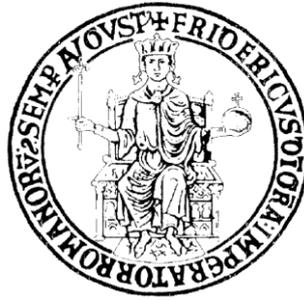


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI “FEDERICO II”



Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile e Ambientale

Dottorato di Ricerca in
Ingegneria dei Sistemi Civili
XXIX Ciclo

*Efficienza Energetica
dei Sistemi di Pompaggio*

Candidata

Maria Chiara Conte

Coordinatori di Dottorato

Prof. Ing. Andrea Papola

Prof. Arch. Elvira Petroncelli

Tutors

Prof. Ing. Armando Carravetta

Prof. Ing. Riccardo Martino

Se sapessimo (esattamente) quel che stiamo facendo, non si chiamerebbe ricerca.

Albert Einstein

Ringraziamenti

In questi tre anni di lavoro durante i quali ho fatto parte del Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile ed Ambientale dell'Università Di Napoli Federico II vi sono state alcune persone che hanno avuto un ruolo chiave nel mio percorso di ricerca ed è a loro che voglio esprimere la mia gratitudine.

In primis, vorrei ringraziare i miei supervisori, il Prof. Armando Carravetta e il Prof. Riccardo Martino, per avermi insegnato tutto quello che so dell'idraulica e per avermi costantemente seguita e supportata durante questi anni in maniera quasi paterna.

Ringrazio l'ing. Oreste Fecarotta per il sostegno, soprattutto tecnico, fornito durante gli anni trascorsi in questa struttura.

Vorrei anche esprimere la mia più profonda gratitudine all'ing. Lauro Antipodi per la grande disponibilità e l'affettuosa accoglienza durante le visite in azienda.

Un enorme grazie all'ing. Davide Gemito che con la sua esperienza e competenza ha arricchito le mie conoscenze e soprattutto grazie per l'eterna pazienza ed il continuo soccorso durante i mesi trascorsi in laboratorio.

Grazie a Mimmo Palmiero e Tonino Fusco, le mie braccia e la mia forza in laboratorio, senza i quali spesso non avrei potuto lavorare, grazie per avermi sempre accontentata in tutto.

Immensamente grazie all'ing. Francesco Pugliese, non al collega, ma all'amico con il quale ho condiviso la stanza e un pezzetto di vita, senza il quale questo cammino non avrebbe avuto lo stesso gusto e qualche scadenza burocratica mi sarebbe sicuramente sfuggita.

Inoltre grazie ai miei amici e colleghi Roberta, Andrea, Ilaria, Laura, Gerardo, Gennaro, Vittorio, Enzo, Peppe, Fabrizio e soprattutto alla mia famiglia per avermi sempre dato il sostegno di cui avevo bisogno, a Giuseppe perché *“due è il contrario di uno”*.

Infine grazie sempre e comunque ad Albert Einstein per avermi regalato il mantra: *“Ognuno è un genio, ma se si giudica un pesce dalla sua abilità di arrampicarsi sugli alberi lui passerà tutta la sua vita a credersi stupido”*.

Abstract

Il presente elaborato prende spunto dalla costante esigenza di risparmio energetico in tutti i settori ed in particolare in ambito idraulico al fine di minimizzare l'impatto ambientale, ponendosi l'obiettivo di comprendere, evidenziare ed affrontare i problemi riguardanti l'efficienza energetica nel settore dei sistemi di pompaggio. A tale scopo è stato svolto uno studio su differenti tipologie di unità di pompaggio costituite da diverse macchine idrauliche (monogirante di superficie "ESOB", multistadio orizzontale di superficie "MS-H" e elettropompa sommergibile "MSS"), impiegate sia per il sollevamento delle acque chiare che per quello delle acque reflue.

Fine ultimo della tesi è stata la ricerca delle condizioni di lavoro tipiche delle diverse tipologie di pompe in uso nel servizio idrico integrato e la ricerca di indici che potessero interpretare le prestazioni delle unità e valutarne al contempo l'efficienza energetica globale.

Si sono dapprima esaminati due gruppi di superficie formati da due pompe idrauliche differenti, la prima monogirante di superficie, la seconda multistadio orizzontale di superficie, entrambe accompagnate dai loro rispettivi motori. Inizialmente sono stati sottoposti a prova i singoli elementi quali pompa e motore, successivamente sono state sottoposte a prova le unità composte da pompa + motore; in ultima fase è stato collegato un inverter al motore e dunque si sono esaminati i gruppi costituiti da pompa + motore + inverter.

Tali gruppi sono stati collaudati nel nuovo laboratorio di Idro-Energetica, HELab della Università di Napoli Federico II, in conformità con la norma riguardante le prove di prestazioni idrauliche e criteri di accettazione UNI EN ISO 9906, il regolamento UE 547/2012 e la bozza di normativa prEN16480. Nell'ambito della tesi sono state messe a punto le tecniche di misura presso l'HELab, definita l'accuratezza strumentale e stilato un protocollo di prova. Analizzando i dati ottenuti mediante la campagna sperimentale è stato possibile costruire i diagrammi portata-prevalenza (Q, H), portata-potenza (Q, P) e portata-rendimento (Q, η) di tutti gli elementi collaudati.

Una prima analisi è stata svolta sulle differenze prestazionali che si ottengono con e senza la presenza di un inverter.

In seconda analisi i diagrammi ottenuti per i due gruppi sono stati utilizzati per un confronto sull'energia assorbita in condizioni di funzionamento variabile nell'ambito dell'Extended Product Approach (EPA) mediante la definizione di particolari indici prestazionali. Tali indici hanno permesso di dedurre che, se da un lato le curve di funzionamento previste dagli standard europei esaltano la differenza tra le prestazioni

energetiche dei gruppi, dall'altro potrebbero sopravvalutare, in condizioni di reale funzionamento, questa differenza.

Infine, il lavoro svolto sulla elettropompa sommergibile è stato finalizzato all'ottimizzazione dei processi che caratterizzano il funzionamento di un pozzetto di sollevamento con l'obiettivo primario di ridurre l'energia consumata. I dati sperimentali ottenuti sottoponendo l'elettropompa a test in un sistema reale hanno permesso di giungere alla creazione di un modello matematico di regolazione della pompa all'interno di un pozzetto di sollevamento, finalizzato alla minimizzazione dell'energia consumata.

La stessa elettropompa sommersa è stata successivamente sottoposta a test simulando l'effetto di una usura meccanica dovuta al sedimento trasportato dalla corrente idrica.

I risultati dello studio hanno mostrato che la presenza di usura simulata produce effetti significativi sulle prestazioni della pompa idraulica. Gli scarti osservati in termini di efficienza dell'elettropompa dimostrano che in presenza di usura la riduzione di efficienza della elettropompa è considerevole ed è maggiore all'aumentare della velocità di rotazione.

Indice

INTRODUZIONE	7
STRUTTURA DELLA TESI	8
1. FUNZIONAMENTO DEL GRUPPO POMPA-MOTORE	12
1.1. SCHEMA IDRAULICO DI UN IMPIANTO DI POMPAGGIO	12
1.2. COMPONENTI DI UN IMPIANTO DI POMPAGGIO	13
1.2.1. CURVE CARATTERISTICHE	21
1.3. LA POMPA	22
1.3.1. LE POMPE SOMMERGIBILI	27
1.3.2. IL FUNZIONAMENTO DELLE POMPE	30
1.3.3. CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO E STABILITÀ	34
1.3.4. AVVIAMENTO DELLE POMPE	37
1.3.5. SCELTA DELLE POMPE.	38
1.4. LEGGE DI AFFINITÀ DELLE TURBOMACCHINE	39
1.5. IL MOTORE	42
1.5.1. FUNZIONAMENTO	44
1.5.2. MOTORE ASINCRONO TRIFASE	46
1.5.3. CURVE CARATTERISTICHE E PRESTAZIONALI DEL MOTORE ASINCRONO TRIFASE	53
1.6. METODI DI REGOLAZIONE DELLA VELOCITÀ	55
1.6.1. L'INVERTER	58
1.6.2. SCELTA DELL'INVERTER	60
1.7. I MOTORI ELETTRICI AD ALTA EFFICIENZA	63
2. STATO DELL'ARTE	68
2.1. IL QUADRO NORMATIVO DI RIFERIMENTO	68
2.1.1. SPECIFICHE DI PROGETTAZIONE PER POMPE ROTODINAMICHE PER ACQUA CHIARA	69
2.1.2. LA MINIMA EFFICIENZA RICHIESTA	70
2.1.3. IL CONCETTO DI TETTO DI RENDIMENTO	72
2.1.4. MINIMUM EFFICIENCY INDEX (MEI)	76
2.1.5. IL QUADRO NORMATIVO FUTURO: LA NORMATIVA CEN/TC197 2015	77
2.1.6. ENERGY EFFICIENCY INDEX (EEI)	78
2.1.7. QUALIFICA DELLE UNITÀ DI POMPAGGIO RISPETTO AL LORO EEI	85
2.1.8. IL MODELLO SEMI ANALITICO (SAM)	86
2.1.9. LA STRUTTURA DEL MODELLO	88
2.2. LETTERATURA TECNICA	89
3. DEFINIZIONI DELLE CONDIZIONI DI IMPIEGO	98
3.1. DEFINIZIONI DELLE CONDIZIONI DI IMPIEGO NEI SISTEMI DI DISTRIBUZIONE IDRICA	98
3.2. DEFINIZIONI DELLE CONDIZIONI DI IMPIEGO NEI SISTEMI DI DRENAGGIO URBANO	110
4. INDAGINI SPERIMENTALI	114

4.1. IMPIANTO	114
4.2. VERIFICA DELLA ACCURATEZZA STRUMENTALE DEL LABORATORIO HELAB	124
4.2.1. VALUTAZIONE DELLE INCERTEZZE DI INGRESSO	125
4.2.2. CALCOLO DELL'INCERTEZZA COMPOSTA	128
4.2.3. INCERTEZZA ESTESA	128
4.3. PROVE SU GRUPPI COMPOSTI DA POMPE DI SUPERFICIE	129
4.3.1. PROVE SU POMPE DI SUPERFICIE	130
4.3.2. PROVE SU MOTORE	140
4.3.3. PROVE SU GRUPPI	146
4.4. RAPPRESENTAZIONE DEI RISULTATI IN FORMA ADIMENSIONALE	157
4.5. PROVE PER POMPE SOMMERGIBILI PER DRENAGGIO	166
4.5.1. IL FUNZIONAMENTO A FREQUENZA DI RETE	168
4.5.2. IL FUNZIONAMENTO A NUMERO DI GIRI VARIABILE	170
<u>5. EFFICIENZA ENERGETICA DEI GRUPPI DI SUPERFICIE PER RETI DI DISTRIBUZIONE IDRICA</u>	<u>174</u>
5.1. VERIFICA DELLA INFLUENZA DEL SISTEMA DI COMANDO E DEL MOTORE SULLE PRESTAZIONI DEL GRUPPO	174
5.1.1. GRUPPI DI SUPERFICIE	174
5.2. INDIVIDUAZIONE E VERIFICA DI INDICI PRESTAZIONALI IN VISTA DELL'ECODESIGN	177
<u>6. EFFICIENZA ENERGETICA DELLE POMPE SOMMERGIBILI PER DRENAGGIO</u>	<u>195</u>
6.1. POMPE SOMMERGIBILI	195
6.2. MODELLAZIONE DI UN POZZETTO DI SOLLEVAMENTO	198
6.3. IL MODELLO MATEMATICO	199
6.4. REGOLAZIONE ON/OFF	200
6.5. REGOLAZIONE CONTINUA	202
6.6. APPROSSIMAZIONE DEL FUNZIONAMENTO OTTIMALE	208
6.6.1. ELETTROPOMPA SOMMERGIBILE	211
6.7. VERIFICA DELLA INFLUENZA DELLA USURA SULLE PRESTAZIONI DI POMPE SOMMERGIBILI PER DRENAGGIO	213
<u>7. CONCLUSIONI</u>	<u>219</u>
<u>INDICE DEI SIMBOLI</u>	<u>223</u>
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	<u>228</u>
<u>APPENDICE</u>	<u>234</u>

Introduzione

Negli ultimi dieci anni l'Unione Europea ha posto sempre più l'attenzione sulla necessità di risparmio energetico ai fini di limitare le emissioni di CO₂; la domanda di elettricità è in rapida crescita e in assenza di qualsiasi azione per contrastare questa tendenza quest'ultima è destinata a crescere ulteriormente nei prossimi anni.

Nel settore idraulico le reti di distribuzione costituiscono spesso elementi a scarsa efficienza e elevati valori di perdite idriche causate da guasti, malfunzionamenti e disservizi aumentano l'inefficienza di tali infrastrutture. Proprio per questa inefficienza il risparmio di acqua ed energia è tra le principali priorità nella gestione delle reti di approvvigionamento idrico. In questo contesto le compagnie acquedottistiche possono perseguire grandi risparmi mediante il recupero delle considerevoli dissipazioni energetiche lungo le reti di distribuzione.

La ricerca di una soluzione ad un funzionamento inefficiente dei sistemi di approvvigionamento è da sempre oggetto di studio (Lingireddy et al., 1998; Ulanicki et al., 2007; Giustolisi et al., 2013; Carriço et al., 2013). diversi ricercatori hanno formulato alcuni indicatori per poter quantificare la perdita di energia dovuta alle perdite d'acqua (Colombo et al., 2002; Cabrera et al., 2010; Pelli et al., 2000; Duarte et al., 2009). Tuttavia, nessuno ha ancora proposto misure che forniscano una visione globale dell'efficienza del sistema.

In particolare per quanto concerne i sistemi di pompaggio all'interno di reti di distribuzione idrica, la riduzione o il controllo del consumo energetico è di fondamentale importanza e migliorare le prestazioni delle pompe idrauliche è sempre stata una forte necessità anche a causa del costante aumento dei costi energetici (Perez-Urrestarazu et al., 2012; OJEU, 2012; Papa et al., 2013). Le esigenze di risparmio energetico rendono più frequente l'impiego di sistemi di comando evoluti per le pompe a servizio delle reti idriche. In condizioni di impiego caratterizzate da forte variabilità delle portate è ormai diffuso l'utilizzo di variatori di velocità e motori trifase di classe energetica IE2 e IE3, alcuni produttori ipotizzano anche l'impiego di motori sincroni in luogo di quelli asincroni.

Negli ultimi anni le pompe per il sollevamento delle acque chiare hanno subito una completa trasformazione per effetto delle nuove direttive europee in materia di prodotti utilizzanti energia (direttiva 2005/32/ CE - EUP), e/o connessi ad essa (direttiva 2009/125 / CE – ERP), ma una ulteriore riduzione di consumi energetici potrebbe essere ottenuta tramite una progettazione integrata degli impianti e delle elettropompe (Ecodesign); infatti l'alto rendimento di una pompa idraulica da solo non è sufficiente per garantire che un impianto di sollevamento lavori alla massima efficienza. L'efficienza del sistema non dipende infatti dalla sola macchina idraulica, ma anche da una buona progettazione del sistema completo e dalle

sue condizioni di funzionamento. Anche la pompa più efficiente in un sistema che è stato indebitamente progettato e/o erroneamente assemblato risulterà inefficace (Kovats et al., 1964, 1968; Lakshminarayana, 1970, 1986; Cherkassky, 1980).

Tuttavia, poca attenzione è stata data ad una valutazione preliminare dell'efficienza energetica complessiva dell'unità di pompaggio e attualmente manca un lavoro sistematico che consenta di verificare l'efficienza e l'affidabilità delle elettropompe con motore sincrono o asincrono con sistema di comando nelle condizioni di impiego tipico. Anche le condizioni di impiego tipico non sono ben individuate e spesso i carichi di lavoro sono scelti in maniera astratta e sono ripresi da normative già impiegate in campo industriale. Questo lavoro di tesi intende cominciare a colmare questa lacuna, sia per quanto riguarda la determinazione delle condizioni di lavoro tipiche delle diverse tipologie di pompe impiegate nel servizio idrico sia nell'individuazione di indici idonei alla valutazione della efficienza globale delle pompe all'interno della stazione di pompaggio e del sistema.

A tale scopo è stato eseguito uno studio su differenti tipologie di unità di pompaggio costituite da diverse macchine idrauliche (monogirante di superficie, multistadio orizzontale di superficie e elettropompa sommergibile), in modo da analizzarne l'efficienza energetica in varie condizioni di funzionamento.

Lo studio è partito da una estesa campagna sperimentale per poi analizzare per via teorica le condizioni di impiego e la significatività di idonei indici di efficienza energetica.

I risultati della tesi potranno essere di ausilio a livello normativo per la definizione di nuovi regolamenti e la revisione di quelli esistenti e a livello ingegneristico per l'analisi della efficienza energetica degli impianti esistenti e in progetto.

Struttura della tesi

La tesi si sviluppa attraverso nove punti principali:

1. approfondimento delle conoscenze su gruppi di pompaggio, motori elettrici ed inverter
2. analisi della letteratura tecnica e del contesto normativo
3. definizione delle condizioni di impiego nei sistemi di distribuzione idrica con individuazione di un diagramma di carico tipico
4. definizione delle condizioni di impiego nei sistemi di drenaggio urbano con individuazione di un diagramma di carico tipico
5. descrizione del laboratorio di prova HELab (Hydro Energetic Laboratory) e verifica della accuratezza strumentale.
6. sviluppo di test di laboratorio su pompe di diversa tipologia

7. verifica della influenza del sistema di comando e del motore sulle prestazioni del gruppo
8. individuazione e verifica di indici prestazionali in vista dell'ecodesign
9. verifica della influenza della usura sulle prestazioni di pompe sommergibili per drenaggio

Approfondimento delle conoscenze su motori elettrici e inverter

Attraverso lo studio personale e tramite stage presso aziende, quali la Caprari S.P.A. azienda produttrice di pompe idrauliche, Santerno azienda specializzata nella produzione di Inverter e Seipee azienda specializzata in motori elettrici, sono state acquisite le conoscenze tecniche necessarie per la comprensione del funzionamento di pompe, motori sincroni, motori asincroni e regolatori di frequenza. Queste conoscenze sono state impiegate nell'ambito delle prove previste nelle fasi successive della tesi.

Analisi della letteratura tecnica e del contesto normativo

Durante il corso della ricerca sono state analizzate le normative vigenti per pompe, motori, variatori di frequenza e gruppi di pompaggio, in materia di prove di collaudo, prove di accettazione previste dalle direttive europee per gli *Energy related Products* (ErP) e gli *Energy using Products* (EuP), nonché i criteri di rispondenza dei prodotti.

L'analisi è stata estesa ai documenti pubblici sviluppati e in fase di sviluppo da parte delle commissioni tecniche dell'Unione Europea, del CEN e di Europump.

Sono inoltre stati analizzati, ai fini applicativi, i diagrammi di carico previsti dai regolamenti attuativi per gli EuP per la definizione degli indici di efficienza energetica per le diverse categorie di prodotti (elettropompe, circolatori).

Definizione delle condizioni d'impiego nei sistemi di distribuzione idrica con individuazione di un diagramma di carico tipico

Ai fini della formulazione di un lavoro sistematico che permetta di verificare l'efficienza e l'affidabilità delle elettropompe è necessario sottoporre le stesse, durante i test di collaudo, a determinate condizioni di carico. Risulta dunque conveniente riconoscere, individuare, un diagramma di carico tipo, ossia un diagramma rappresentativo della variazione della portata nel tempo. Sono state individuate le condizioni di impiego più comuni dei gruppi di pompaggio nell'ambito della distribuzioni idrica ad uso potabile ed irriguo. Dall'analisi di dati di letteratura e di dati appositamente elaborati, sono state ricostruite le distribuzioni di frequenza delle portate per le suddette condizioni di impiego. Si sono, infine, determinate le

curve di impianto. In questo modo è stato possibile disporre di diversi set di condizioni di impiego, derivanti dalla normativa e dalla pratica acquedottistica.

Definizione delle condizioni di impiego nei sistemi di drenaggio urbano con individuazione di un diagramma di carico tipico

La definizione delle condizioni di impiego tipiche si è rivelata più complessa per le reti di drenaggio. Nel drenaggio urbano seppur con una certa traslazione nel tempo le portate seguono l'andamento di quelle immesse nella rete idrica. Nel caso di funzionamento delle pompe on/off i punti di funzionamento dell'elettropompa seguono la curva caratteristica in prossimità del BEP. In presenza di variatori di frequenza, si è predisposto un codice di calcolo per la minimizzazione dell'energia consumata.

Descrizione del laboratorio HELab (Hydro Energy laboratory) e verifica della accuratezza strumentale

Le prove sono state svolte presso il nuovo laboratorio HELab (Hydro Energy Laboratory) della Federico II, presso il Centro di Servizi Metrologici Avanzati (CeSMA). Il laboratorio consente l'esecuzione di prove di collaudo di elettropompe e motori elettrici, fino a potenza prossima a 150 kW, con acquisizione automatizzata delle grandezze fisiche misurate tramite apparecchiature certificate.

Preliminarmente alla campagna sperimentale è stato necessario effettuare un'analisi dell'accuratezza della strumentazione in uso. Una corretta rilevazione delle grandezze fisiche non può infatti prescindere da una adeguata quantificazione delle relative incertezze.

Sviluppo di test di laboratorio

Nell'ambito della ricerca sperimentale sono state analizzate le efficienze nelle condizioni d'impiego standard di pompe di diversa tipologia:

- pompe centrifughe di superficie tipo ESOB e MS-H.
- pompe centrifughe sommergibili per drenaggio a girante aperta MSS.

Le prove riguardanti le pompe centrifughe di superficie sono state svolte in differenti condizioni tecniche: sulla sola pompa, sulla elettropompa (pompa più motore) e sull'elettropompa comandata da inverter. Nel primo e terzo caso le misure sono state acquisite al variare del numero di giri, nel secondo caso le prove sono state svolte al numero di giri nominale.

Le prove riguardanti le pompe centrifughe sommergibili sono state svolte al variare del numero di giri e del grado di usura della girante, per valutarne l'influenza sull'efficienza energetica.

Verifica della influenza del sistema di comando e del motore sulle prestazioni del gruppo

Mediante i test sviluppati in laboratorio è stato possibile valutare l'influenza del sistema di comando e del motore sulle prestazioni del gruppo. Le prestazioni sono state valutate per i diagrammi di carico tipici e confrontate tra loro per verificare l'influenza delle differenti componenti.

Individuazione e verifica di indici prestazionali in vista dell'ecodesign

Dalle distribuzioni di frequenza delle portate e dalle potenze assorbite nelle condizioni di funzionamento, sia per le pompe a servizio della rete idrica che per le pompe sommergibili, è stato possibile confrontare i consumi complessivi dei gruppi sottoposti a test nelle diverse condizioni di impiego standard considerate. Sulla scorta delle direttive di ecodesign, le prestazioni dei gruppi in termini di consumo sono state quindi sintetizzate attraverso opportuni indici prestazionali, che hanno consentito di ottenere confronti tra le diverse soluzioni.

Verifica della influenza della usura sulle prestazioni di pompe sommergibili per drenaggio

Negli ultimi anni attraverso nuovi standard sono stati imposti valori di efficienza energetica più elevati per molte tipologie di pompe per acqua chiara e per sistemi di pompaggio composti da gruppi pompa-motore-comando. Questi standard saranno presto estesi alle pompe per drenaggio che possono presentare un'usura accelerata per l'elevata concentrazione di sedimento presente nel liquido convogliato.

Nel presente lavoro si è voluta dunque verificare l'influenza dell'usura sulle prestazioni delle pompe sommergibili e il derivante incremento dei consumi energetici determinati da tale fenomeno.

CAPITOLO 1

1. Funzionamento del gruppo Pompa-Motore

1.1. Schema idraulico di un impianto di pompaggio

Un impianto di pompaggio nasce dalla necessità di incrementare la potenza idraulica di una corrente idrica. In particolare, questo impianto ha la funzione di trasformare l'aumento di pressione prodotto dalla pompa in un liquido in forme di energia di natura diversa a seconda del particolare utilizzo: energia potenziale gravitazionale (impianti di sollevamento), energia cinetica (impianti di iniezione), energia di pressione (impianti di compressione o di trasporto). Spesso queste funzioni si trovano combinate nello stesso impianto: la funzione del trasporto, ad esempio, è presente in qualsiasi tipo d'impianto.

Un esempio di impianto di sollevamento è mostrato in Figura 1:

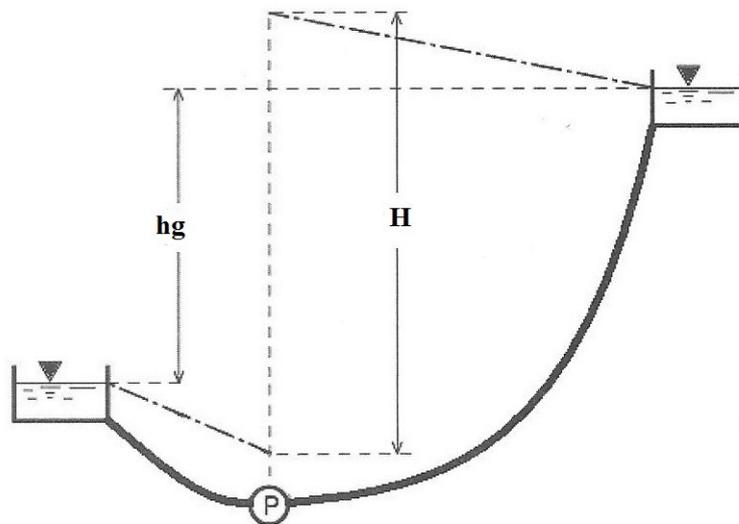


Figura 1: schema idraulico.

Nella sezione di ingresso di una pompa il carico idraulico si presenta minore di quello in uscita. La differenza tra il carico in uscita dalla pompa e quello in ingresso prende il nome di prevalenza manometrica, H . Come si può osservare dalla figura, in cui è mostrato il caso di un

sollevamento tra due serbatoi aventi dislivello di quote piezometriche h_g (prevalenza geodetica), la prevalenza manometrica è pari a:

$$H = h_g + J_1 L_1 + J_2 L_2 \quad 1-1$$

avendo indicato con L_1 la lunghezza della condotta di monte, detta di aspirazione, e con L_2 la lunghezza della condotta di valle detta mandata, il prodotto $J_1 L_1$ indica le perdite di carico continue nella condotta di aspirazione e $J_2 L_2$ quelle per la condotta di mandata.

La potenza idraulica che la pompa cede alla corrente liquida è pari a:

$$P_{idr} = \gamma Q H \quad 1-2$$

con Q pari alla portata volumetrica transitante attraverso la pompa e γ è il peso specifico del fluido.

A causa delle resistenze elettriche, meccaniche e idrauliche all'interno del complesso pompa-motore, la potenza da fornire alla macchina sarà pari a:

$$P = \frac{\gamma Q H}{\eta} \quad 1-3$$

con η che prende il nome di rendimento dell'elettropompa e che rappresenta il rapporto tra la potenza trasferita alla corrente idrica e la potenza fornita alla girante.

$$\eta = \frac{P_{idr}}{P} \quad 1-4$$

Esso assume valori positivi ed inferiori all'unità (Carravetta et al., 2013).

1.2. Componenti di un impianto di pompaggio

Oltre all'elettropompa, gli elementi principali che costituiscono un impianto di pompaggio sono: le tubazioni (d'aspirazione e di mandata), le valvole, i filtri, i serbatoi (d'aspirazione e di mandata), i sistemi d'innescio della pompa e di scarico dell'impianto. Diamo, di seguito, una descrizione sintetica dei principali componenti di un impianto di pompaggio e delle loro funzioni.

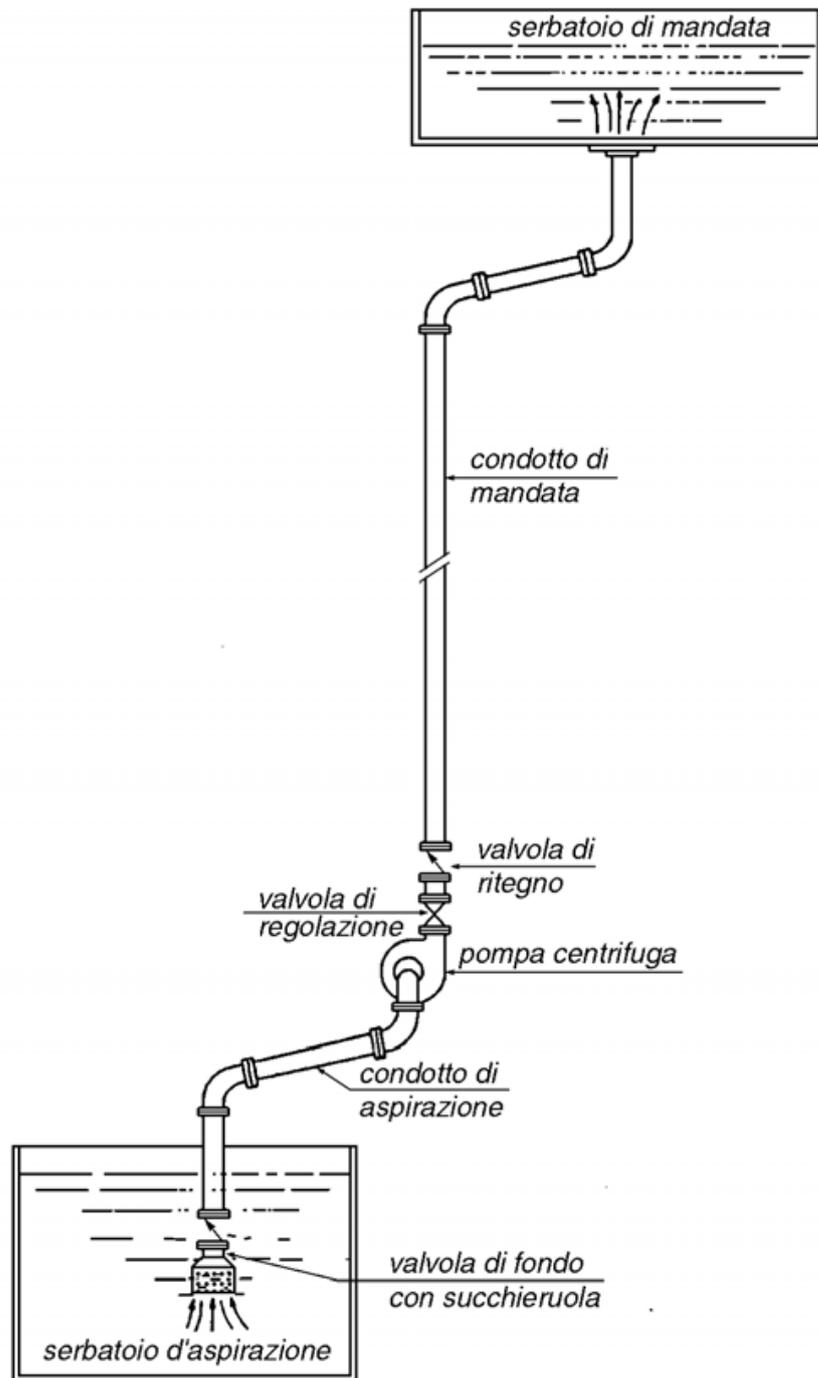


Figura 2: schema elementare di un impianto di sollevamento.

Tubazioni

Si individuano due tipologie di condotte: la condotta di *aspirazione*, che convoglia il fluido dalla presa al gruppo e la condotta di *mandata*, che porta il fluido dal gruppo al serbatoio di arrivo.

A seconda della natura del liquido, delle portate in gioco e delle pressioni, le tubazioni potranno essere in ferro, acciaio, metalli non ferrosi (alluminio, rame, ottone), cemento armato o materiali plastici.

Le tubazioni d'aspirazione sono sempre più brevi e di diametro maggiore di quelle di mandata al fine di contenere al minimo le perdite di carico e ridurre in tal modo il rischio di cavitazione. Per la stessa ragione, in aspirazione della pompa sarà ridotto il più possibile il numero di curve, gomiti, valvole, strumenti di misura e controllo, ecc.

A titolo indicativo nel caso di pompaggio d'acqua, osserviamo che, in base alle considerazioni sopra esposte, il diametro della condotta d'aspirazione è generalmente scelto in modo che la velocità del fluido sia mediamente compresa tra 1 m/s e 2 m/s.

Con la sigla NPSH (Net Positive Suction Head) si indica la differenza tra la pressione alla bocca di aspirazione della pompa e la tensione di vapore, ed è valutato in termini di pressione assoluta in metri di colonna d'acqua. L' NPSH_r (Net Positive Suction Head required) rappresenta un valore caratteristico della pompa, funzione della portata defluente ed è anche esso espresso in termini di pressione assoluta in metri di colonna d'acqua. Tale termine viene determinato dal costruttore tramite "prove su banco". In ogni caso, dovrà sempre essere verificato che sia $NPSH > NPSH_r$ per garantire l'assenza di cavitazione.

Le dimensioni delle tubazioni di mandata per il pompaggio di liquidi esenti da impurità sono scelte in base a criteri di ottimizzazione economica. Per il pompaggio di liquidi diversi, quali, ad esempio, miscele liquido-solidi sedimentanti (fanghi) o abrasivi, di paste o di cellulose, il diametro della tubazione sarà imposto da considerazioni diverse da quelle del solo criterio economico (ad esempio, la velocità minima del fluido che garantisca il trasporto del solido sospeso nel caso dei fanghi, la durata di parti della pompa e della tubazione per il trasporto di materiale abrasivo, ecc).

Valvole d'intercettazione e di regolazione

Le valvole d'intercettazione hanno la funzione di isolare una parte dell'impianto dal resto allo scopo di consentire operazioni di manutenzione o sostituzione di parti senza che l'impianto debba essere completamente svuotato; vengono disposte in diversi punti dell'impianto e hanno la caratteristica di poter funzionare o completamente aperte, con le minime perdite di carico possibile, o completamente chiuse, durante la manutenzione dell'impianto. Le valvole di regolazione consentono di variare la portata erogata dalla pompa mediante la variazione delle perdite localizzate indotte dall'organo otturatore nelle diverse posizioni che esso può assumere e che possono essere imposte dall'esterno mediante comandi manuali o automatici.

Le valvole di regolazione saranno sempre inserite nel tratto di mandata della tubazione onde evitare il pericolo d'innesco della cavitazione.

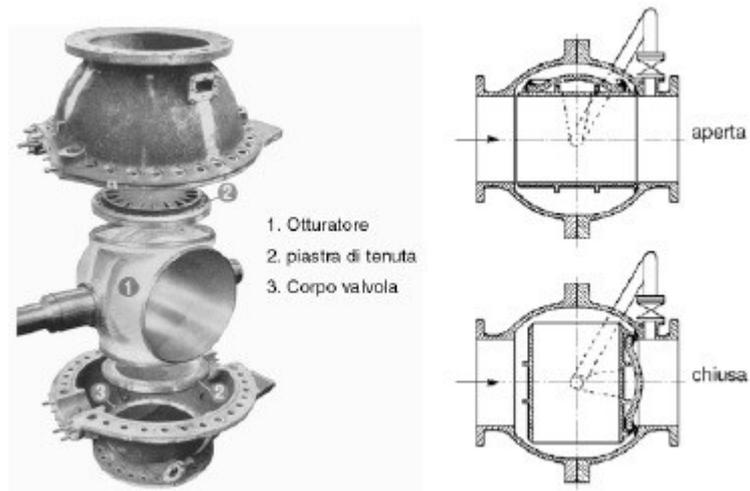


Figura 3: valvola a sfera.

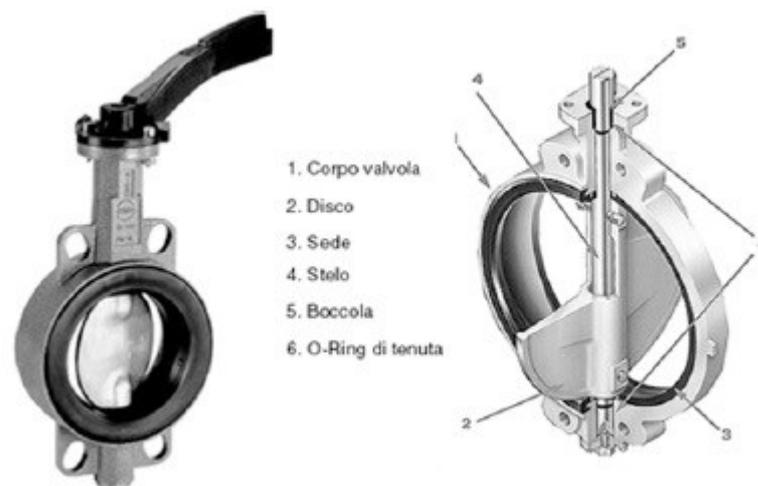


Figura 4: valvola a farfalla.

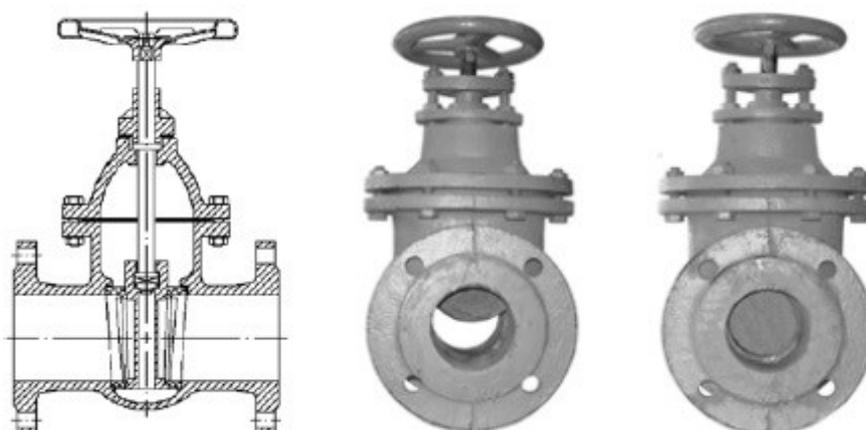


Figura 5: valvola a saracinesca.



Figura 6: idrovalvola.

Valvole di ritegno

Hanno la funzione d'impedire lo svuotamento dell'impianto in caso d'arresto della pompa. Sono dotate di un elemento mobile (sfera, saracinesca, ecc...) che si apre durante il moto del fluido in una direzione e si chiude automaticamente quando il fluido tende a fluire in senso opposto (per tale ragione sono dette anche unidirezionali). Nella Figura 7 sono rappresentati alcuni tipi di valvole di ritegno: come si può osservare dalla figura, esse possono essere disposte orizzontalmente o verticalmente e la loro chiusura può essere provocata da una molla di richiamo o dall'azione fluidodinamica del liquido. La valvola di tipo c), detta anche valvola di fondo, è posta all'imbocco della tubazione d'aspirazione ed è dotata di una griglia, o succhieruola, che ha la funzione d'impedire l'aspirazione d'impurità solide che potrebbero danneggiare la pompa.

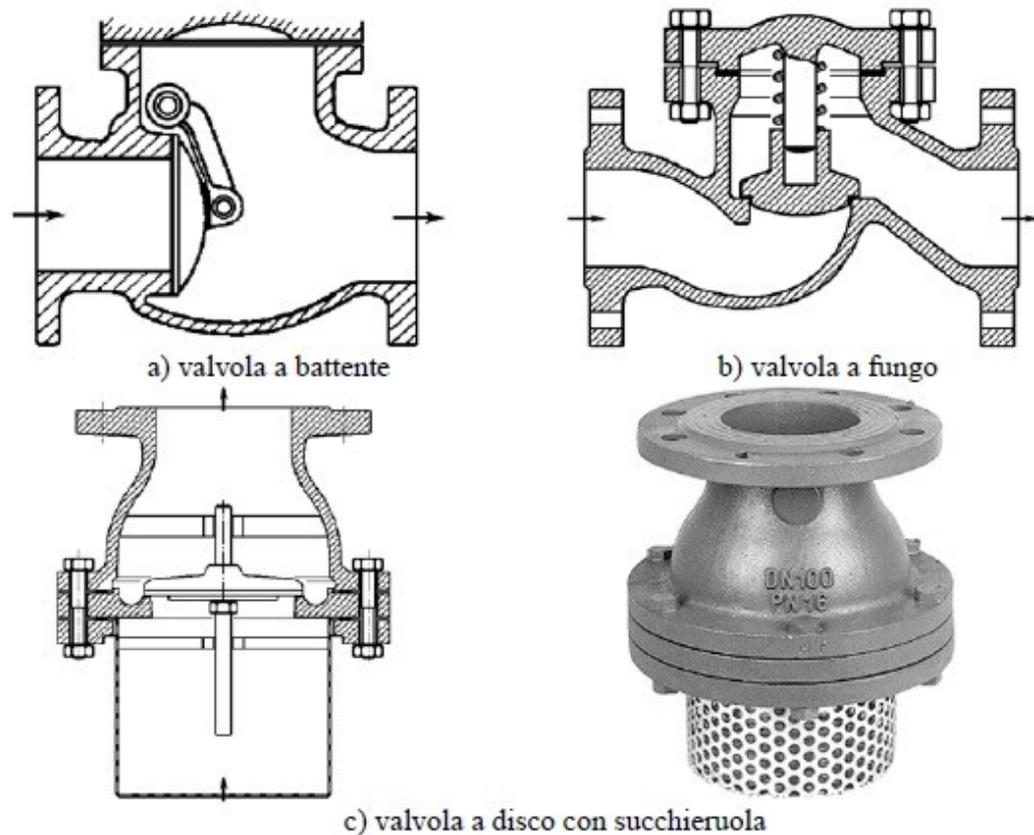


Figura 7: tipologie di valvole di ritegno.

Le valvole di ritegno possono essere inserite in posizioni intermedie a protezione della pompa.

Valvole di sicurezza e di controllo

Le valvole di controllo hanno lo scopo di mantenere la pressione nell'impianto entro valori prefissati, mentre quelle di sicurezza hanno il compito di proteggere l'impianto, o parti di esso, da pericolose sovrappressioni dovute a errori di manovra o a mal funzionamento dello stesso.

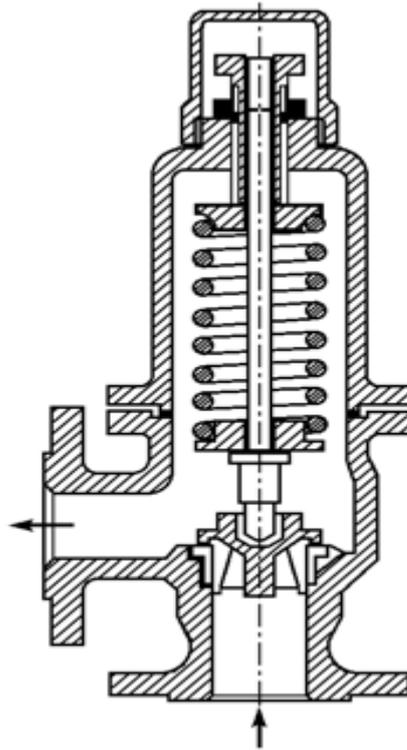


Figura 8: valvola di sicurezza.



Figura 9: idrovalvola anticipatrice di colpo di ariete.

Serbatoi d'aspirazione e di mandata

Sono recipienti o bacini di dimensioni diverse, secondo la capacità dell'impianto, che contengono il liquido da aspirare e quello di mandata della pompa. Possono essere molto diversi a seconda delle funzioni dell'impianto, ma possiamo distinguerne due tipi fondamentali:

- bacini naturali, le cui pareti, rinforzate o meno, sono costituite dal suolo terrestre o da terrapieni;
- serbatoi artificiali, in muratura o in metallo, aperti o chiusi, eventualmente in pressione.
- Casse d'aria, rappresentate da serbatoi chiusi riempiti di liquido solo parzialmente in modo da consentire, grazie alla comprimibilità dei gas o dei vapori a contatto del liquido, la funzione di volano idraulico.

Sistemi d'innescò e di scarico

Sono sistemi ausiliari che hanno la funzione di consentire il riempimento e lo svuotamento dell'impianto. Il sistema d'innescò è necessario quando una pompa non autoadescante non è posta sotto battente poiché, da sola, essa non è in grado di produrre una depressione sufficiente ad aspirare il liquido dal serbatoio d'aspirazione: è, quindi, necessario riempire di liquido la pompa e tutto il tratto d'aspirazione. Una volta riempita di fluido, la pompa si dice innescata ed è in grado di funzionare, ossia di produrre nel fluido una depressione sufficiente a mettere in moto la colonna liquida. E' opportuno osservare che, in ogni caso, l'azionamento di una pompa non innescata è da evitarsi a causa di possibili danneggiamenti che possono essere provocati dallo strisciamento di parti metalliche in moto relativo e a contatto diretto.

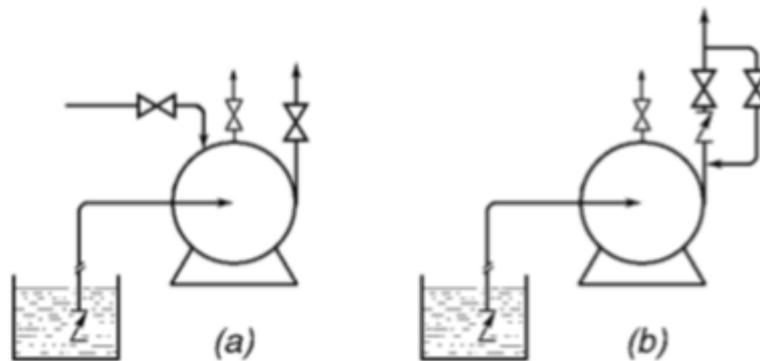


Figura 10: sistemi di innescò.

Nella Figura 10 sono rappresentati alcuni sistemi d'innescò:

a) la pompa è dotata di una tubazione di alimentazione, dalla rete idrica o da un serbatoio ausiliario, che consente l'innescò; b) nell'impianto è presente una derivazione sul tratto di mandata che scavalca la valvola d'intercettazione, essendo il serbatoio di mandata posto più in alto della pompa, questa verrà riempita aprendo la valvola posta sulla derivazione. Nel caso in cui il serbatoio di mandata sia allo stesso livello della pompa, oppure al di sotto di essa, la derivazione dovrà essere collegata ad un serbatoio ausiliario posto al di sopra della pompa.

Come si può osservare dalla figura, l'impianto è dotato di valvole di spurgo che permettono la fuoriuscita dell'aria durante la fase d'innescio della pompa. Tali valvole sono generalmente collocate sopra la pompa e in corrispondenza dei punti dell'impianto dove si possono formare sacche d'aria. Per quanto riguarda lo scarico dell'impianto, esso è realizzato mediante valvole di spurgo poste nei punti più bassi dell'impianto e con un'opportuna canalizzazione che consenta lo scarico del liquido.

1.2.1. Curve caratteristiche

Facendo riferimento a un generico impianto di pompaggio e in base a quanto in precedenza dedotto, la prevalenza richiesta dall'impianto è espressa dalla relazione:

$$H = h_g + J_1 L_1 + J_2 L_2 \quad 1-5$$

dove con gli indici "1" e "2" si sono indicate due generiche sezioni a cavallo della. Se "1" corrisponde al livello del pelo libero del liquido nel serbatoio d'aspirazione e "2" a quello nel serbatoio di mandata, in cui le velocità v_1 e v_2 del fluido sono trascurabili, la 1-5 può essere riscritta nella forma:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z_2 - z_1 + J_1 L_1 + J_2 L_2 \quad 1-6$$

con:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 = h_g \quad 1-7$$

Come già osservato, è definita curva caratteristica dell'impianto, o curva caratteristica esterna, la relazione che lega la prevalenza richiesta dall'impianto alla portata fluente nell'impianto. Per quanto sopra scritto, la caratteristica esterna sarà una curva con intercetta sull'asse delle ordinate pari alla prevalenza geodetica h_g e il cui andamento è determinato da quello delle perdite di carico al variare della portata fluente nell'impianto.

Le perdite di carico sono abitualmente suddivise in perdite *localizzate*, o *concentrate*, e perdite *distribuite*, o *continue*. Le prime dipendono dagli ostacoli che il fluido incontra nel suo cammino (gomiti, valvole, brusche variazioni di sezione, ecc.) e possono essere espresse da relazioni del tipo:

$$y_l = \sum_i \xi_i \frac{v_i^2}{2g}$$

1-8

dove ξ_i è un coefficiente adimensionale che dipende dalla forma dell'ostacolo e v_i è la velocità media di portata nel tratto di tubazione in cui è presente la perdita. Il coefficiente ξ_i è praticamente indipendente dal numero di Reynolds.

Le perdite distribuite possono essere espresse dalla relazione:

$$y_d = \sum_i \lambda_i \frac{v_i^2 l_i}{2g D_i}$$

1-9

dove λ è un coefficiente adimensionale, detto indice di resistenza, riferito a un tratto di tubazione con diametro D_i costante e l_i è la lunghezza del tratto.

Nel moto in tubazioni, l'indice di resistenza λ_i dipende dal numero di Reynolds (Re) e dalla scabrezza relativa ($\varepsilon_r = \varepsilon/D$), rapporto tra la scabrezza equivalente ed il diametro della tubazione; tale dipendenza può essere espressa mediante relazioni analitiche, quali, ad esempio, quella di Colebrook-White (Citrini, 1987):

$$\lambda = \frac{1}{\left[-2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon_r}{3.71} \right) \right]^2}$$

1-10

1.3. La pompa

Il funzionamento di una macchina idraulica rotante dipende essenzialmente dalla velocità di rotazione e dalla portata che defluisce 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. Generalmente si parla di “gruppo” in quanto le parti in gioco sono due, quella idraulica, la pompa, e quella elettrica, il motore, che aziona la pompa. Il trasferimento di energia dalla macchina al fluido avviene mediante la rapida rotazione di una girante munita di pale che genera una spinta sul fluido. Combinando opportunamente le parti idrauliche è possibile ottenere un'ampia gamma di macchine che possono ricoprire un campo di applicazione molto vasto tanto da trovare largo impiego nei diversi ambiti civili ed industriali. Le componenti idrauliche che costituiscono una pompa sono essenzialmente due: la girante e il corpo pompa. La girante è

l'elemento che trasferisce energia alla corrente, essa è collegata all'albero motore e durante il funzionamento è messa in rapida rotazione. Il corpo pompa rappresenta l'alloggiamento della girante ed è munito di una condotta di aspirazione che è l'elemento attraverso il quale viene convogliata l'acqua alla girante; e di un diffusore che raccoglie l'acqua in uscita dalla girante e la convoglia nella condotta di mandata. La differente geometria di queste componenti determina una suddivisione delle pompe in diverse tipologie di macchine.

Tipologie

A seconda della forma che assume la girante viene impresso un differente tipo di moto all'acqua che contraddistingue le diverse tipologie di pompa: centrifughe, semiassiali, assiali. Si dice assiale la direzione coincidente con quella dell'asse di rotazione, radiale quella lungo il raggio della girante, e tangenziale la direzione coincidente con quella della velocità periferica di un punto posto sulla circonferenza esterna della girante.

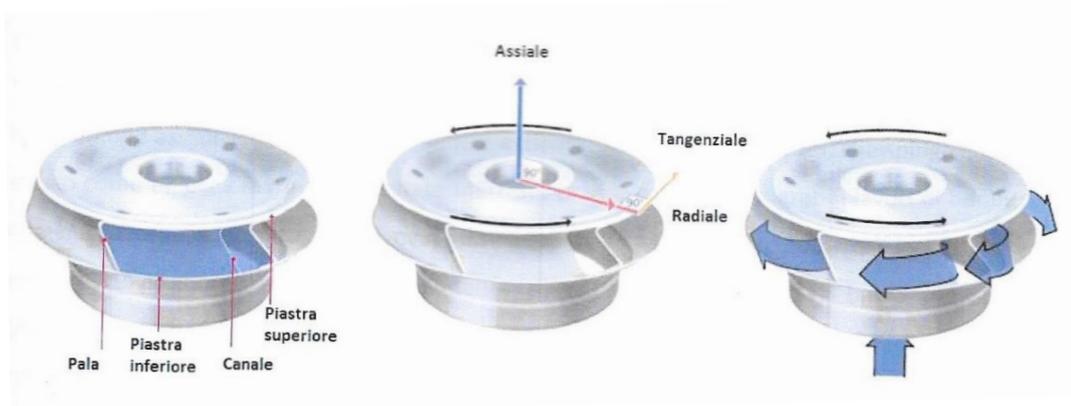


Figura 11: funzionamento di una girante.



Figura 12: girante assiale, girante a flusso misto, girante centrifuga low lift e centrifuga medium lift.

In una girante radiale il flusso viene deviato dalla direzione assiale di ingresso a quella radiale di uscita, mentre in quella assiale il flusso in uscita non viene deviato; la girante semiassiale

rappresenta una situazione intermedia che può essere fatta variare a seconda delle prestazioni richieste. Generalmente una girante radiale produce alte prevalenze convogliando basse portate, al contrario una girante assiale produce basse prevalenze convogliando portate maggiori (Lazarkiewicz, 1965).

Nelle pompe centrifughe e semiassiali l'acqua viene spinta, per effetto della forza centrifuga, dal centro verso la periferia della girante; mentre l'acqua percorre i canali della girante acquista energia cinetica a spese dell'energia meccanica impressa all'albero motore (Stepanoff, 1957). All'uscita dalla girante l'acqua passa nel diffusore dove parte dell'energia cinetica che possiede viene trasformata in energia di pressione. Nelle pompe assiali il movimento del fluido è assicurato da un'elica intubata che spinge il fluido stesso come un'elica marina. Esse sono state utilizzate originariamente nei grandi lavori di bonifica, come idrovore, in seguito hanno avuto impiego industriali in tutti i casi in cui si richiedeva una grande portata con bassa prevalenza. Il funzionamento delle pompe assiali consiste nella rotazione di pale inclinate all'interno del fluido in modo da spingerlo nella direzione voluta. Le pompe possono inoltre essere classificate a seconda del tipo di condotta di aspirazione in:

- ❖ Pompe terminali, End suction own bearing (ESOB);
- ❖ Pompe terminali monoblocco, End suction close coupled (ESCC), in questa tipologia di pompe l'albero motore si estende fino a diventare l'albero della pompa stessa;
- ❖ Pompe assiali monoblocco in linea, End suction close coupled inline (ESCCi), per questa tipologia di macchina l'entrata dell'acqua all'interno della pompa e l'uscita da essa sono in asse tra loro;
- ❖ Pompe multistadio verticali, Vertical multistage (MS-V), in cui le giranti sono montate su un albero rotante verticale progettato per pressioni fino a 40 bar, con una velocità nominale di 2900 giri al minuto e una portata massima di 180 m³/h;
- ❖ Pompe multistadio orizzontali, Horizontal multistage (MS-H), in cui le giranti sono montate su un albero rotante orizzontale progettato per pressioni fino a 40 bar, con una velocità nominale di 2900 giri al minuto e una portata massima di 180 m³/h;
- ❖ Pompe sommergibili multistadio, Submersible multistage (MSS), progettate per essere utilizzate in un pozzo a temperature di esercizio non inferiori a 0° C e non superiori a 90° C, con un diametro esterno nominale pari fino a 6 "(15,24 cm) e velocità nominale di 2900 giri al minuto;

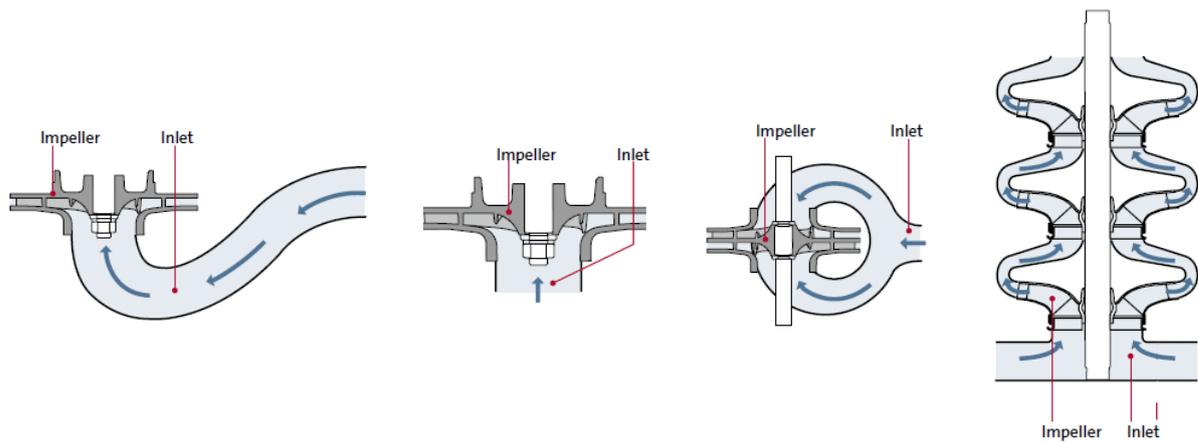


Figura 13: sezioni di alcune tipologie di pompe.

Le pompe terminali hanno una condotta di aspirazione molto breve e dritta e l'ingresso della girante è posto in continuazione alla flangia di entrata. In questo caso si realizza una deviazione del flusso di 90° .

Nelle pompe a doppio ingresso la girante è complessa, è costituita da due giranti semplici contrapposte e presenta due ingressi.

La condotta di aspirazione divide in due il flusso e conduce il fluido dalla flangia di aspirazione ad entrambi gli ingressi della girante.

Nelle pompe sommergibili il motore viene spesso messo al di sotto delle parti idrauliche con l'ingresso posizionato circa a metà del corpo pompa. Generalmente questo tipo di pompa non viene montato in linea. In generale la condotta di aspirazione è progettata in modo da ottenere un profilo di velocità simmetrico all'ingresso della girante, per migliorare le prestazioni della macchina, questo non si verifica per le pompe in linea in quanto si verifica una asimmetria del profilo in corrispondenza della curva tra il condotto di ingresso e la girante.

Una ulteriore catalogazione delle pompe può essere fatta in funzione del numero di giranti presenti. A seconda, infatti, che vi siano presenti una o più giranti le pompe vengono definite monostadio (o monogiranti), oppure multistadio.

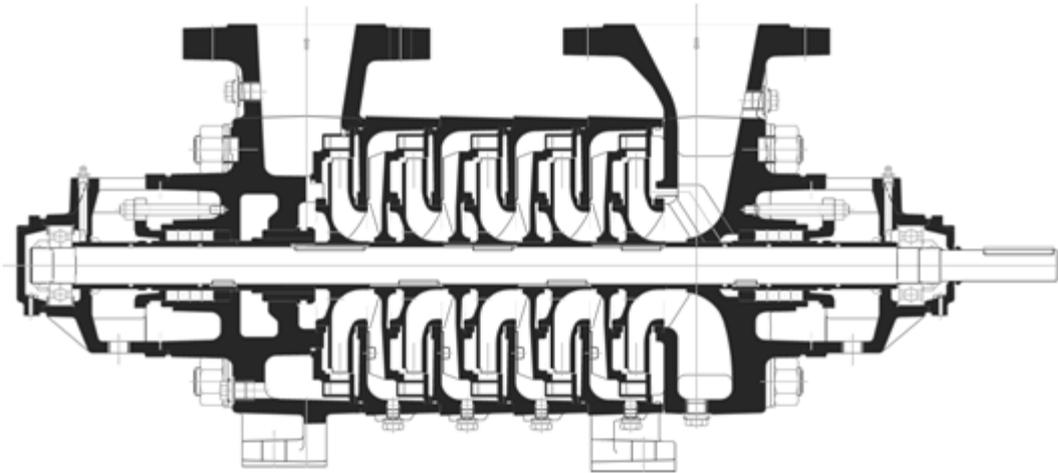


Figura 14: sezione di una pompa multistadio.

Le monostadio possono raggiungere generalmente prevalenze massime che si aggirano intorno ai 150 m, per ottenere prevalenze maggiori è necessario l'utilizzo di pompe multistadio. Le pompe multistadio sono formate da più giranti disposte in serie calettate sullo stesso albero e contenute in un'unica cassa. Il fluido percorre in successione ognuna delle giranti in modo da cedergli l'energia, pertanto la prevalenza di una pompa multistadio è data dalla somma delle prevalenze parziali delle singole giranti.

L'acqua in uscita dalle giranti viene raccolta dal diffusore, il quale presenta caratteristiche differenti a seconda che si trovi in una monostadio o multistadio.

Nel caso di una pompa monostadio esso è costituito da un corpo a spirale con sezione progressivamente crescente allo scopo di ridurre la velocità della corrente e convertire parte dell'altezza cinetica in pressione.

Nel caso di una pompa multistadio, invece, il diffusore è sagomato in modo tale da convogliare il flusso in uscita da una girante a quella successiva limitando, quanto più possibile, le perdite di carico.

A seconda della posizione assunta dall'albero motore le pompe possono essere classificate in orizzontali o verticali.

Considerando, dunque, la grande variabilità delle soluzioni tecnologiche e delle componenti idrauliche impiegate nella realizzazione delle pompe rotodinamiche, si possono definire tre categorie: *tipologia*, che distingue le differenti soluzioni tecnologiche adottate; *serie*, che individua le eventuali differenze delle componenti idrauliche che costituiscono macchine della stessa tipologia; *taglia*, che catalogano le macchine appartenenti alla stessa serie in base alle dimensioni geometriche delle componenti.

1.3.1. Le pompe sommergibili

Le pompe sommergibili, in generale, sono utilizzate quando l'altezza d'aspirazione è superiore all'altezza d'aspirazione massima della pompa standard e assumono un ruolo fondamentale in diversi settori industriali, tra cui la produzione di ferro e acciaio, cellulosa e carta, costruzioni ecc. Nel campo dell'ingegneria civile le pompe sommergibili sono utilizzate nella captazione delle falde acquifere profonde e nel pompaggio di acque di drenaggio, sia bianche che nere.

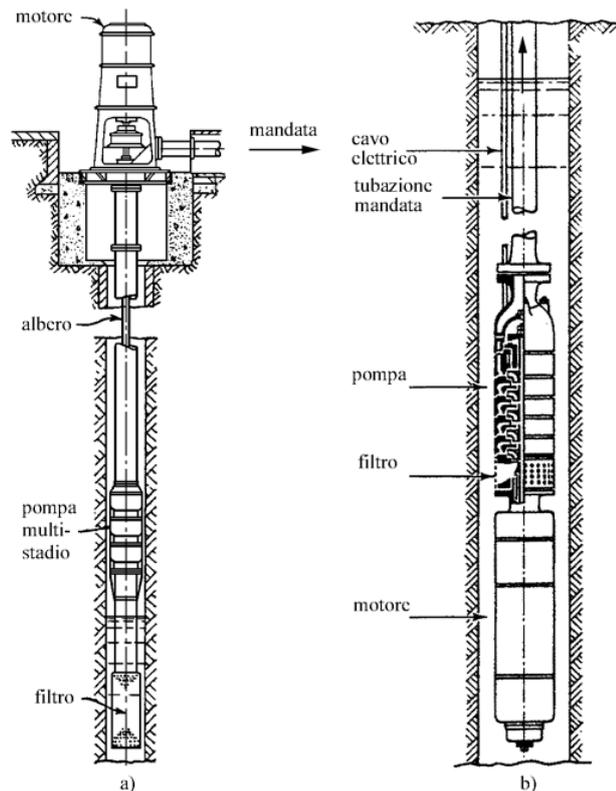


Figura 15: pompa sommersa per pozzi.

In figura Figura 15 è mostrata una pompa sommersa da pozzo. Queste macchine sono configurate in modo da presentare una dimensione trasversale estremamente contenuta, in modo da poter essere calate nel pozzo fino all'interno della falda acquifera. Questa caratteristica, unitamente alla necessità di vincere notevoli prevalenze, ha reso necessario sviluppare giranti e corpi pompa di tipo semiassiale. Il motore delle pompe sommergibili per pozzo è appositamente progettato in modo da ridurre gli ingombri, risultando tuttavia meno efficiente di quello per i motori di superficie di eguale potenza. Particolare attenzione va posta nel garantire un adeguato raffreddamento del motore all'interno del pozzo.

Le pompe per drenaggio sono invece configurate per sollevare portate cospicue con prevalenze relativamente minori. Devono però, in molti casi, garantire un buon

funzionamento anche in presenza di acque contenenti materiale grossolano e solidi sospesi. Nella maggior parte dei casi le pompe sono dotate di un trituratore in acciaio inossidabile che grazie alla sua conformazione assicura lunga durata e mantenimento delle capacità di triturazione evitando le possibilità di intasamento e bloccaggio a causa della presenza dei solidi. In altri casi la girante può sollevarsi in modo da garantire il passaggio di elementi di grandi dimensioni.

Il motore è separato dal corpo pompa da un'ampia camera parzialmente riempita d'olio che funge da lubrificante per le tenute meccaniche e da scambiatore di calore, mentre il raffreddamento è effettuato dallo stesso liquido in cui è immerso. Al fine di consentire il corretto raffreddamento del motore occorre osservare la quota di minimo battente indicata nelle dimensioni di ogni singola elettropompa. L'albero del motore, su cui sono montati il coltello rotante del trituratore e la girante, è guidato da due cuscinetti lubrificati a grasso, di cui quello inferiore è dimensionato per il supporto della spinta assiale, inoltre la particolare compattezza della pompa consente il contenimento dell'intero albero.

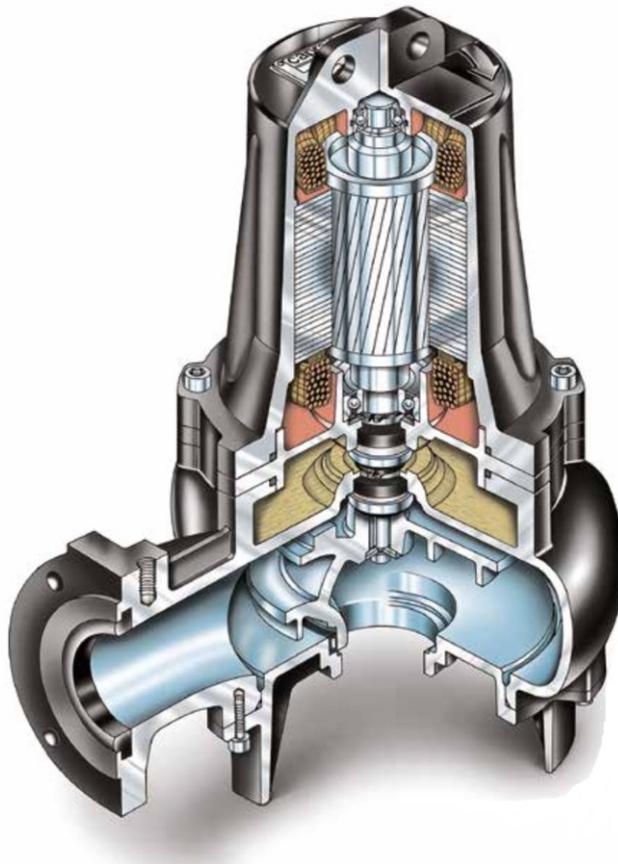


Figura 16: pompa sommergibile per drenaggio.

Le pompe sommergibili sono dunque quelle particolari macchine il cui lavoro è svolto direttamente all'interno del liquido che deve essere pompato.

Il costo di una pompa sommergibile è in genere maggiore di quello di una pompa di superficie di egual potenza e condizioni al BEP.

Nelle pompe per fluidi carichi i costi d'installazione, funzionamento e manutenzione sono superiori a quelli di acquisto. E' chiaro che i liquidi con solidi abrasivi, carichi di sabbie o fangosi, sottopongono a usura veloce e pesante tutte le parti idrauliche e vanno gestiti con apposite elettropompe sommergibili. Le pompe adatte a questi impieghi sono costruite con componenti particolari, come le giranti in acciaio inox martensitico o in ghisa ad alto tenore di cromo. Inoltre le parti più soggette a usura di ogni pompa sommergibile sono rivestite in gomma o in materiali compositi.

A causa degli elevati costi operativi per manutenzione e sostituzione, è di fondamentale importanza che la pompa installata sia efficiente e affidabile nel tempo. Pertanto, la prevedibilità del comportamento della pompa e le sue performance in risposta alle diverse condizioni di usura è una questione molto importante.

Nel caso delle elettropompe a girante aperte, ad esempio, al fine di mitigare l'effetto delle particelle solide, i fondelli presentano delle scanalature per far sì che i solidi restino intrappolati all'interno evitando che entrino nella macchina riducendo le prestazioni e velocizzando l'erosione. Nel tempo, a causa dell'attrito tra il sedimento e il fondello, le scanalature tendono a consumarsi con un incremento del trafilamento di liquido tra la girante ed il fondello. Nelle elettropompe a girante chiusa questo effetto si osserva tra la girante e il corpo pompa con usura dei rasamenti e incremento del trafilamento di fluido tra girante e corpo pompa.



Figura 17: esempio di fondello usurato.

L'analisi degli effetti delle particelle solide trasportate dal fluido sull'usura della pompa e sulle sue prestazioni non è ancora ben sviluppata. Una maggiore conoscenza di questi effetti sarebbe estremamente importante in quanto:

- Consentirebbe di stimare il decadimento delle prestazioni della pompa e le variazioni del punto di funzionamento dell'impianto nel tempo;
- Renderebbe possibile valutare il costo di manutenzione dell'impianto e la sua incidenza sulla gestione;
- Potrebbe rendere più consapevole la scelta tra macchine di tipologia e resistenza all'usura differenti;
- Sarebbe d'ausilio alla messa a punto di indici prestazionali per la pompa e per l'impianto.

1.3.2. Il funzionamento delle pompe

Il funzionamento di una pompa è descritto dalle curve di prestazione, che sono curve tracciate per punti, le quali rappresentano le variazioni della prevalenza H , del rendimento η , della potenza assorbita P , in funzione della portata Q erogata dalla pompa.

Per il tracciamento delle pompe è necessaria la misura sperimentale della portata, della prevalenza e della potenza assorbita all'asse della pompa.

Curva $H(Q)$

Tale curva caratteristica mostra come varia la prevalenza H della pompa in funzione della portata Q .

Tipicamente presenta un andamento monotono decrescente negli intervalli di portata in cui generalmente lavorano le pompe; all'aumentare della portata corrisponde una diminuzione della prevalenza.

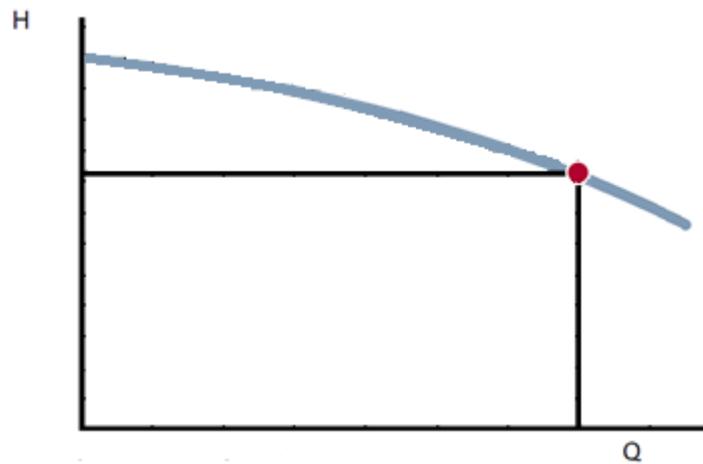


Figura 18: curva caratteristica $H(Q)$.

Dalla curva caratteristica, costruita sperimentalmente per ogni tipologia di pompa, si può desumere quale sarà la prevalenza fornita dalla pompa per ogni valore di portata convogliata. Ne consegue che il valore di prevalenza di una pompa deve essere sempre riferito alla portata convogliata.

Curva $P(Q)$

Le curve di potenza mostrano come varia la potenza assorbita all'asse della pompa al variare della portata.

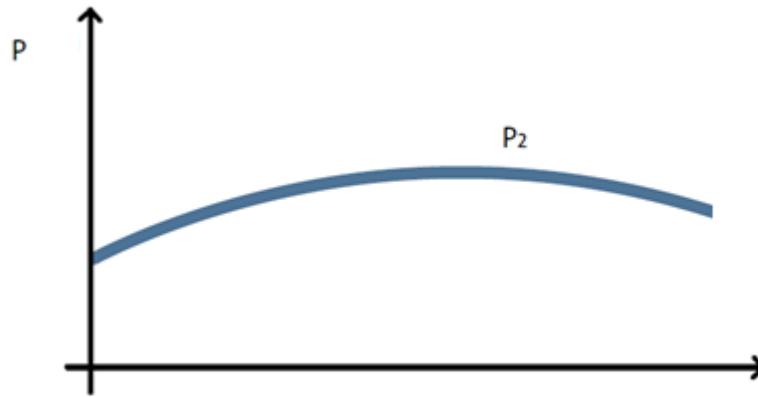


Figura 19: curva di potenza $P(Q)$.

Curva $\eta(Q)$

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

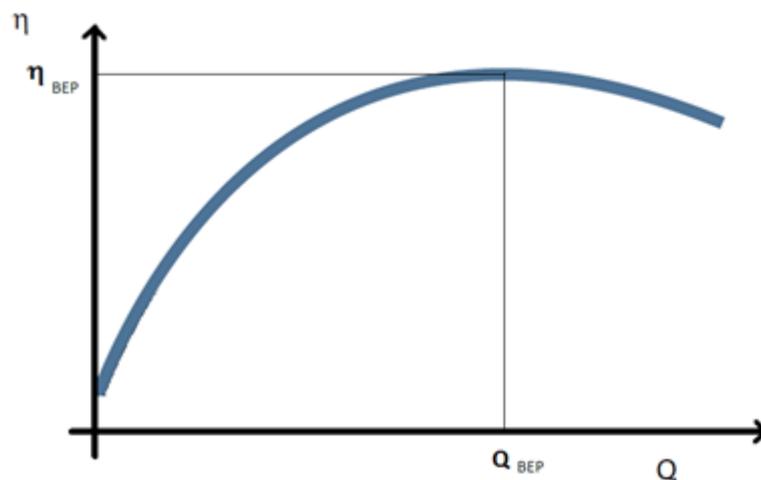


Figura 20: curva di rendimento $\eta(Q)$.

Dalle curve si osserva che 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 indicato con η_{BEP} (Best Efficiency Point), corrispondente ad una portata che viene indicata come Q_{BEP} . In corrispondenza di Q_{BEP} viene letto sulla curva caratteristica il valore H_{BEP} . La terna di valori di portata, rendimento e prevalenza al Bep rappresentano il punto di lavoro ottimale della pompa. Allontanandosi dal BEP la pompa lavora a rendimenti più bassi. La caratterizzazione completa del funzionamento di una pompa prevede la misura delle curve caratteristiche al variare del numero di giri n . Se si considerano i valori di rendimento massimo relativi alle curve per ciascun numero di giri si può individuare nel piano Q-H il luogo dei punti cui corrisponde il rendimento massimo. Se si considerano i valori di

rendimento minori di quello massimo ad essi corrispondono due condizioni di funzionamento (Q, H). Le curve ottenute unendo tutti i punti ad uguale rendimento si chiamano curve di isorendimento e costituiscono curve chiuse. Il diagramma che si ottiene viene detto diagramma collinare e permette di individuare per ogni valore di n i valori di Q ed H per cui si ha il massimo rendimento, Figura 21: diagramma collinare.

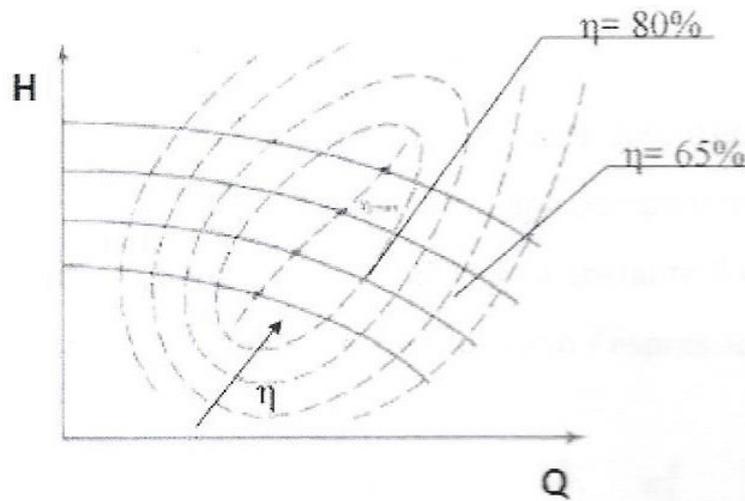


Figura 21: diagramma collinare.

