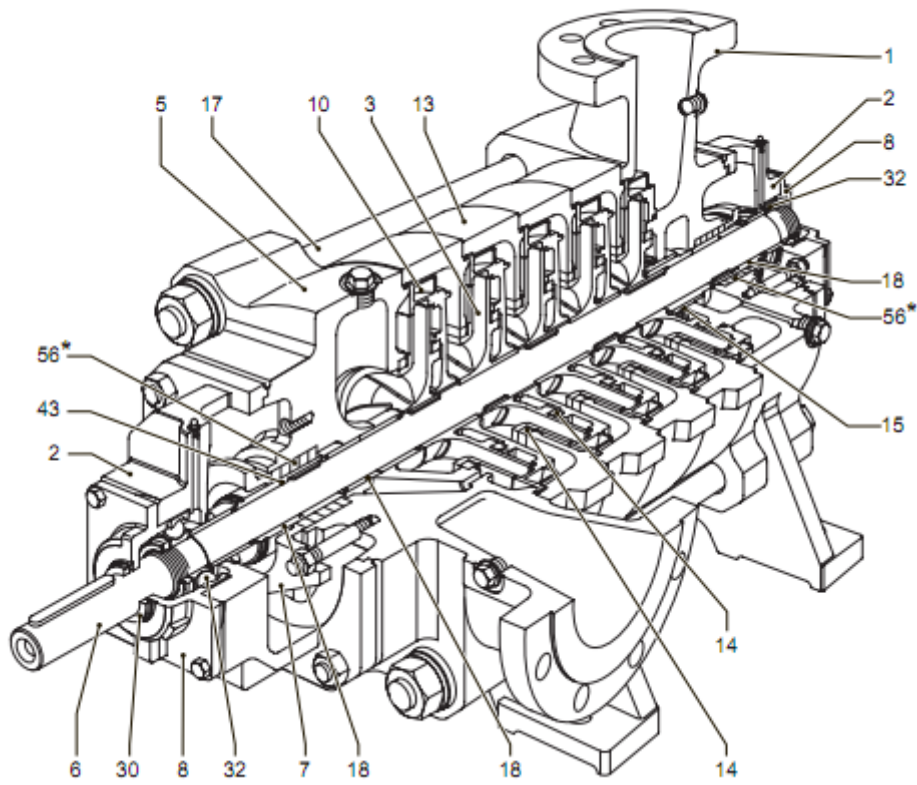


Figura 7 – Sezione della serie di pompe PM della Caprari.

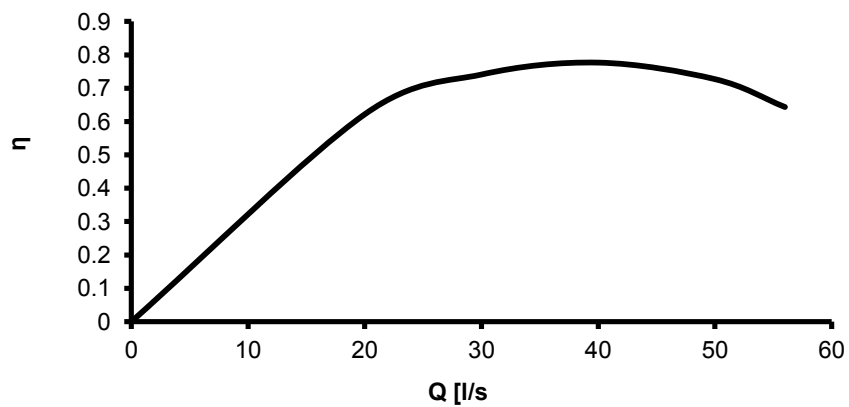
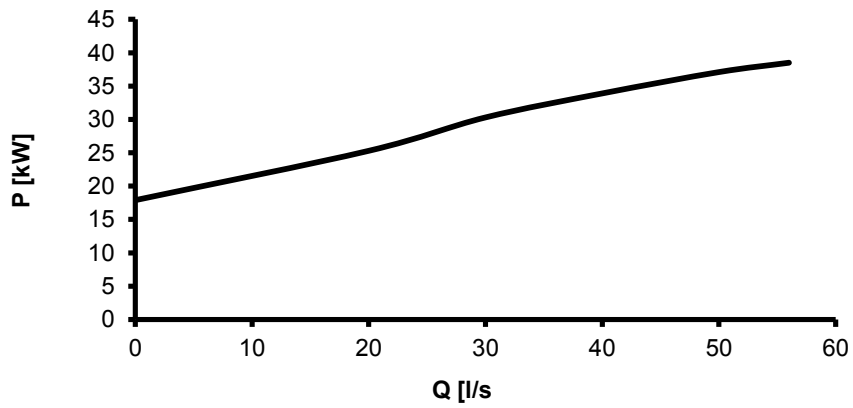
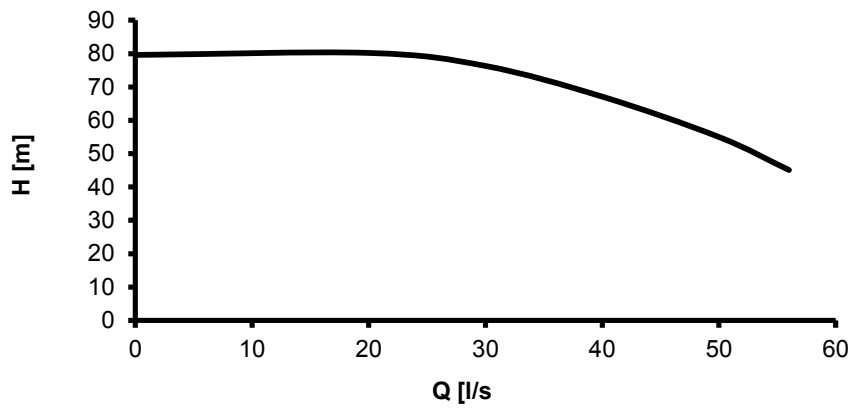


Figura 8 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello PM100 (1 stadio) con funzionamento a pompa.

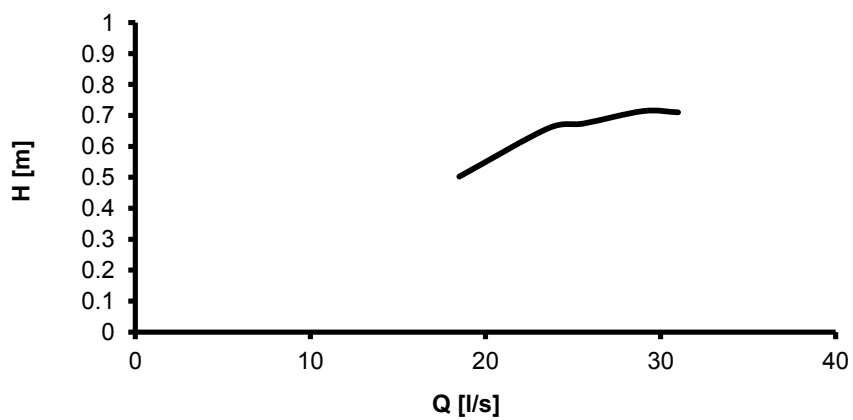
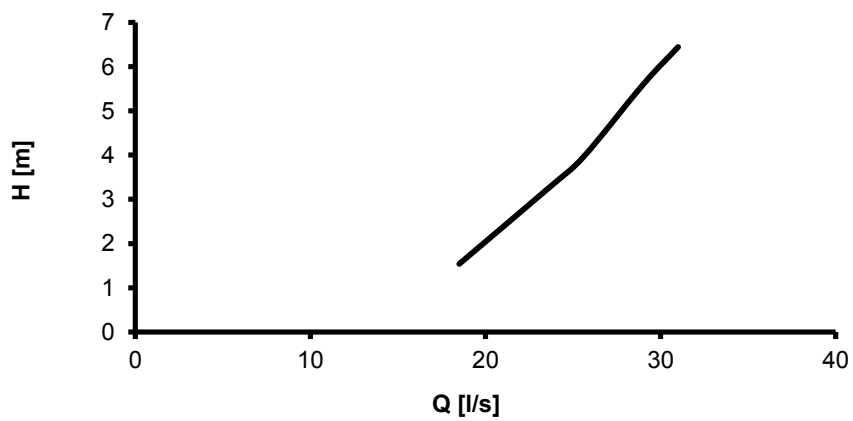
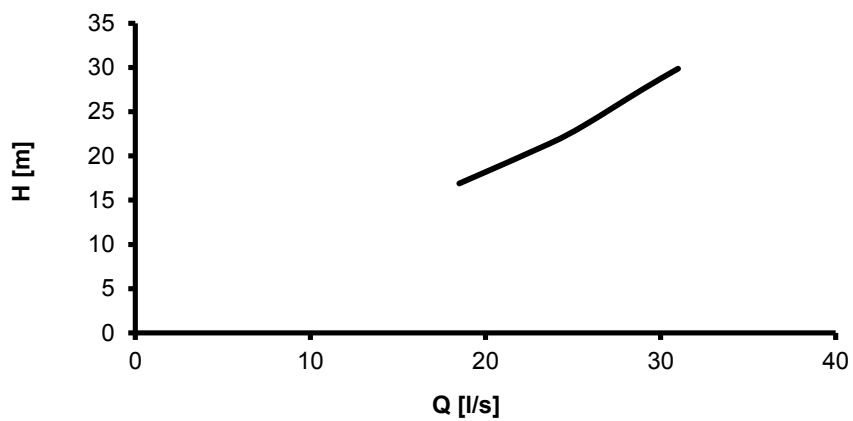


Figura 9 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello PM100 (1 stadio) con funzionamento a turbina.

E6SX64 - CAPRARI

Della serie Caprari E6X fanno parte elettropompe sommerse multistadio in acciaio inossidabile. Sono pompe semiassiali generalmente utilizzate in pozzi. Di seguito si riportano un particolare costruttivo (Figura 10) e le curve prestazionali a pompa (Figura 11) e a turbina (Figura 12) per un numero di stadi pari a 4, per velocità di rotazione rispettivamente di 2900 rpm e 3000 rpm.

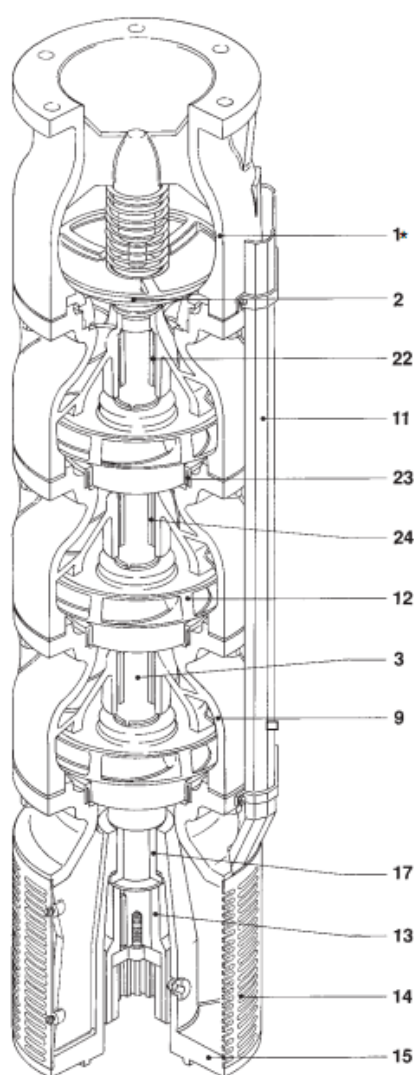


Figura 10 – Sezione della pompa E6SX64 della Caprari.

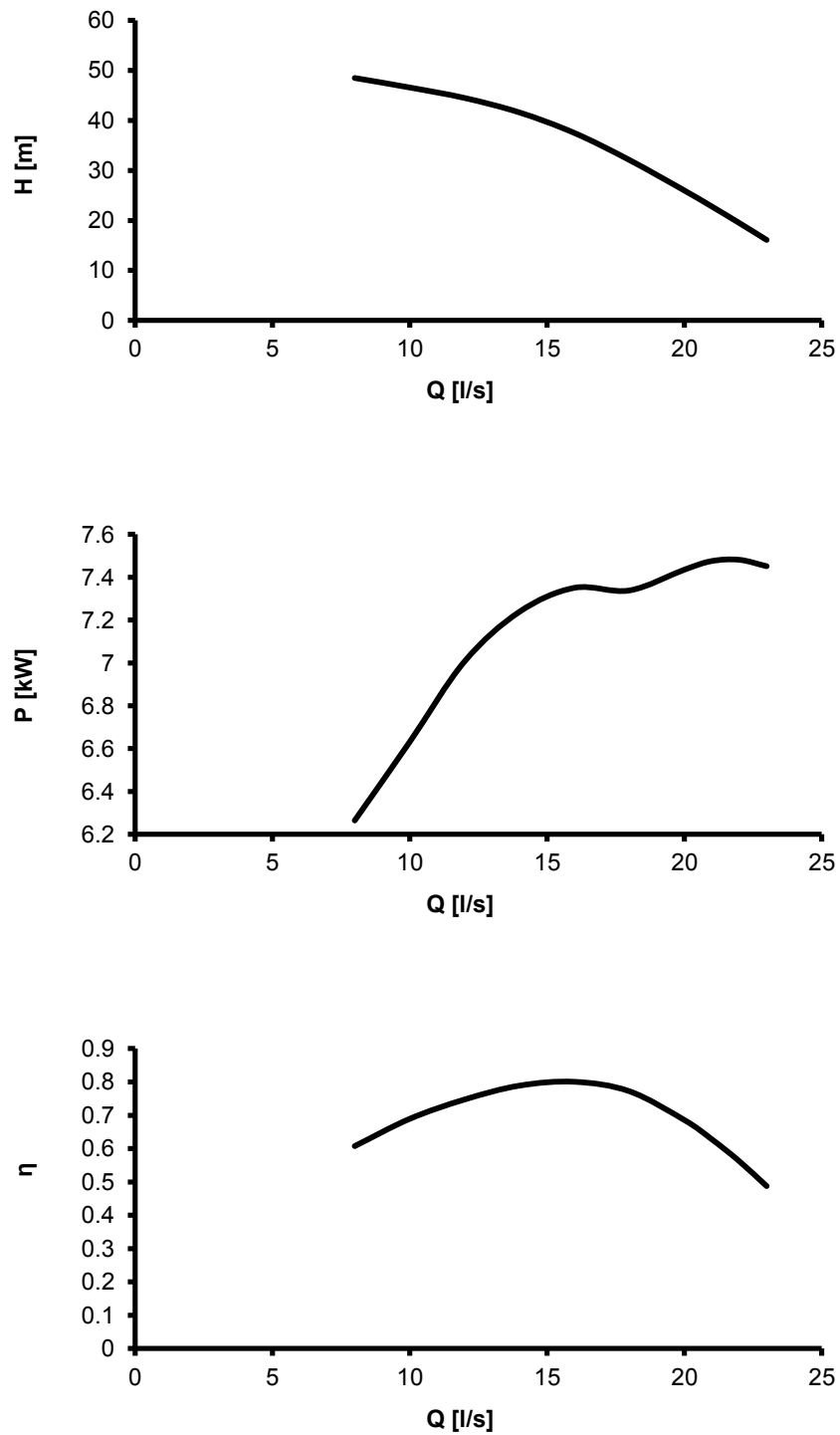


Figura 11 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello E6SX64 a 4 stadi con funzionamento a pompa ($n = 3000$ rpm).

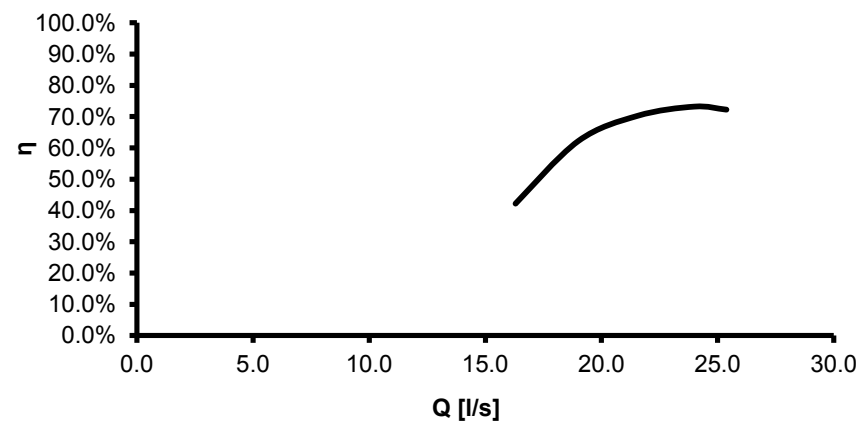
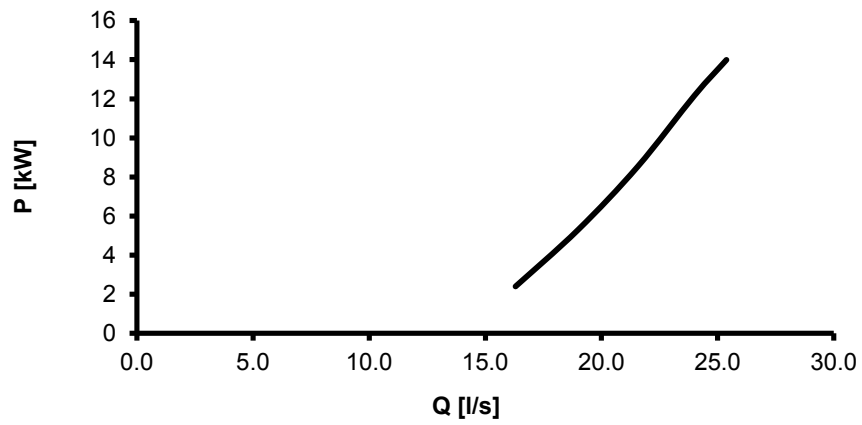
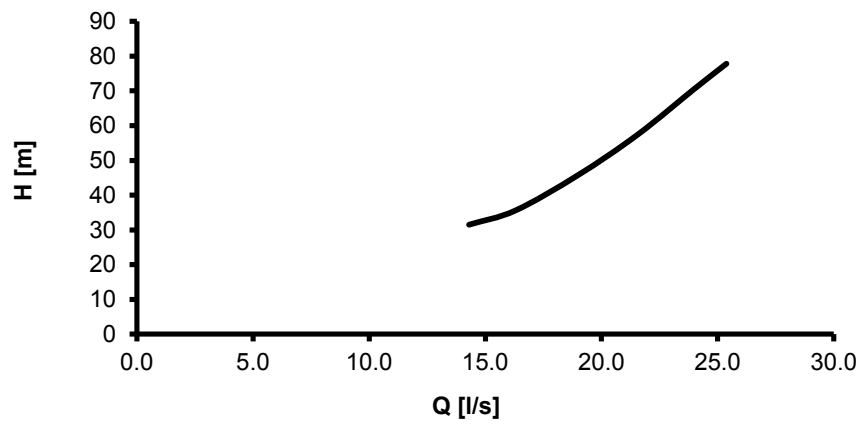


Figura 12 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello E6SX64 a 4 stadi con funzionamento a turbina ($n = 3000 \text{ rpm}$).

ETANORM M023-125 KSB

La serie Etanorm della casa produttrice KSB comprende pompe radiali orizzontali monostadio, con voluta circolare (Figura 13).

Il modello M023-125 è stato testato in fase di turbinaggio nei laboratori del CeHydro di Lisbona sia in condizioni di moto permanente sia in condizioni di moto vario (colpo d'ariete). Successivamente verrà mostrata nel dettaglio l'indagine sperimentale condotta su questa macchina, mentre qui di seguito ci si limita a mostrare le curve prestazionali a pompa per numero di giri pari a 960, 1020 e 1450 rpm e a turbina con numero di giri pari a 1020 rpm, così come mostrate sul catalogo KSB, unitamente alla curva caratteristica ricostruita sperimentalmente nel laboratorio di lisbona.



Figura 13 – Immagine della pompa Etanorm (www.ksb.com)

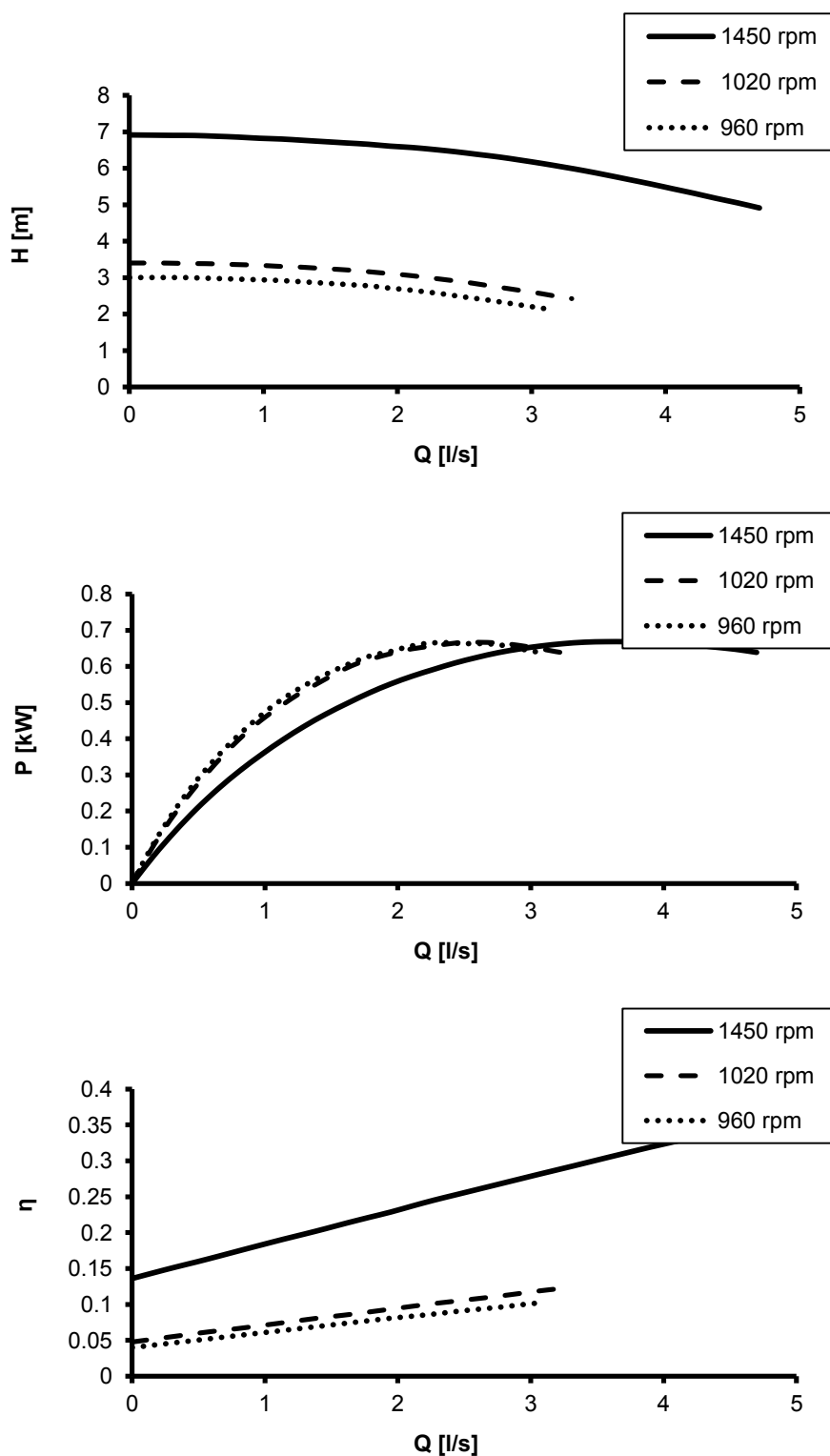


Figura 14 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello Etanorm M023-125 con funzionamento a pompa per tre differenti velocità di rotazione.

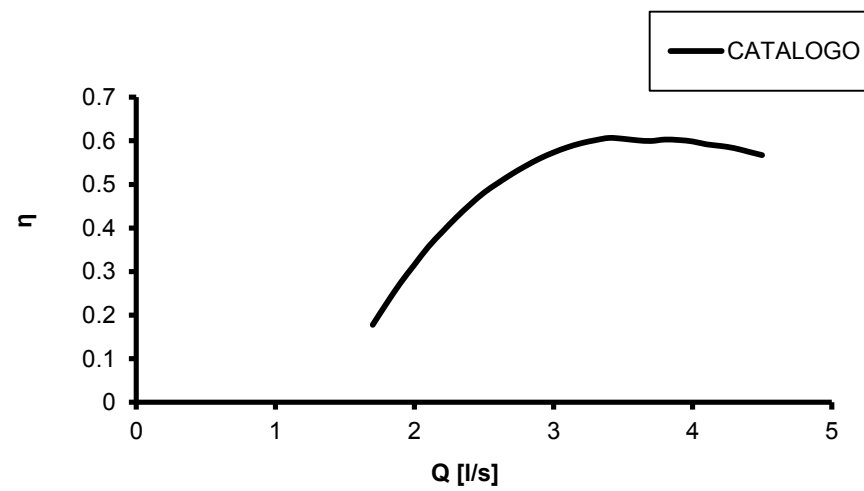
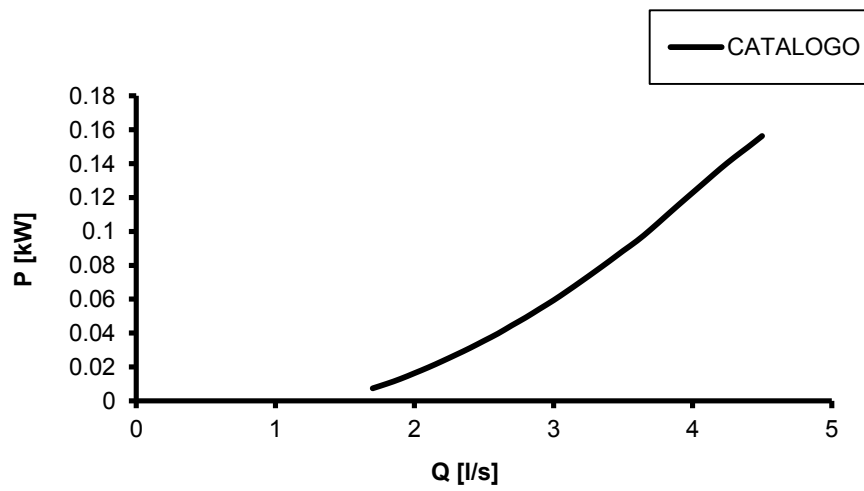
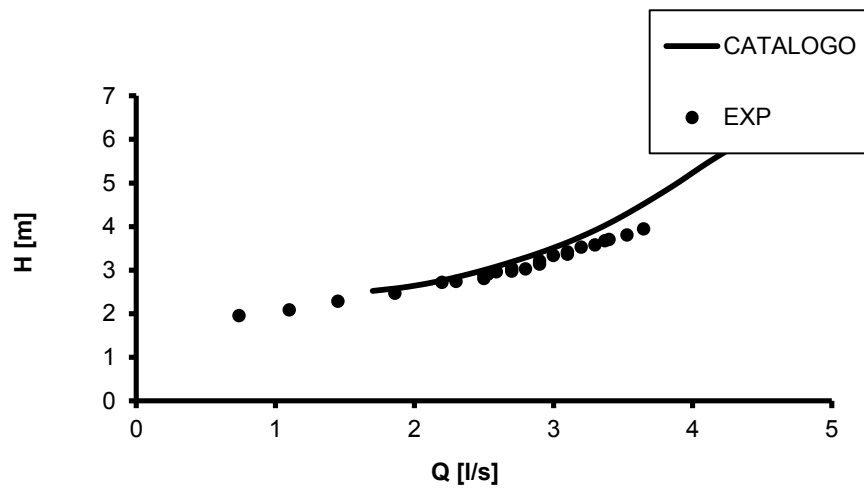


Figura 15 – Curva caratteristica, della potenza e del rendimento per il modello Etanorm M023-125 con funzionamento a turbina ($n = 1020$ rpm).

MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE

ANALISI QUALITATIVA DEL FUNZIONAMENTO DELLE TURBOMACCHINE IDRAULICHE

Si introducano alcuni parametri adimensionali che permettono di descrivere il funzionamento della macchina lontano dal punto di massimo rendimento:

$$q = \frac{Q}{Q_R}, h = \frac{H}{H_R}, n = \frac{N}{N_R}, b = \frac{T}{T_R}, e = \frac{\eta}{\eta_R}, p = \frac{P}{P_R} \quad (3)$$

Laddove Q, H, N, T, η e P sono rispettivamente la portata, la prevalenza manometrica, la velocità di rotazione, il momento torcente, il rendimento e la potenza, e il pedice _R indica le condizioni ottimali di funzionamento.

Il rendimento può essere definito come segue, rispettivamente per le pompe e per le turbine:

$$\eta^P = \frac{\gamma H^P Q^P}{P^P} \quad (4)$$

$$\eta^T = \frac{P^T}{\gamma H^T Q^T} \quad (5)$$

Attraverso la definizione di questi parametri è possibile studiare il comportamento qualitativo delle turbomacchine in condizioni variabili. Come mostrato nel diagramma di Figura 16 in cui in ascissa è riportato il parametro q e in ordinata n, i diversi regimi di funzionamento individuano diverse regioni del piano coordinato.

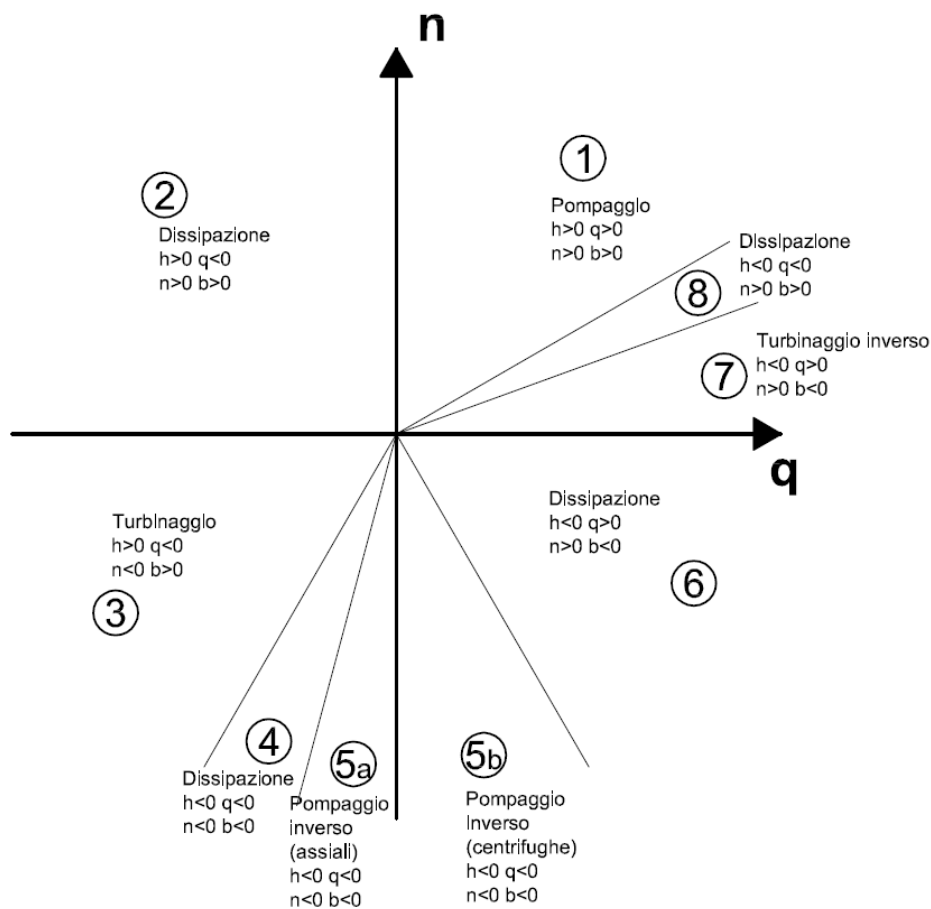


Figura 16

I diversi regimi di funzionamento si differenziano per i diversi valori che assumono la prevalenza manometrica e il momento torcente applicato alla girante, determinando diversi valori del rendimento.

Zona 1 – Pompaggio – Il motore fornisce potenza alla pompa ($b > 0$, $n > 0$, $p > 0$) che a sua volta fornisce potenza alla corrente, innalzandone la quota piezometrica ($q > 0$, $h > 0$). È la zona di funzionamento normale, cioè il funzionamento per cui la macchina è progettata.

Zona 2 – Dissipazione – La pompa continua a ricevere potenza dal motore ($b > 0$, $n > 0$, $p > 0$), ma tale potenza non viene trasmessa alla corrente. Al contrario è la corrente che trasmette potenza alla girante ($h > 0$, $q < 0$). La potenza totale viene interamente dissipata e il rendimento è minore di zero.

Zona 3 – Turbinaggio – La corrente fornisce potenza alla girante ($q < 0$, $h > 0$) che a sua volta la trasmette al motore ($b > 0$, $n < 0$). Il rendimento η^T risulta positivo. Questa condizione corrisponde al funzionamento della PAT ed il suo studio è oggetto di questa tesi di dottorato.

Zona 4 – Dissipazione – Anche in questo caso la girante dissipa tutta la potenza che le viene fornita dal motore ($b < 0$, $n < 0$) e dalla corrente ($h > 0$, $q < 0$).

Zona 5 – Pompaggio inverso – Il funzionamento è quello di una pompa, con il motore che fornisce potenza alla girante che a sua volta la tramette alla corrente idrica. Il verso di rotazione del motore e della girante, così come il verso in cui scorre la corrente, però, sono opposti a quelli di progetto.

Zona 6 – Dissipazione - Anche in questo caso sia il motore ($b < 0$, $n < 0$) che la corrente idrica ($h < 0$, $q > 0$) forniscono alla girante potenza che viene completamente dissipata.

Zona 7 – Turbinaggio inverso – La macchina funziona come turbina poiché riceve potenza dalla corrente ($h < 0$, $q < 0$) e la trasmette al motore ($b < 0$, $n > 0$), ma il senso della rotazione della girante e il verso della corrente idrica sono quelli delle normali condizioni di pompaggio.

Zona 8 – Dissipazione – La potenza fornita dalla corrente alla macchina ($h < 0$, $q > 0$) non è sufficiente a mantenere in rotazione la girante, che riceve potenza dal motore ($b > 0$, $n > 0$).

La Tabella 1 mostra in sintesi quanto finora esposto sulle condizioni di funzionamento e sul valore che assumono i parametri in questione. Lo studio delle diverse condizioni di funzionamento può essere affrontato, almeno in prima battuta, attraverso metodi algebrici e semi-empirici, che attraverso relazioni matematiche più o meno semplici che coinvolgono i parametri sopracitati permettono di prevedere le diverse condizioni di funzionamento.

Nella letteratura tecnica si possono trovare molteplici lavori che affrontano la questione sotto questo punto di vista. Williams, nel 1994, confrontava otto tra gli innumerevoli metodi capaci di prevedere i punti di massimo rendimento di una pompa funzionante

come turbina. Nel seguito verranno presentati i metodi di Suter (1966) e di Derakhshan (2003), che, basandosi sul concetto di similitudine idraulica delle turbomacchine, permettono di prevedere per il funzionamento inverso di una pompa oltre al punto di ottimo, l'intera curva caratteristica.

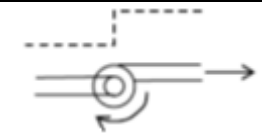
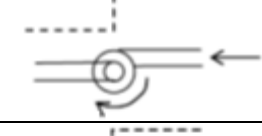
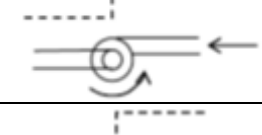
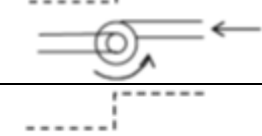
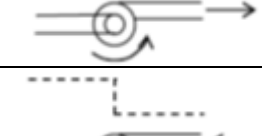
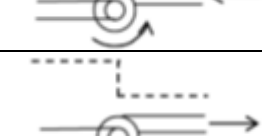
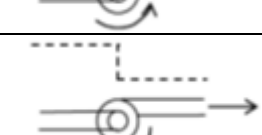
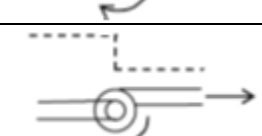

Zona	Descrizione	q	h	b	n	Schema
1	Pompaggio	+	+	+	+	
2	Dissipazione	-	+	+	+	
3	Turbinaggio	-	+	+	-	
4	Dissipazione	-	+	-	-	
5a	Pompaggio inverso (assiali)	+	+	-	-	
5b	Pompaggio inverso (centrifughe)	-	-	-	-	
6	Dissipazione	+	-	-	-	
7	Turbinaggio inverso	+	-	-	+	
8	Dissipazione	+	-	+	+	

Tabella 1

SIMILITUDINE DELLE MACCHINE ROTANTI

Nell'ipotesi di macchine rotanti geometricamente simili inserite in impianti geometricamente simili, operanti entrambe con lo stesso fluido, costituite dello stesso materiale e sottoposte alla sola forza di gravità, è possibile pervenire, attraverso l'analisi dimensionale, alla definizione di due velocità specifiche di rotazione.

$$N_S^P \left[\frac{m^3}{s}, m \right] = N_R^P \frac{Q_R^{P^{1/2}}}{H_R^{P^{3/4}}} \quad (6)$$

$$N_S^T [kW, m] = N_R^T \frac{P_R^{T^{1/2}}}{H_R^{T^{4/3}}} \quad (7)$$

Laddove N_R , Q_R , P_R e H_R sono rispettivamente la velocità di rotazione, la portata, la potenza e la prevalenza in condizioni di massimo rendimento. Gli apici P e T distinguono le condizioni di pompaggio da quelle di turbinaggio.

Secondo questo criterio due macchine simili hanno velocità di rotazione specifiche uguali. Il primo dei due numeri è generalmente utilizzato per confrontare le pompe, mentre il secondo costituisce il criterio di similitudine delle turbine.

L'importanza di questi numeri sta nel fatto che è possibile far dipendere lo studio di una qualunque turbomacchina da quello di una simile: si ottiene così un criterio di confronto fra macchine diverse per dimensioni, velocità, salto, potenza e numero di giri.

Vengono anche utilizzati per studiare il comportamento di una stessa macchina nei diversi regimi di funzionamento di Figura 16, tuttavia l'ipotesi che la similitudine resti valida anche per macchine geometricamente differenti e lontano dal rated point è da verificare. Di seguito vengono proposti due metodi, presenti nella letteratura tecnica, che facendo uso della similitudine permettono di prevedere il comportamento a turbina di una PAT, assegnato il rated point del funzionamento a pompa: il metodo di Suter ed il metodo di Derakhshan.

IL METODO DI SUTER (1966)

Secondo questo metodo, il funzionamento delle turbomacchine che presentano medesima velocità specifica di rotazione può essere caratterizzato dai seguenti parametri di Suter:

$$WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \quad (8)$$

$$WT = \frac{b}{n^2 + q^2} \quad (9)$$

I valori dei parametri di Suter, uguali per macchine simili, possono essere riportati su diagrammi in funzione del solo parametro θ , laddove:

$$\theta = \text{atan} \frac{n}{q} \quad (10)$$

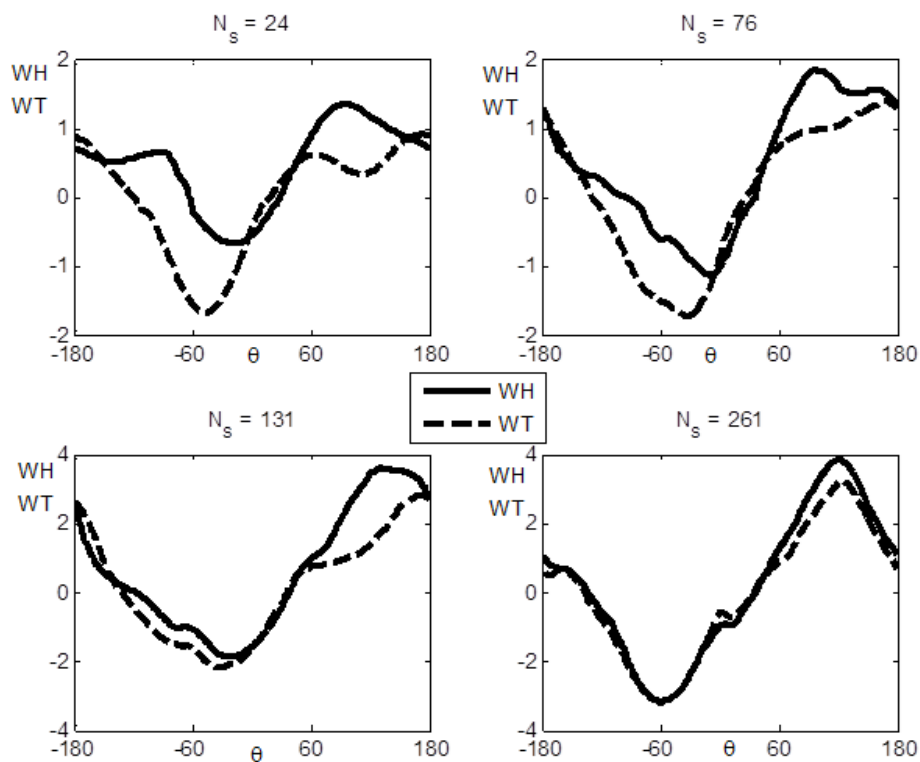


Figura 17 – Valori dei parametri di Suter per differenti valori di velocità specifica

La conoscenza di questi valori permette di prevedere il comportamento di una turbomacchina in qualunque condizione di funzionamento, una volta noti i valori caratteristici del rated point.

Il rendimento in funzione di θ può essere calcolato come:

$$\eta^P(\theta) = \eta_R \frac{1}{\tan \theta} \frac{WH}{WT} \quad (11)$$

$$\eta^T(\theta) = \eta_R \tan \theta \frac{WT}{WH} \quad (12)$$

A scopo esemplificativo, in Figura 18 è riportato l'andamento del rendimento in funzione di θ . Sono ben visibili le 4 delle 8 zone di funzionamento della turbomacchina a rendimento non nullo, ossia, rispettivamente, il turbinaggio inverso, il pompaggio normale, il turbinaggio normale e il pompaggio inverso. È inoltre distinguibile come, per i funzionamenti inversi, sia in pompaggio che in turbinaggio, il rendimento sia di gran lunga minore rispetto alle condizioni ottimali di funzionamento.

Infine si evince come il rendimento in fase di pompaggio di siffatta serie di turbomacchine sia maggiore del rendimento in fase di turbinaggio.

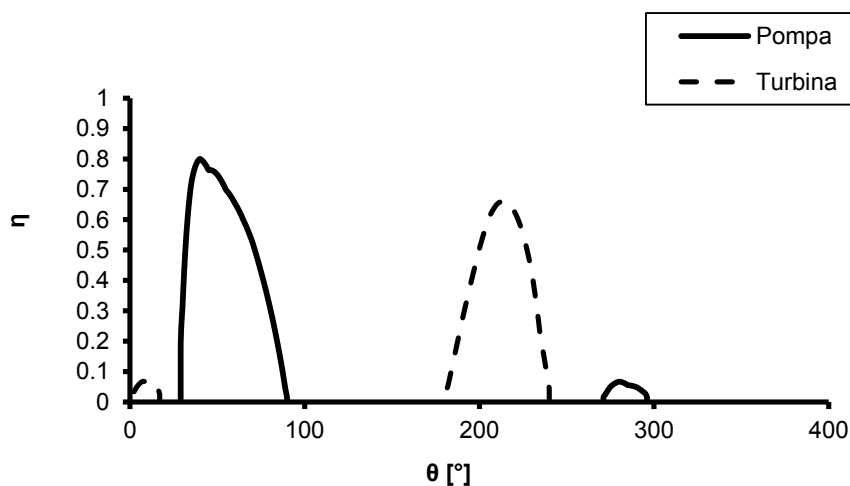


Figura 18

IL METODO DI DERAKHSHAN (2008)

Nel 2008 Derakhshan e Nourbakhsh hanno sviluppato un metodo che permette di calcolare il funzionamento a pompa di una turbomacchina in cui $(N_S^P \left[\frac{m^3}{s}, m \right] < 60)$ a partire dalle condizioni di rated point del funzionamento a pompa.

$$\frac{N_R^T}{N_R^P} \sqrt{\frac{H_R^P}{H_R^T}} = 0.004205 \cdot N_S^P + 0.6464 \quad (13)$$

$$N_R^T \frac{Q_R^{T^{1/2}}}{H_R^{T^{3/4}}} = 0.9413 \cdot N_S^P - 3.3498 \quad (14)$$

$$N_S^T = 0.849 \cdot N_R^P \frac{P_R^{P^{1/2}}}{H_R^{P^{4/3}}} - 679.1179 \quad (15)$$

$$h^T = 1.0283 \cdot q^{T^2} - 0.5468 \cdot q^T + 0.5314 \quad (16)$$

$$p^T = -0.3092 \cdot q^{T^3} + 2.1472 \cdot q^{T^2} - 0.8865 \cdot q^T + 0.0452 \quad (17)$$

Le equazioni (13)-(15) permettono di calcolare il punto di massimo rendimento per il funzionamento a turbina, mentre attraverso le equazioni (16) e (17) si possono calcolare la curva caratteristica e la curva del rendimento della PAT. Il metodo è stato sviluppato su base empirica su macchine centrifughe rotanti alla velocità di 1500 rpm. Gli autori fissano un limite di validità anche sul valore di $N_S^T [kW, m]$, il cui massimo viene identificato in 150.

APPLICAZIONE DEI MODELLI MONODIMENSIONALI

Di seguito si riportano, in Tabella 2, i rated point delle tre turbomacchine oggetto di studio, con i relativi valori di velocità specifiche di rotazione. Si rende noto che i diametri delle giranti sono pari a 240 mm, 110 mm e 140 mm rispettivamente per i modelli PM100, E6SX64 e KSB.

Inoltre si riportano i risultati dei due modelli monodimensionali confrontati con le curve sperimentali fornite dalle case produttrici. Per il funzionamento a pompa i dati sperimentali sono confrontati con il solo modello di Suter. Per il funzionamento a turbina, invece, i dati dei collaudi vengono confrontati con entrambi i modelli monodimensionali presentati (Figura 19 - Figura 24)

Macchina	Tipologia	Q_R^P [l/s]	H_R^P [m]	P_R^P [kW]	η_R^P [-]	N_R^P [rpm]	N_S^P [m ³ /s,m]
PM100	Centrifuga multistadio (1 stadio)	40.00	67.10	33.90	0.78	2900	24.74
E6SX64	Semiassiale multistadio (4 stadio)	16.00	37.50	7.35	0.80	2900	24.21
KSB	Centrifuga monostadio	3.40	5.93	0.30	0.67	1450	22.26

Macchina	Tipologia	Q_R^T [l/s]	H_R^T [m]	P_R^T [kW]	η_R^T [-]	N_R^T [rpm]	N_S^T [m ³ /s,m]
PM100	Centrifuga multistadio (1 stadio)	29.00	27.57	5.60	0.71	1550	44.04
E6SX64	Semiassiale multistadio (4 stadio)	24.00	70.58	12.16	0.73	3000	35.87
KSB	Centrifuga monostadio	3.80	4.81	0.11	0.60	1020	41.33

Tabella 2

Come si evince dai grafici, le previsioni dei due modelli non sempre sono soddisfacenti e possono condurre anche ad errori considerevoli. Essi, infatti, non portano affatto in conto eventuali fattori di forma e di scala. Difatti la previsione risulta più accurata per il modello PM100, che è un modello di pompa centrifuga che per il modello E6SX64, dalla geometria semiassiale. La macchina della KSB, invece, nonostante sia una macchina centrifuga, non viene ben modellata né per il comportamento a pompa né per quello a turbina. Si può asserire che i modelli monodimensionali, seppure possono essere utili in una fase di valutazione generale del comportamento inverso di una pompa, non possono garantire risultati sempre aderenti al reale funzionamento della macchina.

Per poter adeguatamente garantire una corretta progettazione di un impianto di PAT sono necessarie indagini ben più approfondite, specie considerando gli effetti di errori nella valutazione del rendimento sul calcolo economico dell'impianto. I collaudi sperimentali, però, sono costosi e le case produttrici non forniscono le curve sperimentali necessarie.

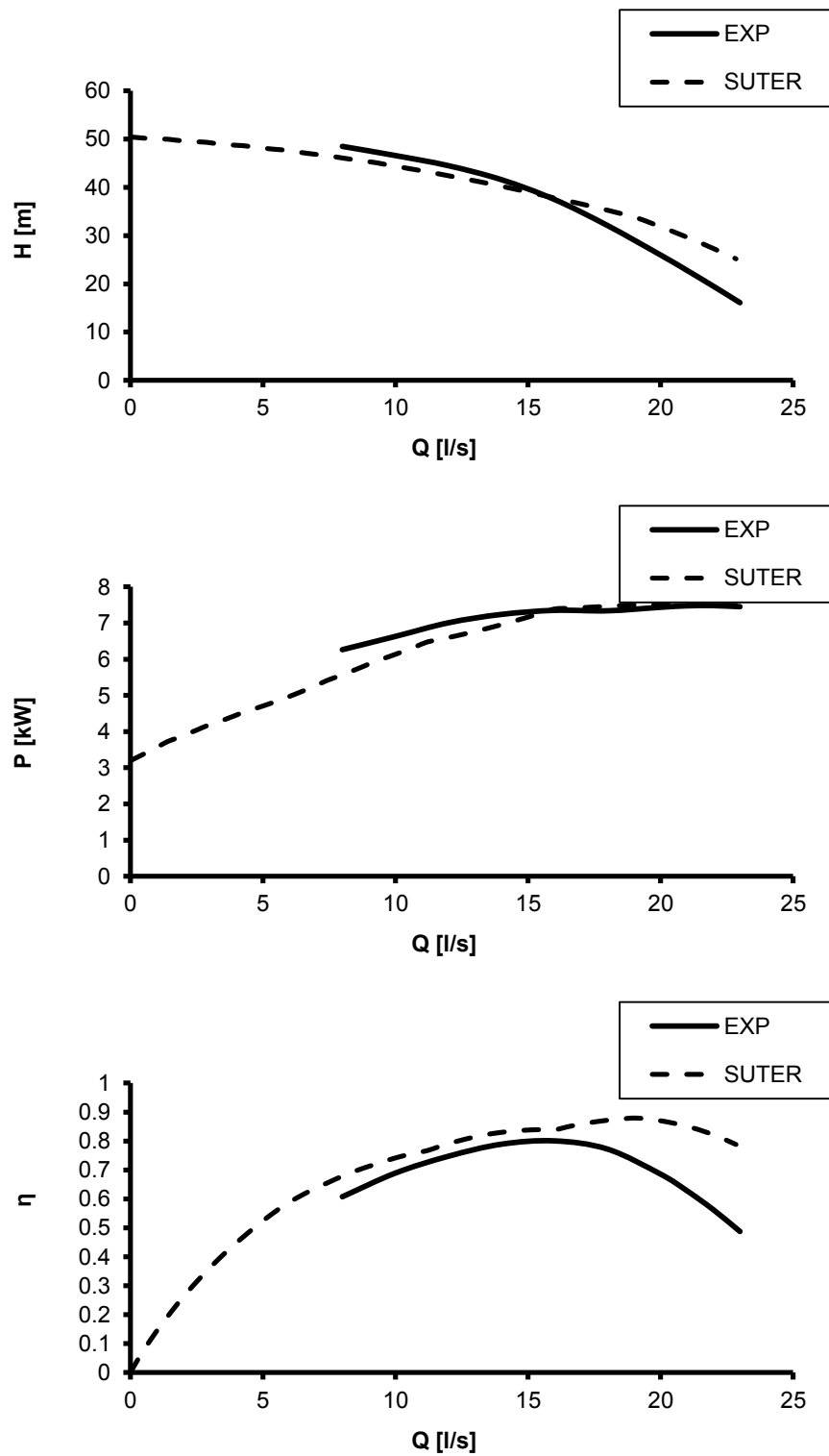


Figura 19 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a pompa del modello E6SX64

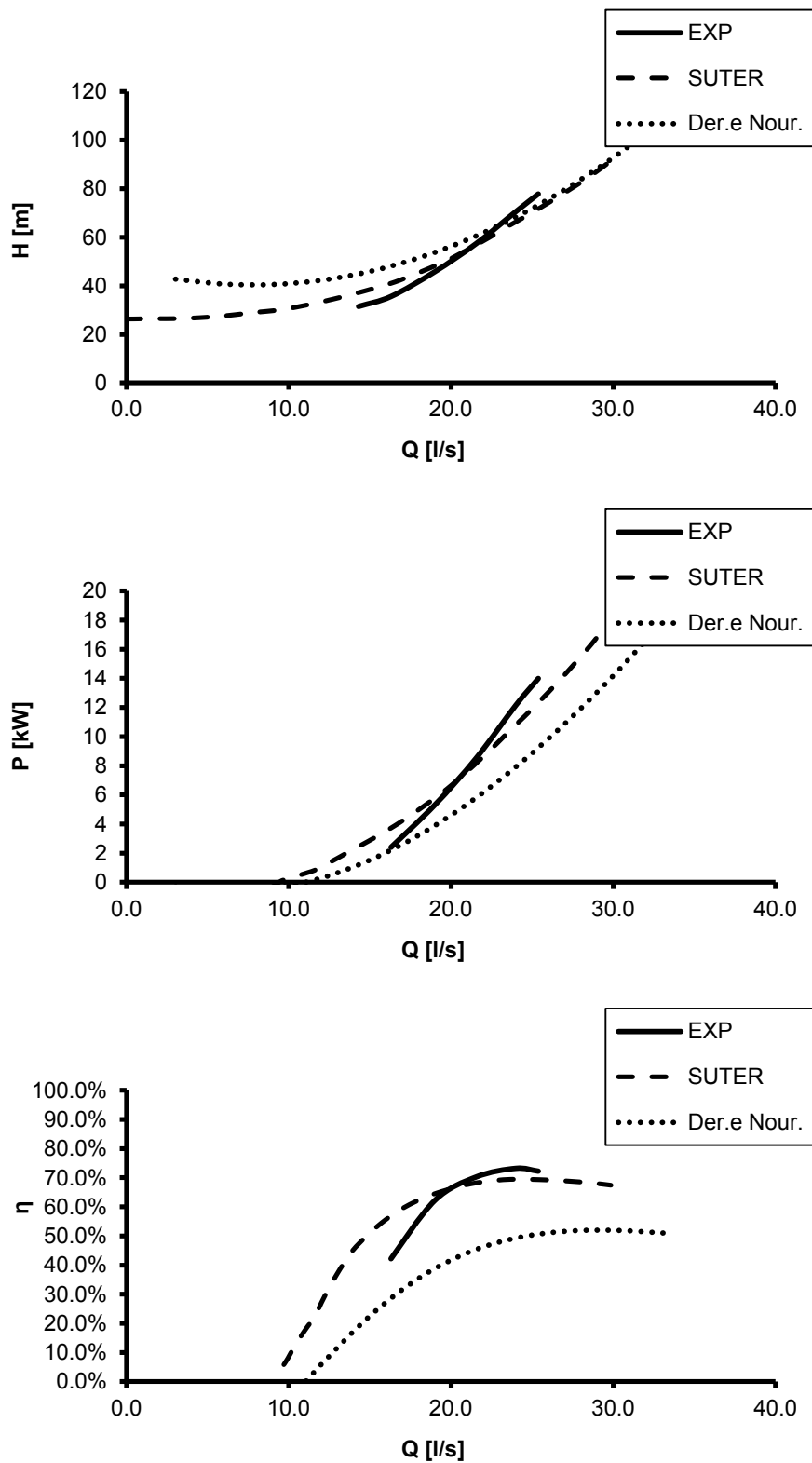


Figura 20 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a turbina del modello E6SX64

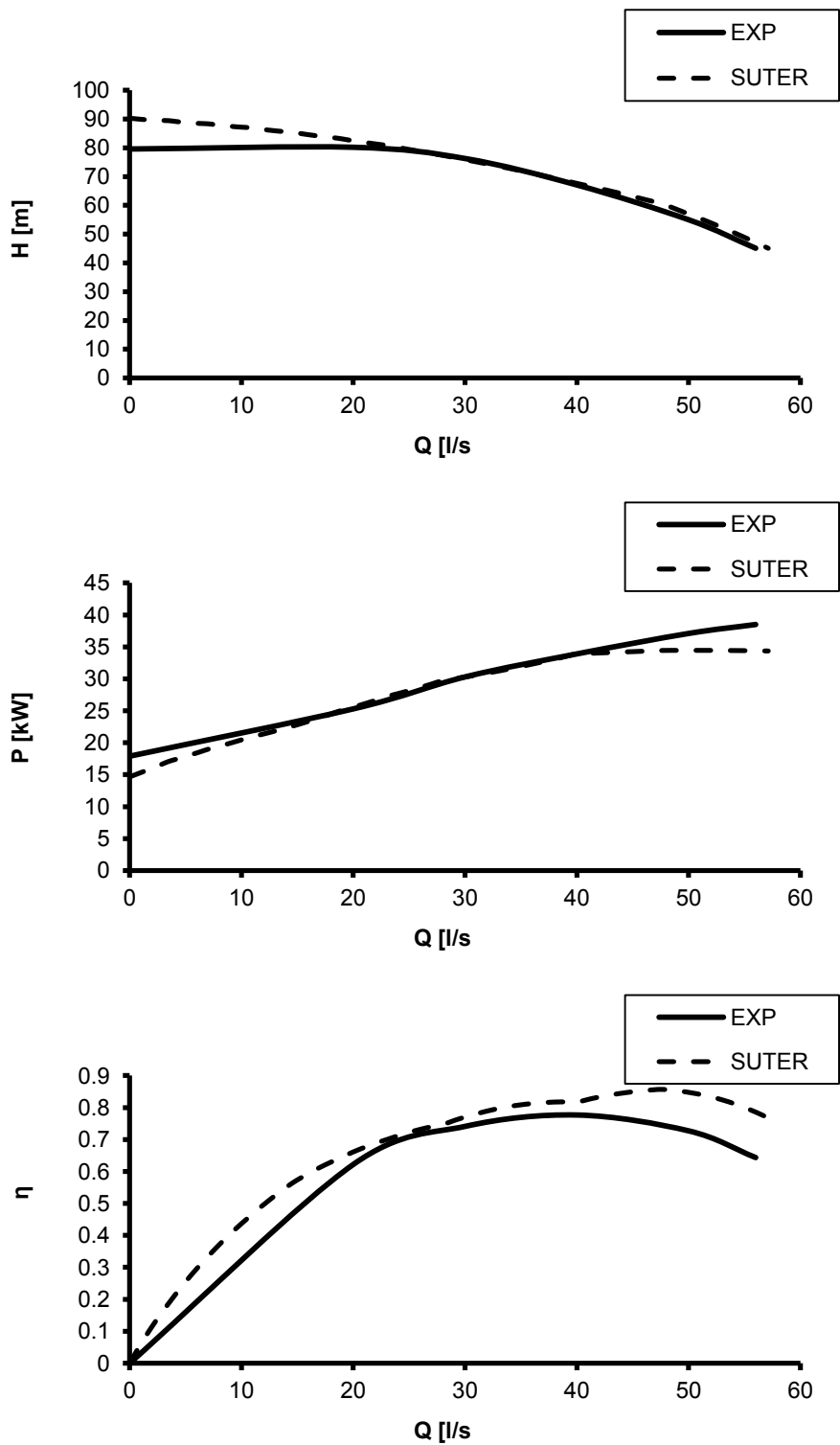


Figura 21 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a pompa del modello PM100