Le curve di prestazione mostrano il comportamento di una pompa al variare delle condizioni di lavoro. Una curva caratteristica H(Q) viene detta stabile quando è monotona decrescente; una pompa in funzionamento stabile ha la capacità di regolare la portata e la prevalenza fornendo la stessa potenza alla corrente. Infatti nell'ipotesi che la potenza fornita dal motore sia costante

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

1-11

Si ha che ad un aumento di portata corrisponde una diminuzione di carico.

Detta n_s la velocità specifica ricavata in tal modo:

$$n_s = n \frac{\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$$

1-12

si osserva che la pendenza della curva caratteristica varia in funzione di n_s . In particolare curve caratteristiche ripide sono relative ad alti valori della velocità specifica, al contrario curve piatte sono relative a bassi valori di n_s . Per valori estremi di n_s le curve possono perdere la monotonia e mostrare andamenti crescenti che danno luogo ad intervalli di instabilità di

funzionamento in cui la potenza ceduta alla corrente non può essere mantenuta costante. Le pompe lente presentano instabilità alle basse portate mentre pompe veloci possono presentare instabilità per valori di portata anche prossimi a Q_{BEP} .

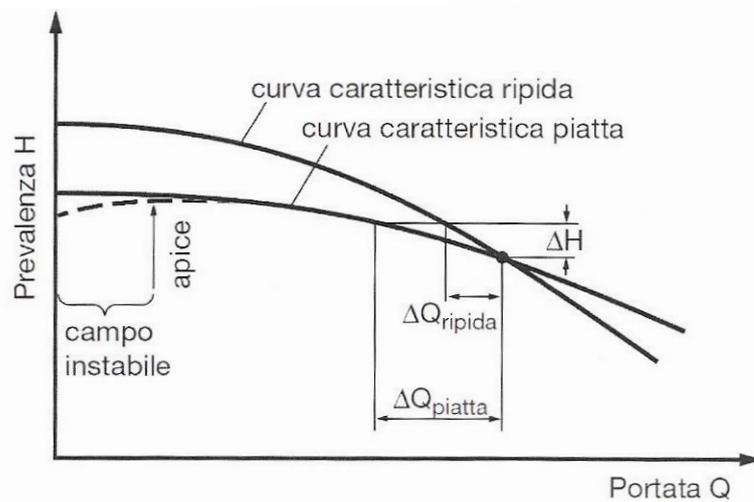


Figura 22: tipologie di curve caratteristiche.

Il funzionamento in campo instabile generalmente viene evitato ed i punti di lavoro in cui si verifica costituiscono limiti di funzionamento per le pompe. È possibile apprezzare la variazione riportando le curve su un diagramma a parametri adimensionalizzati rispetto ai valori di BEP. Le curve adimensionalizzate si ottengono diagrammando i rapporti:

$$\left(\frac{H}{H_{BEP}}, \frac{Q}{Q_{BEP}} \right); \left(\frac{\eta}{\eta_{BEP}}, \frac{Q}{Q_{BEP}} \right)$$

1-13

Anche le curve del rendimento tendono a variare con la velocità specifica. In particolare tendono ad avere una forma a campana più stretta al crescere di n_s . In termini di rendimento massimo si può dire che le pompe lente tendono ad avere rendimenti più vicini a quello massimo per un intorno di Q_{BEP} relativamente maggiore rispetto alle pompe veloci. In conclusione sia in termini di prevalenza che di rendimento esiste una marcata differenza nel comportamento di una macchina lenta rispetto ad una veloce.

1.3.3. Condizioni di funzionamento e stabilità

In Figura 23: condizioni di funzionamento. sono rappresentate le condizioni di funzionamento a regime di un impianto di pompaggio ottenute dall'intersezione della caratteristica della pompa con quella dell'impianto; in tali condizioni, infatti, la prevalenza richiesta dall'impianto sarà uguale a quella fornita dalla pompa. La scelta della pompa sarà, di norma, effettuata in modo che, in condizioni di regime, l'intersezione fra le due caratteristiche cada in una zona di buon

rendimento della pompa, di funzionamento stabile ed esente da cavitazione. La condizione di stabilità di funzionamento dipende dalla pendenza locale delle due caratteristiche in corrispondenza del punto di funzionamento. Un punto di funzionamento sarà detto stabile quando la pendenza della caratteristica esterna sarà maggiore di quella interna (punto A della Figura 24).

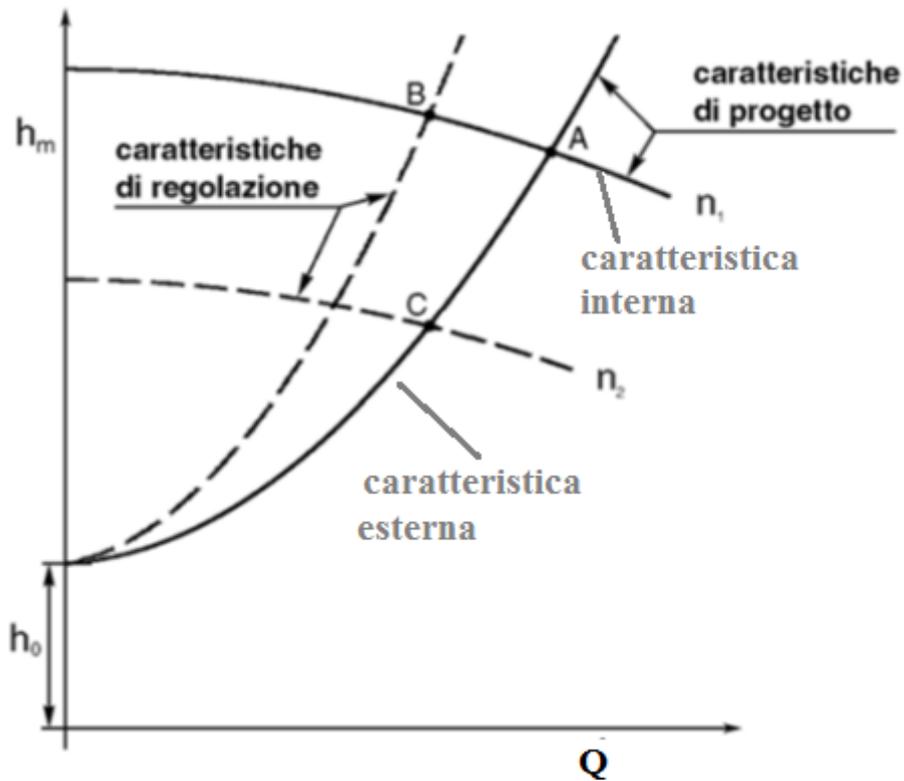


Figura 23: condizioni di funzionamento.

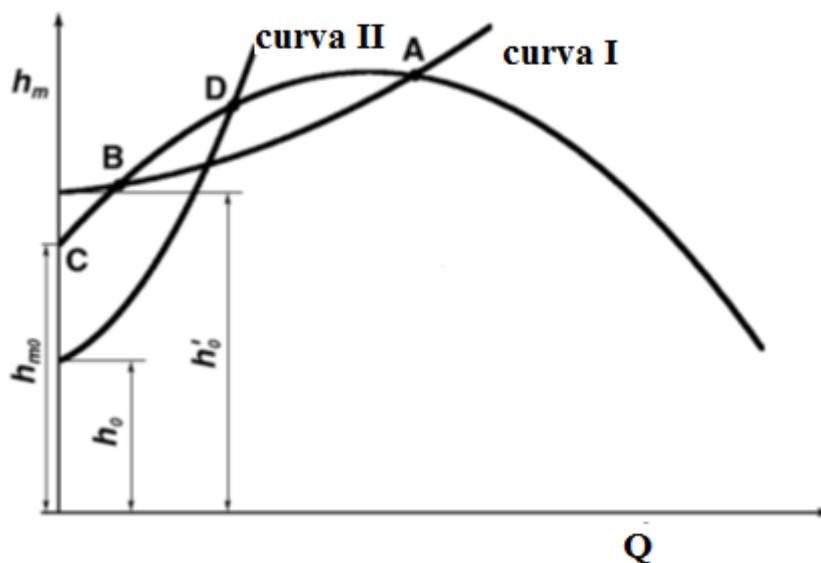


Figura 24: schemi di intersezione.

In tali condizioni si può, infatti, osservare che un accidentale aumento di portata, provocato da variabilità nel funzionamento del motore che trascina la pompa o da pulsazioni di pressione prodotte dalla pompa o ancora da una variazione delle resistenze al moto, provoca una diminuzione della prevalenza fornita dalla pompa e un aumento di quella richiesta dall'impianto, la portata tenderà a ridursi e il punto di funzionamento tenderà a tornare nelle condizioni originarie. Comportamento inverso, ma con uguale risultato di ripristino delle condizioni di partenza, si avrà per una diminuzione accidentale di portata.

Si può osservare, invece, che quando l'intersezione delle due caratteristiche è tale che la pendenza della caratteristica esterna è minore di quella interna (curva I in figura), si possono determinare condizioni di funzionamento labile, in quanto a valori poco diversi di prevalenza corrispondono due diversi valori di portata (punti A e B).

La portata potrà addirittura annullarsi con spostamento del punto di funzionamento in C (condizione di portata nulla). Tali condizioni sono presenti anche nel caso di funzionamento instabile (curva II) e sono particolarmente dannose in impianti in cui operino pompe in parallelo in quanto le fluttuazioni di pressione, associate alle oscillazioni di portata di una pompa in funzionamento instabile, si trasmettono alle altre pompe del parallelo comunicanti con la prima e che diventano, perciò, a loro volta instabili. In particolari condizioni di risonanza, le vibrazioni dovute all'instabilità di funzionamento delle pompe possono essere d'intensità tale da produrre, se protratte nel tempo, seri danni all'impianto o a parti di esso.

Per quanto sopra descritto, l'instabilità di funzionamento si può verificare quando la caratteristica interna della pompa presenta un massimo e la prevalenza statica dell'impianto, h_0' , è maggiore della prevalenza al chiuso della pompa h_{m0} ; la possibilità di un funzionamento instabile non dipenderà quindi dalla sola pompa ma piuttosto dal particolare accoppiamento pompa impianto e, per un dato accoppiamento, dalle particolari condizioni operative.

E' da notare inoltre che nel caso in cui, per una data velocità di rotazione di regime della pompa, la prevalenza statica dell'impianto sia maggiore della prevalenza al chiuso della pompa, non sarà possibile l'avviamento dell'impianto a velocità di rotazione costante. L'avviamento sarà possibile solo aumentando la velocità di rotazione del motore e della pompa finché non sia $h_{m0} > h_0'$ e riducendo poi la velocità di rotazione fino a raggiungere le condizioni di regime. E' possibile anche, in alcuni impianti, ridurre in avvio la prevalenza statica dell'impianto mediante una derivazione posta su condotto di mandata in modo che sia $h_0 < h_{m0}$; avviato l'impianto, la valvola posta sulla derivazione sarà chiusa in modo da ottenere le condizioni operative desiderate.

Comportamento instabile analogo a quello descritto si ha con pompe la cui caratteristica interna presenti un flesso com'è per alcune pompe a flusso misto e assiali.

Nell'accoppiamento presentato in Figura 25 sono evidenziate tre possibili condizioni di funzionamento di cui A e C sono stabili mentre B è instabile; la regione compresa tra A e C sarà perciò da evitare in quanto zona di possibile funzionamento instabile.

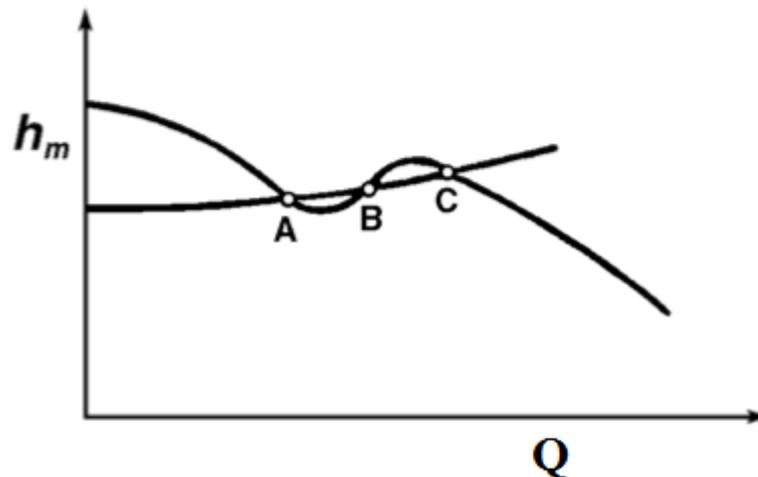


Figura 25: caratteristica pompa a flusso misto.

Nel caso in cui la prevalenza statica dell'impianto h_0 sia inferiore alla prevalenza al chiuso della pompa e la caratteristica interna della pompa presenti un massimo, in condizioni di regime stazionario è possibile un punto di funzionamento anche quando l'intersezione tra le due caratteristiche avvenga nel tratto ascendente della caratteristica interna (punto D in Figura 24).

1.3.4. Avviamento delle pompe

All'avviamento, il motore accoppiato ad una pompa dovrà essere in grado di fornire la potenza richiesta in condizioni di regime stazionario più quella necessaria a vincere le varie inerzie, detta *potenza di spunto*, che può essere anche 1÷1.5 volte la potenza richiesta a regime. La procedura d'avviamento sarà diversa in funzione dell'andamento della potenza richiesta dalla pompa al variare della portata erogata.

Nel caso presentato in Figura 26 a), tipico delle pompe a basso numero di giri caratteristico, la potenza richiesta all'avviamento a portata erogata nulla è minore della potenza richiesta a regime; in tal caso, per non sovraccaricare eccessivamente il motore, sarà opportuno avviare la pompa con valvola di mandata chiusa.

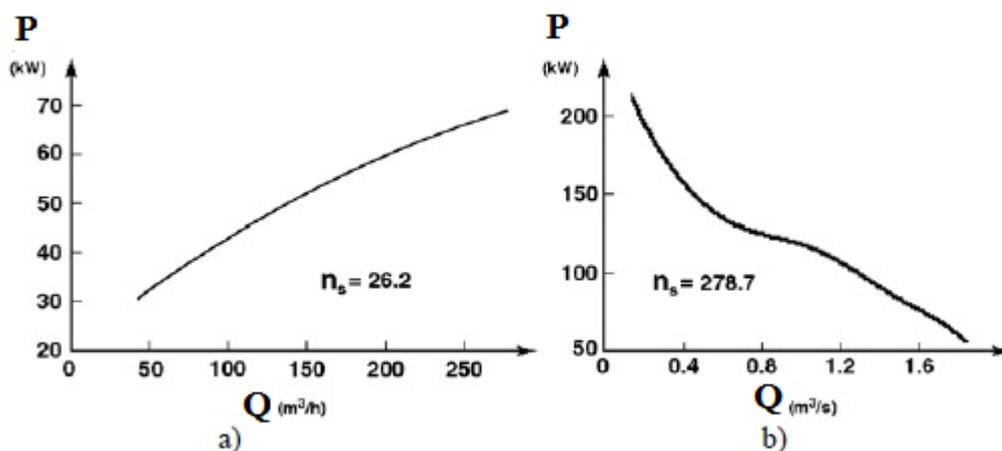


Figura 26: potenza di avviamento.

Nel caso della figura b), tipico delle pompe ad elevato numero di giri caratteristico, la situazione è contraria a quella precedente e, quindi, si dovrà operare con valvola aperta quand'essa sia presente. Si fa notare che quando, a causa della propria inerzia, il fluido contenuto nella tubazione impedisce il rapido avviamento richiesto dalle pompe a elevato numero di giri caratteristico.

Nel caso in cui la pompa sia accoppiata ad un motore a numero di giri fisso, l'impianto dovrà essere dotato di una derivazione contenente poco fluido; all'avviamento, la valvola sulla derivazione sarà aperta e quella di mandata chiusa; arrivata la pompa alla velocità di rotazione di regime, si chiuderà gradatamente la valvola sulla derivazione aprendo contemporaneamente l'altra.

Se si è dotati di un variatore di frequenza, invece, si dovrà avviare la pompa alla minima velocità di rotazione possibile, onde avere la più piccola potenza di spunto, aumentando poi gradatamente la velocità di rotazione fino alle condizioni di regime

1.3.5. Scelta delle pompe.

Per la scelta della pompa, al di là delle caratteristiche tecniche tipiche di ciascuna macchina, bisogna tener conto delle limitazioni che nascono dal tipo d'impianto.

In impianti in cui siano, ad esempio, controindicate vibrazioni dovute a movimenti meccanici, (impianti chimici, termoelettrici, ecc.), non sarà possibile l'uso di pompe volumetriche alternative, anche se i valori di prevalenza e portata richiederebbero questo tipo di pompe. E' possibile, d'altra parte, variare le grandezze caratteristiche ricorrendo alla suddivisione in serie o in parallelo. Nel primo caso si riduce la prevalenza, e quindi si aumenta il numero di giri caratteristico, nel secondo si riduce la portata e quindi si diminuisce il numero di giri caratteristico. Un altro termine che può essere fatto variare in sede di

progetto, ricorrendo eventualmente a trasmissioni meccaniche, è la velocità di rotazione della pompa.

Portata e prevalenza richieste dall'impianto non sono, quindi, dati che definiscono univocamente un determinato tipo di pompa ma questi, per ogni singola pompa, possono essere variati, assieme alla velocità di rotazione, con la sola condizione che portata e prevalenza globali siano quelle di progetto dell'impianto.

Per quanto riguarda i criteri di scelta economici possiamo osservare che la soluzione che prevede una pompa singola è meno costosa di quella che prevede più pompe fra loro accoppiate. D'altra parte pompe accoppiate in serie o in parallelo permettono maggiori possibilità di regolazione con buon rendimento e minori spese d'esercizio, specie negli impianti che funzionano a lungo in condizioni variabili.

Altri elementi che possono condizionare la scelta della pompa sono le condizioni d'installazione (ad es. pompa sommergibile) o le condizioni operative (pompe per fanghi, per miscele bifase, per paste o altri usi speciali).

Altro elemento di scelta è ancora il tipo di motore da accoppiare alla pompa.

In definitiva, possiamo dire che la scelta della pompa è il risultato di un confronto fra diverse possibili soluzioni basate su criteri di ottimizzazione economica e sulle condizioni operative. Tale procedimento, ovviamente dispendioso, è però effettuato solo nel caso d'impianti di un certo rilievo, mentre nei casi più comuni si fa generalmente ricorso all'esperienza pratica basata sul numero di giri caratteristico.

1.4. Legge di affinità delle Turbomacchine

Si consideri l'espressione della portata:

$$Q = v A$$

1-14

ponendo

$$v = \omega R = \frac{2\pi}{60} n R$$

1-15

si ha

$$Q = \frac{2\pi}{60} n R A$$

1-16

Quindi la portata varia in proporzione alla velocità di rotazione della pompa.

La prevalenza è funzione della forza centrifuga:

$$H = \frac{1}{2g} \omega^2 R$$

1-17

posto nuovamente

$$\omega = \frac{2\pi}{60} n$$

1-18

si ha:

$$H = \frac{1}{2g} \left(\frac{2\pi}{60} n \right)^2 R$$

1-19

la prevalenza è proporzionale al quadrato della velocità di rotazione della girante. La potenza della pompa è data dal prodotto tra portata e prevalenza:

$$P = \gamma Q H$$

1-20

risulta che la potenza è proporzionale al cubo della velocità di rotazione. Dal principio di funzionamento di una pompa centrifuga si deduce che:

- la portata erogata è proporzionale a n essendo Q proporzionale a v e v proporzionale ad n
 - la prevalenza ottenuta è proporzionale a n^2 essendo proporzionale alla forza centrifuga
- $$F_c = \frac{1}{g} \omega^2 R$$
- la potenza è proporzionale a n^3 essendo P proporzionale a Q e a H

Dunque, per una variazione del numero di giri da n_1 a n_2 valgono le seguenti relazioni, che costituiscono l'espressione analitica della legge di affinità

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}$$

1-21

si dimostra che, se sono valide le succitate espressioni, allora, nel passare dal punto di funzionamento (Q_1, H_1, P_1, n_1) al punto di funzionamento (Q_2, H_2, P_2, n_2) , il rendimento si mantiene costante.

$$\frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{P_1}{\gamma Q_1 H_1} \frac{\gamma Q_2 H_2}{P_2} = \frac{n_1^3 n_2^2 n_2}{n_2^3 n_2^2 n_1} = 1$$

1-22

La legge di affinità permette di tracciare la curva caratteristica di una pompa ad un regime di rotazione n_2 quando è nota la curva relativa ad un regime di rotazione n_1 non molto dissimile da n_2 .

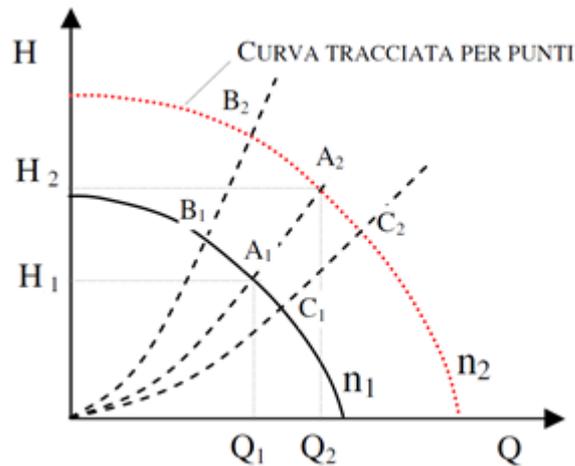


Figura 27: curve caratteristiche e legge di affinità.

Infatti noti per il punto A_1 i valori di Q_1 e H_1 , si possono determinare Q_2 e H_2 .

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} Q_1$$

1-23

$$H_2 = \frac{n_2^2}{n_1^2} H_1$$

1-24

Questi due valori individuano il punto A_2 .

Procedendo in modo analogo per i punti B_1 , C_1 , si determinano i corrispondenti punti B_2 , C_2 .

La curva ottenuta unendo tutti questi punti rappresenta la caratteristica della pompa al regime di rotazione n_2 .

Le ipotesi alla base della teoria dell'affinità, ossia la similitudine idrodinamica tra le due condizioni di funzionamento, sono valide solo all'interno di un certo intervallo di variazione di numero di giri e gli errori nella predizione del funzionamento della macchina aumentano all'aumentare della differenza fra n_1 e n_2 . In genere si può asserire che gli errori provocati

nell'applicazione delle leggi di affinità possono ritenersi trascurabili per variazioni del numero di giri di $\pm 10\%$.

Così volendo applicare la legge di affinità alla variazione del numero di giri da n_1 a n_2 , perché sia valida la legge deve verificarsi:

$$(n_1 - 10\% n_1) \leq n_2 \leq (n_1 + 10\% n_1)$$

1-25

si limita il campo di applicazione della legge di affinità a variazioni del numero di giri di pari a $\pm 10\%$ per la necessità di sopporre inalterato il rendimento della pompa.

1.5. Il motore

Una pompa può essere trascinata da motori di diverso tipo: motori elettrici (a corrente alternata o continua), motori alternativi a combustione interna (Diesel o a ciclo Otto), turbine idrauliche o a vapore, ecc..

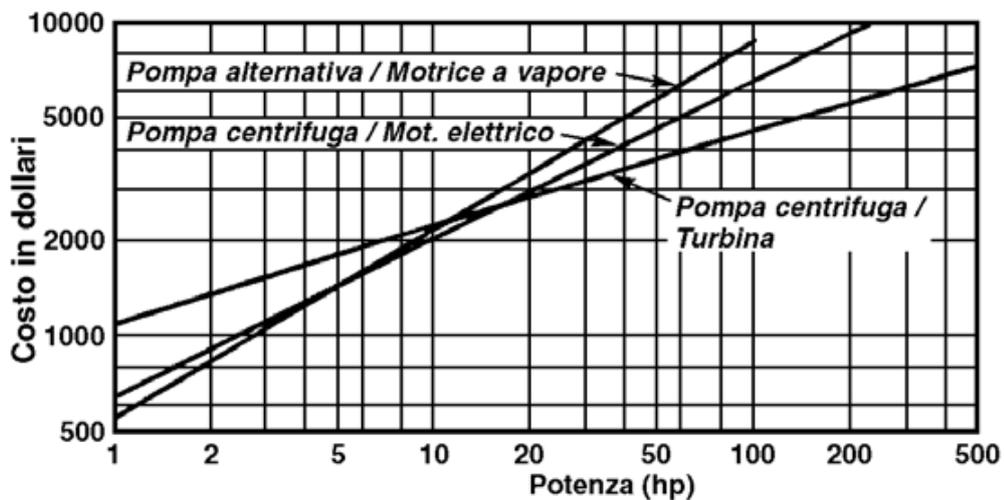


Figura 28: costi del gruppo di pompaggio al variare della potenza richiesta.

Nella Figura 28 sono riportati i costi puramente indicativi di alcuni gruppi motore-pompa al variare della potenza richiesta.

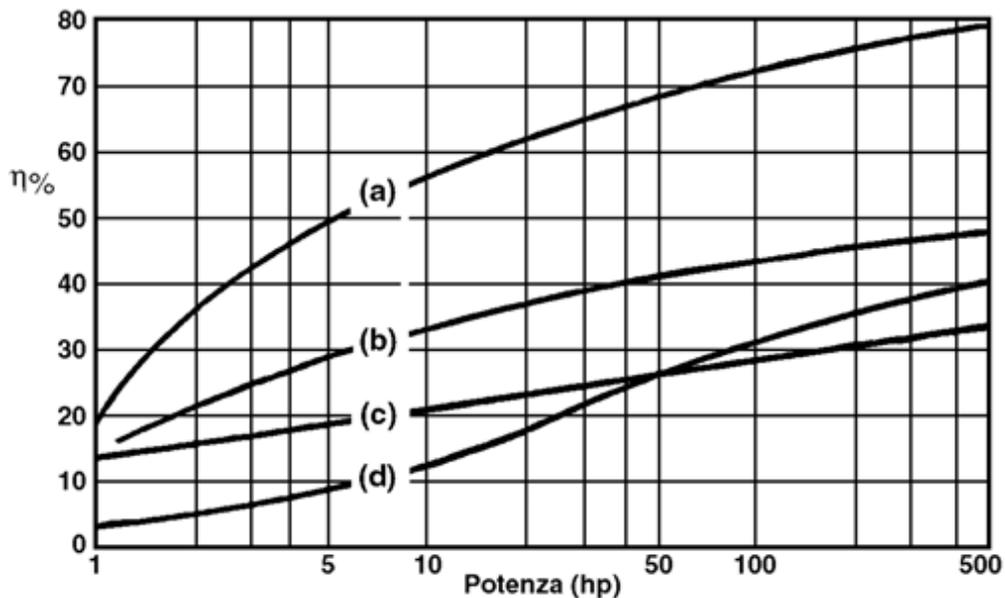


Figura 29: rendimenti del gruppo al variare della potenza.

In Figura 29 sono riportati i rendimenti, anch'essi puramente indicativi, di alcuni gruppi motore-pompa al variare della potenza richiesta. La curva (a) si riferisce ad un gruppo pompa centrifuga-motore elettrico, la (b) ad un gruppo pompa centrifuga-motore diesel, la (c) a pompa alternativa-motrice a vapore e la (d) ad un gruppo pompa centrifuga-turbina a vapore. Come si può osservare dalle figure, il rendimento dell'accoppiamento pompa-motore elettrico è sempre maggiore degli altri accoppiamenti, ma al crescere della potenza gli altri sistemi, in particolare l'accoppiamento con la turbina a vapore, tendono a fornire migliori prestazioni a costi inferiori. D'altra parte, la scelta del tipo di motore dipende anche da altri fattori quali, ad esempio, la disponibilità di alimentazione elettrica o di altre fonti energetiche, il campo di regolazione dell'impianto, ecc..

Un motore elettrico è una macchina reversibile in grado di trasformare la potenza in ingresso di tipo elettrico, in potenza in uscita di tipo meccanico; il termine reversibile indica che è in grado di fare anche l'operazione inversa e in quel caso prende il nome di generatore, questa proprietà è utilizzata nelle elettropompe a funzionamento inverso a servizio della produzione idroelettrica (PAT).

Il motore è un dispositivo che permette di trasformare direttamente l'energia di un campo elettromagnetico variabile nel tempo in movimento rotatorio di un asse meccanico. Per rendere più esplicito quanto detto, si chiama motore un qualsiasi apparato che realizza la conversione duale, quella, cioè, che trasforma l'energia elettrica in energia meccanica.

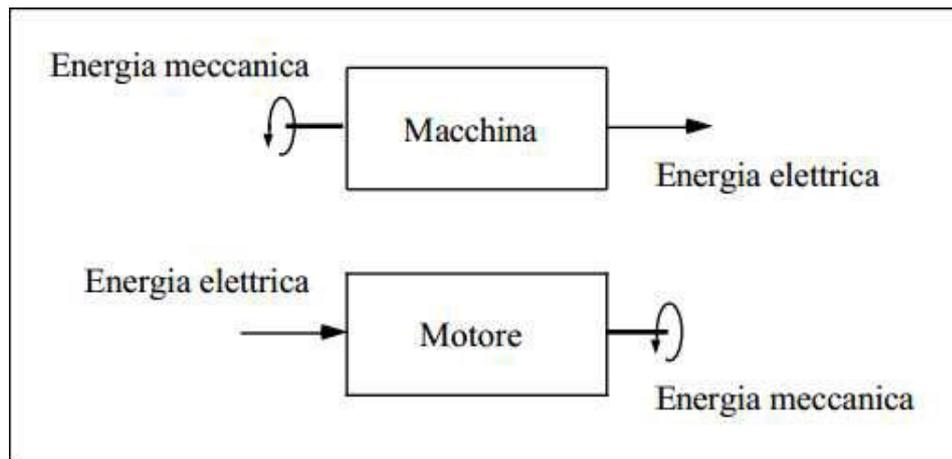


Figura 30

Le macchine elettriche vengono poi tradizionalmente divise in due grandi gruppi, le macchine statiche e le macchine rotanti. Le macchine statiche, così dette perché prive di parti in movimento, modificano il valore della corrente o della tensione alternata fornita in ingresso, mantenendo pressoché inalterato il valore della potenza e a questa prima categoria appartiene il trasformatore.

Le macchine rotanti sono quelle nelle quali è presente una parte che ruota attorno ad un asse. A tale categoria appartengono tre tipologie fondamentali: il tipo sincrono, che opera in regime sinusoidale e con velocità di rotazione costante; il tipo asincrono, che funziona sempre in regime sinusoidale con una velocità di rotazione dipendente dal campo magnetico interno alla macchina e variabile con il carico; e il tipo a corrente continua, che opera in regime stazionario, poiché l'energia viene fornita o prodotta in corrente continua.

Infine, una menzione particolare meritano tre dispositivi che svolgono importanti funzioni che sono: il convertitore, che modifica la frequenza delle grandezze alternate realizzando una trasformazione della frequenza del segnale di ingresso oppure trasformando le grandezze alternate in grandezze continue; l'invertitore, che trasforma grandezze continue in grandezze alternate; e il raddrizzatore, che converte grandezze alternate in grandezze a valor medio non nullo, da cui si estrae una grandezza continua (Fabricatore, 1995).

1.5.1. Funzionamento

Il motore elettrico è formato nella sua configurazione più semplice da uno statore, a sua volta composto da una coppia magnetica, e da un rotore avvolto da un filo di rame (avvolgimento). Uno schema semplice di motore elettrico può essere il seguente, anche se ne esistono numerosi varianti

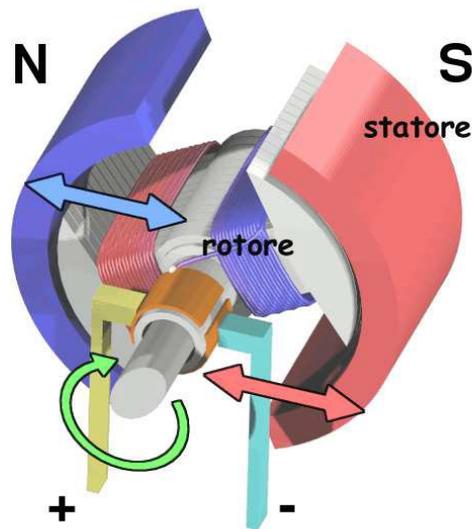


Figura 31: schema semplice di motore elettrico.

La corrente elettrica passa in un filo di rame che avvolge a spirale un pezzo di ferro dolce chiamato rotore. Questo avvolgimento, crea un campo elettromagnetico alternato al passaggio di corrente elettrica sinusoidale e tale campo elettromagnetico è immerso in un altro campo magnetico creato dallo statore (che nel caso più semplice è costituito da una o più calamite, o elettrocalamite). Il rotore, per induzione elettromagnetica inizia a girare, in quanto il nord del campo magnetico del rotore è attratto dal sud del campo magnetico dello statore e viceversa. Ogni mezzo giro, la polarità viene invertita per effetto del campo elettrico sinusoidale o della polarità delle calamite, in modo da dare continuità alla rotazione nel secondo mezzo giro e così via. Durante la trasformazione, una modesta parte dell'energia viene dispersa in calore per effetto joule. Il motore elettrico a seconda della sua tensione di alimentazione e del suo comportamento, può essere un motore in corrente continua, un motore sincrono o un motore asincrono.

Il rotore è sede di correnti indotte nel campo magnetico rotante dello statore e la coppia dovuta alle azioni tra campo dello statore e correnti del rotore determina l'avviamento del rotore. Il motore elettrico viene utilizzato per molte applicazioni nell'industria, nei trasporti (ferrovia, metropolitana e tram), nelle apparecchiature domestiche ecc. Il 70% dei motori elettrici attualmente in esercizio è di tipo asincrono trifase o a induzione

1.5.2. Motore asincrono trifase

Le macchine asincrone, o ad induzione, sono normalmente utilizzate come motori. L'impiego come generatori è da considerare eccezionale o temporaneo come avviene per i motori di trazione elettrica (locomotori) nel caso di marcia in discesa (frenatura a recupero). Tali macchine vengono costruite per potenze che vanno da poche centinaia di Watt ad alcuni Mega Watt nella versione trifase e da qualche Watt a qualche kilo Watt nella versione monofase.

Una buona fetta del mercato dei motori elettrici oggi è rappresentata dal motore asincrono trifase, un tipo di motore molto semplice, economico, robusto, con inerzia e costi contenuti, con esigenze di manutenzione molto ridotte, e con limitazioni ambientali praticamente nulle e possibilità di funzionare ad alte velocità. Questo motore negli anni ha guadagnato una fetta di mercato sempre maggiore, occupando, grazie all'elettronica di controllo, anche settori che un tempo erano ad uso esclusivo dei motori in corrente continua. I motori asincroni trifase possono essere considerati tra le macchine elettriche più affidabili; svolgono la loro funzione per molti anni con interventi di manutenzione assai ridotti e si adattano a prestazioni diverse in base alle esigenze, coprendo sia applicazioni di produzione che di servizio. I motori trovano come detto, impiego nei settori industriali più svariati, come esempio è possibile citare le industrie alimentari, chimiche, metallurgiche, le cartiere o gli impianti di trattamento delle acque o di tipo estrattivo. Le applicazioni riguardano quelle macchine con organi in movimento a velocità fissa o variabile quali ad esempio i sistemi di sollevamento (come ascensori o montacarichi), di trasporto (come nastri trasportatori), i sistemi di ventilazione e climatizzazione (unità trattamento aria), senza dimenticare, il più comune impiego, come pompe e compressori. Il motore asincrono trifase è considerato come la macchina elettrica più diffusa in ambiente industriale e quando questi motori sono collegati direttamente alla rete, hanno il "difetto" di girare a velocità praticamente costante.

Il consumo di energia dei motori elettrici è circa pari al 75% del totale consumo del settore industriale, a fronte di questo dato si capisce come possa essere importante per l'economia aziendale e per il miglioramento dell'efficienza energetica in senso lato, attuare una riduzione dei consumi elettrici, ricorrendo all'utilizzo di azionamenti a velocità variabili, attraverso inverter, oppure ricorrendo all'uso di motori elettrici ad alta efficienza, identificati con la sigla EFF1, aventi caratteristiche costruttive e materiali particolarmente evoluti, che permettono di ridurre i consumi di energia elettrica fino al 20%.

I motori asincroni sono costituiti da una parte fissa (statore), all'interno del quale è situata una parte libera di ruotare su cuscinetti (rotore). Lo statore ed il rotore sono due cilindrici cavi

coassiali separati da un traferro di piccolo spessore, che presentano delle cave uniformemente distribuite sulle superfici affacciate al traferro:

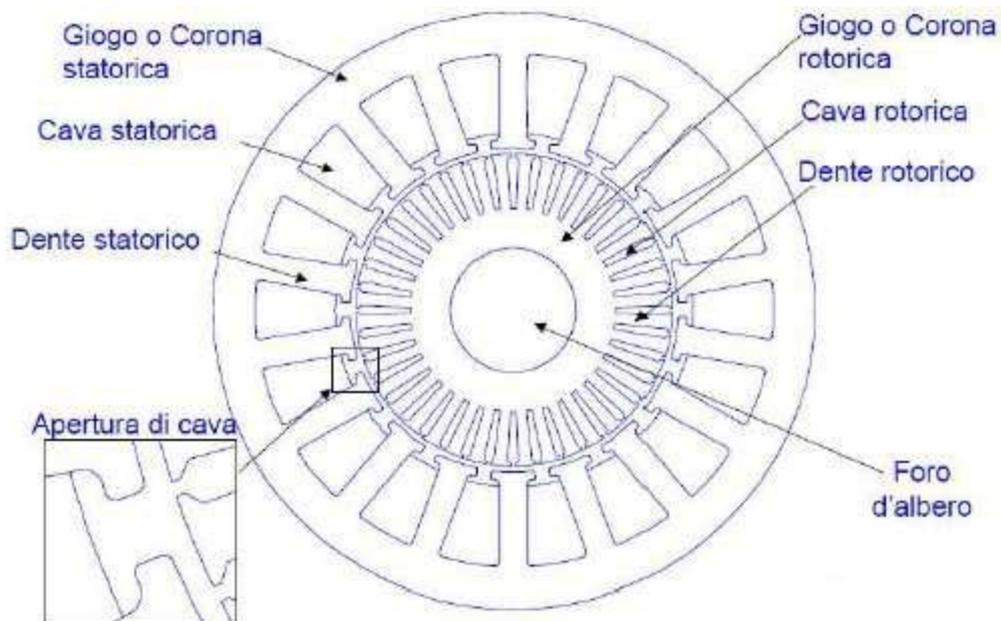


Figura 32: schema di un motore asincrono.

Entrambi sono costituiti da lamierini ferromagnetici con percentuale di silicio minori dell'1%, caratterizzati da basse perdite per isteresi ed elevata permeabilità, ed isolati fra di loro.

Statore:

lo statore è formato dalla carcassa (di ghisa per basse potenze, di lamiera saldata per potenze maggiori) e dal pacco statorico nelle cui cave è alloggiato l'avvolgimento destinato alla generazione del campo rotante. Il pacco statorico è formato dalla sovrapposizione di lamiere di piccolo spessore fra loro isolate con vernici, allo scopo di ridurre la potenza perduta per correnti parassite. Nelle grosse macchine, come negli alternatori, il pacco statorico viene suddiviso in più pacchi elementari per formare i canali di ventilazione, al fine di rendere più efficiente il raffreddamento delle macchine. Le cave statoriche sono solitamente del tipo semichiuso: il che permette di ridurre sia il flusso disperso, sia le perturbazioni del campo al traferro. La carcassa porta una base isolante con i morsetti ai quali vengono collegati i terminali delle fasi costituenti l'avvolgimento.

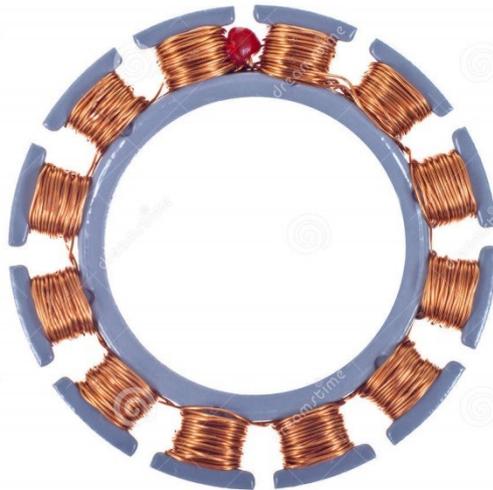


Figura 33: foto di uno statore.

Rotore:

il rotore è costituito essenzialmente dall'albero e dal pacco rotorico. Nei motori di potenza minore il pacco di lamiera viene montato direttamente sull'albero. Nei motori di maggiore potenza il pacco lamellare rotorico, costituito da corone circolari, viene sistemato su una superficie cilindrica collegata da nervature all'albero. Le cave, uniformemente distribuite sulla periferia del pacco rotorico sono di tipo chiuso o semichiuso. Il numero delle cave rotoriche è diverso (in generale maggiore) del numero delle cave statoriche, ciò per evitare pulsazioni periodiche del flusso da cui derivano vibrazioni e rumore durante la marcia. In particolare, al fine di agevolare l'avviamento del motore e renderlo più silenzioso in marcia, il pacco rotorico ha talvolta le cave inclinate rispetto all'asse; questo artificio richiama i vantaggi che si ottengono in meccanica, sostituendo un ingranaggio a denti dritti con un ingranaggio a denti elicoidali. Per quanto riguarda l'avvolgimento distinguiamo i motori con rotore a gabbia e i motori con rotore avvolto.

Rotore a gabbia semplice: nelle cave rotoriche sono alloggiato delle sbarre di rame che vengono saldate a due anelli frontali anche essi di rame, in modo da formare una gabbia, chiamata gabbia di scoiattolo; così collegate le sbarre formano tra loro circuiti chiusi che sono percorsi dalle correnti indotte dal campo rotante. Si può dimostrare che il numero dei poli magnetici determinati dalle correnti indotte nella gabbia è lo stesso di quello del campo rotante. L'impiego del rotore a gabbia semplice avviene soprattutto per le basse potenze.

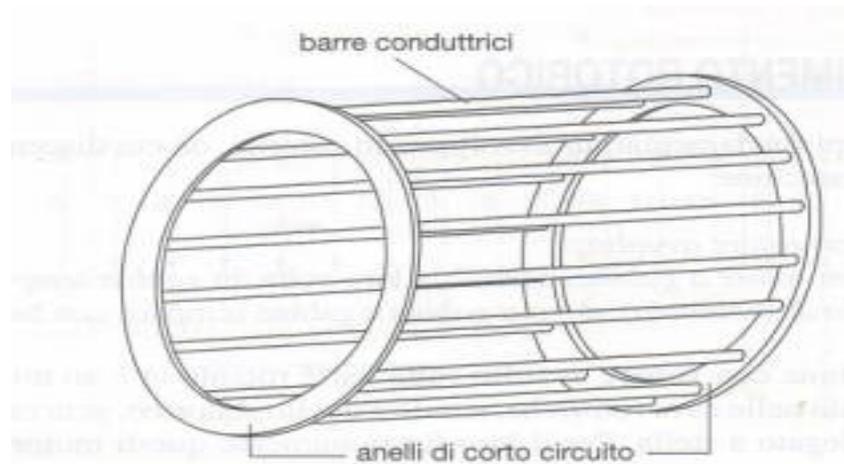


Figura 34: gabbia semplice per rotore.

Rotore a doppia gabbia: questo tipo di rotore è molto diffuso per le potenze medie, perché è quello che presenta la maggiore elasticità nelle caratteristiche di avviamento. In questo caso il rotore è provvisto di due gabbie concentriche aventi caratteristiche opposte. La gabbia esterna (o di avviamento), è costituita di barre di piccola sezione aventi una elevata resistenza ed una piccola reattanza di dispersione. La gabbia interna (o di lavoro), è costituita da barre di grande sezione aventi una piccola resistenza ed una elevata reattanza di dispersione. All'avviamento la corrente circola prevalentemente nella gabbia esterna. Mano a mano che la macchina accelera e diminuisce la frequenza delle correnti di rotore, diminuisce la reattanza di dispersione e la corrente si sposta progressivamente sulla gabbia interna.

Rotore a barre alte: il rotore di questo motore è provvisto di barre di forma allungata, sistemate in cave alte e strette in cui si determina, all'avviamento, uno spostamento di corrente, dall'esterno verso l'interno, in modo simile a quello che si verifica nel rotore a doppia gabbia. Costruttivamente semplice, questa macchina è utilizzata soprattutto per le alte potenze.



Figura 35: foto di un rotore a gabbia di scoiattolo.

Rotore avvolto: nei motori asincroni con rotore avvolto (prevalentemente utilizzati nelle macchine di media e di grande potenza), nelle cave di rotore è alloggiato un avvolgimento avente lo stesso passo polare dell'avvolgimento di statore. Il numero delle fasi dell'avvolgimento di rotore può in generale essere anche diverso da quello dell'avvolgimento di statore. L'avvolgimento di rotore è collegato a stella con i terminali facenti capo a tre anelli conduttori, isolati sia tra loro che dall'albero sul quale sono calettati. Sugli anelli poggiano delle spazzole mediante le quali le fasi dell'avvolgimento rotorico vengono collegate a tre resistenze esterne, variabili, solitamente collegate a stella. Il complesso delle tre resistenze variabili forma il reostato di avviamento, il cui scopo principale è quello di limitare le correnti assorbite dal motore durante l'avviamento ed aumentare la coppia di spunto. La manovra di avviamento si esegue con tutte le resistenze inserite. Man mano che il motore accelera le resistenze vengono gradualmente escluse e durante il funzionamento a regime, i tre anelli vengono cortocircuitati.



Figura 36: foto di un rotore avvolto.

Le macchine asincrone, utilizzate come motore, costituiscono il tipo più diffuso di macchine elettriche a corrente alternata, in quanto presentano una grande semplicità di costruzione a cui corrisponde una notevole robustezza ed una ridotta manutenzione; esse inoltre non richiedono complicate manovre di avviamento e sopportano anche notevoli sovraccarichi. Il traferro delle macchine asincrone ha spessore costante e nelle cave di rotore e statore sono alloggiati due avvolgimenti trifase aventi lo stesso passo polare. L'avvolgimento di statore può essere collegato a stella oppure a triangolo, mentre l'avvolgimento di rotore viene chiuso in corto circuito: Una volta alimentato con una terna di tensioni concatenate simmetriche aventi una

pulsazione ω , l'avvolgimento di statore viene percorso da una terna equilibrata di correnti. Le correnti di statore generano al traferro della macchina un campo, la cui prima armonica ruota con una velocità angolare ω_c , data dalla seguente espressione:

$$\omega_c = \frac{\omega}{p}$$

1-26

dove p è il numero di coppie polari dell'avvolgimento. Il campo di statore (campo induttore) si richiude nel rotore e quindi si concatena con l'avvolgimento di rotore che è in rotazione, nel verso concorde con quello di rotazione del campo induttore, con una velocità angolare ω_m . Se la velocità di rotazione del rotore è diversa da quella del campo, un osservatore solidale con ciascuna fase dell'avvolgimento di rotore, vede un campo rotante avente una velocità angolare ($\omega_c^I = \omega_c - \omega_m$), ed è quindi soggetta ad una f.e.m. indotta avente una pulsazione $\omega^I = p \omega_c^I$, dato che il rotore ha lo stesso numero di coppie polari dello statore. Il sistema di f.e.m. indotte nelle fasi dell'avvolgimento di rotore, essendo queste ultime chiuse in cortocircuito, fa sì che si formi un sistema equilibrato di correnti, aventi pulsazione ω^I circoli nell'avvolgimento stesso. Tali correnti, interagendo con il campo induttore, danno origine ad una coppia elettromagnetica che si oppone alla causa che l'ha generata; la coppia elettromagnetica tende quindi a far sì che il rotore ruoti alla velocità del campo induttore, in modo da annullare la f.e.m. indotta e quindi le correnti di rotore. Ciò significa che se il rotore ruota ad una velocità inferiore a quella del campo induttore, la coppia elettromagnetica è diretta nel verso del moto e la macchina asincrona funziona come un motore; viceversa, se la velocità del rotore è superiore alla velocità del campo induttore la coppia elettromagnetica è diretta nel verso opposto al moto e la macchina asincrona funziona come un generatore o come un freno. Le correnti di rotore producono al traferro un campo (campo indotto) la cui prima armonica è in rotazione con una velocità angolare ω_c^I rispetto al rotore. La velocità di rotazione della prima armonica del campo indotto risulta quindi coincidente con la velocità angolare ω_c del campo induttore. Il campo indotto induce nelle fasi di statore un sistema trifase simmetrico di f.e.m., avente la stessa pulsazione del sistema di tensioni di alimentazione. Tali f.e.m. indotte hanno verso discorde o concorde con le tensioni di alimentazione a seconda che la macchina stia funzionando da motore o freno oppure da generatore. Il nome di macchina asincrona esprime il fatto che la velocità di rotazione del rotore della macchina (ω_m) non coincide con quella di rotazione del campo al traferro (ω_c); lo scorrimento viene definito come il rapporto tra le velocità di rotazione del campo al traferro rispetto al rotore (ω_c^I) e allo statore (ω_c):

$$s = \frac{\omega_c - \omega_m}{\omega_c}$$

1-27

La pulsazione delle f.e.m. indotte e delle correnti nelle fasi di rotore risulta quindi:

$$\omega^l = p\omega_c^l = s\omega$$

1-28

Per le esigenze di attuazione della regolazione di velocità nell'automazione industriale, il motore asincrono ha ormai quasi del tutto sostituito il motore a corrente continua, per una serie di vantaggi:

- ✓ Le alte velocità sono limitate solo da problemi meccanici (cuscinetti, forze centrifughe);
- ✓ Assenza di scintillio dovuto a spazzole e collettore;
- ✓ Manutenzione molto limitata;
- ✓ Assenza dei fenomeni legati alla commutazione che limitano i valori massimi di corrente assorbita e di coppia;
- ✓ Il rotore a gabbia consente stabilità di equilibratura ed elevata affidabilità; inoltre le dimensioni ridotte comportano minori problemi di installazione;
- ✓ In caso di rottura dell'inverter il motore può essere alimentato direttamente dalla rete per manovre di emergenza;
- ✓ I disturbi in rete e quelli irradiati sono molto ridotti in particolare con gli inverter operanti in tecnica PWM;
- ✓ L'avvolgimento a diretto contatto (opportunamente isolato) con la struttura esterna, consente anche nei motori stagni, una buona dissipazione del calore;
- ✓ La costruzione è meno costosa, più robusta sia meccanicamente che elettricamente;
- ✓ Il rendimento è più elevato con conseguente risparmio energetico.

Per contro i motori in corrente continua, soprattutto in certe esecuzioni speciali, presentano alcuni vantaggi:

- Gamme estese di velocità e grande precisione nella regolazione specie a basse velocità;
- Funzionamento a potenza costante in un campo esteso e azionamenti a quattro quadranti con dinamiche molto elevate, specie con impiego di motori a magneti permanenti;

- Coppie di spunto elevate, anche fino a sei volte il valore nominale.

1.5.3. Curve caratteristiche e prestazionali del Motore Asincrono Trifase

La velocità di sincronismo del motore dipende dalla frequenza f di alimentazione e dal numero p di coppie polari per ciascuna fase, secondo la seguente formula:

$$n_s [rpm] = \frac{60f}{p}$$

1-29

Il motore asincrono, però, è in grado di generare coppia solo se ruota ad una velocità differente da quella di sincronismo. Definito lo slittamento s come il rapporto

$$s = \frac{n_s - n_r}{n_s}$$

1-30

è possibile esprimere la coppia C prodotta dal motore asincrono in funzione di s . Generalmente la funzione $C(s)$ è rappresentata da una curva come quella mostrata in figura:

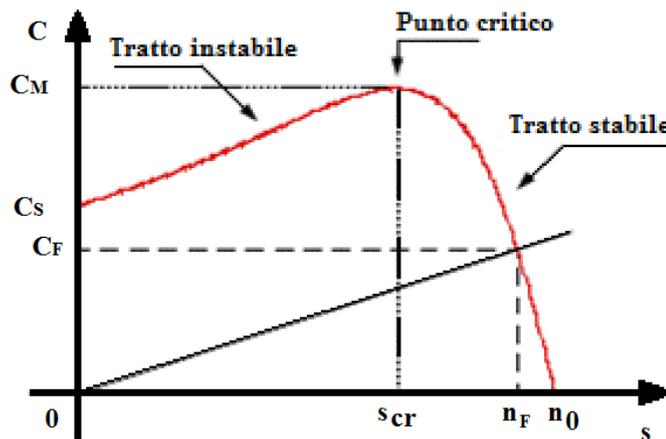


Figura 37: diagramma Coppia-slittamento.

La curva presenta un massimo, corrispondente alla coppia massima che il motore è in grado di fornire. Il tratto della curva a destra del punto di massimo viene considerato stabile: se il carico applicato aumenta il motore rallenta e a seguito del rallentamento è in grado di erogare una coppia maggiore per contrastare il carico. Viceversa, il tratto a sinistra del punto di massimo è un campo di lavoro instabile.

Allo spunto, quando il motore viene alimentato da fermo ($s=0$) è in grado di erogare una coppia C_S minore della coppia massima.

Se il carico applicato al motore è tale che la coppia di lavoro C_L sia maggiore di quella massima, allora il motore andrà in blocco con conseguenti danni dovuti all'immediato surriscaldamento degli avvolgimenti.

Se, viceversa, C_L è minore di C_S , allora il motore si avvia, accelera fino a raggiungere il punto di funzionamento stabile in cui la coppia erogata è pari a C_L . In condizioni di lavoro a carico variabile, ad esempio quando il motore asincrono è accoppiato ad una pompa che lavori con portata variabile, la velocità di rotazione dell'organo di pompaggio non sarà fissa, ma sarà determinata dalla mutua corrispondenza fra i punti di lavoro e di carico. Se aumenta la potenza richiesta (P_2), il motore rallenta. Viceversa si assisterà ad un aumento della velocità di rotazione nel caso in cui la potenza richiesta diminuisca.

All'aumento di potenza richiesta (P_2) corrisponde anche un aumento di potenza di alimentazione P_1 . Le due potenze, ovviamente, non coincidono, poiché una parte della potenza fornita al motore viene dissipata per attrito e per effetto Joule.

Il rapporto tra la potenza erogata e la potenza fornita al motore rappresenta il rendimento η_M del motore stesso e varia tra il 70% e il 96% a seconda della tipologia e della taglia del motore (MotorMaster Data base, 1993).

Le curve che generalmente si usano per descrivere il comportamento del motore sotto carico variabile esprimono i legami funzionali $P_2(P_1)$, $C(P_1)$ e $\eta_M(P_1)$. Tali curve presentano la forma mostrata in figura:

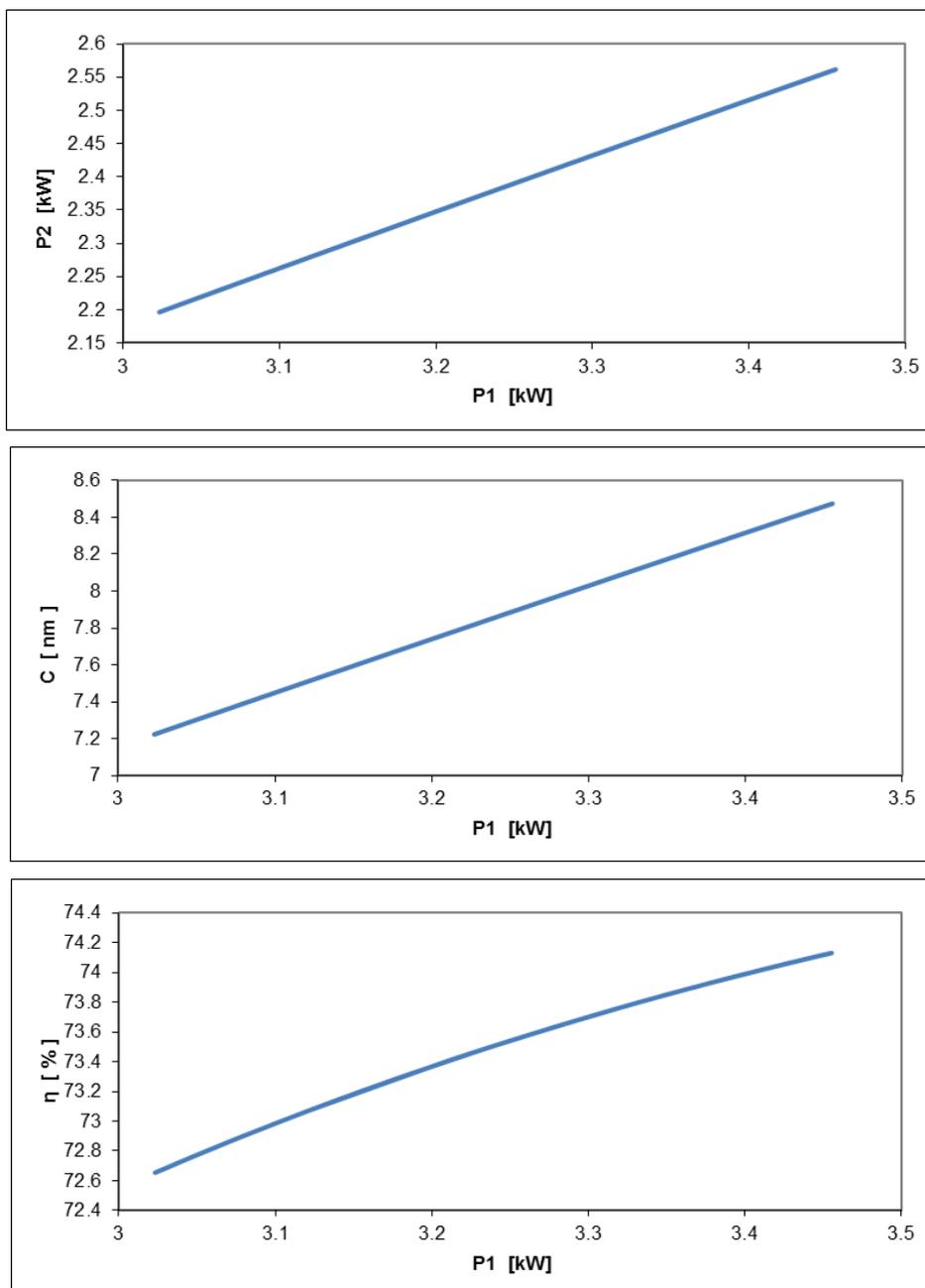


Figura 38: legami funzionali del motore.

1.6. Metodi di regolazione della velocità

Il motore asincrono parte autonomamente e raggiunge la velocità di regime quando la coppia motrice elettromagnetica uguaglia la coppia resistente meccanica. Per variare la velocità di regime è quindi necessario variare la caratteristica meccanica del motore. E' possibile ottenere la regolazione della velocità del motore agendo sulle caratteristiche del circuito rotorico, sulle caratteristiche del circuito statorico, sul valore efficace della tensione di alimentazione e sulla frequenza della tensione di alimentazione:

Variatione della resistenza rotorica. Se il rotore è avvolto, è possibile variare, tramite il reostato di avviamento, la resistenza di ciascuna fase dell'avvolgimento rotorico. La conseguente variazione della caratteristica meccanica avviene a coppia massima costante; la velocità varia in un campo molto piccolo, ed il rendimento del motore viene penalizzato dalle perdite per effetto Joule sulle resistenze rotoriche

Iniezione di f.e.m nei circuiti di rotore. E' possibile modificare la caratteristica meccanica del motore asincrono con rotore avvolto, inserendo in ciascuna fase di rotore una f.e.m. alla frequenza di rotore, regolabile in valore efficace e fase. Numerosi schemi sono stati proposti per la realizzazione di tale dispositivo. Grossolanamente, tali schemi possono essere suddivisi in due tipi, Figura 39;

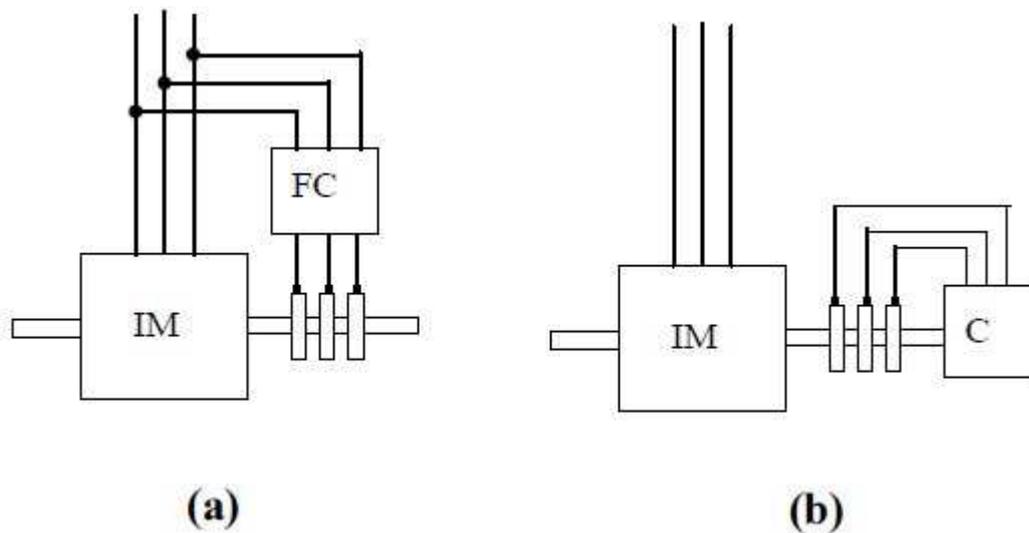


Figura 39: schema di iniezione di f.e.m nei circuiti di rotore.

dove IM rappresenta il motore di cui si vuole regolare la velocità. Nello **schema (a)**, i circuiti di rotore del motore IM sono collegati ad un dispositivo ausiliario di conversione di frequenza che viene realizzato mediante componenti elettronici; questo dispositivo è rappresentato dal blocco FC, nel quale la potenza elettrica a frequenza di scorrimento generata nel rotore del motore principale è convertita in potenza elettrica a frequenza di statore e restituita alla linea. Nello **schema (b)**, i circuiti di rotore del motore IM sono collegati ad una apparecchiatura ausiliaria; questa è rappresentata dal blocco C che può essere costituito da un sistema discretamente complicato di macchine rotanti, nella quale la potenza elettrica a frequenza di scorrimento è convertita in potenza meccanica ed aggiunta alla potenza sull'albero sviluppata dal motore principale. In entrambi gli schemi, la velocità ed il fattore di potenza del motore principale possono essere regolati controllando l'ampiezza e la fase delle f.e.m. a frequenza di

scorrimento del dispositivo ausiliario. Tale dispositivo ausiliario risulta in generale piuttosto piccolo rispetto al motore principale, perché deve essere dimensionato solo per la frazione di potenza elettrica assorbita dallo statore e ceduta al rotore. Tra i sistemi più impiegati vi sono il *Sistema Leblanc*, il *Motore Schrage* ed il *Sistema Kramer Modificato*.

Variazione della tensione di alimentazione. Aumentando o diminuendo il valore efficace della tensione di alimentazione si ottiene una regolazione della velocità come mostrato nella figura seguente: La variazione del valore efficace della tensione di alimentazione può essere ottenuta alimentando lo statore con un autotrasformatore con rapporto di trasformazione variabile oppure mediante un opportuno dispositivo elettronico. La variazione di velocità che si ottiene è in ogni caso molto contenuta ed ottenuta a scapito della coppia massima.

Variazione del numero di coppie polari. Nelle macchine con rotore a gabbia, è possibile, tramite opportuni commutatori, variare il numero di coppie polari dell'avvolgimento statorico (e conseguentemente dell'avvolgimento rotorico, in quanto il rotore a gabbia assume spontaneamente un passo polare pari a quello del campo induttore). Generalmente si utilizzano motori con l'avvolgimento statorico eseguito in modo da realizzare, a seconda dei collegamenti sulla morsettiera, 2 oppure 4 coppie polari. Questo schema permette di ottenere un motore asincrono a due velocità. Avvolgimenti più complessi permettono di ottenere motori asincroni anche a tre o quattro regimi di velocità.

Variazione della frequenza di alimentazione. E' possibile, pur disponendo di una rete trifase a frequenza e tensione costante, alimentare gli avvolgimenti statorici con un sistema di tensioni concatenate aventi frequenza e valore efficace variabili. Ciò viene ottenuto inserendo tra la rete a frequenza e tensione costante e lo statore del motore asincrono, un opportuno dispositivo elettronico, costituito ad esempio da un raddrizzatore ad onda intera, realizzato mediante diodi, che trasforma la tensione alternata in tensione continua, e da un inverter in serie al raddrizzatore. Quest'ultimo è realizzato mediante transistori di potenza e la frequenza ed il valore efficace delle tensioni concatenate in uscita sono facilmente variabili agendo sul circuito di controllo dell'angolo di innesco dei transistori. La Figura 40 mostra la regolazione della velocità, ottenibile con una variazione della frequenza, mantenendo inalterato il valore efficace della tensione di alimentazione: Si può notare che così facendo è possibile ottenere ampie variazioni della velocità, a scapito però della coppia massima. A tale inconveniente si può ovviare, variando contemporaneamente anche il valore efficace della tensione di alimentazione, in modo da mantenere costante il flusso per polo; Si ottiene così la regolazione della velocità desiderata mantenendo inalterata la coppia massima.

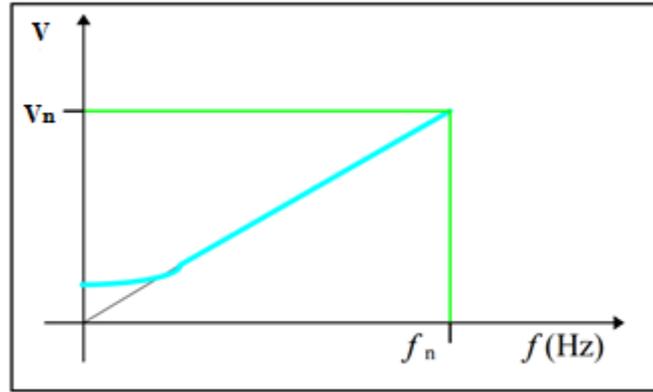


Figura 40: legge di variazione della tensione in funzione della frequenza applicata dalla logica di controllo dell'inverter.

1.6.1. L'Inverter

È un dispositivo elettronico atto a trasformare una corrente continua in corrente alternata di forma sinusoidale o pseudo sinusoidale. L'inverter varia la frequenza e la tensione di alimentazione di un motore elettrico, adeguandone la velocità alle effettive esigenze del dispositivo a cui è collegato. Generalmente nel gergo industriale si intende un dispositivo atto alla regolazione della velocità dei motori trifase. Molte case costruttrici per evitare questa sovrapposizione di termini chiamano questo dispositivo *Drive*.

L'inverter ha cambiato radicalmente l'automazione nell'industria, introducendo la possibilità di regolare la velocità dei motori a induzione con costi molto contenuti, sia di installazione che di esercizio; talvolta viene anche chiamato convertitore statico di frequenza (Dal Prà, 2005).

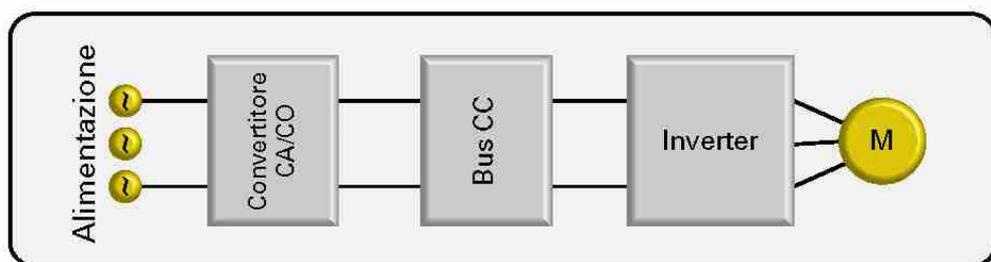


Figura 41: schema a blocchi di un motore con comando a frequenza variabile con inverter.

In linea di massima si individuano inverter a frequenza costante e inverter a frequenza variabile:

Inverter a frequenza costante. L'inverter a frequenza costante più diffuso è quello che si trova all'interno di gruppi di continuità (UPS), i dispositivi usati per alimentare i computer in caso di black-out. Nel gruppo di continuità la tensione di rete viene raddrizzata in corrente continua a livello compatibile con una batteria interna, e quindi viene riconvertita dall'inverter in corrente alternata a valori standard 230V / 50Hz. Nel caso manchi l'alimentazione, l'inverter continua ad alimentare il carico prelevando l'energia dalla batteria fino alla sua completa scarica. Questo tipo di apparecchio spazia da potenze minime (dai 200-300 W del PC della nostra scrivania, fino ad arrivare a 20-30 kW ed oltre).

Un altro utilizzo degli inverter a frequenza costante è connesso con l'energia solare. L'inverter, in tal caso serve per convertire l'energia elettrica prodotta dai pannelli fotovoltaici in corrente continua, in corrente alternata a 50Hz, perché sia riversata nella rete pubblica o verso le utenze tradizionali a 230V. Questo dispositivo, nel caso di allacciamento alle reti pubbliche, è comunque oggetto di particolari normative sia CEI che ENEL.

Inverter a frequenza variabile. L'inverter a frequenza variabile serve per regolare la velocità dei motori trifase e la velocità di rotazione del motore è strettamente connessa con la frequenza della tensione con cui lo si alimenta. Nell'inverter la tensione alternata della rete (trifase o monofase) viene raddrizzata in corrente continua e quindi viene riconvertita in corrente alternata trifase a frequenza variabile per alimentare il motore. Il valore della frequenza in uscita può quindi essere scelto a piacere dall'utilizzatore a seconda della velocità di funzionamento che si vuole far raggiungere al motore. Sul mercato sono disponibili taglie che vanno da potenze minime di 500 W fino a oltre 500 kW con la tensione industriale di 400 V (Bassa Tensione), ed addirittura a 10 MW con gli inverter a 6000 V (in Media Tensione). In linea generale un inverter potrebbe essere utilizzato sia per motori sincroni che per motori asincroni.

Sia gli UPS che gli inverter per motori asincroni trifase hanno il vantaggio di assorbire corrente dalla rete di alimentazione praticamente in fase con la tensione ($\cos \varphi \approx 0.95$). In pratica il $\cos \varphi$ del carico non si riflette sulla corrente assorbita, e quindi non deve essere rifasato. Questa è una caratteristica intrinseca dello stadio raddrizzatore di ingresso, che per contro ha un assorbimento di corrente non proprio lineare. Gli inverter a frequenza variabile per la regolazione della velocità dei motori sono dei veri e propri generatori di disturbi elettromagnetici. Questi "disturbi" vanno verso il carico, verso la rete di alimentazione e verso l'ambiente circostante sotto forma di radiodisturbi. I costruttori forniscono comunque dei dispositivi da installare assieme all'inverter, adatti a contenere questi problemi, e forniscono

inoltre i consigli adatti per ottenere un'installazione che rispetti le Norme EN e la Direttiva sulla compatibilità elettromagnetica (EMC).

1.6.2. Scelta dell'inverter

Supponiamo di considerare un motore asincrono trifase a gabbia, grazie alla sua semplicità costruttiva, robustezza ed economia, esso trova largo impiego in ambito industriale. Tuttavia esso ruota, se collegato direttamente alla rete di alimentazione, ad una determinata velocità che dipende dalla frequenza della rete stessa e dal numero dei poli dell'avvolgimento statorico della macchina secondo la relazione:

$$n = 60 \frac{f}{p}$$

1-31

dove **p** sono le coppie polari che costituiscono il motore, **n** il numero di giri al minuto del campo di statore e **f** la frequenza di alimentazione. Un primo metodo per la variazione di velocità consiste nell'utilizzare un motore asincrono a poli commutabili (sistema Dahlander) in cui, tramite contattori, vengono inseriti gli avvolgimenti, ad esempio a triangolo o a doppia stella (D-YY), a cui corrispondono due velocità diverse ma fisse (il rapporto è sempre 1:2). In altri termini non è possibile, con questo metodo, ottenere una variazione di velocità di tipo continuo; inoltre la potenza resa non è costante nelle due velocità.

Nel caso si abbia invece un motore asincrono a polarità fisse, la velocità della macchina dipende essenzialmente dalla frequenza della rete di alimentazione e l'unico modo per poterla variare è quello di disporre di un alimentatore a frequenza variabile. Tutto questo è stato consentito dallo sviluppo tecnologico che ha reso disponibili, ormai da parecchi anni, convertitori DC/AC di grande affidabilità e costo relativamente contenuto. Oltre a richiedere una frequenza variabile, il motore asincrono richiede anche una variazione proporzionale della tensione di alimentazione per permettere alla corrente magnetizzante e al flusso di rimanere costanti al variare della frequenza. Gli inverter sono costituiti da un ponte raddrizzatore per convertire la tensione alternata di rete in una tensione continua (conversione AC/DC) e da un ponte trifase a semiconduttori controllabili per la conversione inversa da DC a AC a frequenza e tensione variabili. Con l'impiego degli inverter si può realizzare una variazione continua della velocità a coppia costante, da pochi giri al secondo fino alla velocità nominale del motore; velocità che può essere anche superata se l'inverter mette a disposizione frequenze di uscita più elevate di 50 Hz (ovvero della frequenza nominale di funzionamento dei motori asincroni). Per evitare correnti armoniche l'inverter deve produrre una tensione

d'uscita essenzialmente sinusoidale, anche se i semiconduttori che lo costituiscono lavorano in regime di commutazione.

La struttura del controllo di velocità di un motore asincrono non si discosta da quella dei motori in corrente continua se non per il diverso tipo di convertitore adottato. Lo schema a blocchi generale di un controllo di velocità con singolo anello di retroazione di un motore asincrono trifase, è sostanzialmente il seguente:

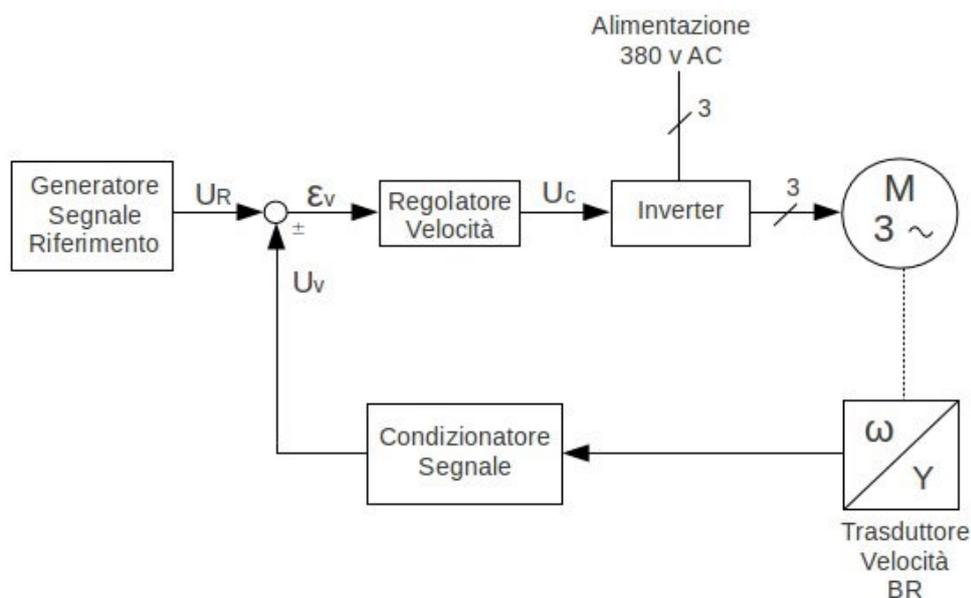


Figura 42: schema a blocchi generale di un controllo di velocità con singolo anello di retroazione di un motore asincrono trifase.

La retroazione della velocità viene effettuata mediante una **dinamo tachimetrica BR** (trasduttore di velocità) e relativo condizionatore di segnale, quando il controllo è di tipo analogico; oppure, per l'interfacciamento con controlli di tipo digitale, si ricorre ad un encoder incrementale il cui segnale d'uscita (digitale) viene elaborato direttamente. Se il circuito di controllo prevede anche l'anello di corrente il suo segnale viene prelevato direttamente sulla linea alternata di alimentazione mediante un trasformatore di corrente e portato al nodo di confronto interponendo un idoneo condizionatore di segnale. Il segnale di controllo U_c verrà inviato all'inverter, il cui circuito di controllo provvederà, regolando tensione e frequenza, alla correzione della velocità di rotazione del motore. I regolatori più usati in questo tipo di controllo sono di tipo P. e P.I.