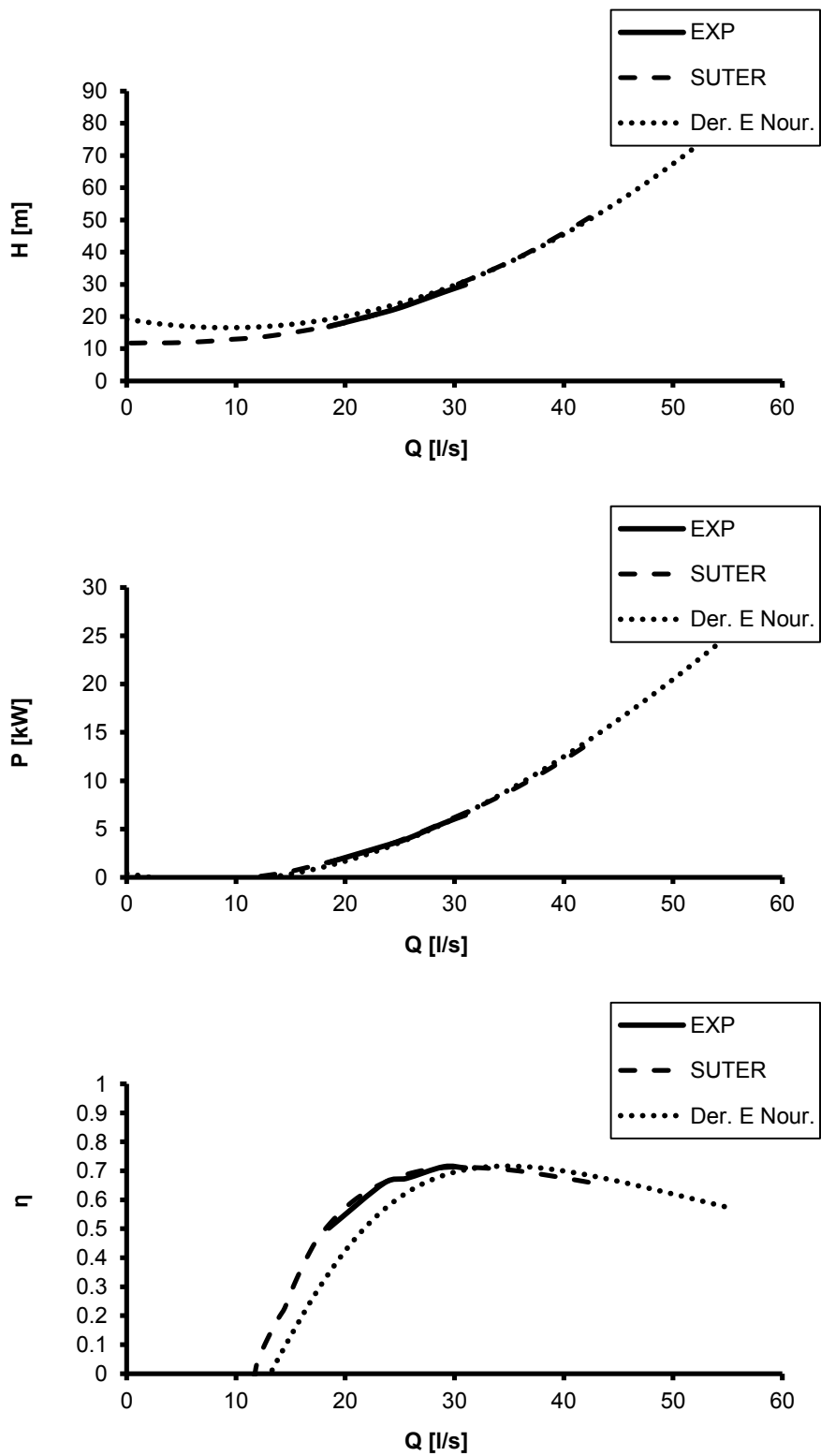


Figura 22 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a turbina del modello PM100

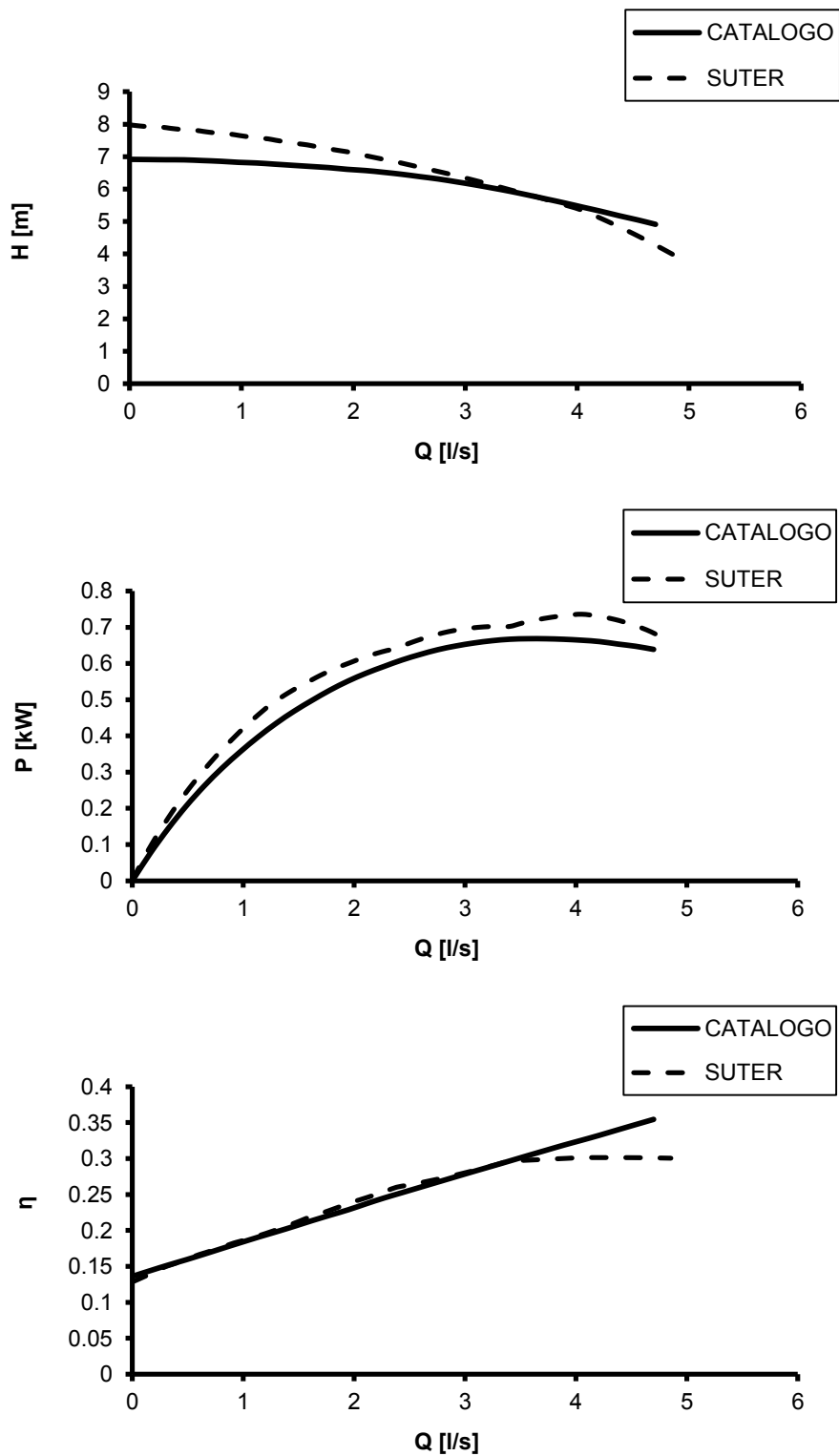


Figura 23 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a pompa del modello Etanorm M023-125 (1450 rpm)

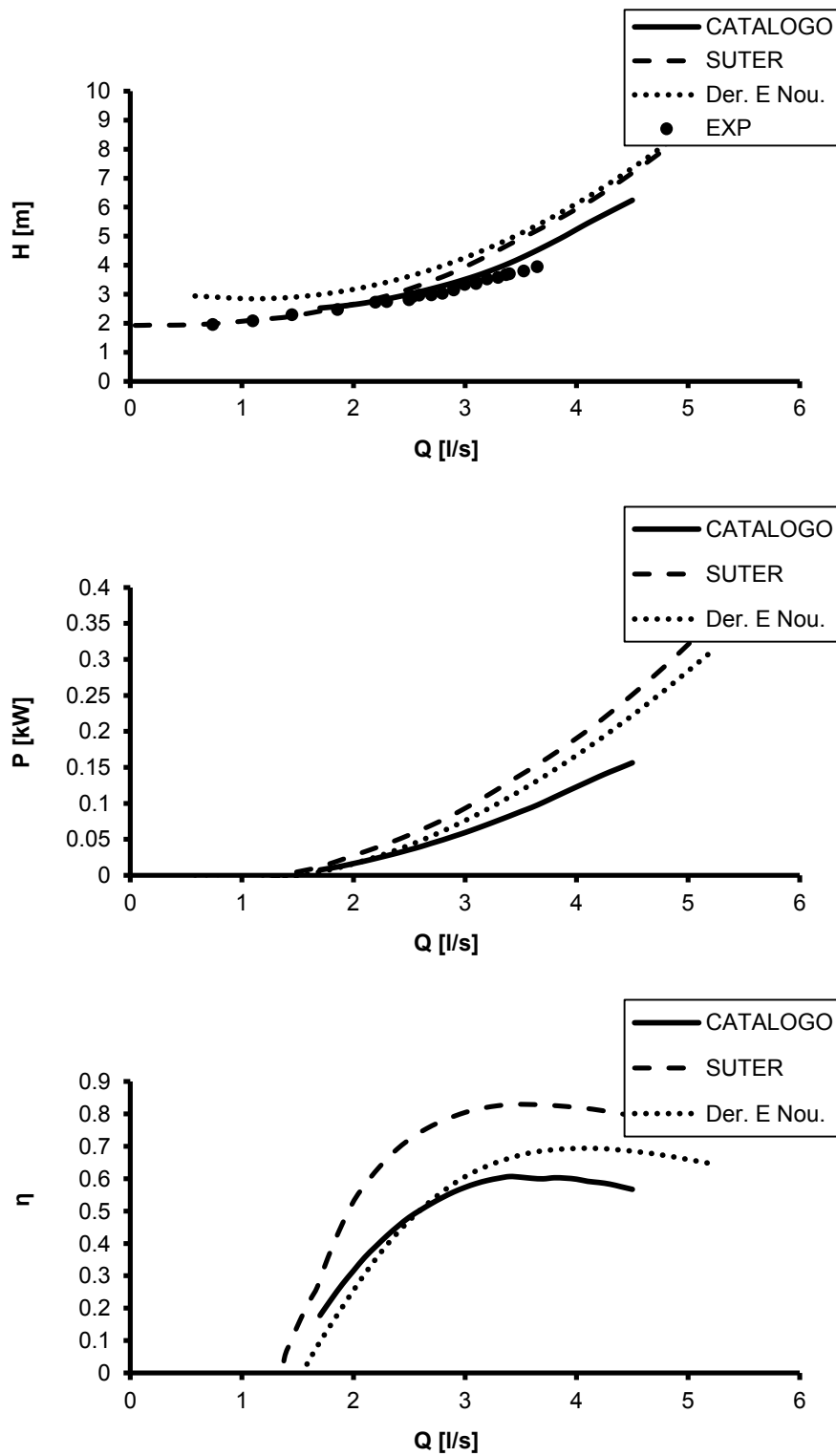


Figura 24 – Confronti fra collaudi e risultati dei modelli monodimensionali per il comportamento a turbina del modello Etanorm M023-125

La fluidodinamica computazionale può essere una valida alternativa alle indagini sperimentali: la modellazione della turbomacchina è molto precisa e, come vedremo nel seguito, l'onere computazionale può essere ridotto notevolmente con opportuni accorgimenti.

FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE

LE EQUAZIONI DI NAVIER-STOKES E LE EQUAZIONI DI REYNOLDS

Le equazioni che descrivono il comportamento di un fluido dal punto di vista macroscopico sono le equazioni di Navier-Stokes. Esse costituiscono un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali e sono basate sulla possibilità di modellare il fluido come un continuo deformabile. Nell'ipotesi di fluido incompressibile e pesante possono essere scritte nella forma:

$$\begin{cases} \rho \frac{dv_x}{dt} = \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \nabla^2 v_x \\ \rho \frac{dv_y}{dt} = \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} - \mu \nabla^2 v_y \\ \rho \frac{dv_z}{dt} = \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} - \mu \nabla^2 v_z \end{cases} \quad (18)$$

Come però è noto (Montuori, 1997), la risoluzione diretta delle (18) per via analitica è possibile solo per casi che presentano una geometria elementare e flussi laminari. La risoluzione numerica è possibile per i casi più complessi ma è comunque limitata a numeri di Reynolds relativamente bassi.

Pertanto, per ovviare a tali problemi, si cerca di studiare il moto scrivendo le equazioni in modo che in esse appaiano distinti i termini che contengono i valori medi ed i termini di agitazione. Si perviene in tal modo alla stesura di un nuovo sistema di equazioni che prendono il nome di equazioni di Reynolds (Reynolds Averaged Navier-Stokes - RANS):

$$\begin{cases} \rho \frac{d\bar{v}_x}{dt} = \rho X - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} - \mu \nabla^2 \bar{v}_x - \rho \left(\frac{\partial \overline{v_x'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v_x' v_y'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v_x' v_z'}}{\partial z} \right) \\ \rho \frac{d\bar{v}_y}{dt} = \rho Y - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} - \mu \nabla^2 \bar{v}_y - \rho \left(\frac{\partial \overline{v_y' v_x'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v_y'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v_y' v_z'}}{\partial z} \right) \\ \rho \frac{d\bar{v}_z}{dt} = \rho Z - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} - \mu \nabla^2 \bar{v}_z - \rho \left(\frac{\partial \overline{v_z' v_x'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v_z' v_y'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v_z'^2}}{\partial z} \right) \end{cases} \quad (19)$$

In forma tensoriale le equazioni di Reynolds diventano:

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{v}}}{\partial t} = \rho \mathbf{F} - \nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{v}} - \rho \bar{\mathbf{v}} \nabla \cdot \bar{\mathbf{v}} - \rho \nabla \mathbf{S} \quad (20)$$

Laddove,

$$\mathbf{S} = \begin{bmatrix} \overline{v'_x{}^2} & \overline{v'_x v'_y} & \overline{v'_x v'_z} \\ \overline{v'_y v'_x} & \overline{v'_y{}^2} & \overline{v'_y v'_z} \\ \overline{v'_z v'_x} & \overline{v'_z v'_y} & \overline{v'_z{}^2} \end{bmatrix} \quad (21)$$

La constatazione che il moto medio di una corrente turbolenta è influenzato da un nuovo tensore \mathbf{S} degli sforzi (turbolenti o di Reynolds) indica chiaramente che le proprietà medie di una corrente turbolenta sono diverse da quelle di una "analogica" corrente laminare: gli effetti associati alla presenza degli sforzi di Reynolds devono quindi essere correttamente riprodotti nel modello fisico di corrente. Ma se si intende calcolare il moto medio di una corrente turbolenta si incontra la difficoltà che gli sforzi specifici di Reynolds sono funzioni della correlazione tra le componenti fluttuanti della velocità.

Di qui la necessità di sviluppare delle teorie, o modelli, il cui scopo è quello di riprodurre l'azione dei termini fluttuanti sul moto medio, riconducendo però la valutazione del tensore degli sforzi turbolenti a sole grandezze relative al moto medio stesso. E' questo il cosiddetto problema della chiusura delle equazioni mediate di Reynolds. Il numero ed il tipo di modelli di turbolenza esistenti è enorme: nel seguito esamineremo qualcuno dei più classici, la cui base comune è costituita dall'ipotesi di Boussinesq.

Boussinesq, ancor prima che Reynolds mettesse in luce il legame tra gli sforzi turbolenti e le fluttuazioni della velocità, propose l'idea di una viscosità cinematica turbolenta isotropa ν_T , ovvero di uno scalare che, in analogia con la viscosità cinematica molecolare ν , consentisse di esprimere le componenti del tensore di Reynolds in funzione delle componenti del tensore della velocità di deformazione del moto medio.

Detta:

$$\bar{K} = \frac{\overline{v'_x{}^2} + \overline{v'_y{}^2} + \overline{v'_z{}^2}}{3} \quad (22)$$

l'energia cinetica turbolenta media, mediante l'introduzione del concetto di viscosità turbolenta il tensore degli sforzi alla Reynolds diventa:

$$\mathbf{S} = - \begin{bmatrix} 2\nu_T \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \bar{K} & \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} \right) & \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} \right) \\ \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial x} \right) & 2\nu_T \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \bar{K} & \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} \right) \\ \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial x} \right) & \nu_T \left(\frac{\partial \bar{v}_y}{\partial z} + \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial y} \right) & 2\nu_T \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \bar{K} \end{bmatrix} \quad (23)$$

e le equazioni di Reynolds, in forma tensoriale:

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{v}}}{\partial t} = \rho \mathbf{F} - \nabla \bar{p} + \nabla [(\mu + \mu_T) \cdot \nabla \bar{\mathbf{v}}] - \rho \bar{\mathbf{v}} \nabla \cdot \bar{\mathbf{v}} - \rho \nabla \mathbf{S} \quad (24)$$

laddove,

$$\mu_T = \rho \nu_T \quad (25)$$

La viscosità cinematica turbolenta non ha naturalmente nulla a che fare con la viscosità cinematica molecolare ordinaria, perché non trae origine da proprietà fisiche del fluido, bensì dalle fluttuazioni del suo moto, che si sono separate dal moto medio. Di conseguenza, anche in correnti di fluidi a proprietà costanti, la viscosità cinematica turbolenta non è affatto costante ed uniforme, bensì è una variabile funzione della posizione, del tempo e delle condizioni di moto, così come lo sono, appunto, i moti vorticosi. In ogni caso, si ottengono equazioni che differiscono da quelle usuali per il solo fatto che i termini viscosi sono espressi come somma dei consueti termini dipendenti dalla viscosità molecolare del fluido (proprietà fisica ben definita e qui assunta costante ed uniforme) e di termini dipendenti dalla viscosità turbolenta, che è, al contrario, funzione della posizione e dell'atto di moto, e che pertanto deve essere mantenuta all'interno degli operatori di derivata spaziale. Nell'ambito dell'ipotesi di Boussinesq, il

problema della modellazione degli sforzi di Reynolds è quindi ricondotto alla determinazione della viscosità turbolenta ν_T .

Il problema è stato ed è tuttora affrontato con diversi tipi di approccio, che hanno portato da semplici chiusure di tipo algebrico (modelli di ordine zero) a modelli differenziali ad una o più equazioni, dove la viscosità turbolenta è determinata sulla base di una o più proprietà scalari della corrente (dotate o meno di significato fisico immediato) valutate con equazioni differenziali di trasporto ricavate direttamente dalle equazioni di Navier-Stokes.

I modelli a 0 equazioni sono modelli algebrici in cui μ_T è definita in base a grandezze algebriche o coefficienti mediante relazioni empiriche o semiempiriche. Sono in genere modelli poco affidabili.

Tra i modelli a 2 equazioni notevole impiego ha trovato nel corso degli anni il modello K- ϵ . È un modello che fa riferimento alle due grandezze K (energia cinetica turbolenta) ed ϵ (velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta specifica). Basandosi sulla legge universale di parete e su due equazioni differenziali in K ed ϵ , il modello calcola l'eddy viscosity come:

$$\mu_T = \rho \frac{K^2}{\epsilon} c_u \quad (26)$$

Laddove c_u è un coefficiente.

Un modello analogo è il modello K- ω . Tale modello prevede che una delle due equazioni sia relativa alla variabile $\omega = \epsilon/K$ (frequenza turbolenta).

Il modello SST aggiunge alle due equazioni del modello K- ω alcuni termini riguardanti il trasporto dello sforzo d'attrito. Riesce a sfruttare la buona accuratezza e robustezza del modello K- ω vicino alla parete, unitamente all'indipendenza dalle condizioni al contorno del modello K- ϵ in condizioni di flusso libero.

Un esempio di modello a sette equazioni, infine, è il modello RMS (Reynolds stress model) che calcola tutti i termini del tensore degli sforzi alla Reynolds (23) ed aggiunge un'equazione di trasporto in più; ne consegue un enorme impegno computazionale.

LA FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE PER IL CALCOLO DELLE TURBOMACCHINE

COMPLESSITÀ DEL PROBLEMA

Le equazioni di Reynolds vengono utilizzate per risolvere i campi fluidodinamici in numerosissime applicazioni ingegneristiche. La risoluzione delle equazioni di Reynolds, qualunque sia il modello scelto per trattare la turbolenza, avviene normalmente per via numerica ed i codici di calcolo fanno uso di modelli numerici ai volumi finiti. Nel campo delle turbomacchine, a causa della complessità della geometria, la fluidodinamica computazionale trova impiego per la maggior parte nell'industria, in fase di progettazione meccanica, mentre ha scarsa applicazione nel campo della ricerca scientifica e della pratica ingegneristica.

La geometria delle turbomacchine è molto complessa, fortemente irregolare, asimmetrica e con canali molto stretti. Con la complessità della geometria cresce risoluzione della griglia di calcolo e con essa l'onere computazionale. Inoltre nelle macchine idrauliche esistono, per ragioni costruttive, dei canali di bypass (rasamenti). Attraverso di essi fluisce una parte di portata che non partecipa allo scambio di potenza fra girante e flusso idrico e che influenza notevolmente le prestazioni della macchina. I rasamenti sono canali molto stretti e per la corretta simulazione è necessario infittire notevolmente la griglia di calcolo, aumentandone considerevolmente il numero di elementi.

Le simulazioni possono essere condotte in condizioni stazionarie ("steady") e transitorie ("transient"). Per sua stessa natura, il campo fluidodinamico di una turbomacchina è di per sé transitorio: la girante ruota e muove un volume di fluido: nel tempo mutano sia il dominio di calcolo che le condizioni di moto. Una simulazione steady ha ragion d'essere solo come artificio numerico: si immagina che la girante sia fissa in una specifica condizione ma che il volume di fluido in essa contenuto sia comunque sottoposto ad una

velocità di rotazione. In questo modo si riescono a contenere notevolmente le risorse richieste per il calcolo. Tuttavia, come vedremo nel seguito, il moto della girante e la modifica del dominio di calcolo possono causare risultati notevolmente differenti: le interazioni rotore-statore causano tanto una fluttuazione dinamica (Ismaier e Schlucker, 2009) quanto una modifica dei valori medi delle variabili. Una simulazione transient dunque, benché richieda tempi e risorse considerevoli, permette risultati più affidabili ed indagini sulla risposta dinamica della turbomacchina altrimenti impossibili. Anche lo studio del comportamento della turbomacchina a seguito di sollecitazioni variabili nel tempo (come possono essere le condizioni al contorno generate da fenomeni di colpo d'ariete) è possibile solo conducendo simulazioni di questo genere.

Nel caso di simulazioni di macchine multistadio la complessità del calcolo aumenta ulteriormente. Poiché le condizioni al contorno del singolo stadio sono determinate dal campo fluidodinamico degli stadi adiacenti, generalmente il calcolo di un singolo stadio richiede la simulazione di tre stadi posti in serie. Gli stadi iniziale e finale vengono utilizzati per generare le corrette condizioni al contorno dello stadio centrale, l'unico in cui i risultati relativi al campo di moto vengono considerati attendibili. Inoltre, come vedremo nel seguito, la simulazione di tre stadi posti in serie è necessaria anche per la corretta modellazione della portata circolante nei rasamenti.

UN CASO STUDIO: IL MODELLO CAPRARI PM100

Come caso studio si è scelto di modellare il comportamento a pompa della macchina PM100 della Caprari. Il volume fluido di ciascuno stadio è stato suddiviso in circa 5 milioni di volumi finiti, per un totale di 15 milioni di elementi. Le RANS sono state risolte numericamente con l'impiego del codice commerciale ANSYS CFX. Tra i modelli di turbolenza disponibili si è scelto di utilizzare il modello SST, che trova largo impiego nella modellazione delle turbomacchine (Cenci e Pinelli, 2006; Rawal e Kshirsagar, 2007; Ansys, 2006). Il codice di calcolo prevede la possibilità di porre differenti tipologie di condizioni al contorno. Si è scelto, per privilegiare la velocità e la robustezza (Ansys, 2006), di fissare la portata massica all'ingresso (condizioni di inlet) e la pressione all'uscita della turbomacchina (condizioni di outlet).

Le due figure seguenti (Figura 25 e Figura 26) mostrano la configurazione multistadio della simulazione, mettendo in evidenza la ripartizione tra il flusso principale che attraversa la girante e la portata di bypass che invece ricircola da uno stadio all'altro attraverso i rasamenti. La portata massica totale è una quantità nota, ma la ripartizione tra flusso principale e portata di bypass costituisce una soluzione al problema fluidodinamico. Per questo in una simulazione "monostadio" i rasamenti vengono generalmente chiusi e si impone il passaggio dell'intera portata attraverso la girante, trascurando la portata di bypass. In una simulazione su tre stadi, invece, si possono "aprire" i rasamenti dello stadio centrale, consentendo una più precisa modellazione del fenomeno.

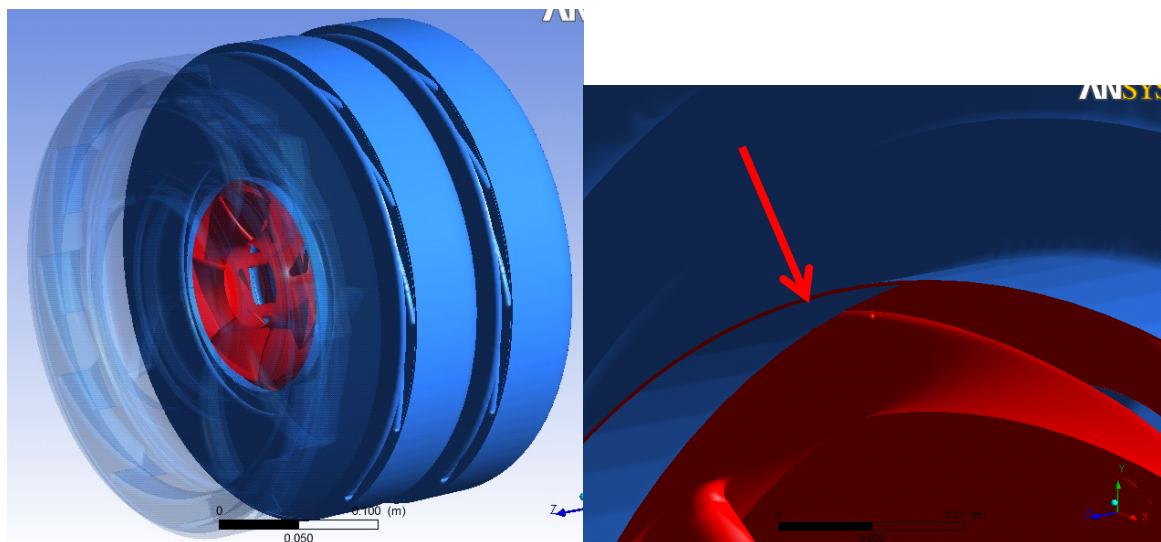


Figura 25 – Geometria della PM100: configurazione multistadio e apertura del rasamento.

Si è cercato di ricostruire la curva caratteristica della pompa conducendo diverse simulazioni con diversi valori di portata e calcolando, per le diverse portate, le differenze di quota piezometrica fra l'ingresso e l'uscita dello stadio centrale. Le simulazioni sono state condotte sia in modalità steady che in modalità transient.

In Figura 28 si riportano le due curve caratteristiche confrontate con la curva sperimentale ottenuta nella sala collaudi della Caprari. Come è evidente gli errori nella

previsione della curva sono minimi per le simulazioni in regime transitorio, mentre aumentano sensibilmente per le simulazioni steady.

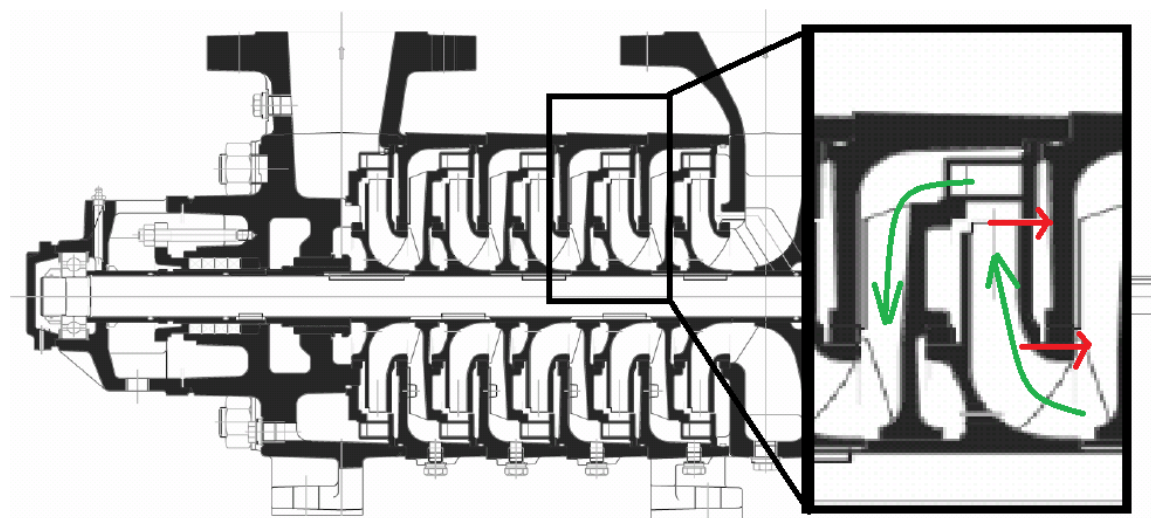


Figura 26 – In rosso i rasamenti e le portate di bypass (funzionamento a pompa). In verde il flusso idrico principale.

Il comportamento dinamico delle turbomacchine era già stato messo in evidenza da Ismaier e Schlucker (2009): le interazioni rotore-statore causano delle fluttuazioni di pressione non trascurabili e difficilmente prevedibili, tanto maggiori quanto più si è lontani dal punto di progetto della macchina. In Figura 29, a fianco agli esperimenti di Schlucker (in alto) sono mostrati i risultati della modellazione CFD relativa alla macchina PM100 per una portata di 35 l/s.

Risulta chiaro come la semplificazione introdotta dalla possibilità di realizzare simulazioni steady conduca ad errori rilevanti e non facilmente prevedibili. D'altra parte le simulazioni transient, che mostrano un'affidabilità maggiore, richiedono considerevoli risorse computazionali.

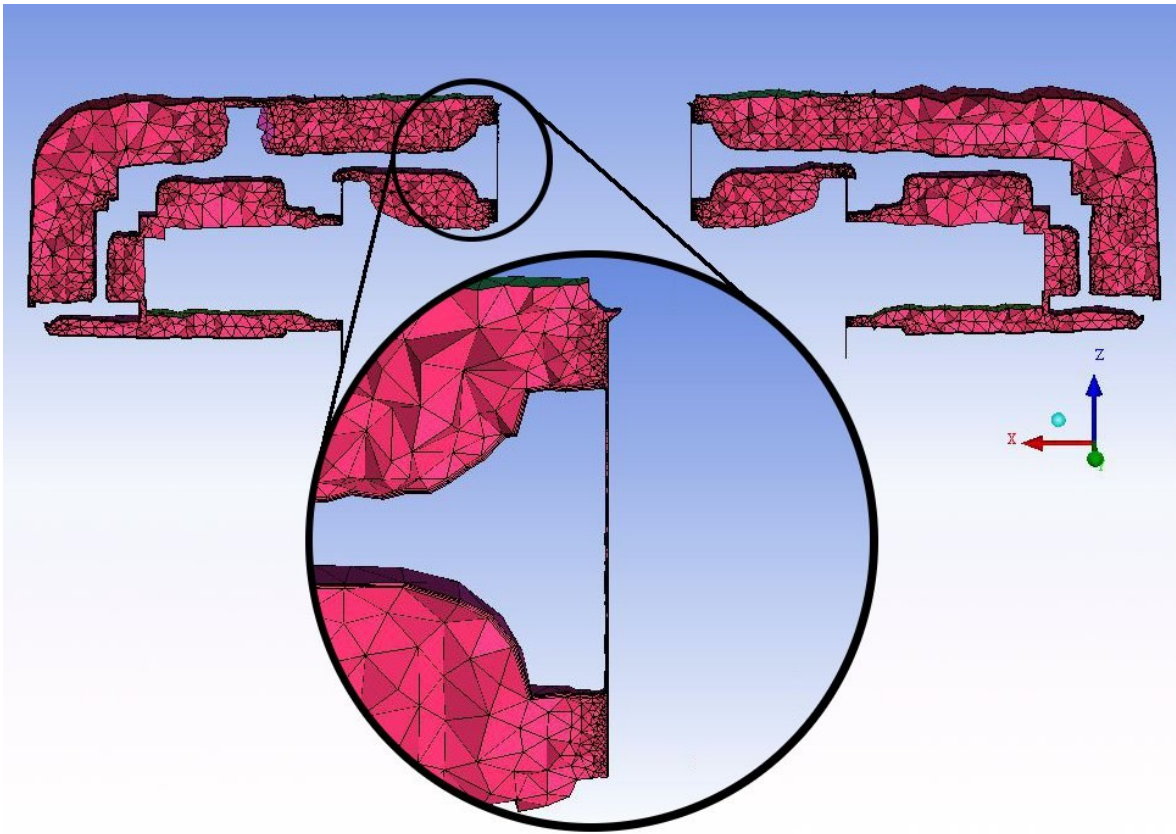


Figura 27 – Sezione di una mesh fluidodinamica e ingrandimento dei rasamenti.

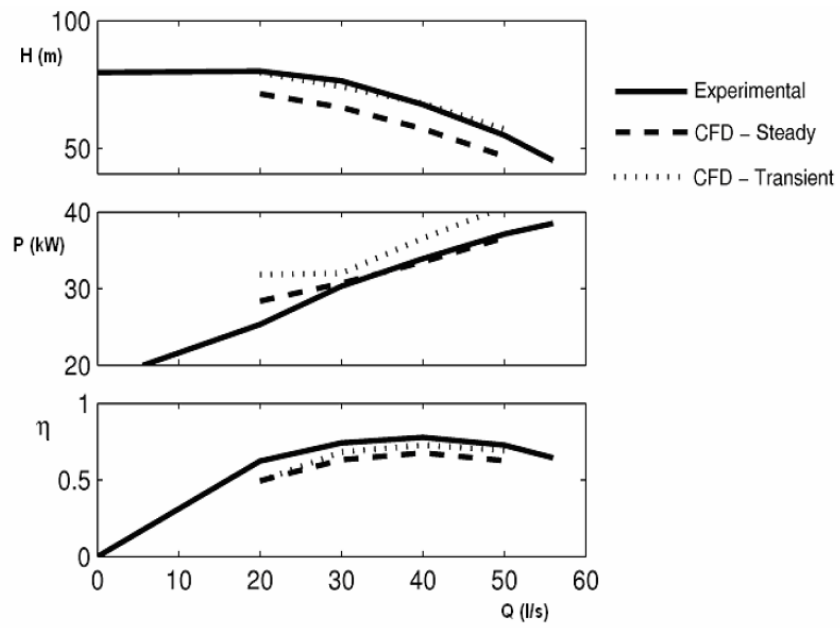


Figura 28

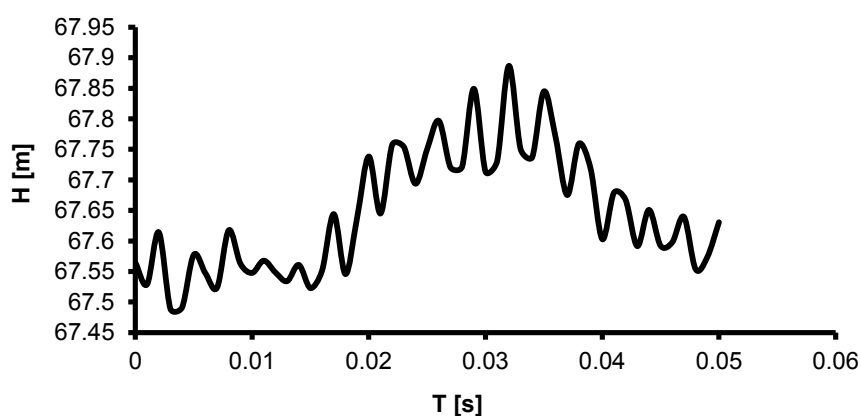
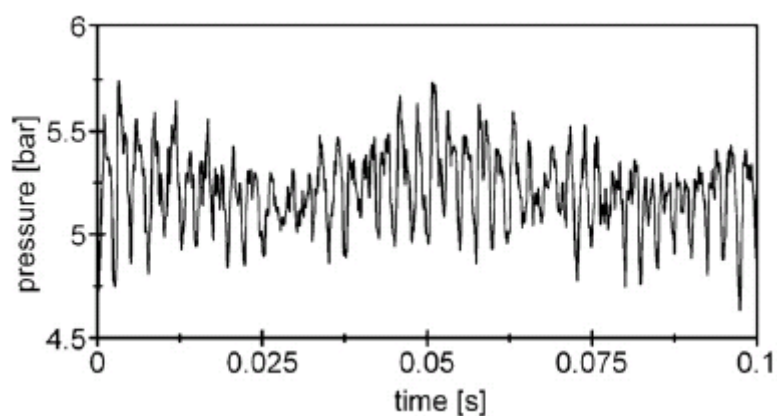


Figura 29 – Fluttuazioni di pressione causate dall'interazione rotore-statore

La necessità di ottenere risultati affidabili unitamente alla volontà di indagare il comportamento delle PAT in condizioni di moto variabili hanno reso necessario un grande impegno nella riduzione dell'onere computazionale. Nel paragrafo successivo vengono mostrate le tecniche adottate nel tentativo di ridurre i tempi e le risorse di calcolo ed i risultati ottenuti.

SEMPLIFICAZIONE DEL PROBLEMA FLUIDODINAMICO

Allo scopo di ridurre la richiesta di risorse di un calcolo fluidodinamico sono state effettuate delle prove finalizzate a determinare la complessità minima della griglia di calcolo (Antipodi et al, 2010, Fecarotta et al. 2011). Sono state realizzate numerose griglie

fluidodinamiche, diverse per numero di elementi, relative alla macchina PM100 e per ciascuna di esse si è risolto il problema fluidodinamico del funzionamento a pompa.

Alcuni artifici hanno permesso, diversamente da quanto mostrato sin qui, di effettuare il calcolo su un solo stadio senza tuttavia trascurare la portata circolante all'interno dei rasamenti. Infatti, aggiungendo due tronchi di tubazione, rispettivamente a monte e a valle della turbomacchina, è stato possibile allontanare l'inlet e l'outlet del singolo stadio dalle condizioni al contorno (Carravetta et al., 2011). Questo ha permesso al contempo di mantenere aperto il rasamento e di ridurre ad un terzo il numero di elementi della mesh fluidodinamica.

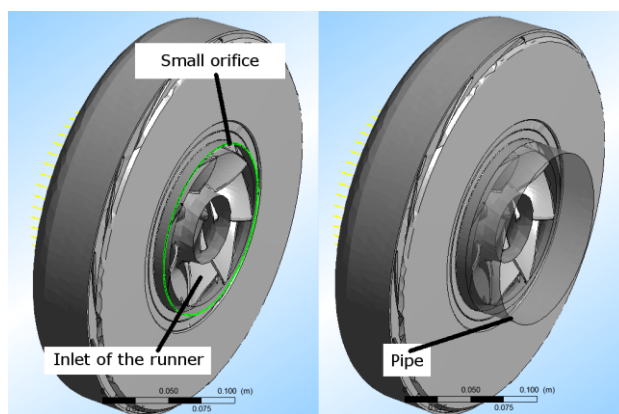


Figura 30 – Modifica della geometria finalizzata alla rimozione dei due stadi esterni nel calcolo fluidodinamico

Dai risultati di ciascun calcolo sono stati determinati la prevalenza manometrica e il rendimento complessivo della macchina.

I risultati sono mostrati in Figura 31 (Fecarotta et al, 2011). Al ridursi del numero di elementi si osserva un incremento della prevalenza che risulta maggiore fino al 7.4% del valore ottenuto con il calcolo eseguito con tre stadi e 5 milioni di elementi per stadio (15 milioni di elementi totali). Anche per il rendimento si osserva lo stesso andamento tendenziale con incrementi che raggiungono il 18.8%. Si osserva, inoltre, una maggiore dispersione dei risultati dei calcoli sulle griglie con elementi di dimensioni maggiori.

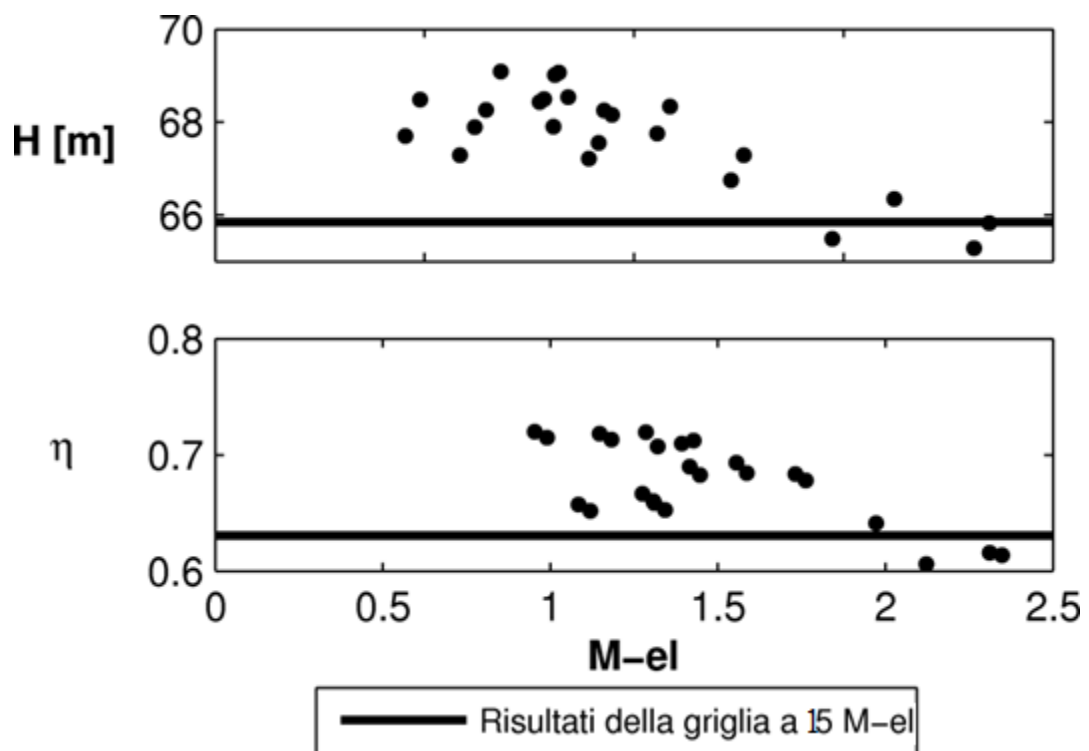


Figura 31 – Prevalenza e rendimento calcolati per la PM100 al variare del numero di elementi

La spiegazione di questi andamenti è da ricercarsi nella influenza delle parti del volume fluido di minori dimensioni, rappresentato dai rasamenti tra la girante ed il corpo macchina. Al ridursi del numero di elementi della griglia si riduce anche il numero di elementi presenti nelle sezioni trasversali dei rasamenti con conseguente minore accuratezza della soluzione numerica. Per effetto del limitato controllo che si ha sui parametri del generatore di griglia, l'importanza di questo effetto si presenta alquanto casuale.

L'importanza di una corretta simulazione dei rasamenti si risente anche sull'efficienza complessiva della macchina determinata dai calcoli. Il minor numero di elementi nei rasamenti determina una riduzione delle perdite attraverso gli stessi con conseguente apparente aumento dell'efficienza idraulica.

In conclusione, risultati perfettamente confrontabili si ottengono con griglie fino a 2 milioni di elementi e sembrerebbe appropriato non operare con griglie e di dimensioni

minori di 1.5 milioni di elementi. Infatti, fino a tale numerosità della griglia è possibile valutare in modo attendibile gli scarti in termini di prevalenza ed efficienza derivanti dalla semplificazione di griglia.

In Figura 32 sono confrontate la curva caratteristica ottenuta con il campo numerico di dettaglio e risoluzione a tre stadi e la curva ottenuta con una mesh di 2-2.5 milioni di elementi ed uno stadio. La figura mostra che le differenze tra le due curve sono alquanto modeste, con scostamenti inferiori al 3.5% sulla prevalenza e al 7.5% sul rendimento. In particolare, eguale localizzazione presenta il punto di massimo rendimento.

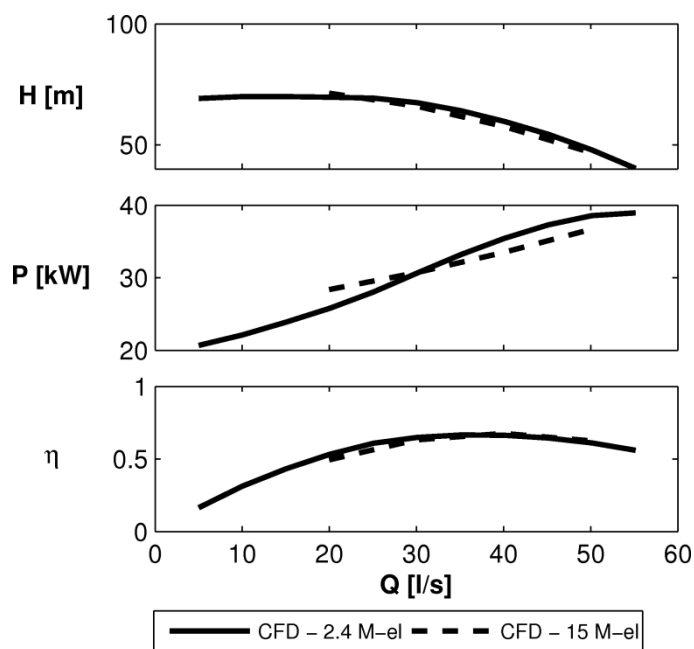


Figura 32 – Confronto fra le curve caratteristiche

La Figura 33 mostra come anche i campi di pressione all'interno della girante determinati nei due casi siano assolutamente confrontabili.

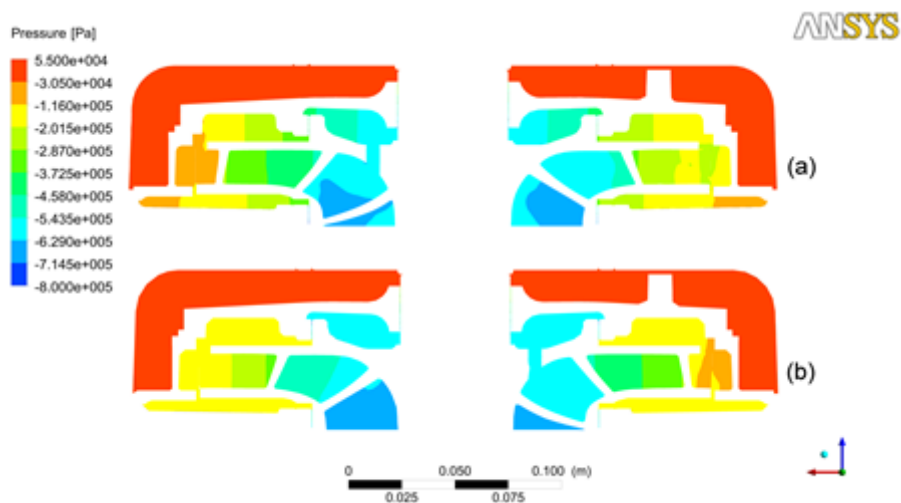


Figura 33 – Confronto fra i campi di pressione all'interno della pompa.

In definitiva, anche con una mesh di dimensioni alquanto ridotte (da 15 a 2.4 milioni di elementi), tramite alcuni accorgimenti nella modellazione fluidodinamica dei rasamenti, sia possibile trarre attendibili indicazioni sia riguardo le quantità macroscopiche (potenza, prevalenza ed efficienza), sia sul campo di moto all'interno della macchina. Queste indicazioni potranno fornire al progettista meccanico un valido strumento nella progettazione e nella verifica della turbomacchina. La riduzione del 54% del numero di elementi della griglia (85% se si considera l'assenza di stadi in ingresso ed in uscita) riduce del 90% il tempo di calcolo e del 84% l'occupazione di memoria (da 10.5 GB a 1.7 GB).

Questi risultati permettono di sveltire notevolmente i calcoli fluidodinamici atti ad indagare il comportamento delle PAT. Grazie ad essi, infatti, è stato possibile ottenere con maggiore facilità e notevole attendibilità dei risultati le curve caratteristiche per le tre turbomacchine oggetto di studio. Si è altresì indagato, come vedremo nel seguito, il comportamento delle PAT sottoposte a regimi di portate e pressioni variabili.

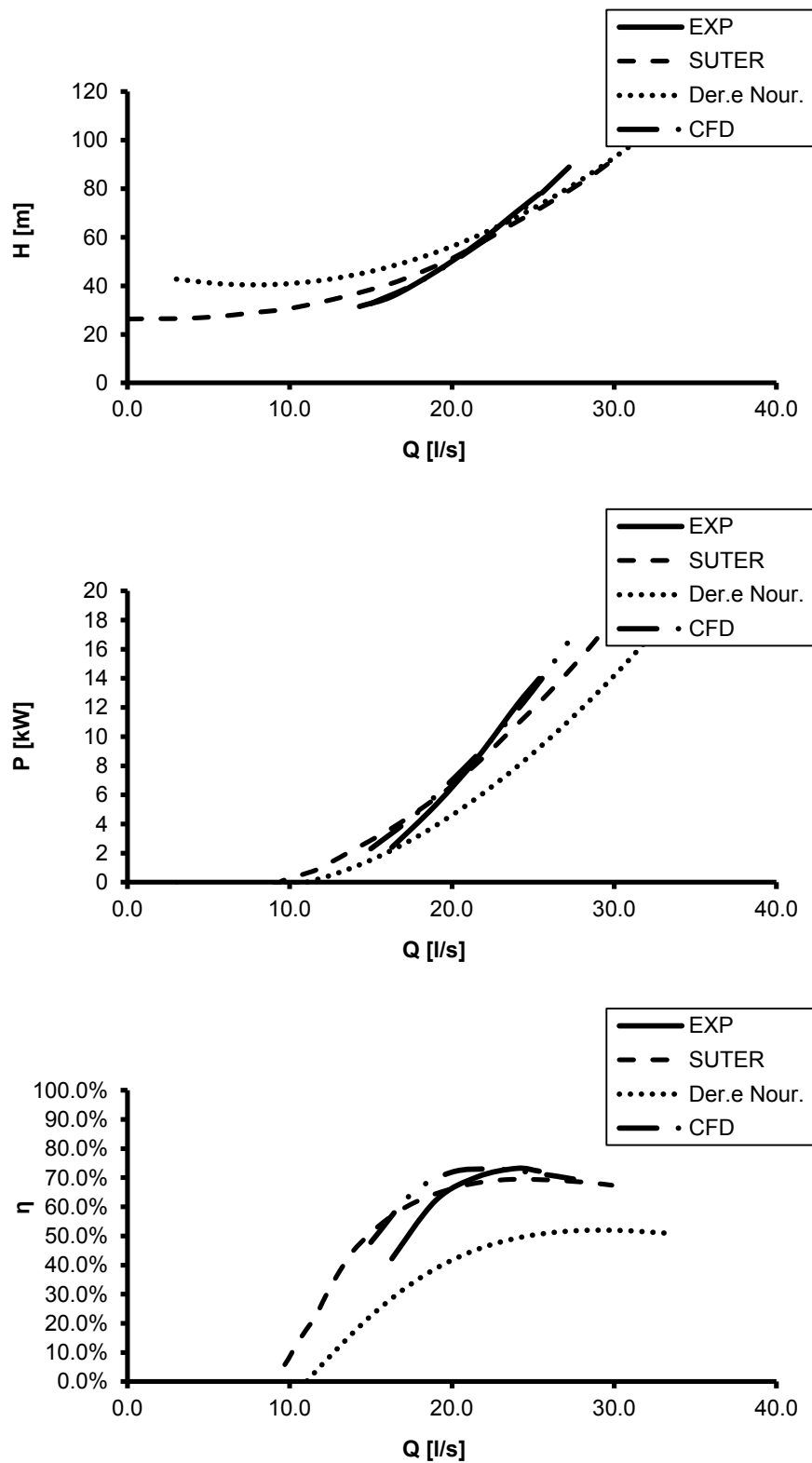


Figura 34 – Confronti fra collaudi, risultati dei modelli monodimensionali e calcoli fluidodinamici per il comportamento a turbina del modello E6SX64.

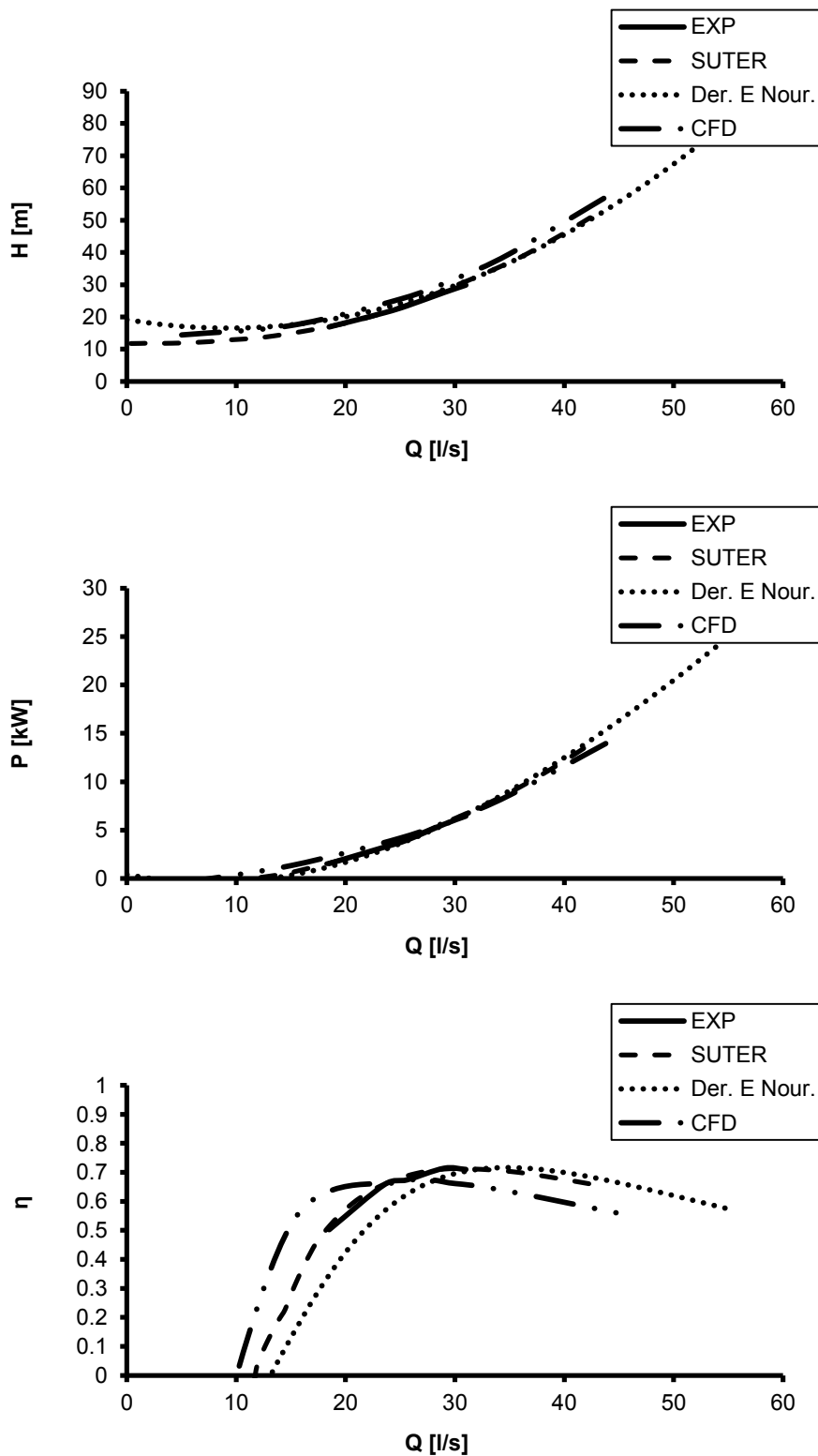


Figura 35 – Confronti fra collaudi, risultati dei modelli monodimensionali e calcoli fluidodinamici per il comportamento a turbina del modello PM100.