Per quanto riguarda la scelta del convertitore di frequenza (inverter), noi sappiamo che gli azionamenti statici per la regolazione di velocità dei motori asincroni trifase provvedono, in primo luogo, a raddrizzare la tensione di rete, quindi a trasformarla di nuovo in alternata trifase a frequenza e ampiezza variabile, tramite un convertitore.

La prima operazione viene in genere attuata mediante un ponte raddrizzatore trifase a diodi o, in alcune tipologie, mediante SCR; mentre la **conversione DC/AC** può essere realizzata con diverse tecniche di cui le più utilizzate sono:

a controllo di corrente (corrente impressa);

a controllo di tensione (tensione impressa).

Negli inverter a corrente impressa la regolazione viene eseguita direttamente sulla corrente del motore, in funzione della coppia richiesta dal carico. Questa tecnica di regolazione comporta, alle basse velocità, un forte assorbimento di corrente, potenza reattiva e quindi un basso $\cos\phi$; non viene consentito, inoltre, il comando di più motori anche quando la potenza complessiva non supera quella di targa del convertitore. Di norma negli inverter, vengono utilizzati tiristori (SCR) a commutazione forzata con i relativi circuiti di spegnimento.

Gli inverter a tensione impressa utilizzano, in genere, come dispositivi di potenza, transistor bipolari o transistor ad effetto di campo (MOSFET), e va detto inoltre che questa è la tecnica più utilizzata. Nei controlli di velocità, il tipo di inverter più adatto è senz'altro quello a tensione impressa con tecnica di modulazione PWM, che consente di ottenere in uscita una tensione con andamento medio praticamente sinusoidale ed una forte riduzione delle armoniche superiori; inoltre vengono eliminati i circuiti di spegnimento usati invece con i tiristori. Lo schema tipico del circuito di potenza di un inverter a tensione impressa è il seguente:

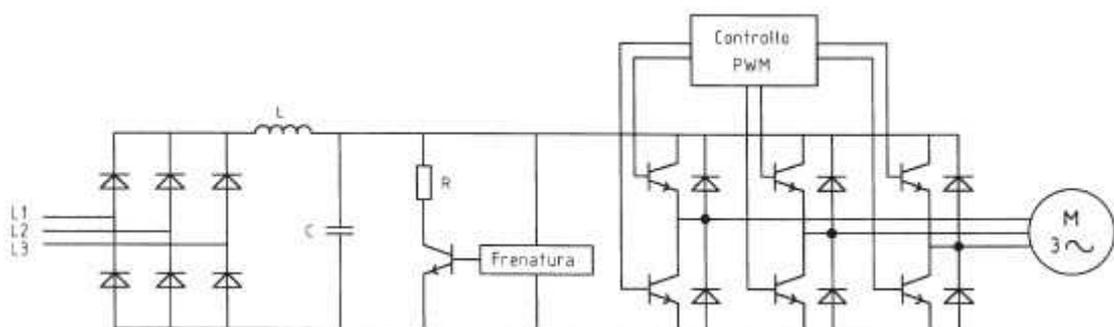


Figura 43: schema tipico del circuito di potenza di un inverter a tensione impressa.

L'alimentazione trifase è convertita in tensione continua da un ponte raddrizzatore a diodi e filtrata attraverso l'induttanza L e il condensatore C; la tensione continua viene poi inviata all'inverter vero e proprio, impiegante come dispositivi di commutazione, i transistor. La variazione tensione/frequenza viene realizzata pilotando questi dispositivi in tecnica PWM e il

circuito di pilotaggio viene gestito da un microprocessore. La **sezione frenatura** dello schema precedente, interviene durante la fase di frenatura del motore; in questa circostanza il motore si comporta infatti come un generatore e restituisce l'energia accumulata che verrà immagazzinata dal condensatore C. Questo comporta un aumento della tensione disponibile sul condensatore, poiché il ponte di diodi non consente di restituire l'energia alla linea di alimentazione. L'aumento della tensione porterebbe alla distruzione dei dispositivi da essa alimentati se non intervenisse un elemento in grado di scaricare il condensatore; questa funzione viene svolta dal transistor V che inserisce in circuito la resistenza R che svolge quindi il compito della frenatura dinamica del motore, la quale frenatura dinamica accelera il rallentamento dissipando in calore, sulla resistenza R, l'energia cinetica del motore.

La logica di controllo dell'inverter, in base al segnale di controllo, provvederà ad aumentare la tensione d'uscita in modo proporzionale alla frequenza fornita al motore; questa legge di controllo: è valida nel tratto compreso fra zero e la frequenza nominale. In questo tratto l'andamento della tensione al variare della frequenza, se si trascura la compensazione introdotta alle basse velocità, è praticamente una retta. Quando la frequenza raggiunge il valore nominale, anche la tensione deve raggiungere il valore nominale d'alimentazione del motore; in questo tratto della caratteristica il motore funzionerà a coppia massima disponibile costante. Raggiunto il valore nominale, la tensione, per problemi d'isolamento, non verrà più aumentata; la frequenza invece potrà continuare ad aumentare con conseguente diminuzione del flusso e quindi della coppia. In questo secondo tratto della caratteristica, il motore funzionerà quindi a potenza costante. Occorre evidenziare che alle basse velocità, il motore opera in pessime condizioni termiche, poiché l'effetto autoventilante viene a ridursi drasticamente; per contro, alle alte velocità (maggiore di quella nominale), la ventola richiede notevole potenza. La velocità massima di funzionamento del motore sarà limitata solo da ragioni meccaniche, quali cuscinetti e forze centrifughe del rotore.

1.7. I motori elettrici ad alta efficienza

Il consumo di energia dei motori elettrici nel settore industriale è circa il 74% di quello totale. Non a caso, quindi, l'adozione dei motori ad alta efficienza è una delle misure esplicitamente suggerite sia dai decreti del luglio 2004, sia dalla finanziaria 2007 per ottenere una detrazione di imposta.

I motori sono tra le macchine elettriche più affidabili, in quanto fanno il loro lavoro per molti anni con manutenzione assai ridotta e si adattano a prestazioni diverse a seconda delle

esigenze richieste. Nonostante ciò, non ci si preoccupa in genere di quanto consumino, ma solo del prezzo d'acquisto; considerando che il costo di un motore nella propria vita è mediamente dovuto per il 98,4% al consumo di energia elettrica e solo per l'1,6% alle spese per acquisto e manutenzione, risulta evidente quanto sia conveniente prendere in considerazione apparecchi ad alta efficienza. I motori ad alta efficienza di nuova generazione hanno generalmente un costo maggiore, circa il 15-25% in più, rispetto ad un motore standard, ma questa differenza può essere recuperato in breve tempo proprio grazie ai ridotti costi di esercizio (Cengel, 2000).

Alta Efficienza significa convertire la potenza elettrica in potenza meccanica con minor perdite possibili, e un motore elettrico ad alta efficienza è un motore studiato appositamente e che richiede materiali pregiati, quindi costa più di un motore standard, ma il costo maggiore si ripaga nel tempo, grazie al minor consumo di energia elettrica, sempre che il motore venga utilizzato secondo le caratteristiche nominali indicate nella targhetta. Inoltre richiedere un motore "ad alta efficienza" significa aderire alla filosofia dello sviluppo sostenibile, del basso impatto ambientale e della riduzione delle emissioni di gas a effetto serra, come indicato nella CE 2005/32.

Non tutti i motori potranno essere ad alta efficienza a causa delle loro caratteristiche (come ad esempio i motori con raffreddamento diverso da IC0Ax, IC1Ax, IC2Ax, IC3Ax e IC4Ax; i motori di grandezze ridotte; i motori per ambienti esplosivi; i motori per condizioni ambientali speciali; i motori alimentati da reti con alte variazioni di tensione e frequenza, ecc), in questi casi l'alta efficienza si può ottenere con un grande lavoro di ricerca e progettazione che fa però lievitare considerevolmente i costi del motore.

I motori ad alta efficienza sono motori elettrici che, grazie a specifici accorgimenti costruttivi, a parità di potenza offrono rendimenti superiori e più costanti, al variare del carico, rispetto a quelli di motori elettrici standard e quindi sono motori che hanno minori perdite rispetto a quelli tradizionali.

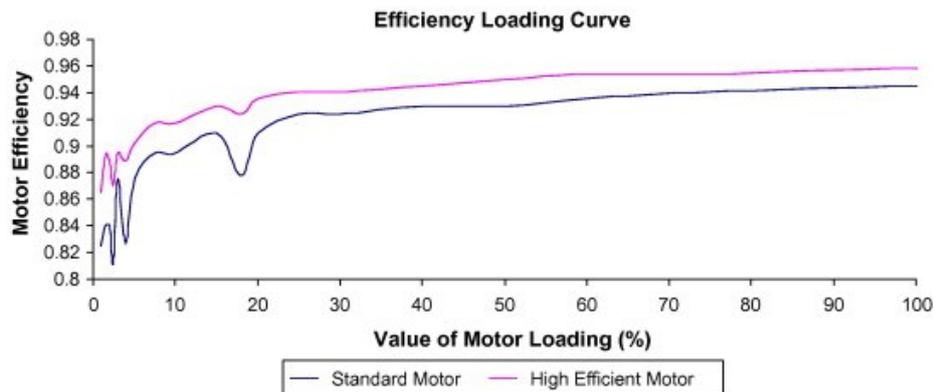


Figura 44: efficienza dei motori standard e di quelli ad alta efficienza.

Parte dei consumi attribuiti al funzionamento dei motori elettrici sono dovuti alla presenza di perdite di vario tipo.

Le perdite in un motore elettrico si dividono in 5 macro aree:

- *perdite meccaniche, per attrito (nei cuscinetti e alle spazzole) e per ventilazione (Pfriction);*
- *perdite nel ferro a vuoto (proporzionali al quadrato della tensione), costituite da perdite per isteresi (consistenti nell'energia dispersa nei cambi di direzione del flusso), e perdite per correnti parassite (causate dalle correnti circolanti entro il nucleo, indotte dai cambiamenti di flusso), (Piron);*
- *perdite per effetto Joule (proporzionali al quadrato della corrente) negli avvolgimenti di statore (Pwinding);*
- *perdite per effetto Joule (proporzionali al quadrato della corrente) negli avvolgimenti di rotore (Protor);*
- *perdite addizionali di carico (PLL); le perdite addizionali di carico sono dovute, per esempio ad imperfezioni nel flusso, imperfezioni meccaniche nel trasferimento e irregolarità nella densità del flusso del trasferimento*

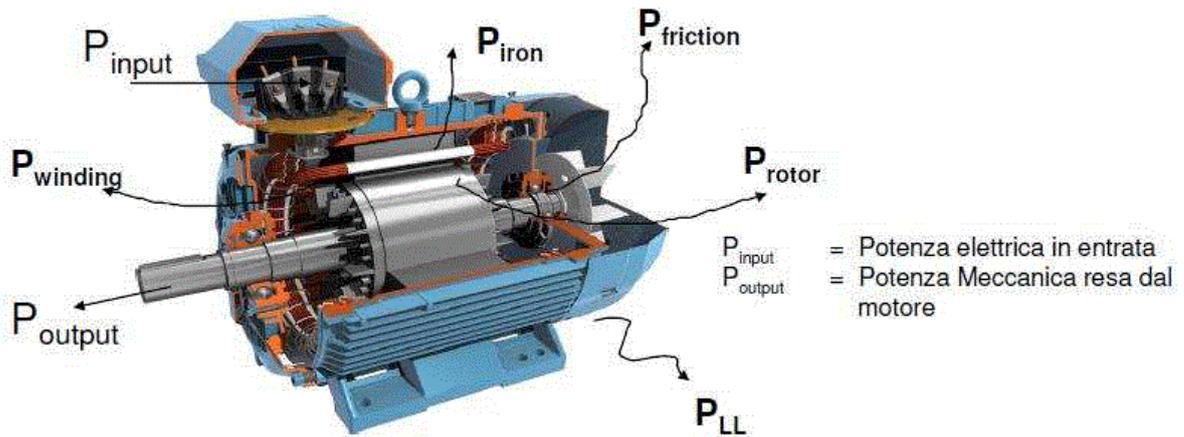


Figura 45: perdite in un motore.

Quindi per rendere un motore elettrico più efficiente, queste perdite appena descritte, sono state ridotte intervenendo sui materiali o modificando alcuni elementi costruttivi quali:

- nucleo, realizzato con lamierini a basse perdite che diminuiscono le perdite a vuoto;
- aumentando la sezione dei conduttori dello statore e del rotore, per ridurre le perdite per effetto Joule;
- Attuando un attenta scelta del numero e della geometria delle cave;

Tali accorgimenti comportano inoltre un minor sviluppo di calore nel motore e rendono pertanto possibile l'impiego di ventole di raffreddamento più piccole e quindi con minori perdite meccaniche e consumi elettrici inferiori. Si sono così ottenuti motori che a parità di potenza hanno un rendimento migliore di quello standard ed una curva del rendimento più piatta, tale cioè da garantire, anche in caso di spostamenti del carico, un rendimento sempre vicino a quello ottimale.

Alta efficienza non vuol dire solo risparmiare nei costi operativi e guadagnare in competitività, vuol dire anche:

- ✓ Maggiore durata del motore;
- ✓ Maggiore affidabilità;
- ✓ Minore manutenzione

Un alto valore di efficienza significa che il motore gira ad una temperatura inferiore allungando di conseguenza la durata dei cuscinetti e dell'avvolgimento. Una riduzione di 15K nella temperatura dei cuscinetti, raddoppia le ore di intervallo per l'ingrassaggio. Un effetto positivo si può notare quindi sul ciclo di vita del motore stesso: un aumento di efficienza del

3% in un motore con determinate caratteristiche, può portare una riduzione drastica delle perdite (intorno al 40%), un risparmio di euro annui spesi e quindi anche una riduzione di tonnellate di CO₂ emesse.

Altri interventi per realizzare una riduzione dei consumi elettrici, sono gli azionamenti a velocità variabile, consistenti (come detto in precedenza), in *inverter*, i quali modulano la frequenza di alimentazione del motore e quindi la sua velocità in funzione del carico; servono per modificare la velocità di un motore elettrico che di regola è invece fissa e dipende dal numero di poli del motore. Questi dispositivi possono quindi essere utilizzati vantaggiosamente per variare, ad esempio, la portata di una pompa o di un ventilatore, a differenza dei tradizionali sistemi di controllo (come le valvole di strozzamento, serrande, ecc); i regolatori di frequenza agiscono andando a variare, in funzione del bisogno, la velocità del motore e conseguentemente la potenza elettrica da esso assorbita, quindi piccole diminuzioni della velocità del motore comportano significative riduzioni della potenza assorbita e quindi anche del consumo energetico generato.

Un altro tipo di interventi per realizzare una riduzione dei consumi di elettricità legati al funzionamento dei motori elettrici riguardano i *dispositivi di trasmissione*, impiegati per trasmettere il moto dal motore elettrico alla macchina operatrice qualora non vi sia accoppiamento diretto tra i vari alberi; questa situazione è molto frequente in quanto l'accoppiamento diretto è spesso impedito da problematiche di posizionamento e dalla diversità di rotazione tra motore e macchina. I sistemi di trasmissione non sono in grado di trasmettere alla macchina operatrice tutta la potenza fornita dal motore e quindi la scelta dei sistemi a maggior rendimento, si traduce in un contenimento delle perdite e dei consumi di energia. Le cinghie trapezoidali sono uno dei sistemi di trasmissione più utilizzati in funzione della loro praticità e basso costo, ma il loro rendimento di trasmissione, inizialmente piuttosto elevato (attorno al 97%), decade piuttosto rapidamente con il funzionamento a causa dell'usura e della perdita di aderenza delle cinghie, rendendo necessari, pena grosse dispersioni di energia, frequenti interventi di manutenzione e regolazione. L'utilizzo di sistemi di distribuzione con rendimenti elevati e costanti nel tempo, ad esempio le cinghie dentate, (le quali, poiché non slittano, sono da accoppiare ad una frizione se si vuole che la macchina operatrice si blocchi in caso di ingresso di un corpo estraneo), consente di ovviare a tali problematiche e di ridurre i consumi di energia.

La manutenzione dei motori elettrici ad alta efficienza è comunque analoga a quella dei motori standard

2. Stato dell'arte

2.1. Il quadro normativo di riferimento

A tutti i prodotti connessi all'utilizzo energetico è possibile attribuire una aliquota significativa dei consumi di risorse naturali e di energia; il loro utilizzo e funzionamento può eventualmente generare forti impatti ambientali.

Con opportune politiche di miglioramento dell'efficienza è possibile, per la maggior parte dei prodotti disponibili sul mercato, conservare le prestazioni riducendo consumi ed impatti ambientali.

Nell'ambito del miglioramento dell'efficienza energetica una delle opzioni disponibili è l'uso più efficiente dell'elettricità; esso è considerato il contributo sostanziale alla riduzione delle emissioni di gas serra.

Nel caso delle pompe rotodinamiche si è appurato che per i paesi dell'Unione Europea il consumo annuo di elettricità era pari, nel 2005, a 109 TWh, che corrispondono a 50 Mt di emissioni di CO₂.

La domanda di elettricità è in rapida crescita ed in assenza di qualsiasi azione politica per contrastare questa tendenza essa è destinata a crescere ulteriormente entro i prossimi 20 o 30 anni; In assenza di misure di contenimento, si prevede che il consumo energetico aumenterà fino a raggiungere 136 TWh nel 2020.

Il risparmio energetico è diventato un obiettivo da perseguire in modo da aumentare la stabilità degli approvvigionamenti energetici e ridurre anche la dipendenza dalle importazioni.

Tutte queste considerazioni hanno spinto la Comunità Europea a legiferare in materia di progettazione ecocompatibile.

Sono state emanate una serie di direttive delle quali la 2009/125/CE è l'ultima in vigore. Sulla base di tale direttiva sono stati emanati dei regolamenti che disciplinano le singole categorie di prodotto come ad esempio il regolamento EC N°640/2009 in merito alle specifiche di progettazione ecocompatibile dei motori elettrici e il regolamento UE N°

547/2012 in merito alle specifiche per la progettazione ecocompatibile delle pompe rotodinamiche per acqua.

Attualmente troviamo inoltre in fase di studio e in via di approvazione la normativa europea EprEN 16480 in merito all'efficienza minima richiesta delle pompe rotodinamiche e la CEN/TC 197/2015 riguardante i requisiti generali e le procedure per la verifica e il calcolo dell'indice di efficienza energetica (EEI) dei medesimi strumenti.

2.1.1. Specifiche di progettazione per pompe rotodinamiche per acqua chiara

Con il regolamento UE N° 547/2012 la Commissione Europea individua le pompe rotodinamiche per acqua come facenti parte di sistemi con motori elettrici e quindi rientranti nella categoria dei cosiddetti Energy related Product (ErP), cioè quei beni di largo mercato che hanno un impatto sul consumo di energia durante la loro vita utile.

In quanto ErP le pompe rotodinamiche per acqua rientrano nell'obiettivo della direttiva 2009/125/EC e tramite il regolamento "Water Pumps" la Commissione Europea provvede a fissare i requisiti minimi relativi alla sola prestazione idraulica, mentre per quanto riguarda i motori elettrici i requisiti minimi sono stabiliti dalla direttiva 640/2009.

Tramite uno studio preliminare effettuato per analizzare gli aspetti tecnici, ambientali ed economici delle pompe rotodinamiche per acqua viene mostrato come questi macchinari siano presenti in grandi quantità sul mercato dell'Unione Europea ed il loro consumo di energia nella fase di utilizzo è l'aspetto più significativo rispetto a tutte le altre fasi del ciclo di vita.

Come già anticipato nel paragrafo precedente è stato valutato nel 2005 un consumo annuo di energia elettrica pari a 109 TWh, corrispondente a 50 Mt di emissioni di CO₂. In assenza di misure per limitare questa tendenza, si prevede che il consumo di energia salirà a 136 TWh nel 2020. Si è concluso che la fase di utilizzo può essere migliorata in modo significativo per ridurre il consumo di energia elettrica.

Tale consumo di energia dovrà essere determinato con metodi di misurazione affidabili, accurati e riproducibili, con riferimento, quando possibile, a standard tecnici adottati dal Consiglio Europeo.

Nell'ottobre del 2011 la Commissione Europea dà mandato agli organismi di normalizzazione di produrre un testo tecnico in materia di pompe, cioè il testo CEN/TC 197 N° 464 in materia di pompe.

Sulla base di tale testo tecnico è stato realizzato successivamente il regolamento UE N° 547/2012 "Water pumps" che:

- stabilisce i requisiti di progettazione ecocompatibile per la distribuzione sul mercato comunitario delle pompe rotodinamiche per acqua;

- definisce e classifica i tipi di pompe che rientrano come ErP nell'obiettivo della direttiva 2009/125/EC (artt. 1, 2);
- definisce un indice di rendimento minimo (Minimum Efficiency Index MEI) quale parametro adimensionale (compreso tra 0 e 1) che consente la valutazione di differenti tipologie e taglie di pompe confrontandole su una stessa base;
- stabilisce un calendario per la messa sul mercato delle pompe che rispettano particolari requisiti (art. 3); in particolare: dal 1° gennaio 2013, per le pompe si deve dichiarare un $MEI \geq 0,1$; dal 1° luglio 2014, per le pompe si deve dichiarare un $MEI \geq 0,4$; dal 1° gennaio 2013, le pompe devono essere corredate da una documentazione tecnica che riporti le caratteristiche prestazionali e le indicazioni per un utilizzo ecosostenibile;
- stabilisce procedure di verifica sui prodotti con lo scopo di una sorveglianza sul mercato (art. 5).

2.1.2. La Minima Efficienza Richiesta

Le pompe rotodinamiche per acqua prese in considerazione dal regolamento “Water pumps” sono solitamente prodotte in grande quantità e vendute dai costruttori in tipologie, serie e taglie differenti.

Ogni esemplare presenta uno scostamento casuale dalle dimensioni geometriche di progetto, dovuto a imprecisioni del processo produttivo, che provocano uno scostamento tra le curve caratteristiche di prestazione relative ad esemplari diversi appartenenti alla stessa taglia.

Ciascuna taglia di pompe sarà quindi descritta da curve caratteristiche medie con particolare riferimento al rendimento dal cui valore medio dipende il consumo complessivo di energia elettrica delle pompe installate nelle diverse applicazioni civili o industriali.

La qualità di una certa taglia di pompe può essere rappresentata tramite il loro rendimento rispetto al rendimento medio attraverso un determinato indice chiamato Minimum Efficiency Index (MEI).

La normativa quindi si propone di individuare una corrispondenza tra il rendimento medio (valore di rendimento di riferimento) di una taglia di pompe e un valore di Minimum Efficiency Index (MEI) atto a qualificare la taglia di pompe.

Definendo una soglia minima del MEI si stabilisce una procedura di qualifica che il costruttore può adoperare per classificare i propri prodotti rispetto al MEI e nel caso di minore efficienza degli stessi, riprogettarli in modo da garantire il rispetto degli standard di efficienza energetica.

Un'ulteriore procedura di verifica viene destinata ad una qualsiasi istituzione indipendente per accertare la conformità di un prodotto in sede di sorveglianza di mercato.

La qualifica di un prodotto in base al Minimum Efficiency Index (MEI) verrà effettuata sulla base di prove e valutazioni su un campione di pompe di una determinata taglia.

Dalle prove effettuate sui campioni di pompe deve essere possibile individuare, con probabilità sufficientemente alta, l'intervallo di confidenza all'interno del quale è compreso il vero valore di rendimento necessario per qualificare il prodotto. Inoltre se una taglia di pompe viene qualificata secondo il criterio indicato dalla normativa, in sede di verifica ogni altra prova condotta su una o più pompe della stessa taglia dovrà confermare il risultato della qualifica con una probabilità sufficientemente alta.

Al costruttore è generalmente lasciata la libertà di scelta sul criterio di verifica da adottare e nel caso in cui il costruttore scelga di utilizzare un metodo differente da quello indicato dalla normativa è tenuto a fornire una documentazione sulle prove effettuate contenente valutazioni e calcoli che sono stati condotti per giustificare il Minimum Efficiency Index (MEI) dichiarato.

Per un'istituzione indipendente la normativa specifica quale è il protocollo decisionale da adottare per poter verificare che la documentazione fornita dal costruttore sia conforme ai criteri indicati.

La documentazione può essere ritenuta conforme e quindi il Minimum Efficiency Index (MEI) viene confermato; in caso contrario o in caso di documentazione non fornita dal costruttore, vengono applicati i metodi di verifica indicati dalla normativa.

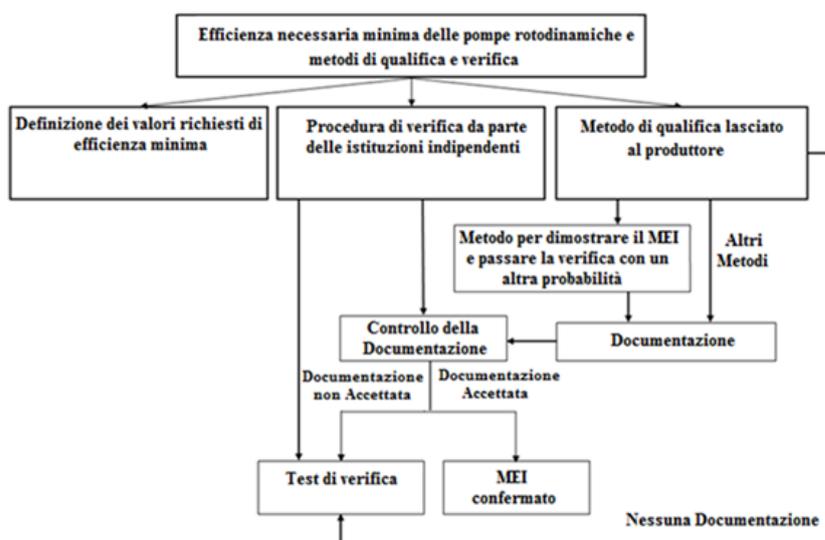


Figura 46: iter procedurale.

2.1.3. Il Concetto di Tetto di Rendimento

L'obiettivo del risparmio energetico viene perseguito attraverso la sostituzione di pompe meno efficienti con pompe qualificate nel rispetto dei criteri di minima efficienza richiesta. Gli aspetti importanti da considerare sono:

- il valore medio di rendimento massimo $(\eta_{BEP})_{mean}$ relativo alla taglia di pompe che deve soddisfare il criterio di minimo rendimento richiesto;
- Il rendimento massimo ma anche un intorno del rendimento massimo è vincolato al soddisfacimento di tale criterio.

Questo vincolo si rende necessario per due motivi. In primo luogo, una serie di pompe copre un certo intervallo di portata e prevalenza, suddiviso in un numero limitato di taglie. Questo comporta che non tutti i punti di funzionamento dell'impianto Q-H (punto di lavoro specificati dall'utente della pompa) andranno a coincidere con i punti a rendimento massimo e di conseguenza le pompe lavoreranno in punti di servizio che non sono quelli di massimo rendimento, ma che ricadono in un intorno dello stesso. In secondo luogo anche se il punto di miglior rendimento di una pompa è appropriato rispetto al punto di funzionamento dell'impianto quest'ultimo lavorerà in un intorno di quel punto per effetto di cambiamenti e variazioni della resistenza idraulica dell'impianto (ad esempio per una variazione della domanda di portata, per invecchiamento delle condotte, per il funzionamento variabile di pompe disposte in parallelo).

Quindi la qualifica di una taglia di pompe secondo il criterio del minimo rendimento richiesto è basato sul cosiddetto concetto di "tetto di rendimento" che si può formalizzare come segue:

- A. il valore medio di rendimento al Bep, $(\eta_{BEP})_{mean}$, deve risultare maggiore del valore del minimo rendimento richiesto al Bep $(\eta_{BEP})_{min,req}$:

$$(\eta_{BEP})_{mean} \geq (\eta_{BEP})_{min,req}$$

2-1

- B. il valore medio del rendimento in particolari punti di lavoro della pompa, *part load* (PL) e *over load* (OL), risulti maggiore del valore del minimo rendimento richiesto:

$$(\eta_{PL})_{mean} \geq (\eta_{PL})_{min,req}$$

2-2

$$(\eta_{OL})_{mean} \geq (\eta_{OL})_{min,req}$$

2-3

I punti di lavoro ritenuti rappresentativi per il rendimento al *part load* ed all'*over load* sono fissati dalla normativa a:

$$Q_{PL} = 0,75 \cdot Q_{BEP} \tag{2-4}$$

$$Q_{OL} = 1,10 \cdot Q_{BEP} \tag{2-5}$$

dove Q_{pl} , Q_{ol} e Q_{Bep} sono rispettivamente i valori di portata al part load, over load e al Bep.

Tutti i valori di rendimento sono intesi essere valori medi della taglia di pompe e sono relativi a pompe realizzate con girante a diametro intero e non ridotto.

Come risultato, per soddisfare il criterio di minimo rendimento richiesto, la curva media del rendimento delle pompe di una certa taglia deve essere più alta e ampia rispetto al tetto costituito dai valori:

$$(\eta_{PL})_{min,req}, (\eta_{BEP})_{min,req}, (\eta_{OL})_{min,req}$$

In Figura 47 si riporta la rappresentazione grafica dei due criteri mostrati su un diagramma η - Q .

Per qualificare una pompa, la curva media del rendimento non deve tagliare il tetto di rendimento.

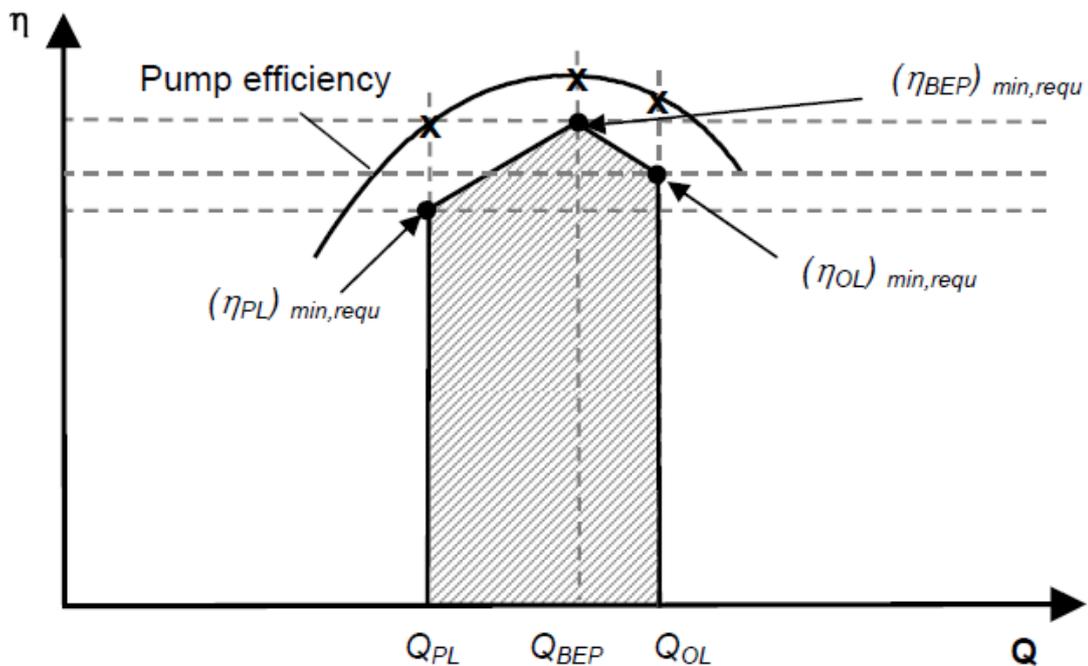


Figura 47: House of Efficiency.

I valori del minimo rendimento richiesto per una taglia di pompe che soddisfa i criteri A e B, sono basati sia su analisi scientifiche sui valori di rendimento raggiungibili per le pompe, sia su valutazioni statistiche di dati raccolti.

Con lo scopo di ottenere i valori minimi richiesti (rendimento medio di una taglia di pompe), i dati raccolti vengono ordinati in modo da restituire il rendimento al BEP in funzione della velocità specifica e della portata al BEP, individuando una corrispondenza del tipo:

$$\eta_{BEP} = f(n_s, Q_{BEP}) \quad 2-6$$

I dati così raccolti costituiscono una nube di punti nello spazio tridimensionale $(Q_{BEP}, n_s, \eta_{BEP})$.

Interpolando i punti con una approssimazione polinomiale del secondo ordine si ottiene una equazione matematica:

$$\eta_{BEP} = -11,48x^2 - 0,85y^2 - 0,38xy + 88,59x + 13,46y - C \quad 2-7$$

dove:

η_{BEP} è espresso in percentuale [%], $x = \ln(n_s)$ espresso in [min-1], $y = \ln(Q_{BEP})$ espresso in [m3/h], C è una costante espressa in [%] che dipende dal Minimum Efficiency Index (MEI) e rappresenta una superficie nello spazio tridimensionale $(Q_{BEP}, n_s, \eta_{BEP})$.

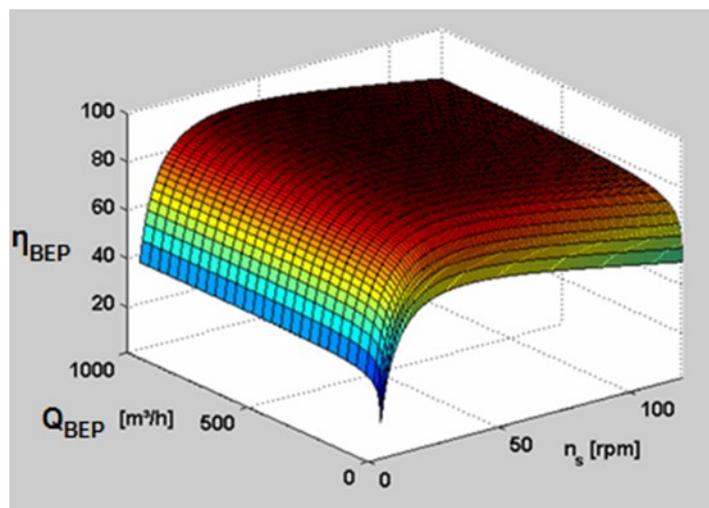


Figura 48: rappresentazione spaziale dell'equazione di η_{BEP} .

Il campo di validità matematico della 2-6 è:

$$6 \text{ min}^{-1} \leq n_s \leq 120 \text{ min}^{-1}$$
$$2 \text{ m}^3/\text{h} \leq Q_{BEP} \leq 1000 \text{ m}^3/\text{h}$$

Il campo di validità fisico è:

$$\eta_{BEP} \leq 88 \%$$

La limitazione del range fisico di validità ad un valore massimo di rendimento deriva dal fatto che le perdite idrauliche e meccaniche di pompe centrifughe progettate e prodotte per la vendita commerciale non possono essere ridotte oltre un certo limite.

Una ulteriore riduzione delle perdite avrebbe bisogno di provvedimenti speciali sia in fase di progettazione che di realizzazione che potrebbero comportare sforzi e costi economicamente non accettabili.

L'equazione 2-7 è valida per tutti i tipi di pompe che rientrano nell'obiettivo della normativa. Nel caso delle pompe multistadio (MS) è valida per un numero minimo di 3 stadi, nel caso di pompe sommergibili multistadio (MSS) è valida per un numero minimo di 9 stadi, generalmente l'equazione è valida per giranti delle pompe a diametro intero.

I valori del rendimento al *part load* ed all'*overload* sono definiti in relazione al rendimento al punto di migliore funzionamento (BEP) secondo i coefficienti definiti come segue per ogni tipo di pompa:

$$x_{PL} = \frac{\eta_{PL}}{\eta_{BEP}}; \quad x_{OL} = \frac{\eta_{OL}}{\eta_{BEP}}$$

2-8

Il valore medio di questi coefficienti è stato trovato con buona approssimazione per ogni tipo di pompa; essi valgono:

$$x_{PL} = 0,947; \quad x_{OL} = 0,985$$

2-9

In questo modo è possibile valutare il valore medio del rendimento minimo richiesto al part load ed all'overload;

$$(\eta_{PL})_{min,req} = 0,947 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req}$$

2-10

$$(\eta_{OL})_{min,req} = 0,985 \cdot (\eta_{BEP})_{min,req}$$

2-11

In ultima analisi a partire dal punto di migliore funzionamento definito dalla coppia (Q_{BEP}, η_{BEP}) e dalla velocità specifica n_s è possibile ricavare il rendimento medio di una taglia di pompe che definiscono il tetto di rendimento.

2.1.4. Minimum Efficiency Index (MEI)

Il legame presente tra il valore di rendimento di riferimento e il MEI dipende dalla costante C nella espressione di η_{BEP} , poiché al variare della costante la superficie rappresentata nello spazio $(Q_{BEP}, n_s, \eta_{BEP})$ è traslata in direzione verticale. I dati forniti dai costruttori europei costituiscono una nube di punti, scegliendo un valore di C , si identifica una certa superficie che suddivide la nube di punti in due zone:

- Quella superiore alla superficie che presenta valori di rendimento maggiori di quelli minimi richiesti dalla normativa e che quindi soddisfano i criteri A e B;
- Quella inferiore che invece identifica quella percentuale di pompe che non soddisfano i requisiti di normativa. Queste ultime verranno sostituite sul mercato da prodotti qualificati con lo scopo di produrre e commerciare prodotti ad alto rendimento.

Nella valutazione statistica, a ciascun valore di C viene associato un *Minimum Efficiency Index (MEI)* il cui valore moltiplicato per 100 indica la percentuale di pompe presenti sul mercato che sono al di sotto della superficie e che quindi non soddisfano requisiti di normativa.

Ad esempio una taglia di pompe è qualificata con $MEI = 0,7$ se presenta un rendimento tale che il 70% delle pompe presenti sul mercato, con stesse caratteristiche, hanno rendimenti più bassi.

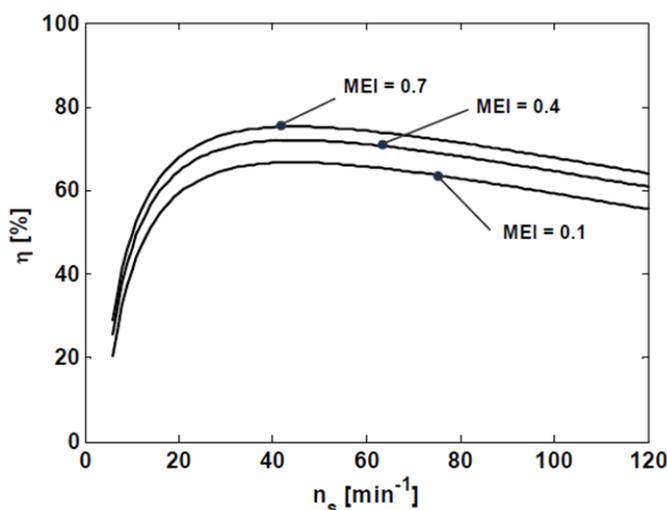


Figura 49

Si osserva come al variare del parametro C si ottengono curve a diversi valori di MEI.

Nella tabella seguente sono riportati i valori della costante C in funzione del tipo di pompa in obiettivo e del valore di Minimum Efficiency Index (MEI):

Tabella 1: valori della costante C per ciascuna tipologia di macchina.

C tipo di pompa, rpm \ Valore di C per MEI	MEI = 0,40	MEI = 0,50	MEI = 0,60
C (ESOB, 1 450)	128,07	126,97	126,1
C (ESOB, 2 900)	130,27	129,18	128,12
C (ESCC, 1 450)	128,46	127,38	126,57
C (ESCC, 2 900)	130,77	129,86	128,8
C (ESCCi, 1 450)	132,30	131	130,32
C (ESCCi, 2 900)	133,69	132,65	131,34
C (MS-V, 2 900)	133,95	133,43	131,87
C (MSS, 2 900)	128,79	127,27	123,84

In questo modo si fanno corrispondere ai valori di C e quindi di MEI, i valori di $\eta_{min,req}$; dal confronto della curva di prestazione della pompa con i valori di $\eta_{min,req}$ è possibile attribuire alla pompa il corrispondente valore di MEI.

Circa gli effetti sul risparmio energetico si può dire che il consumo annuale di energia degli utenti di pompe sarà più basso se verranno usate pompe con un più alto valore di MEI; l'energia totale consumata in Europa sarà ridotta imponendo per legislazione valori più alti di MEI. Inoltre un valore minimo di MEI può essere fissato per legge in modo da indirizzare il mercato verso prodotti a minore consumo.

2.1.5. Il quadro normativo futuro: la normativa CEN/TC197 2015

La normativa CEN/TC197 2015 rappresenta la prima parte di una serie di norme che racchiudono le metodologie per valutare le prestazioni di efficienza energetica dei gruppi pompa, comprendente la pompa e il motore con o senza convertitore di frequenza (inverter) in base a un valore numerico adimensionale chiamato indice di efficienza energetica (EEI).

Tale parametro permette il confronto delle diverse taglie e tipologie di pompa con un valore comune. L'influenza di caratteristiche fisiche come la dimensione, la velocità specifica, il funzionamento a carico parziale della pompa, il rapporto motore-efficienza caratteristica e il convertitore di frequenza vengono implementate in questa metrica.

Questa serie di norme fa riferimento a tutte quelle unità di pompaggio che possono essere messe sul mercato come prodotto unico o in parti separate che vengono successivamente assemblate e proprio per fronteggiare queste due possibilità è stato realizzato un modello semi-analitico al fine di ricavare l'indice di efficienza energetica (EEI) basato su dati nominali dei soli componenti.

Questo caso si verifica per esempio quando un assemblatore costruisce l'unità di pompaggio in loco e conseguentemente un test del prodotto non è possibile per questo assemblatore o quando un produttore cita un'unità di pompaggio che utilizza una combinazione di componenti non precedentemente costruito.

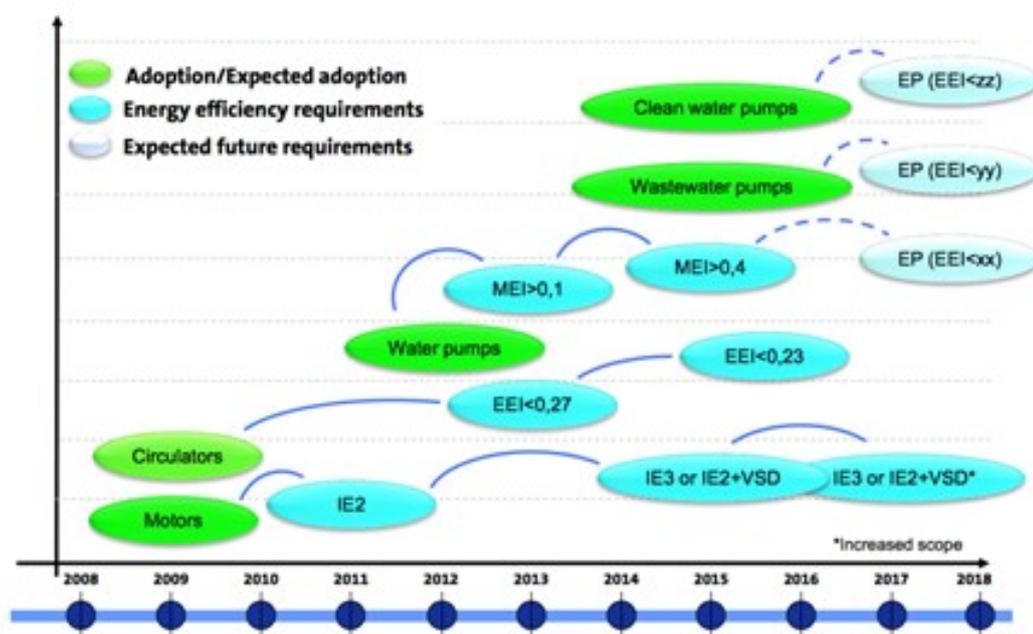


Figura 50: evoluzione della normativa nel tempo.

2.1.6. Energy Efficiency Index (EEI)

La norma del 2012 547/2012/CE stabilisce, a partire dal 2015, il limite inferiore del valore di MEI pari 0.4, tagliando in questo modo fuori dal mercato il 40% di macchine con rendimento più basso per ogni tipo di pompa. La conformità della macchina ai limiti stabiliti dalla norma può essere determinata dal produttore confrontando l'efficienza misurata con il diagramma dell'efficienza, la cui equazione varia col valore del MEI e con la tipologia di pompa. I valori di efficienza misurati al Bep, al 75% del Bep e al 110% del Bep, devono ricadere al di sopra del tetto del diagramma.

Questo tipo di approccio risulta però poco completo in quanto affinché un sistema lavori con efficienza massima non è sufficiente che la sola pompa abbia un alto rendimento, l'efficienza del sistema, infatti, non dipende solo dal design della pompa ma da una buona

progettazione dell'intera unità di pompaggio e dalle sue condizioni di esercizio. Anche la più efficiente delle pompe in un sistema mal progettato ed assemblato può risultare inefficiente.

Per tali ragioni si è pensato di ampliare tale approccio trasformandolo in un "Extended Product Approach", in grado di considerare sia l'efficienza che l'applicazione di un prodotto.

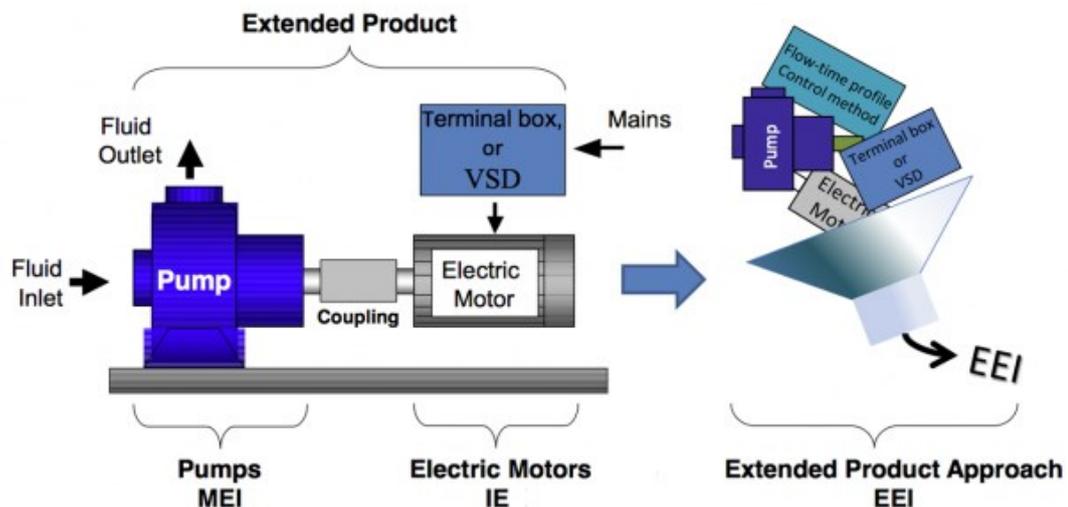


Figura 51: rappresentazione dell' Extended Product Approach.

Le unità di pompaggio o "Extended Products" sono formate da un sistema integrato pompa-motore, quest'ultimo è un motore elettrico con presenza o meno di un convertitore di frequenza (inverter).

Per valutare l'efficienza energetica di una unità di pompaggio e, contemporaneamente, la qualità dell'Extended Product Approach (EPA) viene introdotto un solo unico indice di efficienza complessiva, l'Efficiency Energy Index (EEI), in sostituzione del MEI, indicatore della sola parte idraulica e dell' EI, indicatore di classe per la parte elettrica.

L'indice di efficienza energetica è, come fino ad ora detto, un indice di efficienza dell'intera unità di pompaggio ed è calcolato sulla base di profili di carico. Ogni profilo è composto dalla distribuzione di frequenza della portata e dalla distribuzione di prevalenza richiesta.

Per un dato profilo di carico di riferimento si calcola la media ponderata della potenza elettrica come:

$$P_{1\ avg} = \sum_{i=1}^{i=N} \left[\left(\frac{\Delta t}{t_{tot}} \right)_i P_{1\ j} \right]$$

dove N è il numero totale di punti del profilo. La potenza elettrica P_1 viene misurata lungo i punti del profilo durante i test di conformità. L'indice viene dunque calcolato come:

$$EEI = \frac{P_{1,avg}}{P_{1,ref}}$$

2-13

La potenza di riferimento $P_{1,ref}$ è un valore che serve a rinviare l'effettiva potenza elettrica P_1 in ingresso alla pompa per ottenere un valore adimensionale dell'efficienza energetica.

La potenza di riferimento $P_{1,ref}$ è la potenza elettrica assorbita dall'unità di pompaggio di una pompa che:

- ha i dati nominali di velocità di rotazione $n_{N,PU}$, portata Q_{BEP} a $n = n_{N,PU}$ e la prevalenza H_{BEP} a $n = n_{N,PU}$ della taglia della pompa facente parte dell'unità di pompaggio (tipo serie di);
- ha un indice di efficienza minima (MEI) = 0,4;
- funziona con acqua fredda pulita nelle sue condizioni nominali di funzionamento ($n_{N,pu}$, Q_{BEP} , H_{BEP});
- è azionata da un (fittizio) motore trifase ad induzione che
 - è alimentato direttamente dalla rete elettrica con una frequenza di 50 Hz;
 - è a 2 poli per la velocità nominale della pompa $n_{N,PU} = 2900$ giri/min o a 4 poli per la velocità nominale della pompa $n_{N,PU} = 1450$ giri/min,
 - ha una potenza nominale in uscita pari esattamente alla potenza all'albero della pompa nelle condizioni nominali di funzionamento;
 - ricadente nella classe di efficienza IE 3 secondo IEC 60034-30-1.

Tabella 2: valori delle costanti nella equazione di $\eta_{ref,M}$ per l'efficienza del motore classe IE3.

coefficient	type of motor	
	2-pole	4-pole
A	0.3569	0.0773
B	- 3.3076	- 1.8951
C	11.6108	9.2984
D	82.2503	83.7025

La potenza $P_{1,ref}$ può essere calcolata dividendo la potenza elettrica $P_{2,ref}$ per il rendimento del motore $\eta_{ref,M}$.

$$P_{1,ref} = 100 \frac{P_{2,ref}}{\eta_{ref,M}}$$

2-14

La potenza trasferita dall'albero motore alla pompa $P_{2,ref}$ e l'efficienza del motore $\eta_{ref,M}$ si ottengono dalle seguenti equazioni:

$$P_{2,ref} = 100 \frac{P_{hyd,ref}}{\eta_{ref,PU}}$$

2-15

$$\eta_{ref,M} = a \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) \right]^3 + b \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) \right]^2 + c \log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) + d$$

2-16

Prendendo dalla documentazione tecnica fornita dal produttore della pompa i valori della velocità di rotazione nominale $n_{N,PU}$, della portata Q_{BEP} a $n = n_{N,PU}$ e della prevalenza H_{BEP} a $n = n_{N,PU}$ per una specifica taglia è possibile calcolare:

- la potenza idraulica riferimento $P_{hyd,ref}$
- la velocità specifica n_s della pompa

La potenza che la pompa cede all'acqua $P_{hyd,ref}$ la si può calcolare attraverso l'equazione:

$$P_{hyd,ref} = \frac{[\rho_w g \left(\frac{Q_{BEP}}{3600} \right) H_{BEP}]}{1000}$$

2-17

Secondo la normativa EN 16480, l'efficienza di riferimento della pompa $\eta_{ref,PU}$ è data dall'equazione:

$$\eta_{BEP} = -11,48[\ln(n_s)]^2 - 0,85[\ln(Q_{BEP})]^2 - 0,38\ln(n_s)\ln(Q_{BEP}) + 88,59\ln(n_s) + 13,46\ln(Q_{BEP}) - C$$

2-18

In quest'ultima equazione la costante C dipende dal tipo di pompa e dalla sua velocità di rotazione nominale $n_{N,PU}$. Come trascritto nella normativa EN 16480 i valori della costante C per un MEI = 0,4 sono riportati in funzione della velocità di rotazione e della tipologia di pompa.

Tabella 3: valori della costante C per un Minimum Efficiency Index = 0.4.

Tipologia Pompa	Velocità di rotazione nominale $n_{N,PU}$ [min ⁻¹]	C
ESOB	1450	128.07
ESOB	2900	130.27
ESCC	1450	128.46
ESCC	2900	130.77
ESCCi	1450	132.30
ESCCi	2900	133.69
MS	2900	133.95
MSS	2900	128.79

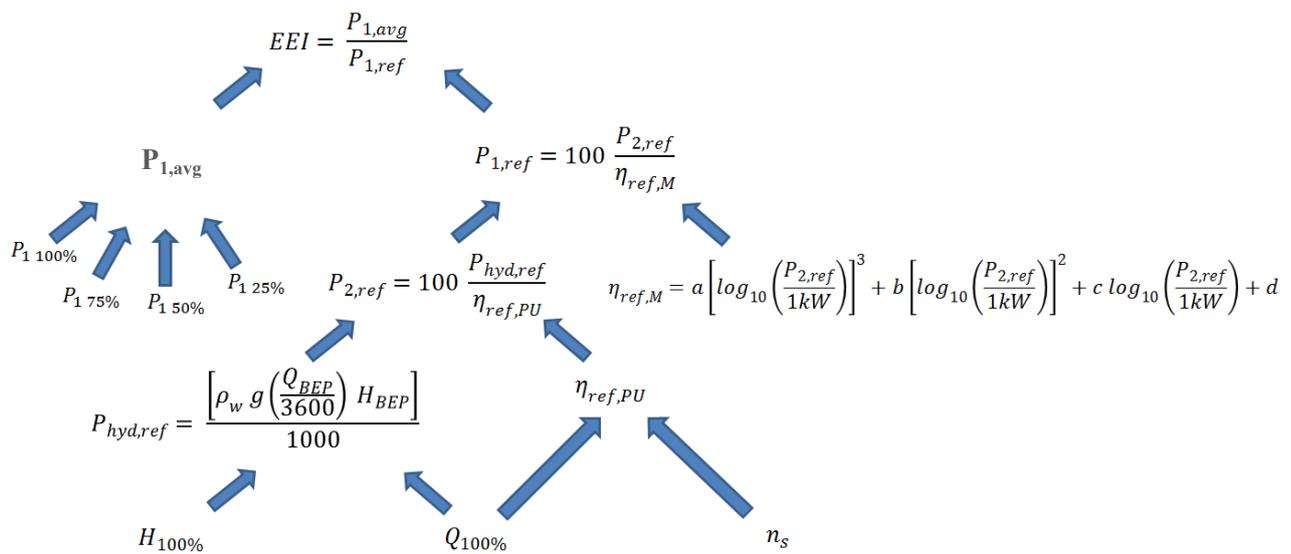


Figura 52: rappresentazione grafica del calcolo dell'EEI.

La normativa CEN / TC197 introduce per la determinazione dell'Indice di Efficienza Energetica di ogni unità di pompaggio, una serie di profili di carico, composti da una curva di frequenza delle portate e da una curva di controllo delle pressioni (Tabella 4).

Tabella 4: riferimento profili di flusso di carico e la curva di controllo della pressione di riferimento per le unità a pompa singola.

Modalità			Profilo flusso-tempo di riferimento	Curva di controllo della pressione
#	Domanda di applicazione	Operazione		
M1	constant flow	fixed speed	constant flow (Table 1)	Q/H curve of the pump unit
M2	variable flow	fixed speed	variable flow (Table 2)	Q/H curve of the pump unit
M3	constant flow	variable speed	constant flow (Table 1)	Q/H curve of the pump unit
M4	variable flow	variable speed	variable flow (Table 2)	equation 4.1
M5	constant flow, varying head	variable speed	variable flow (Table 2)	equation 4.1

Ogni unità di pompaggio andrà qualificata e successivamente messa in servizio in una o più delle modalità di funzionamento previste (da M1 a M5).

La *messa in servizio* di un'unità di pompaggio è consentita solo se l'EEI calcolato in base alla domanda di applicazione è minore di un valore di soglia.

I profili flusso-tempo di riferimento indicati nelle tabelle seguenti, devono essere utilizzati a seconda della modalità di funzionamento e del tipo di sistema idraulico. L'EEI indica il profilo flusso-tempo di riferimento che è stato utilizzato per la determinazione del suo valore nella forma di " $EEI [V] \leq 0.xx$ "Per il flusso variabile" e $EEI [C] \leq 0.xx$ "Per il flusso costante".

Tabella 5: profilo flusso-tempo di riferimento a portata costante.

Flow Q in % of $Q_{100\%}$	75	100	110
Time Δt in % of total operating time	25	50	25

Tabella 6: profilo flusso-tempo di riferimento a portata variabile.

Flow Q in % of $Q_{100\%}$	25	50	75	100
Time Δt in % of total operating time	44	35	15	6

Nel caso della modalità di funzionamento a portata variabile, la curva di controllo di riferimento è definita dall'equazione:

$$\frac{H}{H_{100\%}} = 100 \left[0,5 + 0,5 \left(\frac{Q}{Q_{100\%}} \right) \right] \quad [\%]$$

2-19

Dove i valori di $H/H_{100\%}$ ai corrispondenti valori di $Q/Q_{100\%}$ del profilo flusso-tempo di riferimento sono dati secondo l'equazione precedente.

Una coppia di valori di $Q/Q_{100\%}$ e $H/H_{100\%}$ permette di determinare un punto di carico idraulico.

Nel caso della modalità di funzionamento a portata costante, la curva di controllo della pressione di riferimento, definita dall'equazione precedente, è la curva della pompa applicata a definire $Q_{100\%}$, $H_{100\%}$.

Il valore di $Q_{100\%}$, che è la base per i valori effettivi della portata Q corrispondenti ai profili di carico di riferimento e, in caso di funzionamento a portata variabile, alla curva di controllo pressione di riferimento è definita come la portata $Q_{BEP,unit}$ che viene recapitato dalla pompa

- presso il punto di lavoro di massima efficienza $\eta_{unit} = \eta_{unit,max}$
- quando l'unità di pompaggio viene azionata alla frequenza dello statore del motore f_M che risulta uguale alla frequenza della rete f_{grid} (generalmente 50 Hz).

Il valore $H_{100\%}$ è definito pari alla prevalenza $H_{BEP,unit}$ quando:

- la portata $Q = Q_{100\%} = Q_{BEP,unit}$
- la pompa viene azionata alla frequenza dello statore del f_M che risulta uguale alla frequenza della rete f_{grid} (generalmente 50 Hz)

L'unità di efficienza η è data dall'equazione:

$$\eta_{unit} = \frac{(\rho_w g (\frac{Q}{3600}) H)}{P_1}$$

2-20

nell'equazione 2-20 ρ_w rappresenta la densità dell'acqua di prova e g è la costante gravitazionale ($9,81 \text{ m/s}^2$). Le unità da utilizzare sono $[\text{m}^3/\text{h}]$ per la portata Q , $[\text{m}]$ per la prevalenza H e $[\text{W}]$ per la potenza elettrica P_1 .

2.1.7. Qualifica delle unità di pompaggio rispetto al loro EEI

La qualifica di un'unità di pompaggio rispetto all'indice di efficienza energetica (EEI) è responsabilità della società che si assume l'onere di collocarlo sul mercato e / o metterlo in servizio.

Esistono due metodi di qualificazione per determinare l'EEI e generalmente la scelta del metodo da adoperare è lasciata alla società che ne è responsabile.

Entrambi i metodi comportano una elevata probabilità di un esito positivo della verifica:

- *Prove su gruppi di pompaggio completi* e valutazione dei risultati di prova per determinare il valore dell'EEI.
- *Applicazione di un modello semi-analitico del gruppo pompa completo* per la determinazione dell'EEI

Nel primo caso i test e le valutazioni devono essere effettuati prendendo un'unità di pompaggio in modo casuale all'interno di una popolazione e attraverso misurazioni e valutazioni si determina il valore medio di EEI, EEI_{mean} .

La serie di unità di pompaggio è quindi qualificata e conforme se il valore medio EEI_{mean} soddisfa la condizione:

$$EEI_{mean} \leq EEI_{allowable}$$

$EEI_{allowable}$ è il valore prescritto dalla normativa.

Nel secondo caso i calcoli effettuati nel modello semi-analitico forniscono un valore di EEI_{mean} che assumiamo come valore medio; Tale valore viene utilizzato per qualificare la serie di unità di pompaggio e la conformità è ottenuta se viene soddisfatta la medesima equazione:

$$EEI_{mean} \leq EEI_{allowable}$$

Per determinare l' EEI_{mean} tramite prove su unità di pompaggio esistono due possibili metodi entrambi raccomandati nel quadro della procedura di qualifica:

1. Viene effettuato un test su una singola unità di pompaggio estratta a caso da una popolazione e ne viene ricavato tramite misure e valutazioni un valore di EEI che

troviamo in un intervallo di tolleranza compreso tra $\pm t_{man,EEI}$ all'interno della banda di dispersione dell'unità di pompaggio. Se il valore di $\pm t_{man, EEI}$ è scelto in modo corretto tale da riflettere la larghezza effettiva della banda di dispersione causata da tolleranze di produzione, il vero valore medio $EEI_{mean,true}$ non sarà superiore a $(1 + t_{uomo, EEI}) \cdot EEI_{prova}$ con una probabilità del 97,5%.

2. Le prove vengono effettuate su un campione costituito da M unità di pompaggio estratte a caso. Sui risultati di questi test, viene applicata una teoria del campionamento. Sulla base dei risultati ottenuti su M unità di pompaggio testate vengono calcolati i valori medi, la deviazione standard e l'intervallo di confidenza effettivo del valore EEImean.

2.1.8. Il Modello Semi Analitico (SAM)

I modelli descrivono la relazione tra grandezze fisiche d'ingresso e grandezze d'uscita dei componenti e dell'unità di pompaggio completa attraverso equazioni matematiche.

Invece di determinare l'indice di efficienza energetica (EEI) attraverso dei test sulle unità di pompaggio, l'indice EEI può essere determinato attraverso calcoli matematici basati su un cosiddetto modello semi-analitico (Stoffel, 2014), cioè un modello approssimato basato su relazioni teoriche e semi empiriche che descrivono il comportamento dei gruppi di pompaggio. Tali relazioni hanno il vantaggio di necessitare di pochi dati per poter essere calibrate.

Il modello matematico dell'unità di pompaggio è composto da un modello matematico della pompa e da modelli matematici relativi ai componenti elettrici e tiene conto delle interazioni fisiche tra i vari componenti.

Il modello semi-analitico che è necessario per descrivere le prestazioni della pompa consiste di 3 funzioni matematiche:

$$\frac{H}{H_{BEP,N}} = f\left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}, \frac{n}{n_{N,PU}}\right)$$

2-21

$$\frac{T}{T_{BEP,N}} = f\left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}, \frac{n}{n_{N,PU}}\right)$$

2-22

$$\frac{P}{P_{BEP,N}} = f\left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}, \frac{n}{n_{N,PU}}\right)$$

2-23

dove $Q_{BEP,N}$, $H_{BEP,N}$, $T_{BEP,N}$ e $P_{BEP,N}$ sono la portata, la prevalenza, la coppia e la potenza rispettivamente al punto di massima efficienza (BEP) della pompa alla velocità di rotazione nominale $n_{N,PU}$.

In tale modello le equazioni caratteristiche adimensionali $H/H_{BEP} = f(Q/Q_{BEP})$, $P/P_{BEP} = f(Q/Q_{BEP})$ e $T/T_{BEP} = f(Q/Q_{BEP})$ a $n = n_{N,PU}$ vengono approssimate a un polinomio di terzo grado:

$$\frac{H}{H_{BEP}} = a_H \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^3 + b_H \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2 + c_H \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right) + d_H$$

2-24

$$\frac{P}{P_{BEP}} = a_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^3 + b_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2 + c_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right) + d_P$$

2-25

$$\frac{T}{T_{BEP}} = a_T \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^3 + b_T \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2 + c_T \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right) + d_T$$

2-26

I coefficienti polinomiali a_H , b_H , c_H , d_H , a_P , b_P , c_P , d_P , devono essere determinati matematicamente attraverso regressioni polinomiali di k punti sperimentali, purché:

- Il numero di punti di supporto operativi dovrebbe almeno essere $k = 5$,
- I punti operativi di supporto devono coprire almeno il campo di portata relativa $0,1 \leq Q/Q_{BEP} \leq 1,1$

Da normativa l'intervallo di variazione di velocità di rotazione della girante è $0,7 \leq n/n_{N,PU} < 1,05$.

All'interno di questo range di velocità di rotazione relativa $n/n_{N,PU}$, le corrispettive caratteristiche possono essere scritte per velocità di rotazione variabile $n/n_{N,PU}$ sulla base delle leggi di similitudine idrodinamica :

$$\frac{H}{H_{BEP,N}} = a_H \frac{\left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^3}{\left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)} + b_H \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^2 + c_H \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right) \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right) + d_H \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)^2$$

2-27

$$\frac{T}{T_{BEP,N}} = k_{corr} \left[a_P \frac{\left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^3}{\left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)} + b_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^2 + c_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right) \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right) + d_P \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)^2 \right]$$

2-28

$$\frac{P}{P_{BEP,N}} = k_{corr} \left[a_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^3 + b_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right)^2 \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right) + c_P \left(\frac{Q}{Q_{BEP,N}}\right) \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)^2 + d_P \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)^3 \right]$$

2-29

A seconda del diametro della girante D_{imp} e della velocità di rotazione n , può risultare necessaria una correzione da applicare alla coppia dell'albero $T/T_{BEP,N}$ e alla potenza relativa all'albero $P/P_{BEP,N}$ a $n/n_{n,PU} < 1$.

Tale correzione viene effettuata attraverso l'inserimento di un fattore di correzione k_{corr} e tiene conto di piccole deviazioni di similitudine idrodinamica quando la velocità di rotazione è ridotta dal valore nominale.

Il fattore di correzione k_{corr} può essere così applicato:

$$D_{imp}^2 \frac{n}{60} \geq 1 \Rightarrow k_{corr} = 1$$

2-30

$$D_{imp}^2 \frac{n}{60} < 1 \Rightarrow k_{corr} = \left(\frac{n}{n_{N,PU}}\right)^{-0,15}$$

2-31

2.1.9. La Struttura del Modello

La potenza elettrica P_1 fornita dalla rete al motore viene trasformata dal motore elettrico avendo in uscita P_2 . La potenza P_2 in uscita del motore viene trasmessa tramite una coppia meccanica ed in ingresso alla pompa avremo P . La potenza P attraverso la pompa viene trasformata in potenza idraulica P_{hyd} . La potenza idraulica P_{hyd} viene trasmesso al fluido nel circuito idraulico.

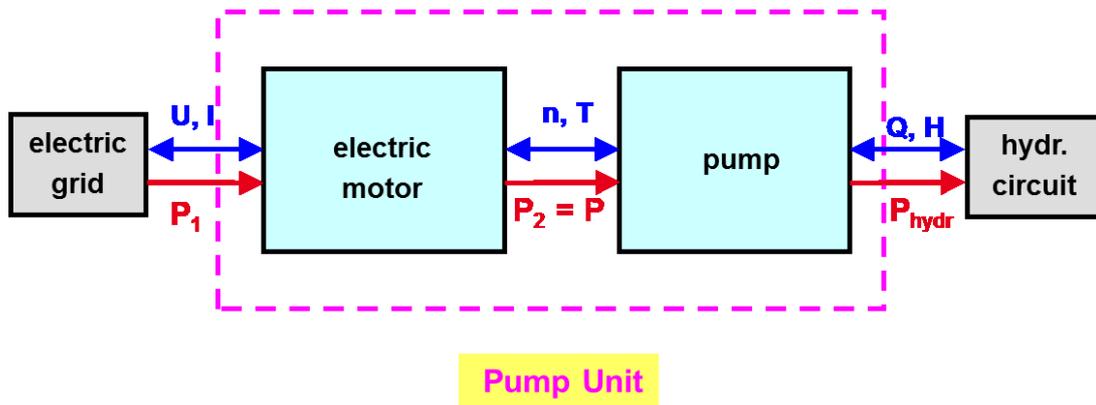


Figura 53: struttura del modello.

Le frecce rivolte verso destra rappresentano la trasmissione di potenza, mentre le frecce bidirezionali rappresentano le interazioni fisiche con le corrispondenti grandezze fisiche.

La rete ed il motore elettrico interagiscono tramite grandezze come la tensione elettrica V e la corrente I . L'interazione interna tra i componenti motore elettrico e pompa avviene tramite le grandezze meccaniche come velocità di rotazione n e coppia T . La pompa interagisce con il circuito idraulico attraverso grandezze come portata Q e prevalenza H .

La richiesta di portata Q e il valore di prevalenza H determinano la potenza assorbita dalla pompa meccanica corrispondente P che comprende oltre alla potenza idraulica P_{hyd} le perdite di potenza interne della pompa $P_{L,PU}$. La potenza elettrica assorbita P_1 copre la potenza all'albero $P_2 = P$ e inoltre le perdite di potenza interne del motore elettrico $P_{L,M}$.

2.2. Letteratura tecnica

Diversi studi condotti in materia di risparmio energetico (Sarac et al., 1993; Calli et al., 1995; Kaya et al., 2002, 2008; Yigit et al., 1995, 2001) hanno mostrato come uno dei settori ad alto potenziale di risparmio energetico sia proprio quello dei sistemi di pompaggio.

Uno studio condotto dal Dena (Deutsche Energie Agentur Gmbh) ha rilevato che nel 2000 le industrie della Comunità Europea hanno consumato in totale 951 TWh di energia paria a 10^9 W, di cui circa il 60% è stato consumato da macchine azionate da motori elettrici, molte delle quali erano pompe. E' stato inoltre calcolato che, nel 2008, l'energia consumata dal totale delle pompe all'interno della Comunità europea era pari a 46 TWh; sempre nello stesso anno è stato calcolato che la più grande centrale elettrica dei Paesi Bassi, operativa 365 giorni l'anno e per 24 ore al giorno, aveva una produzione elettrica non superiore ai 21 TWh; pertanto ciò significa che sarebbero servite due centrali di grandi dimensioni permanentemente in funzione per generare tutta l'energia dissipata dalle pompe in Europa (Vogeleang, 2008a).

Tra le diverse tipologie di pompe quelle centrifughe costituiscono l'80% del totale ed è noto che la maggior parte di esse ha un eccesso di capacità pari a circa il 20-30%. Tutto ciò dimostra che esiste un enorme potenziale di risparmio, e mostra come si potrebbe subito ridurre il numero di centrali elettriche se si riuscisse a progettare macchine più efficienti.

La letteratura ingegneristica di settore fornisce diversi studi riguardanti l'indagine circa l'efficienza energetica, in particolar modo, in relazione alla tecnologia delle pompe centrifughe.

Tali ricerche seguono diversi filoni di analisi:

alcuni studi sono rivolti alla gestione ottimale delle stazioni di pompaggio; Moreno et al. (2007) hanno studiato i possibili miglioramenti da apportare alle stazioni di pompaggio sulla base di sperimentazioni eseguite sul campo. Questi ultimi, per esempio, introducono un modello per poter determinare la giusta sequenza di attivazione della pompa tale da minimizzare il costo energetico; la sequenza ottimale di attivazione è quella che meglio si adegua alla distribuzione di carico stimata; in questo studio è stato mostrato come, modificando la regolazione delle stazioni di pompaggio, si possa ottenere un risparmio energetico pari a circa il 16%.

Una ricerca simile è stata condotta nel 2007 (Wu, 2007) nella quale viene proposto "l'optimal pump scheduling approach", basato su un Algoritmo Genetico efficiente sviluppato per ridurre al minimo il costo energetico di pompaggio; l'approccio prevede una simulazione del sistema idraulico e la ricerca iterativa del funzionamento ottimale della macchina; utilizzando un modello di ottimizzazione si è in grado di valutare migliaia di possibili soluzioni alternative e consentire, così, una soluzione qualitativamente migliore della configurazione iniziale.

Diversi autori si soffermano sulle caratteristiche fisiche e tecnologiche dell'impianto, mostrando che, in determinati casi, il maggior risparmio energetico può essere ottenuto migliorando la configurazione tecnica dell'impianto:

Per quanto concerne gli impianti di pompaggio Hodgson & Walters (2001) introducono un nuovo concetto di design incentrato su la condizione operativa da loro definita "punto di funzionamento ottimale". La metodologia di progettazione proposta utilizza i dati di costo per identificare il compromesso ottimale tra tubazioni, pompa e costi energetici, mediante algoritmi di ottimizzazione.

Vogeleang (2008a) nel primo dei suoi diversi articoli in merito all'efficienza energetica nei sistemi di pompaggio, individua alcune specifiche per la progettazione mirate ad ottenere un prodotto più efficiente dal punto di vista energetico. L'autore indica come possano ottenersi i primi risparmi energetici esaminando le circostanze in cui il sistema opera in condizioni standard, al fine di eseguire una progettazione ottimale. Nell'articolo si consiglia, qualora si intendesse ridurre il carico energetico, di mantenere il valore della portata il più basso possibile, come anche la differenza di pressione tra aspirazione e mandata, mentre bisogna cercare di avere un rendimento di motore, pompa e trasmissione più alto possibile. Inoltre si pone l'attenzione su come possa influire, sul risparmio energetico, il posizionamento della condotta di mandata nonché il suo sbocco nel serbatoio di valle. A seconda di tale posizionamento dello sbocco, infatti, dipende il valore della prevalenza geodetica che, se inutilmente più alta del dovuto, definisce una riducibile prevalenza manometrica.

Per garantire che un sistema funzioni in modo efficiente dal punto di vista energetico, sia con il carico di design che a carico parziale, è necessario esaminare diverse problematiche.

Vogeleang (2008d) analizza i fattori da considerare nella scelta di una pompa ai fini di ottimizzare i consumi energetici del sistema: per ottenere un impianto ad alta efficienza energetica è importante, nella scelta della pompa, considerare tutte le diverse situazioni di funzionamento che potrebbero insorgere; le prestazioni dovranno essere alte non solo in condizioni di design, ma rimanere tali anche in situazioni che si discostano da tali condizioni; è buona norma scegliere una pompa che abbia una curva caratteristica piuttosto piatta, in modo da garantire un processo più stabile, una maggiore elasticità operativa ed una vita utile della macchina più lunga, riducendo conseguentemente i costi energetici e di manutenzione. Risulta chiaro che una scelta sbagliata al momento della selezione della pompa comporta un ingente incremento dei costi di gestione dell'impianto durante la vita utile del sistema (Vogeleang, 2008c).

Altri studi analizzano l'ipotesi di utilizzare macchine a velocità variabile. In particolare Burt et al. (2008), per la determinazione dell'efficienza di motori sottoposti a differenti condizioni operative di velocità e carico, hanno posto in evidenza come l'introduzione di variatori di frequenza sia in grado di apportare un significativo miglioramento del fattore di potenza. L'efficienza di tale strumento è fortemente influenzata dalla tipologia di motore che esso controlla, definendo sensibili variazioni di efficienza al variare del carico agente.

Per quanto concerne le reti di distribuzione idrica Marchi et al. (2015) valutano il risparmio energetico in reti di distribuzione idrica ottenibile mediante l'introduzione di pompe a velocità variabile, essendo esse in grado di modulare la portata sollevata in funzione dell'ampia variabilità delle condizioni operative; da tali premesse è chiaro come sistemi caratterizzati da una forte prevalenza geodetica siano penalizzati da una limitata gamma di velocità e dalla sostanziale diminuzione dei rendimenti; inoltre lo studio riconosce che, sebbene siano di uso più comune i motori asincroni, una particolare tipologia di motori, definiti "brushless permanent magnet", offrano efficienze maggiori e fattori di potenza elevati, in particolar modo per ridotti valori di velocità e di carico.

In diversi studi viene discusso il metodo da utilizzare per controllare la portata gestibile dalla pompa in rete, raffrontando le caratteristiche delle diverse alternative.

La capacità di una pompa viene spesso controllata mediante valvole di strozzamento o mediante variatori di velocità. Le valvole di regolazione, tra cui quelle a farfalla, sono inserite nella condotta di mandata e presentano il vantaggio di non necessitare di ulteriori componenti, essendo esse regolabili in funzione delle condizioni di carico differenti da quelle di progetto; di contro esse determinano un'elevata dissipazione energetica.