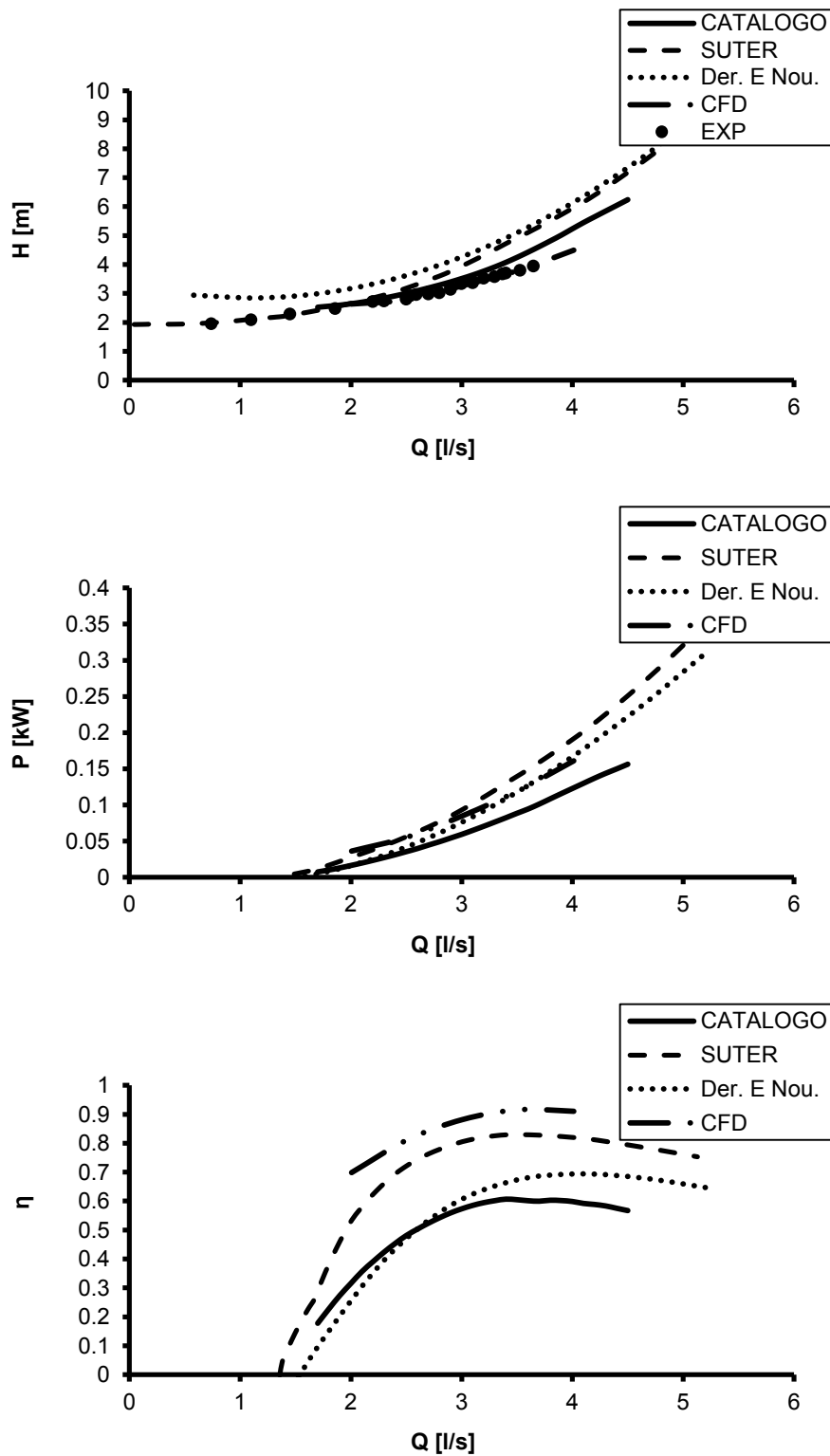


Figura 36 – Confronti fra collaudi, risultati dei modelli monodimensionali e calcoli fluidodinamici per il comportamento a turbina del modello Etanorm M023-125.

CALCOLI FLUIDODINAMICI E CURVE CARATTERISTICHE

Attesa la buona qualità dei risultati ottenuti per il modello PM100, si è esteso il metodo anche alle altre due turbomacchine oggetto di studio, calcolando le curve prestazionali a turbina per i tre modelli (Figura 34, Figura 35, Figura 36).

Come si evince dai grafici la fluidodinamica computazionale permette sensibili miglioramenti nella previsione del comportamento di quelle macchine che non risultano ben interpretate dai modelli monodimensionali. Nel calcolo fluidodinamico della macchina prodotta dalla KSB si nota uno scostamento dalla curva fornita nel catalogo della casa produttrice ma, a conferma dell'affidabilità della CFD, una sovrapposizione quasi perfetta con i punti sperimentali ottenuti nel laboratorio di Lisbona.

I risultati ottenuti mediante la semplificazione della mesh sono apparsi promettenti dal punto di vista dell'affidabilità. Le mesh così generate, pertanto, hanno permesso di effettuare calcoli in moto vario e in condizioni di colpo d'ariete con un notevolissimo risparmio di tempo. Nel seguito viene mostrato il modello matematico utilizzato per la simulazione del colpo d'ariete che accoppia le tradizionali equazioni delle linee caratteristiche alle equazioni di Reynolds.

IL MOTO VARIO

L'installazione di una turbina per il recupero energetico in una rete idrica non può prescindere dalla verifica dell'impianto in condizioni di moto vario. In una rete idrica i fenomeni di colpo d'ariete derivanti da sezionamenti e malfunzionamenti di organi idraulici possono essere abbastanza frequenti e le necessità di contenere i costi di realizzazione spesso non permettono l'inserimento di organi di attenuazione del moto vario. Pertanto si rendono necessarie almeno due tipologie di indagine:

- lo studio della risposta dinamica della turbomacchina alle onde di colpo d'ariete provocate da manovre su altri organi della rete
- lo studio del moto vario indotto da malfunzionamenti della turbina stessa, ad esempio a seguito di un black-out elettrico che causa l'overrunning della girante.

Tradizionalmente lo studio delle turbomacchine in condizioni di colpo d'ariete viene sviluppato sotto l'ipotesi di adattamento istantaneo alle condizioni variabili di portata e pressione e secondo questa ipotesi il comportamento della turbomacchina è sempre descritto dalla sua curva caratteristica stazionaria. Nello sviluppo di questa tesi si è cercato di abbandonare questo approccio e di calcolare la risposta non stazionaria della macchina ai veloci transitori che si sviluppano nella rete attraverso la fluidodinamica computazionale. Per una prima valutazione dell'influenza dell'inerzia della turbomacchina nel transitorio si riportano i risultati di alcuni calcoli fluidodinamici di moto vario nel corso dei quali si è imposta una istantanea variazione della portata in arrivo alla macchina -da 35 l/s a 30 l/s- e si è verificato il tempo necessario al raggiungimento delle nuove condizioni di regime. I calcoli sono stati effettuati rispettivamente nelle ipotesi di fluido comprimibile (Antipodi et al., 2010) e fluido incomprimibile (Fecarotta et al., 2011).

In Figura 37 è mostrato l'andamento temporale della prevalenza manometrica nel caso di fluido incomprimibile. Si può osservare che, dopo un brusco salto iniziale, il raggiungimento delle nuove condizioni fluidodinamiche è graduale, e avviene dopo alcuni millisecondi, vale a dire dopo circa 1/3 di giro del rotore.

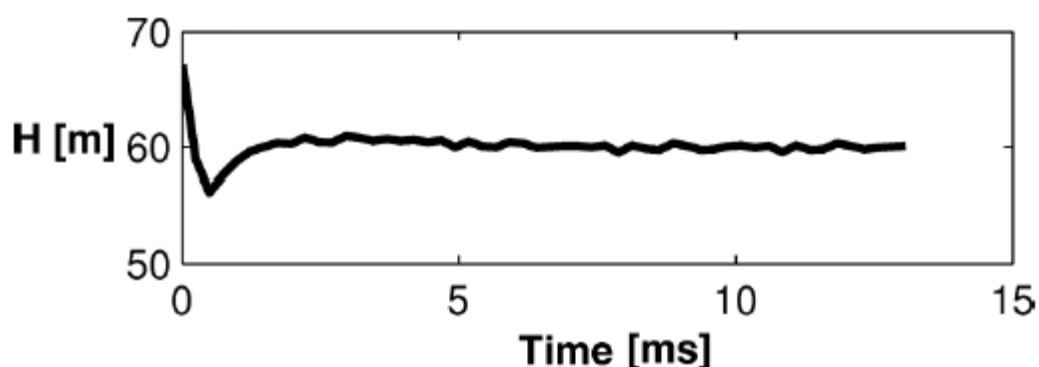


Figura 37 – Risposta della turbina a un brusco cambiamento di portata - fluido incompressibile (Antipodi et al., 2010)

Questi tempi sono confrontabili con i tempi di variazione della portata e della pressione in condotta a seguito, ad esempio, di manovre brusche.

In Figura 38, invece, è riportato il risultato dello stesso caso idraulico nell'ipotesi di fluido comprimibile. In tal caso la densità dell'acqua è stata considerata pari a (Yan et al., 2004):

$\rho = \rho_0 + \frac{p - p_0}{c^2}$	(27)
---------------------------------------	--------

In cui ρ_0 è la densità dell'acqua alla pressione p_0 e c è la celerità delle onde sonore nel sistema idraulico (posta pari a 1480 m/s poiché la macchina è stata considerata infinitamente rigida).

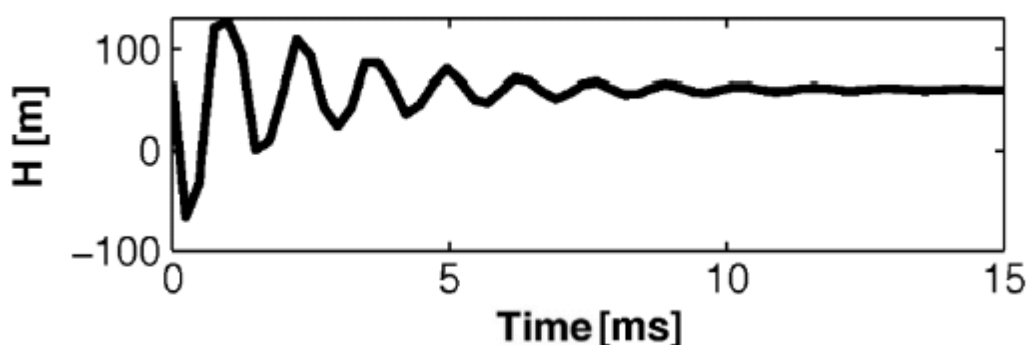


Figura 38 – Risposta della turbina a un brusco cambiamento di portata - fluido comprimibile (Fecarotta et al., 2011)

La variazione di portata genera un'onda di pressione che, nel caso in esame, viene riflessa agli estremi del dominio di calcolo, generando variazioni di pressione piuttosto considerevoli e di gran lunga maggiori rispetto al caso di fluido incomprimibile; anche i tempi di dissipazione dei fenomeni transitori risultano maggiori.

Attestato che le variazioni del regime idraulico di una turbomacchina generano effetti non trascurabili, si è proceduto con l'elaborare un modello che permettesse di valutare gli effetti di tali variazioni all'interno di una rete idrica. Le equazioni delle linee caratteristiche, che descrivono il propagarsi delle onde di moto vario nei condotti cilindrici, sono state accoppiate alle equazioni di Reynolds utilizzate per risolvere il campo di moto all'interno della PAT.

Nel prosieguo la questione viene approfondita ponendo l'accento sulle differenze fra la modellazione classica e il nuovo modello proposto. È stato utilizzato uno schema semplificato di condotta per l'applicazione del modello alla pompa PM100 per testare il modello e valutarne le novità.

Dopo che il modello è stato testato e calibrato, è stato applicato alla modellazione della turbomacchina prodotta dalla KSB, in modo da poter confrontare i risultati numerici con le misure sperimentali effettuate nei laboratori di Lisbona.

FORMULAZIONE GENERALE DEL PROBLEMA

LE EQUAZIONI DEL MOTO VARIO, LE LINEE CARATTERISTICHE E LA RISOLUZIONE NUMERICA DEL PROBLEMA

Le equazioni che descrivono una corrente lineare di un liquido comprimibile reale, defluente in una condotta elastica per la quale possono ritenersi nulle le perdite di carico localizzate sono (Wylie e Streeter, 1993):

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad (28)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (29)$$

Laddove x è la coordinata curvilinea associata alla dimensione della condotta, D è il diametro della condotta, g l'accelerazione di gravità, H la quota piezometrica, V la velocità media di portata, t il tempo, f l'indice di resistenza e c la celerità delle perturbazioni nel condotto. La celerità può essere espressa come:

$$c = \sqrt{\frac{\frac{\varepsilon}{\rho}}{1 + \frac{D\varepsilon}{eE}}} \quad (30)$$

Laddove ε è il modulo di comprimibilità dell'acqua, e lo spessore della tubazione e E il modulo di Young del materiale di cui la tubazione è costituita.

Le (28)-(29) sono equazioni alle derivate parziali quasi lineari nelle due funzioni incognite V e H : esso è infatti lineare nelle derivate parziali, ma non lo è nell'incognita V , che compare elevata ad una potenza diversa da 1.

Questo sistema di equazioni potrebbe essere risolto direttamente per lo studio di problemi specifici, mediante tecniche di integrazione numerica. Generalmente, però, è preferibile risolvere un altro sistema di equazioni, che deriva dalle (28)-(29) e che ne esprime le proprietà delle linee caratteristiche.

Tramite alcuni passaggi matematici è possibile trasformare il sistema (28)-(29) in un sistema alle derivate ordinarie:

$$C^+ : \begin{cases} \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 & (a) \\ \frac{dx}{dt} = +c & (b) \end{cases} \quad (31)$$

$$C^- : \begin{cases} -\frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 & (a) \\ \frac{dx}{dt} = -c & (b) \end{cases} \quad (32)$$

Il sistema costituito dalle equazioni (31)-(32) è del tutto analogo al sistema (28)-(29) ed è valido sotto le stesse ipotesi. Le equazioni (31)e (32) vengono chiamate equazioni delle linee caratteristiche. Essendo la celerità una costante dipendente da soli caratteri geometrici e fisici della tubazione e dalla comprimibilità del fluido, le linee caratteristiche sono note a priori e costituiscono due fasci di rette parallele sul piano (x, t).

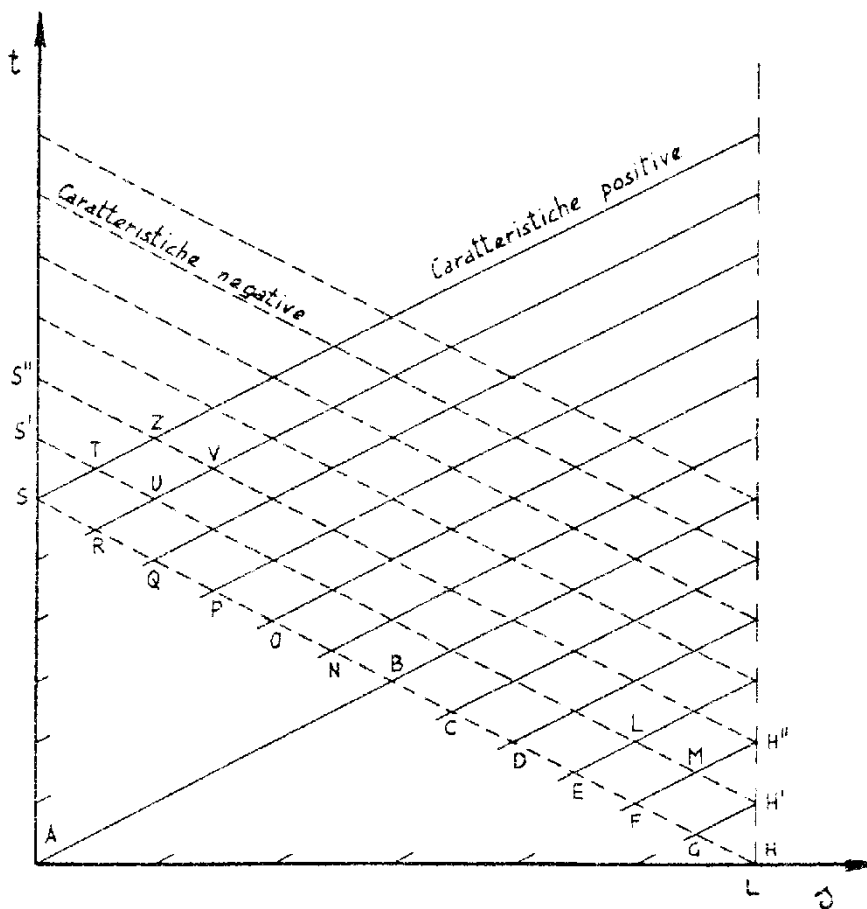


Figura 39 – Linee caratteristiche sul piano (x, t)

Lungo le linee caratteristiche positive e negative sono valide rispettivamente le (31)e (32) che mettono in relazioni i differenziali delle incognite H e V. La risoluzione del sistema (31)-(32), quindi, consiste nella determinazione delle variabili (H, V) in corrispondenza dei punti di intersezione delle linee caratteristiche di coordinate (x, t).

Questo nuovo sistema ben si presta all'applicazione di un metodo di integrazione numerica. Si divida la condotta in tratti di lunghezza Δx e si considerino due punti della condotta rispettivamente alle ascisse $x_A = x - \Delta x$ e $x_B = x + \Delta x$. I corrispondenti punti sul piano (x, t) all'istante $t=0$ sono indicati dalle lettere A e B in Figura 40.

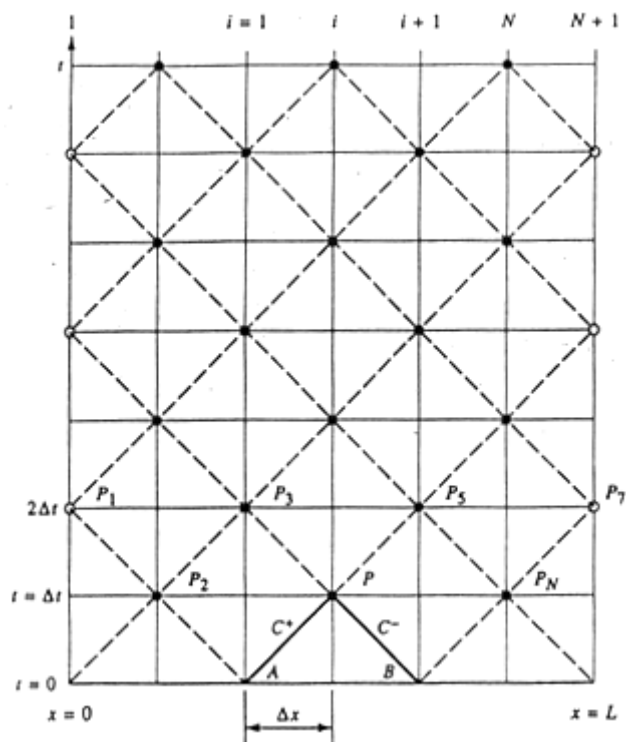


Figura 40 – Linee caratteristiche sul piano (x, t) discretizzato

Le linee caratteristiche positiva e negativa che partono rispettivamente da A e da B nel piano (x, t) si incontrano nel punto P di coordinate $(x, \Delta t)$, laddove $\Delta t = \Delta x/c$. Pertanto, se si divide l'ascissa x in tratti di lunghezza Δx e l'ordinata t in intervalli di lunghezza $\Delta t = \Delta x/c$, è possibile trasformare il sistema di equazioni differenziali (31)-(32) in un sistema di equazioni algebriche dove le derivate vengono sostituite dai rapporti incrementali delle variabili.

Con riferimento alle notazioni di Figura 40 si può scrivere:

$$C^+: H_P - H_A + \frac{c}{g}(V_P - V_A) + \frac{\lambda \Delta x}{2gD} V_P |V_A| = 0 \quad (33)$$

$$C^-: H_P - H_B + \frac{c}{g}(V_P - V_B) - \frac{\lambda \Delta x}{2gD} V_P |V_B| = 0 \quad (34)$$

Nota la soluzione del problema all'istante iniziale, le (33)-(34) costituiscono un sistema di equazioni algebriche nelle incognite H_P e V_P . Il metodo alle differenze finite, nella scrittura proposta, è accurato al secondo ordine e costituisce una buona approssimazione per la maggior parte dei problemi pratici (Wylie e Streeter, 1993):

Ponendo:

$$Q = VA, \quad B = \frac{c}{gA}, \quad R = \frac{\lambda \Delta x}{2gDA^2}$$

$$C_P = H_A + BQ_A, \quad C_M = H_B - BQ_B, \quad (35)$$

$$B_P = B + R|Q_A|, \quad B_M = B + R|Q_B|$$

Si può scrivere:

$$C^+: H_P = C_P - B_P Q_P \quad (36)$$

$$C^-: H_P = C_M + B_M Q_P \quad (37)$$

E ancora, risolvendo il sistema:

$$H_P = \frac{C_P B_M + C_M B_P}{B_M + B_P} \quad (38)$$

$$Q_P = \frac{C_P - C_M}{B_M + B_P} \quad (39)$$

Le condizioni di frontiera: il serbatoio a monte

Sia posto un serbatoio in un punto S a monte di un tratto di condotta. Durante i rapidi transitori che occorrono nei sistemi di condotta il livello dei serbatoi può essere considerato invariabile, per cui le due equazioni (40)-(41) si modificano come segue:

$$H_S = \text{cost.} \quad (40)$$

$$Q_S = \frac{H_S - C_M}{B_M} \quad (41)$$

Le condizioni di frontiera: il serbatoio a valle

Come per il serbatoio a monte, anche nel serbatoio a valle si può considerare invariabile il livello di pelo libero:

$$H_S = \text{cost.} \quad (42)$$

$$Q_S = \frac{C_P - H_S}{B_P} \quad (43)$$

Le condizioni di frontiera: la valvola fra due tronchi di condotta

La portata fluente attraverso una valvola può essere espressa come (Wylie e Streeter, 1993):

$$Q_V = C_d A_g \sqrt{2g\Delta H} \quad (44)$$

Laddove C_d è un coefficiente, A_g la sezione della valvola, da cui dipende il grado di apertura, e ΔH la perdita di carico provocata dalla presenza della valvola. C_d può essere espresso in funzione del grado di apertura della valvola, secondo quanto mostrato in Figura 41.

Data la (44) si può scrivere:

$$\begin{cases} Q_V = C_d A_g \sqrt{2g\Delta H} \\ H_V^{dx} = C_P - B_P Q_V \\ H_V^{sx} = C_M + B_M Q_V \\ \Delta H = H_V^{sx} - H_V^{dx} \end{cases} \quad (45)$$

Risolvendo il sistema (45) si può scrivere:

$$\frac{Q_V^2}{2g(C_d A_g)^2} + (B_P + B_M)Q_V - (C_P - C_M) = 0 \quad (46)$$

La (46) è un'equazione di secondo grado nell'incognita Q_V . La sua risoluzione permette di conoscere i valori di quota piezometrica immediatamente a monte e a valle della valvola attraverso la sostituzione nelle (45).

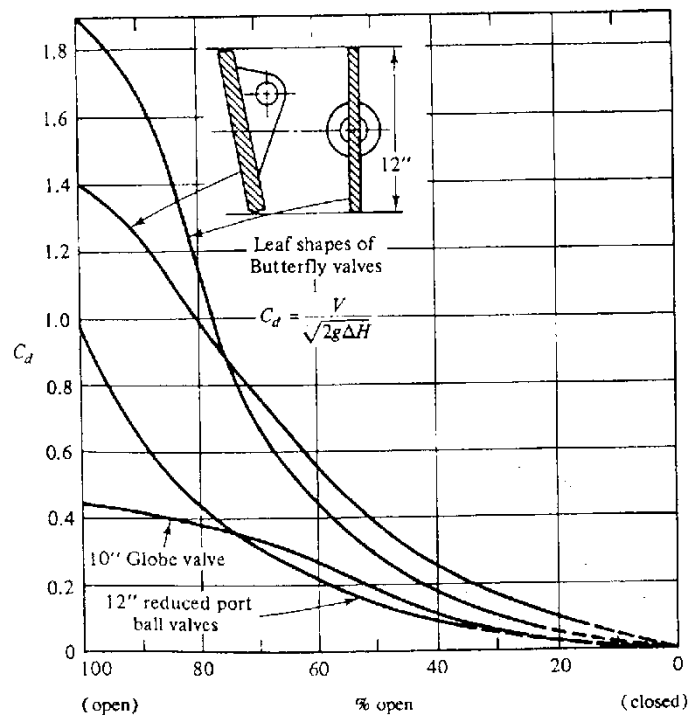


Figura 41 – Coefficiente di efflusso per differenti modelli di valvole (Wylie e Streeter, 1993)

Le condizioni di frontiera: la turbomacchina – modellazione classica

La curva caratteristica a velocità di rotazione costante di una turbomacchina operante in condizioni stazionarie può essere ben approssimata da una funzione polinomiale del tipo:

$$\Delta H = \sum_{i=0}^n a_i (Q_{TM})^i \quad (47)$$

La trattazione classica si basa sull'ipotesi di adattamento istantaneo alle condizioni variabili, ossia che anche in condizioni transitorie il legame tra variazione di quota

piezometrica e portata fluente attraverso la turbomacchina possa essere espresso dalla curva caratteristica, ovvero dalla (47).

Sotto tale ipotesi si può scrivere:

$$\begin{cases} \Delta H = \sum_{i=0}^n a_i (Q_{TM})^i \\ H_V^{dx} = C_P - B_P Q_{TM} \\ H_V^{sx} = C_M + B_M Q_{TM} \\ \Delta H = H_V^{dx} - H_V^{sx} \end{cases} \quad (48)$$

Sostituendo si ottiene:

$$\sum_{i=0}^n a_i (Q_{TM})^i + (B_P + B_M) Q_{TM} + C_M - C_P = 0 \quad (49)$$

Che costituisce un'equazione polinomiale nella sola incognita Q_{TM} .

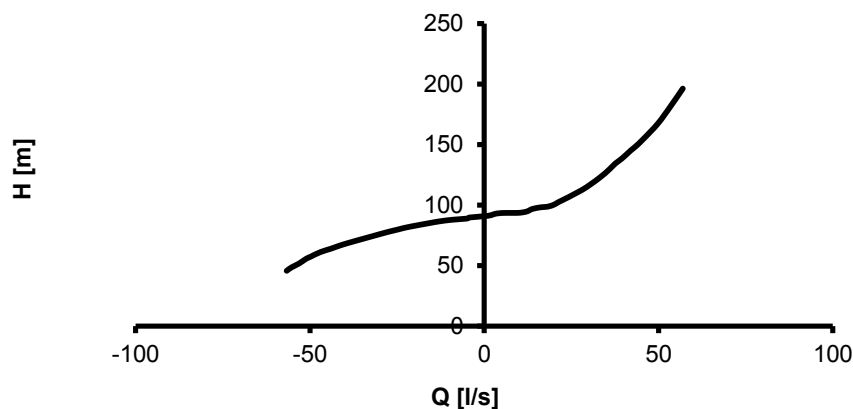


Figura 42 – curva caratteristica di una turbomacchina con verso di rotazione a pompa ed entrambi i versi di scorrimento della portata secondo il modello di Suter.

Oltre all'affidabilità dell'ipotesi di adattamento istantaneo, un altro problema ascrivibile a questa procedura è la determinazione della curva caratteristica per valori di portata differenti da quelli forniti dalle case produttrici. Durante i transitori dovuti al colpo d'ariete non è infrequente che l'acqua scorra in senso inverso anche all'interno della

turbomacchina, mentre generalmente i collaudi sperimentali vengono effettuati solo nelle condizioni di normale esercizio. L'estrapolazione polinomiale della curva fornita può portare ad errori piuttosto rilevanti, per cui una soluzione può essere l'impiego di modelli monodimensionali. In particolare il modello di Suter trova vasta applicazione perché permette la previsione del comportamento della turbomacchina per qualunque regime di funzionamento e perché è stato proposto da numerosi autori. In Figura 42 si può osservare il comportamento di una turbomacchina con verso di rotazione a pompa ma con portata invertita.

IL NUOVO MODELLO PROPOSTO PER LA SIMULAZIONE DELLA TURBOMACCHINA

L'accostamento del modello unidimensionale del colpo d'ariete e del modello matematico tridimensionale delle equazioni di Reynolds non è un problema di facile risoluzione. Il problema fluidodinamico ha bisogno di condizioni al contorno ben definite: tipicamente, per una questione di velocità e robustezza, si preferisce assegnare la portata in ingresso e la pressione in uscita della turbomacchina. Nel calcolo dei valori di portata e pressione durante il colpo d'ariete, la frontiera del dominio fluidodinamico diventa interfaccia fra i due modelli matematici. Le condizioni di portata e pressione rispettivamente a monte e a valle della turbomacchina diventano così ignote e dipendenti dall'interazione fra turbomacchina e condotta. In altre parole, all'istante t le condizioni di interfaccia di monte sono determinate dall'intersezione della caratteristica positiva, che proviene dalla condotta, e dalla caratteristica negativa, che proviene invece dall'interno della turbomacchina (o, se il dominio è piccolo e il Δs abbastanza grande, dalla condotta di valle attraverso la turbomacchina). I due problemi non possono essere risolti quindi in maniera disaccoppiata, ma è necessario considerare le soluzioni di entrambi al tempo $t-\Delta t$ per calcolare le condizioni di interfaccia e la soluzione al tempo t .

Il problema è stato risolto aggiungendo al dominio fluidodinamico due tronchi di condotta, uno a monte e uno a valle della turbomacchina, di lunghezza Δs (Figura 43).

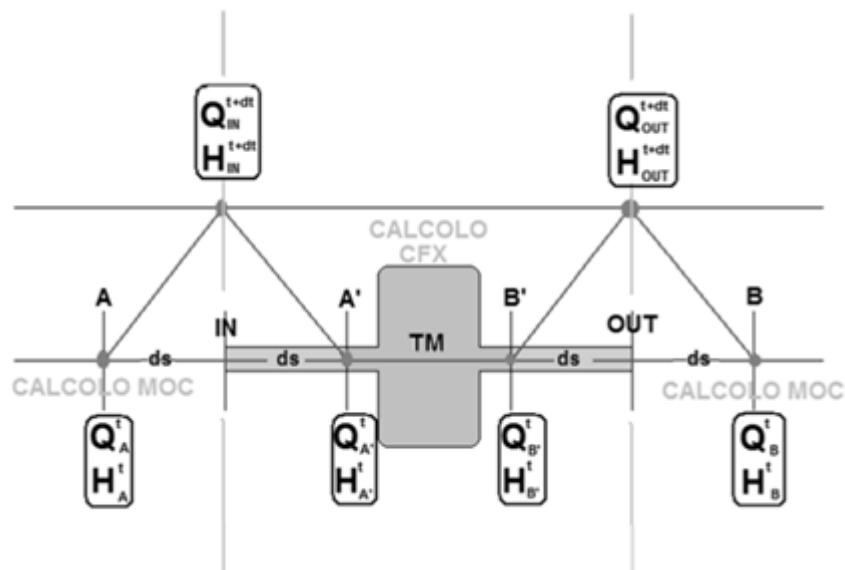


Figura 43

Per ogni passo di calcolo vengono calcolati i valori di pressione e di portata nelle sezioni di contatto fra i tronchi di condotta aggiunti e la turbomacchina (sezioni A' e B'). In tal modo è possibile calcolare, conoscendo le condizioni in A e B le condizioni di interfaccia fra i due modelli matematici all'istante successivo come intersezione delle caratteristiche positive e negative (Carravetta et al., 2011).