Nei casi particolari di circuiti chiusi, quali impianti di condizionamento, calcoli effettuati su di essi, con presenza di valvole di controllo, hanno dimostrato come il 30% del consumo totale di energia si perda proprio in corrispondenza di tali valvole di controllo (Vogel, 2009a).

Mediante invece l'utilizzo di variatori di velocità, è possibile eseguire la regolazione della velocità angolare della pompa, definendo un sostanziale risparmio energetico, stimato tra il 12% e il 30% (Ma et al., 2009). Tale studio sviluppa una strategia di controllo ottimale, considerando sia la regolazione della velocità che la sequenza di controllo delle diverse pompe a velocità variabile. Nella ricerca vengono applicate quattro differenti strategie, in un ambiente virtuale che simula e raffronta i complessi sistemi di condizionamento di un super grattacielo; la sequenza individuata quale migliore definisce il numero ottimale di pompe attive, il controllo della velocità, tenendo conto, nel contempo, dei consumi energetici e dei costi di manutenzione associati. Il solo svantaggio di tale genere di controllo della velocità è rappresentato dall'investimento iniziale dell'acquisto del variatore.

Oltre ai casi di circuiti chiusi le pompe a velocità variabile possono essere utilizzate anche a servizio di una rete idrica. Un recente studio (Yan et al., 2013) ha dimostrato che l'applicazione di più pompe a velocità variabile distribuite direttamente in rete rappresenta una miglior tecnologia rispetto al sistema di controllo centralizzato, con un maggior

potenziale di risparmio energetico. Gli autori, per studiare il caso, hanno sviluppato un modello di simulazione delle prestazioni idrauliche di un sistema, basandosi sulle leggi di Kirchoff. Tale modello è stato applicato ad una rete esistente in Cina; i risultati mostrano che il sistema a velocità variabile ha prestazioni migliori rispetto a quello centralizzato, con un risparmio energetico tra il 30% ed il 70%; questo perché, rispetto al sistema centralizzato, le capacità delle pompe installate nel sistema a velocità variabile possono essere minori (quando la velocità di rotazione di tutte le pompe viene simultaneamente ridotta della stessa percentuale per ogni macchina, anche prevalenza e portata si riducono simultaneamente e dello stesso grado in tutto il circuito) e, soprattutto con un flusso basso, si ottiene un sostanziale risparmio energetico.

La letteratura tecnica mostra come il controllo della pressione nelle pompe centrifughe può aumentare significativamente l'efficienza dei sistemi acquedottistici, in termini di consumo energetico e di perdite idriche (De Paola et al. 2012). Infatti la riduzione delle pressioni in rete, oltre a ridurre direttamente la prevalenza della pompa, per effetto delle minori perdite idrauliche, riduce anche la portata da sollevare.

Il controllo delle pressioni può avvenire in due modi, mediante controllo proporzionale delle pressioni, oppure mediante controllo della pressione costante. Nel primo caso la pressione può essere modulata in modo continuo, proporzionalmente alla corrente elettrica fornita, mediante una valvola proporzionale di controllo della pressione; nel secondo caso il sistema mantiene la pressione costante entro la gamma di prestazioni massime della pompa, anche in caso di consumo idrico variabile.

Pilscikovs & Dzelzitis (2013) hanno sviluppato una teoria per la valutazione del potenziale di miglioramento dell'efficienza energetica, correlata al suddetto controllo proporzionale, valutando il potenziale risparmio energetico e la potenziale riduzione delle perdite. Il metodo è stato testato sperimentalmente in Lettonia, svolgendo analisi energetiche su otto pompe, basandosi su un profilo di carico specifico ottenuto dall'interazione di consumi energetici, perdite idriche ed inclinazione della curva del controllo delle pressioni (supposta di tipo lineare); dai risultati della ricerca è emerso come, utilizzando un controllo di tipo proporzionale, sia possibile risparmiare circa il 12,2% di energia elettrica consumata annualmente in Lettonia, con una riduzione delle perdite idriche annue di circa il 3,7%. A tale modello è associato un errore di stima dello 0,4%.

Dall'analisi dei diversi studi presenti in letteratura sull'argomento si è evinto come, in ogni caso, quantificare l'efficienza energetica delle unità di pompaggio nell'ambito del

sistema idrico non sia un'impresa semplice. Tali unità di pompaggio sono, per lo più, rappresentate da pompe centrifughe azionate da motori con o senza variatori di velocità. Per valutare l'efficienza energetica complessiva, è necessario individuare alcuni indici prestazionali, allo stato attuale non discussi in letteratura in maniera esaustiva.

Proprio nel tentativo di risolvere questo problema di quantificazione e valutazione dell'efficienza energetica per le unità di pompaggio, nell'ottica di "approccio esteso", la normativa ha proposto l'Indice di Efficienza Energetica (EEI). Tale indice risulta essere misura dell'efficienza energetica e rappresenta contemporaneamente la qualità del "prodotto esteso" ed i caratteri del profilo di carico standardizzato nonché della curva di controllo delle pressioni.

Tale indice è stato introdotto da Lang et al. (2013) e può essere ricavato mediante due metodologie generali, di cui una sperimentale e l'altra semi-analitica, valide indipendentemente dal profilo di carico standardizzato ed indipendentemente dalle curve di controllo della pressione. Oltre alla determinazione sperimentale, risulta necessaria una metodologia alternativa per facilitare la determinazione dell'indice per quelle unità di pompaggio costituite da componenti fornite da diversi produttori, al fine di ridurre la necessità di indagini sperimentali, volte a valutare tale indice; il metodo alternativo proposto dagli autori modella il comportamento delle diverse componenti dell'unità di pompaggio basandosi su modelli semi-analitici (in quanto necessitano di un certo database per calibrare le equazioni); l'output del modello è il valore della potenza elettrica P_1 reale per ogni punto di funzionamento del profilo di carico; il modello semi-analitico del gruppo è costituito da un modello della pompa Semi-Analytical Model (SAM), che si basa su conoscenze fisiche (Leggi di Affinità), ed una procedura di interpolazione empirica per le perdite del motore o sistema di trasmissione di potenza Power Drive System (PDS); il modello permette la previsione delle prestazioni di entrambe le componenti nei punti di funzionamento del profilo di carico, solo sulla base di tre punti di supporto (i punti di funzionamento indicati nell'ambito del MEI: 75% del Bep, 110% del Bep e punto di Bep) che formano gli angoli di un triangolo contenente le tipiche condizioni operative delle pompe centrifughe, come mostrato in figura dove n è la velocità di rotazione, $n_{100\%}$ è la velocità nominale, T il momento torcente e $T_{100\%}$ il momento nominale.

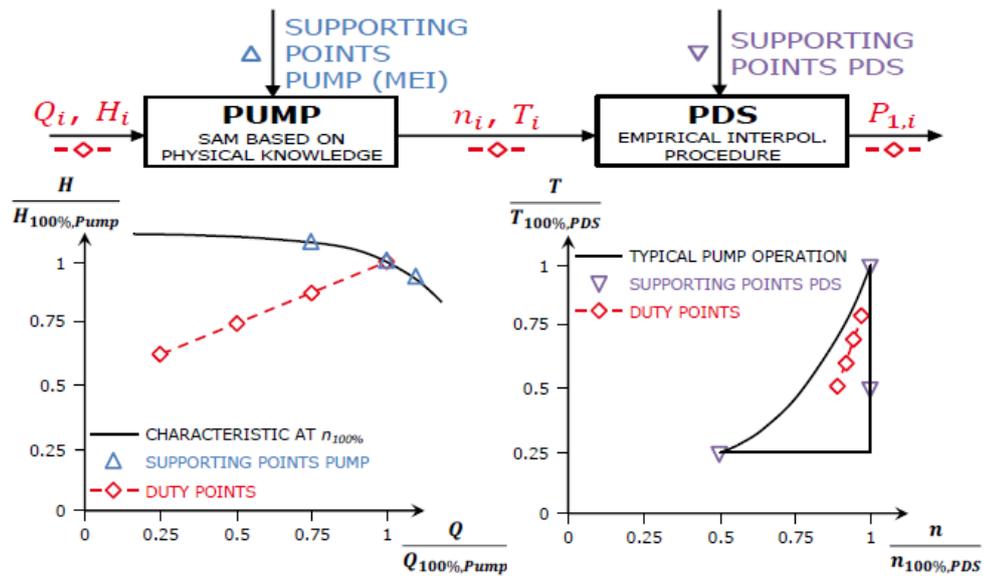


Figura 54: struttura e punti di funzionamento della metodologia semi-analitica.

Il SAM e la PDS si comportano come black-box; il SAM calcola i valori di n e T per la pompa, che rappresentano i dati di input per il PDS, dopo essere stati convertiti in funzione dei valori nominali del PDS; i risultati del SAM e dell'interpolazione della PDS sono combinati per determinare la potenza elettrica corrispondente a ciascun punto del profilo di carico; infine è possibile ricavare la potenza elettrica con la quale si calcola l'EEI tramite la 2-13, come definito dalla normativa.

La metodologia è stata applicata ad un gruppo fittizio dotato di pompa multistadio verticale a tre stadi e motore asincrono a due poli con $n_{100\%}$ pari a 2900 rpm. La velocità nominale del PDS è quella corrispondente alla potenza meccanica nominale.

Cabrera et al. (2015), al fine di fornire un'efficienza globale di sistema per i sistemi di distribuzione idrica, propongono tre differenti indicatori di efficienza. I primi due sono formulati sulla base di un bilancio energetico tra l'energia richiesta dalle utenze, la quantità minima di energia che deve essere fornita al sistema, e l'effettiva energia consumata. Come risultato si ottengono due efficienze, una ideale prendendo come riferimento un sistema ideale, l'altra reale prendendo come sistema di riferimento uno reale in cui sono previste perdite di energia dovute al sistema. Il terzo indicatore si calcola sulla base delle perdite di energia, e serve proprio ad individuare le eventuali inefficienze del sistema. Rapportando l'indicatore di efficienza reale con quello di efficienza ideale si ottiene il divario tra i due sistemi, che potrebbe essere ridotto mediante un incremento di efficienza del sistema reale. Questa prima fase di diagnosi in cui si individuano i gap prestazionali del sistema è seguita da un'analisi circa l'individuazione ed il recupero delle eventuali perdite energetiche presenti nel

sistema. Infine si indaga sulla possibilità di recupero delle perdite energetiche dovute alla topografia della rete, e la riduzione delle pressioni in eccesso mediante valvole di riduzione o con l'installazione di pompe che lavorano da turbine (PAT) (Carravetta et al., 2012).

Sempre ai fini di individuare indici prestazionali Gomez et al. (2015) propongono un indicatore di risparmio energetico. In particolare tale indicatore viene formulato con lo scopo di individuare il risparmio energetico che si ottiene utilizzando una rete di distribuzione diretta (quindi con l'esclusione del serbatoio dalla rete) in luogo di una indiretta (interrotta dunque da un serbatoio). Tale indicatore rappresenta il rapporto tra l'energia in eccesso del sistema e l'energia totale richiesta dal sistema; l'energia totale richiesta dal sistema è somma di due aliquote, l'energia minima richiesta dalle utenze e l'energia richiesta dalla topografia della rete. Nello specifico i risultati ottenuti da Gomez et al. (2015) per due particolari casi studio dimostrano come utilizzando una rete diretta si ottenga il 30% di risparmio energetico e circa il 25% di risparmio economico (dovendo decurtare dal totale dei costi il prezzo del serbatoio, minimizzando dunque i costi di capitale), dimostrando in questo modo come il serbatoio sia un "energy-hungry" ossia le perdite di energia nel serbatoio rappresentano una ingente aliquota nel bilancio energetico.

Da un'attenta analisi della letteratura tecnica di settore risulta evidente la necessità che i profili di carico e le curve di controllo, da prendere come riferimento nelle operazioni di stima dell'efficienza delle stazioni di pompaggio, siano il più possibile rappresentativi della realtà fisica del sistema.

L'efficienza delle stazioni di pompaggio dipende dall'abilità delle elettropompe di adeguarsi alle operazioni di carico parziale. Per una valutazione energetica di diversi sistemi bisogna, dunque, riferirsi ad una distribuzione di frequenza del carico parziale e ad una curva di controllo conforme alla vasta gamma di casi comuni di applicazione dei sistemi.

Risulta pertanto necessario dare uno sguardo a ciò che accade a carico parziale, per poter delineare un profilo di carico.

In merito Pilscikovs & Dzelzitis (2013), considerando un andamento lineare della curva di carico, hanno formulato un diagramma di carico specifico relativo al range di portata, espressa in termini percentuali rispetto al BEP, di 12, 35, 55, 75 e 100%, rispettivamente corrispondenti a durate temporali, in percentuale rispetto al tempo totale, di 45, 27, 14, 9 e 5%.

Hirshberg (2008), invece, ha posto le basi per lo sviluppo di un metodo di misurazione dei profili di carico e della curva di controllo, ai fini della valutazione dell'efficienza nelle stazioni di pompaggio. Egli ha derivato un profilo di carico generale sulla base di misurazioni, facendo poi una successiva analisi di sensitività, utilizzando un fattore di divergenza per tenere in conto della differenza tra profilo di carico di flusso e quello di potenza. In particolare, considerando, come Pilsaikovs & Dzelzitis (2013), un andamento lineare della curva di carico, ha analizzato il medesimo profilo di carico, indicato nella bozza di normativa precedentemente citata.

I calcoli sul fabbisogno energetico idraulico, infatti, presentano delle differenze a seconda che ci si riferisca al profilo di carico del flusso oppure a quello della potenza, risultando, in un metodo di misurazione, più facile impostare il profilo di flusso rispetto a quello di potenza. Nell'articolo il metodo viene sperimentalmente applicato a diversi edifici e ad alcuni grattacieli; confrontando i calcoli per i differenti edifici, è stato possibile determinare la differenza tra prevalenza a portata nulla e la prevalenza a portata di progetto; per il caso particolare dei grattacieli, è stata calcolata, sulla base di valori medi, una curva di controllo linearizzata unificata, in quanto l'utilizzo di curve differenti, in funzione della tipologia di edificio, porterebbe a valutazioni differenti per la stessa stazione di pompaggio, non permettendo la determinazione della qualità energetica della stazione. L'utilizzo della curva di controllo media risulta pertanto sufficientemente accurato per qualsiasi tipologia di edificio, ai fini delle valutazioni energetiche.

Per quanto sopra indicato, risulta evidente la necessità di ampliare il campo di investigazione teorico sperimentale per la valutazione degli opportuni diagrammi di carico e della forma funzionale della curva di carico che meglio riproduca le reali condizioni operative degli impianti di pompaggio a servizio dei sistemi acquedottistici. Infatti le applicazioni ed i confronti sin qui svolti si riferiscono a curve di controllo che possono essere ritenute rappresentative di complessi residenziali di piccole dimensioni mentre molto più complessa è la realtà di una grande rete di distribuzione. Queste metodologie non risultano peraltro ancora applicate ai sistemi di drenaggio.

3. Definizioni delle condizioni di impiego

Come anticipato nell'introduzione tra gli scopi principali della tesi vi è quello di redigere un lavoro sistematico che consenta di verificare l'efficienza e l'affidabilità delle elettropompe con motore asincrono con sistema di comando nelle condizioni di impiego tipico. Risulta dunque necessario in prima analisi riconoscere quali siano le "condizioni di impiego tipiche".

Tale analisi verrà eseguita per i due fondamentali settori di applicazione dei sistemi di pompaggio, ossia per i sistemi di distribuzione idrica e per i sistemi di drenaggio urbano, allo scopo di individuare un diagramma di carico tipico per ciascun ambito.

3.1. Definizioni delle condizioni di impiego nei sistemi di distribuzione idrica

La conoscenza dettagliata di statistiche sulla domanda d'acqua e modelli di domanda è fondamentale nella pianificazione, progettazione e gestione dei sistemi di approvvigionamento idrico e di distribuzione (Loureiro et al., 2016). L'obiettivo generale è quello di fornire per tutti i clienti acqua di buona qualità ed in pressioni sufficienti (Zhou et al., 2002; Herrera et al., 2010). Per realizzare ciò, frequenti regolazioni di pompe, valvole e altri controlli del sistema di approvvigionamento idrico sono necessari per equilibrare la domanda e l'offerta. Il normale funzionamento quotidiano di un sistema di approvvigionamento idrico si basa proprio sul buon bilanciamento della domanda e dell'offerta. Inizialmente l'operazione giornaliera veniva eseguita manualmente da operatori che intuitivamente facevano delle previsioni sulla domanda d'acqua prendendo in considerazione informazioni come giorni della settimana, ora del giorno, domanda nei giorni precedenti, meteo, eventi speciali come festività e simili. Intorno alla metà degli anni '70 gli enti gestori della rete di distribuzione idrica hanno iniziato ad automatizzare i loro sistemi di approvvigionamento idrico con l'installazione di telemetria di controllo e sistemi di supervisione e acquisizione dati (SCADA) (Bunn et al., 2009).

I cicli di controllo dei primi sistemi di approvvigionamento idrico automatizzati erano piuttosto semplici con conseguenti operazioni inefficienti in termini di consumo e costi di energia. Per aumentare l'efficienza energetica del controllo automatico sono stati sviluppati e realizzati sofisticati algoritmi con un conseguente significativo risparmio sui costi energetici (Bakker et al. 2012).

Prevedere il consumo d'acqua è impegnativo a causa della natura e della qualità dei dati disponibili; l'influenza di variabili economiche, socio-demografiche e geografiche come fattori chiave del consumo d'acqua devono essere individuate attraverso un lavoro interdisciplinare tra ingegneri, economisti, sociologi e urbanisti (Mamade et al. 2014).

Tale previsione può essere fatta su diverse scale temporali; i tempi per qualsiasi modello di predizione dipendono dallo scopo per il quale il modello deve essere utilizzato: problemi di pianificazione per la costruzione di infrastrutture per l'approvvigionamento idrico richiedono un modello di previsione a lungo termine (5-25 anni); problemi per l'utilizzo di fonti di acqua grezza o per la pianificazione delle attività di manutenzione di grandi dimensioni richiedono una previsione a medio termine (1-2 anni); per il funzionamento di stazioni di pompaggio è necessario un modello di previsione a breve termine (24-48 ore) (Bakker et al. 2012).

Nella maggior parte dei sistemi di approvvigionamento idrico la maggior parte della domanda d'acqua è costituita da domanda interna. Le persone hanno un modello di vita altamente ripetitivo: il risveglio, fare la doccia, andare a lavoro, tornare a casa, preparare la cena, andare a letto. Ciò si traduce in un modello della domanda d'acqua altamente ripetitivo per i normali giorni feriali e per il fine settimana. Tali andamenti si discostano dal normale ciclo in situazioni come giorni speciali (feste nazionali) e in seguito a cambiamenti climatici (Bakker et al., 2012). Risulta quindi particolarmente interessante andare ad analizzare diversi "patterns" di domanda riportando i coefficienti orari di ripartizione c definiti come:

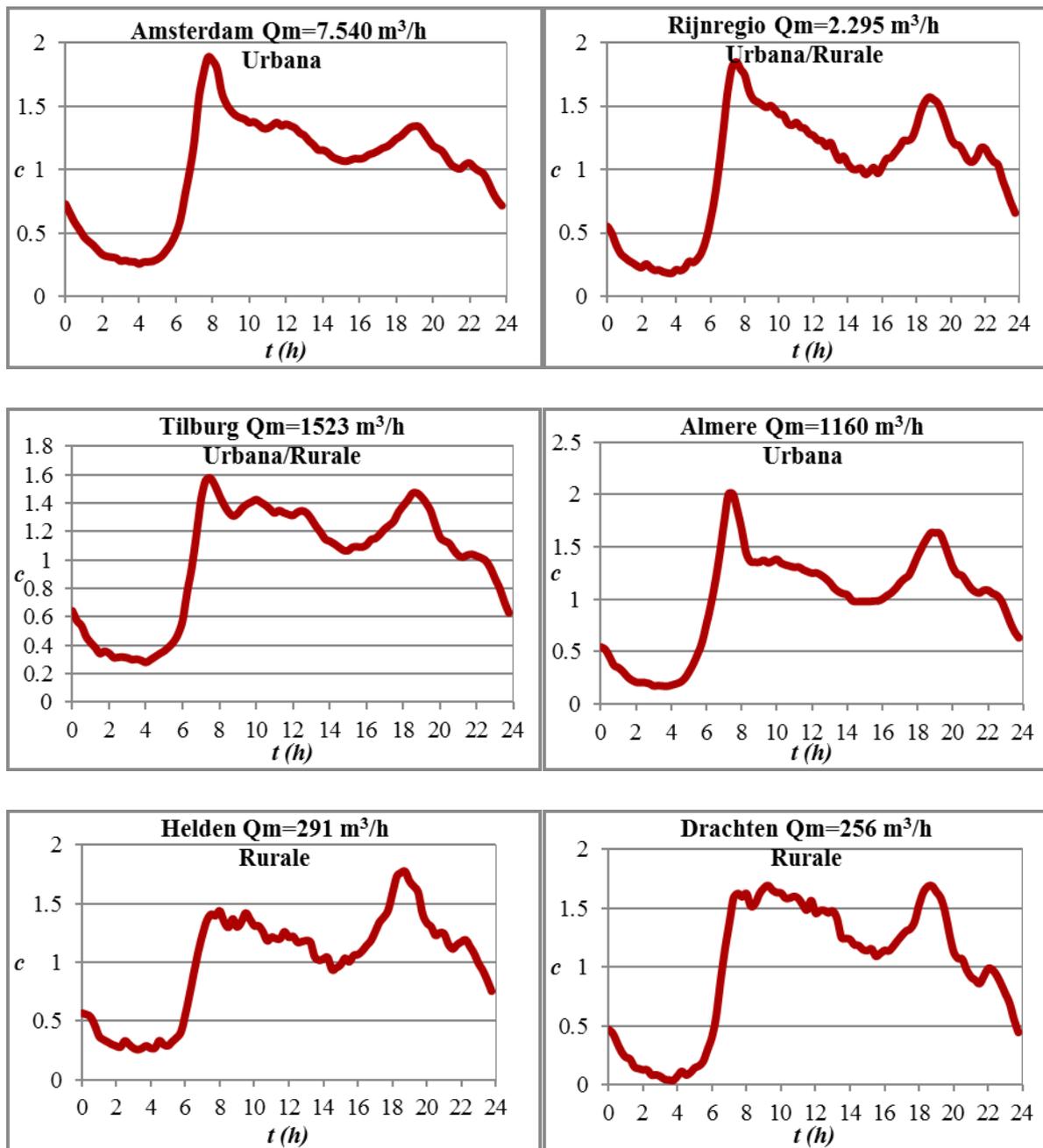
$$c = \frac{Q}{Q_m}$$

3-1

Dove Q è la portata oraria e Q_m è la portata media giornaliera. Tali patterns sono relativi ad aree geografiche diverse, con caratteristiche diverse, per poter eventualmente correlare la domanda ad alcune caratteristiche identificative quali la stagione, il clima, il numero di abitanti ed altre. In Bakker et al. (2012), per ottenere una migliore comprensione della domanda d'acqua, si sono analizzate le richieste di 9 diverse aree di approvvigionamento in diverse parti dei Paesi Bassi per un periodo di 5 anni. Ogni set di dati consiste nel fabbisogno

di acqua espresso in m^3/h , con un intervallo di acquisizione pari a 15 min. Analizzando il quarto d'ora dei modelli di domanda d'acqua è stato osservato che durante gran parte dell'anno tali modelli sono altamente ripetitivi in un modello settimanale. Il modello della domanda d'acqua (lunedì, martedì ecc) in una zona, mostra somiglianza con il modello nello stesso giorno della settimana precedente.

In Figura 55 sono riportati i pattern adimensionalizzati rispetto alla Q_m di un giorno della settimana, il lunedì, per le diverse aree prese in considerazione.



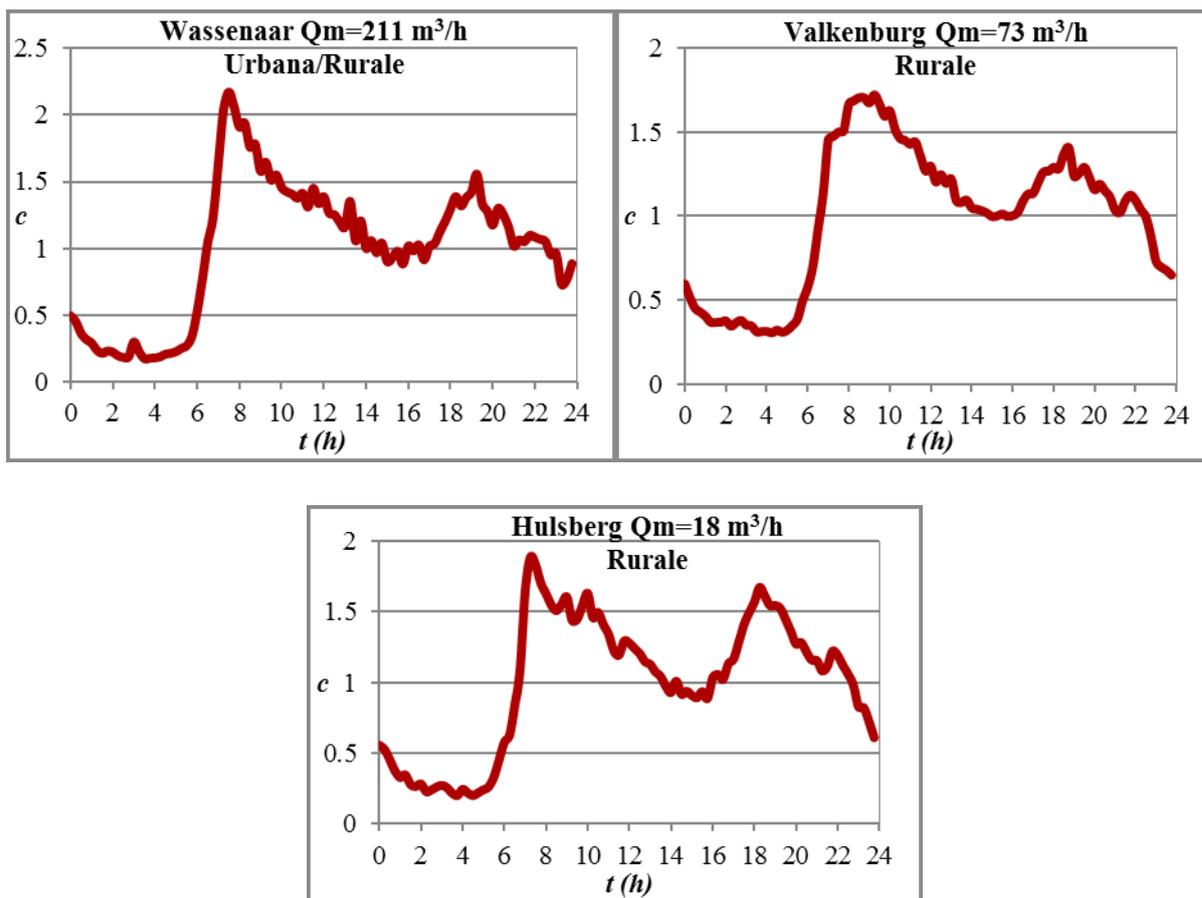
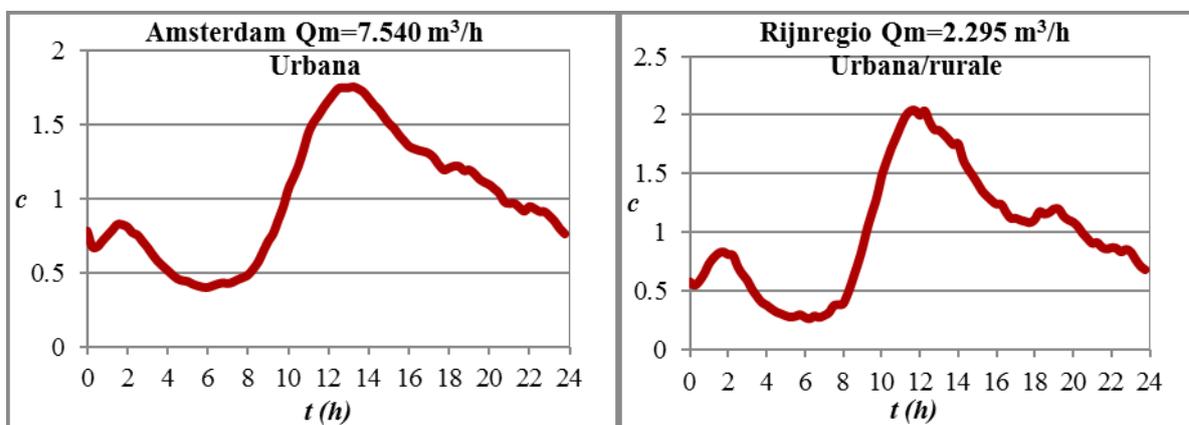


Figura 55: modelli di domanda d'acqua rappresentativi di un giorno invernale.

I modelli nelle diverse aree differiscono tra loro in funzione della tipologia di zona (urbana, urbana-rurale, rurale) e per la portata media giornaliera Q_m ; in particolare i modelli di domanda nelle aree urbane più grandi hanno una somiglianza superiore rispetto ai modelli di domanda nelle aree rurali più piccole. Il carattere ripetitivo dei modelli di domanda d'acqua può essere osservato non solo per giorni normali, ma anche per giorni speciali come feste nazionali. In Figura 56 vengono riportate le esigenze idriche di Capodanno per le stesse aree.



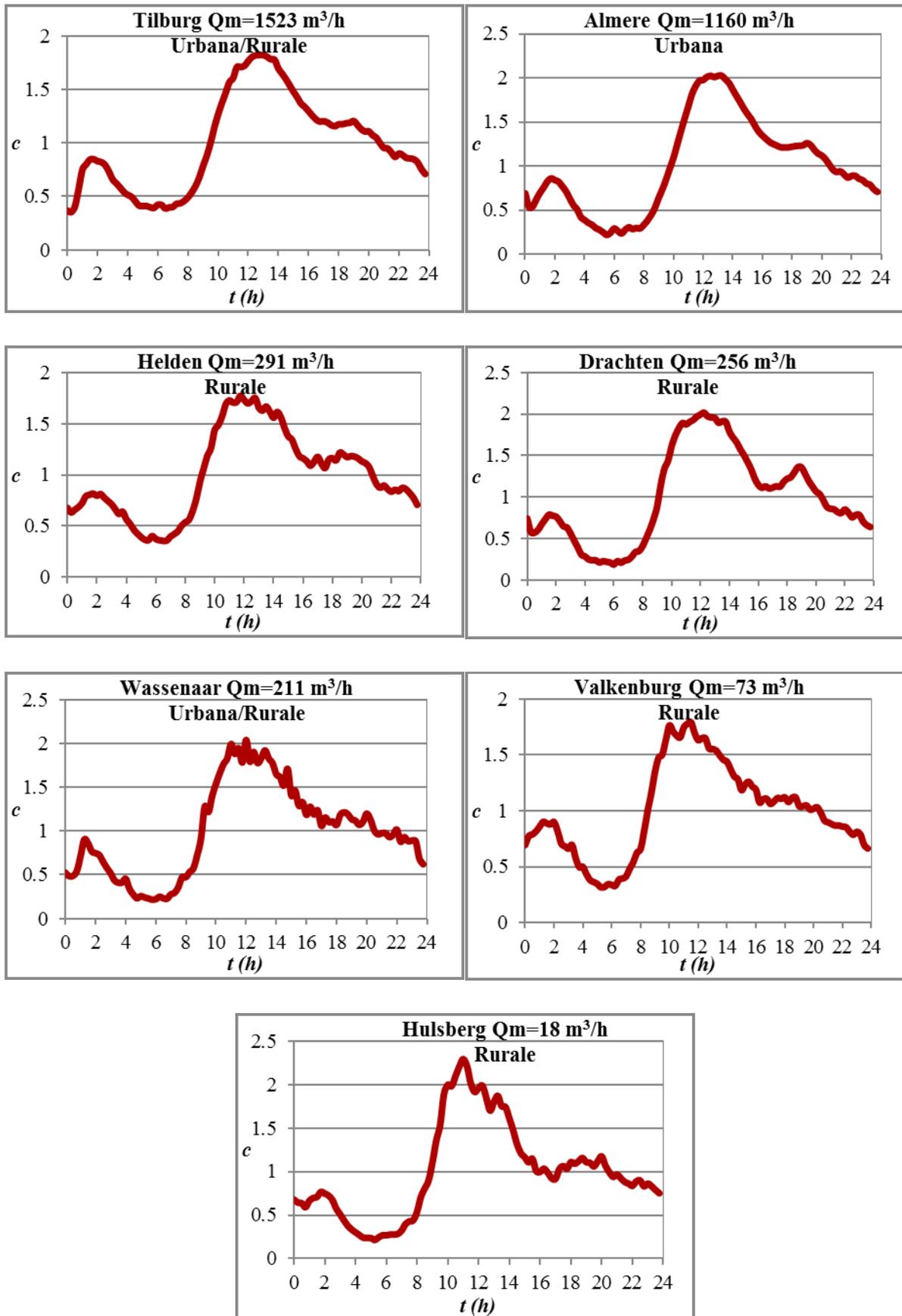
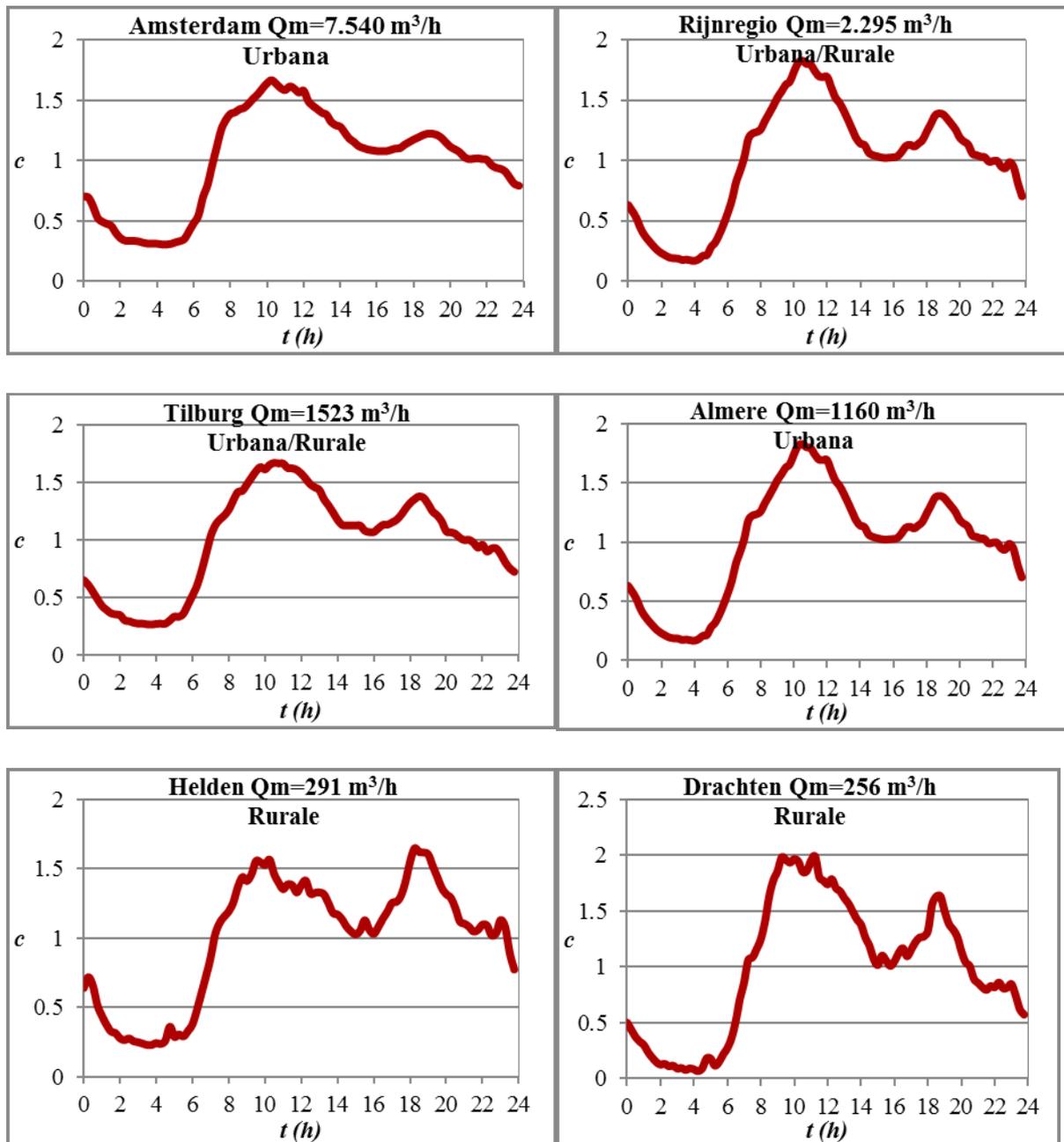


Figura 56: modelli di domanda d'acqua rappresentativi di un Capodanno.

Dai grafici riportati è possibile notare come a differenza di tutti gli altri giorni il Capodanno manifesta picchi notturni.

Durante diversi periodi o in diversi giorni dell'anno, i modelli deviano dai modelli normalmente osservati; la Figura 57 illustra la deviazione del pattern domanda d'acqua durante il periodo di vacanza delle scuole elementari. In tali andamenti il picco non si registra più alle ore 8:00, ma nella fascia oraria tra le 9:00 e le 10:00.



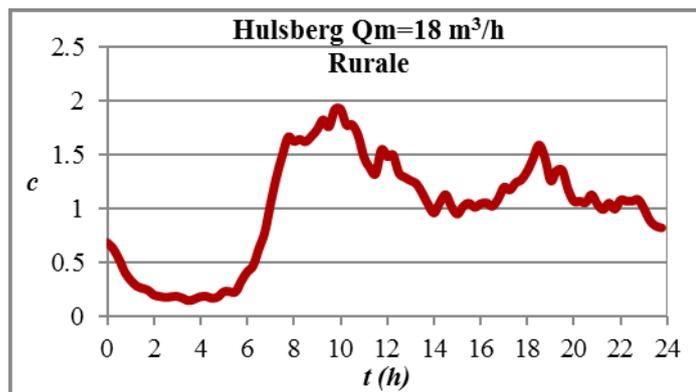
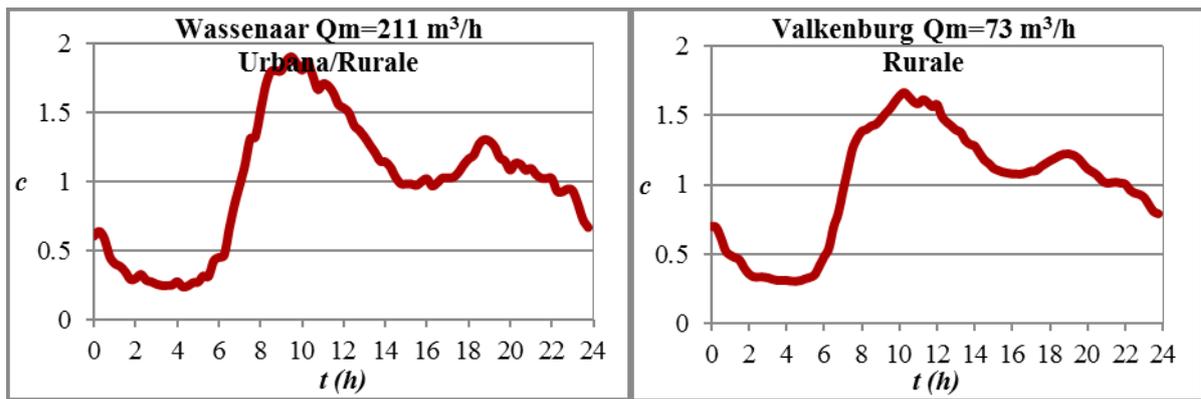
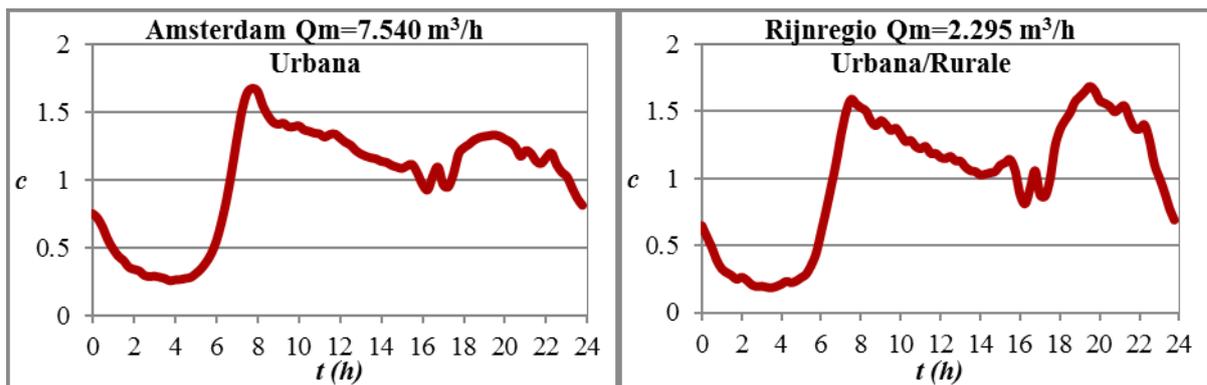


Figura 57: modelli di domanda d'acqua rappresentativi di un giorno di vacanza delle scuole elementari.

Lo stesso tipo di deviazione può essere osservato nella Figura 58 in seguito a variazioni delle condizioni climatiche che determinano richieste d'acqua più alte soprattutto la sera tra le 17:00 e le 23:00.



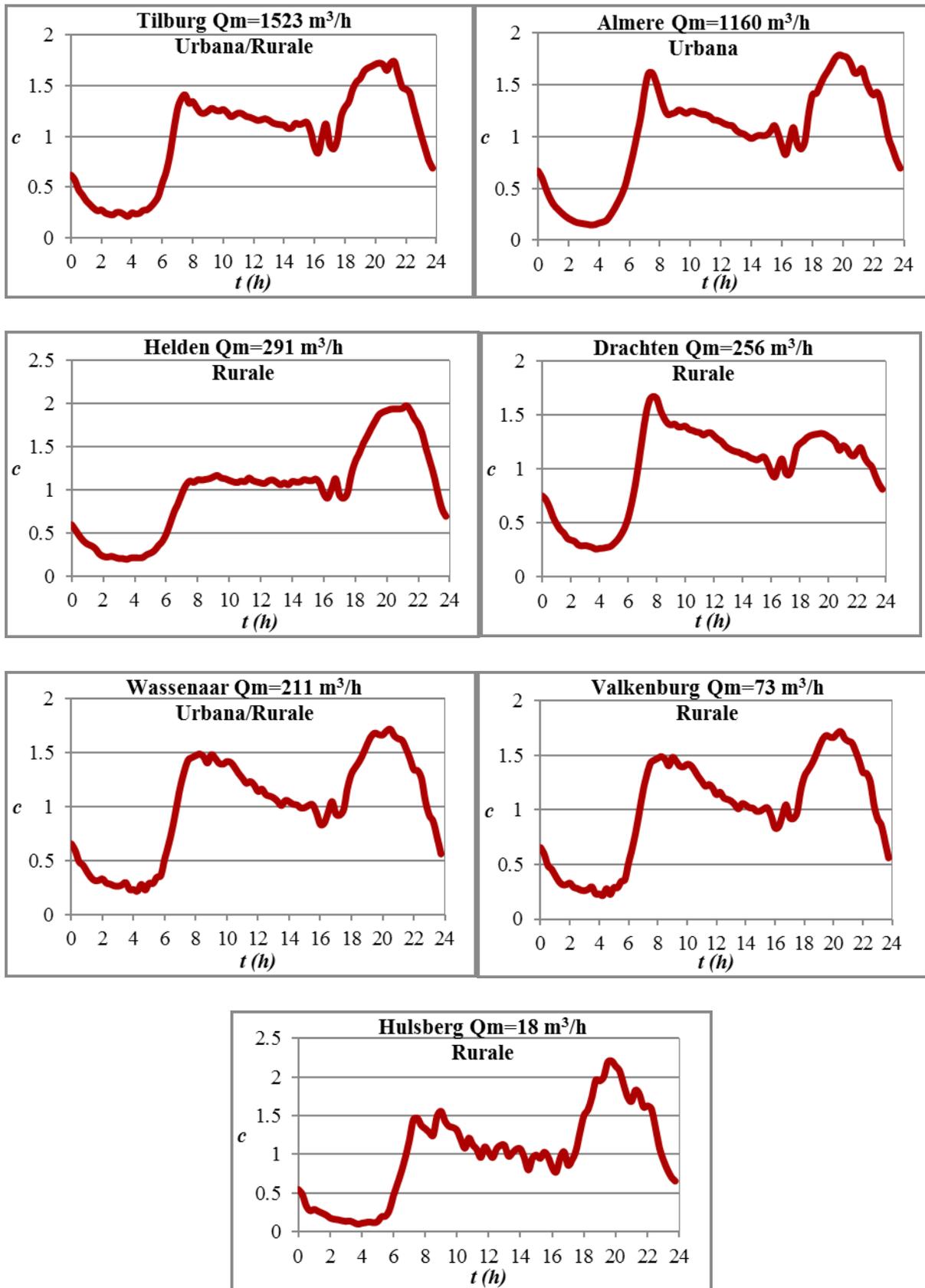


Figura 58: modelli di domanda d'acqua rappresentativi di un giorno estivo.

La letteratura ingegneristica di settore fornisce diversi studi riguardanti l'analisi delle richieste d'acqua.

In Loureiro et al. (2006) si è evidenziato che per la caratterizzazione del consumo d'acqua residenziale i fattori determinanti sono quelli che includono le caratteristiche tecniche della rete, statistiche e fatturazione dei clienti e una serie di variabili social-demografiche come l'età, livello socio-economico, mobilità dei consumatori, età e tipo di edifici e attività economiche. In Figura 59 e Figura 60 vengono riportate i pattern per un normale giorno di lavoro, per un sabato ed una domenica, rispettivamente per una popolazione con un livello socio-economico basso e per una popolazione con un livello socio economico medio.

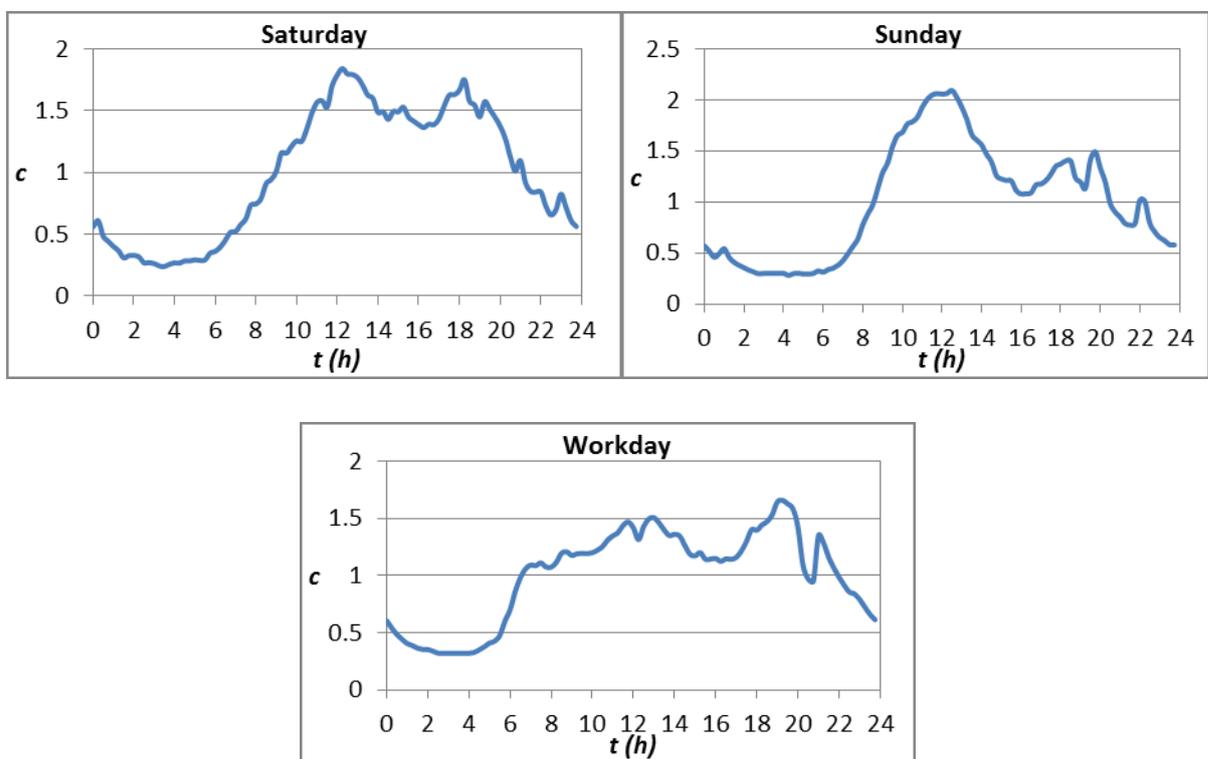
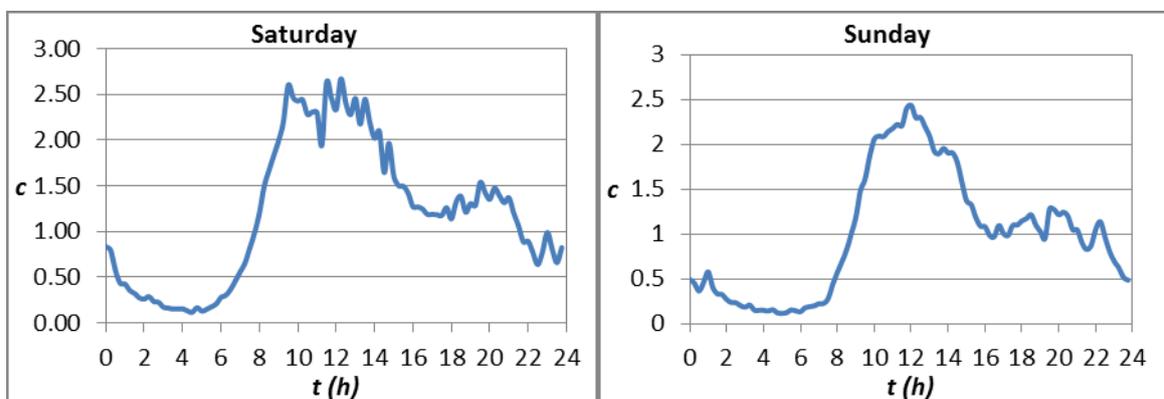


Figura 59: modelli di domanda per una popolazione con basso livello socio-economico.



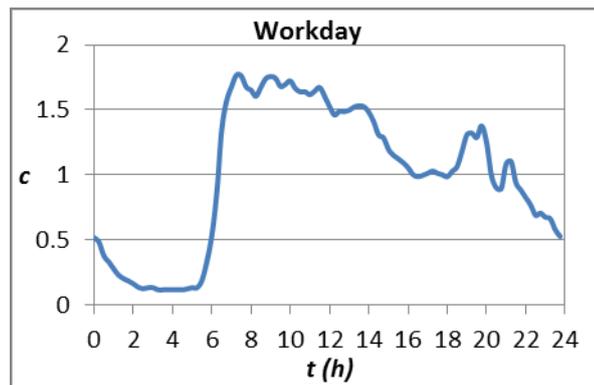


Figura 60: modelli di domanda per una popolazione con medio livello socio-economico.

I modelli giornalieri con un basso livello socio-economico presentano un andamento più piatto nei giorni lavorativi, mostrando un picco locale vicino all'ora di pranzo (mezzogiorno) e un picco assoluto nei pressi delle 20:00 che coincidono con i pasti principali. Questo è coerente con il fatto che per una percentuale significativa di coppie in questi casi la moglie lavora a casa; è presente anche una più alta percentuale di disoccupati. I modelli di consumo del sabato e della domenica sono piuttosto differenti tra loro e dai giorni lavorativi. Il sabato il modello quotidiano registra un importante consumo tra le 12:00 e le 18:00 che può essere dovuto a usi diversi dal consumo umano come ad esempio pulizia della casa, dell'auto o irrigazione del giardino. La domenica i picchi di consumo avvengono circa alle 12:00 e alle 20:00 mostrando un comportamento simile a quello riscontrato per il pattern del medio livello socio-economico.

Modelli giornalieri con un medio livello socio-economico sono caratterizzati da un'elevata variazione del consumo durante il giorno. Giorni feriali sono caratterizzati da picchi di consumo alle 7:30 del mattino e si può osservare che il consumo diurno (tra le 8:00 e le 18:00) è significativo. Per la maggior parte delle famiglie, entrambi i membri della coppia hanno un lavoro fuori; l'intera famiglia esce fuori presto e torna solo nel tardo pomeriggio. I periodi di maggior consumo dopo le nove possono attribuirsi a pulizia della casa da governanti. Nel fine settimana i modelli di consumo sono caratterizzati da un profilo diverso dai giorni lavorativi. Il sabato e la domenica il primo picco di consumo si verifica alle 10:00 e il secondo in prossimità delle 12:00. I valori medi di flusso giornaliero rilevano un consumo regolare durante i giorni feriali.

L'analisi delle richieste d'acqua risulta in definitiva essere complessa e soprattutto dipende da molteplici fattori. Lo stesso coefficiente di punta, ossia quello utilizzato per il dimensionamento delle reti idriche, risulta di difficile individuazione durante la fase di progetto perché dipende da un gran numero di fattori che non si conoscono a monte della

costruzione della rete, come ad esempio l'uniformità maggiore o minore delle abitudini cittadine. Il coefficiente di punta è definito come il rapporto tra la portata di punta Q_p e la portata media Q_m

$$C_p = \frac{Q_p}{Q_m}$$

3-2

Se per ipotesi tutti gli abitanti si svegliassero alla stessa ora e utilizzassero l'acqua alla medesima ora, la punta diventerebbe altissima, come potrebbe capitare in centri abitati di piccole dimensioni. In un centro abitato più o meno grande invece vi sono ceti diversi che hanno differenti abitudini di vita e all'interno della stessa famiglia i singoli componenti utilizzano l'acqua in ore diverse. Ne risulta che quanto più il centro abitato è importante, tanto meno alto sarà il coefficiente di punta (Ippolito, 1995).

Seguendo tali indicazioni sono stati presi in considerazione, per la presente ricerca, una serie di patterns (Lamberti, 1994) rappresentativi di alcune città e quartieri italiani riferiti ad un giorno della settimana.

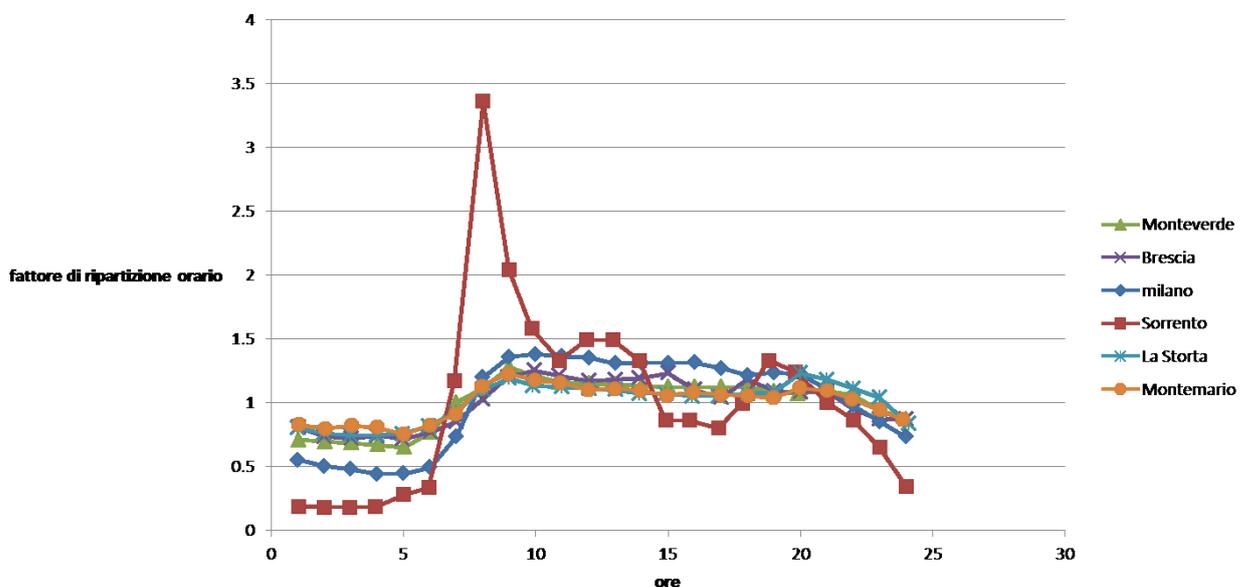


Figura 61: patterns giornalieri di alcune zone italiane.

Da tali patterns è stato estrapolato quello della città di Milano, per le sue caratteristiche di stabilità, esso infatti non presenta picchi eccessivi, come nel caso di Sorrento, che potrebbero essere dovuti a particolari eventi fuorvianti per l'indagine; inoltre essendo Milano una città e non una frazione può maggiormente essere presa in considerazione per una stima della domanda media.

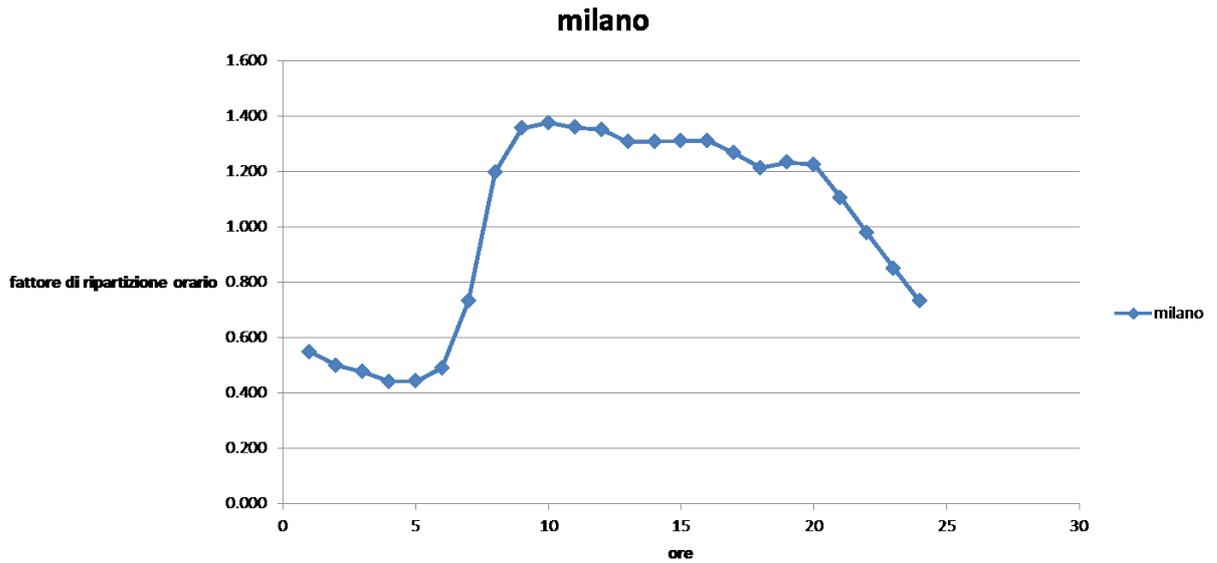


Figura 62: pattern giornaliero della città di Milano.

Questo profilo di carico caratteristico dunque delle reti di approvvigionamento idrico (Water Supply Systems, WSS) è stato utilizzato per le varie applicazioni durante il corso della sperimentazione, e confrontato con i profili di carico proposti dalla CEN/TC197 e precedentemente mostrati nelle tabelle 5 e 6 ossia *constant flow*, *variable flow* e *booster sets*.

In Figura 63 si riportano le distribuzioni di frequenza del flusso per i quattro patterns considerati:

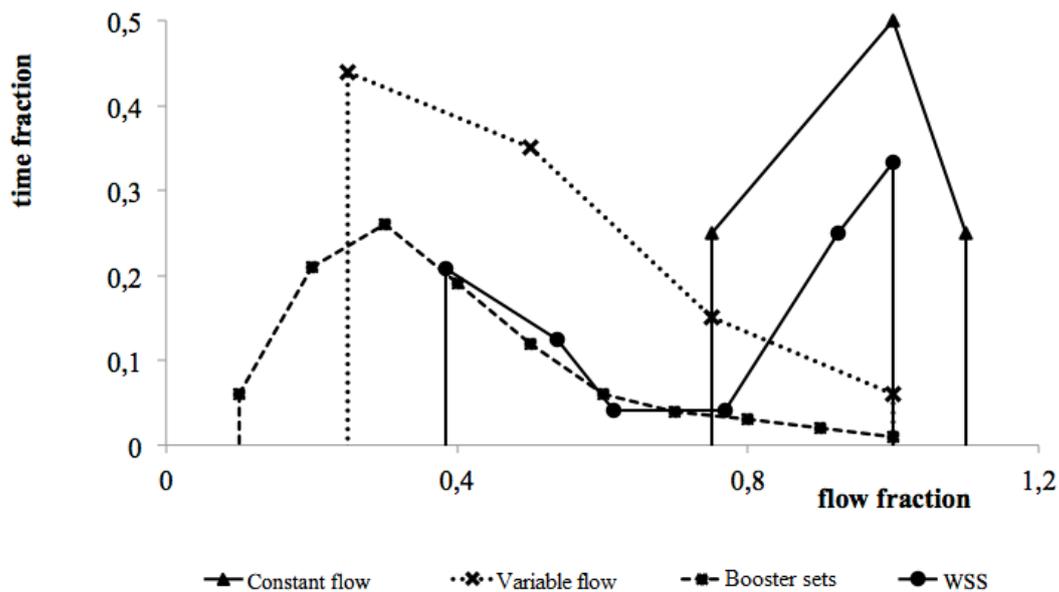


Figura 63: distribuzione di frequenza della portata nel tempo.

Come è possibile notare le distribuzioni hanno andamenti differenti. La distribuzione della WSS presenta una tipica forma di tipo binomiale, con due picchi iniziali e finali; le altre due si discostano da questa distribuzione presentando un unico picco iniziale e decrescendo poi fino al tratto terminale. Risulta dunque interessante paragonare le tre distribuzioni ed apprendere l'eventuale influenza che la forma della distribuzione di portata potrebbe avere sull'efficienza dell'unità di pompaggio. Indagando circa tale influenza è stato possibile fare considerazioni circa la scelta della normativa di usare queste due distribuzioni come rappresentative del funzionamento tipico di una stazione di pompaggio e se questa scelta possa essere peggiorativa dal punto di vista del calcolo del coefficiente di efficienza energetica, danneggiando o meno le singole componenti dell'unità di pompaggio in fase di verifica prestazionale.

3.2. Definizioni delle condizioni di impiego nei sistemi di drenaggio urbano

Si è già visto come le portate defluenti in una rete idrica presentano una forte variabilità fra le varie ore del giorno e tra un giorno all'altro dell'anno; si può ritenere che pressappoco analoghe siano le variazioni delle portate nere, perché esse non fanno altro, in definitiva, che raccogliere e allontanare le acque domestiche (Ippolito 1995). La variabilità delle portate nere appare abbastanza contenuta in emissari a servizio di grandi comunità, nelle quali, a causa delle molteplici attività che in esse si svolgono, l'uso dell'acqua e il conseguente arrivo in fognatura dei reflui presenta caratteristiche di continuità nel corso dell'intera giornata. A tale riguardo va però rilevato che nei tronchi più periferici e marginali di una rete anche di ampie dimensioni le oscillazioni di portata possono risultare anche molto rilevanti.

Nei piccoli centri per alcune ore della giornata e durante lunghi periodi della notte l'afflusso dei liquami in rete è molto modesto e quasi nullo, mentre può risultare molto elevato in determinati intervalli di tempo. Questa situazione fa sì che la differenza tra le minime portate nere (che, al limite, possono anche azzerarsi) e quelle massime possa raggiungere anche valori rilevanti.

Nell'ambito delle valutazioni delle portate nere, si fa riferimento di norma ad un valore parametrico costituito dalla "portata media nera", intendendo con essa il volume complessivo giornaliero dei liquami rapportato al numero di secondi di una giornata.

Le acque di pioggia determinano nelle reti di drenaggio portate estremamente variabili. Indipendentemente dalla posizione lungo la rete le portate pluviali si riducono a zero durante i periodi non piovosi, mentre possono addirittura superare la capacità di convogliamento degli spechi in occasione di piogge catastrofiche, con periodo di ritorno superiore a quello di dimensionamento.

Il calcolo delle portate fecali presenta notevoli incertezze, sia perché non è sempre ben definita la dotazione specifica di acqua potabile a disposizione della cittadinanza, al netto delle perdite idriche, sia perché non è facile prevedere altri elementi che influiscono sulla portata e precisamente:

- percentuale di acqua potabile che non raggiunge le fogne;
- acque di lavaggio di origine diversa da quella dell'acquedotto;
- perdite degli spechi con infiltrazioni di acque del sottosuolo.

In mancanza di dati attendibili relativi alle singole aliquote di questo non semplice bilancio idrico, occorre attenersi a valutazioni approssimate.

Un altro elemento da stabilire è il rapporto fra la portata massima e quella media giornaliera detto “coefficiente di punta c_p ”. Il rapporto fra le portate delle fogne sarà minore del corrispondente rapporto fra le portate distribuite dall'acquedotto, a causa del potere regolatore della rete dei canali di scarico.

Il coefficiente di punta viene calcolato come:

$$c_p = 20Ab^{-0.2}$$

3-3

In cui Ab è il numero di utenti serviti. In Figura 64 è riportata la variazione di portata nel collettore alto della fognatura di Napoli, come da rilievi effettuati per 24 ore consecutive (Ippolito 1995).

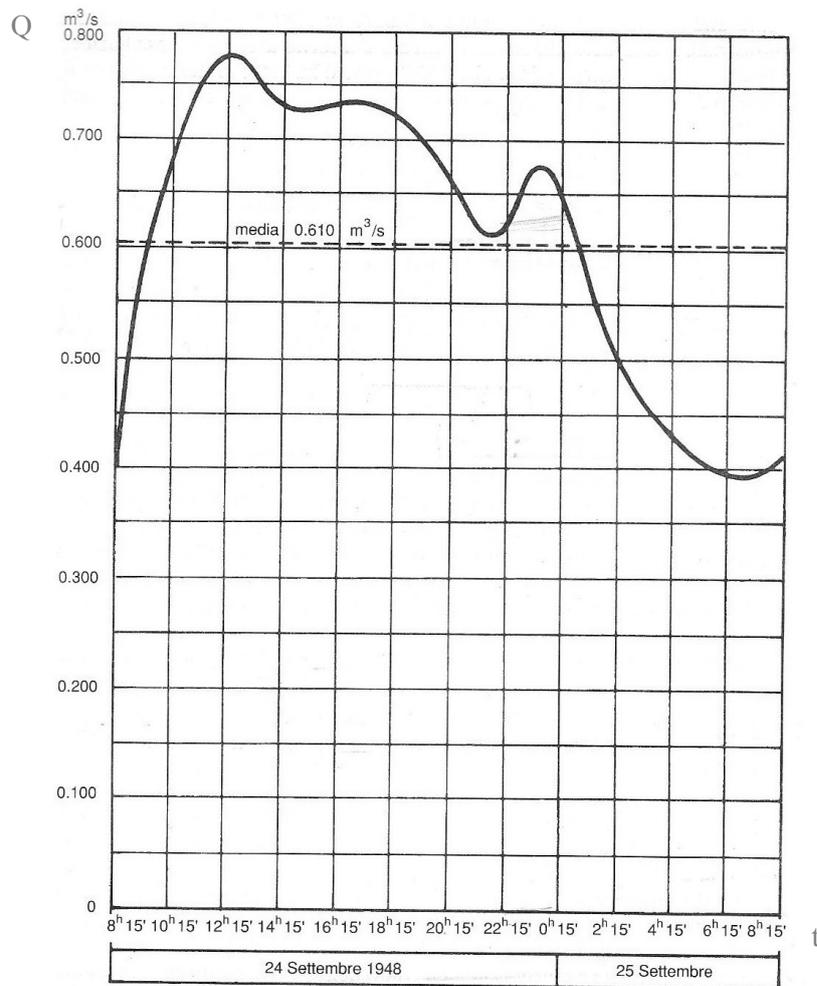


Figura 64: variazione di portata nel collettore alto della fognatura di Napoli.

Il calcolo delle portate massime pluviali invece può effettuarsi:

- con metodi empirici;
- con metodi cinematici;
- col metodo razionale o del volume d'invaso.

Generalmente tali metodologie vengono applicate con riferimento ad una pioggia media; le portate risultanti dall'applicazione delle metodologie sono anche esse da ritenersi medie. Per ottenere dunque le portate corrispondenti ad un desiderato periodo di ritorno i valori medi dovranno essere amplificati mediante opportuni coefficienti di crescita, come ad esempio quelli suggeriti dalla procedura VAPI (Rossi et al. 1994). Quando si tratta di piccole fognature o di studi di larga massima il dimensionamento può essere effettuato facendo riferimento a procedure semplificate.

Essendo quindi di difficile individuazione un diagramma di carico tipico sia per i sistemi di drenaggio di acque nere che miste, che tenga conto della traslazione nel tempo delle portate

rispetto a quelle immesse nella rete idrica e dell'effetto di laminazione, per le prove sulle pompe sommergibili è stato ipotizzato, per le successive elaborazioni, un profilo di tipo sinusoidale.

La portata media in ingresso alla rete viene calcolata in due modi differenti.

- Nel primo caso si considera il funzionamento di una fognatura nera e la portata viene calcolata come:

$$Q_{in}(t) = Q_{min} \cdot \left(1 + (c_p - 1) \cdot \sin\left(\frac{\pi t}{1440}\right)^4 \right)$$

3-4

dove $c_p = 1,3$. In tal caso la portata in ingresso del pozzetto è sempre diversa da zero e prevede un massimo nelle ore centrali della giornata.

- In un secondo caso, invece, viene ipotizzato il funzionamento di una fognatura bianca e la formula per il calcolo della portata in ingresso considerata è la seguente:

$$Q_{in}(t) = Q_{max} \cdot \sin\left(\frac{\pi t}{1440}\right)^4$$

3-5

Per semplicità viene considerata una portata in ingresso inizialmente pari a zero e che aumenta durante la giornata, seguendo l'onda di piena, fino a raggiungere un massimo nelle ore centrali della giornata, e tornare di nuovo pari a zero al termine delle 24 ore.

4. Indagini sperimentali

Le prove sperimentali sono state effettuate nel laboratorio di Idroenergetica HELab (Hydro Energy Lab) del polo interdisciplinare dell'Università di Napoli "Federico II" CeSMA (Centro di Servizi Metrologici Avanzati). Esse hanno permesso di acquisire e confrontare i dati ottenuti dalle diverse unità di pompaggio. Il laboratorio consente di svolgere tutte le prove di collaudo di elettropompe e motori elettrici previste dal Regolamento n. 547/2012 CE, ossia consente di attestare il valore del MEI.

All'interno dello stesso laboratorio, inoltre, è possibile svolgere le prove di qualifica secondo lo standard ISO 9906/2012, per tutte le tipologie di macchina e il relativo campo di variazione delle grandezze fisiche previsto dal regolamento.

4.1. Impianto

Nel laboratorio è possibile testare differenti tipologie di pompe di superficie, sommergibili e sommerse, grazie all'ausilio di specifiche strumentazioni certificate.



Figura 65: laboratorio di Idroenergetica HELab.

All'interno del laboratorio è presente una grande vasca contenete un volume di circa 113 m³ d'acqua posta al di sotto del piano di calpestio; per metà della sua estensione è ricoperta da grate sollevabili mediante una gru, con portata massima di 500 kg, che consentono una volta rimosse di poter inserire le pompe sommergibili da testare. E' inoltre presente un accesso provvisto di scaletta che può essere utilizzato per motivi di manutenzione ordinaria e straordinaria.

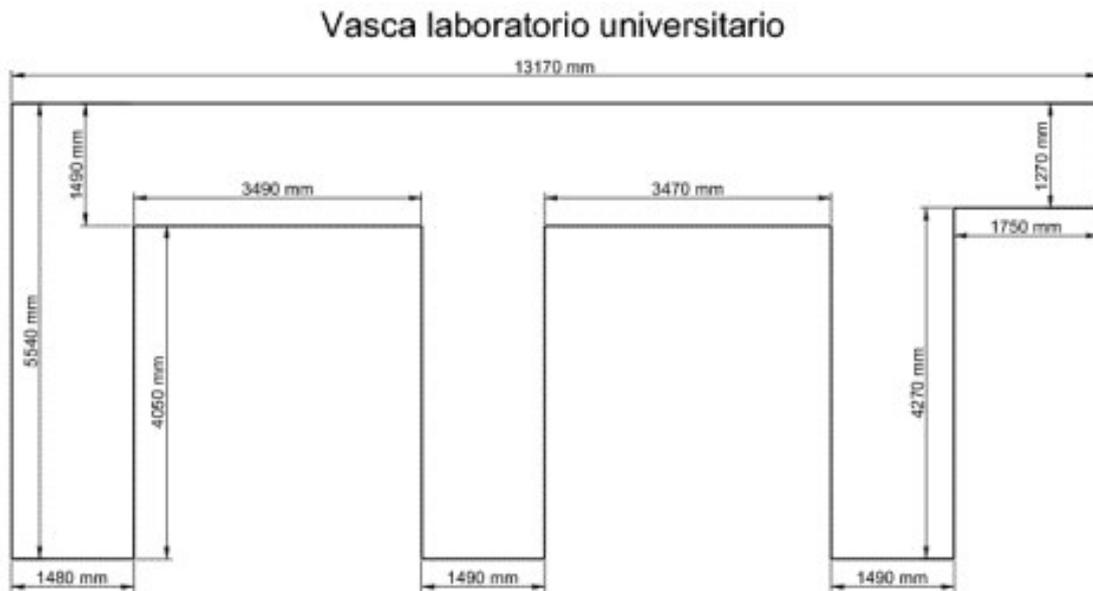


Figura 66: pianta della vasca del laboratorio HElab.

Il centro di comando che si occupa di acquisire, registrare e gestire i dati e le misure ottenute mediante le prove si trova all'interno di un container, nel quale è presente un computer che ha lo scopo di registrare, al passaggio del fluido, i dati idraulici ed elettrici pervenutigli in maniera automatizzata.

Tutte le misure registrate in modalità automatica possono essere visualizzate mediante un'interfaccia grafica che consente di acquisire i punti di misura desiderati.



Figura 67: computer del laboratorio HElab.

All'interno del container vi è, inoltre, la condotta di mandata principale (diametro ϕ 250) collegata, a circuito chiuso, con la vasca sottostante. Tale condotta è collegata al computer mediante un misuratore di portata elettromagnetico che acquisisce e registra i valori di portata passante in l/s.



Figura 68: misuratore di portata elettromagnetico.

A valle del misuratore di portata è presente una saracinesca con la quale è possibile regolare il flusso passante nella condotta.



Figura 69: saracinesche all'interno della condotta di mandata.

All'interno del container sono inoltre presenti il sistema di alimentazione elettrico che garantisce il funzionamento delle apparecchiature, un wattmetro ed un amperometro che misurano rispettivamente potenza e intensità di corrente fornita, un inverter.

Le prove possono essere effettuate attraverso due differenti linee di misura che possono essere utilizzate a seconda della grandezza della pompa o del gruppo che si sta testando, esse riproducono attraverso un circuito chiuso un impianto di sollevamento.

La prima linea è costituita da una condotta di aspirazione di diametro pari a 0.10 m che pesca dalla vasca d'acqua ad una profondità di 0.87 m, collegata alla pompa dalla quale parte una condotta di mandata di diametro pari a 0.1 m che confluisce nella tubazione, posizionata all'interno del container, di diametro pari a 0.25 m, tale condotta, nel suo tratto finale, scarica il fluido all'interno della vasca.



Figura 70: impianto.

Sulla condotta di aspirazione, a 0.46 m dalla bocca di aspirazione della pompa, è posizionata una presa alla quale è collegato un trasduttore di pressione volto a misurare l'altezza vuotometrica in aspirazione. La condotta di mandata viene intercettata a 0.98 m, rispetto all'asse della pompa, da una saracinesca a farfalla, che serve a regolare il flusso. Tra la pompa e la saracinesca, a circa 0.61 m dall'asse della pompa, vi è una presa di pressione collegata ad un trasduttore di pressione che legge l'altezza manometrica della corrente. Sempre posta all'interno della condotta di mandata vi è il misuratore elettromagnetico di portata, che misura appunto la portata in l/s.

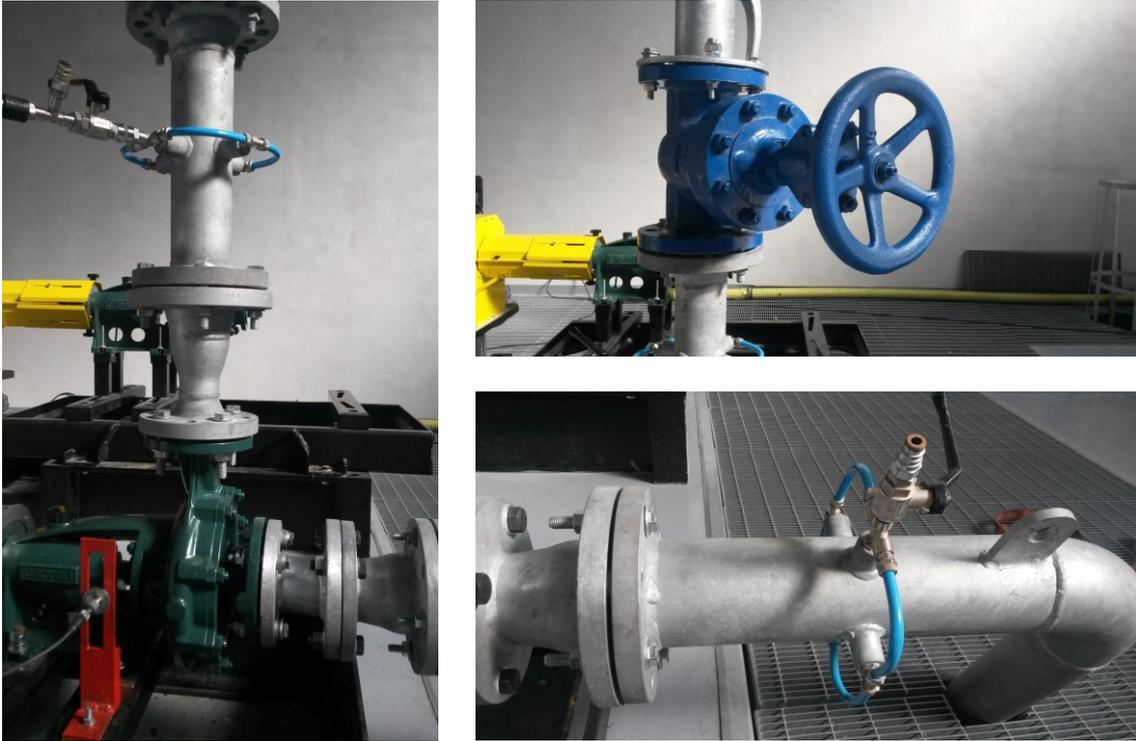


Figura 71: presa di pressione in mandata, saracinesca in mandata, presa di pressione in aspirazione.

La potenza e l'intensità di corrente fornite dalla rete vengono rispettivamente misurate dal wattmetro e dall' amperometro posti all'interno del sistema di alimentazione elettrico.



Figura 72: quadro di alimentazione.

Un lettore ottico posizionato in corrispondenza dell'albero della pompa riporta il numero di giri al minuto dell'albero.



Figura 73: misuratore ottico di velocità.

La seconda linea presenta il medesimo schema della precedente, ma differisce per le dimensioni dei diametri delle condotte. Sia la condotta di aspirazione che quella di mandata presentano un diametro di 0.05 m. Sulla condotta di mandata vi è un misuratore di portata collegato al pc del container.

Entrambe le linee possono essere utilizzate per testare sia pompe di superficie che sommergibili che sommerse. In Figura 74 si mostra lo schema della seconda linea impiegata in un test su pompa sommergibile.

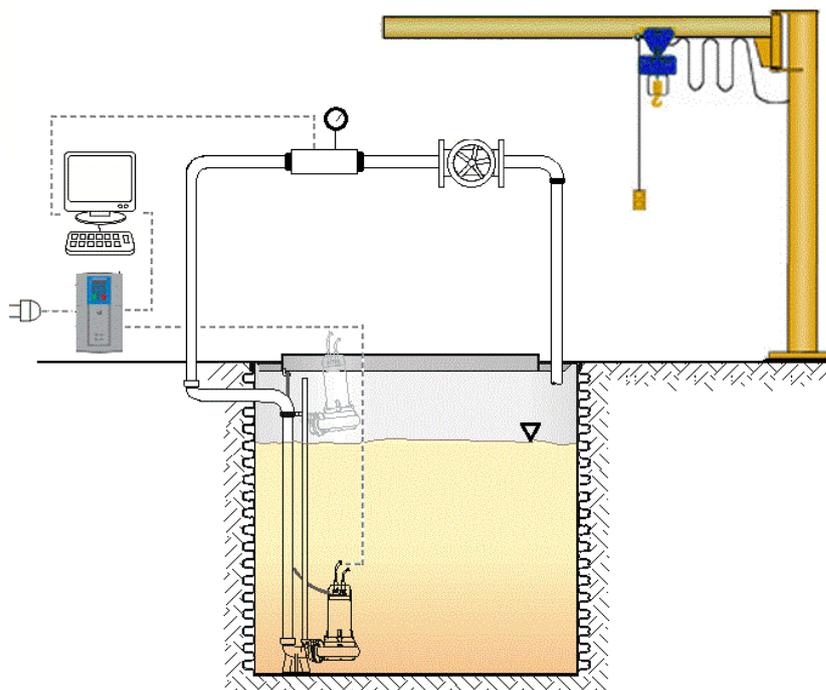


Figura 74: schema di impianto.

All'interno del laboratorio vi è un particolare apparecchio chiamato *freno cuplometro* indispensabile per poter testare le sole pompe ed i motori, esso infatti ha la caratteristica di funzionare sia da freno, se connesso ad un motore, sia da motore se connesso ad una pompa.

Quando il cuplometro viene collegato ad una pompa funge da motore in grado di farla azionare, e grazie ad un torsionometro è possibile misurare il numero di giri dell'albero motore e la potenza ceduta alla pompa. Grazie all'inverter contenuto all'interno del quadro di alimentazione è possibile far funzionare il cuplometro a differenti frequenze in modo da poter testare la pompa a differenti numeri di giri.

L'impianto per i test sulle pompe è formato da una condotta di aspirazione di diametro pari a 0.1 m sulla quale è posizionata una presa collegata al vuotometro, ed una di mandata con diametro pari a 0.08 m alla quale è connesso un trasduttore di pressione che restituisce la misura dell'altezza manometrica. La mandata si connette alla condotta situata all'interno del container di diametro 0.25 m in cui è posizionato il misuratore elettromagnetico di portata.



Figura 75: impianto per test su pompa al freno-cuplometro.

Per poter testare un motore è sufficiente collegarlo al freno cuplometro, che in questo caso appunto fungerà da freno, imprimendo una resistenza all'albero del motore. In questo caso l'impianto è costituito unicamente dal motore, dal cuplometro, capace di registrare il numero di giri ed il carico impresso all'albero motore, dal quale si ricaverà la potenza ceduta dal motore.



Figura 76: motore al freno cuplometro durante un test di collaudo.

Dunque, nel dettaglio, la strumentazione è costituita dai seguenti dispositivi certificati:

2 Misuratori di portata elettromagnetici di cui

- 1 Krohne Optiflux 2000, DN 250 mm, $Q = (0 \div 1600) \text{ m}^3/\text{h}$, accuratezza $\pm 0.1 \%$, fondo scala = $1600 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Krohne Optiflux 2000, DN 50 mm, $Q = (0 \div 40) \text{ m}^3/\text{h}$, accuratezza $\pm 0.1 \%$, fondo scala = $40 \text{ m}^3/\text{h}$.

3 Trasduttori di pressione di cui

- 1 GE PTX 5072, $p = (-1 \div 1.6) \text{ bar}$, accuratezza $\pm 0.1 \%$, fondo scala = 1.6 bar.
- 1 GE PTX 5072, $p = (0 \div 10) \text{ bar}$, accuratezza $\pm 0.1 \%$, fondo scala = 10 bar.
- 1 GE PTX 5072, $p = (0 \div 100) \text{ bar}$, accuratezza $\pm 0.1 \%$, fondo scala = 100 bar.

1 Torsiometro

- AEP transducers RT2-USB, momento max = 1000 Nm, accuratezza $\pm 0.2 \%$, fondo scala = 1000 Nm.

1 Wattmetro + Amperometro Aron seriale

- Elettrotest VIW EURO ARON 232 TAext, $I = (0 \div 100) \text{ A}$, $V = (0 \div 600) \text{ V}$, accuratezza = $\pm 0.3 \%$ f.s. ARON, accuratezza = $\pm 0.3 \%$ f.s. VIW 232.

Il laboratorio è inoltre fornito di un ulteriore inverter utilizzato durante i test su gruppi. Si tratta di un inverter SANTERNO:

- Ampio range di tensione di alimentazione AC, 200÷500 Vac, trifase;
- Frequenza in ingresso: 50÷60Hz;
- Tensione di alimentazione DC: 2T 280÷340 Vdc | 4T 530÷705 Vdc;
- Categoria sovratensione: III (fare riferimento alla EN 61800-5-1);
- Temperatura ambiente: da - 10°C a 50°C (2% in meno ogni °C sopra i 40°C);
- Temperatura di immagazzinamento: -25 ÷ +70°C;
- Umidità: 5 ÷ 95% (senza condensa);
- Altitude: Altitudine standard max. 2000 m s.l.m. (sopra 1000 m, riduzione dell'1% ogni 100 m);
- Vibrazioni: Inferiori a 9,8 m/sec²;
- Pressione atmosferica di esercizio: 86 ÷ 106 kPa;
- Sistema di raffreddamento: Raffreddamento con servoventilazione.



Figura 77: inverter SANTERNO.

4.2. Verifica della accuratezza strumentale del laboratorio HELab

Il risultato di una misurazione, seppur in assenza di errori sistematici noti, è solamente una stima del valore vero del misurando, a causa dell'incertezza originata dagli effetti casuali e dagli effetti sistematici non noti o non considerati. Il risultato di una misura risulta espresso in modo corretto e completo solo se esso comprende anche l'espressione dell'incertezza associata al misurando. L'incertezza associata al risultato di una misura fornisce informazioni sulla dispersione dei valori ragionevolmente attribuibili al risultato. In generale il misurando, di seguito indicato con Y che è oggetto della procedura di misura, dipende da un certo numero di grandezze dette d'ingresso $X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n$, secondo una funzione del tipo:

$$Y = F(X_1, X_2, \dots, X_n)$$

4-1

che generalmente viene chiamata modello della misurazione. Nelle situazioni generali le grandezze di ingresso sono quelle che derivano dal processo di misurazione, quelle riportate nei certificati di taratura dei campioni e degli strumenti impiegati, nonché le grandezze di influenza, che sono sostanzialmente, ma non esclusivamente, le variabili ambientali come la temperatura, la pressione, l'umidità, ecc. La stima y del misurando Y viene ottenuta sostituendo ai valori delle grandezze X_i le corrispondenti stime di ingresso x_i :

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

4-2

Da quanto detto finora risulta quindi che l'incertezza della stima del misurando detta incertezza composta dipende dalle incertezze delle stime di ingresso. La stima dell'incertezza composta prevede i seguenti step:

- individuare il modello della misurazione adatto a rappresentare la 4-1;
- stima delle incertezze delle stime d'ingresso;
- individuare un'espressione che, note le incertezze d'ingresso, consenta di ricavare l'incertezza composta del misurando.

In generale le incertezze possono essere raggruppate nelle seguenti categorie:

- incertezza del misurando, legata ad una non corretta definizione dello stesso;
- incertezza della strumentazione dovuta ad esempio alla lettura di strumento analogico, alla risoluzione di strumentazione digitale, agli effetti di condizioni ambientali non noti o non definiti e all'incertezza dei riferimenti utilizzati per le tarature;
- incertezza del protocollo di misura dovuta ad approssimazioni ed assunzioni del metodo;

- incertezza d'uso: è una incertezza introdotta come maggiorazione di un'incertezza nota (ad esempio, quella della strumentazione), per considerare possibili cause di incertezza che è più conveniente stimare in base all'esperienza (esempio, deriva fra due intervalli di taratura);
- incertezza del software: è legata agli algoritmi matematici utilizzati per il calcolo ed alla loro applicazione specifica.

La seguente procedura descrive la stima dell'incertezza di misura e la sua espressione per le seguenti prove eseguite presso il laboratorio HELab:

Esecuzione di collaudi prestazionali di pompe ed elettropompe di superficie, elettropompe sommergibili e pompe sommergibili.

Esecuzione di collaudi prestazionali di motori monofase e trifase, sincroni e asincroni.

4.2.1. Valutazione delle incertezze di ingresso

4.2.1.1. Errori aleatori

Si consideri una grandezza di ingresso X_i di cui si siano effettuate n misure dirette con un opportuno strumento di misura in condizioni controllate. I valori ottenuti dal processo di misura x_{ij} della grandezza X_i possono essere considerati come un campione casuale estratto da una popolazione virtuale infinita di valori,. Il modello impiegato nella misurazione di molte grandezze è il modello Gaussiano. Dato un generico valore x_{ij} estratto dalla popolazione infinita dei valori che può assumere la misura x_i , possiamo esprimere la probabilità con cui tale valore si presenta come risultato:

$$p(x_{ij}) = \frac{1}{(\sqrt{2\pi}\sigma_i)} e^{\left(\frac{-(x_{ij}-\mu_i)}{2\sigma_i^2}\right)}$$

4-3

con

$$-\infty < x_{ij} < \infty$$

dove μ_i è il valore atteso e σ_i è la deviazione standard della popolazione infinita dei valori delle misurazioni della grandezza X_i . Poiché ogni grandezza in ingresso X_i presenterà una propria distribuzione dei valori da essa assunti caratterizzata da un valore atteso e da una deviazione standard, è utile definire una distribuzione gaussiana standardizzata con valore atteso 0 e deviazione standard pari a 1. Tale distribuzione può essere ricavata dalla 4-2, costruendo una variabile Z_j , normale standardizzata:

$$z_j = \frac{x_{ij} - \mu_i}{\sigma_i}$$

4-4

Per tale variabile a media nulla e deviazione standard unitaria, le probabilità assunte dai suoi valori sono tabulate e quindi per determinare la probabilità che Z_j assuma un valore compreso tra due punti non si è costretti ad eseguire un'operazione di integrazione ma ad usare le tabella della probabilità della distribuzione normale standardizzata contenente tutti i risultati delle integrazioni a cui possiamo essere interessati. Tuttavia il ricorso alla variabile Z è possibile solo quando si hanno a disposizione un numero elevato di misure della variabile X_i , in modo da poterne determinare con ragionevole certezza i valori di media e deviazione standard. Nella maggior parte dei casi invece si dispone di poche misurazioni; in tal caso è possibile calcolare solo delle stime campionarie della media (media campionaria) e della deviazione standard (scarto quadratico medio). La variabile che meglio descrive la distribuzione della serie limitata di cui disponiamo è la variabile t di Student così definita:

$$t_j = \frac{\bar{x}_i - \mu_i}{\frac{s_i}{\sqrt{n}}}$$

4-5

dove \bar{x}_i è la media campionaria delle misurazioni x_{ij} ed è una stima del valore atteso μ_i ,
 s_i è lo scarto quadratico medio della serie di misurazioni ed è una stima di σ_i , espresso dalla seguente formula:

$$s_i = \sqrt{\frac{(\sum_j x_{ij} - \bar{x}_i)^2}{n - 1}}$$

4-6

L'incertezza relativa alla media campionaria \bar{x}_i può essere espressa dalla deviazione standard della media, che si dimostra essere pari a:

$$u_a \bar{x}_i = \frac{s_i}{\sqrt{n}}$$

4-7

Il valore di $u_a \bar{x}_i$ rappresenta l'incertezza media della misura dovuta agli errori aleatori commessi durante il processo di misurazione. Per determinare un intervallo di confidenza all'interno del quale ricade il valore vero della grandezza X_i , e come esso si propaghi sulla determinazione della grandezza Y di interesse, che risulta funzione delle diverse X_i , è

necessario, a partire da tale valore di incertezza, effettuare alcuni ragionamenti che però non possono prescindere dalla determinazione dell'errore sistematico degli strumenti di misura (Pulci Doria, 1992).

4.2.1.2. Errori sistematici

Le incertezze relative agli errori sistematici degli strumenti di misura sono calcolabili per mezzo delle indicazioni dei certificati di taratura delle apparecchiature dove in genere sono espresse in termini di errore massimo Δx_i^{max} . Il valore di Δx_i^{max} in genere è calcolabile in funzione del valore della misura e del fondo scala dello strumento, secondo la formula seguente, generalmente riportata nei certificati di taratura:

$$\Delta x_i^{max} = e_1 \bar{x}_i + eFS$$

4-8

Laddove FS è il valore del fondo scala dello strumento atto a misurare la grandezza X_i . L'errore commesso dallo strumento, però, risulta in genere minore dell'errore massimo possibile.

Ai fini di una composizione delle incertezze associate all'errore aleatorio e all'errore massimo è possibile interpretare l'errore sistematico come una variabile aleatoria, facendo riferimento a diverse distribuzioni probabilistiche dell'errore.

Procedendo in tal senso è possibile calcolare l'incertezza relativa all'errore sistematico come deviazione standard della distribuzione degli errori sistematici:

$$u_s \bar{x}_i = \frac{\Delta x_i^{max}}{\alpha}$$

4-9

Laddove α è un coefficiente che dipende dalla distribuzione scelta per descrivere la probabilità degli errori sistematici e pari a $\sqrt{5}$ per una distribuzione quadratica, $\sqrt{6}$ per una distribuzione lineare e $\sqrt{7}$ per la distribuzione radice quadrata. Può essere posto, con buona approssimazione, pari a 2,5 come valore medio tra le varie distribuzioni.

4.2.1.3. Errori totali

L'incertezza relativa all'errore totale, inteso come somma dell'errore aleatorio e dell'errore sistematico, può essere calcolato come somma della deviazione standard dovuta all'errore aleatorio e della deviazione standard dovuta all'errore sistematico, per mezzo della seguente relazione, :

$$u\bar{x}_i = \sqrt{u_a^2 \bar{x}_i + u_s^2 \bar{x}_i}$$

4-10

4.2.2. Calcolo dell'incertezza composta

L'incertezza tipo di y , che è la stima di Y , e quindi il risultato della misurazione, è ottenuta mediante la composizione delle incertezze tipo delle stime di ingresso x_1, x_2, \dots, x_n mediante la legge della propagazione delle incertezze:

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 u^2 \bar{x}_i}$$

4-11

dove sotto radice vi è la sommatoria dei quadrati delle derivate parziali della funzione y rispetto alle singole variabili x_i moltiplicate per il quadrato delle incertezze tipo $u\bar{x}_i$ di cui sono affette le diverse grandezze di ingresso x_i .

Direttamente dalla 4-8 deriva la regola di propagazione dell'incertezza sulla grandezza y qualora essa sia il risultato di un prodotto di n variabili di ingresso x_1, x_2, \dots, x_n , del tipo

$$Y = \prod_{i=1}^n X_i^{b_i}$$

4-12

laddove $b_i = \pm 1$.

$$u(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u^2 \bar{x}_i}$$

4-13

4.2.3. Incertezza estesa

L'incertezza estesa si ottiene moltiplicando l'incertezza composta $u(y)$ associata al misurando per un fattore di copertura k :

$$U(y) = k u(y)$$

4-14

Il valore di questo fattore k deve essere individuato tra quelli pertinenti alla variabile t di Student riportati sulle tabelle di probabilità inerenti. Infatti, anche se alcune variabili di ingresso x_i non hanno distribuzione normale, la distribuzione della variabile risultato y può

essere considerata approssimativamente normale in forza del teorema del limite centrale. Fissando il livello di probabilità $p = 95\%$, per un numero di gradi di libertà compresi tra 10 ed infinito, la variabile t di Student assume valori compresi tra 2,23 e 1,96. Quindi possiamo concludere che:

$$k = 2 \text{ per } p = 95\%$$

4-15

$$k = 3 \text{ per } p = 99\%$$

4-16

fissando il livello di probabilità $p = 95\%$, per un numero di gradi di libertà compresi tra 10 e 4, la variabile t di Student assume valori compresi tra 2.776 e 2.228 (Erto, 2004).

Il risultato della misura del misurando y risulta quindi espresso da:

$$y = \bar{y} \pm U$$

4-17

In riferimento all'attività sperimentale svolta l'incertezza per la misura della portata è risultata pari a $\pm 0.3\%$, dell'altezza manometrica è pari a circa $\pm 1.2\%$, della potenza di alimentazione è inferiore a $\pm 1\%$ e per il rendimento si ottiene un'incertezza pari a circa il $\pm 4.5\%$.

4.3. Prove su gruppi composti da pompe di superficie

Le prove sperimentali effettuate in laboratorio hanno consentito di studiare le performance di unità di pompaggio, pompe e motori in un circuito chiuso al fine di acquisire le misure necessarie alla caratterizzazione di tali macchine. I dati sperimentali raccolti costituiscono la base per lo studio del comportamento di un'unità di pompaggio.

Le prove sono state effettuate in più fasi:

dapprima sono state testate singolarmente le diverse componenti del gruppo.

Le diverse pompe sono state collaudate al variare del numero di giri, ricavando le curve caratteristiche.

In seconda battuta sono stati provati i motori asincroni con e senza la presenza di un Inverter, per apprezzarne e valutarne le differenti qualità performanti.

Infine si è caratterizzato l'intero gruppo dapprima composto da Pompa+Motore asincrono ed in seconda analisi composto da Pompa+Motore asincrono+Inverter per apprezzarne le eventuali differenze.

Le prove vengono svolte seguendo particolari differenti condizioni di carico considerate utili ai fini della sperimentazione.

Le performance dei prodotti ottenute mediante le prove sono servite ad applicare le metodologie di calcolo per ottenere il coefficiente EEI.

L'analisi sperimentale è stata condotta a valle di un lavoro di messa a punto delle procedure sperimentali e all'adeguamento e all'ottimizzazione dell'impianto.

4.3.1. Prove su pompe di superficie

Per poter testare le sole pompe senza il supporto del motore, è necessario connetterle ad un particolare apparecchio chiamato *freno cuplometro*, esso ha la caratteristica di funzionare sia da freno, se connesso ad un motore, sia da motore se connesso ad una pompa.

In questo caso si è utilizzato il cuplometro in qualità di motore affiancato alla pompa in grado di farla azionare, e contemporaneamente misurare il numero di giri dell'albero motore e la potenza ceduta alla pompa.



Figura 78: impianto per test su pompa al freno-cuplometro.

Le pompe scelte per questa campagna sperimentale sono due macchine della stessa tipologia ma con caratteristiche funzionali differenti. Le caratteristiche prestazionali delle due macchine al Best Efficiency Point sono mostrate in tabella:

Tabella 7: caratteristiche delle pompe in esame al Best Efficiency Point.

POMPA/Bep	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
HMU	0,0142	77,35	15,37	0,699
MEC	0,0143	45,895	9,17	0,701

4.3.1.1. HMU50-2/2

La pompa HMU è una macchina fornita dalla Caprari S.p.a. di Modena, è una pompa centrifuga ad asse orizzontale e multistadio, in particolare a doppia girante.



Figura 79: pompa HMU 50-2/2.

Questa tipologia di pompe viene realizzata con struttura idraulica in ghisa e girante in cuprolega, esse sono in grado di garantire prestazioni costanti nel tempo e massima economia nei consumi energetici. Tali pompe possono essere impiegate in diversi settori quali l'approvvigionamento idrico per uso acquedottistico, industriale, irriguo ed antincendio.

Dal collaudo della macchina si sono ricavate le curve caratteristiche presenti in figura, al variare del numero di giri.

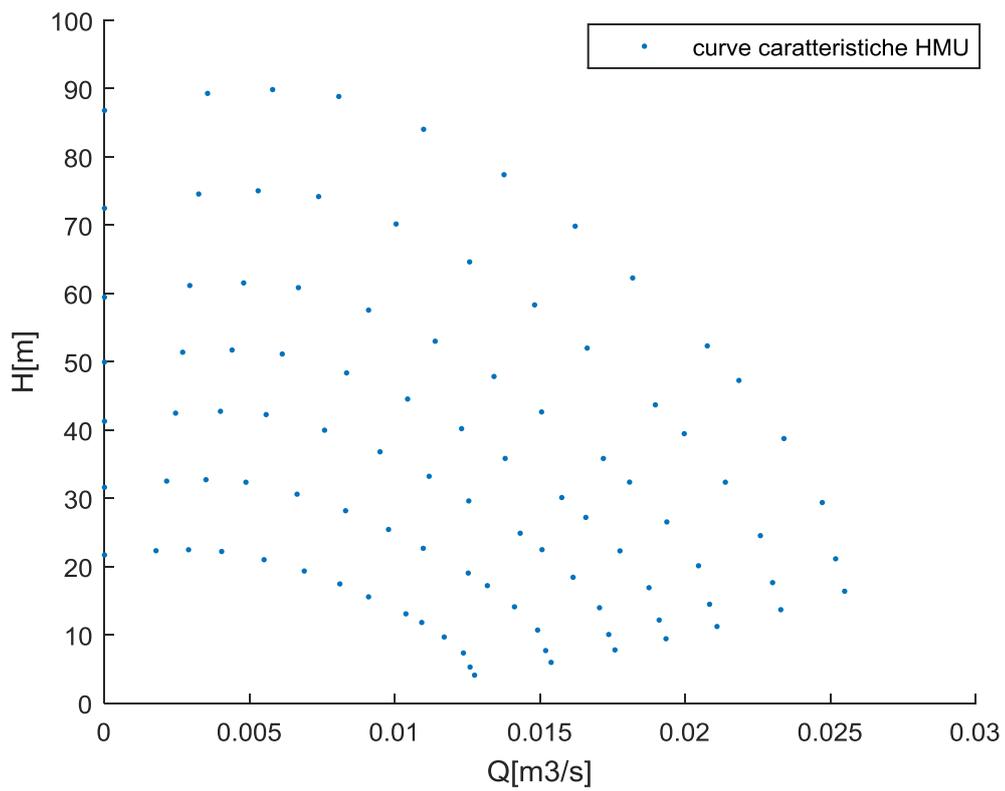


Figura 80: curve caratteristiche al variare del numero di giri per la macchina HMU.

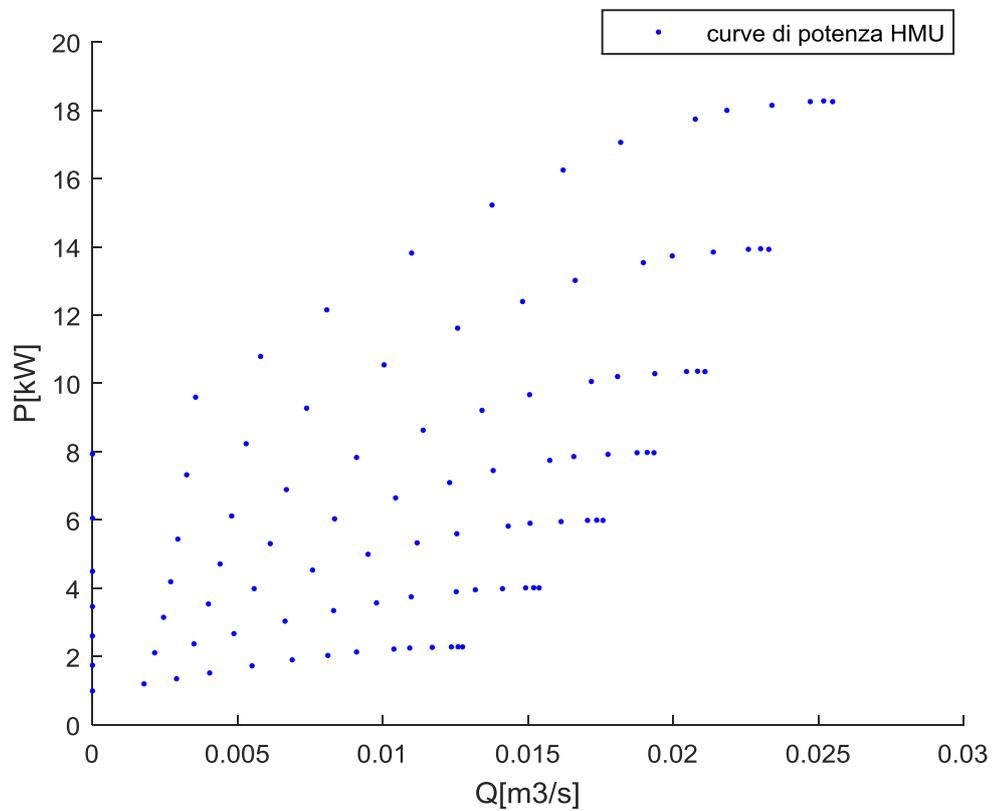


Figura 81: curve di potenza al variare del numero di giri per la macchina HMU.

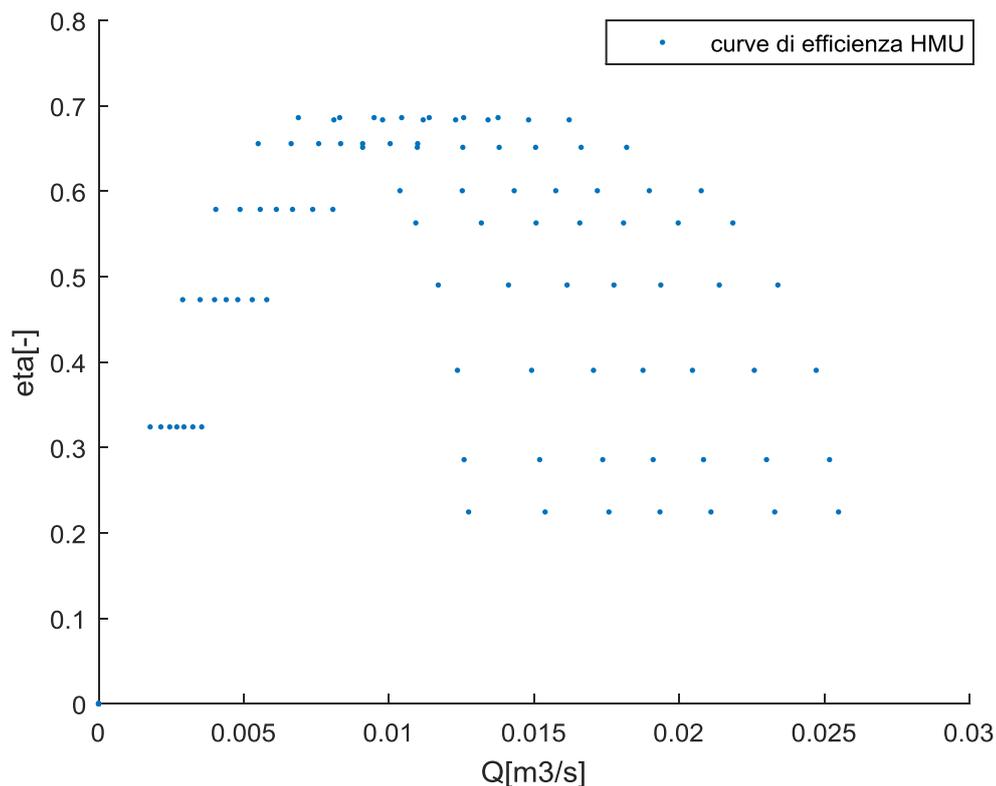


Figura 82: curve di efficienza al variare del numero di giri per la macchina HMU.

In figura sono presenti 7 curve per grafico, corrispondenti ai differenti numeri di giri per i quali sono state eseguite le prove; i numeri di giri presi in esame sono: 1450, 1750, 2000, 2200, 2400, 2650, 2900 giri/min.

Dal diagramma Q-H è evidente che per la macchina testata il range di prevalenze varia tra prevalenze massime superiori ai 90 m, corrispondenti alla portata massima pari a circa 26 l/s ottenuta per il numero di giri massimo, e prevalenze minime pari a 10 m corrispondenti alla portata minima pari a zero, ottenute per il numero di giri minimo.

Inoltre si può notare come la prevalenza H diminuisca all'aumentare della portata Q. Tale andamento appare avvenire seguendo una legge quadratica, confermando la teoria sul legame portata prevalenza per pompe idrauliche. La prevalenza diminuisce ulteriormente col numero di giri, fino a raggiungere il suo minimo per il numero di giri minimo, in questo caso pari a 1450 giri/min.

Dal diagramma Q-P si evince un andamento crescente della potenza al crescere della portata, raggiungendo picchi massimi di potenza per portate massime e viceversa, minimi di potenza per portate basse. Il legame che lega la portata alla potenza è un legame di tipo cubico. Inoltre si hanno valori di potenza crescenti al crescere del numero di giri.

Per ciascun numero di giri è stato trovato il punto di massima efficienza (Best Efficiency point, BEP) ottenuto ricercando il massimo della funzione $\eta(Q)$ mediante l'operazione di derivazione. In Tabella 8 sono mostrati i risultati ottenuti per ciascun numero di giri.

Tabella 8: caratteristiche al Bep per HMU al variare del numero di giri.

Pompa HMU	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
2900	0,0142	77,35	15,37	0,6992
2650	0,0131	64,06	11,80	0.6993
2400	0,0118	52,66	8,75	0.6993
2200	0,0108	44,35	6,73	0.6993
2000	0,0978	36,75	5,04	0,6993
1750	0,085	28,25	3,37	0,6992
1450	0,072	19,20	1,93	0,6993

4.3.1.2. MEC A2/50

La MEC è una pompa di produzione della Caprari S.P.A. ed è una macchina centrifuga ad asse orizzontale monogirante.



Figura 83: pompa MEC A2/50.

La MEC è realizzata con idraulica in ghisa e albero in acciaio. Essendo particolarmente versatile trova il proprio impiego nell'approvvigionamento idrico per uso acquedottistico, industriale, irriguo e nei gruppi antincendio.

Dal collaudo della macchina si sono ricavate le curve caratteristiche presenti in figura, al variare del numero di giri.

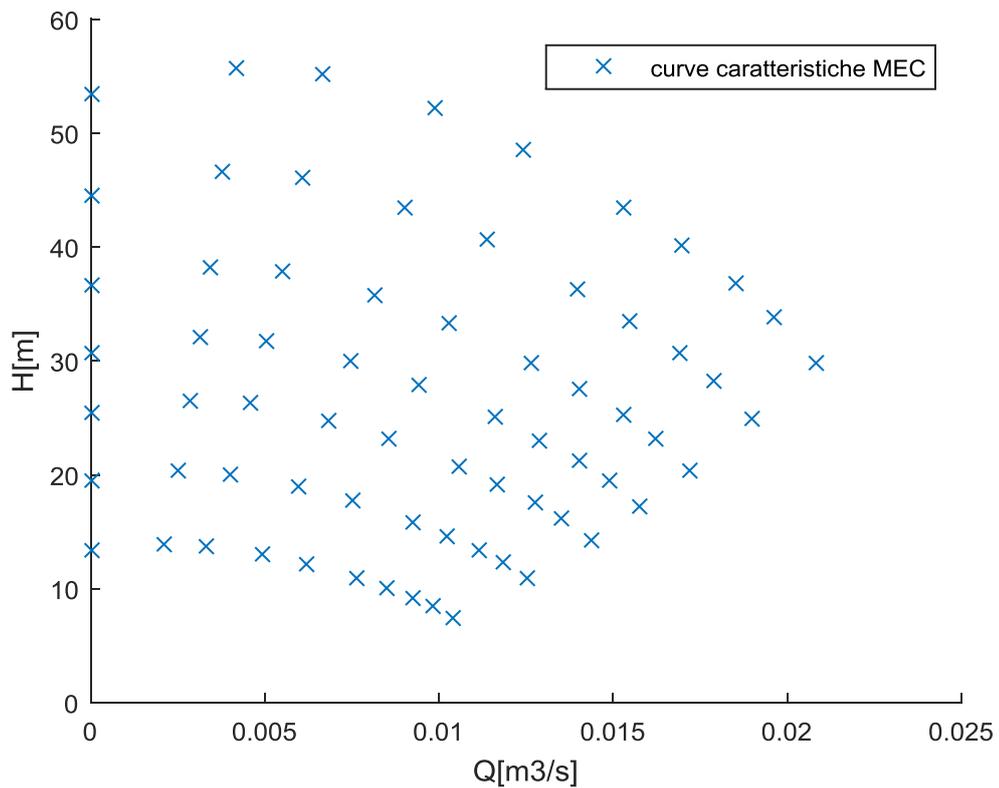


Figura 84: curve caratteristiche al variare del numero di giri per la macchina MEC.

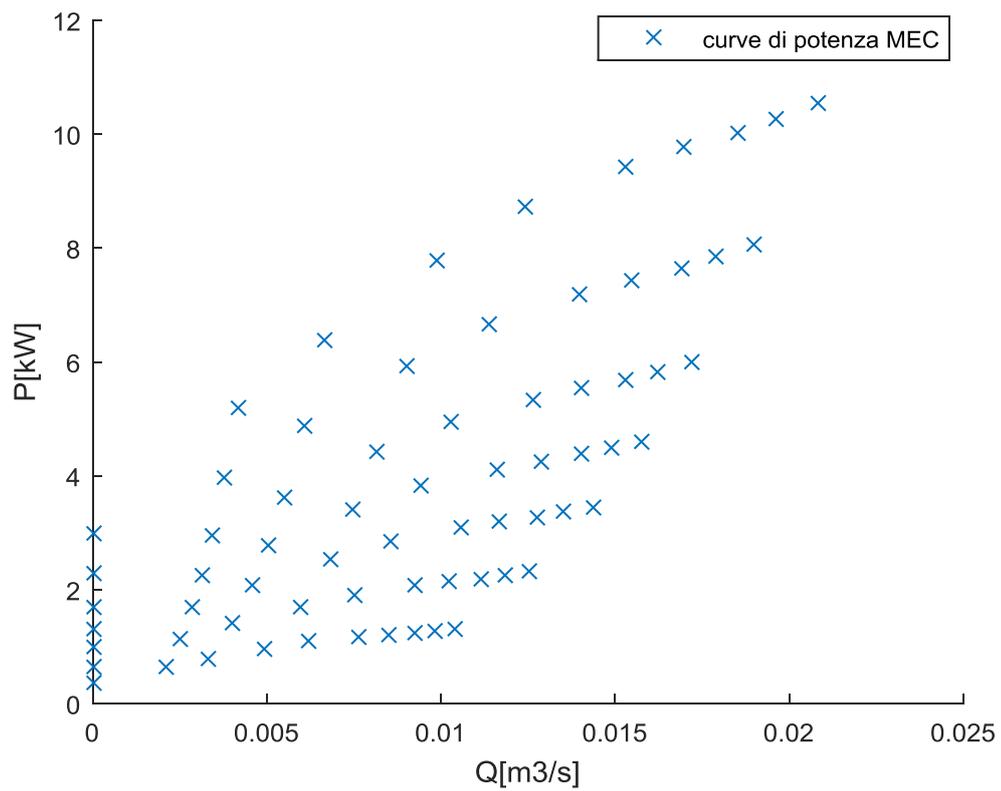


Figura 85: curve di potenza al variare del numero di giri per la macchina MEC.

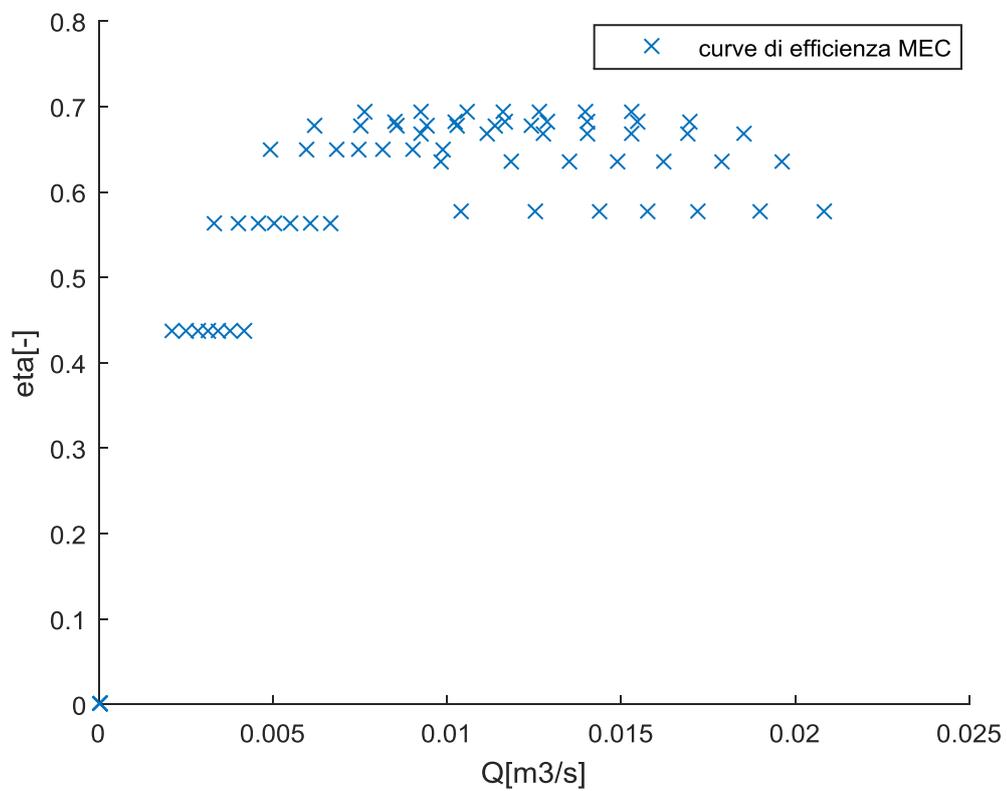


Figura 86: curve di efficienza al variare del numero di giri per la macchina MEC.

Per questa tipologia di pompe si raggiungono prevalenze inferiori rispetto alla tipologia precedentemente descritta, trattandosi appunto di macchine più piccole, guidate da un motore con potenza inferiore rispetto al precedente. Come è visibile dalle curve caratteristiche, infatti, in questo caso si raggiungono prevalenze massime inferiori ai 60 m per portate basse e numero di giri massimo. Le prevalenze raggiunte per numero di giri minimo risultano inferiori a 10 m.

La potenza anche in questo caso, come ovvio che sia, cresce all'aumentare della portata, seguendo un andamento ben interpretato attraverso una legge cubica. La potenza aumenta man mano che aumenta il numero di giri, fino a raggiungere il suo massimo per numero di giri massimo pari a 2900.

In Tabella 9 sono mostrati i Bep per ciascun numero di giri.

Tabella 9: caratteristiche al Bep per MEC al variare del numero di giri.

Pompa MEC	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
2900	0,01429	45,89	9,17	0,7016
2650	0,01303	38,37	6,99	0,7016
2400	0,01176	31,52	5,18	0,7016
2200	0,01092	26,29	4,02	0,7016
2000	0,09874	21,80	3,01	0,7016
1750	0,08614	16,72	2,014	0,7016
1450	0,07143	11,47	1.15	0,07016

4.3.1.3. Confronto

Dalle curve caratteristiche delle due macchine precedentemente descritte è stato possibile notare subito le differenze funzionali esistenti tra le due pompe, soprattutto in termini di prevalenza. Tali distinzioni sono essenzialmente dovute alle differenti caratteristiche meccaniche presenti per ciascuna macchina.

Per rendere più chiare ed evidenti le distinzioni di cui si sta parlando si riportano di seguito i diagrammi caratteristici sovrapposti, in modo da poter effettuare un confronto.

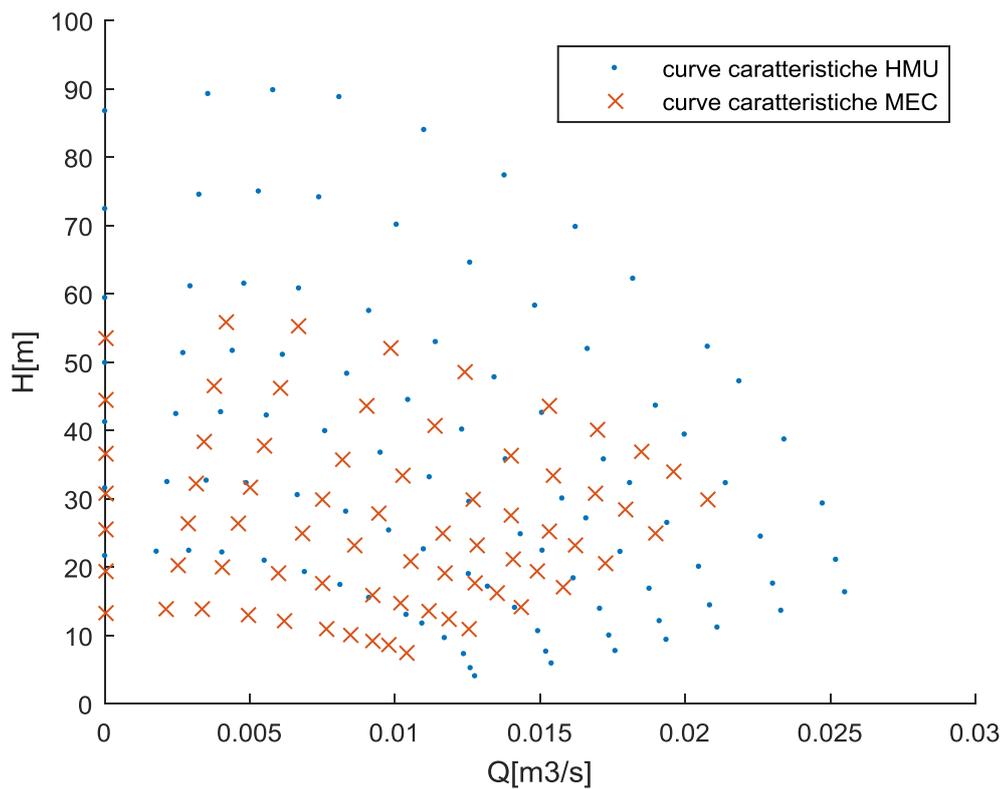


Figura 87: curve caratteristiche HMU e MEC sovrapposte.

Sovrapponendo i diagrammi Q-H risulta chiaro che la HMU copre un range di portate maggiore per numero di giri costante, oltre a soddisfare le esigenze di una più vasta gamma di prevalenze, rispetto alla MEC per la quale il diagramma appare più appiattito. La HMU sembrerebbe dunque più stabile e di regolazione più semplice della MEC in un caso di pompaggio in parallelo, ad esempio.

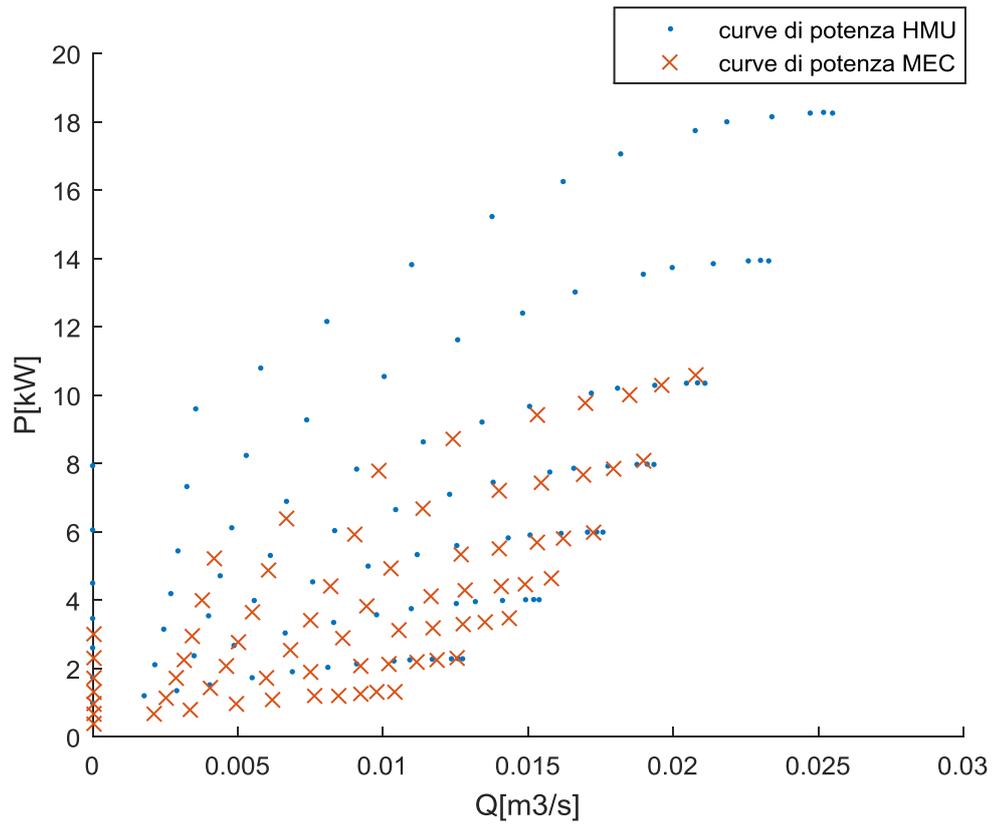


Figura 88: curve di potenza HMU e MEC sovrapposte.

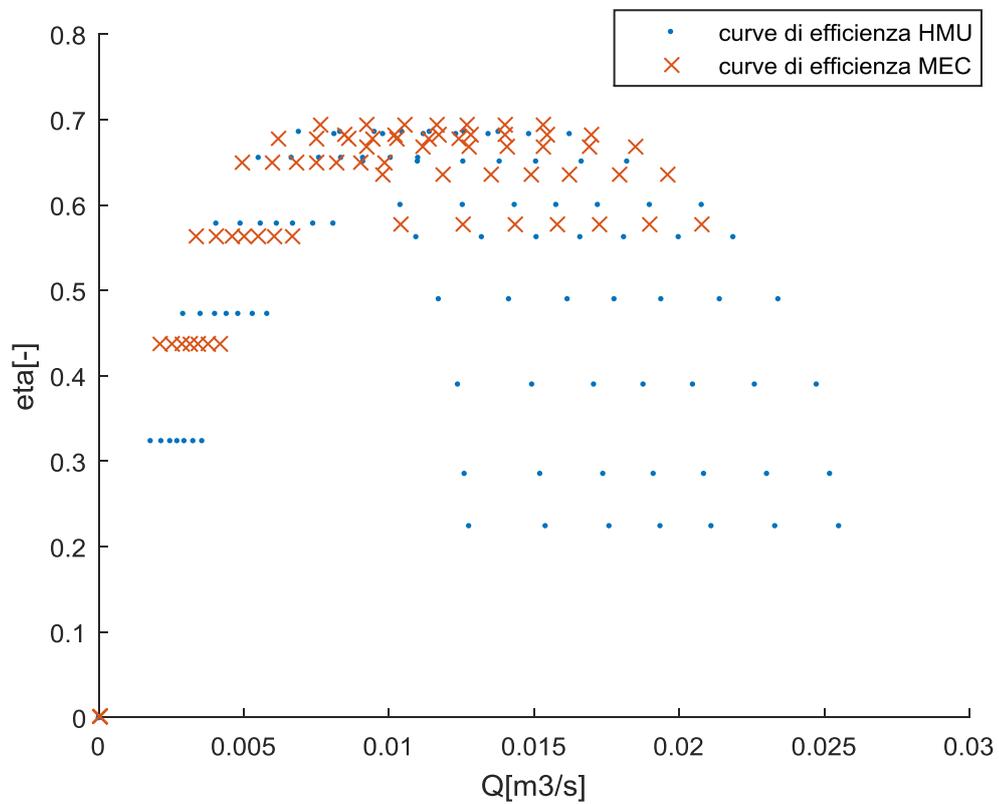


Figura 89: curve di efficienza HMU e MEC sovrapposte.

Le potenze della HMU risultano maggiori di quelle della MEC come detto in precedenza e confermato dalla sovrapposizione delle curve di potenza delle due macchine. La HMU arriva ad una potenza massima di poco superiore di 18 kW, mentre la MEC non supera gli 11 kW. La potenza massima letta nei diagrammi è direttamente collegata alla tipologia di motore utilizzato per azionare le due pompe. Infatti la prima pompa è accoppiata ad un motore di potenza 18,5kW, mentre la seconda viene supportata da un motore con potenza inferiore, 11 kW.

4.3.2. Prove su motore

I Motori collaudati sono due motori asincroni SEIPEE con potenze pari a 18.5 kW 2 poli e 11 kW 2 poli.

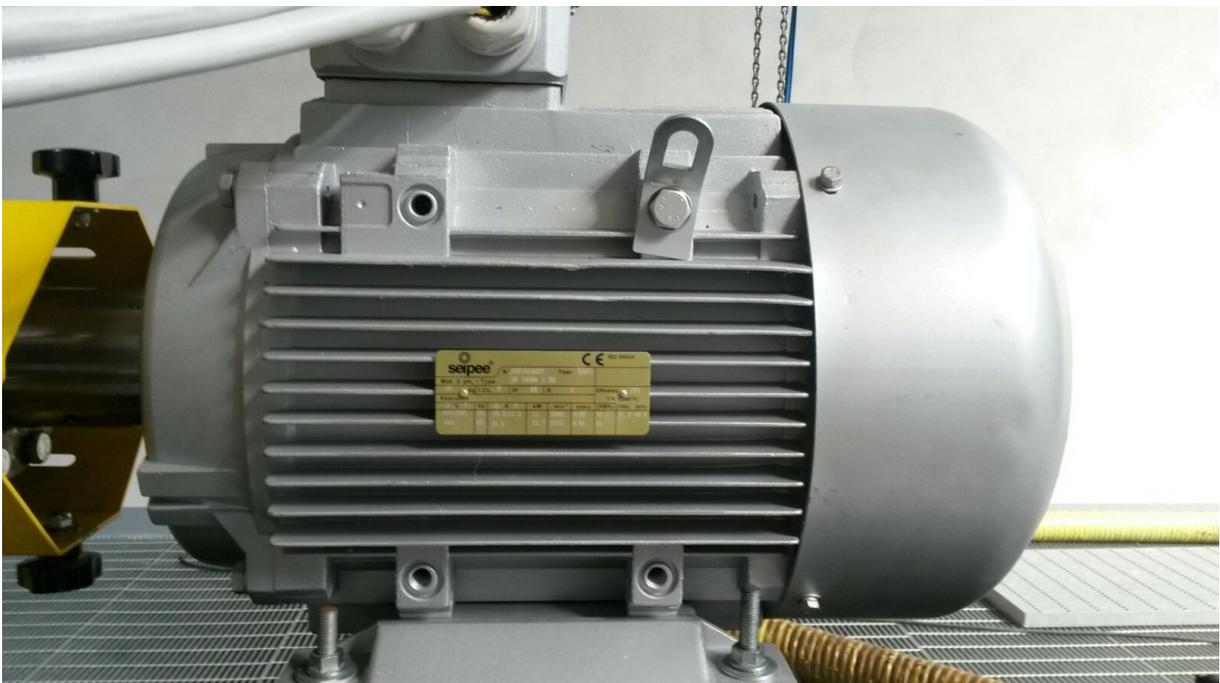


Figura 90: motore in prova.

Quando si prova un motore è necessario testarlo sia a vuoto che sottoposto ad un carico. A tale proposito si utilizza il freno cuplometro in qualità di freno connesso all'albero del motore, esso, oppone una determinata resistenza all'albero motore. In seconda analisi l'impianto può comprendere eventualmente un inverter che permetterà di svolgere la prova al variare della frequenza

Per la presente campagna sperimentale le prove sono state eseguite sia con inverter che senza.

Per poter registrare il punto a di collaudo con forza di resistenza impressa il motore deve essere testato a vuoto, esso viene distaccato dal freno cuplometro e provato con l'albero motore completamente libero da ogni tipo di resistenza.

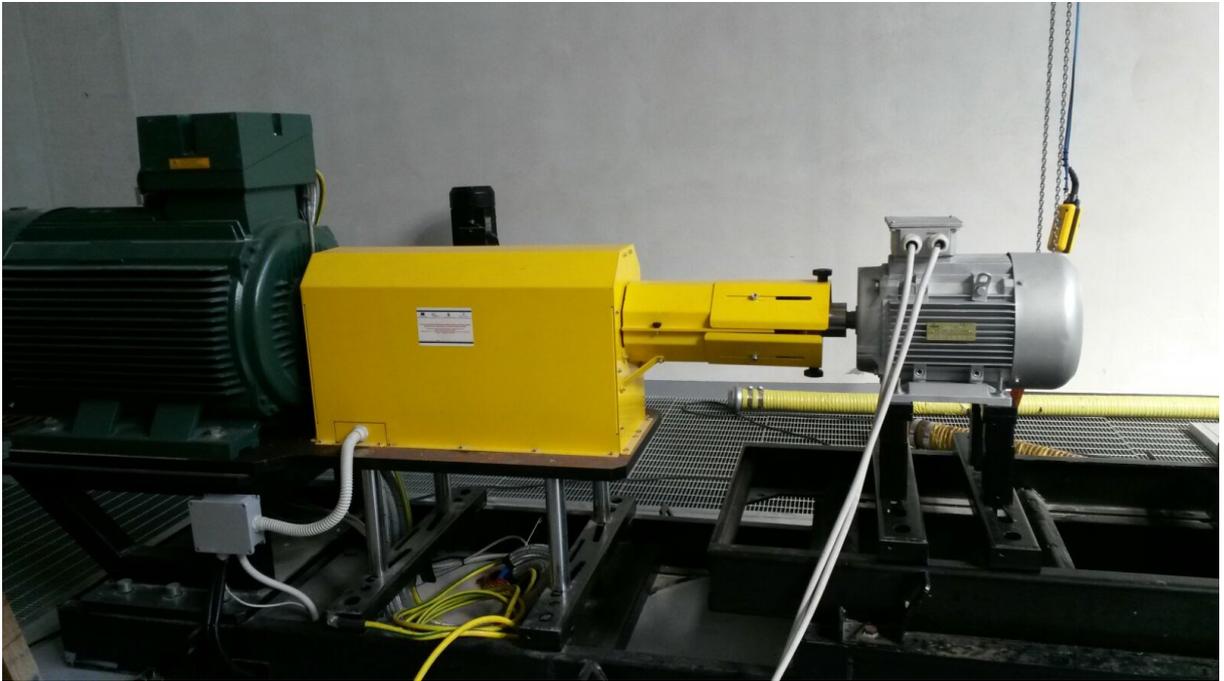


Figura 91: motore al freno cuplometro durante un test di collaudo.

4.3.2.1. Motore Seipee 18.5 kW

La prima serie di test viene svolta senza la presenza dell'inverter. Il motore viene testato dapprima a vuoto, in seguito si imprime mediante il cuplometro il carico e si registrano i valori necessari al corretto svolgimento della prova. I punti sperimentali registrati per questa prova sono stati 5, dal quale ne risultano i seguenti diagrammi:

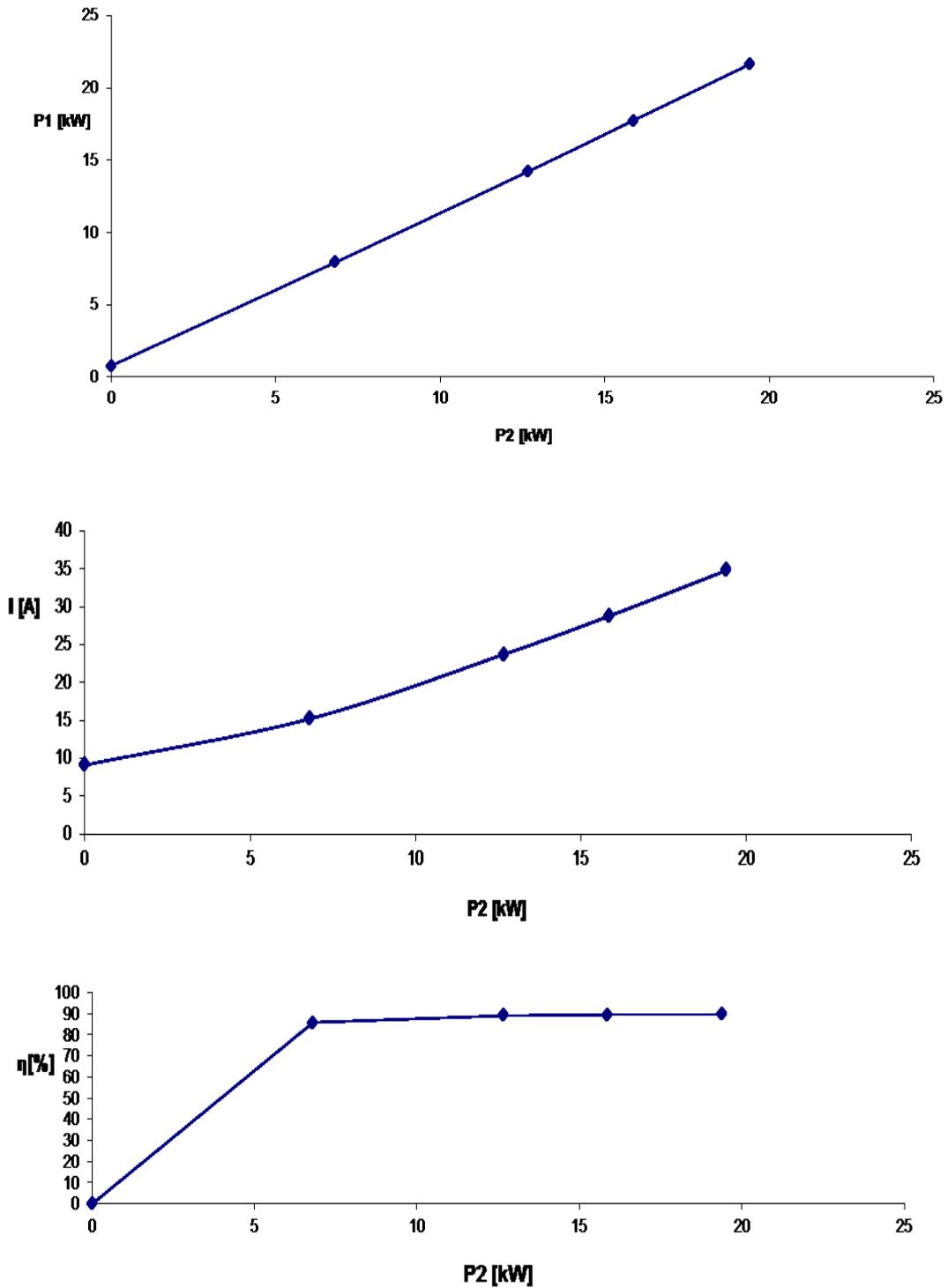


Figura 92: diagrammi rappresentativi del funzionamento del motore Seipce 18,5 kW.

I diagrammi mostrati sono rappresentativi del funzionamento del motore, dove: la P_1 è la potenza elettrica in entrata, a monte, del motore; la P_2 è la potenza meccanica letta all'albero motore, in uscita dal motore; I rappresenta l'intensità di corrente che il motore assorbe dalla rete e η il rendimento del motore.

È chiaro che la P in entrata e quella in uscita sono direttamente proporzionali. La potenza meccanica in uscita è minore di quella elettrica in entrata, questo è dovuto alle perdite tipiche che si hanno nei motori elettrici, che portano dunque ad una decurtazione della potenza.

All'aumentare della potenza meccanica in uscita P_2 aumenta l'intensità di corrente assorbita, seguendo una legge quadratica, come è evidente dal diagramma P2-I.

Per quanto concerne il rendimento esso presenta nel grafico P2- η un primo tratto crescente fino ad un punto massimo superato il quale la curva si stabilizza su un valore costante.

4.3.2.2. Motore Seipee 18.5 kW + Inverter Santerno

Il secondo step consiste nello svolgere le prove sul motore in presenza di un inverter collegato ad esso, per poter confrontare le variazioni in termini di potenza assorbita, intensità di corrente e rendimento, potendo anche valutare quanto influisca la presenza di tale strumentazione.

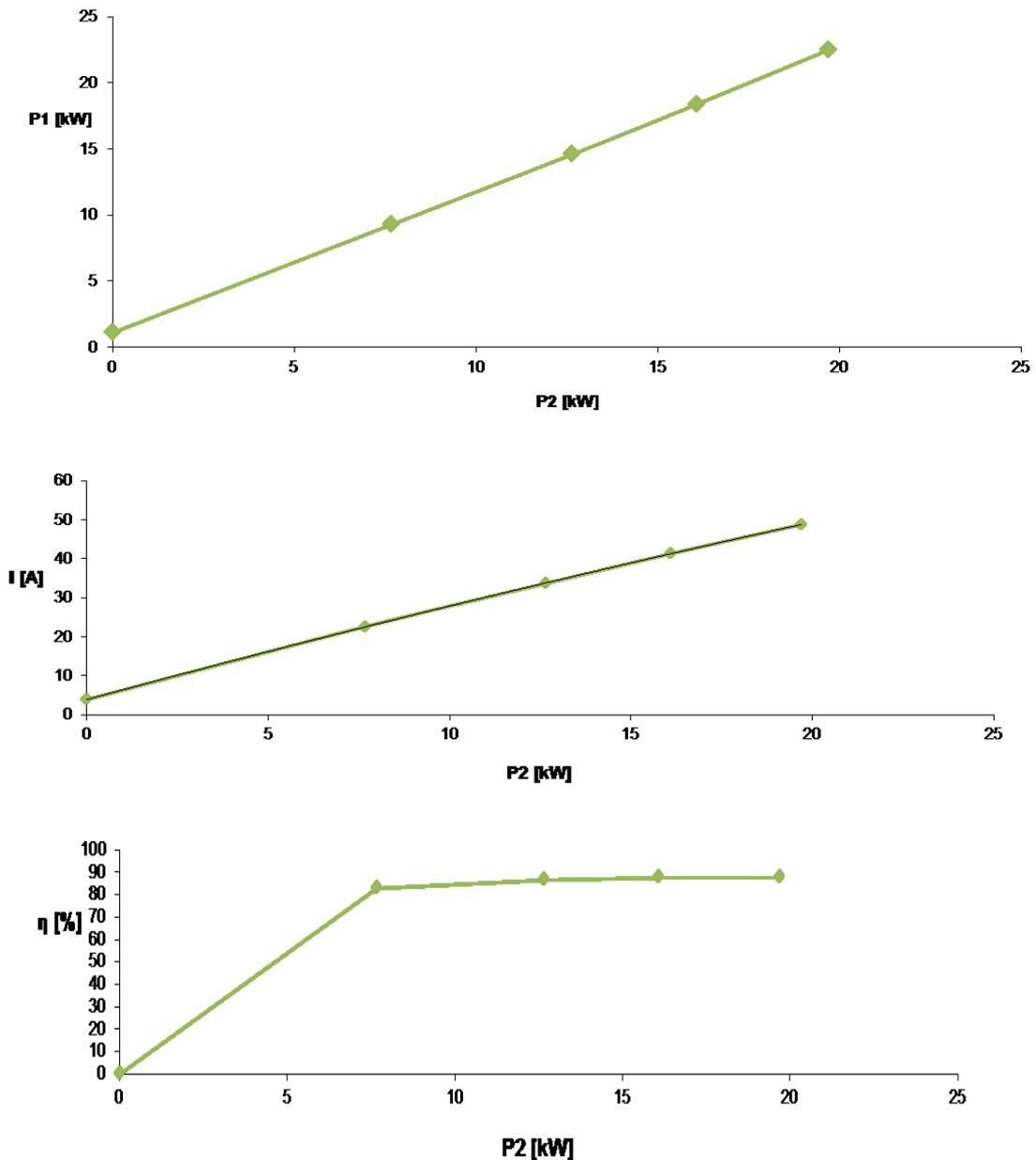


Figura 93: diagrammi rappresentativi del funzionamento del motore Seipee 18,5 kW + Inverter.

I diagrammi mostrano gli stessi andamenti del precedente caso, ma con valori leggermente più alti. Come ad esempio nel caso del diagramma P2-I, in cui l'intensità di corrente risulta maggiore rispetto al caso precedente, questo è dovuto al fatto che la presenza dell'inverter fa sì che il sistema richieda più corrente. In presenza dell'inverter quando si parla di potenza P_1 si intende la potenza elettrica misurata in entrata a monte dell'inverter.

4.3.2.3. Motore Seipee 11 kW

Le stesse operazioni vengono eseguite durante i collaudi del motore da 11 kW di potenza. Il risultato di tali test è rappresentato dai diagrammi di seguito mostrati:

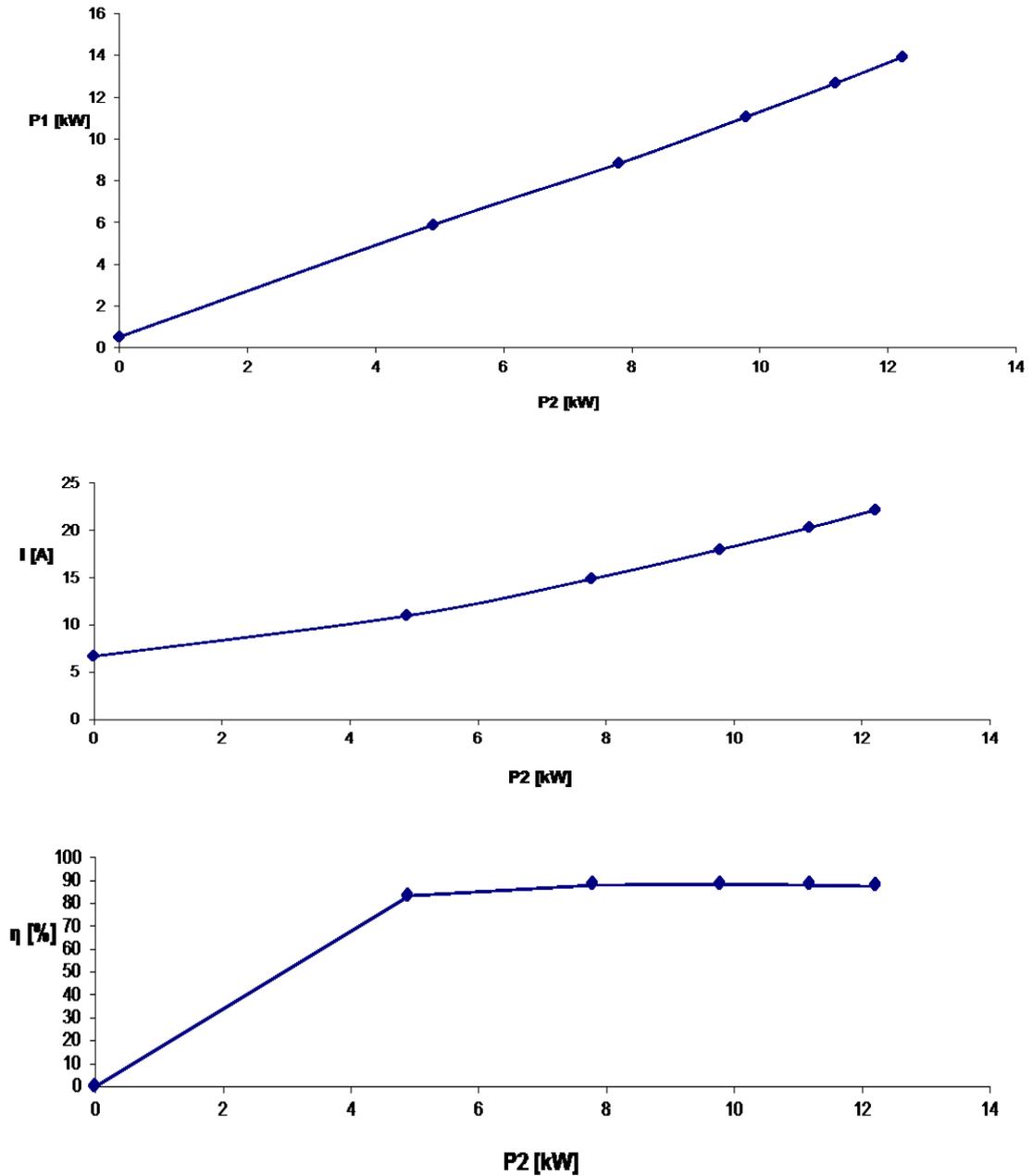


Figura 94: diagrammi rappresentativi del funzionamento del motore Seipee 11 kW.

In questo caso trattandosi di un motore meno potente, ci troviamo di fronte a valori di potenza elettrica P_1 , potenza meccanica P_2 e intensità di corrente assorbita I inferiori al caso precedente. Per il resto l'andamento delle curve resta invariato.

4.3.2.4. Motore Seipee 11 Kw + Inverter Santerno

Collegando un inverter Santerno al motore a 11 kW si ottengono i seguenti risultati:

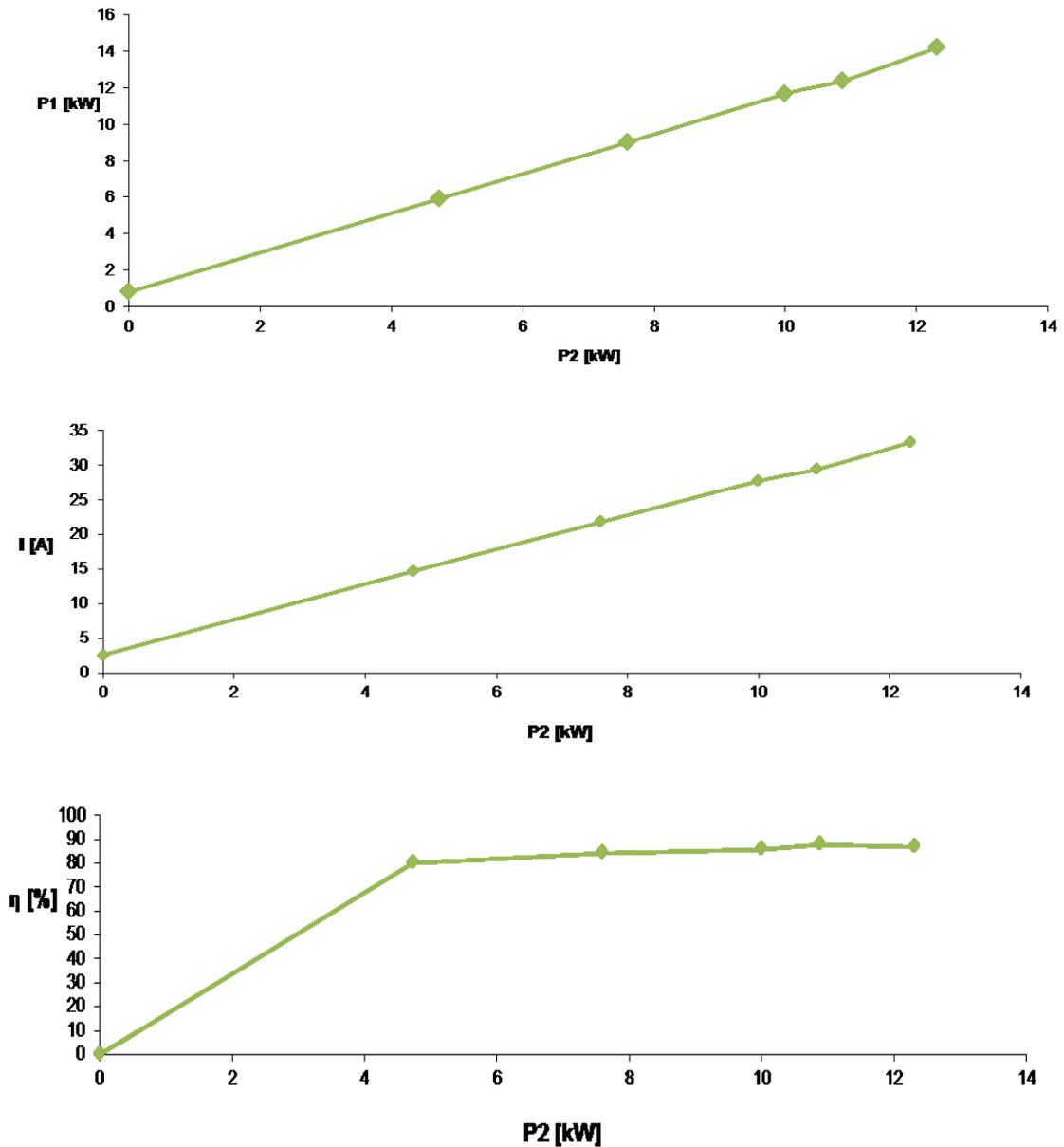


Figura 95: diagrammi rappresentativi del funzionamento del motore Seipee 11 kW+Inverter Santerno.