Allo stato attuale il modello di calcolo non gestisce i fenomeni di cavitazione che possono avvenire nelle condotte per effetto delle forti variazioni di pressione indotte dal colpo d'ariete.

APPLICAZIONE DEL MODELLO: I RISULTATI A CONFRONTO.

Come primo caso studio è stato analizzato il fenomeno del colpo d'ariete in un sistema idraulico come quello in Figura 44.

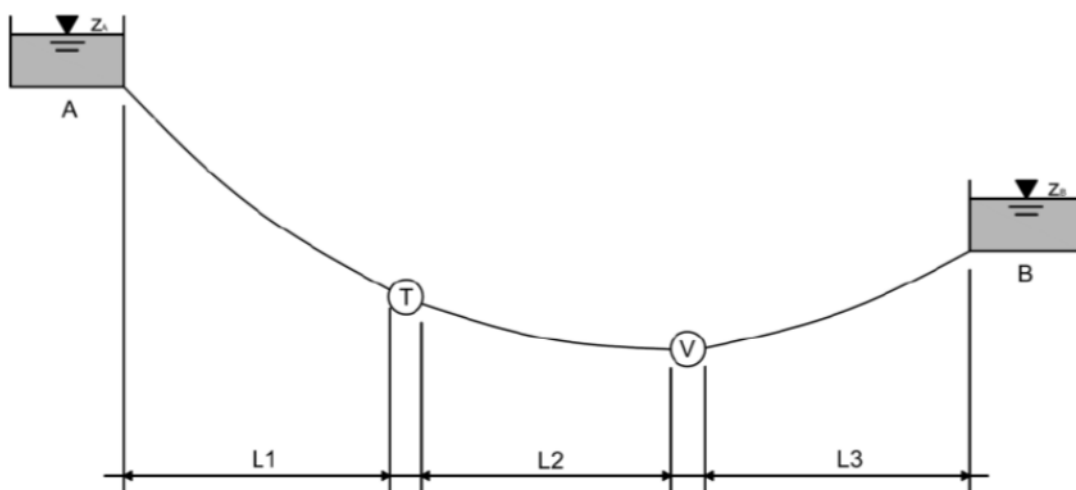


Figura 44 – schema dell’impianto per la valutazione del modello numerico.

Una condotta in acciaio del diametro di 125 mm collega 2 serbatoi a livello invariabile. Una PAT (la PM100 alla velocità di rotazione di 2900 rpm - Figura 45) è posta ad $1/3$ della lunghezza della condotta ed una valvola di sezionamento a $2/3$ della lunghezza. L’intera distanza $L=L_1+L_2+L_3$ fra i due serbatoi è di 300 metri, così ciascun tratto risulta lungo 100 m. In condizioni stazionarie la PAT produce un salto di circa 50 m per una portata di 15 l/s.

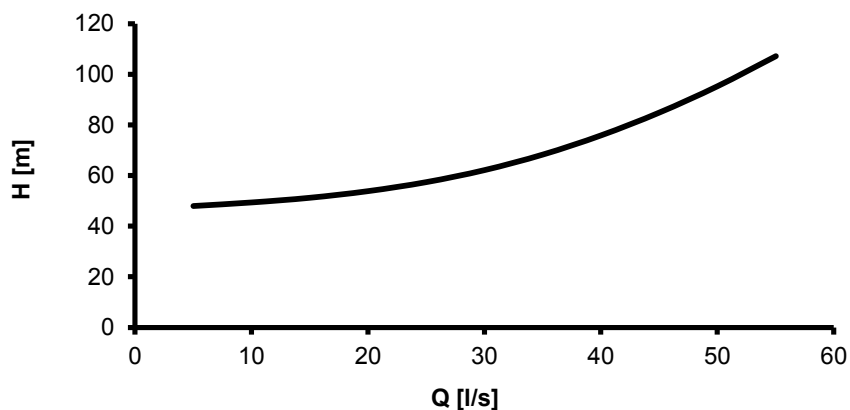


Figura 45 – curva caratteristica della PM100 funzionante a turbina a 3000 rpm.

La chiusura della valvola provoca fenomeni di colpo d'ariete che si propagano nella condotta. Sono state condotte tre differenti simulazioni (Carravetta et al., 2011) in tre differenti casi (Caso I, caso II, caso III) rispettivamente per tre differenti tempi di chiusura T_c ($T_c=0$ s, $T_c=0.75 \tau$ or $T_c=1.125 \tau$, laddove τ è il ritmo della condotta $\tau=2 \cdot L_2/c$). Il coefficiente C_d è tabellato in Figura 51 in funzione del tempo di chiusura.

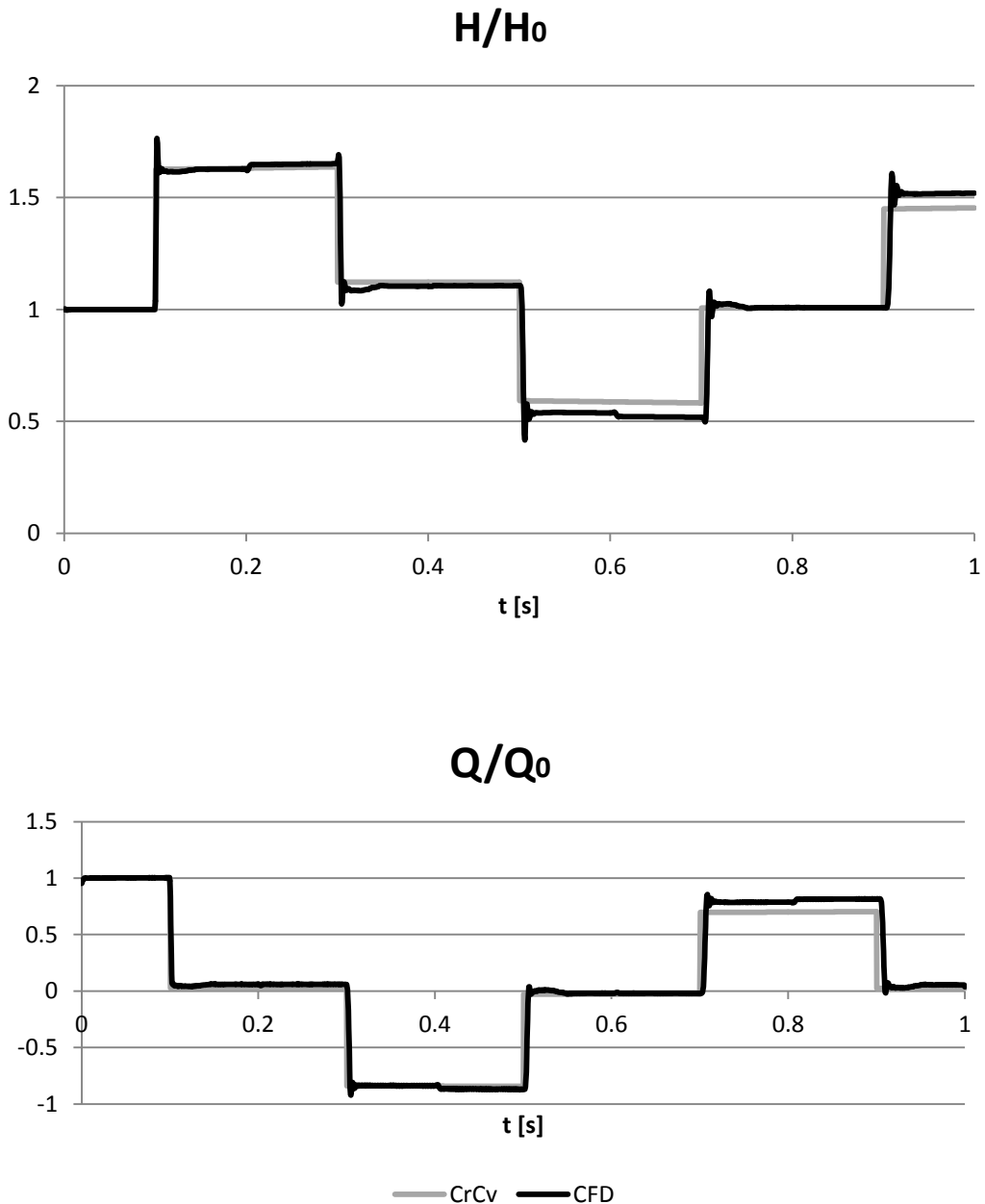


Figura 46

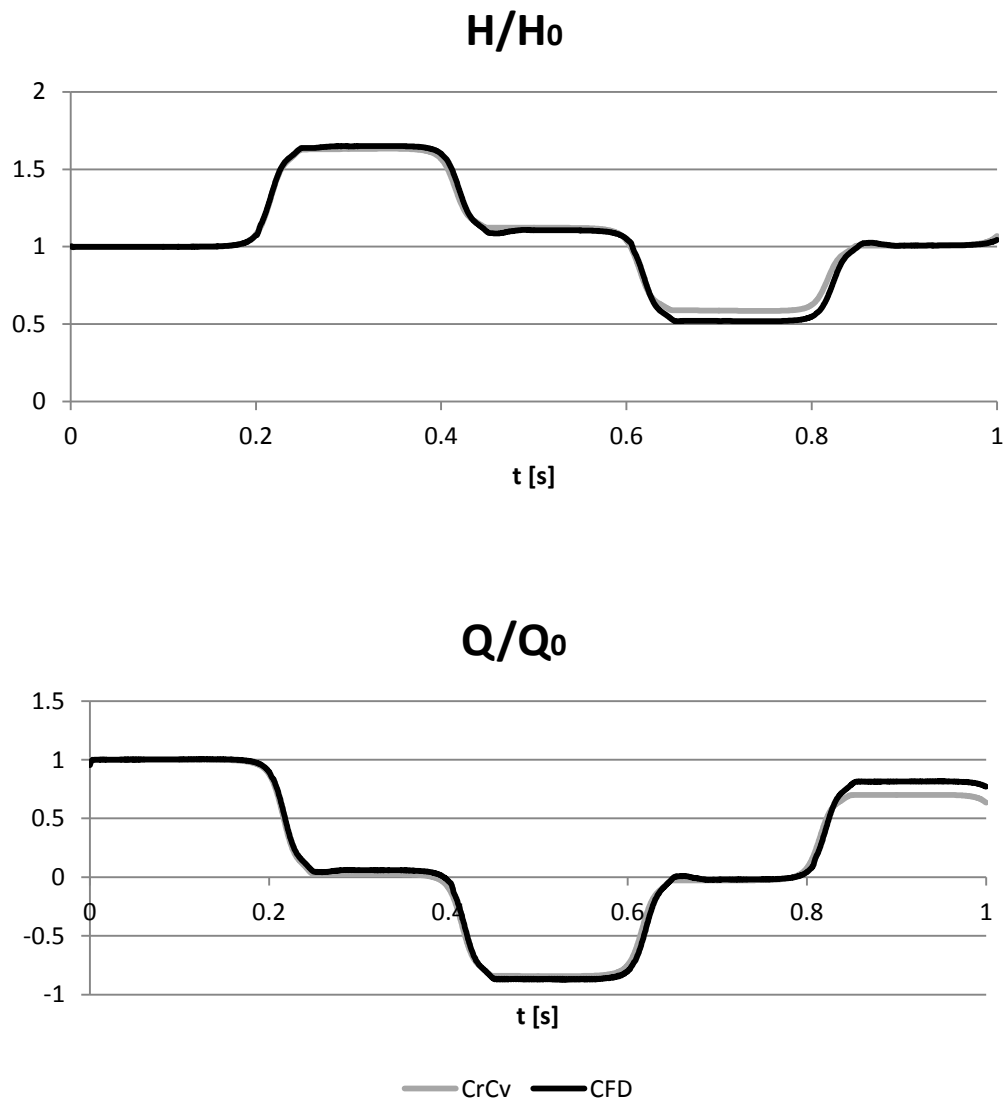


Figura 47

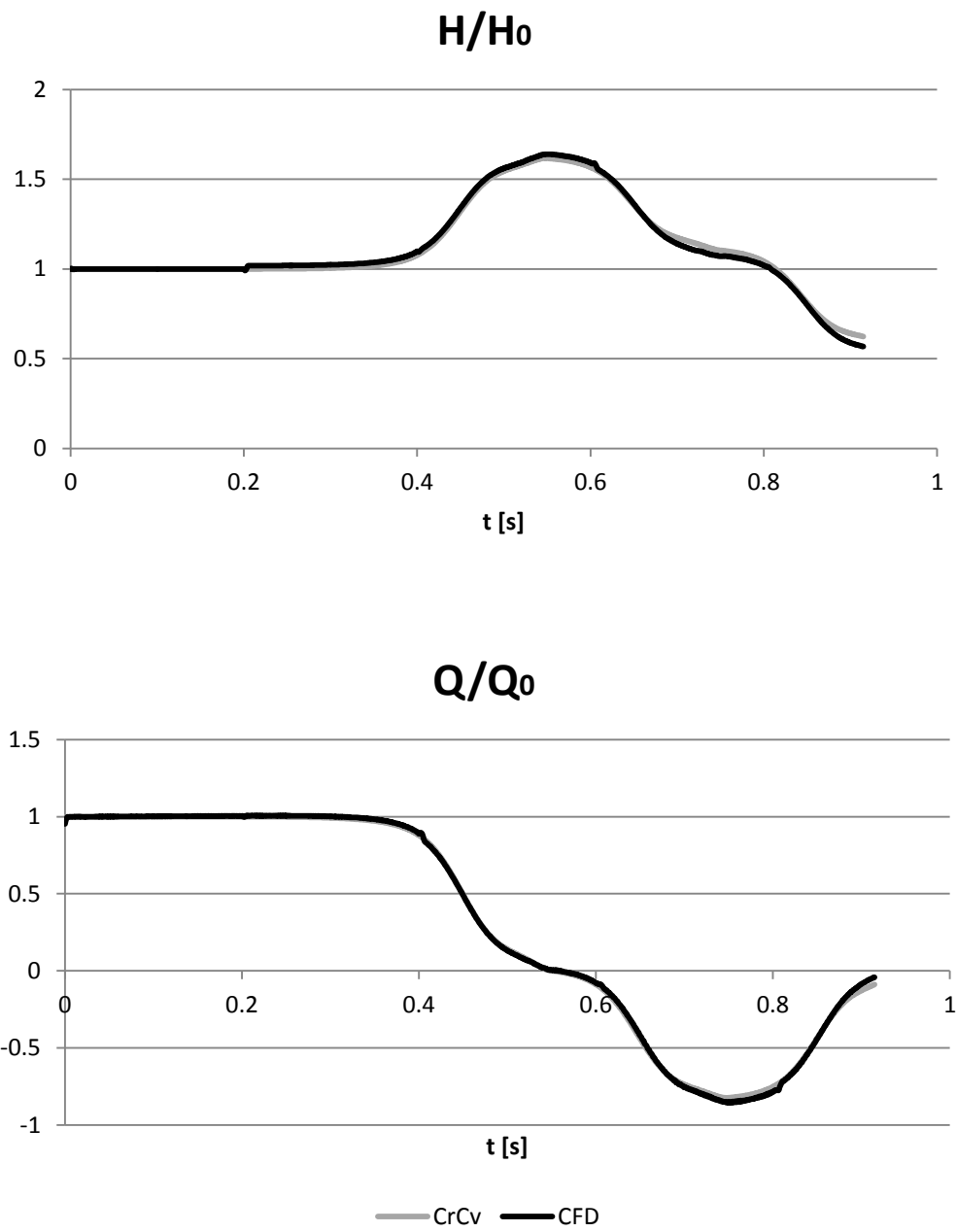


Figura 48

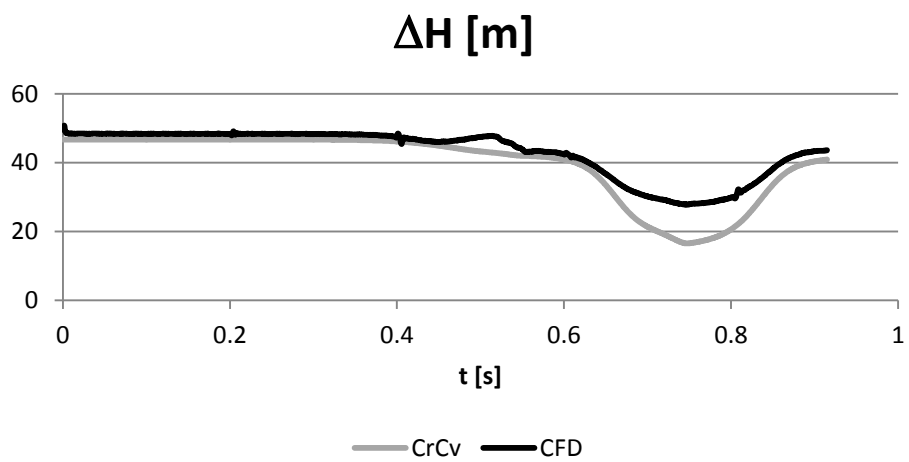
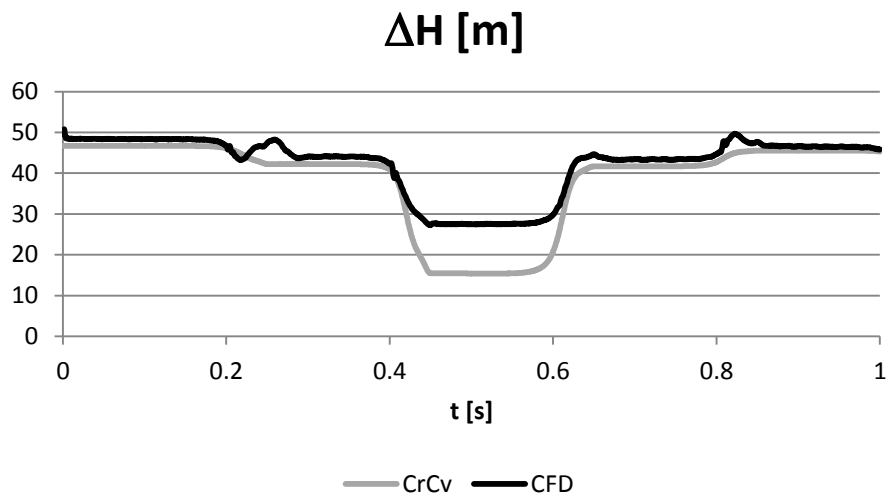
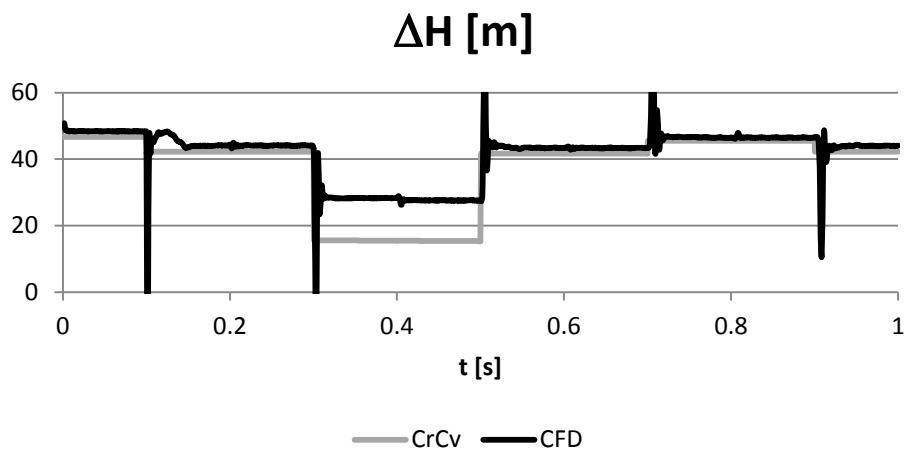


Figura 49

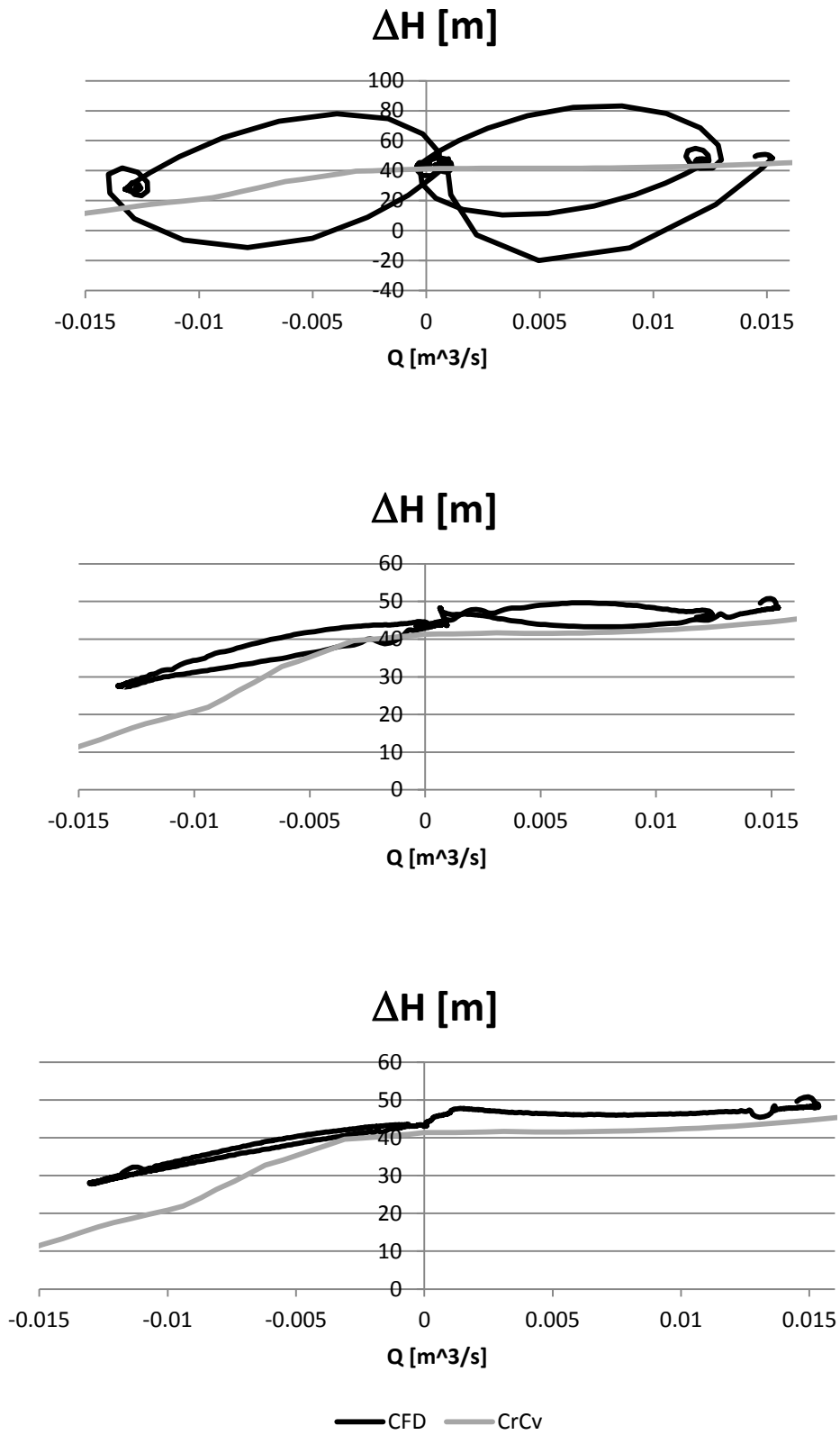


Figura 50

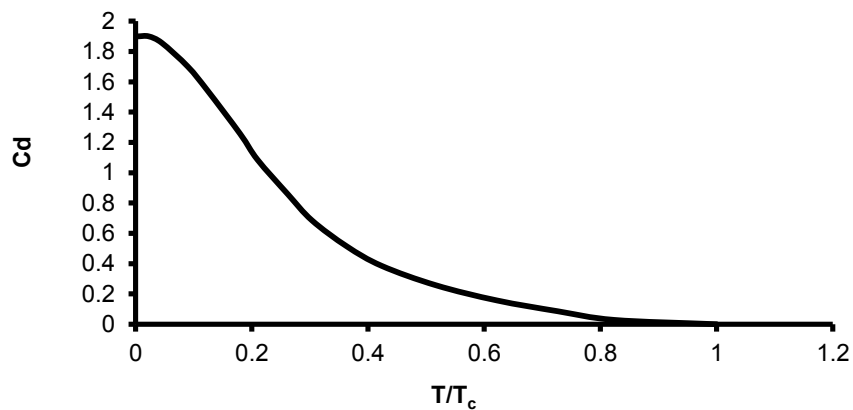


Figura 51 – curva di chiusura della valvola

In Figura 46, Figura 47 e Figura 48 sono riportate la quota piezometrica e la portata a valle della turbomacchina, adimensionalizzate rispetto al valore stazionario, calcolate rispettivamente per i tre casi. In ciascun diagramma sono presenti i risultati della calcolo classica (CrCV) e del nuovo modello proposto (CFD). In queste figure appaiono sensibili differenze tra i due modelli, specialmente quando la direzione della corrente si inverte a causa delle onde di moto vario che si propagano nella condotta. Lo scostamento fra i modelli aumenta con la rapidità della manovra di chiusura.

In Figura 46 si possono apprezzare degli spikes sia nei valori di quota piezometrica che in quelli di portata, evidentemente generati dal comportamento dinamico della turbomacchina.

Questo comportamento fu individuato anche da Ismaier and Schlücker nel 2009 durante alcuni esperimenti condotti sull'interazione tra pompe e colpo d'ariete. I due autori mostrarono come la macchina rotante generi delle pulsazioni che interagiscono con le perturbazioni di moto vario e che possono incrementare o attenuare le fluttuazioni di pressione al variare della velocità di rotazione.

In Figura 49 è diagrammato il grafico del salto generato dalla PAT nei tre casi. In questa tipologia di diagrammi il comportamento dinamico della turbomacchina è visibile anche

per le velocità di chiusura più basse. Il ΔH che si vede diagrammato è stato calcolato come differenza di quota piezometrica tra la sezione di monte e la sezione di valle della turbomacchina nello stesso istante temporale. La forte variabilità dipende dal fatto che, diversamente dal calcolo classico, la turbomacchina è effettivamente modellata nella sua estensione spaziale e le onde di moto vario impiegano un determinato intervallo di tempo per attraversarla. Perciò, nell'istante in cui l'onda di sovrappressione arriva alla sezione di valle della turbomacchina si può misurare una forte differenza di quota piezometrica tra monte e valle, poiché nella sezione di monte sussistono ancora le condizioni stazionarie. Lo squilibrio che si genera, come si evince da Figura 49, non viene subito colmato, ma provoca delle oscillazioni nel comportamento della turbomacchina, che si riporta in condizioni stabili di funzionamento solo dopo alcuni istanti.

Infine, in Figura 50, sono riportati gli andamenti del salto con la portata durante il fenomeno di propagazione delle onde di moto vario. Gli scostamenti dalla curva caratteristica sono notevoli ed è apprezzabile un andamento isteretico del comportamento della turbomacchina intorno alla curva stazionaria, causato dalle oscillazioni intorno alla situazione di stabilità.

INDAGINE SPERIMENTALE

Durante il lavoro di tesi, grazie alla collaborazione con l'Università tecnica di Lisbona, è stato possibile svolgere una campagna di misure sperimentali da utilizzare per la verifica del modello di moto vario. Nel laboratorio del CEHYDRO dell'Istituto Superiore Tecnico è stato allestito un impianto di misura che ha permesso di rilevare portate e pressioni in un circuito idraulico contenente una PAT (Figura 52).



Figura 52 – Impianto sperimentale allestito nel laboratorio di Lisbona

La turbomacchina è posta al centro di due tubazioni in PEAD lunghe 100 m e di diametro interno 0.043 mm. A monte del sistema è presente una cassa d'aria con la funzione di stabilizzare il valore di pressione a monte, mentre a valle una valvola a farfalla manuale permette di intercettare la tubazione prima dello scarico in una vasca. Una pompa collega la vasca di scarico alla cassa d'aria, per ricircolare la portata circolante. Una numerosa serie di valvole poste in diverse posizioni permette di regolare il regime di portate e di pressioni. La misura di portata è effettuata mediante un misuratore elettromagnetico posto a valle della cassa d'aria, mentre 4 trasduttori di pressione permettono la misura delle pressioni in quattro differenti sezioni idriche. Il primo trasduttore misura la pressione nella cassa d'aria, il secondo in una sezione posta a 3.7 m a valle della cassa d'aria, mentre altri due sono posti immediatamente a monte e a valle della PAT, per poter

misurare il salto generato. Un misuratore ottico, inoltre, ha permesso di misurare la velocità di rotazione dell'altro della turbina.