Come si nota gli andamenti risultanti sono i medesimi del caso precedente.

4.3.3. Prove su gruppi

Le prove vengono svolte in due fasi a seconda della composizione del gruppo:

- Funzionamento a numero di giri costante: prove prestazionali su gruppo composto da pompa+ motore
- Funzionamento a numero di giri variabile: prove prestazionali su gruppo composto da pompa+ motore+inverter.

L'assenza di un inverter comporta un funzionamento del motore a numero di giri pressoché costante, dove il funzionamento del gruppo pompa si attiene allo schema mostrato in figura:

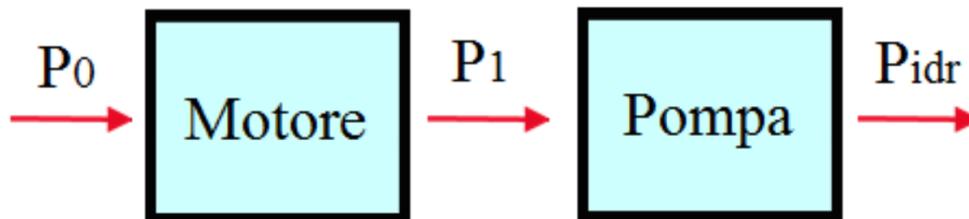


Figura 96: schema di Funzionamento motore + pompa.

Introducendo l'inverter lo schema di potenze a cui doversi attenere risulta essere il seguente:

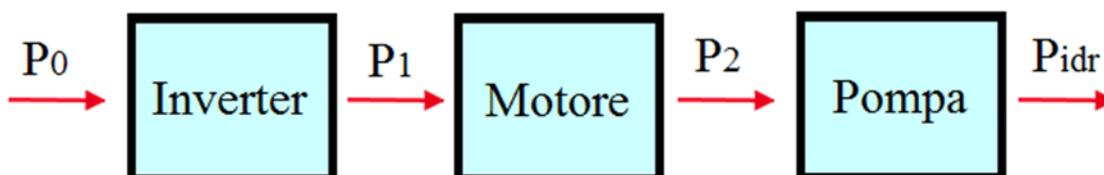


Figura 97: schema di Funzionamento con Inverter

Quando l'unità di pompaggio è costituita da pompa + motore + variatore di frequenza, è possibile, mediante l'inverter, misurare la potenza assorbita dal motore, l'intensità di corrente assorbita e la tensione presente tra inverter e motore, ed è possibile svolgere le prove a frequenze differenti da quella nominale di rete pari a 50 Hz.



Figura 98: impianto per test su gruppo

4.3.3.1. Funzionamento a frequenza di rete

La prima fase di acquisizione dati è stata condotta con un'unità di pompaggio priva di inverter e quindi con una frequenza di 50 Hz fornita dalla rete.

L'assenza di un inverter comporta un funzionamento del motore a numero di giri pressoché costante (2979-2959 rpm).

A partire dalla condizione di saracinesca chiusa per giungere poi ad una condizione di totale apertura è stata fatta variare in modo graduale la portata passante nella condotta di mandata. Per ogni valore di portata l'acquisizione dei dati è stata effettuata 5 volte in modo da ricavarne un valore medio e minimizzare gli errori dovuti alla fluttuazione delle misure prese.

La strumentazione ha permesso di acquisire, in relazione alla portata, i valori di:

- Prevalenza (H)
- Potenza fornita alla pompa (P1)
- Tensione (V)
- Corrente assorbita (I)
- $\cos \varphi$
- Potenza idraulica (Pidr)
- Rendimento unità (η)

Mediante una sonda ottica posizionata in corrispondenza dell'albero della pompa è stato possibile misurare in maniera diretta il numero di giri della pompa. Mettendo le misure di queste grandezze in relazione con i valori di portata sono stati ricavati i seguenti diagrammi:

4.3.3.1.1. Gruppo HMU50-2/2 + motore 18.5 kW

Testando il gruppo formato da pompa + motore è possibile eseguire le prove alla sola frequenza di rete, ossia 50 Hz e dunque con numero di giri poco variabile rispetto a quello nominale. A seguito di tali prove si sono ottenute le curve caratteristiche e i grafici di seguito proposti ed in Tabella 10 sono riportati i valori al Bep.

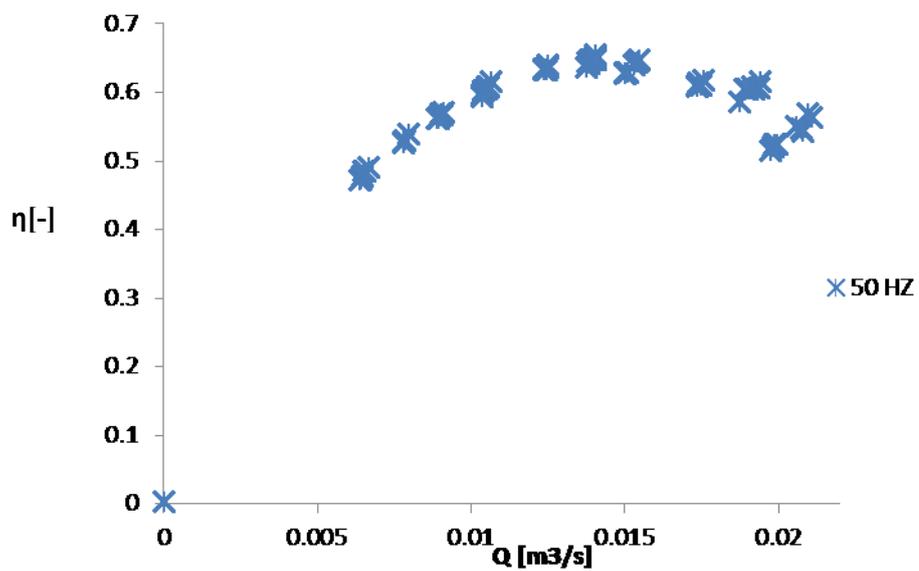
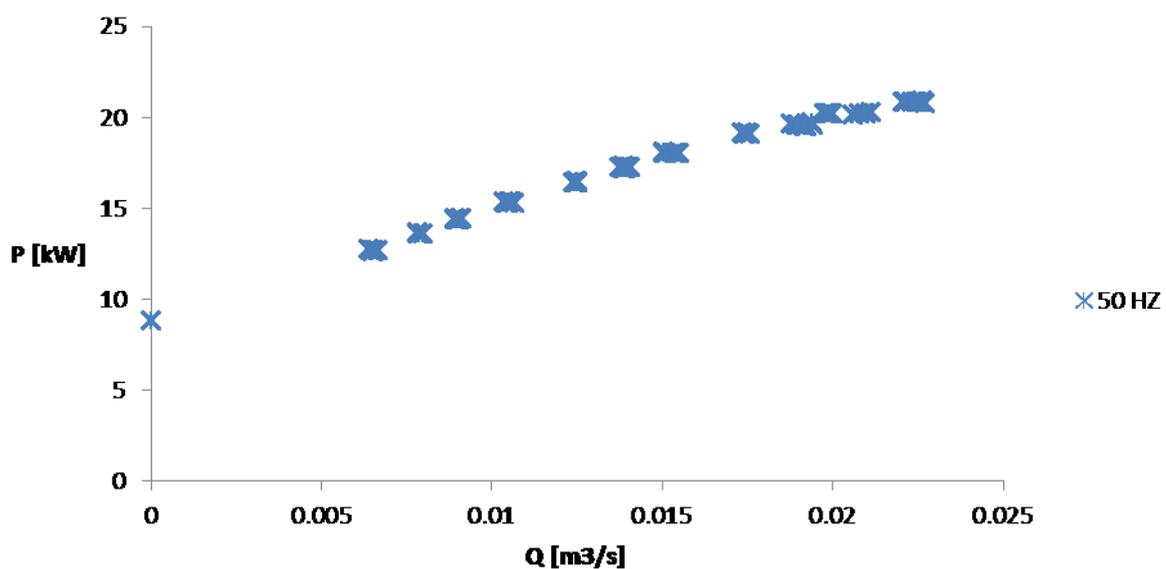
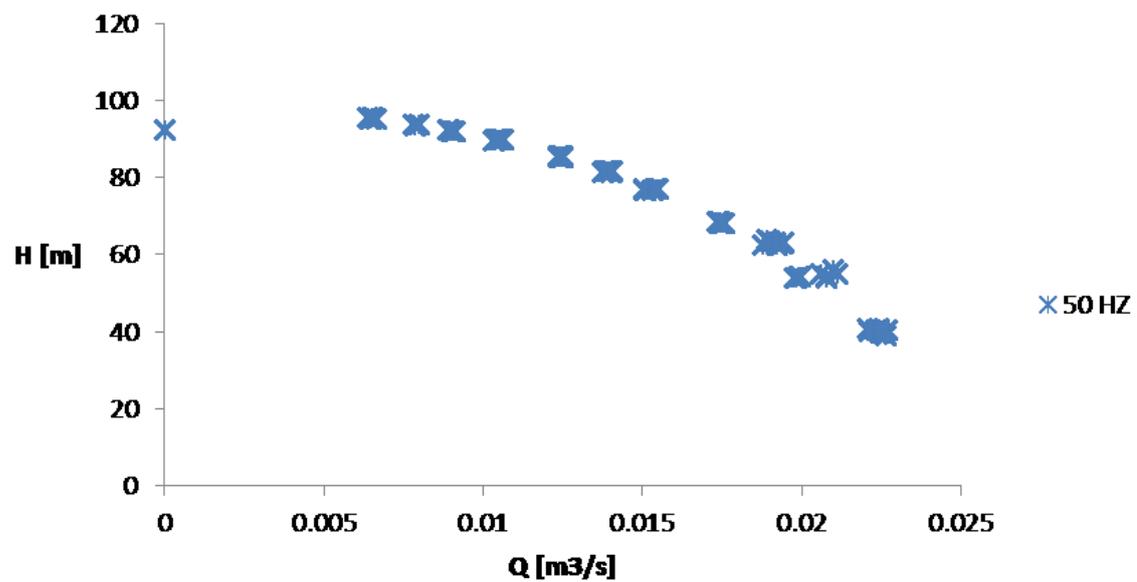


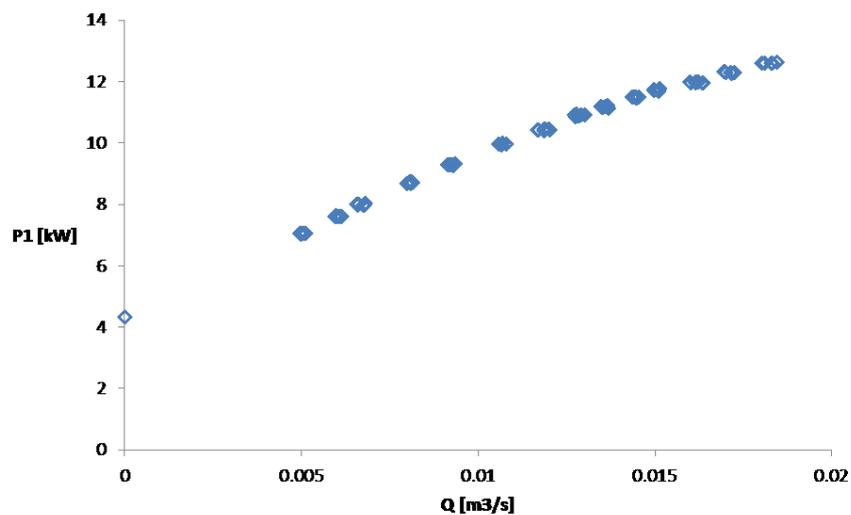
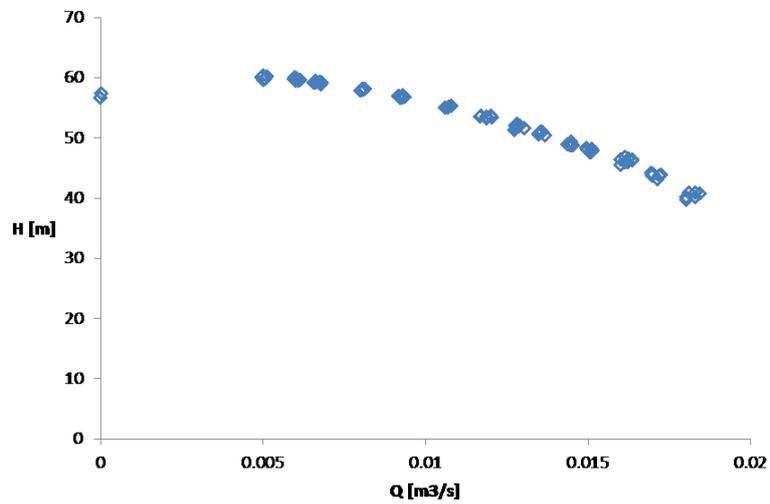
Figura 99:diagrammi prestazionali per il gruppo HMU+ 18,5 kW.

Tabella 10: caratteristiche al Bep per HMU + 18,5 kW.

GRUPPO/Bep	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
HMU + motore	0,0141	80,69	17,38	0,644

4.3.3.1.2. Gruppo MEC A2/50 + motore 11 kW

Testando il gruppo formato da pompa + motore è possibile eseguire le prove alla sola frequenza di rete, ossia 50 Hz e dunque per il solo numero di giri nominale. A seguito di tali prove si sono ottenute le curve caratteristiche e i grafici di seguito proposti ed in Tabella 11 sono riportati i valori al Bep.



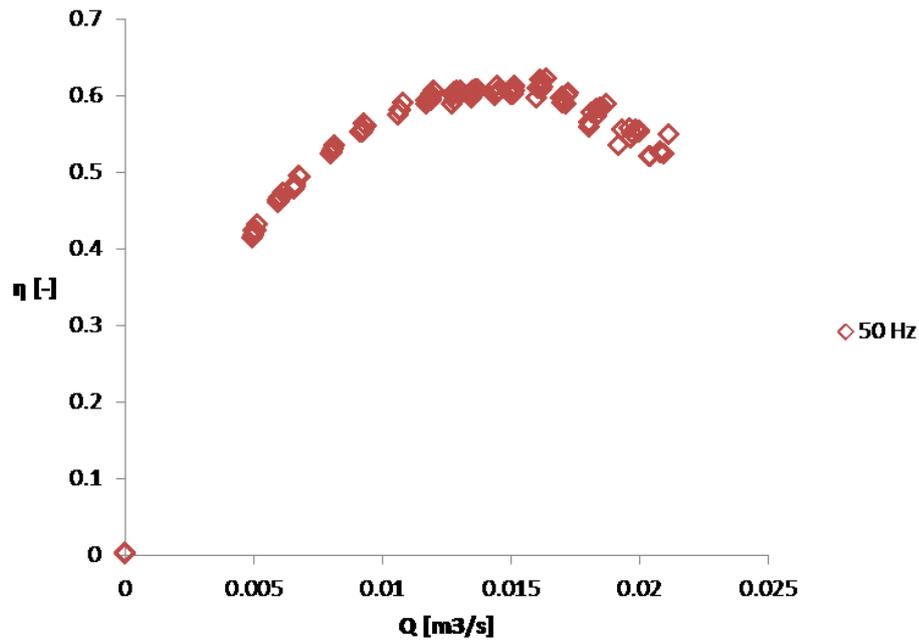


Figura 100: diagrammi prestazionali per il gruppo MEC+ 11 kW.

La potenza elettrica P1 letta al pc, mediante il sistema di automazione che riporta i dati letti dal wattmetro, risulta crescente con la portata, fino ad un massimo di circa 13kW per una portata pari a circa 0.02 m³/s.

Tabella 11: caratteristiche al Bep per MEC + 11 kW.

GRUPPO/Bep	Q _{Bep} [m ³ /s]	H _{Bep} [m]	P _{Bep} [kW]	η _{Bep} [-]
MEC + motore	0,0143	49,56	11,41	0,609

4.3.3.2. Funzionamento a numero di giri variabile

La seconda fase di acquisizione dati è stata condotta inserendo all'interno dell'unità di pompaggio un convertitore di frequenza (inverter).

L'inserimento di un inverter permette di variare il numero di giri del motore. La modalità di acquisizione dati non varia rispetto alla precedente fase di acquisizione, e cioè lavorando sulla saracinesca a partire da una condizione di totale chiusura fino ad arrivare ad una condizione di totale apertura, si è fatta variare gradualmente la portata. Per ogni valore di portata l'acquisizione dei dati è stata effettuata 5 volte in modo da ricavarne un valore medio e minimizzare gli errori dovuti alla fluttuazione delle misure prese.

Queste misure attraverso l'utilizzo dell'inverter sono state effettuate su frequenze di 50 Hz, 45 Hz, 40 Hz, 35 Hz, 30 Hz e 25 Hz, ricavando i seguenti diagrammi:

4.3.3.2.1. Gruppo HMU50-2/2A + motore 18.5 kW + Inverter

Si riportano i dati sperimentali per il gruppo HMU50-2/2A + motore 18.5 kW + Inverter

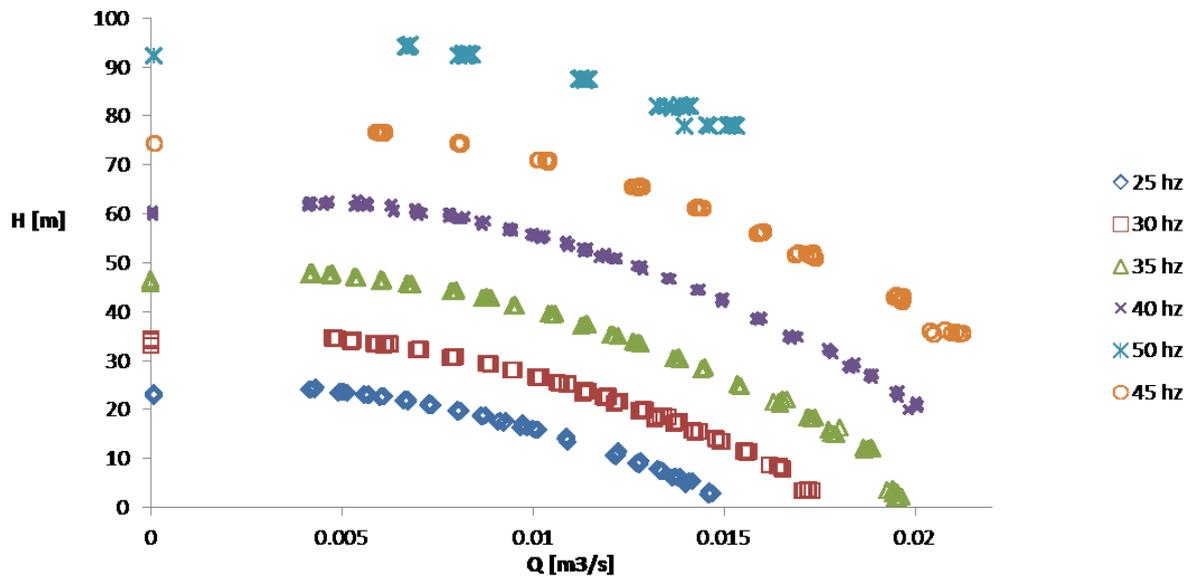


Figura 101: curve caratteristiche al variare della frequenza per il gruppo HMU+18,5 kW+inverter.

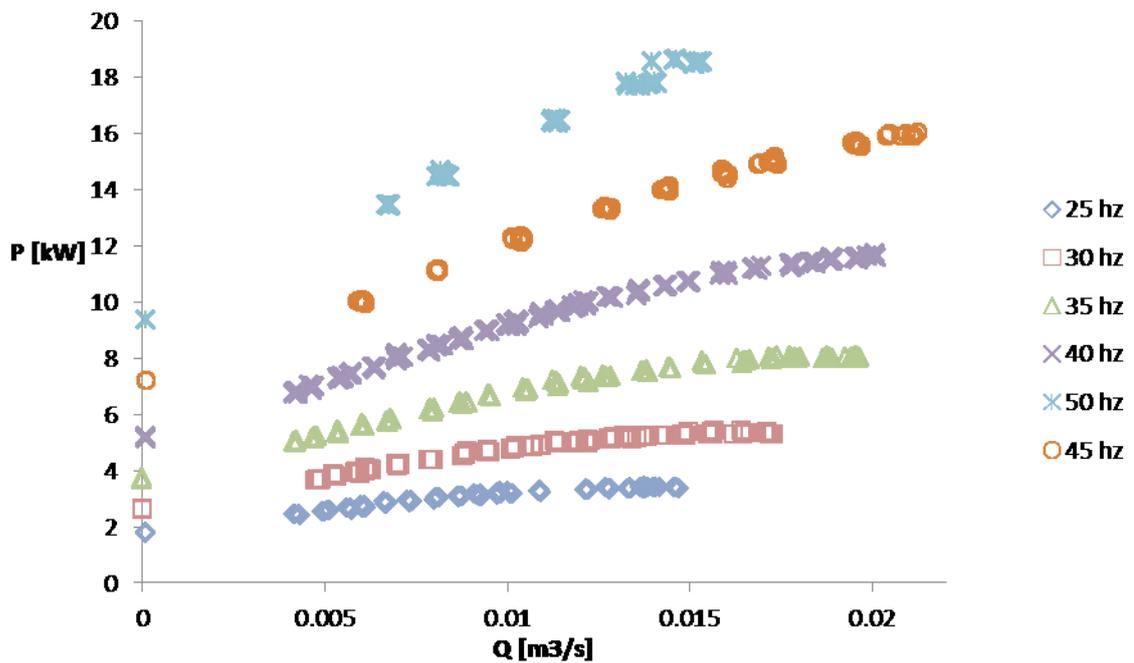


Figura 102: curve di potenza al variare della frequenza per il gruppo HMU+18,5 kW+inverter.

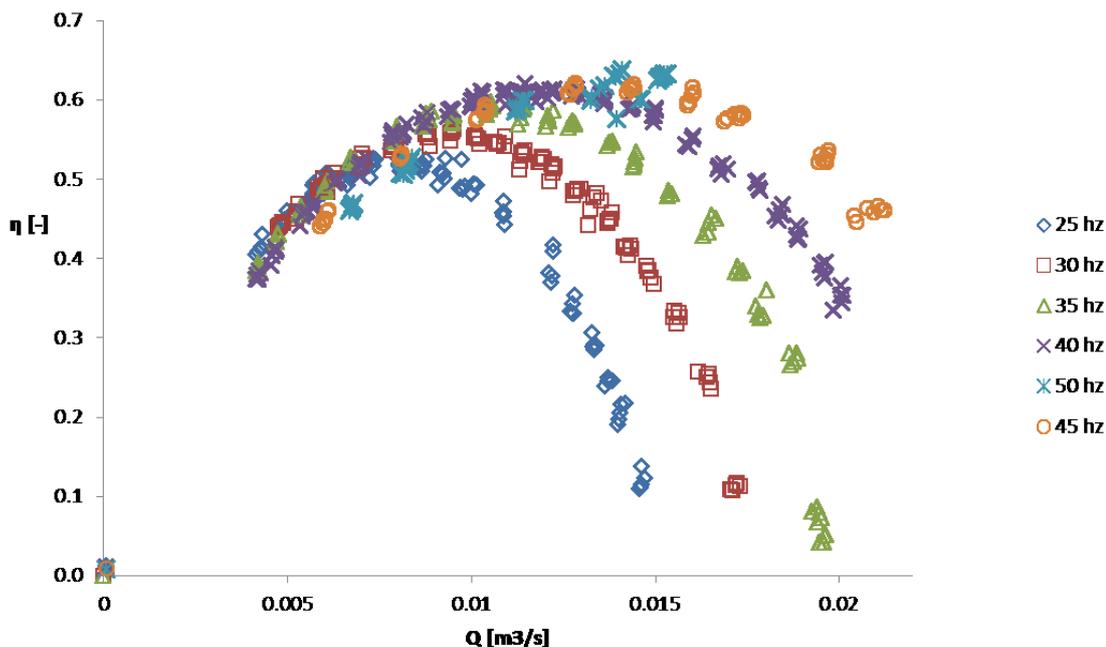


Figura 103: curve di efficienza al variare della frequenza per il gruppo HMU+18,5 kW+inverter.

Grazie al supporto dell'inverter si ottiene un diagramma corredato da una curva Q-H e Q-P e Q- η per ciascuna frequenza, corrispondente ad un diverso numero di giri. È chiaro come si ottengano prevalenze e potenze maggiori per la massima frequenza, 50 Hz, e sempre più basse man mano che diminuiscono le frequenze, fino a raggiungere il loro minimo per la frequenza minima di prova pari a 25 Hz.

Si può inoltre notare come i punti della curva 50 Hz siano numericamente meno rispetto a quelli presi per le altre frequenze; questo è dovuto ad un limite dell'impianto, che impone un blocco di sicurezza qualora si superi un determinato amperaggio. Per questo gruppo a 50 Hz non si è potuto acquisire punti oltre il valore di portata pari a 0.0151 m³/s proprio perché si superava l'amperaggio limite portando il sistema al blocco di sicurezza, staccando così l'alimentazione e impedendo il proseguimento della prova.

Per ciascun numero di giri è stato ricavato il punto di rendimento massimo (Best Efficiency Point, BEP), ricercando il massimo della funzione $\eta(Q)$ mediante l'operazione di derivazione. In Tabella 12 si mostrano i risultati ottenuti per ciascun numero di giri.

Tabella 12: caratteristiche al Bep per HMU+18.5 kW+inverter al variare del numero di giri.

Gruppo HMU	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
50 Hz	0,0151	78,95	18,59	0,6298
45 Hz	0,0137	64,21	13,83	0,6222
40 Hz	0,0122	50,65	9,94	0,6106
35 Hz	0,0108	38,76	6,91	0,5925
30 Hz	0,0093	28,40	4,62	0,5630
25 Hz	0,0079	19,58	2,97	0,5132

4.3.3.2.2. Gruppo MEC A2/50 + motore 11 kW + Inverter

Si riportano i punti sperimentali ottenuto per il gruppo MEC A2/50 + motore 11 kW + Inverter

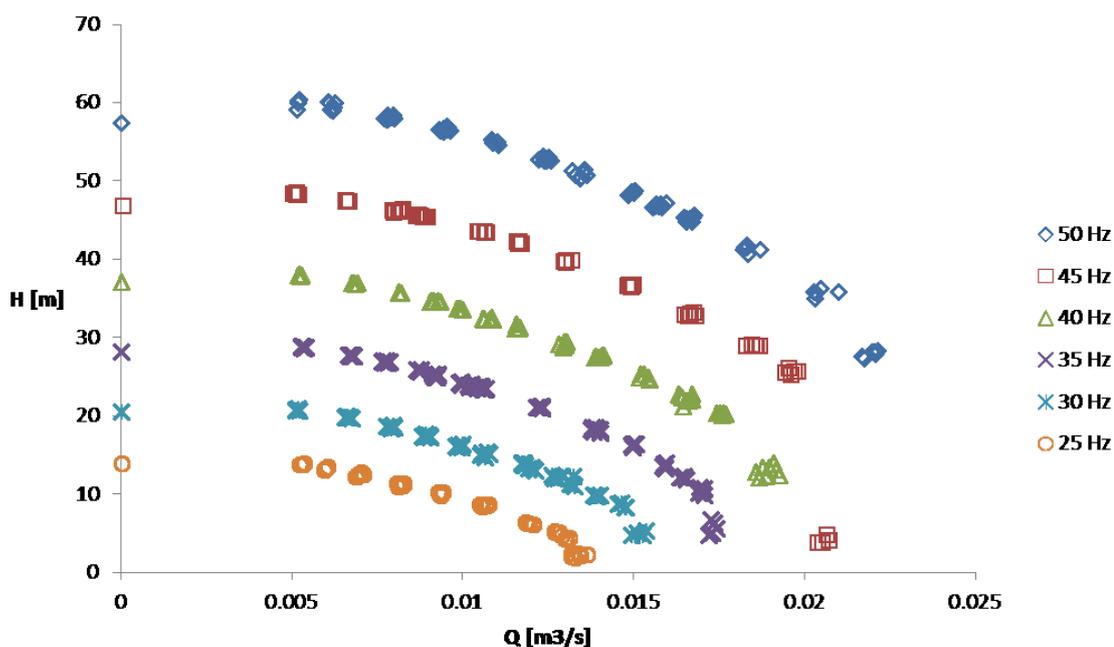


Figura 104: curve caratteristiche al variare della frequenza per il gruppo MEC+11 kW+inverter.

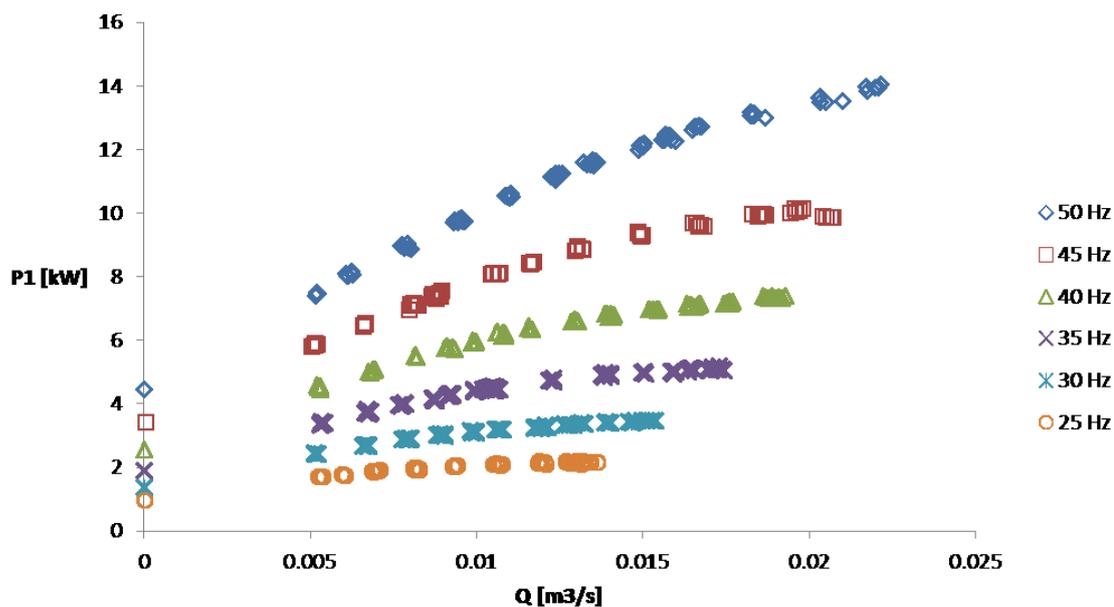


Figura 105: curve di potenza al variare della frequenza per il gruppo MEC+11 kW+inverter.

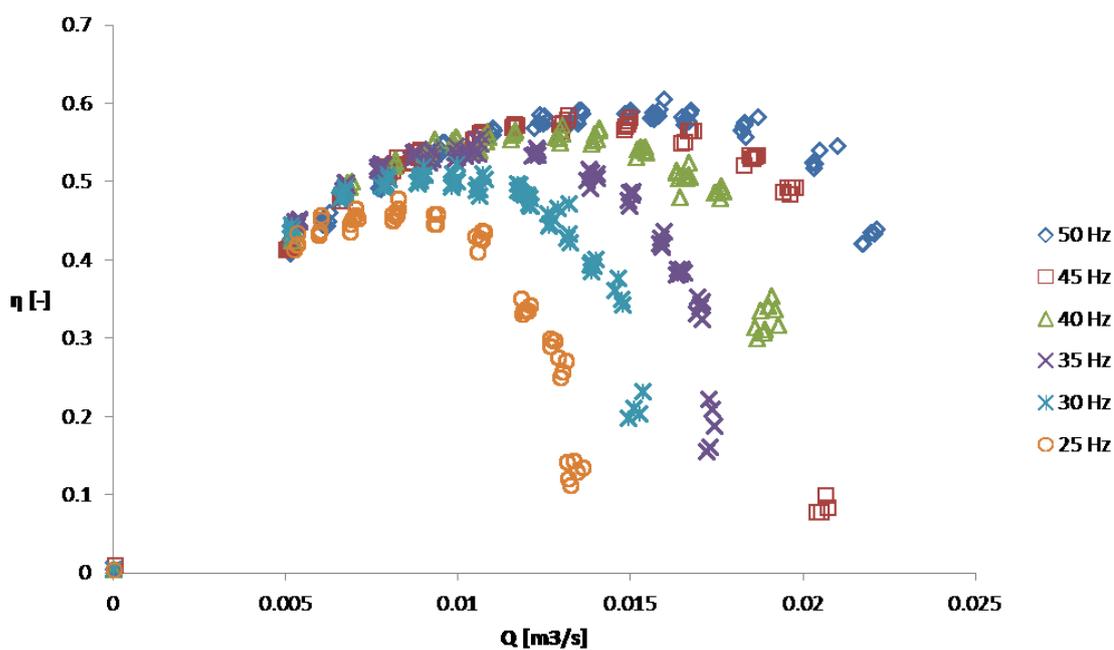


Figura 106: curve di efficienza al variare della frequenza per il gruppo MEC+11 kW+inverter.

Le curve caratteristiche ottenute e le curve di potenza descrivono il funzionamento del gruppo al variare della frequenza e dunque del numero di giri. Tale gruppo in presenza di un inverter arriva a prevalenze massime pari a 60 m per una frequenza di 50 Hz in corrispondenza di basse portate. Per frequenze inferiori raggiunge una prevalenza minima di pochi metri. Nel diagramma si intravedono gli effetti dovuti alla cavitazione, che porta un improvviso

abbattimento della prevalenza, dando un “taglio netto” alle curve Q-H nei punti con portata massima.

Le potenze aumentano col numero di giri. Con questo motore si arriva ad una potenza assorbita max di 14 kW, ovviamente in questo caso si deve tener conto del consumo dell’inverter che inevitabilmente richiederà valori di potenza e di intensità di corrente maggiori.

Per ciascun numero di giri è stato ricavato il punto di rendimento massimo (Best Efficiency Point, BEP), ricercando il massimo della funzione $\eta(Q)$ mediante l’operazione di derivazione. In Tabella 13 si mostrano i risultati ottenuti per ciascun numero di giri.

Tabella 13: caratteristiche al Bep per MEC+11 kW+inverter al variare del numero di giri.

Gruppo MEC	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
50 Hz	0,0148	48,65	11,75	0,5990
45 Hz	0,0134	39,5	8,805	0,5885
40 Hz	0,0119	30,38	6,21	0,5710
35 Hz	0,0106	23,79	4,49	0,5485
30 Hz	0,0092	17,38	3,064	0,5103
25 Hz	0,0078	11,94	2,035	0,4494

Calcolati tutti i rendimenti si è identificato il rendimento max al quale corrispondono i rispettivi punti di Q_{Bep} , H_{Bep} e P_{Bep} . Tale rendimento massimo si è verificato, in tutti i casi, per il valore massimo del numero di giri.

I risultati ottenuti sono riportati nelle tabelle riassuntive Tabella 14, Tabella 15 e Tabella 16:

Tabella 14: dati di Best Efficiency Point a numero di giri massimo per la sola POMPA.

POMPA/Bep	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
HMU	0,0142	77,35	15,37	0,699
MEC	0,0143	45,894	9,17	0,701

Tabella 15: dati di Best Efficiency Pointa 50 Hz per POMPA + MOTORE.

GRUPPO/Bep	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
HMU + motore	0,0141	80,69	17,38	0,644
MEC + motore	0,0143	49,56	11,41	0,609

Tabella 16: dati di Best Efficiency Point a 50 Hz per POMPA + MOTORE + INVERTER.

GRUPPO/Bep	Q_{Bep} [m ³ /s]	H_{Bep} [m]	P_{Bep} [kW]	η_{Bep} [-]
HMU+motore+inverter	0,0151	78,95	18,59	0,6298
MEC+motore+inverter	0,0148	48,65	11,75	0,599

4.4. Rappresentazione dei risultati in forma adimensionale

Mettendo in relazione i risultati sperimentali di prevalenza e numero di giri elevati al quadrato ottenuti dalle prove rispettivamente su pompa, pompa + motore e sull'unità di pompaggio pompa + motore + inverter, si è ricavata la curva caratteristica della prevalenza in termini di $H/N^2 = H/N^2(Q/N)$. Effettuando un'interpolazione è stato possibile ricavare una polinomiale del secondo ordine.

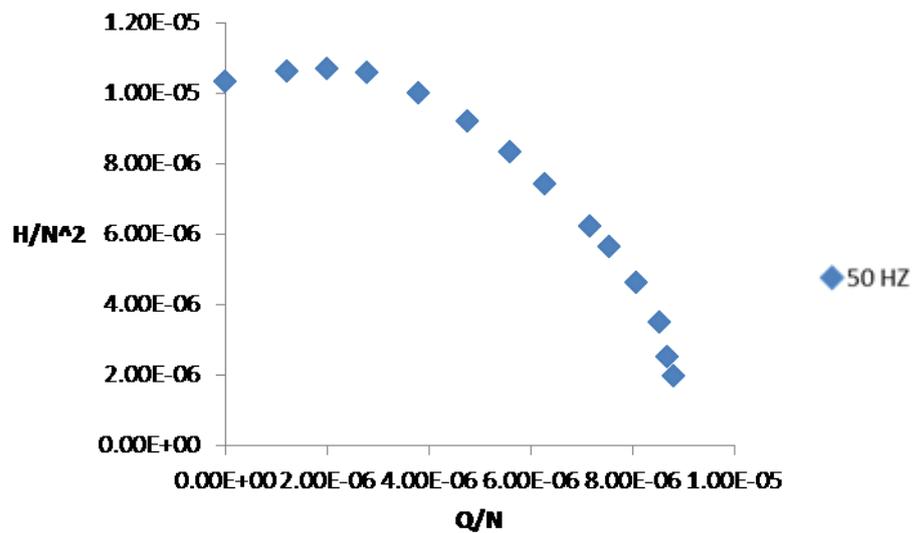


Figura 107: grafico Q/N [m³/s*1/rpm]- H/N^2 [m/rpm²] per la pompa HMU.

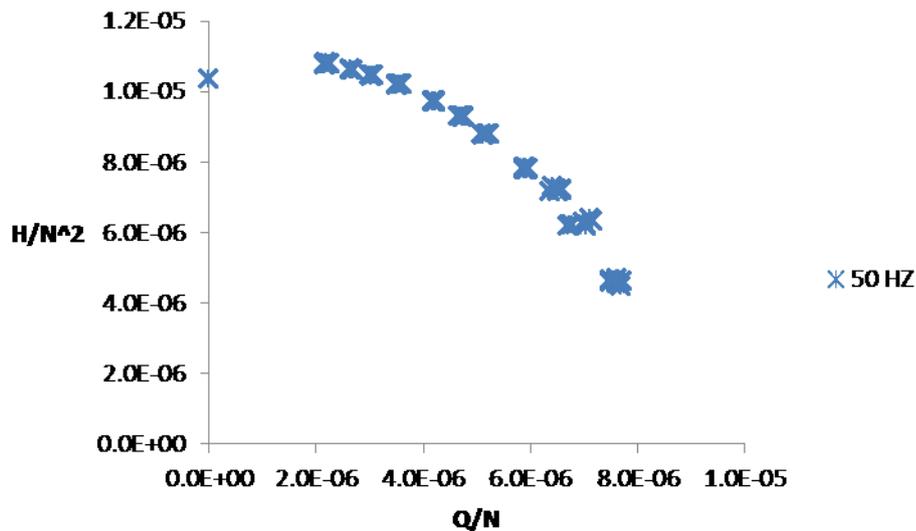


Figura 108: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^2]$ per il gruppo HMU + motore.

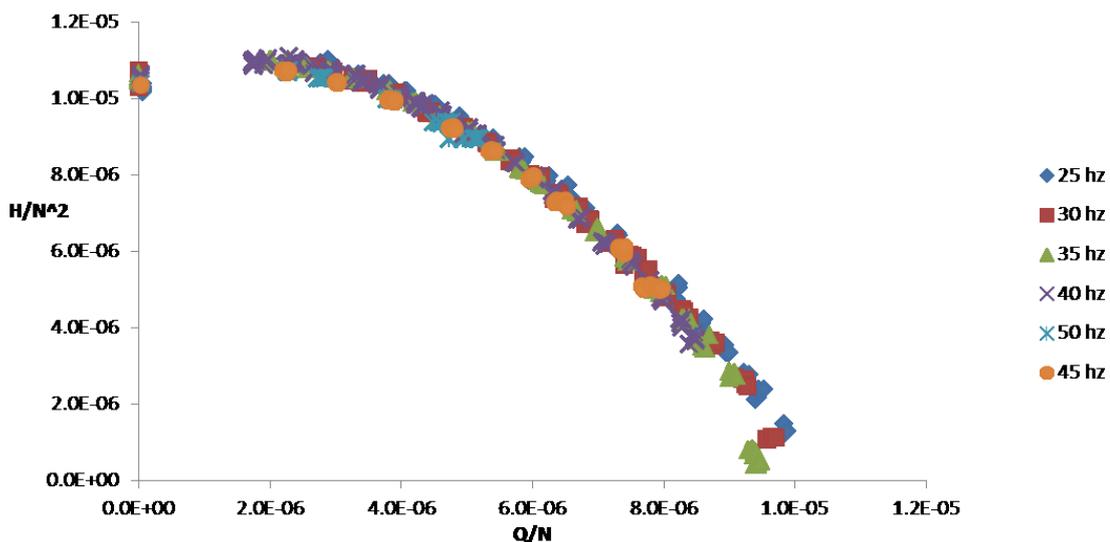


Figura 109: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^2]$ per il gruppo HMU + motore + inverter.

Il valore di N utilizzato per tracciare i grafici è quello letto dal lettore ottico posizionato in asse alla pompa.

Il procedimento effettuato è stato il medesimo per ciascun caso (pompa singola, pompa + motore, pompa + motore+ inverter), con l'ovvia differenza che nel caso di funzionamento a numero di giri variabile è stato ripetuto per tutti i numeri di giri a disposizione, mentre nel caso di funzionamento a numero di giri costante (pompa + motore) il numero di giri preso in considerazione è soltanto quello corrispondente alla frequenza nominale.

Analogamente si è proceduto per le regressioni di terzo grado portata Q – potenza P per ciascun numero di giri, ricavando anche per esse i coefficienti di regressione.

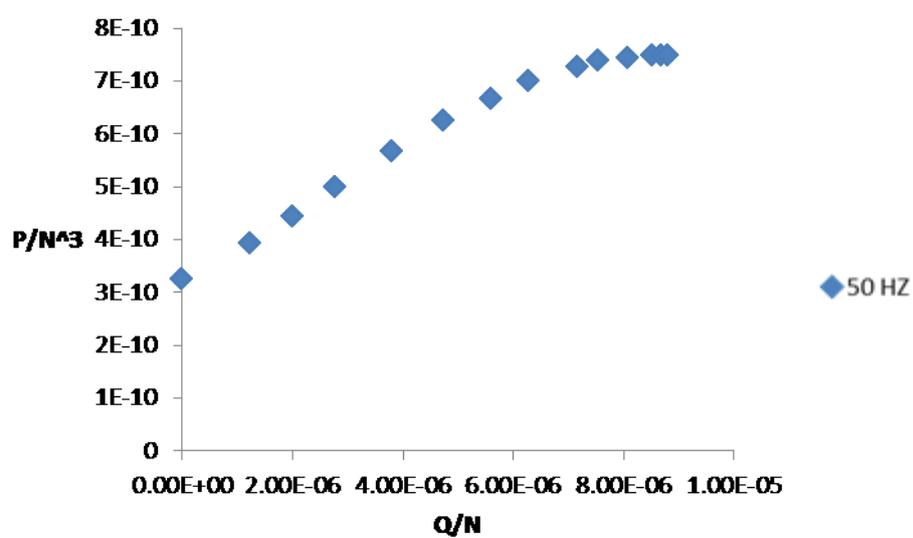


Figura 110: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ - $P/N^3[kW/rpm^3]$ per la pompa HMU.

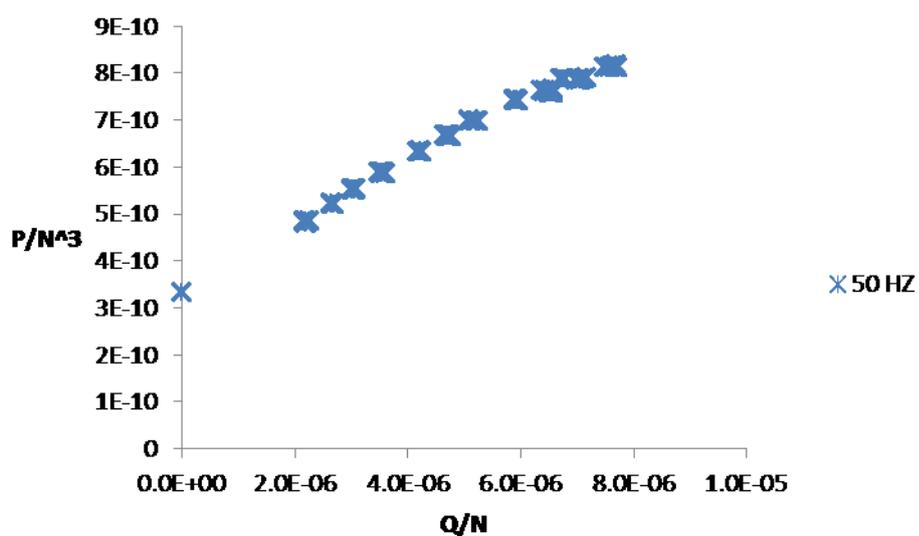


Figura 111: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ - $P/N^3[kW/rpm^3]$ HMU + motore.

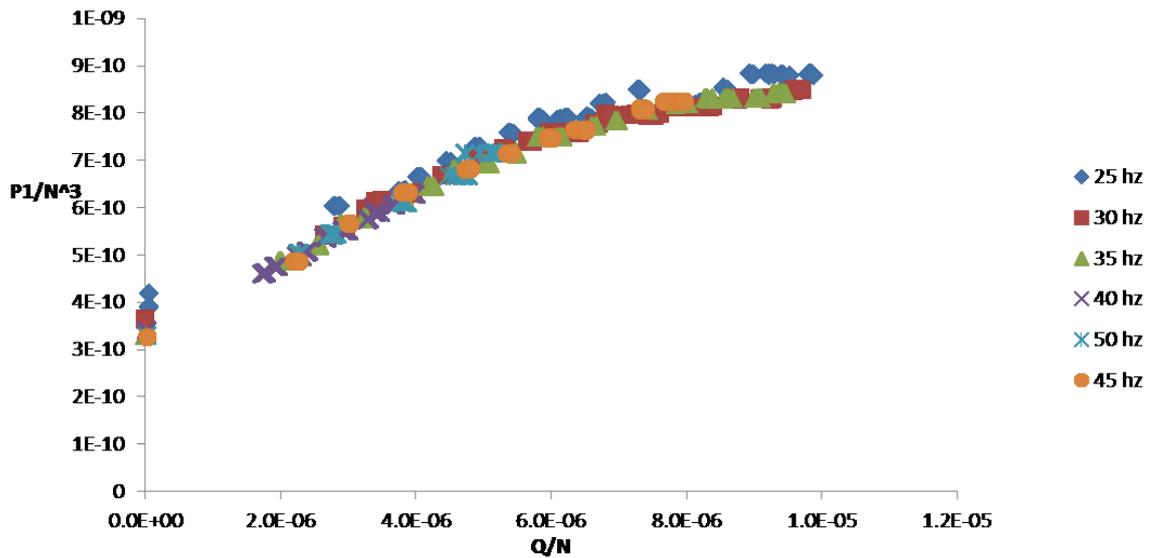


Figura 112: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-P/N^3[kW/rpm^3]$ per il gruppo HMU + motore + motore.

Nel caso del gruppo in presenza di inverter nel quale esistono una potenza a monte dell'inverter P_0 ed una a valle P_1 , la relazione tra P_0 e P_1 risulta essere lineare, dunque è possibile ricavare P_0 dalla P_1 mediante una regressione lineare.

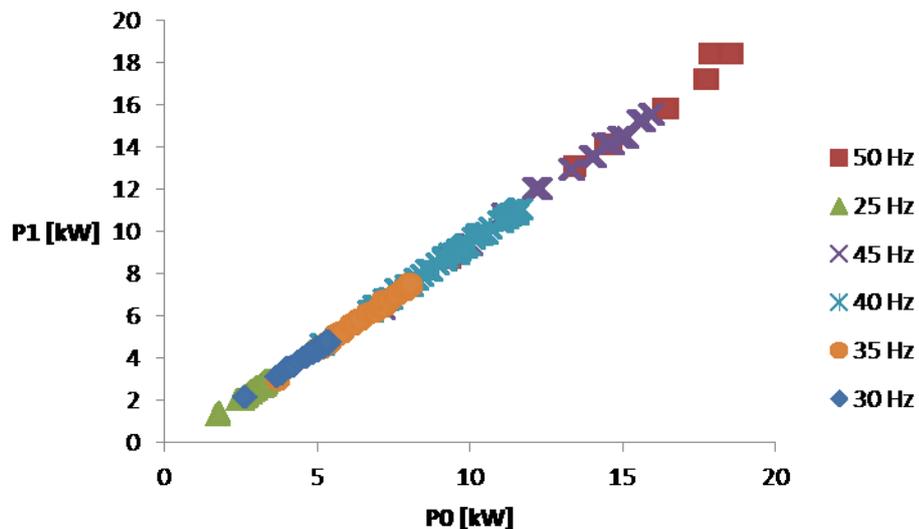


Figura 113: relazione P_0-P_1 per il gruppo HMU + motore+ inverter.

Ottenuti tutti i coefficienti di regressione si è costruita una matrice di dati di portata più fitta ed è così stato possibile ricavare le prevalenze e le potenze corrispondenti.

Si è dunque potuto calcolare il rendimento di ciascun punto mediante la formula:

$$\eta_{gruppo} = \frac{P_{idr}}{P_0}$$

dove P_{idr} rappresenta la potenza idraulica, mentre la P_0 la potenza a monte del gruppo.

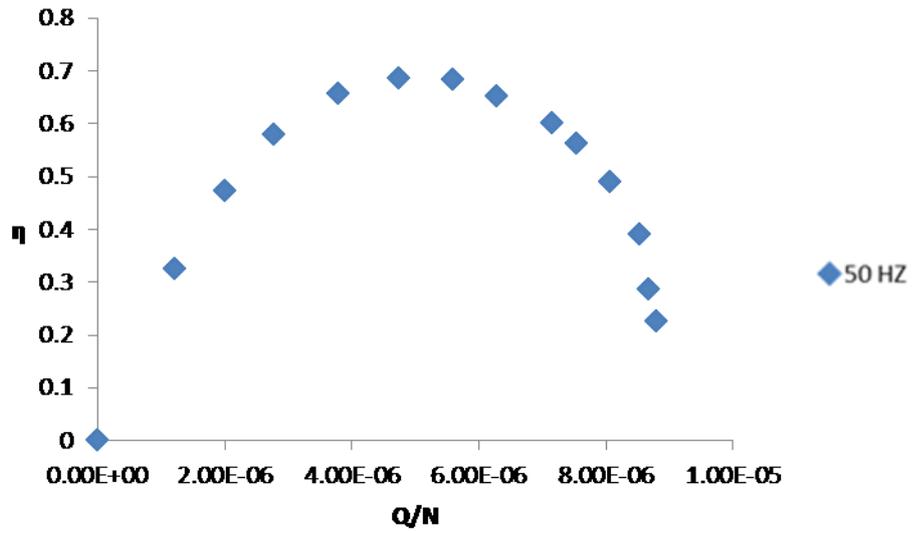


Figura 114: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ — $\eta[-]$ per la pompa HMU.

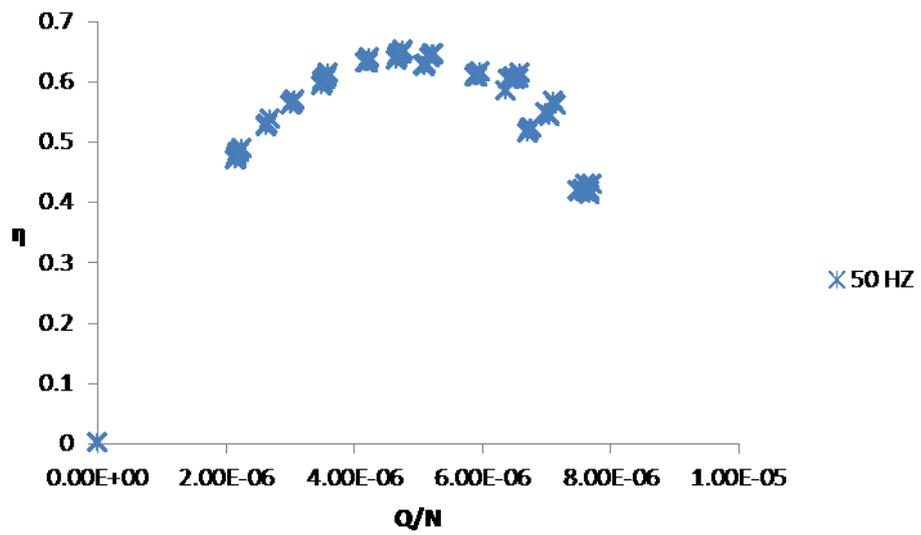


Figura 115: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ — $\eta[-]$ per HMU + motore.

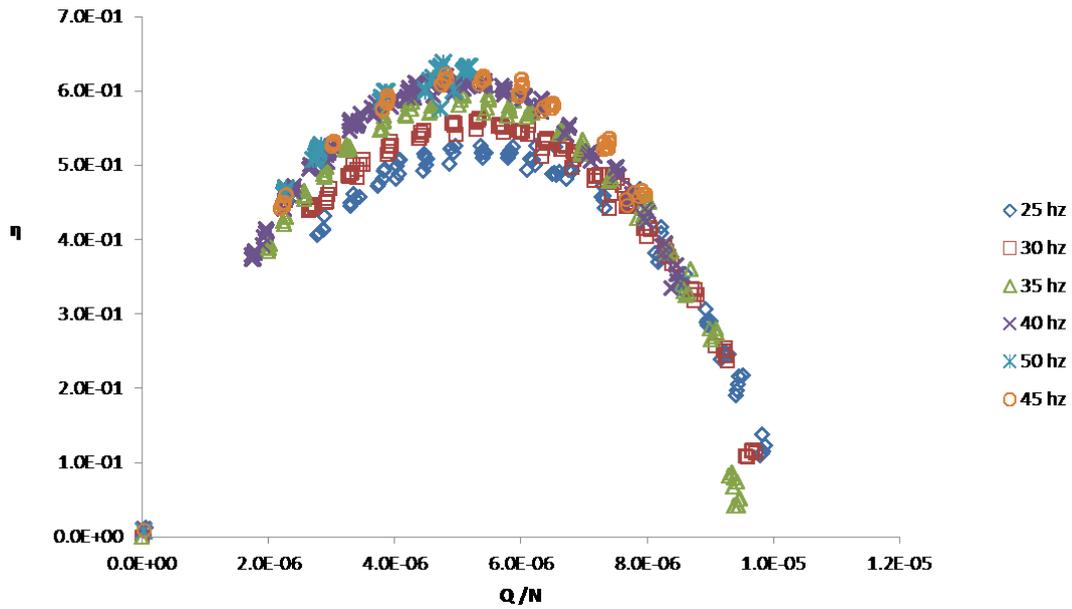


Figura 116: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-\eta[-]$ per HMU + motore + inverter.

Analogamente succede per la pompa MEC di cui si riportano di seguito i grafici:

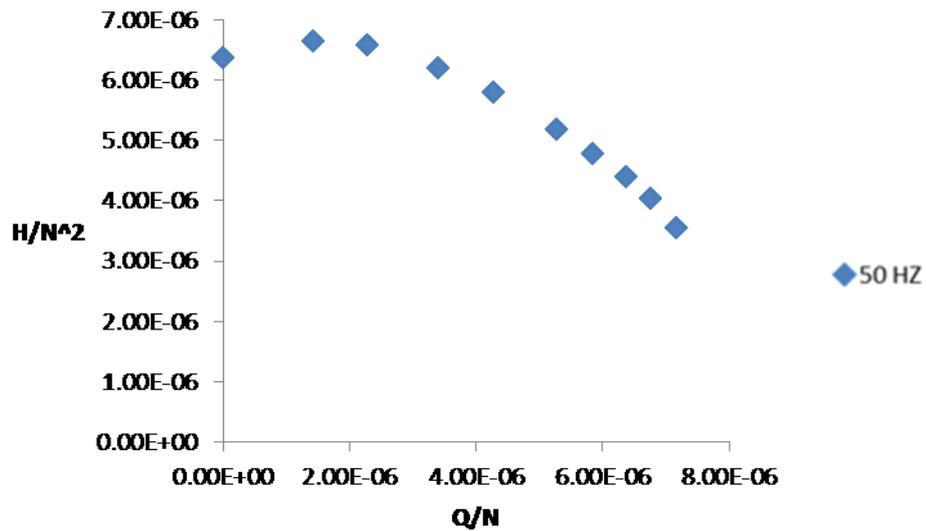


Figura 117: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^2]$ per la pompa MEC.

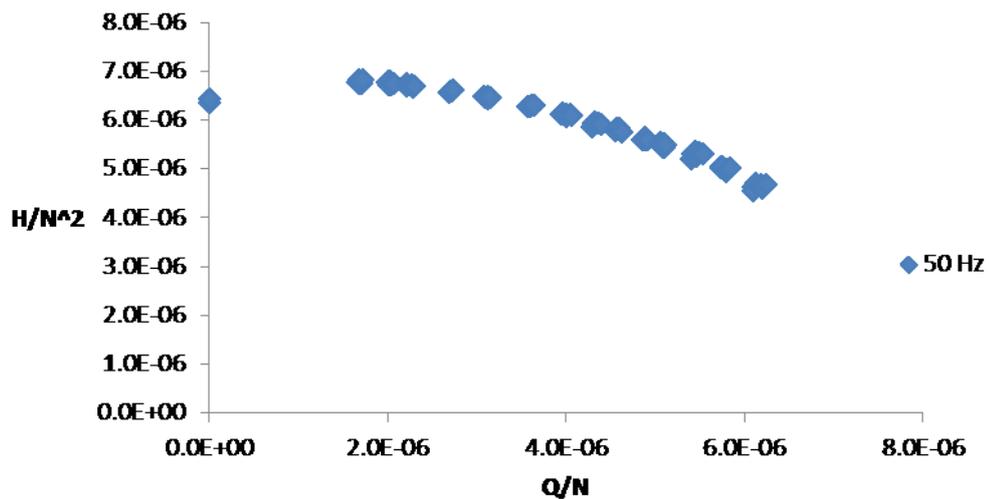


Figura 118: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^2]$ per il gruppo MEC + motore.

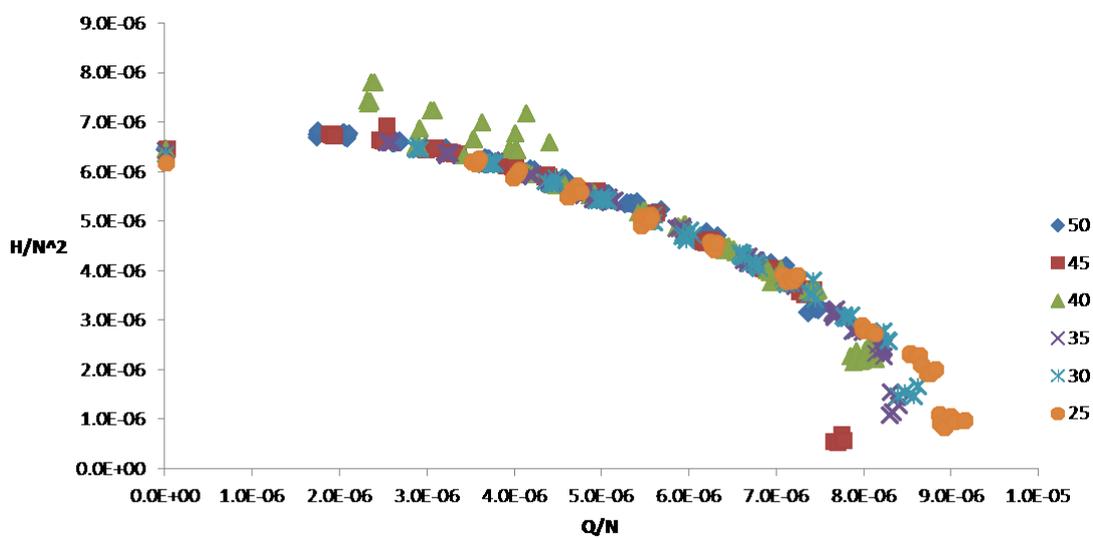


Figura 119: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^2]$ per il gruppo MEC + motore + inverter.

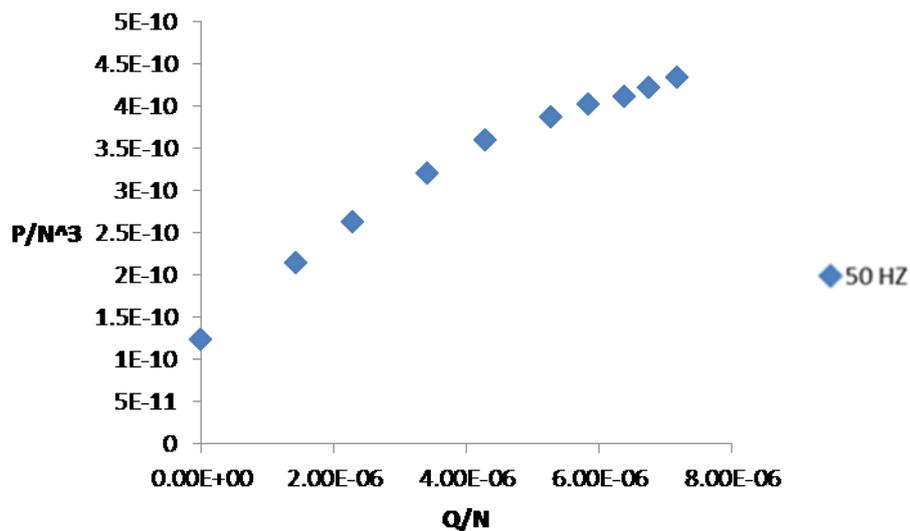


Figura 120: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-P/N^3[kW/rpm^3]$ per la pompa MEC.

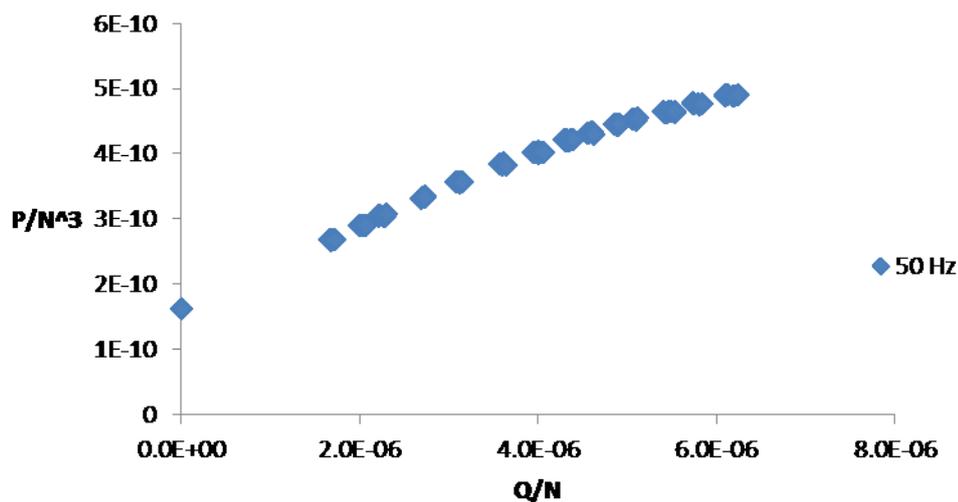


Figura 121: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-P/N^3[kW/rpm^3]$ per il gruppo MEC + motore.

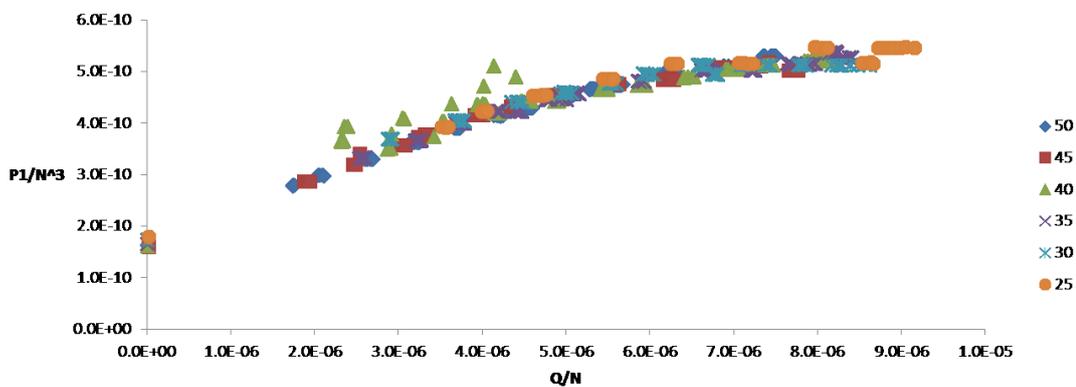


Figura 122: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]-P/N^3[kW/rpm^3]$ per il gruppo MEC + motore + inverter.

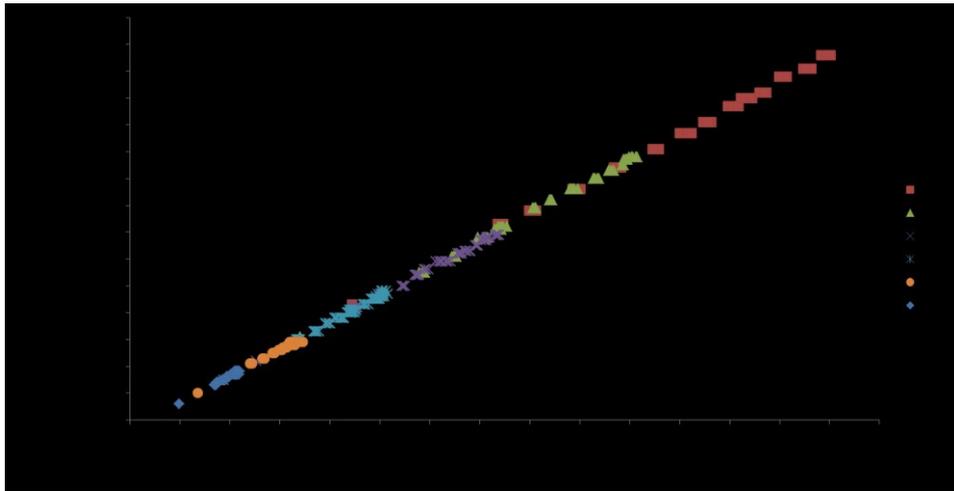


Figura 123: relazione P0-P1 per il gruppo MEC + motore+ inverter.

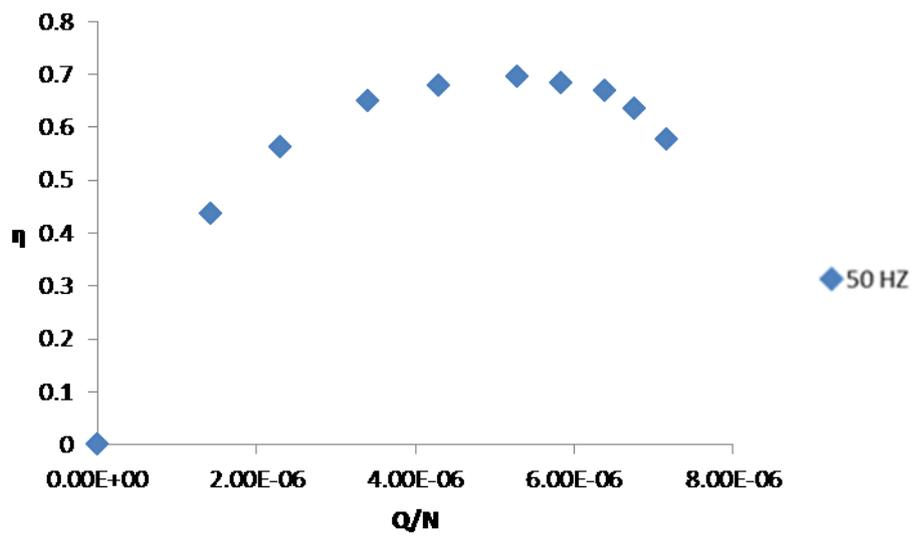


Figura 124: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ — $\eta[-]$ per MEC.

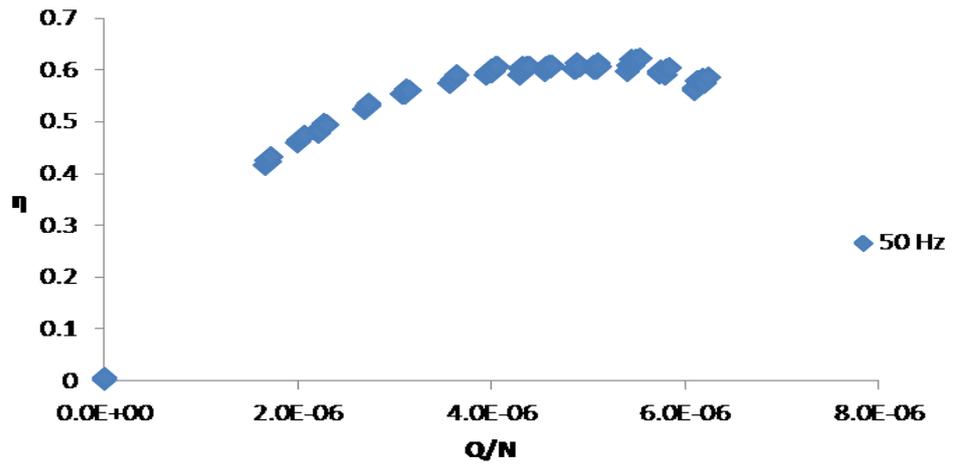


Figura 125: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ — $\eta[-]$ per MEC + motore.

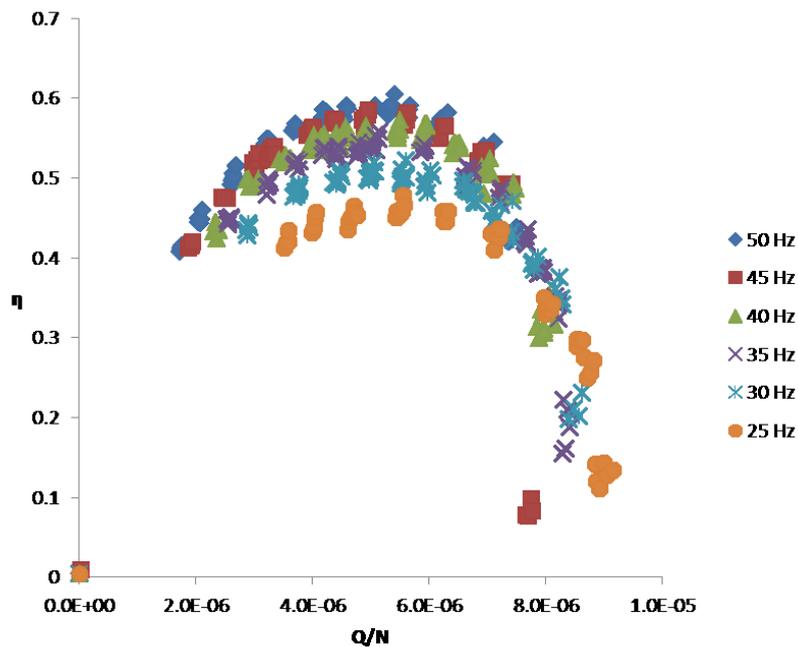


Figura 126: grafico $Q/N[m^3/s*1/rpm]$ — $\eta[-]$ per MEC + motore + inverter.

4.5. Prove per pompe sommergibili per drenaggio

L'unità di pompaggio adoperata nei test è composta da una pompa sommergibile CAPRARI serie K nella quale è presente un motore trifase da 2,2 kW.

Di seguito vengono elencati i diversi elementi che compongono la pompa e il materiale di cui sono realizzati:

- Corpo pompa: ghisa grigia

- Maniglia: acciaio inox
- Girante: ghisa grigia
- Anello sede girante: acciaio/gomma
- Supporto aspirazione: ghisa grigia
- Tenuta meccanica lato pompa: carburo di silicio/ceramica
- Supporto cuscinetto: ghisa sferoidale
- Albero: acciaio inox
- Tenuta meccanica lato motore: grafite / ceramica
- Sonda di conduttività: acciaio inox
- Viti e dadi: acciaio inox



Figura 127:pompa sommersibile Caprari serie K.

L'inverter utilizzato è lo stesso descritto nel paragrafo precedente, inverter Santerno.

Anche in questo caso quando l'unità di pompaggio è costituita da pompa + motore + variatore di frequenza, è possibile, mediante l'inverter, misurare la potenza assorbita dal motore, l'intensità di corrente assorbita e la tensione, ed è possibile svolgere le prove a frequenze differenti da quella nominale di rete pari a 50 Hz.

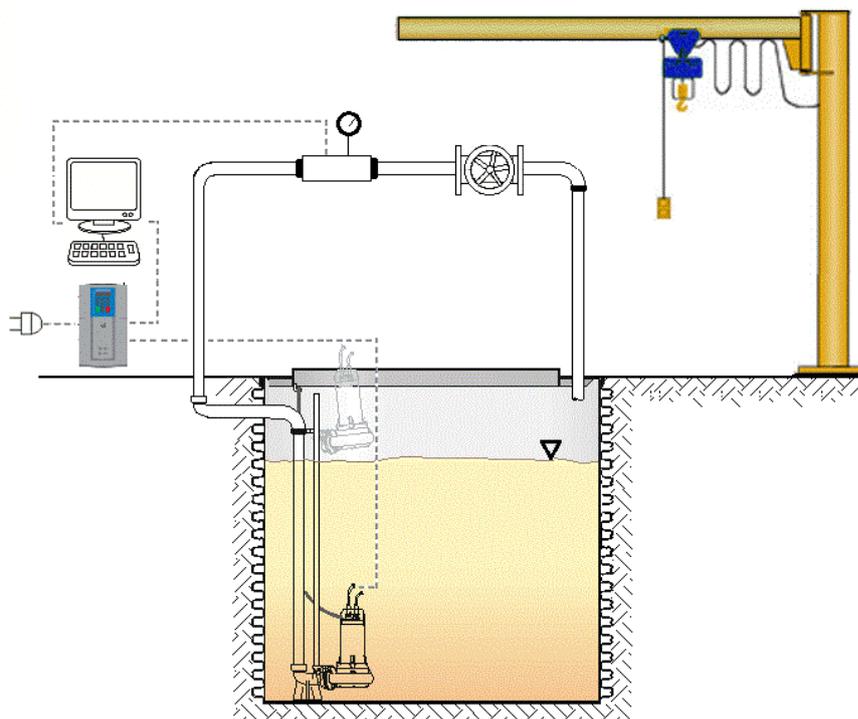


Figura 128: schematizzazione del procedimento di misura presso l'HELab.

I dati sperimentali raccolti hanno permesso di gettare le basi per la modellazione di un pozzetto di sollevamento nel rispetto del principio del risparmio energetico.

In prima istanza si sono ricavati dati e curve caratteristiche mediante un'unità di pompaggio priva di inverter.

Nella seconda fase, mediante un convertitore di frequenza (inverter), si è potuto lavorare su un più ampio range di frequenze e di conseguenza su un diverso numero di giri della pompa, evitando così il problema del doversi limitare alla sola frequenza fornita dalla rete elettrica.

4.5.1. Il funzionamento a frequenza di rete

A partire dalla condizione di saracinesca chiusa per giungere poi ad una condizione di totale apertura è stata fatta variare in modo graduale la portata passante nella condotta di mandata.

La strumentazione ha permesso di acquisire, in relazione alla portata, i valori di:

- Prevalenza (H)
- Potenza fornita (P1)
- Tensione (V)
- Corrente assorbita (I)
- Cos φ
- Potenza idraulica (Pidr)

- Rendimento unità (η)

Poiché il gruppo è un gruppo sommergibile, non è stato possibile misurare in maniera diretta il numero di giri della pompa.

Mettendo tali misure in relazione con i valori di portata sono stati ricavati i seguenti diagrammi:

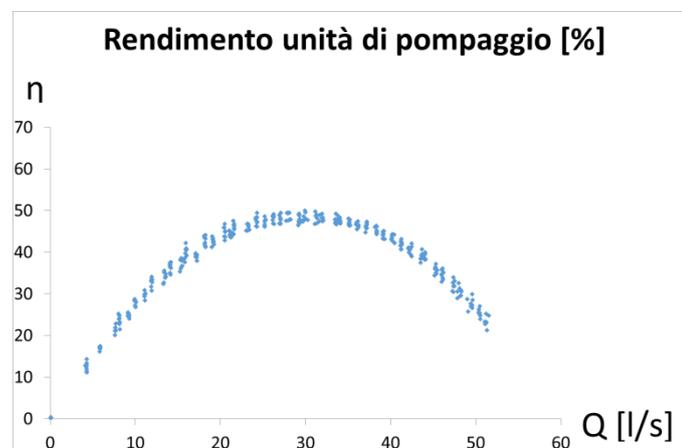
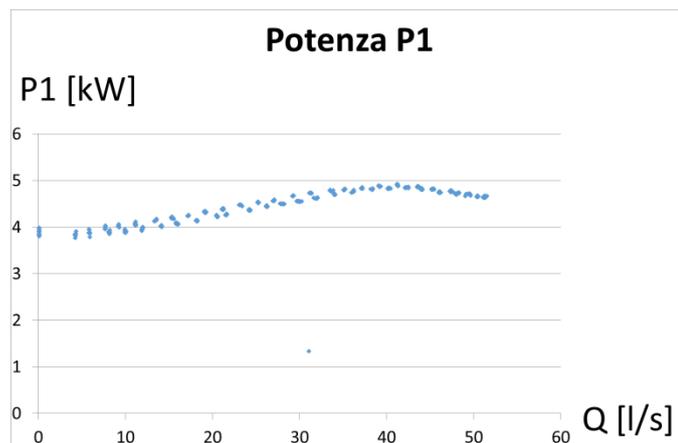
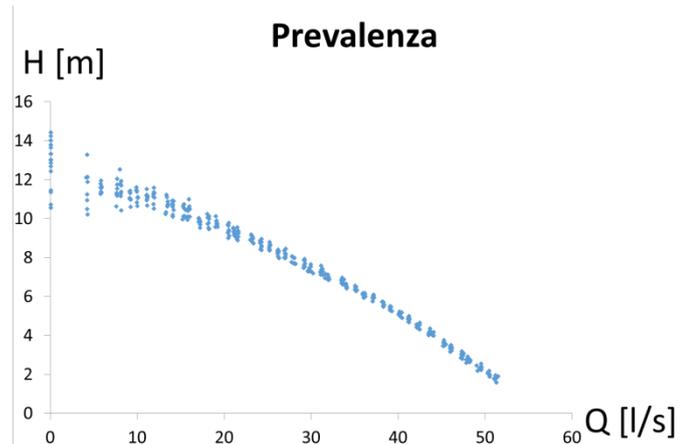


Figura 129: dati ottenuti alla frequenza di 50 Hz senza inverter.

I grafici mostrano come la curva della pompa risulti stabile; la potenza, aumenta all'aumentare della portata fino a un valore massimo di 43 l/s per poi iniziare a diminuire; il rendimento, infine, dapprima aumenta fino ad un valore massimo in corrispondenza di una portata di 30 l/s per poi iniziare anch'esso a diminuire.

Si nota una notevole dispersione di dati sperimentali della prevalenza a portate basse. Tale dispersione può essere imputata ad un funzionamento improprio della pompa a mandata chiusa.

4.5.2. Il funzionamento a numero di giri variabile

La seconda fase di acquisizione dati è stata condotta inserendo all'interno dell'unità di pompaggio un convertitore di frequenza (inverter).

Mentre l'unità di pompaggio senza l'ausilio di un inverter permette di lavorare soltanto con una frequenza di 50 Hz fornita dalla rete elettrica, l'inserimento di un inverter permette di lavorare su un range di frequenza più ampio.

La modalità di acquisizione dati non è variata rispetto alla prima fase di acquisizione e cioè lavorando sulla saracinesca a partire da una condizione di totale chiusura fino ad arrivare ad una condizione di totale apertura, si è fatta variare gradualmente la portata. Queste misure attraverso l'utilizzo dell'inverter sono state effettuate su frequenze di 50 Hz, 45 Hz, 40 Hz, 35 Hz, 30 Hz e 25 Hz.

I diagrammi ricavati sono i seguenti

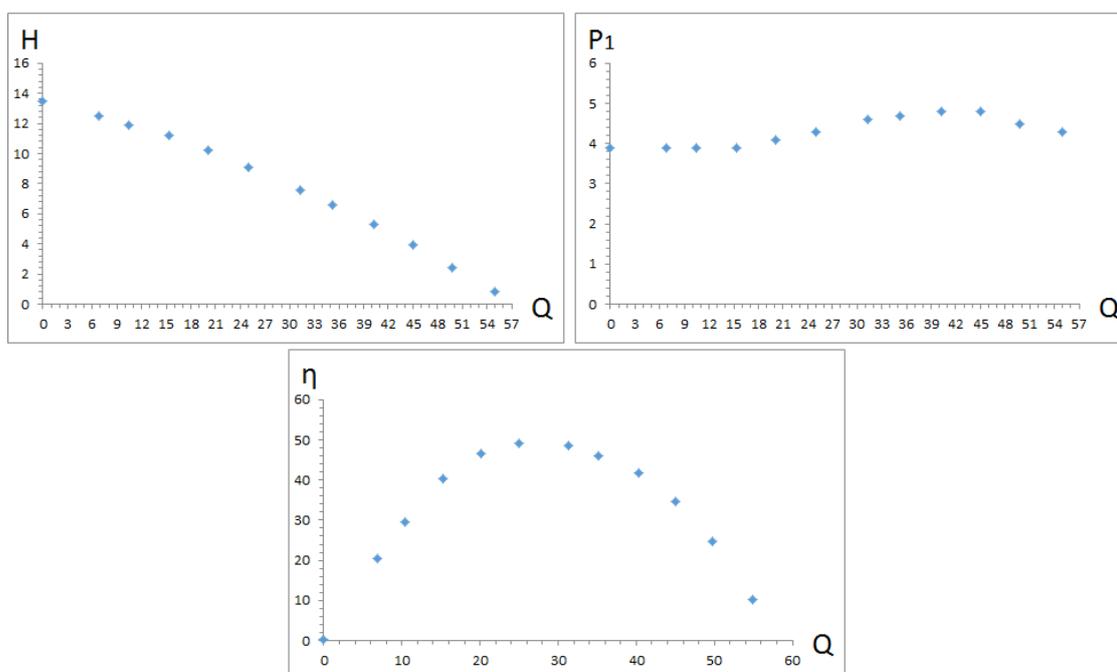


Figura 130: grafici Q [m³/s]- H [m], Q [m³/s]- P [kW], Q [m³/s]- η [-] a 50 Hz.

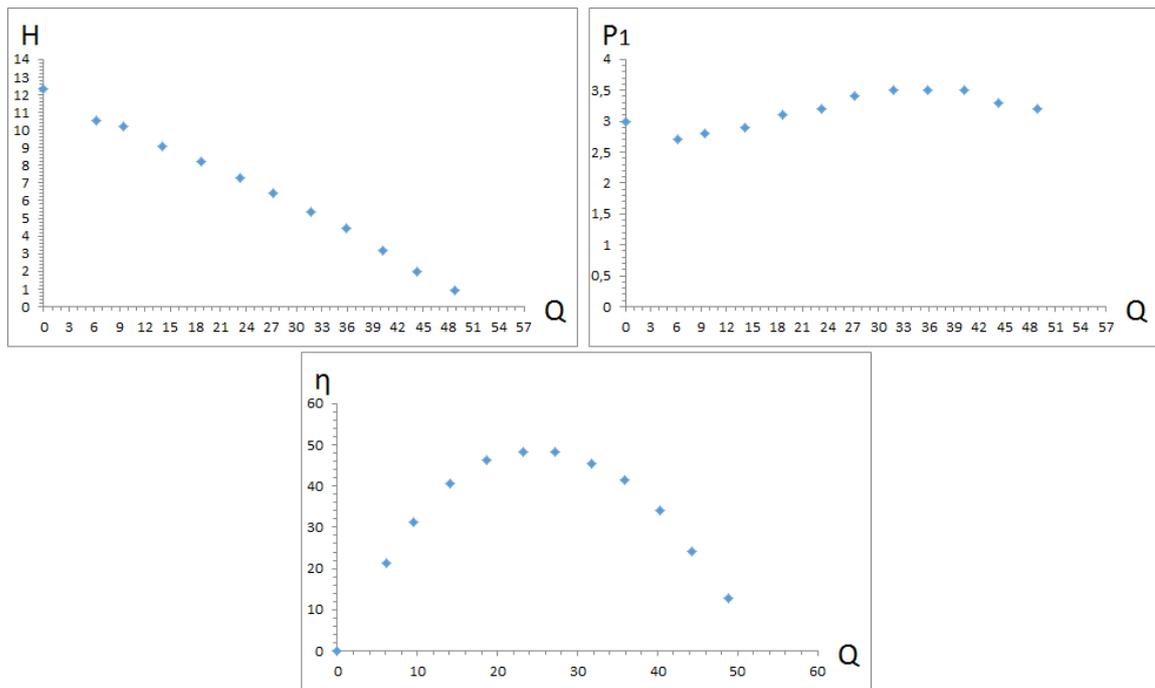


Figura 131: grafici Q [m^3/s]- H [m], Q [m^3/s]- P [kW], Q [m^3/s]- η [-] a 45 Hz.

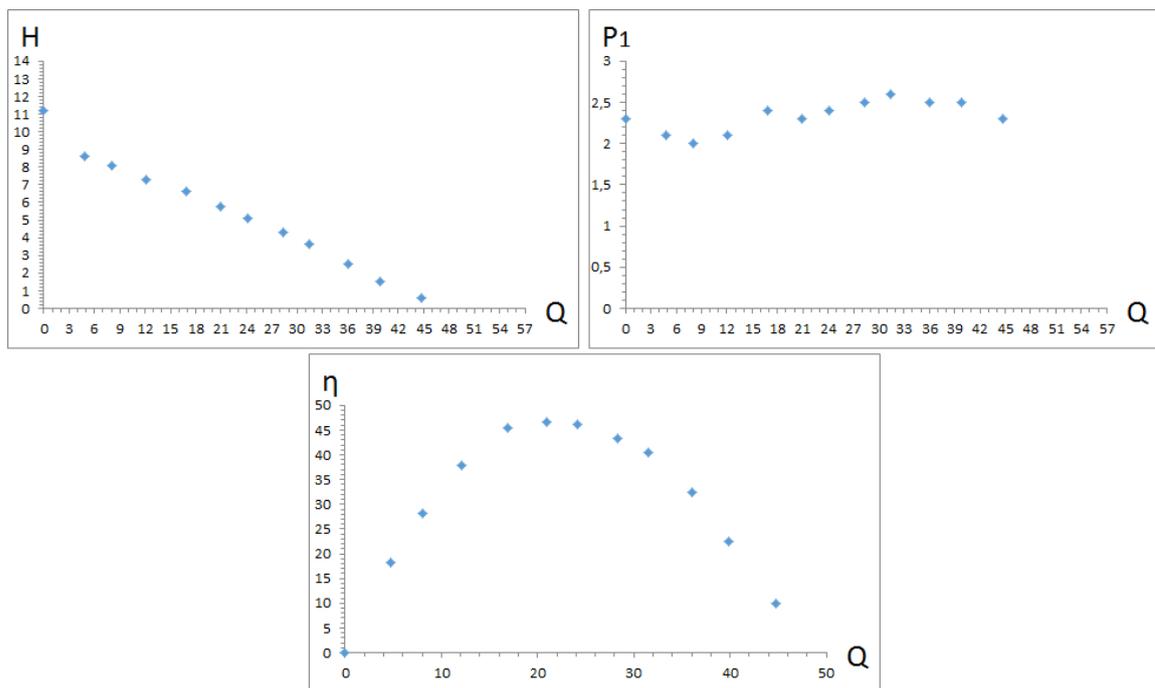


Figura 132: grafici Q [m^3/s]- H [m], Q [m^3/s]- P [kW], Q [m^3/s]- η [-] a 40 Hz.

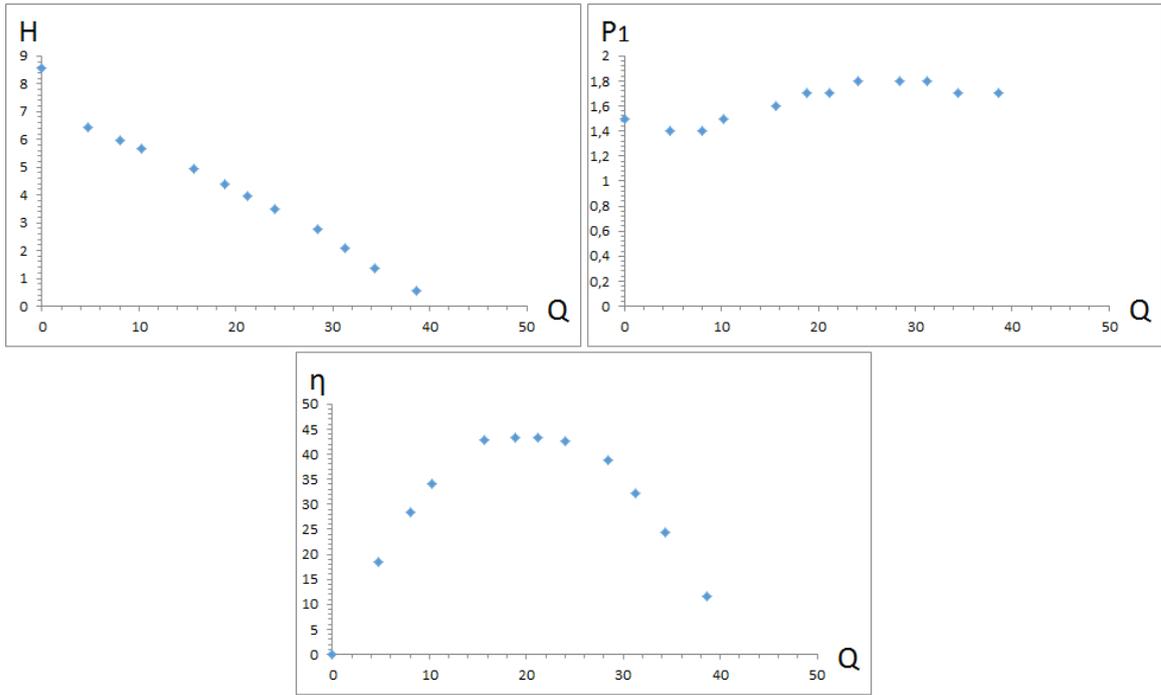


Figura 133: grafici Q [m³/s]- H [m], Q [m³/s]- P [kW], Q [m³/s]- η [-] a 35 Hz.

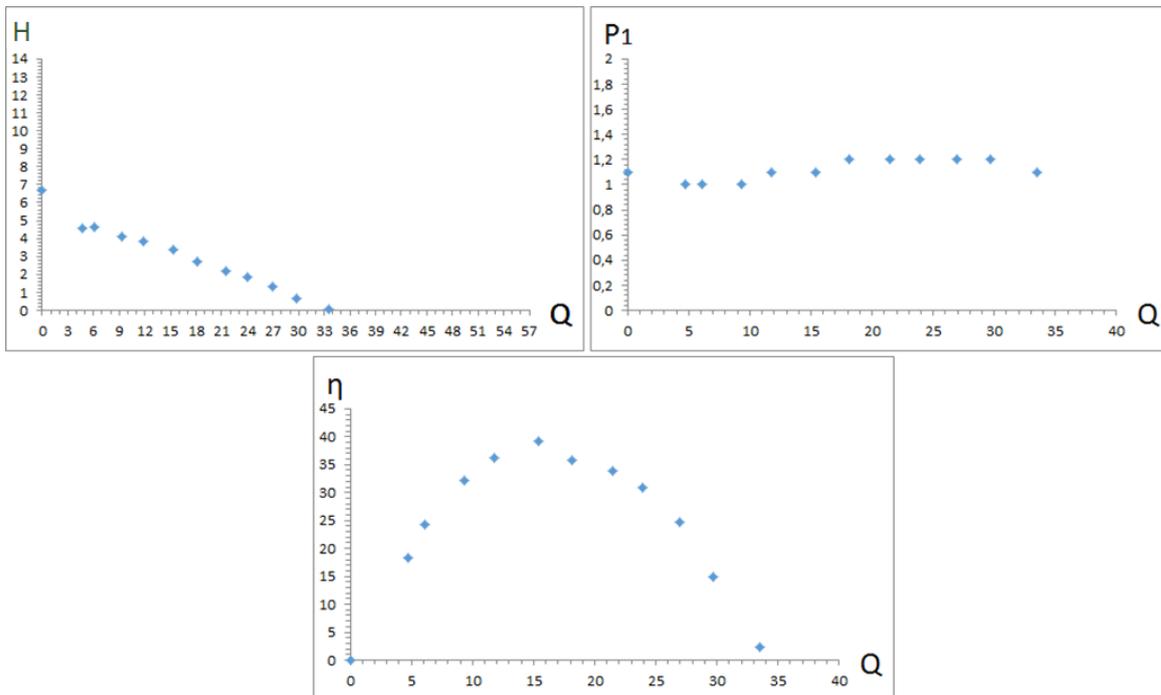


Figura 134: grafici Q [m³/s]- H [m], Q [m³/s]- P [kW], Q [m³/s]- η [-] a 30 Hz.

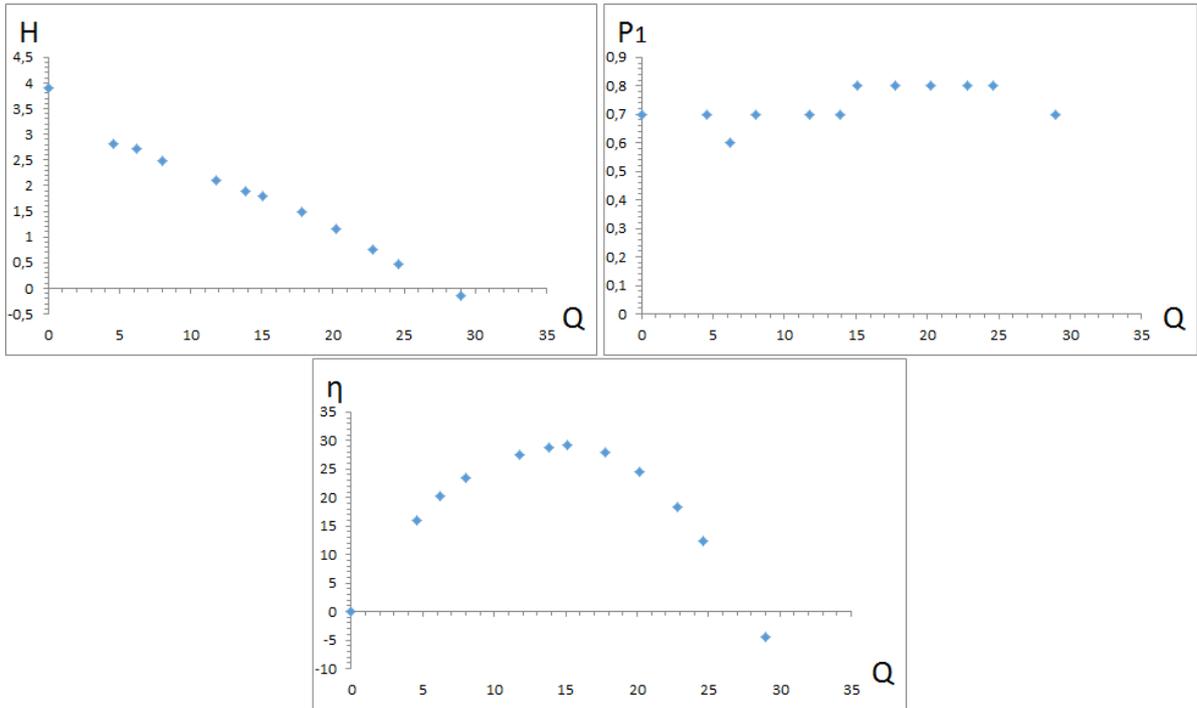


Figura 135: grafici Q [m^3/s]- H [m], Q [m^3/s]- P [kW], Q [m^3/s]- η [-] a 25 Hz.

5. Efficienza energetica dei gruppi di superficie per reti di distribuzione idrica

5.1. Verifica della influenza del sistema di comando e del motore sulle prestazioni del gruppo

5.1.1. Gruppi di superficie

Grazie ai dati raccolti durante la sperimentazione condotta, è stato possibile compiere un confronto tra il funzionamento del gruppo senza inverter e il funzionamento con inverter.

Potendo confrontare esclusivamente i dati acquisiti a 50 Hz, si propongono nel grafico le curve di prevalenza, potenze e rendimento in funzione della portata, sovrapposte per i due funzionamenti.

5.1.1.1. Gruppo HMU

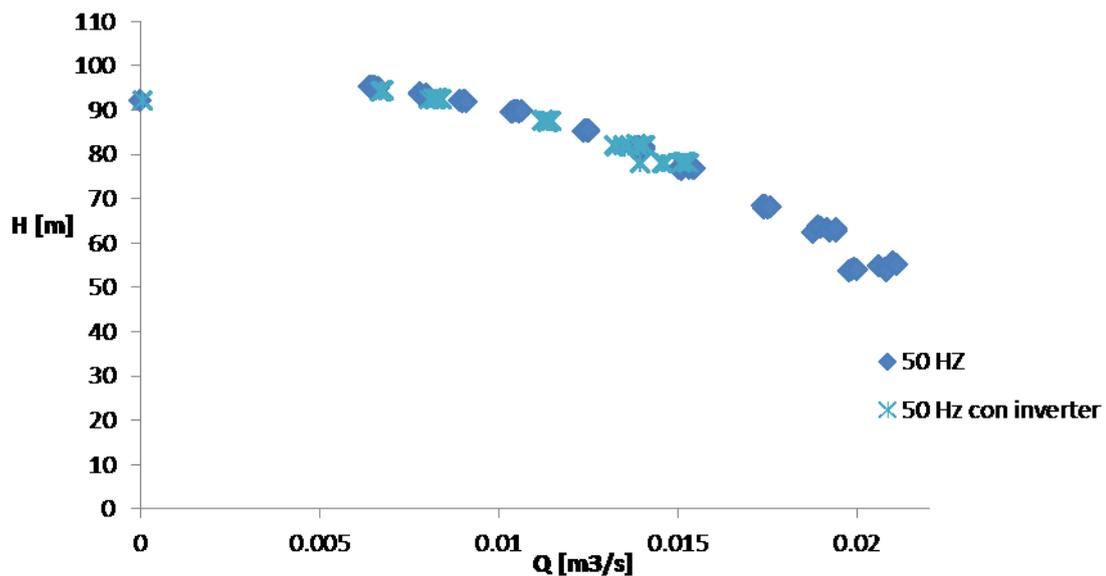


Figura 136: curva Q-H a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo HMU.

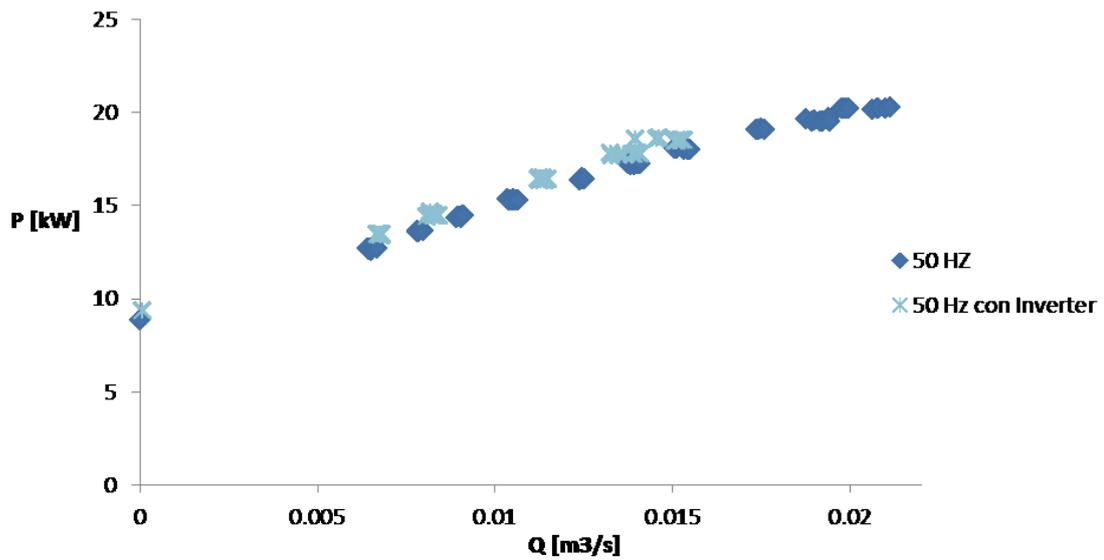


Figura 137: curva Q-P a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo HMU.

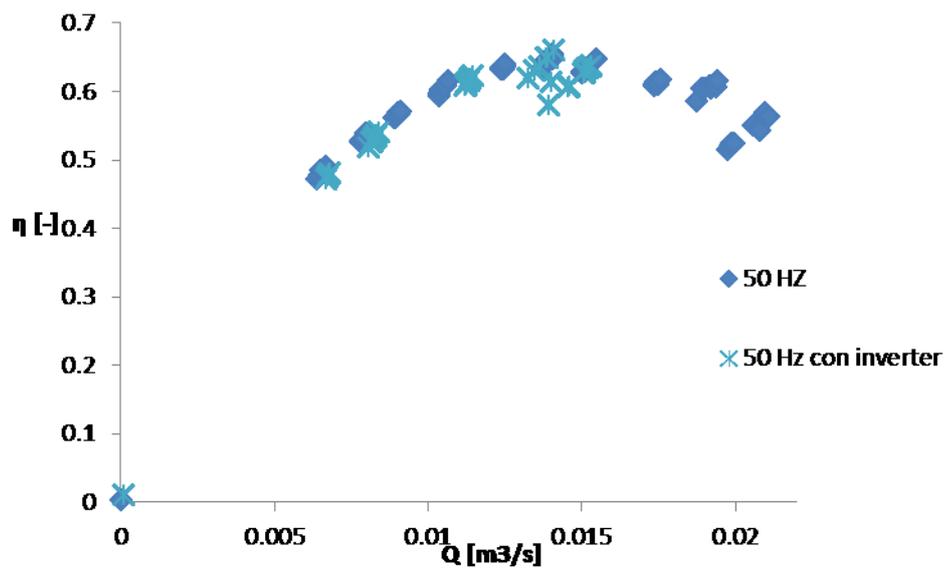


Figura 138: curva Q-η a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo HMU.

Tabella 17: valori al Bep.

f	Q_{Bep}	η_{Bep}	H_{Bep}	P_{Bep}
50 Hz	0.0151	0.6298	78.9476	18.5881
Senza Inverter	0.0141	0.644	80.6863	17.3762
Variazione %	6.622	-2.255	-2.202	6.52

Le variazioni indotte dall'inverter sulla curva caratteristica (Q,H) della pompa sono risultate sostanziali con uno scarto del 6.6% sulla portata al BEP e del 2.2% sulla prevalenza al BEP.

L'utilizzo dell'inverter genera un abbattimento del rendimento al Bep del 2.25%, con un aumento della potenza assorbita del 6.52%.

5.1.1.2. Gruppo MEC

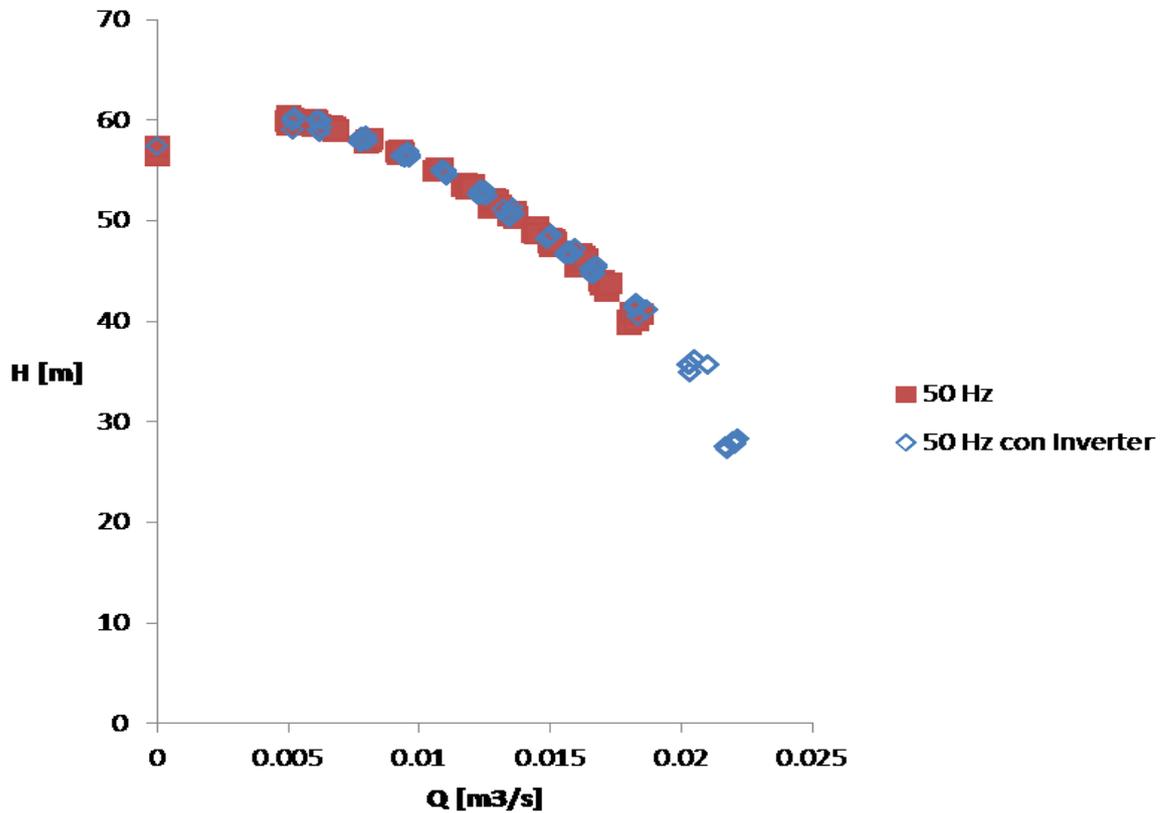


Figura 139: curva Q-H a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo MEC.

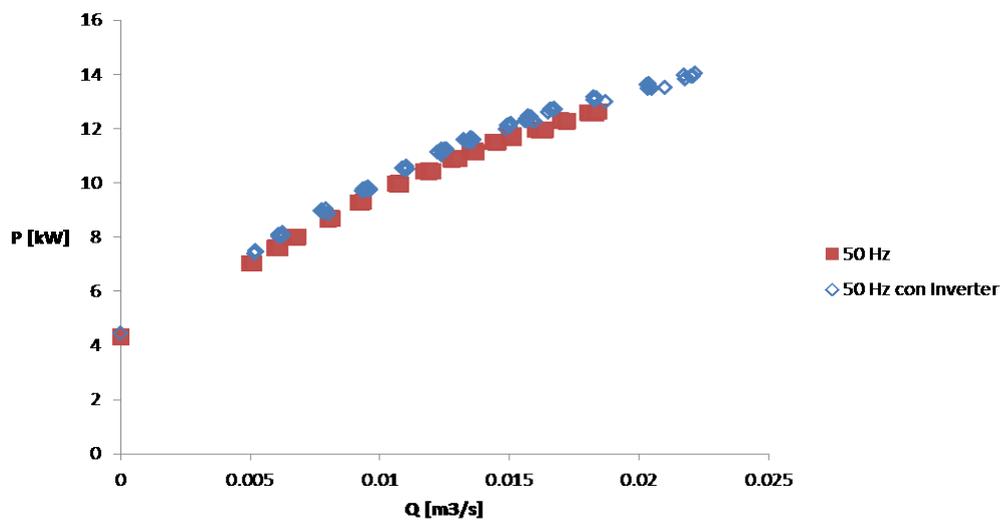


Figura 140: curva Q-P a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo MEC.

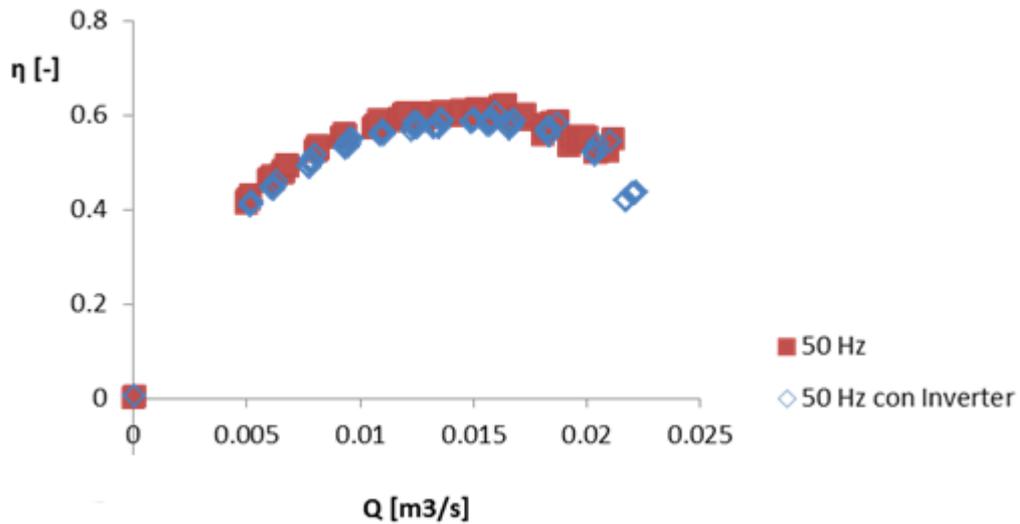


Figura 141: curva Q- η a 50 Hz con e senza Inverter per il gruppo MEC.

Tabella 18: valori al Bep.

f	Q_{Bep}	η_{Bep}	H_{Bep}	P_{Bep}
50 Hz	0.0148	0.599	48.6468	11.7481
Senza Inverter	0.0143	0.609	49.5638	11.4058
Variazione %	3.378	-1.67	-1.88	2.91

Le variazioni indotte dall'inverter sulla curva caratteristica (Q,H) della pompa sono risultate sostanziali con uno scarto del 3.4% sulla portata al BEP e dell'1.88% sulla prevalenza al BEP.

L'utilizzo dell'inverter genera un abbattimento del rendimento al Bep dell' 1.67%, d'altra parte anche in questo caso genera un aumento della potenza assorbita del 6.52%.

Utilizzando l'inverter dunque a parità di condizioni al contorno il valore della portata al Bep aumenta, come aumenta la potenza assorbita al Bep, la prevalenza al Bep diminuisce insieme al rendimento.

5.2. Individuazione e verifica di indici prestazionali in vista dell'ecodesign

Le curve caratteristiche e di efficienza delle due macchine sono state utilizzate per un confronto sull'energia assorbita in condizioni di funzionamento variabile nell'ambito dell'extended product approach (EPA).

Sovrapponendo le curve caratteristiche dei due gruppi ottenute al variare del numero di giri esse si intersecano all'altezza della curva a 50 Hz per la MEC e a 40 Hz per la HMU.

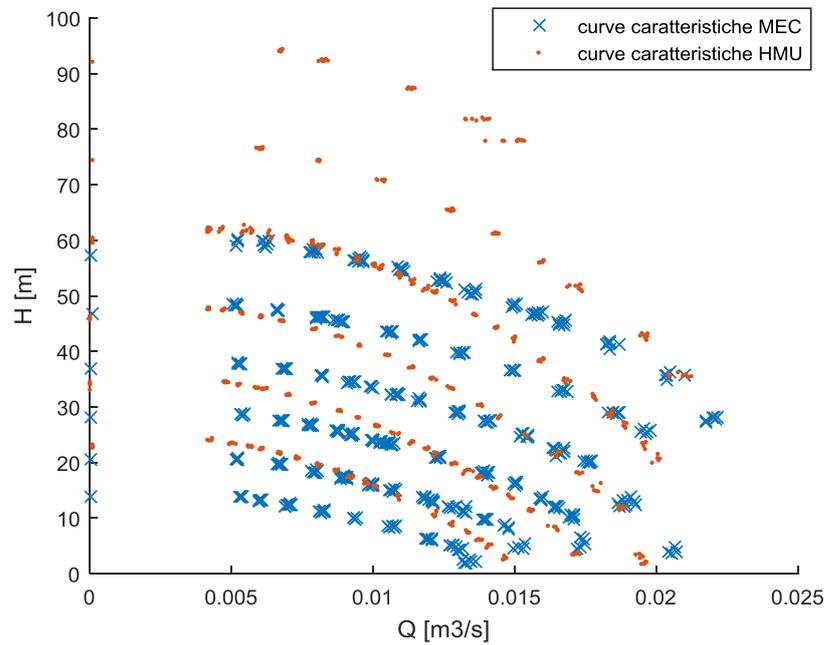


Figura 142: diagramma collinari dei due gruppi sovrapposti.

Si è dunque ricercato un punto di intersezione compreso tra due punti di Bep dei due gruppi in modo da utilizzarlo come punto di lavoro di progetto comune per i due gruppi. Attraverso una ricerca per tentativi basata sulle leggi di affinità, si è ricercato il valore del numero di giri di funzionamento del gruppo HMU tale da intersecare le curva a 2900 rpm del gruppo MEC in modo che i due valori al Bep delle due curve fossero equidistanti dal punto di intersezione come mostrato in Figura 143e in Figura 144.

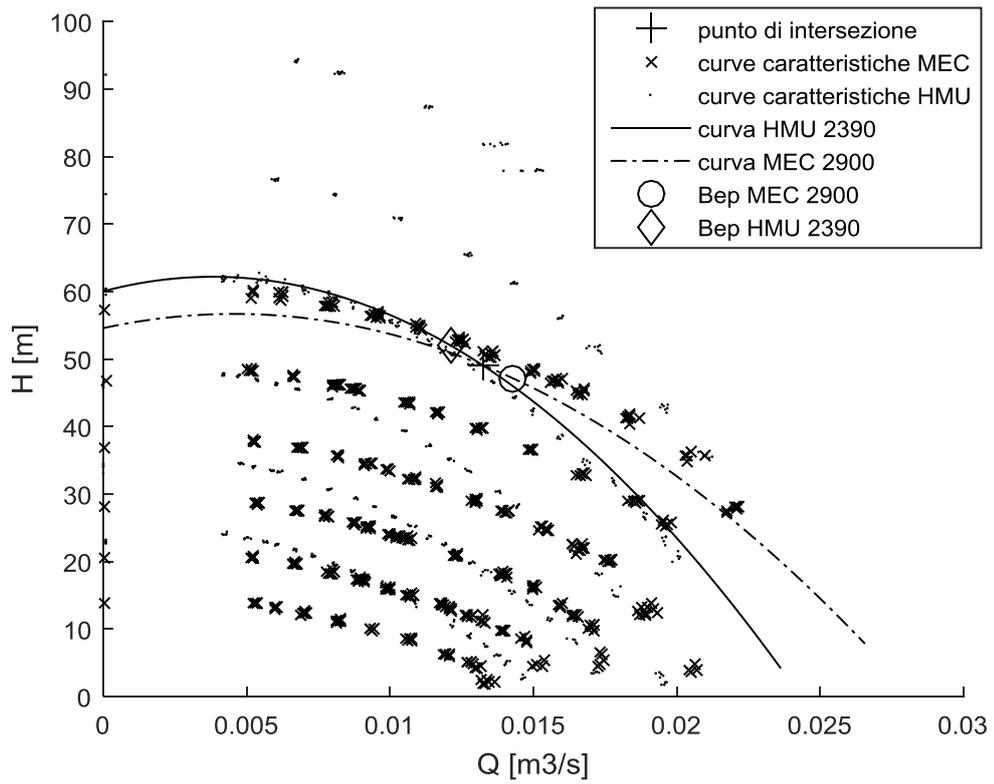


Figura 143: intersezione tra le curve 2900 rpm del gruppo MEC e 2390 rpm del gruppo HMU.

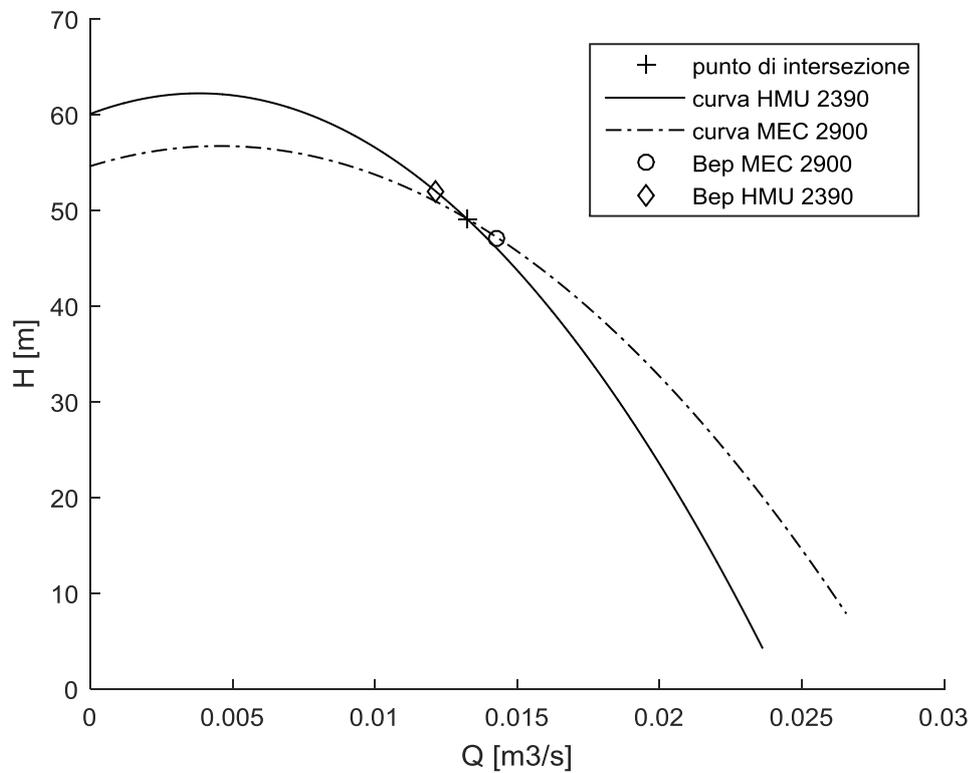


Figura 144: punto di intersezione tra le curve 2900 del gruppo MEC e 2390 del gruppo HMU e rispettivi Bep.

La curva del gruppo HMU che permette tale intersezione è stata trovata per il numero di giri pari a 2390 rpm, il punto di intersezione ha coordinate : $Q_{int} = 0.0132 \text{ m}^3/\text{s}$, $H_{int} = 49.1455 \text{ m}$.

Aver trovato questo punto di intersezione con portata e prevalenza congruenti per entrambi i gruppi, e quindi a parità di potenza idraulica, permette di confrontare gli scarti tra i rendimenti dovuti essenzialmente agli scarti tra le potenze assorbite da ciascun gruppo, deducendone le dovute differenze in termini di efficienza energetica valutata con specifici indici prestazionali.

Le curve di carico sono state ricavate dalle distribuzioni di frequenza delle portate nel tempo introdotte nel capitolo 3. Come precedentemente detto le distribuzioni prese in considerazione sono quattro, tre sono quelle proposte dalla normativa, *constant flow*, *booster sets* e *variable flow*, ed una è la distribuzione tipica di una città italiana, WSS. Il punto di partenza delle curve di carico viene indicato con le coordinate (Q_{100} , H_{100}).

Conviene ricordare che il profilo di flusso per il *constant flow* viene indicato dalla normativa come:

Tabella 19: profilo di flusso per constant flow.

Flusso Q in % di $Q_{100\%}$	75	100	110
Tempo Δt in % del tempo totale	25	50	25

Per questo profilo la distribuzione delle prevalenze segue la forma della curve caratteristica a pieni giri.

Il profilo di flusso per il *variable flow* è indicato dalla normativa come:

Tabella 20: profilo di flusso per variable flow.

Flusso Q in % di $Q_{100\%}$	25	50	75	100
Tempo Δt in % del tempo totale	44	35	15	6

per questo profilo la funzione distribuzione della prevalenza è lineare ed è descritta dall'equazione:

$$\frac{H_i}{H_{100\%}} = 100 \left[0.5 + 0.5 \left(\frac{Q_i}{Q_{100\%}} \right) \right]$$

il profilo descrittivo del *booster sets* è il seguente:

Tabella 21: profilo di flusso per booster sets.

Flow Q in % of Q _{100%}	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Time Δt in % of total operating time	6	21	26	19	12	6	4	3	2	1

l'equazione rappresentativa della distribuzione della prevalenza è:

$$\frac{H_i}{H_{100\%}} = 100 \left[0.75 + 0.25 \left(\frac{Q_i}{Q_{100\%}} \right) \right]$$

5-2

anche in questo caso la relazione portata – prevalenza è lineare.

Per quanto concerne la WSS, come detto in precedenza, è stato preso in considerazione un profilo di carico definito nel capitolo 3 prendendo come riferimento un pattern giornaliero della città di Milano.

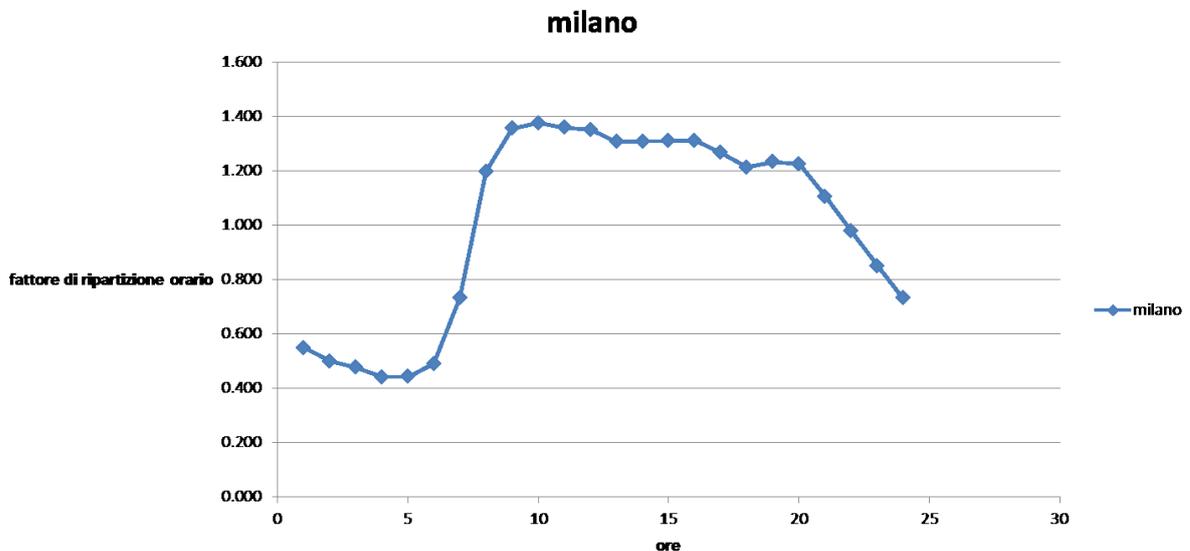


Figura 145: pattern giornaliero della città di Milano.

La curva di carico utilizzata per quest'ultimo profilo è descritta da un'equazione di secondo grado, ed ha intercetta sull'asse delle ordinate $0.2 H_{100}$.

Dunque detta H_g l'intercetta della curva di carico sull'asse delle ordinate, l'equazione che descrive la distribuzione della prevalenza è:

$$H_i = H_g + r(Q_i)^2$$

5-3

dove r è il coefficiente angolare calcolato come:

$$r = \frac{(H_{100\%} - H_g)}{(Q_{100\%})^2}$$

5-4

Il profilo di flusso descrittivo del WSS è il seguente:

Tabella 22: profilo di flusso per WSS.

Flow Q in % of Q _{100%}	35.5	42.2	49.1	55.8	62.6	69.4	76.2	83	89.8	96.6
Time Δt in % of total operating time	20.8	4.2	0	8.3	4.2	4.2	0	4.2	20.8	33.3

Tutte le curve di carico impiegate sono state diagrammate impostando come punto iniziale proprio il punto di intersezione trovato tra i due gruppi, fissando come Q₁₀₀ e H₁₀₀ proprio le coordinate, Q_{int}-H_{int}, di tale intersezione.

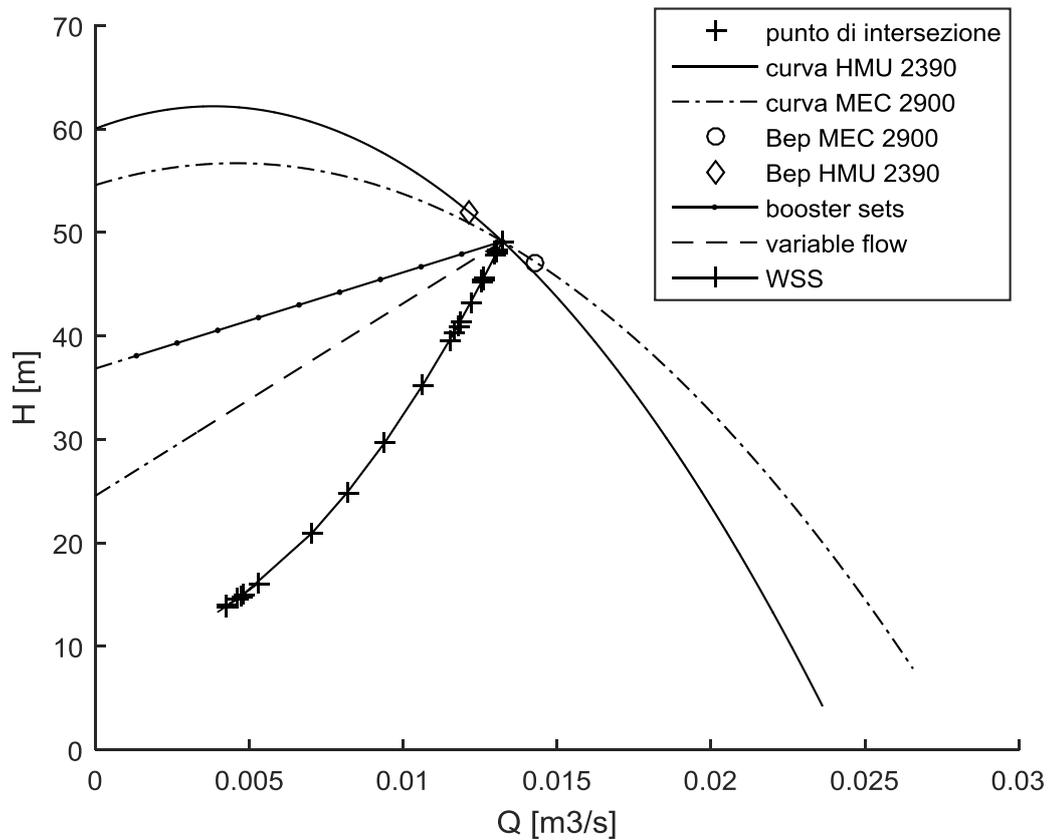


Figura 146: punto di intersezione e curve di impianto.

Ulteriori due curve sono state ottenute ipotizzando una forma quadratica della curva di impianto per *booster sets* e *variable flow*. I coefficienti della curva sono stati ottenuti imponendo la stessa intercetta sull'asse delle ordinate e lo stesso punto di lavoro a pieni giri (Q_{100}, H_{100}).

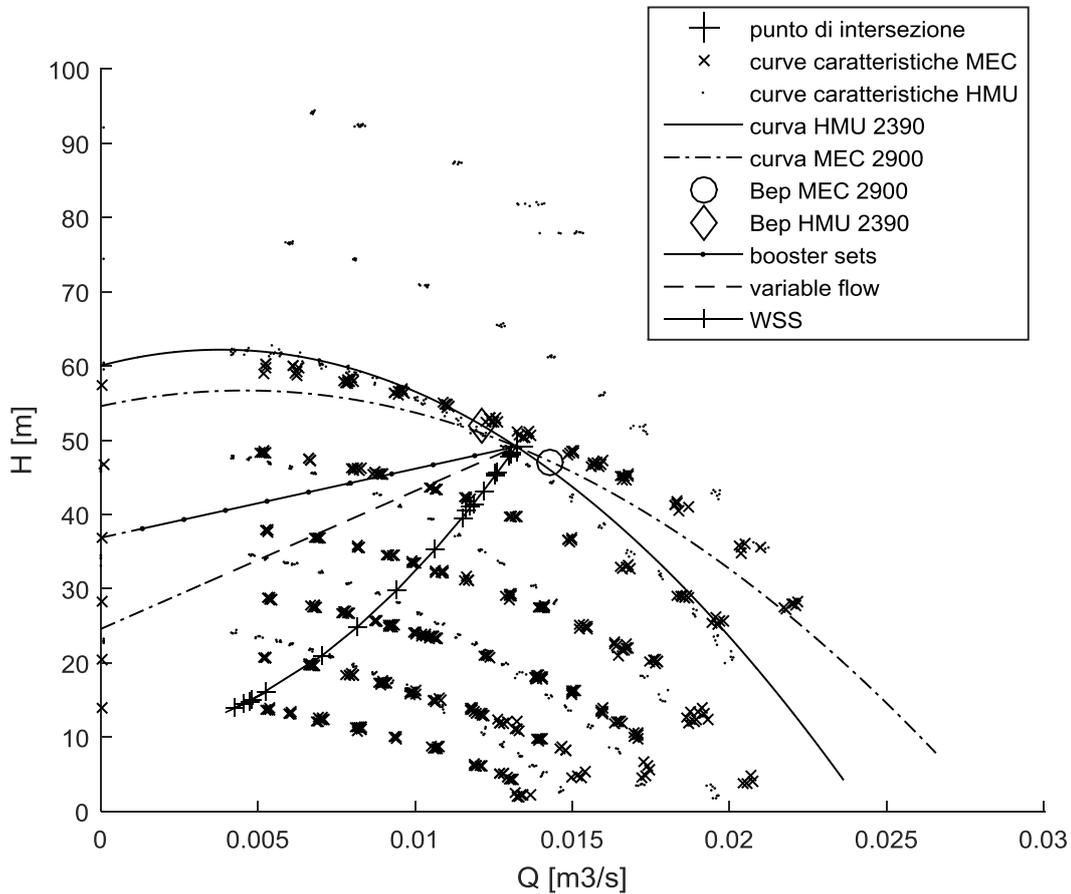


Figura 147: intersezione tra i gruppi e curve di carico.

A questo punto sarà possibile calcolare gli indici prestazionali per valutare l'efficienza dei gruppi a parità di condizioni al contorno e a parità di condizioni di funzionamento. Per valutare l'efficienza mediante indici prestazionali è stato realizzato un software.

In prima analisi si è deciso di calcolare l'indice proposto dalla CEN TC 127, ossia l'Energy Efficiency Index (EEI). Tale indice si calcola come:

$$EEI = \frac{P_{1,avg}}{P_{1,ref}}$$

5-5

$P_{1,avg}$ è la media ponderata della potenza elettrica misurata in ciascun punto lungo il profilo di carico e $P_{1,ref}$ è una potenza elettrica di riferimento assorbita dall'unità di pompaggio in

determinate condizioni dettate dalla norma e già esplicitate nella presente tesi nel capitolo riguardante la normativa.

Si sono dunque calcolate per ciascun gruppo e per ogni profilo di carico la $P_{1,avg}$ come :

$$P_{1,avg} = \sum_{i=1}^{i=N} \left[\left(\frac{\Delta t}{t_{tot}} \right)_i P_{1j} \right]$$

5-6

dove N è il numero totale di punti del profilo. La potenza elettrica P_1 viene misurata lungo i punti del profilo durante i test di conformità.

La potenza $P_{1,ref}$ può essere calcolata dividendo la potenza meccanica $P_{2,ref}$ per il rendimento del motore $\eta_{ref,M}$.

$$P_{1,ref} = 100 \frac{P_{2,ref}}{\eta_{ref,M}}$$

5-7

La potenza trasferita dall'albero motore alla pompa $P_{2,ref}$ e l'efficienza del motore $\eta_{ref,M}$ si ottengono dalle seguenti equazioni:

$$P_{2,ref} = 100 \frac{P_{hyd,ref}}{\eta_{ref,PU}}$$

5-8

$$\eta_{ref,M} = a \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) \right]^3 + b \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) \right]^2 + c \log_{10} \left(\frac{P_{2,ref}}{1kW} \right) + d$$

5-9

dove le costanti a, b, c e d dipendono dal numero di poli del motore come indicato in Tabella 2 riportata nel capitolo 2 per la classe energetica IE3.

La potenza che la pompa cede all'acqua $P_{hyd,ref}$ la si è calcolata attraverso l'equazione:

$$P_{hyd,ref} = \frac{\left[\rho_w g \left(\frac{Q_{BEP_pompa}}{3600} \right) H_{BEP_pompa} \right]}{1000}$$

5-10

Secondo la normativa EN 16480, l'efficienza di riferimento della pompa $\eta_{ref,PU}$ è data dall'equazione:

$$\eta_{ref,PU} = -11,48(\ln(n_s))^2 - 0,85(\ln(Q_{BEP_pompa}))^2 - 0,38\ln(n_s)\ln(Q_{BEP_pompa}) + 88,59\ln(n_s) + 13,46\ln(Q_{BEP_pompa}) - C$$

5-11

con n_s calcolato come

$$n_s = n \frac{\sqrt[3]{Q_{Bep,pompa}}}{\frac{H_{Bep,pompa}^{\frac{3}{4}}}{n_{stadi}}}$$

5-12

con n pari al numero di giri nominali della pompa e n_{stadi} corrispondenti al numero di stadi della pompa.

Nell'equazione 5-11 la costante C è stata letta dalla tabella fornita dalla norma in funzione del MEI della pompa, della velocità di rotazione e della tipologia di pompa. Tale valore di C è tabellato per la tipologia di pompe ESOB, ossia la tipologia di pompe a cui afferisce la MEC. Invece lo stesso valore non è indicato per la tipologia MS-H, che rappresenterebbe le pompe multistadio orizzontali come la HMU. Per ovviare a tale mancanza è stata momentaneamente considerata una C pari a quella indicata in tabella per le ESOB, in attesa di ulteriori indicazioni dalla commissione europea.

In sintesi nell'equazione 5-5 avremo al numeratore una potenza elettrica e al denominatore una potenza elettrica funzione di Q_{Bep} , H_{Bep} e del numero di giri nominale della pompa, quindi si può dire che sia una sorta di potenza idraulica di riferimento, in quanto è funzione delle caratteristiche della pompa al Bep ed in funzione del MEI e delle caratteristiche del motore in funzione della classe di efficienza IE3. In entrambi i due casi il numeratore ed il denominatore variano al variare del gruppo.

Ritornando alle curve di carico, oltre a considerare la forma lineare come descritto dalla norma, si è voluta considerare anche una loro forma quadratica, ritenuta più aderente alla descrizione di un reale funzionamento di unità di pompaggio, e confrontarne i valori risultanti.

Applicando questa metodologia ai due gruppi prendendo come punto di funzionamento (Q_{100} - H_{100}) il punto di intersezione tra i gruppi si sono ottenuti i risultati mostrati in Tabella 23 e Tabella 24, in Tabella 25 si mostrano gli scarti tra i valori di EEl_1 ottenuti per i due gruppi:

Tabella 23: valori di EEI_1 per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{intersezione}$

EEI ₁ per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.7824
Variable flow	0.4809	0.421	x
Booster sets	0.5011	0.4696	x
WSS	x	0.6468	x

Tabella 24: valori di EEI_1 per il gruppo MEC $Q_{100} = Q_{intersezione}$

EEI ₁ per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.0507
Variable flow	0.4642	0.4033	x
Booster sets	0.4864	0.455	x
WSS	x	0.6028	x

Tabella 25: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	69.63929
Variable flow	3.597587	4.388792	x
Booster sets	3.022204	3.208791	x
WSS	x	7.29927	x

Dalla Tabella 23 e dalla Tabella 24 che mostrano i risultati ottenuti calcolando L'EEI₁ per il punto di intersezione si evince che il gruppo HMU presenta in tutti i casi visionati un indice di efficienza peggiore rispetto al gruppo MEC, questo si può attribuire al fatto che il gruppo HMU sta lavorando ad un numero di giri, 2390 rpm, inferiore rispetto al numero di giri nominale, 2900 rpm, la potenza assorbita nel gruppo HMU è maggiore rispetto all'altro gruppo. Tale differenza di funzionamento tra i due gruppi è maggiormente evidente nel caso di *constant flow*, come è mostrato in Tabella 25, gli scarti per questa tipologia di diagramma di carico risultano essere pari a circa il 70%. Gli scarti sono inferiori in tutti gli altri casi, ma soprattutto per *variable flow* e *booster sets* lineari per i quali i due gruppi presentano prestazioni simili, questo è attribuibile al fatto che tali curve di carico seguono meglio l'andamento della linea dei Bep della HMU rispetto alla MEC, per questi casi la forma delle curve caratteristiche del gruppo rispetto alla curva di carico pesa in maniera significativa, e la differenza tra le due macchine si riduce.

Si è proceduto poi all'applicazione della medesima metodologia ai singoli gruppi, considerando come punto di partenza dei profili di carico (Q_{100} - H_{100}) i rispettivi punti di Bep dei gruppi.

In Tabella 26 ed in Tabella 27 sono riportati i valori di EEI_2 ottenuti per ciascun gruppo e in Tabella 28 i rispettivi scarti:

Tabella 26: valori di EEI_2 per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

EEI_2 per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.7227
Variable flow	0.4848	0.4218	x
Booster sets	0.5141	0.4809	x
WSS	x	0.6277	x

Tabella 27: valori di EEI_2 per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

EEI_2 per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.0845
Variable flow	0.4646	0.4051	x
Booster sets	0.4814	0.4508	x
WSS	x	0.6186	x

Tabella 28: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	58.8474
Variable flow	4.347826	4.122439	x
Booster sets	6.792688	6.677019	x
WSS	x	1.471064	x

Calcolando l' EEI_2 ponendo come (Q_{100} , H_{100}) i rispettivi punti di Bep dei gruppi si ottengono gli stessi risultati in termini di scarti, risulta sempre migliore il gruppo MEC rispetto al gruppo HMU che sta funzionando a numero di giri inferiore.

Sia per l' EEI_1 che per l' EEI_2 si riscontra che utilizzando il *booster sets*, sia lineare che quadratico, come diagramma di carico si ottengono degli indici più alti, e quindi prestazioni peggiori, per entrambi i gruppi.

Calcolando l'indice per l'intersezione per il gruppo HMU si ottengono indici inferiori, quindi migliori, rispetto a quelli calcolati per il punto di Bep, tranne che per i casi di WSS e

constant flow dove avviene l'inverso e l'indice è più alto. Questo è attribuibile al fatto che il WSS quadratico si allontana dalla bep-line della HMU molto più velocemente quando parte dall'intersezione, generando risultati peggiori, invece segue meglio l'andamento dei Bep quando parte dal Bep del gruppo.

In seconda analisi si sono presi in considerazione altri differenti indici prestazionali. Ad esempio si è calcolato il rapporto tra la media ponderata della potenza elettrica misurata in ciascun punto lungo il profilo di carico $P_{1,avg}$ e la potenza idraulica calcolata nel punto Q_{100} - H_{100} :

$$IP_{2,int} = \frac{P_{1,avg}}{P_{hyd,100}}$$

5-13

con

$$P_{hyd} = \frac{\left[\rho_w g \left(\frac{Q_{100}}{3600} \right) H_{100} \right]}{1000}$$

5-14

A differenza del precedente indice il denominatore è ora rappresentato da una potenza idraulica che non tiene conto del rendimento del motore né di quello della pompa, non entrano in gioco dunque la classe energetica di riferimento del motore né il MEI per la pompa.

Si sono così ottenuti i seguenti risultati:

- per Q_{100} - H_{100} coincidente al punto di intersezione tra i gruppi

Tabella 29: valori di $IP_{2,int}$ per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{intersezione}$

$IP_{2,int}$ per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	2.67
Variable flow	0.72	0.63	x
Booster sets	0.75	0.70	x
WSS	x	0.97	x

Tabella 30: valori di $IP_{2,int}$ per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{intersezione}$

$IP_{2,int}$ per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.74
Variable flow	0.77	0.67	x
Booster sets	0.80	0.75	x
WSS	x	0.9978	x

Tabella 31: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	53.67
Variable flow	6.16	5.44	x
Booster sets	6.68	6.51	x
WSS	x	2.81	x

In questo caso si noti che il denominatore resta invariato cambiando gruppo in quanto è esclusivamente funzione del punto di intersezione comune ad entrambi i gruppi.

- per $Q_{100}-H_{100}$ coincidente col Bep di ciascun gruppo

Tabella 32: valori di IP_2 per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

IP_2 per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	2.666
Variable flow	0.7505	0.653	x
Booster sets	0.796	0.7444	x
WSS	x	0.9717	x

Tabella 33: valori di IP_2 per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

IP_2 per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.7304
Variable flow	0.7415	0.6464	x
Booster sets	0.768	0.7193	x
WSS	x	0.9871	x

Tabella 34: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	54.06842
Variable flow	1.213756	1.02104	x
Booster sets	3.645833	3.489504	x
WSS	x	1.560126	x

Ponendo (Q_{100} , H_{100}) rispettivamente pari al Bep dei due gruppi si otterrà un denominatore dell'equazione 5-13 differente per ciascun gruppo.

Il terzo indice considerato è quello indicante il rapporto tra la media ponderata della potenza elettrica misurata in ciascun punto lungo il profilo di carico $P_{1,avg}$ e la potenza elettrica calcolata in Q_{100} - H_{100} . Risulta essere un rapporto tra potenze elettriche e non più tra una potenza elettrica ed una idraulica, ed anche in questo caso numeratore e denominatore varieranno col gruppo sia per (Q_{100} , H_{100}) posti pari al punto di intersezione, sia ponendolo pari ai rispettivi punti di Bep:

$$IP_3 = \frac{P_{1,avg}}{P_{1,100}}$$

5-15

- per Q_{100} - H_{100} coincidente al punto di intersezione tra i gruppi

Tabella 35: valori di $IP_{3,int}$ per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{intersezione}$.

$IP_{3,int}$ per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.63
Variable flow	0.44	0.38	x
Booster sets	0.46	0.43	x
WSS	x	0.5905	x

Tabella 36: valori di $IP_{3,int}$ per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{intersezione}$.

$IP_{3,int}$ per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.03
Variable flow	0.46	0.40	x
Booster sets	0.48	0.45	x
WSS	x	0.5923	x

Tabella 37: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	57.62
Variable flow	3.73	3.028	x
Booster sets	4.29	4.093	x
WSS	x	0.304	x

- per Q_{100} - H_{100} coincidente col Bep di ciascun gruppo

Tabella 38: valori di IP_3 per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

IP ₃ per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.6284
Variable flow	0.4584	0.3989	x
Booster sets	0.4862	0.4547	x
WSS	x	0.5936	x

Tabella 39: valori di IP_3 per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{Bep}$.

IP ₃ per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.0334
Variable flow	0.4427	0.386	x
Booster sets	0.4587	0.4295	x
WSS	x	0.5895	x

Tabella 40: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	57.57693
Variable flow	3.54642	3.341969	x
Booster sets	5.995204	5.867288	x
WSS	x	0.695505	x

Infine si è calcolato un ultimo indice per il solo caso di intersezione tra i gruppi, quindi con (Q_{100} , H_{100}) pari alle coordinate del punto di intersezione, come:

$$IP_4 = \frac{P_{1,avg}}{P_{1,ref\ int}}$$

5-16

Il rapporto è simile a quello dell'EEI ma per $P_{1,ref\ int}$ si intende una potenza idraulica di riferimento calcolata non più in riferimento al punto di Bep ma in riferimento al punto di intersezione, come segue:

$$P_{1,ref\ int} = 100 \frac{P_{2,ref\ int}}{\eta_{ref\ int,M}}$$

5-17

dove

$$P_{2,ref\ int} = 100 \frac{P_{hyd,ref\ int}}{\eta_{ref\ int,PU}}$$

5-18

$$\eta_{ref\ int,M} = a \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref\ int}}{1kW} \right) \right]^3 + b \left[\log_{10} \left(\frac{P_{2,ref\ int}}{1kW} \right) \right]^2 + c \log_{10} \left(\frac{P_{2,ref\ int}}{1kW} \right) + d$$

5-19

dove le costanti a, b, c e d dipendono dal numero di poli del motore come indicato in Tabella 2 riportata nel capitolo 2.

$$P_{hyd,ref\ int} = \frac{[\rho_w g \left(\frac{Q_{int}}{3600} \right) H_{int}]}{1000}$$

5-20

$$\eta_{ref,PU} = -11,48(\ln(n_s))^2 - 0,85(\ln(Q_{int}))^2 - 0,38\ln(n_s) \ln(Q_{int}) + 88,59 \ln(n_s) + 13,46 \ln(Q_{int}) - C$$

5-21

con n_s calcolato come

$$n_s = n \frac{\sqrt[3]{Q_{int}}}{\frac{H_{int}}{n_{stadi}^4}}$$

5-22

con n pari al numero di giri nominali della pompa. Dunque la $P_{1,ref\ int}$ sarà la medesima per i due gruppi.

Tabella 41: valori di IP_4 per il gruppo HMU con $Q_{100} = Q_{intersezione}$.

IP_4 per HMU	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.7582
Variable flow	0.4743	0.4152	x
Booster sets	0.4943	0.4632	x
WSS	x	0.6380	x

Tabella 42: valori di IP_4 per il gruppo MEC con $Q_{100} = Q_{intersezione}$.

IP_4 per MEC	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	1.026
Variable flow	0.4533	0.3938	x
Booster sets	0.475	0.4443	x
WSS	x	0.5886	x

Tabella 43: valori degli scarti in percentuale.

SCARTI %	Forma lineare	Forma quadratica	Constant flow
Constant flow	x	x	71.36452
Variable flow	4.632694	5.434231	x
Booster sets	4.063158	4.253883	x
WSS	x	8.392796	x

Analizzando tutti gli indici calcolati si riscontra un trend simile degli scarti. Risulta infatti per tutti gli indici che gli scarti maggiori si hanno per il *constant flow*, mentre essi sono meno accentuati per gli altri casi. Si evince inoltre che in ogni caso utilizzare il *booster sets* come diagramma di carico di riferimento genera indici prestazionali più alti, e dunque una peggior efficienza dei gruppi. Inoltre per IP₂ si ottengono scarti minori, in tutti i casi tranne che per *constant flow*, utilizzando come punto di funzionamento il Bep di ciascun gruppo, inoltre gli IP₂ sono maggiori per la MEC contrariamente a quanto accade per gli altri indici; per IP₃ si ottengono scarti minori, in tutti i casi tranne che per *constant flow* e *variable flow* lineare, se si utilizza come punto di funzionamento l'intersezione (Q₁₀₀, H₁₀₀).

Prendere in considerazione altri indici in luogo dell'EEI potrebbe essere di più facile applicazione, per esempio negli IP proposti non entra in gioco il rendimento del motore e non vi è dipendenza dalle classi energetiche IE, inoltre si potrebbe fare un'analisi prestazionale del gruppo senza dipendere dal MEI.

Di seguito si riporta una tabella riassuntiva degli indici calcolati.

Tabella 44: tabella riassuntiva circa gli indici prestazionali utilizzati.

INDICI	NUMERATORE	DENOMINATORE
<u>EEI</u>	$P_{1,avg}$: media delle potenze elettriche misurate lungo il profilo	$P_{1,ref}$: potenza elettrica di riferimento $P_{1,ref} = f(P_{hyd,ref}, \eta_{ref,PU}, \eta_{ref,M})$ $P_{hyd,ref} = f(Q_{Bep_pompa}, H_{Bep_pompa})$ $\eta_{ref,PU} = f(Q_{Bep_pompa}, H_{Bep_pompa}, n, MEI)$ $\eta_{ref,M} = f(Q_{Bep_pompa}, H_{Bep_pompa}, n, IE3)$
<u>IP₂</u>	$P_{1,avg}$: media delle potenze elettriche misurate lungo il profilo	$P_{hyd,100}$: potenza idraulica calcolata $P_{hyd,100} = f(Q_{100}, H_{100})$
<u>IP₃</u>	$P_{1,avg}$: media delle potenze elettriche misurate lungo il profilo	$P_{1,100}$: potenza elettrica calcolata $P_{1,100} = f(Q_{100}, H_{100})$
<u>IP₄</u>	$P_{1,avg}$: media delle potenze elettriche misurate lungo il profilo	$P_{1,ref\ int}$: potenza elettrica di riferimento calcolata nel punto di intersezione $P_{1,ref} = f(Q_{int}, H_{int}, n)$

6. Efficienza energetica delle pompe sommergibili per drenaggio

6.1. Pompe sommergibili

I dati sperimentali ottenuti dalle prove effettuate sull'unità di pompaggio inverter + motore + pompa hanno permesso di ricavare le curve caratteristiche, di potenza e di efficienza.

Mediante tali dati sperimentali è stato possibile ricavare la curva caratteristica della prevalenza adimensionalizzata per numero di giri in funzione della portata, $H/N^2(Q/N)$.

Effettuando un'interpolazione è stato possibile ricavare una polinomiale del secondo ordine.

Il valore di N utilizzato per tracciare i grafici non corrisponde alla velocità di sincronismo del motore alla frequenza di eccitazione, poiché essendo la pompa sommergibile non è stato possibile misurare direttamente la velocità di rotazione.

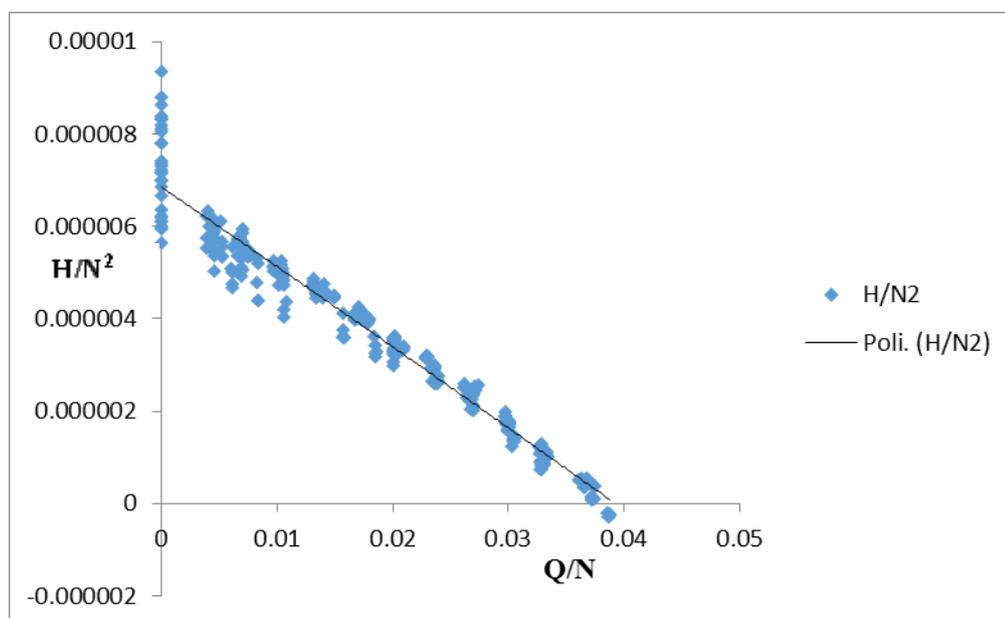


Figura 148: curva $Q/N[m^3/s*1/rpm]-H/N^2[m/rpm^3]$.