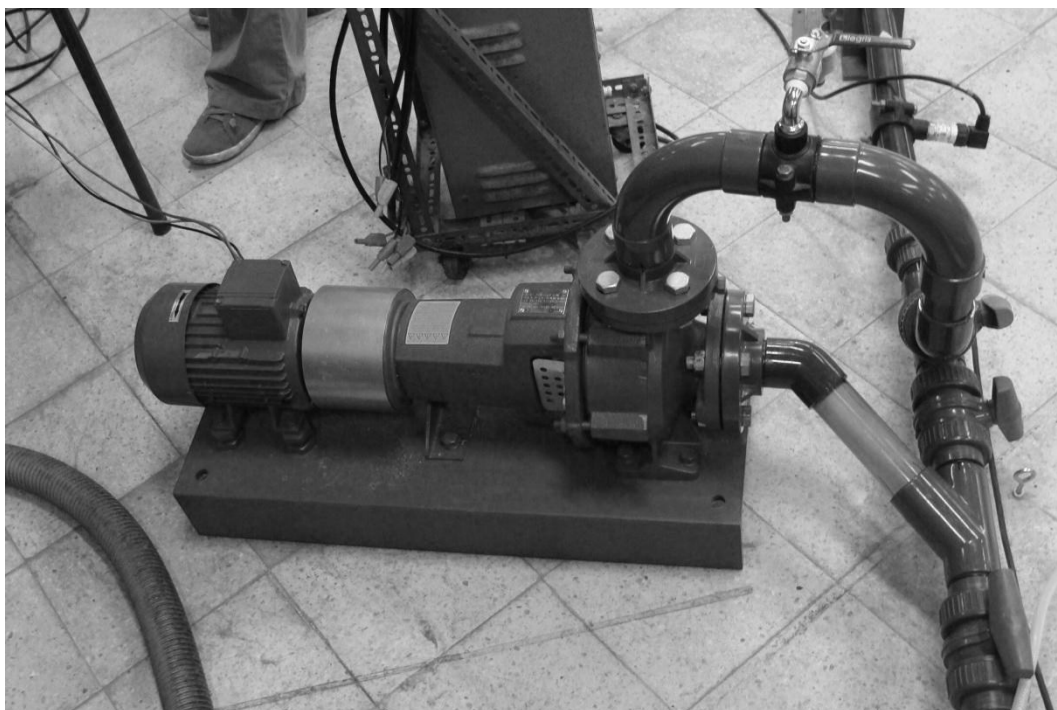
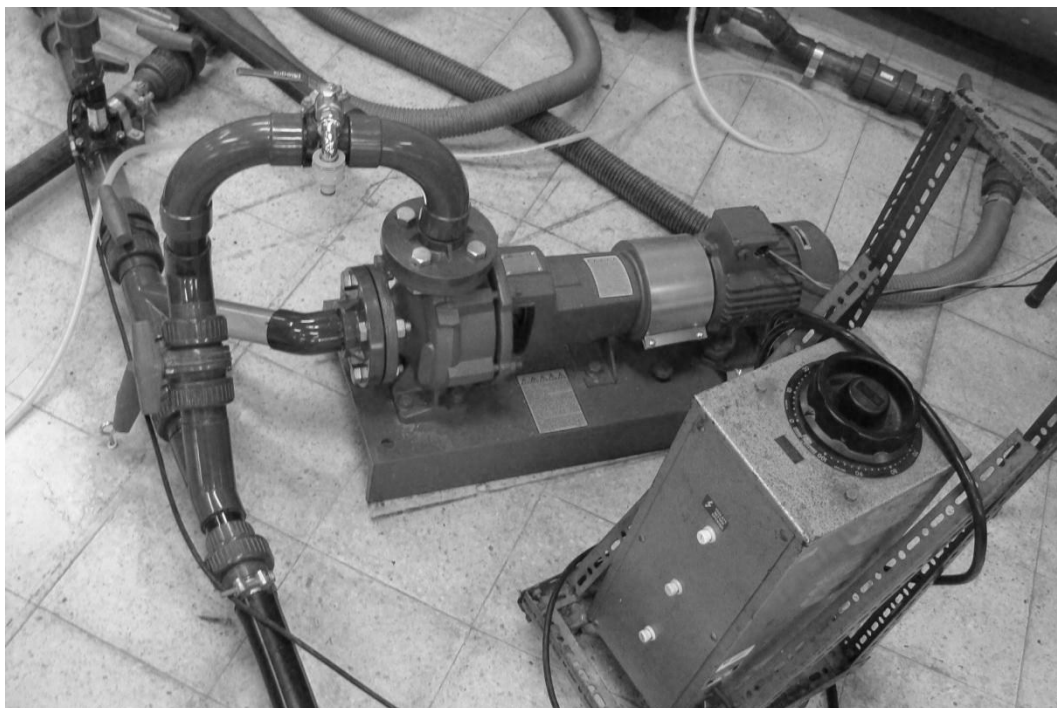


Figura 53 – PAT inserita nel circuito

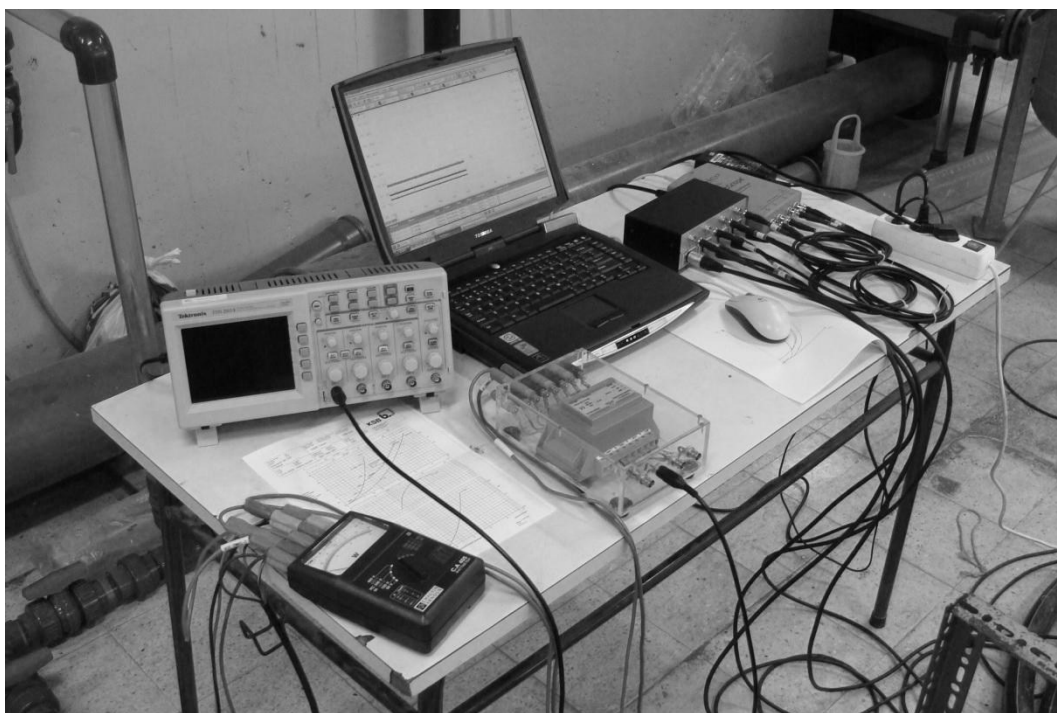


Figura 54 – Sistema di acquisizione e misura delle grandezze idrauliche ed elettriche



Figura 55 – Wattmetro

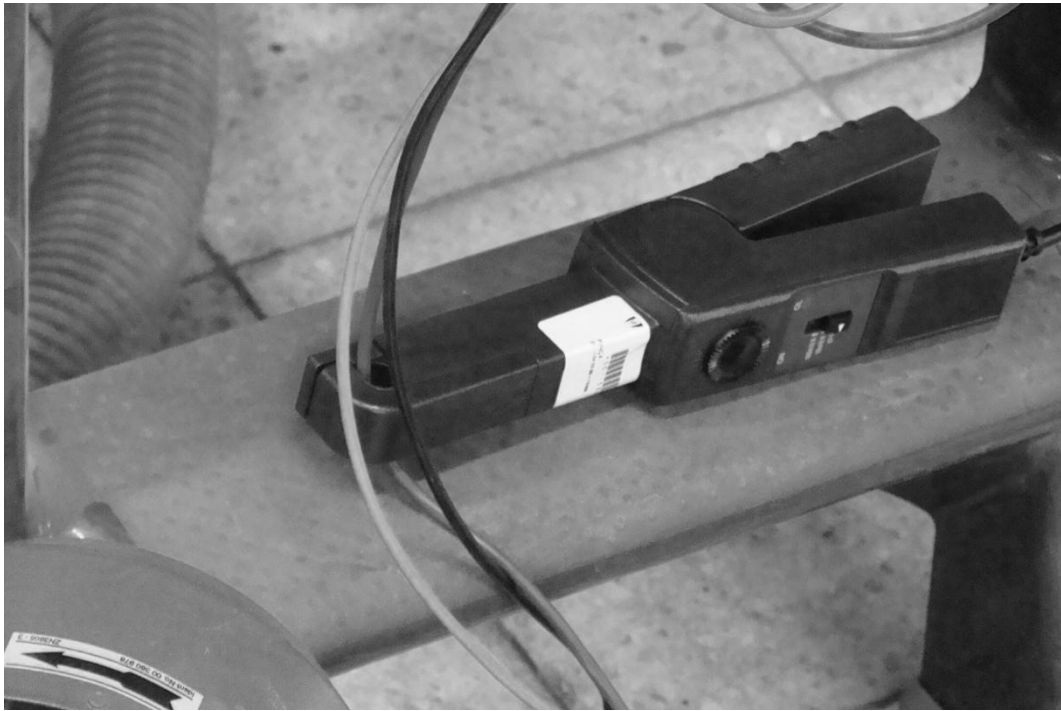


Figura 56 – amperometro



Figura 57 – interruttore elettrico

Un sistema costituito da un oscilloscopio, un voltmetro, un amperometro e un wattmetro ha permesso di effettuare le misure elettriche di potenza generata dal motore della macchina.

MISURE DI MOTO STAZIONARIO

I dati sperimentali hanno permesso di caratterizzare il comportamento stazionario della PAT sia in condizioni di grid connection, con numero di giri fissato ($n=1000$ rpm), sia in condizioni di disconnessione dalla rete elettrica (overrunning). I risultati relativi a questo genere di sperimentazioni sono riportati in Figura 58.

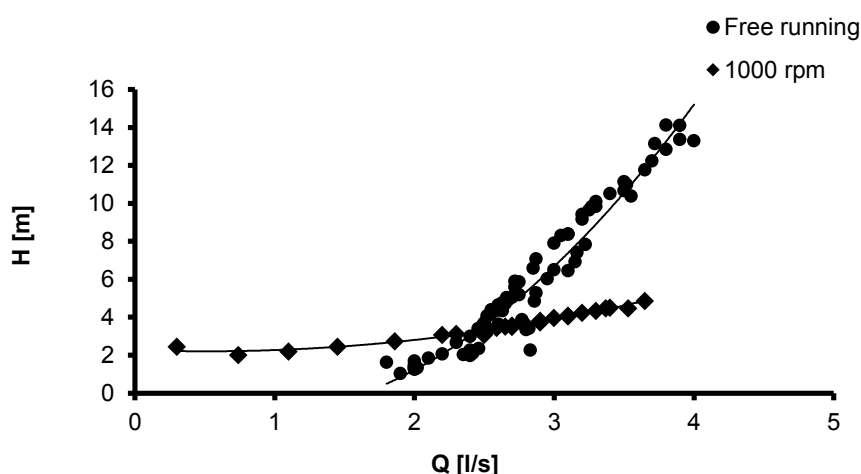


Figura 58 – Curva dell'overrunning e curva caratteristica a 1000 rpm

I dati raccolti mettono in luce una diversità dalla curva caratteristica fornita dalla casa produttrice, come evidenziato in Figura 59. Viceversa la curva ricostruita tramite i calcoli fluidodinamici mostra un ottimo accostamento ai punti sperimentali. Questo dato, oltre a destare incertezza sulle indicazioni fornite dalla casa produttrice, conferma ancora una volta la bontà della CFD, nonostante la geometria della macchina utilizzata nelle simulazioni fosse approssimata e priva dei canali di rasamento.

Tramite l'impiego di un oscilloscopio, di un amperometro e di un wattmetro collegati al motore della turbomacchina è stato possibile altresì calcolare la potenza elettrica generata in condizioni stazionarie.

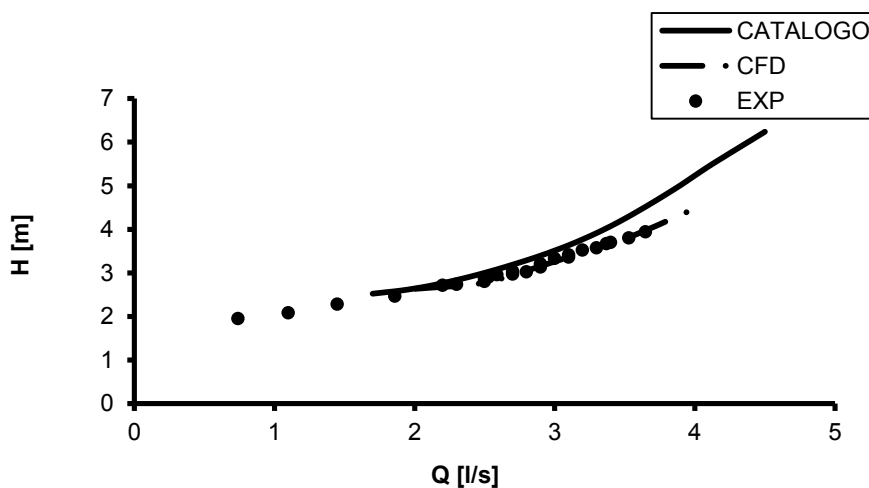


Figura 59 – Confronto fra curve caratteristiche della turbomacchina KSB

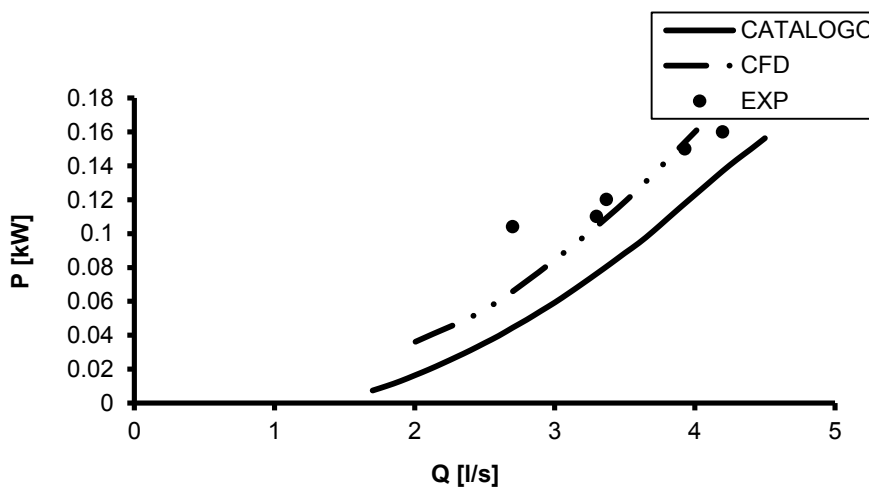


Figura 60 – Confronto fra curve caratteristiche della turbomacchina KSB

La curva della potenza è riportata in Figura 60, confrontata con la potenza calcolata tramite CFD e la potenza fornita dalla casa produttrice. Come si nota, i punti sperimentali

si distanziano dall'andamento classico di una curva di potenza, generalmente simile all'andamento di una curva polinomiale.

MISURE DI MOTO VARIO

L'installazione sperimentale ha altresì permesso la misura degli effetti transitori causati da manovre sull'impianto. Sono state indagate due diverse tipologie di moto vario, provocate da due diversi tipi di manovre:

- chiusura istantanea di una valvola posta a valle della PAT.
- overrunning della PAT causata dal distacco improvviso della corrente di alimentazione.

I trasduttori di pressione hanno permesso di registrare l'andamento della quota piezometrica in differenti sezioni del sistema, mentre non è stato possibile effettuare la contemporanea misura di portata durante il transitorio. Il misuratore elettromagnetico, infatti, non permetteva la registrazione della misura.

La valvola utilizzata per il sezionamento era una valvola a farfalla manuale, che veniva chiusa dall'operatore con una manovra brusca.

Il distacco della corrente avveniva tramite la chiusura di un interruttore elettrico che intercettava i cavi di alimentazione del motore della turbina.

In Figura 61 è riportato il grafico della quota piezometrica misurata a seguito di una manovra di chiusura istantanea. Il sistema era alimentato, a regime, da una portata di 1.86 l/s e le condizioni stazionarie sono testimoniate dall'orizzontalità del primo tratto delle misure di quota piezometrica. Le onde di pressione causate dal colpo d'ariete mostrano lo spike iniziale osservato anche nelle simulazioni di moto vario sulla PM100.

L'ampiezza crescente e la laminazione delle onde di moto vario che si possono osservare sono dovuti al materiale della condotta: il PEAD è un materiale viscoplastico facilmente deformabile e proprio questa sua caratteristica determina un particolare comportamento in condizioni di colpo d'ariete (Pezzinga, 2000, Brunone et al., 1995). La celerità iniziale

delle onde, misurata pari a 240 m/s, risulta diversa da quella finale: questo fenomeno causa dei problemi nella modellazione matematica del fenomeno che, come vedremo nel seguito, sono stati affrontati inserendo un termine di resistenze aggiuntive nelle (28)-(29), così come proposto da Brunone et al. (1995) e da Pezzinga (2000).

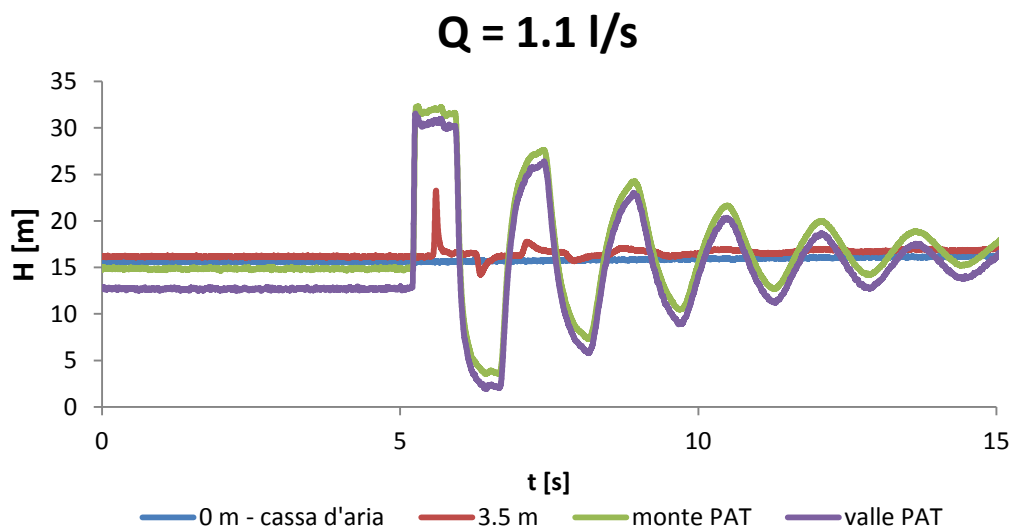


Figura 61 – 0m (cassa d’aria), 3.6 m, 100 m (monte PAT), 100.7 m (valle PAT)

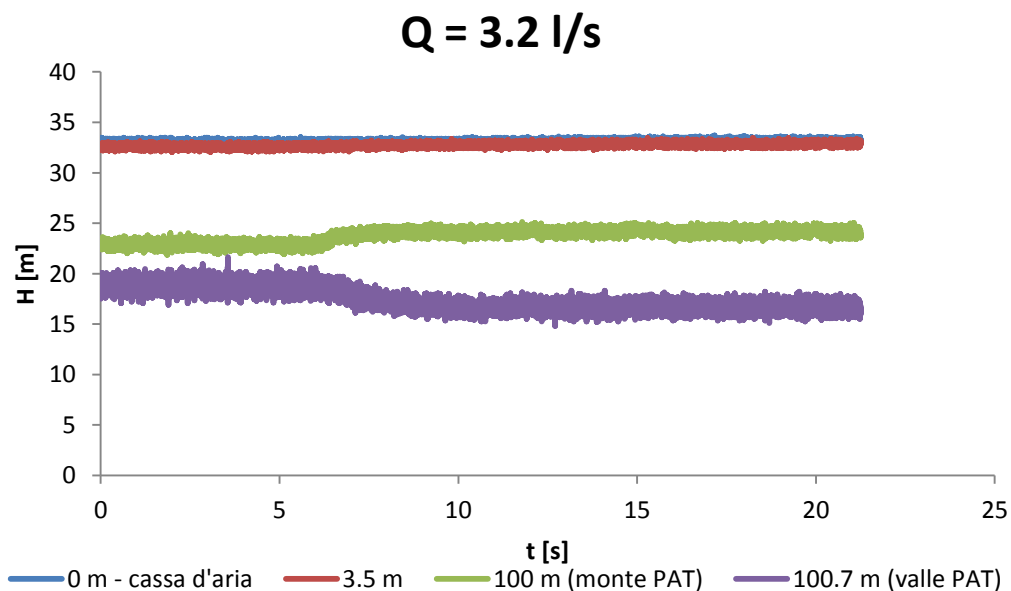


Figura 62 – 0m (cassa d’aria), 3.6 m, 100 m (monte PAT), 100.7 m (valle PAT)

In Figura 62 sono invece riportati gli andamenti della quota piezometrica in 4 diverse sezioni del tubo a seguito del distacco della rete elettrica cui la PAT era collegata (portata a regime pari a 3.2 l/s). Come si evince dal grafico, il fenomeno dell'overrunning non comporta oscillazioni di colpo d'ariete nella condotta poiché l'inerzia della girante fa sì che la variazione di condizioni sia molto lenta. Il fenomeno si sviluppa in alcuni secondi a fronte di un ritmo di 0.41 s del tronco di condotta fra la PAT e la cassa d'aria. Anche le variazioni di quota piezometrica non sono rilevanti.

MODELLAZIONE MATEMATICO-NUMERICA DELL'IMPIANTO SPERIMENTALE

MOTO VARIO NELLE CONDOTTE PLASTICHE

Il PEAD è un materiale visco-plastico e facilmente deformabile e questa sua caratteristica determina alcune differenze nel comportamento in moto vario rispetto ai materiali elastici come l'acciaio (per i quali sono state dedotte le (28)-(29)). In particolare la celerità delle onde si modifica nel tempo, e alcune resistenze dovute ai caratteri transitori della corrente determinano uno smorzamento delle onde maggiore rispetto a quello che si calcolerebbe con l'applicazione delle (28)-(29). La modellazione matematica del colpo d'ariete in materiali viscoelastici può essere molto complessa ma il problema può essere trattato molto più semplicemente inserendo nelle equazioni un termine addizionale. Secondo la formulazione proposta dal Pezzinga (2000) risulta:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f}{2D} V|V| + k \left(\frac{\partial V}{\partial t} + \operatorname{sgn} \left(V \frac{\partial V}{\partial x} \right) c \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0 \quad (50)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (51)$$

Il termine aggiuntivo $k \left(\frac{\partial V}{\partial t} + \operatorname{sgn} \left(V \frac{\partial V}{\partial x} \right) c \frac{\partial V}{\partial x} \right)$ rappresenta delle perdite addizionali che si generano a causa della visco-plasticità del materiale e può essere trattato, nella modellazione numerica, come un termine sorgente, a patto di differenziare le caratteristiche positive e quelle negative come segue:

$$C^+: H_P = C_P - B_P Q_P - F_{add}^+ \quad (52)$$

$$C^-: H_P = C_M + B_M Q_P + F_{add}^- \quad (53)$$

Laddove,

$$F_{add}^+ = \frac{k}{g} \left\{ \frac{V_A - V_{A'}}{\Delta t} + \operatorname{sgn}[V_C(V_C - V_A)] \cdot c \frac{V_C - V_A}{\Delta S} \right\} \Delta S \quad (54)$$

$$F_{add}^- = \frac{k}{g} \left\{ \frac{V_B - V_{B'}}{\Delta t} + \operatorname{sgn}[V_C(V_B - V_C)] \cdot c \frac{V_B - V_C}{\Delta S} \right\} \Delta S \quad (55)$$

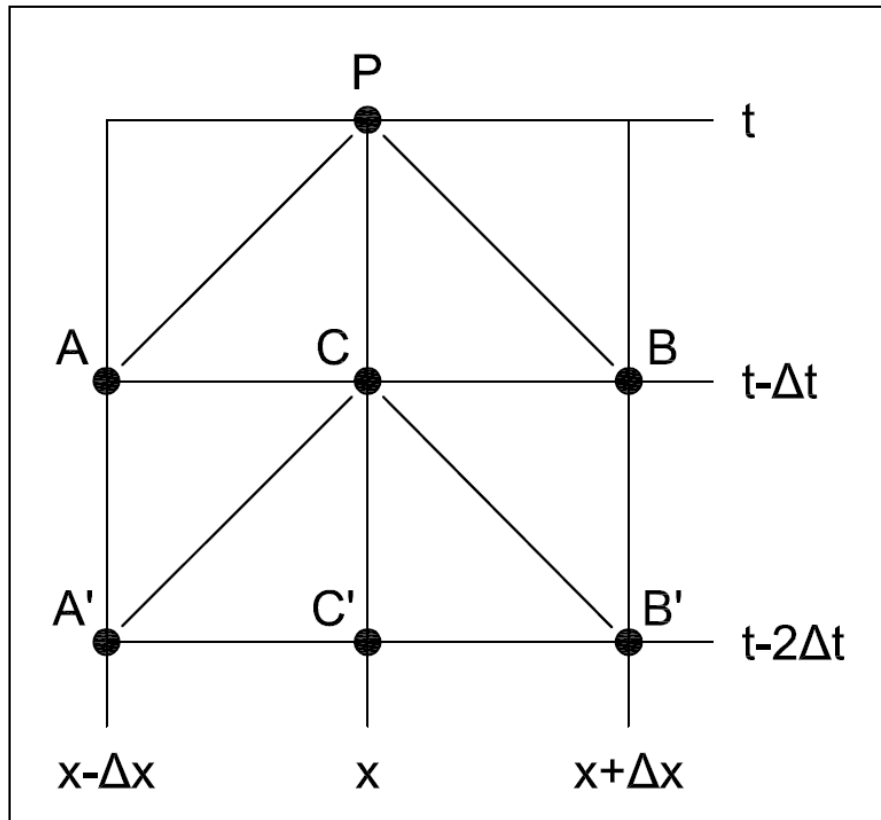


Figura 63 – Schema numerico per la risoluzione delle (50)(51)

E' chiaro che il valore di k determina la differenza dal modello descritto dalle (28)-(29). Tale valore può essere determinato in base ad una prova sperimentale di chiusura istantanea, confrontando i picchi di pressione dovuti alle riflessioni delle onde nel circuito (Carravetta et al., 1992), secondo la (56).

$$\left(\frac{1}{1+k}\right)^2 = \frac{H_{max}(t)}{H_{max}(t-\tau)} \quad (56)$$

Laddove $H_{max}(t-\tau)$ e $H_{max}(t)$ sono due picchi di pressione consecutivi sfasati tra loro del periodo della tubazione $\tau=2L/c$. In Figura 64 sono riportati i valori del loro rapporto in funzione del tempo misurato in periodi.

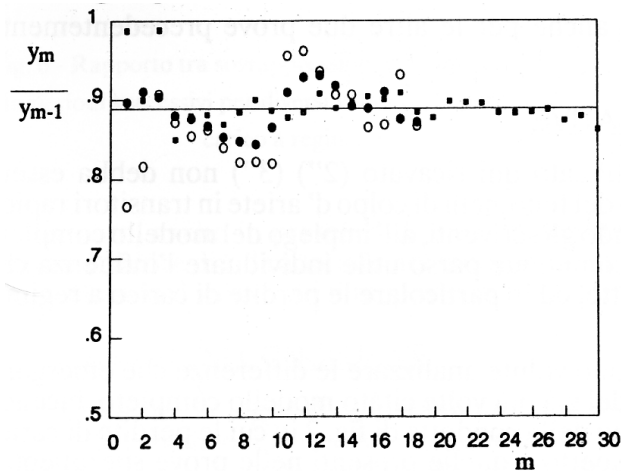


Figura 64 – Valori del rapporto fra sovrappressioni sperimentali massime in funzione del tempo (periodi) – (Carravetta et al.)

Tale prova è stata effettuata privando il sistema della turbomacchina posta al centro delle tubazioni, onde ridurre il numero di incertezze. Dal confronto con i risultati numerici ottenuti sviluppando le (52)(53) si è determinato un valore di k pari a 0.43. Dalla Figura 65 si può notare come l’inserimento delle resistenze aggiuntive migliori notevolmente la modellazione della realtà, senza d’altra parte complicare di molto l’interpretazione matematica del fenomeno.

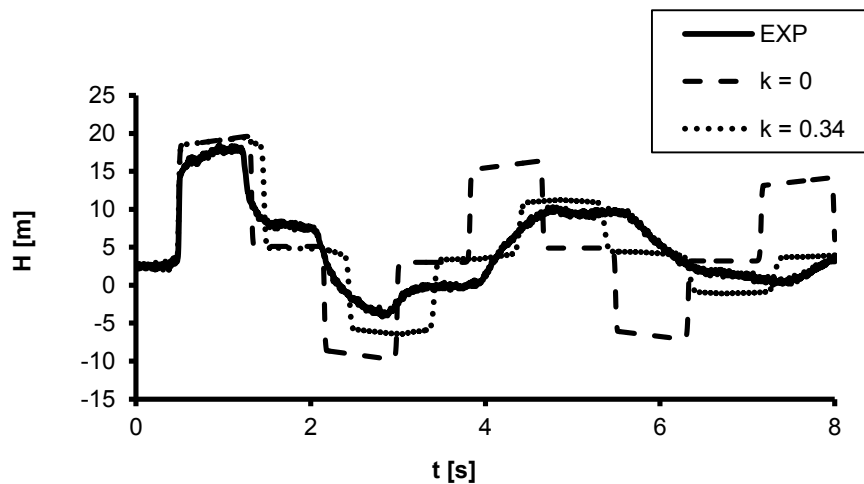


Figura 65 – Calcolo di colpo d’ariete per chiusura istantanea confrontato con i rilievi sperimentali ($Q = 0.96 \text{ l/s}$)

RISULTATI DEI CALCOLI FLUIDODINAMICI

Di seguito (Figura 66) si riportano due grafici di confronto tra i rilievi sperimentali e i risultati dei calcoli numerici per una chiusura eseguita in 0.1 s e una portata circolante in condizioni stazionarie pari rispettivamente a 2.3 e 1.86 l/s.

Queste prove sono state scelte per verificare il modello in condizioni per le quali non si erano manifestati sperimentalmente picchi di pressione attribuibili all’inerzia della turbina. Ci si è concentrati quindi su eventuali problemi di accoppiamento fra i due modelli derivanti dalla diversa elasticità della condotta (considerata rigida per il calcolo fluidodinamico e deformabile nel calcolo MOC). Il modello numerico combinato MOC+CFD sembra cogliere i caratteri distintivi del fenomeno, pur evidenziando una differente evoluzione del transitorio nella fase di decompressione della colonna fluida. Ulteriori approfondimenti sembrano pertanto necessari prima di estendere l’impiego del modello ad altre condizioni al contorno, come ad esempio l’over-running.

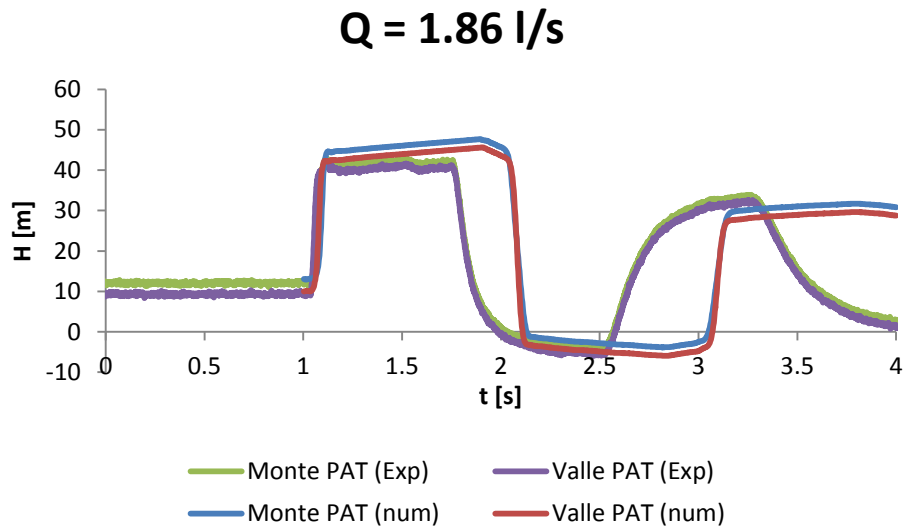
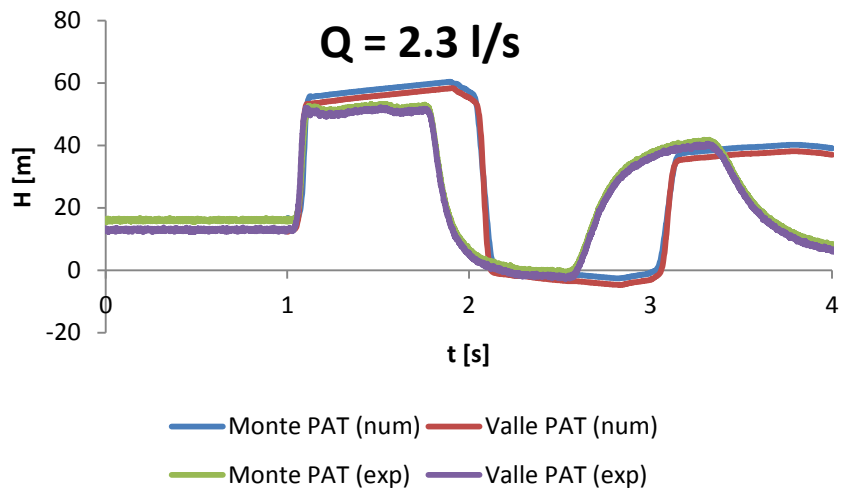


Figura 66 – Confronto fra i risultati della sperimentazione e quelli del modello per colpo d'ariete causato dalla chiusura di una valvola (0.1 s) in condotta in PEAD.

L'over-running della turbina è il fenomeno che si sviluppa a causa del distacco della rete elettrica. Se la corrente di eccitazione viene a mancare, il generatore asincrono cessa di produrre energia elettrica e la girante della turbina resta libera di ruotare, accelerando. Il fenomeno dell'accelerazione della turbina può essere modellato dal secondo principio della dinamica applicato alle masse rotanti.

$$M - M_{res} = I \cdot \dot{\omega} \quad (57)$$

Laddove $(M - M_{res})$ è la componente del momento torcente M applicato alla girante lungo l'asse di rotazione, privato delle resistenze meccaniche M_{res} , generato dalla corrente idrica, I è il momento di inerzia della girante e $\dot{\omega}$ è l'accelerazione angolare.

Una simile equazione può essere inserita nel codice di calcolo fluidodinamico aggiornando ad ogni istante di calcolo la velocità angolare della girante sulla base del Momento torcente calcolato all'istante precedente.

INSERIMENTO DELLA PAT IN UNA RETE IDRICA

Gli impianti idroelettrici classici vengono generalmente progettati per un assegnata coppia di valori di portata e di salto. In una rete idrica in cui si sia prevista la sostituzione di una PRV con una PAT, invece, le condizioni di funzionamento sono tutt'altro che costanti nel tempo; piuttosto seguono la richiesta di approvvigionamento degli utenti, la quale può essere anche affetta da grande variabilità. Le PRV in una rete funzionano regolando la pressione a valle ad un valore prefissato, quale che sia il valore della pressione a monte. A causa del legame tra perdite di carico e portata in una rete idrica, la curva che descrive il salto e la portata disponibili è molto differente dalla curva caratteristica della turbina.

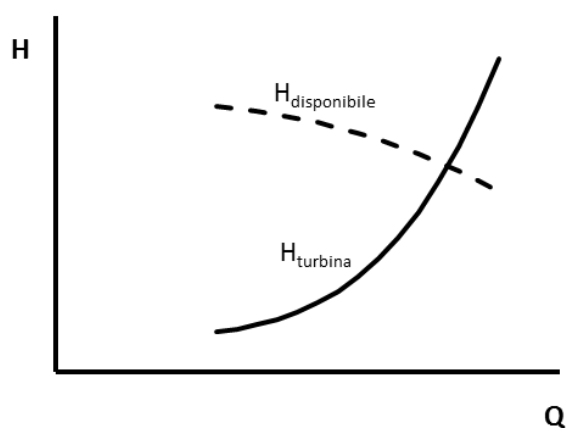


Figura 67

L'inserimento di una PAT in sostituzione di una PRV, però, non deve apportare modifiche al funzionamento del sistema idrico, ma ciò accade solo nel punto di intersezione delle due curve: a sinistra di tale punto la turbina non riesce a dissipare tutto il salto e a riportare la pressione ai valori di progetto; a destra, invece, il dislivello piezometrico generato dalla turbina risulta maggiore di quello disponibile per il corretto funzionamento della rete. Pertanto, come descritto precedentemente, per far fronte alla variabilità di portata e di salto utili, il sistema per l'inserimento in rete di una PAT può essere costituito da un circuito serie-parallelo. Una valvola posta in serie alla PAT provvede a dissipare un

eventuale salto in eccesso, mentre la valvola posizionata su di un tronco posto in parallelo permette il bypass di una parte di portata che, altrimenti, convogliata in turbina, determinerebbe un salto maggiore e, di conseguenza, una pressione a valle inferiore al valore prefissato.

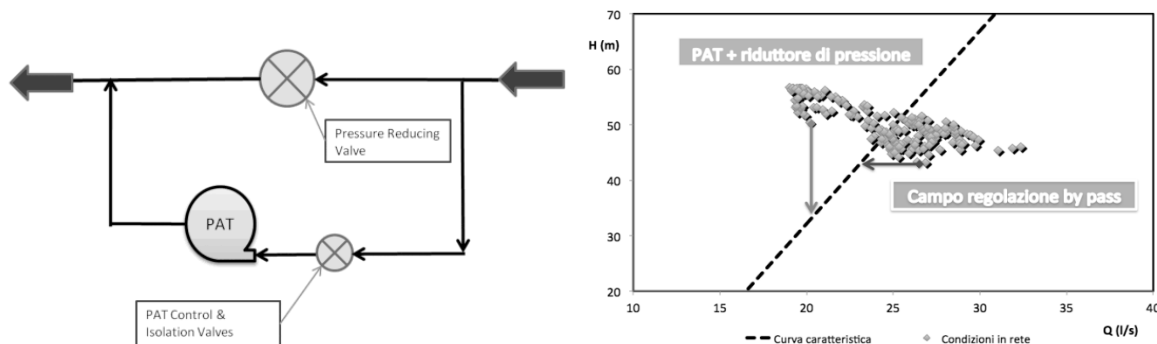


Figura 68

Per una siffatta installazione è molto difficile definire un punto di progetto e la scelta della PAT più adeguata può essere molto difficile. Vieppiù, la curva dell'impianto finora mostrata è solo una semplificazione concettuale di ciò che realmente accade in una stazione di regolazione della pressione. I punti di potenza e salto disponibili si disperdono sul piano (Q, H), generando una nuvola più o meno estesa a seconda delle esigenze della rete.

CRITERIO PER LA SCELTA DELLA MACCHINA OTTIMALE

Nel loro lavoro Derakhshan e Noubrask (2008) descrivono un metodo per la selezione della pompa più adeguata, assegnato il punto di funzionamento a turbina:

- a) assegnato il punto di progetto dell'impianto di recupero energetico (Q_T, H_T) è possibile calcolare P_R^T dalla (17), e con esso calcolare il rendimento al punto di progetto.
- b) Assegnato N_R^T , si calcola N_S^P dalla (14)
- c) Assegnato N_R^P , si calcola H_R^P dalla (13)
- d) Noto H_R^P si calcola Q_R^P dalla (6)

e) Noti H_R^P e Q_R^P , è possibile scegliere la pompa dai cataloghi delle case produttrici.

Questo metodo è però valido solo qualora sia assegnato a priori il punto di funzionamento. Nel caso di un impianto di recupero in una rete idrica urbana, però, la situazione è ben diversa, come mostra la Figura 69 in cui si riportano i dati orari di quota piezometrica e portata relativi ad una PRV registrati in una reale stazione di controllo della pressione nel sud Italia.

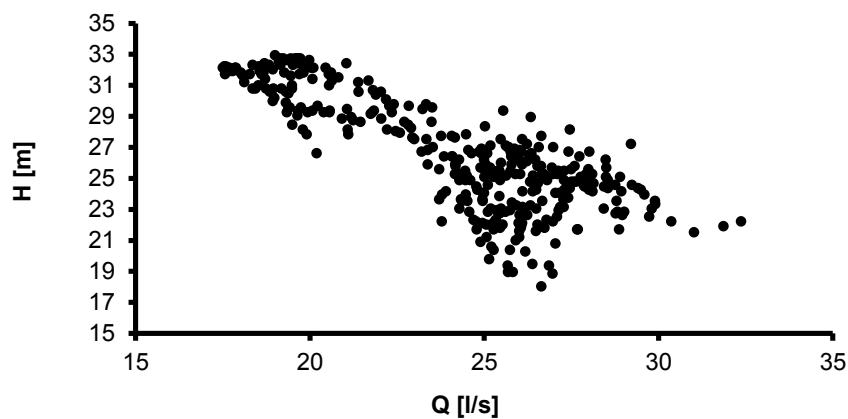


Figura 69 – Dati di portata e salto disponibili in una reale stazione di controllo di pressione in un acquedotto del sud Italia.

Nella sostituzione della valvola con un impianto di recupero come quello mostrato in Figura 68 è possibile definire un rendimento globale, che si affianca alla definizione di rendimento già data:

$$\eta_g = \frac{\sum_{i=1}^n H_i^T Q_i^T \eta_i^T}{\sum_{i=1}^n H_i Q_i} \quad (58)$$

Tale rendimento rappresenta il rapporto fra la potenza generata e la potenza effettivamente disponibile in una stazione di turbinaggio all'interno di una rete idrica.

È evidente che nella progettazione di un siffatto impianto risulta fondamentale la scelta della turbomacchina che ottimizza il rendimento globale. Per una corretta progettazione

sarebbe necessario disporre di un set di curve sperimentali da sovrapporre al grafico di Figura 69 e per ciascuna di esse calcolare il rendimento globale secondo la (58). Siccome però le curve sperimentali delle PAT, come già detto, non sono disponibili, si può pensare di accoppiare la scelta della macchina alla procedura presentata da Derakhshan e Nourbrask (2008), seguendo i passi seguenti:

- a) Si discretizza la regione operativa della PRV in un insieme di punti (Q_i, H_i)
- b) Si calcolano le curve caratteristiche e le curve dell'efficienza delle turbine che presentano come punti di progetto ciascuna delle coppie (Q_i, H_i) , utilizzando le (16) (17).
- c) Si calcola η_g relativo a ciascuna delle curve calcolate al passo b) attraverso la (58)
- d) Si sceglie la turbina che presenta il valore maggiore di η_g .
- e) Si provvede alla scelta della pompa secondo la procedura di Derakhshan e Nourbrask (2008).

Il criterio prevede l'utilizzazione di un modello monodimensionale per la definizione delle curve caratteristica e del rendimento, e pertanto non è da ritenersi completamente affidabile. Può essere utilizzato come indicazione di massima per la progettazione, ma necessita di essere verificato a posteriori sulla base di indicazioni più precise riguardo il reale funzionamento delle macchine.

La procedura è stata utilizzata per il set di punti sperimentali mostrato in Figura 69. La regione del piano (Q, H) è stata discretizzata in una serie di BEP e per ciascuno di essi si è calcolata la rispettiva curva a turbina secondo il modello di Derakhshan e Nourbrask (2008). Per ciascuna curva si è calcolato il rendimento globale e di questi se ne è determinato il massimo, localizzando così il BEP a turbina ottimale: è risultato $(Q_T, H_T) = (33.4 \text{ l/s}, 34.4 \text{ m})$, con un rendimento pari a 0.45.

Ottenuti il BEP a turbina si è poi calcolato il BEP a pompa utilizzando le equazioni di passaggio suggerite da Derakhshan e Nourbrask (2008) e si è ottenuto $(Q_p, H_p) = (16.0 \text{ l/s}, 37.5 \text{ m})$. La turbomacchina E6SX64 presenta proprio queste caratteristiche ed in Figura 70 sono riportate le curve caratteristiche ottenute sperimentalmente e attraverso il calcolo

CFD e la curva di Derakhshan e Noubrask (2008), tutte sovrapposte alla nuvola di punti disponibili. È riportato altresì il grafico dei rendimenti.

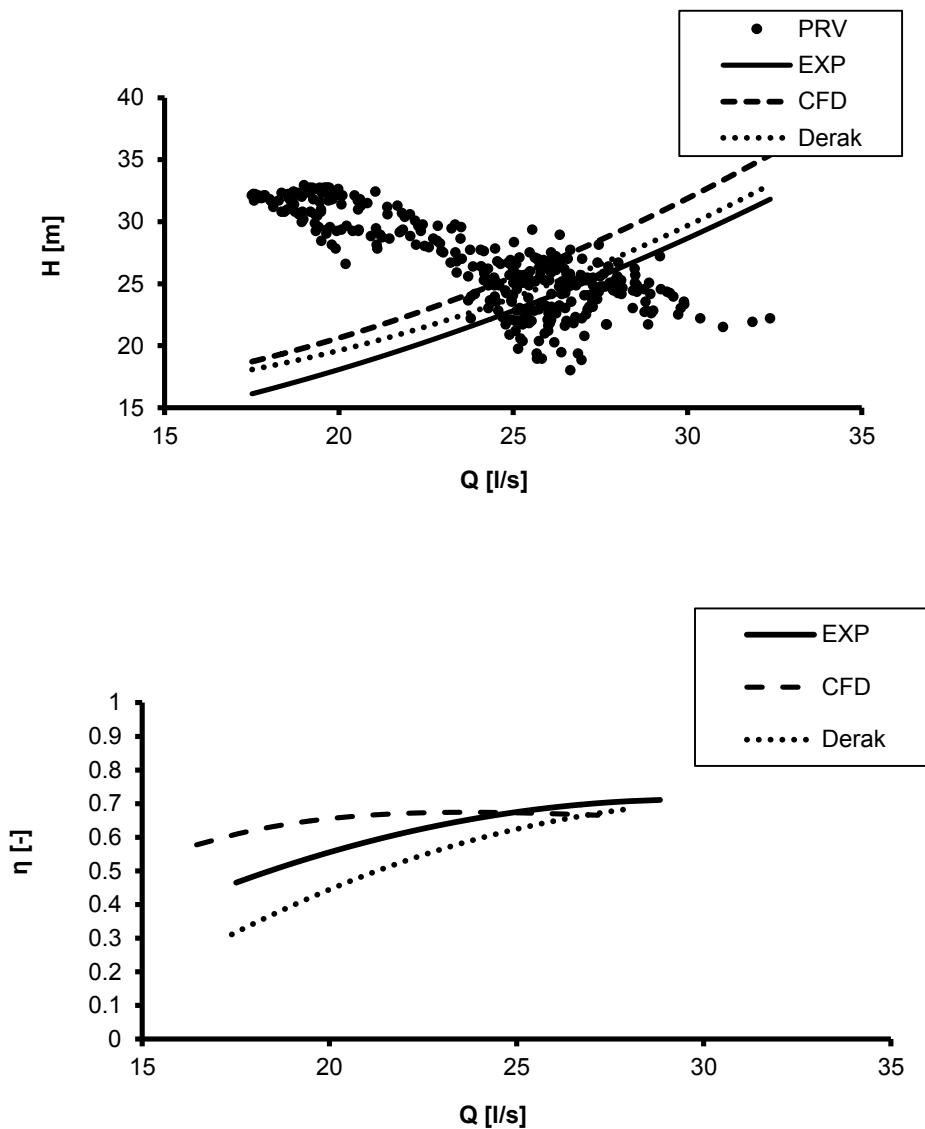


Figura 70 – Dati di portata e salto disponibili in una reale stazione di controllo di pressione in un acquedotto del sud Italia.

Calcolando a posteriori il rendimento dell'installazione si è ottenuto un valore di η_g pari a 0.51 utilizzando la curva sperimentale, e pari a 0.53 utilizzando la curva calcolata con la fluidodinamica computazionale, contro un rendimento pari a 0.45 ottenuto con il metodo di Derakhshan e Noubrask (2008). Questo risultato, oltre ad avvalorare l'affidabilità della

CFD nel calcolo delle PAT, mostra anche che la redditività di un impianto di recupero energetico in una rete idrica può risultare notevole.

CONCLUSIONI

Il lavoro di tesi muove dai vantaggi relativi all'inserimento di una PAT in una rete idrica con il duplice scopo di regolare il livello delle pressione e di riconvertire le dissipazioni funzionali in potenza elettrica. L'utilizzo delle pompe inverse mostra notevoli vantaggi economici e tecnologici, ma la scarsa conoscenza relativa al loro funzionamento in condizioni sia stazionarie che dinamiche ha fatto sorgere la necessità di uno studio più approfondito.

Questo lavoro ha proposto la fluidodinamica computazionale come strumento affidabile per lo studio delle PAT ed ha affrontato alcuni aspetti relativi al loro funzionamento attraverso:

- Uno studio approfondito sulla numerosità della griglia fluidodinamica e sull'influenza dei rasamenti ha permesso di ridurre notevolmente i tempi e le risorse richiesti per i calcoli CFD, garantendo risultati affidabili in termini di prestazioni idrauliche della PAT in regime stazionario.
- Una verifica della affidabilità del calcolo numerico dal confronto con curve caratteristiche e di efficienza sperimentali.
- Un'analisi del comportamento della PAT in condizioni transitorie che ha mostrato come la risposta dinamica della turbomacchina non sia trascurabile nell'evoluzione dei transitori di colpo d'ariete. Il nuovo modello proposto, che accoppia lo studio CFD della PAT con le equazioni delle linee caratteristiche, mostra come, in condizioni di moto vario elastico, si generino sovrappressioni maggiori rispetto alla modellazione classica quasi steady. Di tali sovrappressioni si deve necessariamente tener conto in fase di progettazione, onde evitare disservizi e malfunzionamenti della rete idrica.
- La predisposizione di un semplice schema di progettazione che, negli impianti in cui la PAT sia inserita in un circuito serie-parallelo, permette la scelta ottimale della macchina in assenza di un unico rated point.

A conclusione del lavoro svolto si ritiene che non ci siano ostacoli insormontabili all'impiego delle PAT nelle reti idriche cittadine, ferma restando la necessità di criteri rigorosi nella scelta della macchina a partire dall'individuazione delle reali condizioni di utilizzo. La modellazione fluidodinamica può sopperire, in questa fase, alla mancanza di curve caratteristiche delle pompe con funzionamento a turbina.

BIBLIOGRAFIA

Almandoz J, Cabrera E, Arregui F, Cabrera E Jr, and Cobacho R, Leakage Assessment through Water Distribution Network Simulation, *Journal of Water Resources Planning and Management*, Volume 131, Issue 6, 2005

Alatorre-Frenk, C. and Thomas, T. H., The pumps as turbines approach to small hydropower, *World congress on Renewable energy*, Reading, September 1990

Ansys inc., ANSYS CFX Reference guide, Ansys Inc., Canonsburg, 2006

Antipodi, Carravetta, Fecarotta, Ramos, Turini, Simulazione fluidodinamica di pompe inverse: recupero energetico e regolazione nelle reti idriche, *La Gestione delle reti idriche, Atti del convegno "La gestione delle reti di distribuzione idrica: dagli aspetti tecnico-progettuali a quelli economico-normativi"*, Ferrara, maggio 2010

L. S. Araujo, H. Ramos and S. T. Coelho, Pressure Control for Leakage Minimisation in Water Distribution Systems Management, *WATER RESOURCES MANAGEMENT*, Volume 20, Number 1, 133-149, 2006

Bertola, P., Nicolini, M., Gestione ottimale delle perdite in sistemi di distribuzione idrica tramite valvole riduttrici di pressione, in *La ricerca delle perdite e la gestione delle reti di acquedotto*, Morlacchi ed. Perugia., 2006

Brunone B., Golia U. M., and Greco M., Effects of two dimensionality on pipe transient modelling, *JHE*, pp 906-912, 1995

Carravetta A., Golia U.M., Greco M., (1992) Sull'attenuazione spontanea delle fluttuazioni di pressione durante i transitori di colpo d'ariete, *23° Convegno di Idraulica e Costruzioni Idrauliche*, Firenze, 1992

Carravetta A., Giugni M., Functionality factors in the management and rehabilitation of water networks,, in *Management of Water Networks, Proceedings of the Conference "Efficient management of water networks. Design and Rehabilitation Techniques"*, Franco Angeli Ed. Milano., 2009

Carravetta A., Idrovalvola con turbine per il recupero dell'energia idraulica in esubero nelle reti di distribuzione idrica, In *Conferenza Nazionale Politica Energetica in Italia*, Bologna, 2005.

Carravetta, A., Panico, M., "Incremento dell'efficienza energetica nelle reti di distribuzione idrica ad uso potabile", in *La ricerca delle perdite e la gestione delle reti di acquedotto*, Morlacchi ed. Perugia. (2006)

Carravetta A., Fecarotta O., Ramos H. Numerical simulation on Pump As Turbine: mesh reliability and performance concerns, International Conference on Clean Electrical Power, Ischia, June 14-16 2011

Cenci G. and Pinelli M, Numerical analysis of a laboratory centrifugal pump for the training of graduate engineers, In Proceedings of ASME Turbo Expo 2006 Power for Land, Sea and Air, Barcelona, 2006.

Chapallaz J.M., Eichenberger P., and Fischer G., Manual on Pumps used as Turbines., DeutschesZentru fur Entwicklungstechnologien GATE, Eschborn, 1992.

Childs, S. M., Convert pumps to turbines and recover HP. Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner, 41(10), 173-174, 1962

Derakhshan, S., Nourbakhsh, A., Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32, pp 800-807, 2008

Fecarotta O., Carravetta A., Ramos H., CFD and comparisons for a pump as turbine: mesh reliability and performance concerns, International journal of energy and environment, Vol. 2, Issue 1, pp. 39-48, 2011

Grover, K. M. onversion of pumps to turbines, GSA Inter orp., Katonah, New York, 1980.

Hancock, J. W., entrifugal pump or water turbine. Pipe Line News, pp. 25-27, June 1963

Hasmatuchi V. , Roth S., Botero F., Avellan F. and Farhat M., High-speed flow visualization in a pump-turbine under off-design operating conditions, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 2010

Ismaier A., Schlücker E., Fluid dynamic interaction between water hammer and centrifugal pumps, Nuclear Engineering and Design 239, 3151–3154, 2009

Joshi S, A. Holloway A. G. L. Chang L. Kojabadi H. M., Development of a Stand Alone Micro-Hydro System using Pump as Turbine Technology for Low Head Sites in Remote Areas, 20th International Power System Conference, 2005

Kerschberger P. and Gehrler A, Hydraulic development of high specific-speed Pump-turbines by means of an inverse design method, numerical flowsimulation (CFD) and model testing, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12, 2010

Montuori C. Complementi di idraulica, Liguori editore, Napoli, 1997.

Nautiyal H., Varun and Kumar A., CFD Analysis on Pumps Working as Turbines, HYDRO NEPAL ISSUE NO. 6 JANUARY, 35-37, 2010

- Pezzinga, G., Evaluation of Unsteady Flow Resistances by Quasi-2D or 1D Models, *Journal of Hydraulic Engineering*, Volume 126, Issue 10, 2000
- Pezzinga, G., La regolazione della pressione per il controllo delle perdite, in *La ricerca delle perdite e la gestione delle reti di acquedotto*, Morlacchi ed. Perugia, 2003
- Ramos H. and Borga A., Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production. *Urban Water*, I(3), 1999.
- Ramos H., and Borga. A., Pumps Yielding Power, *Journal of Dam Engineering*, X(4), 2000.
- Ramos, H., Almeida, A. B., Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high or medium heads of small hydropower plants, *Journal of Hydraulic Research, IAHR*, vol. 39(4), pp. 429-436, 2001
- Ramos, H., Almeida, A. B., Parametric analysis of water-hammer effects in small hydro schemes, *Journal of Hydraulic Engineering, ASCE*, vol. 128(7), pp. 1-8, 2002
- Rawal S. and Kshirsagar J.T., Numerical simulation on a pump operating in a turbine mode_. In *Proceedings of the twenty-third international pump users symposium proceedings*, 2007.
- Schmiedl, E., *Serien-Kreiselpumpentagung*, Karlsruhe, Sec A6, 1988
- Sharma, K. R., *Small hydroelectric projects – use of centrifugal pumps as turbines*, Kirloskar Electric o., Bangalore, India, 1985
- Silva F. J., Pascoa J. C., Pinheiro J. S. and Martins D. J., TURBULENT FLOWSTRUCTURE COMPUTATION INSIDE A Pump-pat using an industrial benchmark test case, V *European Conference on Computational Fluid Dynamics, ECCOMAS CFD 2010*, Lisbon, Portugal, 14-17 June 2010
- Swaroop A., Development of a pump-turbine runner for a specified characteristic discharge in pump mode and power output in turbine mode, *Journal of Dam Engineering*, XVIII(2), 2007.
- Suter P, Representation of pump characteristics for calculation of water hammer, *Sulzer Technical Review Research*, Issue 4, pp 45 – 48, 1966
- Stepanoff, A. J., *Centrifugal and axial flow pumps*, John Wiley, New York, 1957
- T. Tucciarelli, A. Criminisi, and D. Termini, Leak Analysis in Pipeline Systems by Means of Optimal Valve Regulation, *Journal of Hydraulic Engineering*, Volume 125, Issue 3, 1999

Vairavamoorthy K, Lumbers J, Leakage Reduction in Water Distribution Systems: Optimal Valve Control, Journal of Hydraulic Engineering, Volume 124, Issue 11, 1998

Valadas M. and Ramos H., Utilização de bombas como turbinas para o aproveitamento hidroenergético em sistemas de rega., Revista Recursos Hídricos da APRH, XXIV(3), 2003.

Walsky T., Bezts W., Posluzny E.T., Weir M., Withman B.E., Modeling leakage reduction through pressure control, AWWA, America Water Works Association, pp. 148-155, 2006

Williams, A A, The turbine performance of centrifugal pumps: a comparison of predictione methods, ProInstnEngs, Vol 208, Journal of Power and Energy, 1994

Wylie E. B., Streeter V. L., Suo L., Fluid Transient in Systems, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ 7632, 1993

Yan, J., Koutnik, J., Seidel, U., Hübner, B., Scherer, T., (2009), Compressible Simulation of Rotor-Stator Interaction in a Pump-Turbine, 3rd IAHR international Meeteing of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, October 14-16, Brno, 2009.