La retta di regressione è una polinomiale di secondo grado:

$$y = - 8.664120 * 10^{-5} * x^2 - 1.711551 * 10^{-4} * x + 6.849956^{-6}$$

6-1

I valori di potenza a valle dell'inverter (P1) sono stati poi utilizzati per ricavare il valore di $P1/N^3$. Questi valori anch'essi opportunamente tabellati sono stati messi in funzione del rapporto Q/N.

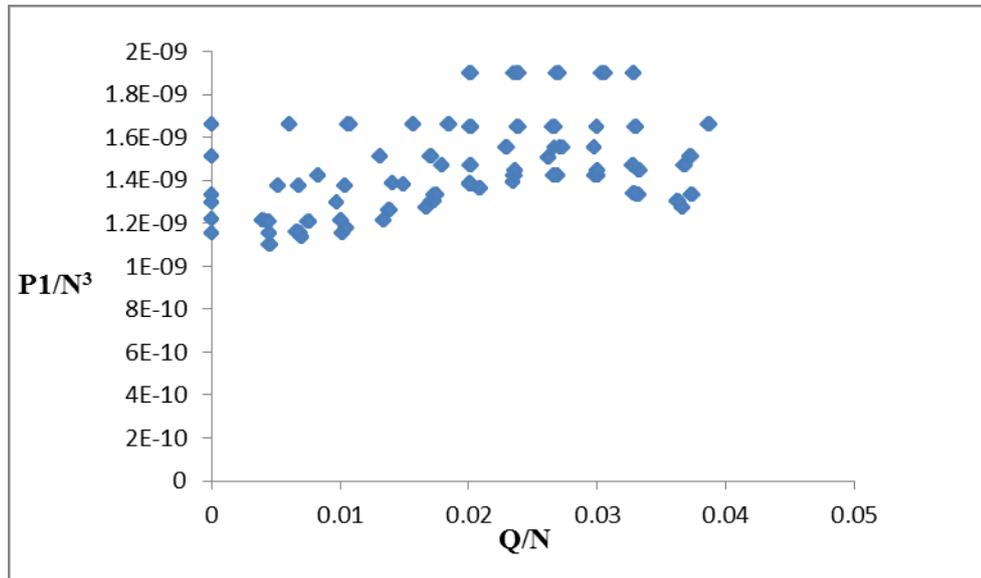


Figura 149: curva Q/N[m³/s*1/rpm]-P/N³[kW/rpm³].

Diversamente dalla prevalenza, i valori della $P1/N^3$ non si allineano lungo un'unica curva in funzione di Q/N. Per poter tener conto di un andamento della potenza in funzione della portata e del numero di giri, dunque è necessario fare riferimento all'intera superficie $P1 = P1(Q,N)$. In tal modo è possibile, assegnati Q e N, determinare il valore di potenza ad essi relativa.

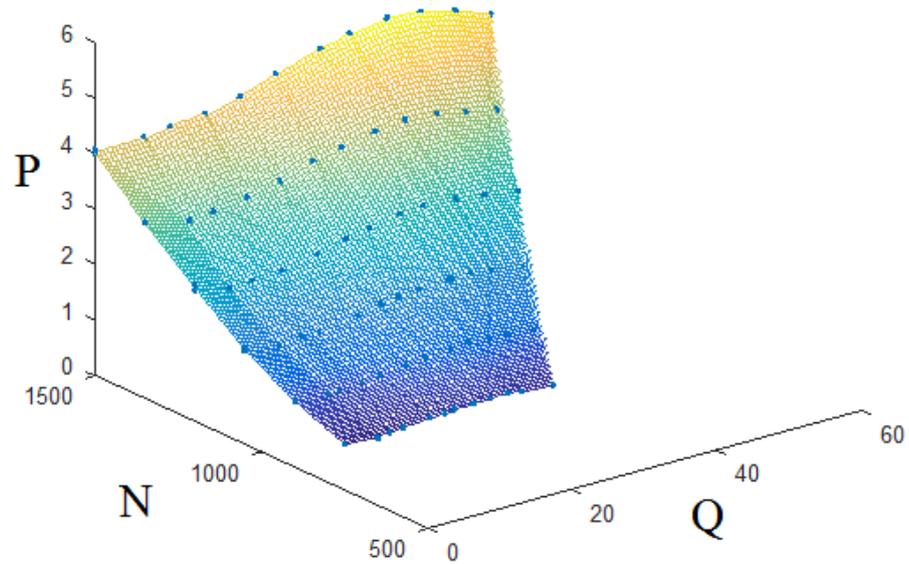


Figura 150: grafico della potenza P [kW] in funzione del numero di giri N [rpm] e della portata Q [m³/s].

Successivamente i dati opportunamente tabellati di potenza a monte dell'inverter (P0) e potenza a valle dell'inverter (P1) sono stati messi in relazione ottenendo il seguente grafico.

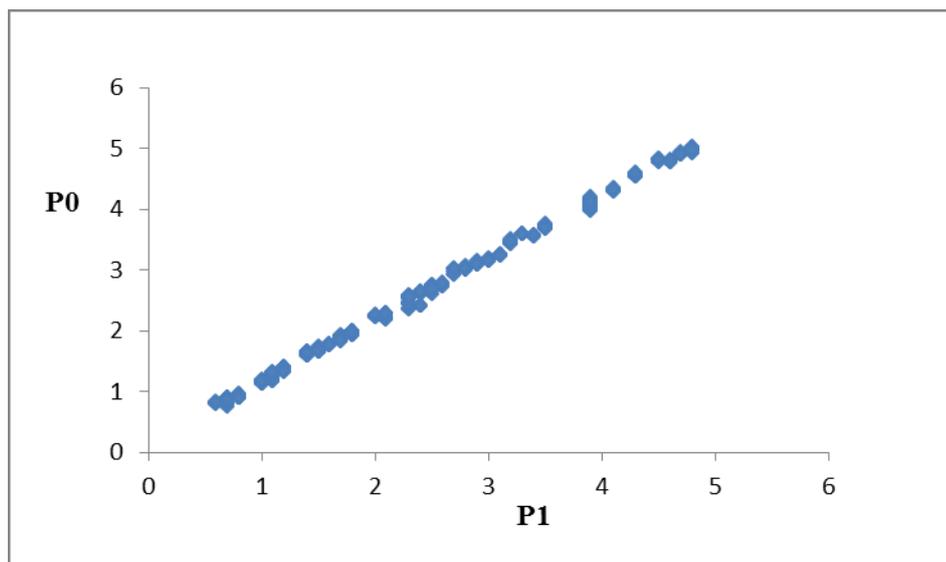


Figura 151: relazione P1[kW]-P0 [kW].

Il grafico mostra come all'aumentare di P1 aumenti P0 ottenendo un andamento lineare. Dunque assegnati Q e N è possibile:

- Calcolare i valori di P1 attraverso la superficie P1 (Q, N)
- Calcolare P0 mediante una regressione lineare

Questo ci permette di calcolare, per ogni condizione di carico, le condizioni di funzionamento della pompa, la potenza assorbita e il relativo rendimento

Ottenuti i dati di potenza idraulica, potenza della rete elettrica e potenza a valle dell'inverter attraverso le prove sperimentali, si sono potuti ricavare i valori di rendimento del gruppo e del solo motore + pompa attraverso le seguenti relazioni:

$$\eta_{gruppo} = \frac{P_{idr}}{P_0}$$

6-2

$$\eta_{mp} = \frac{P_{idr}}{P_1}$$

6-3

Questi valori di rendimento opportunamente tabellati sono stati successivamente messi in funzione del rapporto portata/numero di giri.

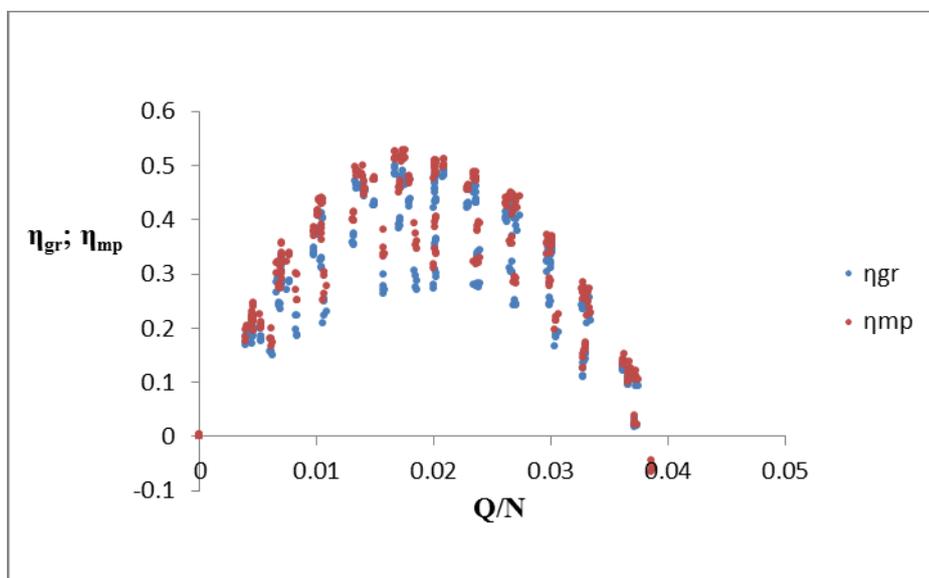


Figura 152: andamento di η_{gr} ed η_{mp} in funzione del rapporto $Q/N[m^3/s*1/rpm]$.

Dal grafico è possibile notare come entrambi i rendimenti aumentino all'aumentare del rapporto Q/N fino ad un valore massimo. A partire da quest'ultimo il valore di entrambi i rendimenti diminuisce all'aumentare del rapporto Q/N.

6.2. Modellazione di un pozzetto di sollevamento

Il modello fisico che si vuole rappresentare è quello di un pozzetto di sollevamento per acque cariche. L'acqua entrando nel pozzetto con una portata Q_{in} inizia a riempire la vasca facendone innalzare il livello. Sul fondo della vasca è presente una pompa sommersibile che è

collegata ad una condotta di mandata. Quando il livello dell'acqua all'interno del pozzetto arriva ad un valore soglia (h_{max}) prestabilito un sensore elettrico invia un segnale alla pompa che si mette in funzione ed inizia a svuotare il pozzetto pompando una portata Q_{out} .

Una volta raggiunto il valore di soglia minimo (h_{min}) un secondo sensore comunica con la pompa, la quale si disattiva e smette di pompare consentendo al pozzetto di iniziare nuovamente a riempirsi. Tale processo si reitera nel tempo.

La pompa potrà funzionare a numeri di giri fisso in presenza di solo comando ON/OFF o variabile in presenza di inverter con regolazione continua.

I dati ottenuti dalle prove sperimentali sono stati utilizzati per realizzare un modello matematico di questo processo al fine di ottenere il valore di energia consumata dall'unità di pompaggio nell'intervallo temporale di un giorno nei due casi di regolazione ON/OFF o regolazione continua.

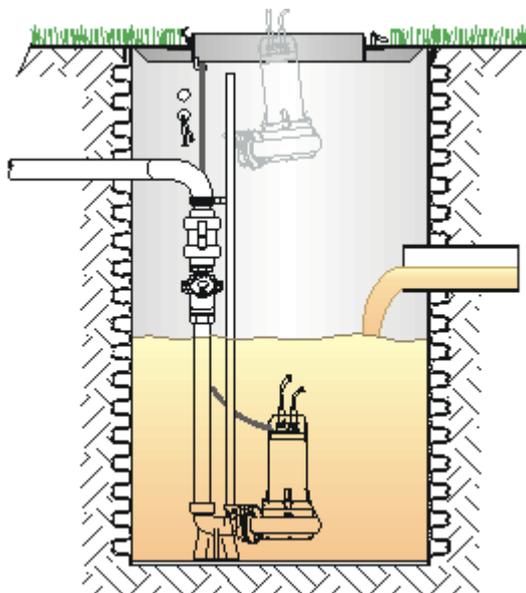


Figura 153: sezione di un pozzetto di sollevamento.

6.3. Il Modello matematico

Le prove effettuate in laboratorio hanno permesso di ricavare i valori di: prevalenza (H), potenza fornita al motore (P_1), tensione (V), corrente assorbita (A), potenza resa dalla pompa (P_{idr}) e rendimento η dell'unità di pompaggio in funzione del valore di portata (Q) che attraversa la condotta di mandata.

Come primo passo per il modello matematico sono state fissate le dimensioni del pozzetto (superficie alla base di 4 m^2 ed un'altezza di 6 m) e successivamente si è imposto che

la portata entrante nel pozzetto al generico tempo t seguisse una delle funzione sinusoidale definite nel capitolo 3.

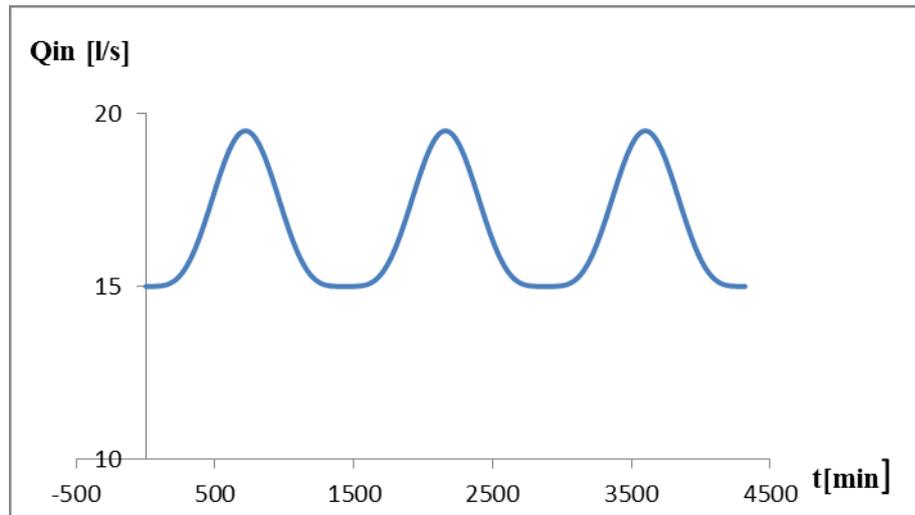


Figura 154: andamento nel tempo della portata entrante Q_{in} .

6.4. Regolazione ON/OFF

L'acqua entrando fa innalzare il livello e cioè il valore di h_{vasca} del quale sono noti i valori soglia minimo (h_{min}) e massimo (h_{max}).

La pompa entra in funzione quando il livello supera h_{max} (4 m) e resta in funzione fino a quando il livello di h_{vasca} risulta essere inferiore a h_{min} (1 m).

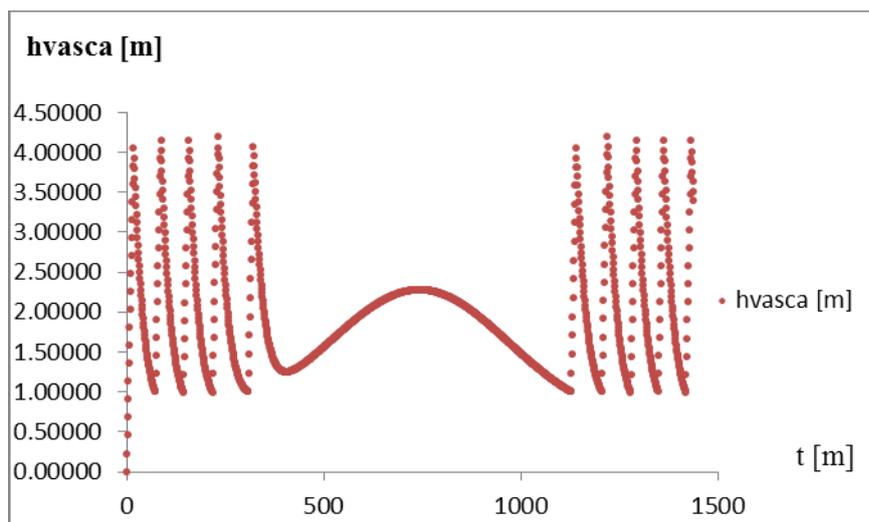


Figura 155: variazione del livello dell'acqua all'interno del pozzetto.

La portata in uscita Q_{out} è stata ricavata mettendo a sistema due equazioni dalle quali è possibile ricavare una variazione di prevalenza ΔH ; ponendo l'uguaglianza tra le due relazioni

si è riusciti a ricavare una soluzione di un'equazione di secondo grado che ha permesso di calcolare la portata in uscita Q_{out} .

$$\begin{cases} \Delta H = aQ^2 + bQ + c \\ \Delta H = H_{vasca} + H_{valle} + JL \end{cases}$$

6-4

$$aQ^2 + bQ + c = H_{valle} + H_{vasca} + \beta \frac{Q^2}{D^5} L$$

6-5

$$\left(a - \frac{\beta L}{D^5}\right) Q_{out}^2 + bQ_{out} + [c - (H_{valle} - H_{vasca})] = 0$$

6-6

$$Q_{out} = \frac{-\beta \pm \sqrt{\beta^2 - 4\alpha\gamma}}{2\alpha}$$

6-7

dove:

$$\alpha = \left(a - \frac{\beta L}{D^5}\right)$$

6-8

$$\beta = b$$

6-9

$$\gamma = c - (H_{valle} - H_{vasca})$$

6-10

Mettendo in relazione la portata entrante Q_{in} con la portata in uscita Q_{out} si è riuscito a ricavare graficamente l'andamento delle due portate nel tempo.

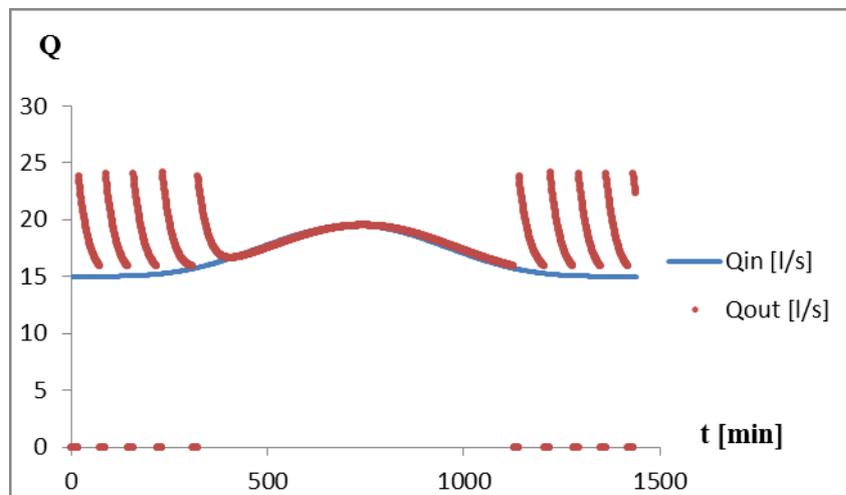


Figura 156: andamenti di Q_{in} e Q_{out} nel tempo.

Ottenuti i valori di Q_{out} ad ogni intervallo di tempo è stato possibile ricavare i relativi valori di potenza P1 e partendo da questi si è arrivati a calcolare i valori di energia assorbita dall'unità di pompaggio in ogni minuto.

Considerando i 1440 minuti che ci sono in un giorno, la somma dei valori di energia ottenuti rappresenta il valore totale dell'energia assorbita dall'unità di pompaggio in una giornata. Tale valore risulta essere 91,613 kWh.

6.5. Regolazione continua

Il modello precedentemente realizzato permetteva al sistema motore + pompa di lavorare soltanto alla frequenza di 50 Hz fornita dalla rete elettrica, con numero di giri del motore pari a 1500 giri al minuto.

Un secondo modello ha consentito di ottimizzare la frequenza di alimentazione dell'inverter per minimizzare l'energia elettrica consumata nel sollevamento.

Il nuovo modello creato in ambiente MATLAB è basato su dati di partenza che rappresentano le caratteristiche dell'impianto o che ne influenzano il funzionamento.

Tali caratteristiche sono:

- Tipologia di portata: nera; di pioggia;
- Area alla base del pozzetto = 4 m²; 9 m²; 16 m²; 25 m²;
- Altezza di attacco/stacco della pompa : hmin e hmax;
- Lunghezza condotta di mandata = 100 m;
- Diametro condotta di mandata = 0.15 m;
- β darcy = $2 \cdot (0.00164 + 0.000042/D)$;
- Prevalenza di valle = 10 m;
- Prevalenza iniziale della pozzetto = 3.5 m
- t = 1440 minuti (minuti in un giorno);
- Δt = 1 minuto;
- Portata minima = 15 l/s;
- Portata massima = 20 l/s.

La portata in ingresso viene calcolata in due modi differenti, considerando due tipologie differenti di pozzetti. In un primo caso la pompa viene considerata ad uso di un pozzetto inserito lungo il percorso di una fognatura nera e la portata viene calcolata come:

$$Q_{in}(t) = Q_{min} \cdot \left(1 + (c_p - 1) \cdot \sin\left(\frac{\pi t}{1440}\right)^4 \right)$$

6-11

dove

$$c_p = 1,3$$

6-12

In tal caso la portata in ingresso del pozzetto è sempre diversa da zero e prevede un massimo nelle ore centrali della simulazione.

In un secondo caso, invece, viene modellato un pozzetto a servizio di una fognatura bianca. Per semplicità viene considerata un'onda di piena della durata di un giorno con la portata che aumenta a partire da zero fino a raggiungere un massimo nelle ore centrali della simulazione, per annullarsi alla fine delle 24 ore. In tal caso, la formula per il calcolo della portata in ingresso è la seguente:

$$Q_{in}(t) = Q_{max} \cdot \sin\left(\frac{\pi t}{1440}\right)^4$$

6-13

Assegnato il pattern della portata in ingresso e le caratteristiche idrauliche e geometriche del sistema, è stato possibile definire un modello di ottimizzazione per minimizzare il consumo di energia.

In ciascuno dei casi considerati al variare delle caratteristiche del sistema (area di base del pozzetto, portata minima/massima in ingresso, quota della vasca di valle) è stato determinato il pattern ottimale $N(t)$ che minimizzasse il consumo di energia da parte del sistema.

Nell'istante t , assegnato il numero di giri, è possibile calcolare i valori di portata in uscita attraverso un bilancio energetico tra il carico idraulico fornito dalla pompa e la somma di prevalenza geodetica e perdite di carico.

$$H(Q_{out}(t)) = H_{valle} - H_{vasca}(t) + JL$$

6-14

Determinata la portata in uscita dal sistema è possibile calcolare la potenza nell'istante t , $P(t)$ e il nuovo livello idrico nel pozzetto come:

$$H_{vasca}(t + dt) = H_{vasca}(t) + (Q_{in} - Q_{out}) * \frac{\Delta t}{Area\ vasca}$$

6-15

Pertanto, assegnato un pattern di portata $Q(t)$, è possibile calcolare la potenza per ciascun punto di funzionamento e dunque l'energia totale relativa ad una giornata di lavoro.

L'ottimizzazione consiste nell'individuare il pattern ottimale tale da rispettare alcuni vincoli:

- la pompa si accende quando il livello nella vasca supera h_{max}
- la pompa si spegne quando il livello nella vasca è minore di h_{min}
- il livello nella vasca non può essere inferiore di zero
- il livello nella vasca non può mai essere superiore ad $h_{max}+1$

Come metodo di ottimizzazione si è scelto di utilizzare la funzione *fmincon* di Matlab, ossia un metodo di ottimizzazione vincolata non lineare che determina la soluzione ottimale, a partire da una condizione iniziale assegnata, mediante una ricerca iterativa condotta sulla base del gradiente della funzione. Il limite di una siffatta ottimizzazione consiste nel non distinguere tra minimi locali e minimi assoluti, per cui è possibile che le iterazioni si arrestino prima di raggiungere il minimo assoluto. Onde evitare questa tipologia di problema, per ciascun caso sono stati assegnati diversi patterns iniziali, per rendere la soluzione indipendente dal tentativo iniziale e cercare di evitare di trovare minimi locali.

In appendice si riportano i confronti fra le soluzioni ottimali e il funzionamento della macchina a 1500 giri costanti, secondo le regole di funzionamento presentate in precedenza. Unitamente ai valori di energia le simulazioni ci forniscono anche la percentuale di energia risparmiata, calcolata con la seguente relazione:

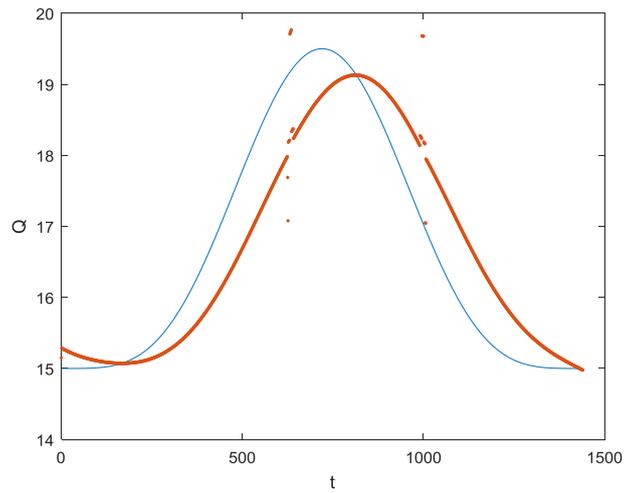
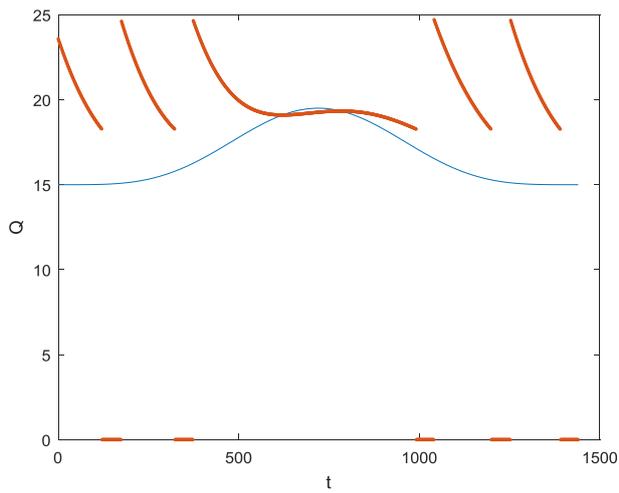
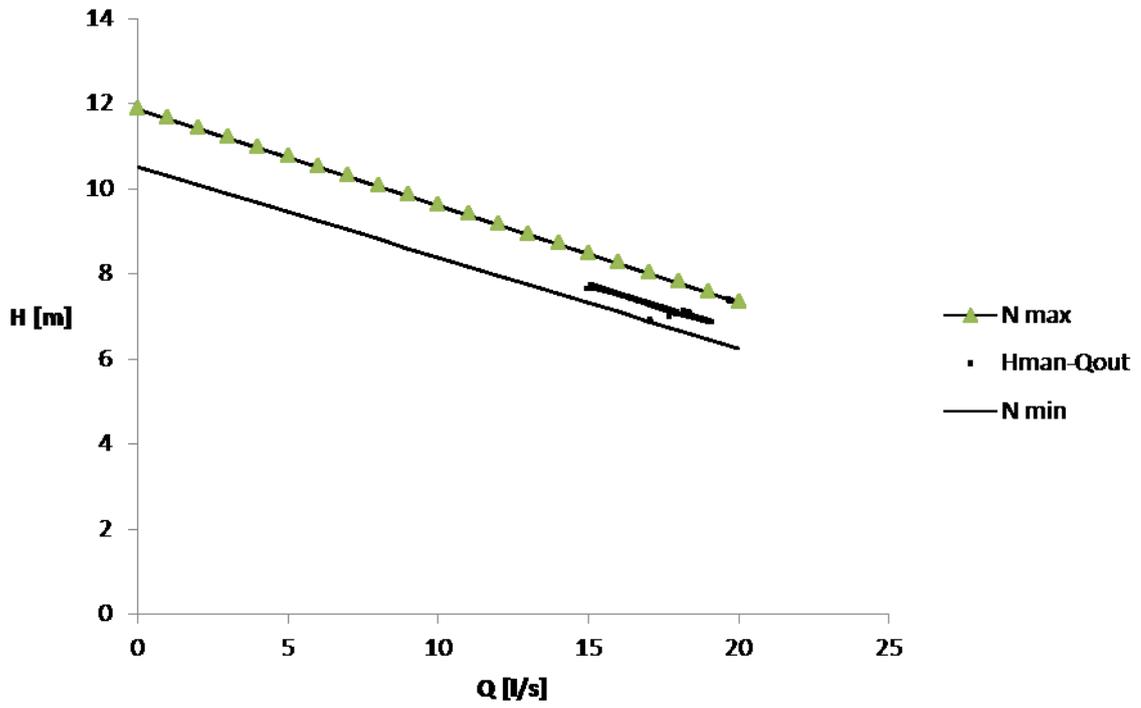
$$Risparmio = \left(\frac{1 - E}{E_{50Hz}} \right) * 100$$

6-16

A titolo di esempio si mostrano due casi di confronto tra le soluzioni ottimali e il funzionamento della macchina a 1500 giri costanti, il primo per una portata nera, il secondo per una portata di pioggia:

Tabella 45: confronto tra funzionamento a 50 Hz e soluzione ottimale per una portata nera.

Portata Nera risultato 3	$Q_{min} = 15 \text{ l/s}$	Energia _{50 Hz} = 85.3298 kWh
Area = 16 m ² (4x4)	$x_0 = 1300 + 0 \cdot t$	Energia _{ottimizzata} = 66.4044 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 22.1791 %
50 Hz		Ottimizzazione



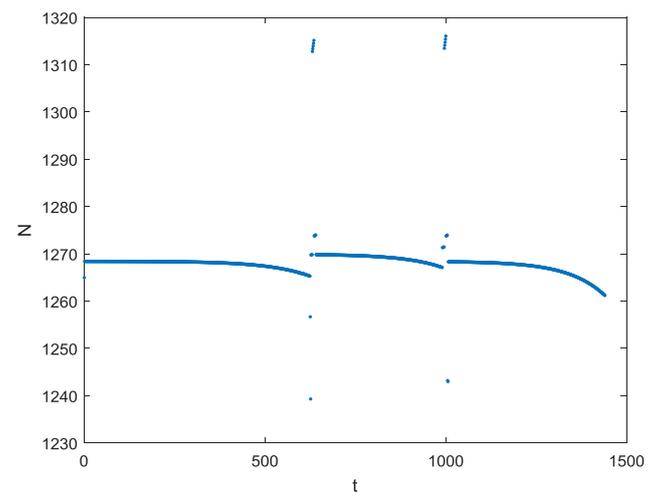
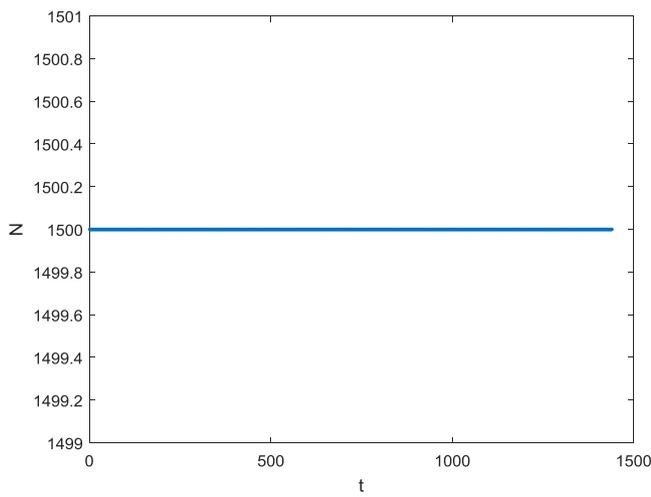
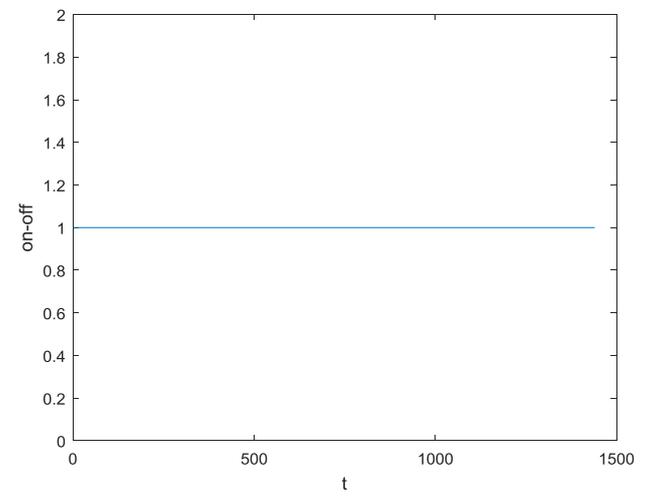
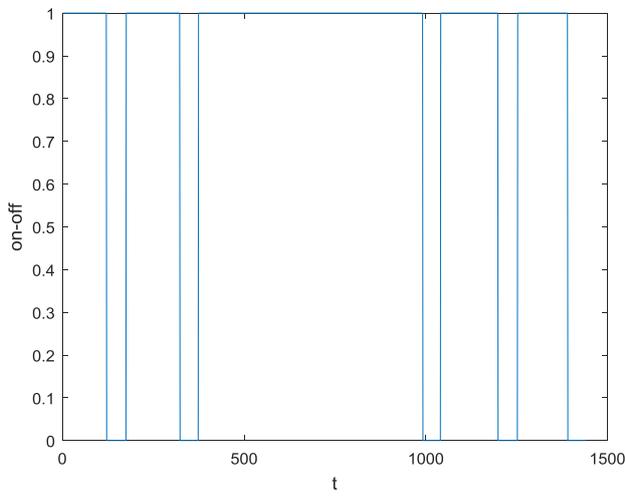
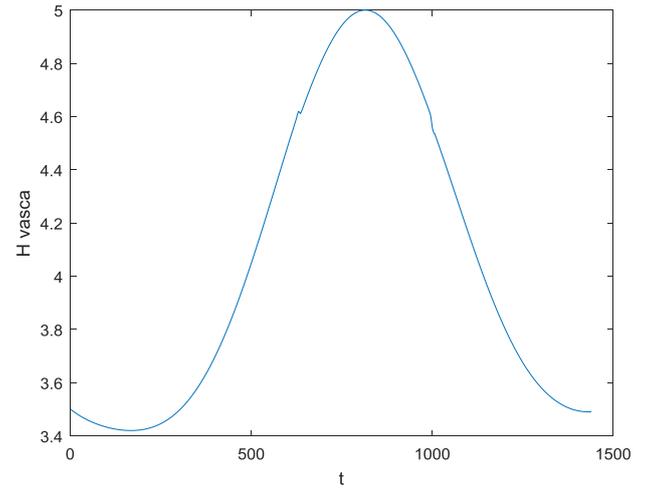
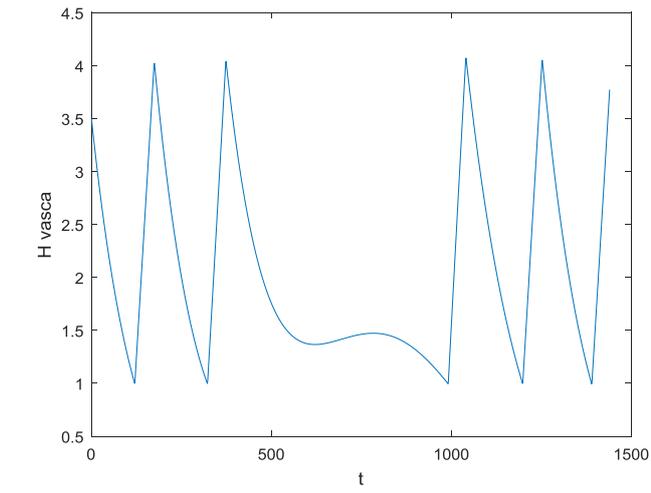
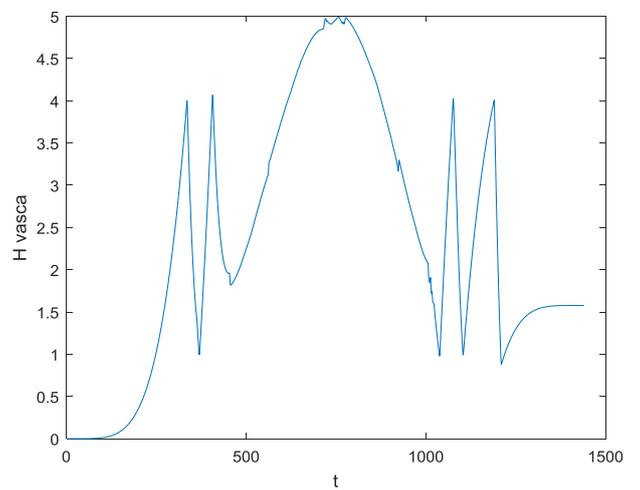
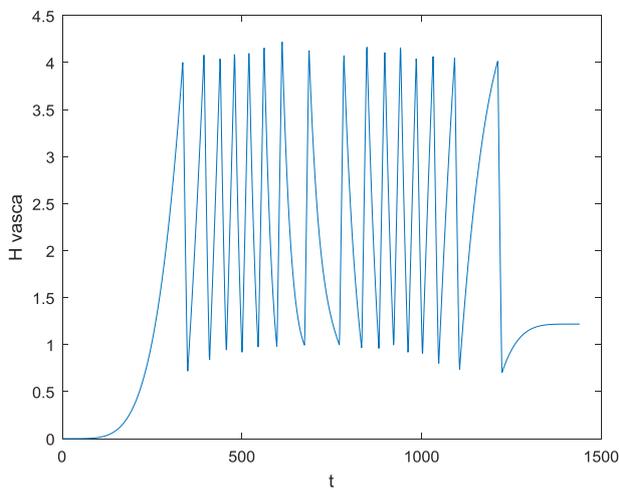
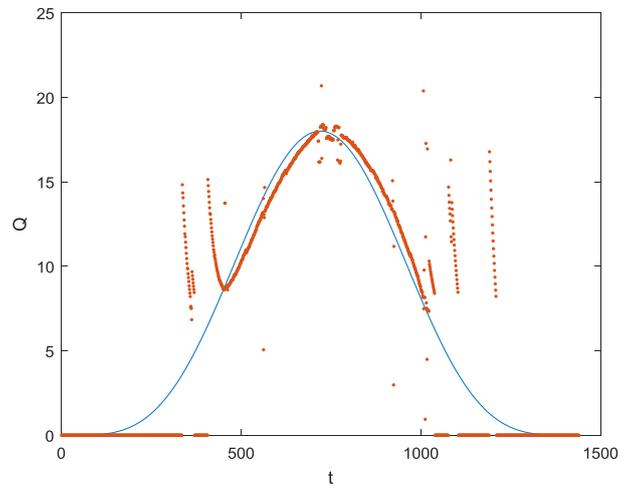
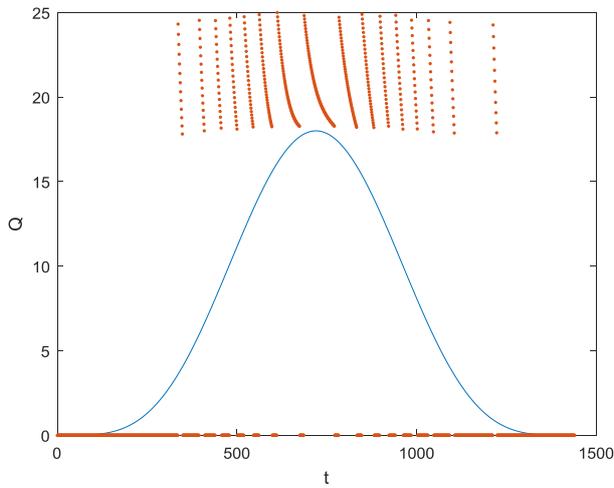
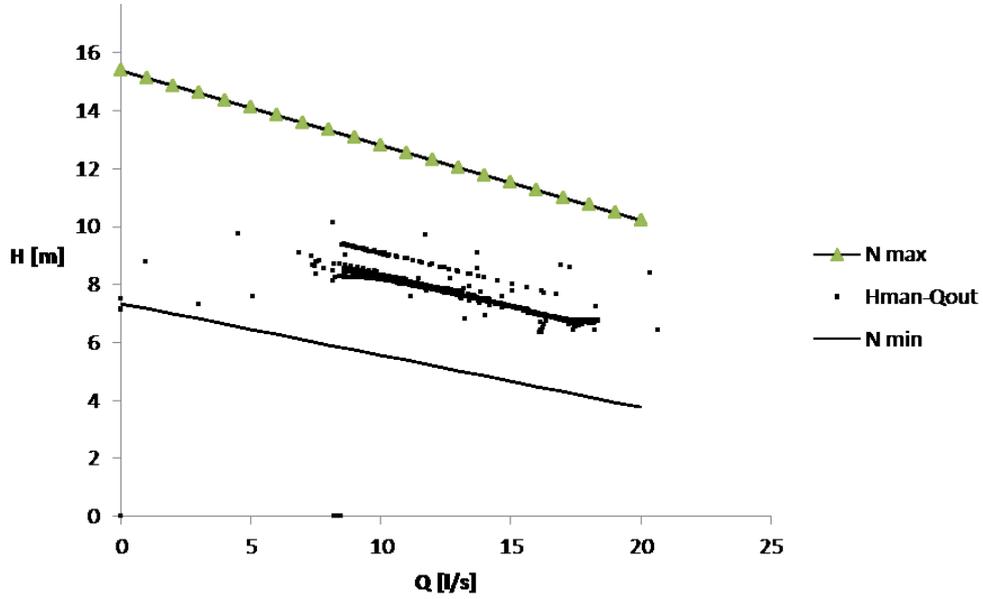


Figura 157: grafici rappresentativi del caso indicato in tabella45 di portata nera.

Tabella 46: confronto tra funzionamento a 50 Hz e soluzione ottimale per una portata di pioggia.

Portata di pioggia risultato 6	$Q_{max} = 18 \text{ l/s}$	Energia _{50 Hz} = 33.5478 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	$x_0 = 1280+0*t$	Energia _{ottimizzata} = 30.0641 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 10.3842 %
50 Hz		Ottimizzazione



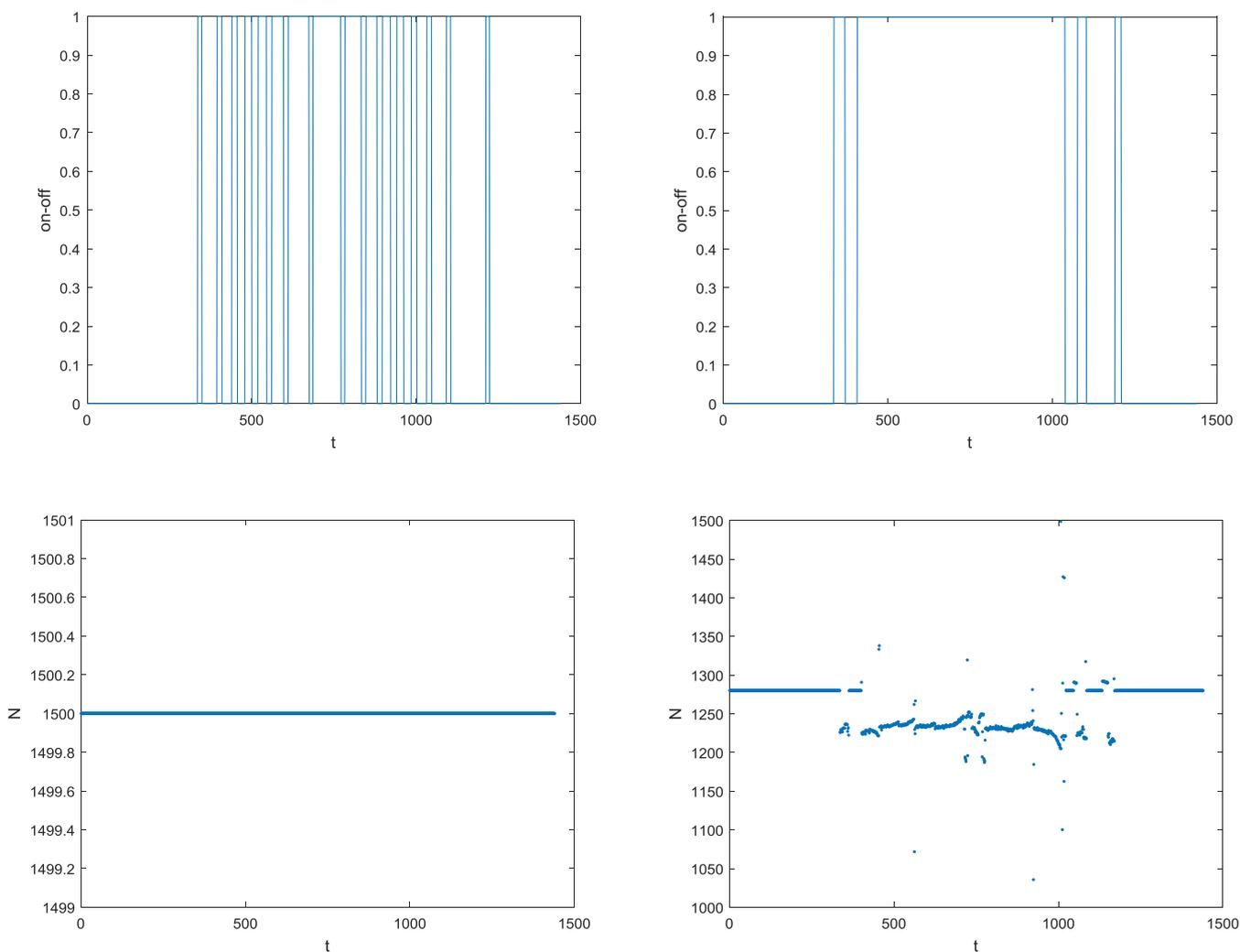


Figura 158: grafici rappresentativi del caso indicato in tabella45 di portata di pioggia.

6.6. Approssimazione del funzionamento ottimale

Attraverso la simulazione di modelli matematici si è perseguito l'obiettivo di migliorare l'efficienza energetica delle pompe idrauliche al fine di ottenere un risparmio energetico.

Come si è visto, passando da una frequenza di 50 Hz fornita dalla rete elettrica a frequenze minori, il numero di giri del motore al minuto è variato anch'esso ed attraverso un'ottimizzazione abbiamo ottenuto un pattern ottimale che minimizza il consumo di energia da parte del sistema. Si è notato che questi pattern ottimali $N(t)$, presentano sì un valore del numero di giri variabile nel tempo, ma tale variabilità risulta alquanto ridotta.

A tal proposito si è pensato di calcolare il valore medio di ogni pattern $N(t)$ e di utilizzarlo in una nuova serie di simulazioni in cui il numero di giri del motore fosse posto costante nel tempo e pari proprio a tale valore medio. Se i valori di energia ottenuti da queste

nuove simulazioni risultano essere prossimi a quelli della condizione ottimizzata, allora si può pensare di far funzionare l'inverter a numero di giri costante pari proprio al valore medio di ogni pattern $N(t)$. Questa soluzione, infatti, consentirebbe di guadagnare anche in termini di usura del motore poiché frequenti variazioni del numero di giri ne influenzano la vita utile.

In appendice si riportano i patterns ottenuti dalle simulazioni nelle condizioni di funzionamento sopracitate. Unitamente si riportano nelle tabelle i valori di energia a N_{medio} costante. in Tabella 47 i risultati ottenuti per ciascuna simulazione

Tabella 47: tabella riassuntiva dei risultati ottenuti.

Fognatura nera										
Area [m ²]	Q min [l/s]	H vasca start [m]	H valle [m]	Energia a 1500 rpm [kWh]	Energia ad N ottimizzati [kWh]	Energia a N ott. medio [kWh]	Risparmio 1	Risparmio 2		
4	15	3.5	10	85.6988	67.8114	67.8165	20.872	20.866		
9	15	3.5	10	85.6298	67.2665	67.4097	21.445	21.278		
16	15	3.5	10	85.3298	66.4044	66.5796	22.179	21.974		
25	15	3.5	10	86.1266	65.3909	65.4064	24.076	24.058		
4	18	3.5	10	101.7872	87.4551	87.4653	14.080	14.070		
4	20	3.5	10	106.2257	103.191	103.1914	2.857	2.856		
4	13	3.5	10	72.0943	57.1062	57.1037	20.790	20.793		
4	15	4	10	85.6095	67.9686	67.9708	20.606	20.604		
4	15	3	10	85.673	67.7098	67.8023	20.967	20.859		
4	15	3.5	12	100.9707	86.5224	86.5194	14.309	14.312		
4	15	3.5	8	72.421	51.5386	50.989	28.835	29.594		

Fognatura bianca										
Area [m ²]	Q max [l/s]	H valle [m]	Energia a 1500 rpm [kWh]	Energia ad N ottimizzati [kWh]	Energia a N medio [kWh]	Risparmio 1	Risparmio 2			
4	20	10	37.6688	32.5826	32.7268	13.5024211	13.11961092			
9	20	10	36.9726	32.5794	33.0361	11.88231285	10.64707378			
16	20	10	33.9291	29.6008	30.3217	12.756896	10.6321712			
25	20	10	35.4572	29.9112	29.937	15.641393	15.56862922			
4	22	10	40.7461	35.7993	36.0445	12.14054842	11.53877304			
4	18	10	33.5478	30.0641	31.4847	10.38428749	6.14973262			
4	24	10	42.8218	40.40073	40.6408	5.653825855	5.093200192			
4	20	12	43.4851	41.0452	42.1154	5.610887407	3.149814534			
4	20	8	32.2513	25.5983	25.6658	20.62862582	20.41933193			

A titolo di esempio, nella Tabella 47 di seguito riportata, che fornisce una sintesi dei risultati ottenuti, alla riga 7 si notare che la soluzione ottenuta a N_{medio} costante risulta essere migliore di quella ottimizzata (il risparmio per la prima è pari a 20.793%, quello per la seconda è pari a 20.790%).

6.6.1. Elettropompa sommergibile

Per quanto riguarda la pompa sommergibile presa in esame per tale ricerca, ossia un pompa della tipologia K della Caprari, la procedura di prove ha permesso di compiere le stesse valutazioni circa l'utilizzo o meno dell'inverter.

A partire dalla condizione di saracinesca chiusa per giungere poi a una condizione di totale apertura è stata fatta variare la portata passante nella condotta di mandata di 0,25 l/s in maniera progressiva.

Una prima acquisizione dei parametri è stata effettuata senza l'ausilio dell'inverter, e di conseguenza con una frequenza di 50Hz fornita dalla rete elettrica.

La seconda fase di acquisizione dati è stata condotta inserendo all'interno dell'unità di pompaggio un convertitore di frequenza (inverter).

La modalità di acquisizione dati non è variata rispetto alla prima fase, anche in questo caso, lavorando sulla saracinesca a partire da una condizione di totale chiusura fino ad arrivare a una condizione di totale apertura, si è fatta variare gradualmente la portata ad intervalli di 0,25 l/s, per poi ricominciare l'iter con il susseguirsi delle diverse frequenze.

Queste misure attraverso l'utilizzo dell'inverter sono state effettuate su frequenze di 50 Hz, 45 Hz, 40 Hz, 35 Hz, 30 Hz e 25 Hz.

Ponendo le misure acquisite in entrambe le fasi, in relazione tra loro e con i valori di portata sono stati ricavati i seguenti diagrammi:

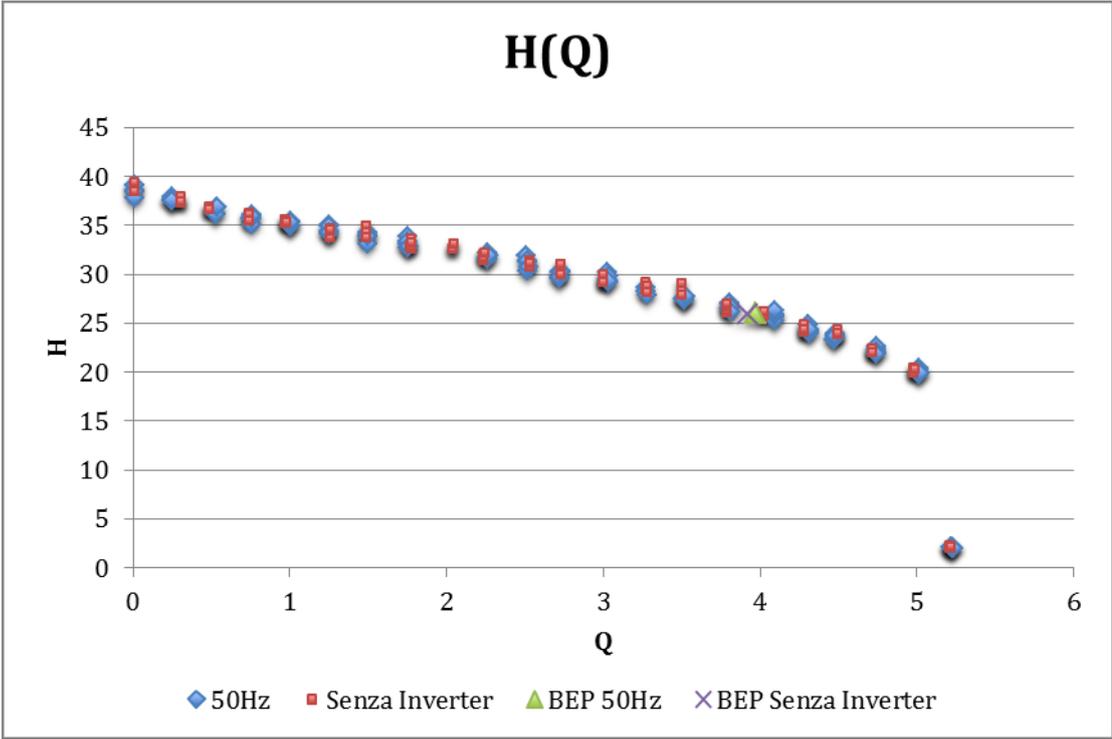


Figura 159: curva H(Q) 50 Hz con e senza inverter.

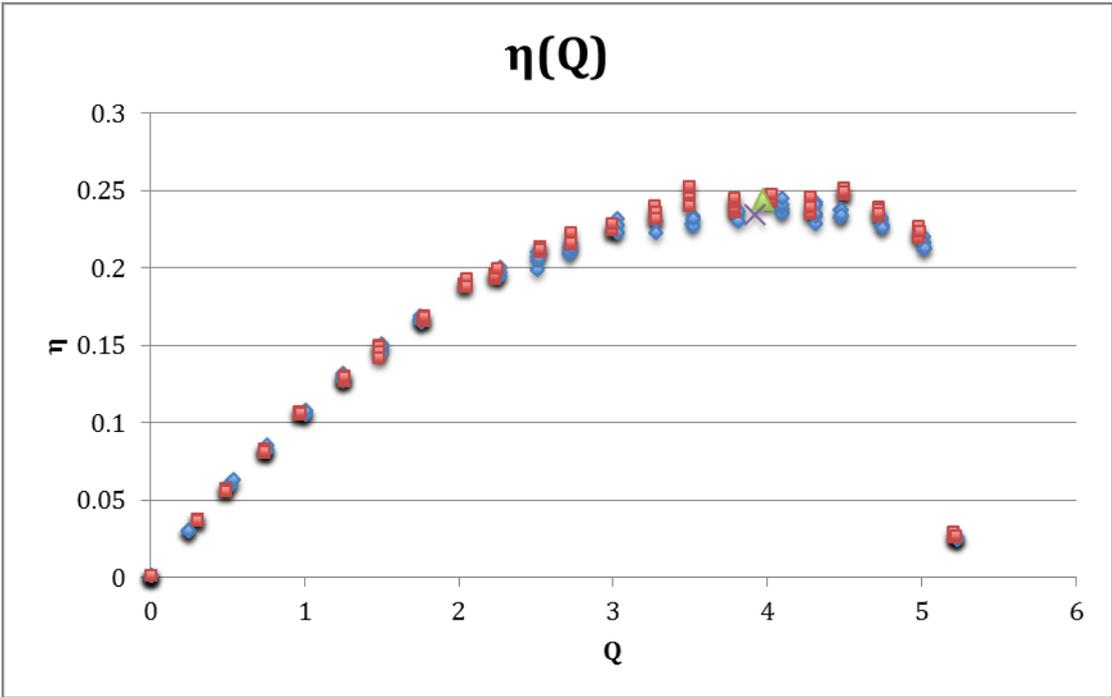


Figura 160: curva η(Q) 50 Hz con e senza inverter.

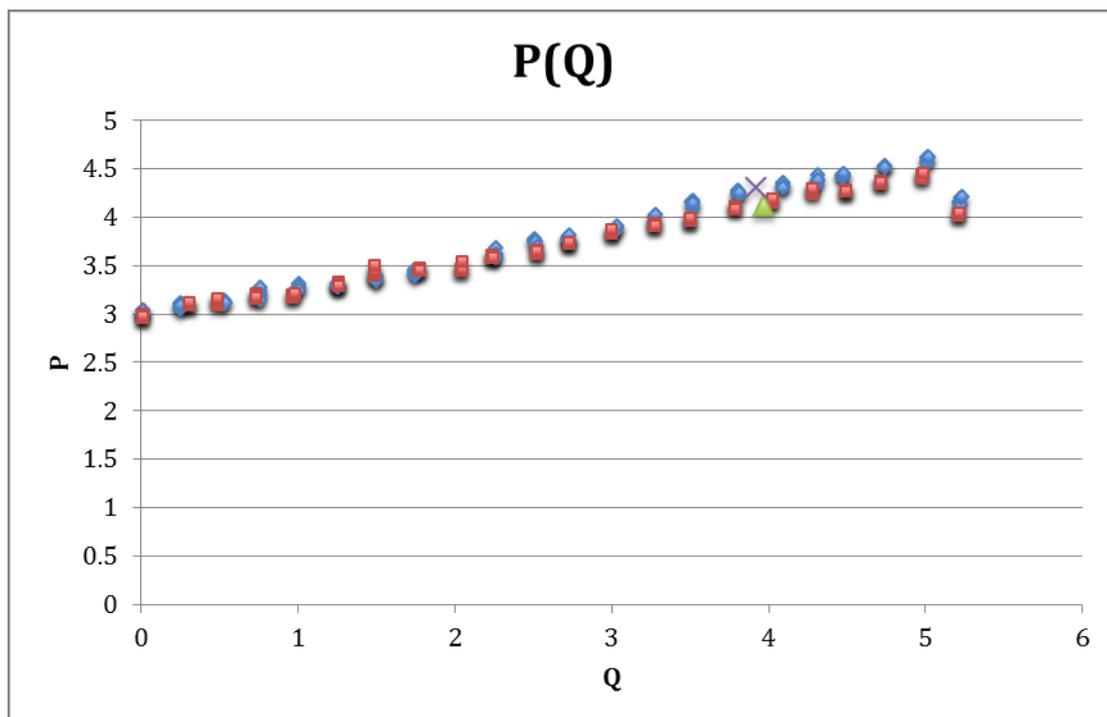


Figura 161: curva $P(Q)$ 50 Hz con e senza inverter.

Inoltre sono illustrati in tabella i valori dei parametri caratteristici al BEP:

Tabella 48: valori al Bep.

f	QBEP	η_{BEP}	HBEP	PBEP
50Hz	3,974	0,244	26,089	4,115
Senza Inverter	3,925	0,234	25,859	4,304
Variazione [%]	1,2%	4,0%	0,9%	-4,6%

L'assenza dell'inverter determina una riduzione del 4% sull'efficienza complessiva dell'elettropompa nuova.

Le variazioni indotte dall'inverter sulla curva caratteristica (Q,H) della pompa sono risultate estremamente ridotte con uno scarto del 1.2% sulla portata al BEP e dello 0.9% sulla prevalenza al BEP.

6.7. Verifica della influenza della usura sulle prestazioni di pompe sommergibili per drenaggio

Durante il presente studio si è voluta, inoltre, verificare l'influenza dell'usura sulle prestazioni delle pompe sommergibili e il derivante incremento dei consumi energetici determinati da tale fenomeno.

La distanza tra il fondello (2) e il corpo di mandata (1) in Figura 162 per una pompa nuova è di 2.6 mm. E' chiaro che i liquidi con solidi abrasivi, carichi di sabbie o fangosi, sottopongono a usura veloce e pesante tutte le parti della pompa, causando, quindi, l'aumento della distanza tra il fondello e la girante aperta.

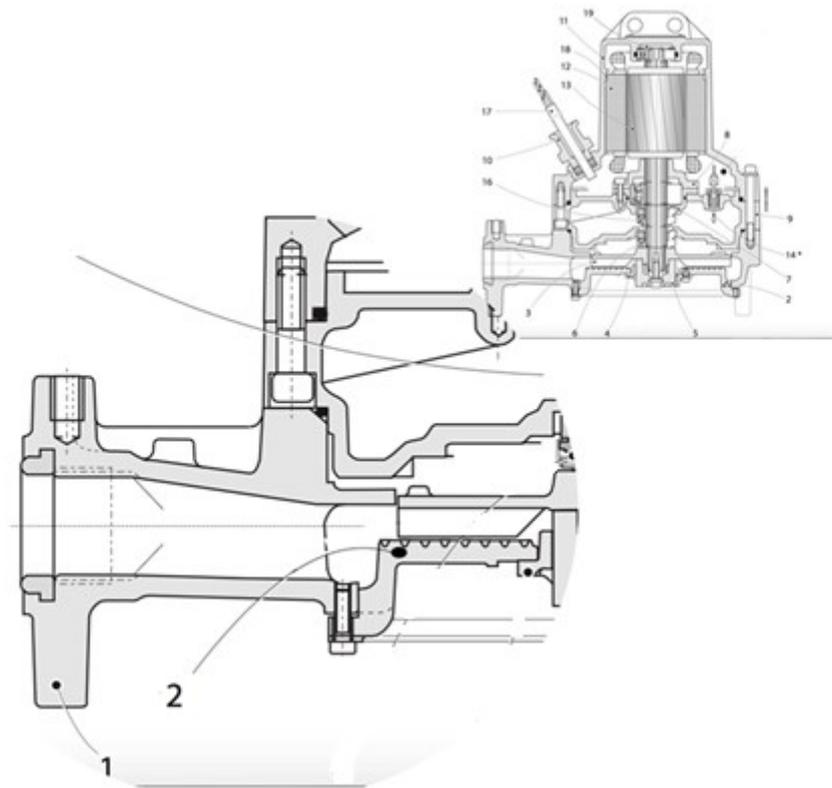


Figura 162: particolare del fondello e del corpo di mandata.

Nell'unità di pompaggio adoperata nei test, pompa sommergibile CAPRARI serie K a girante aperta, è presente un motore trifase da 2.2 kW, in queste macchine l'usura meccanica dovuta alla presenza di sedimento nelle acque pompate determina la progressiva usura del fondello a contatto con la girante. Al fine di simulare l'effetto dell'usura, è stata aumentata la distanza tra il fondello e la girante utilizzando degli spessore inseriti tra il fondello stesso e il corpo di mandata, di 1 mm per simulare un'usura media e di 2 mm per un'usura alta.

Durante la fase di sperimentazione si sono acquisite le grandezze caratterizzanti la macchina al variare del numero di giri e soprattutto al variare del grado di usura, quest'ultimo simulato tramite la procedura sopracitata.

In una prima fase, l'acquisizione dei dati è stata effettuata a una frequenza di 50 Hz al variare della portata con la pompa nuova, una volta ottenuti tutti i dati necessari all'elaborazione, si sono ricalcolati i dati a intervalli di 5 Hz della frequenza fino a un minimo di 25 Hz. Nella seconda e nella terza fase si è ripetuto l'iter di calcolo ma con usura

rispettivamente media e alta al fine di ottenere un quadro completo. Ovviamente, anche in questo caso, tutte le modalità di acquisizione non sono variate rispetto all'originale e cioè lavorando sulla saracinesca a partire da una condizione di totale chiusura fino ad arrivare ad una condizione di totale apertura, si è fatta variare gradualmente la portata.

La terna di valori di portata, rendimento e prevalenza al BEP rappresentano il punto di lavoro ottimale della pompa mentre, allontanandosi dal BEP, la pompa lavora a rendimenti più bassi. Nel caso in esame le curve di isorendimento sono state valutate a parità di spessore, atti alla simulazione dell'usura, variando il numero di giri. Partendo dal rendimento massimo con una frequenza di 50 Hz fino a una minima di 25 Hz, sono state valutate le curve con rendimento al 90%, 80%, 60%, 40% e 20%.

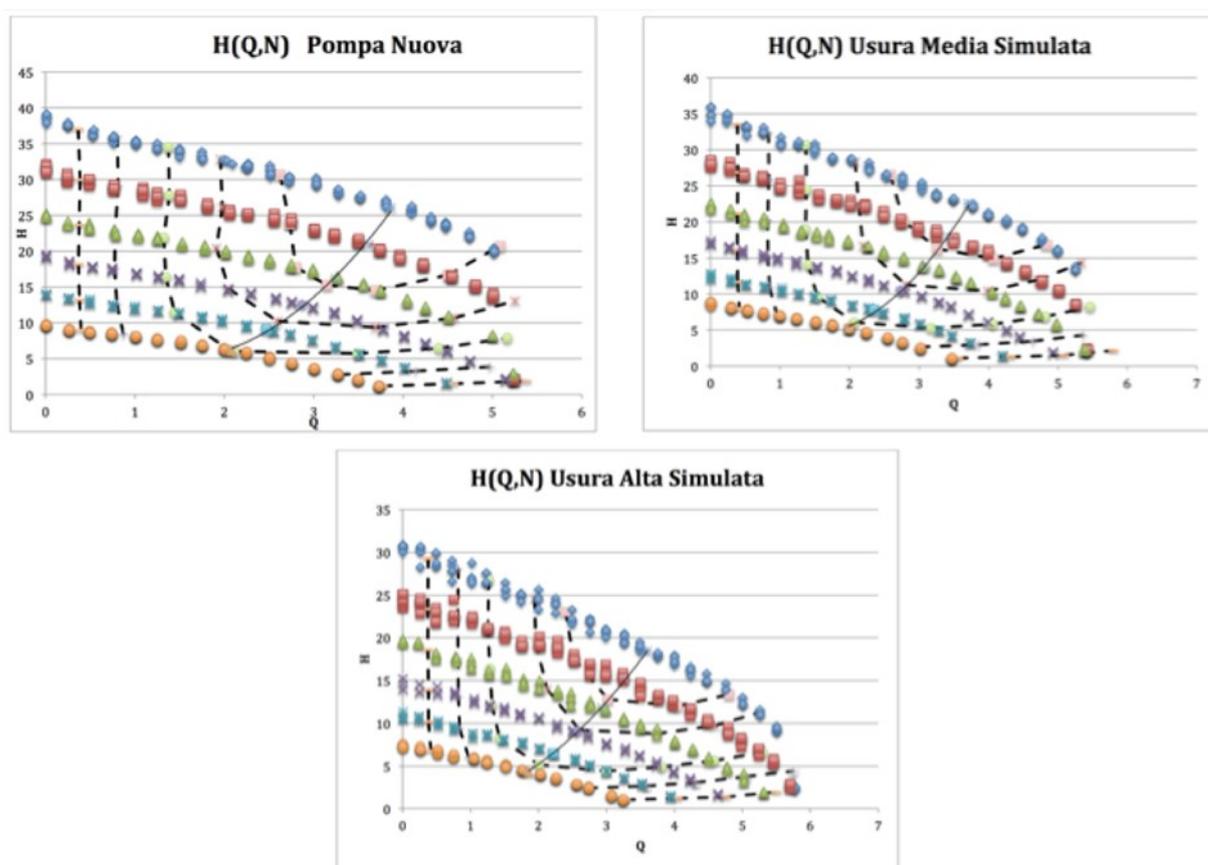


Figura 163: curva $H(Q)$ Pompa Nuova + Usura Media + Usura Alta.

Nei grafici è riportata la linea dei BEP ossia la linea di tendenza polinomiale in grado di connettere i diversi BEP in funzione della variabilità della frequenza e della portata.

A ogni valore del rendimento corrispondono due valori di portata, ai quali, rispettivamente, si rifà un unico valore di prevalenza. Ai fini di conoscere come varia il rendimento in funzione dell'usura e del numero di giri, sono state sovrapposte le isorendimento e le curve caratteristiche riportate a 50Hz:

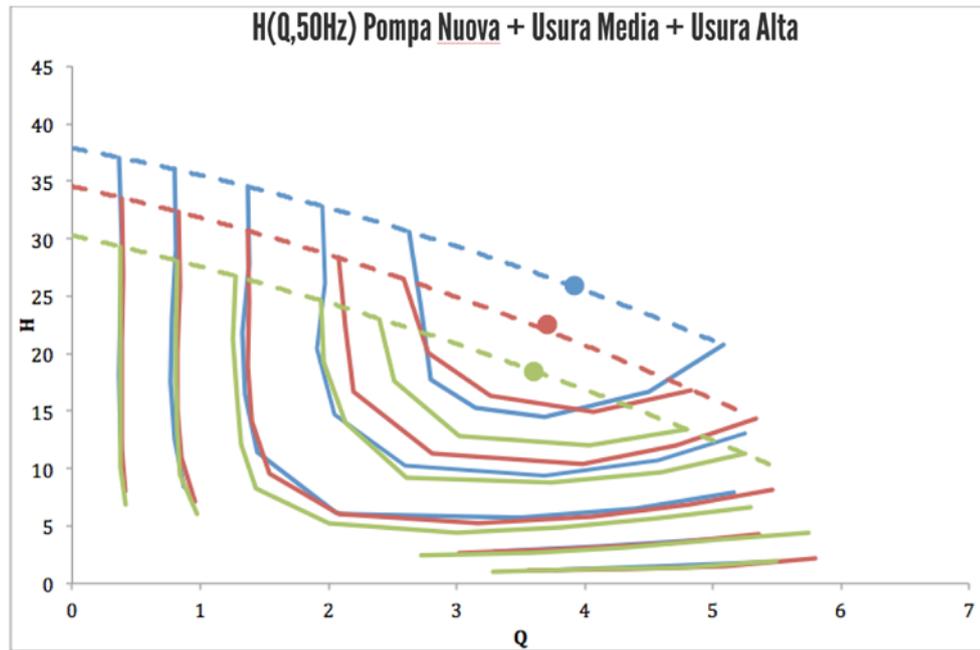


Figura 164: diagramma collinare Q [m^3/s]- H [m] e curve di isorendimento.

Si noti come più ci si allontana dal rendimento massimo e più le isorendimento si sovrappongono nonostante i valori differenti di usura. Inoltre, si osservi come lavorando a frequenze maggiori l'usura influisca maggiormente sulle prestazioni della macchina idraulica, mentre con un numero di giri inferiore l'usura non è più così rilevante come in precedenza.

Si sono, inoltre, confrontate le curve caratteristiche e le conseguenti grandezze idrauliche e meccaniche a parità di frequenza, al variare del coefficiente di usura che influenza la prova.

La sperimentazione è stata poi ripetuta per tutti i valori di frequenza precedentemente elencati e le corrispettive velocità di rotazione.

Si riportano di seguito i valori di prevalenza, rendimento e potenza ottenuti con una frequenza di 50 Hz al variare della portata e dello spessore tra il fondello e il corpo di mandata, in appendice si riportano tutti gli altri:

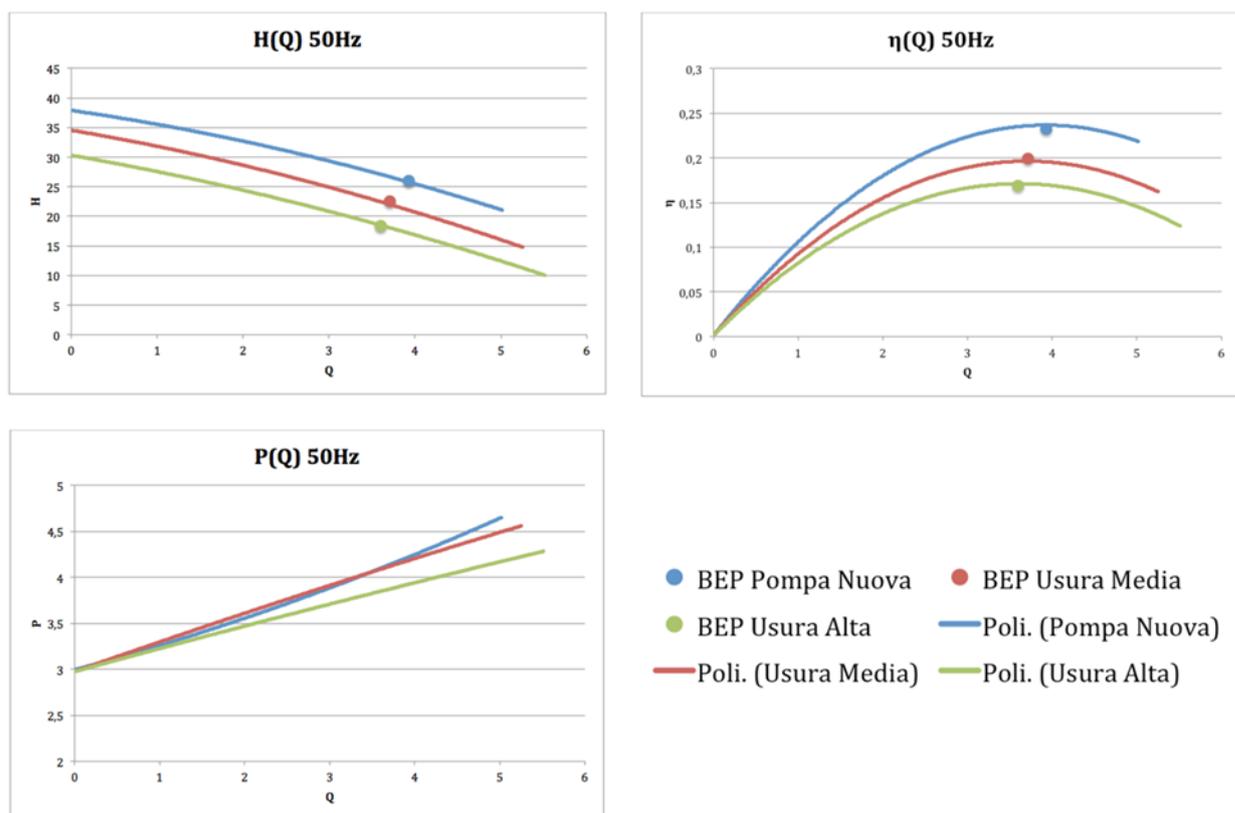


Figura 165: curve caratteristiche a 50 Hz.

Tabella 49: valori al Bep al variare dell'usura e della frequenza.

f [Hz]	Variazione Usura Media/Pompa Nuova [%]				Variazione Usura Alta/Pompa Nuova [%]			
	QBEP [l/s]	ηBEP	HBEP [m]	PBEP [kW]	QBEP [l/s]	ηBEP	HBEP [m]	PBEP [kW]
50	5,4%	14,4%	13,0%	3,9%	8,3%	27,4%	28,8%	10,2%
45	5,3%	19,0%	14,6%	0,2%	9,3%	30,1%	28,2%	6,9%
40	4,7%	21,3%	16,0%	-1,7%	9,3%	31,5%	27,4%	3,9%
35	4,8%	22,1%	16,2%	-2,3%	9,9%	32,3%	27,5%	2,9%
30	5,8%	18,7%	13,4%	-0,2%	10,5%	32,6%	28,7%	5,4%
25	5,1%	19,7%	14,9%	-1,4%	11,0%	35,2%	28,8%	2,1%

I risultati dello studio hanno mostrato che la presenza di usura simulata ha prodotto effetti significativi sulle prestazioni della pompa idraulica. Nel caso di un'usura media lo scarto massimo del rendimento è del 22.1% a una frequenza di 35Hz, nel caso di utilizzo con massima frequenza lo scarto del rendimento è del 14.4% con una riduzione della prevalenza del 13%. Con un'usura alta, gli scarti del rendimento sono pari al 35.2% a 25Hz per poi decrescere fino al 27.4% a 50Hz.

Al fine di chiarire come l'usura comporti un abbassamento dei punti di massima efficienza, si riporta il grafico delle sole linee di BEP in funzione dell'usura e in funzione della portata. Nel diagramma i punti presenti su ogni linea di BEP non sono altro che i punti

di massima efficienza per i differenti valori di frequenza considerati, sapendo che i punti a rendimento più basso sono quelli ricavati a frequenza minori.

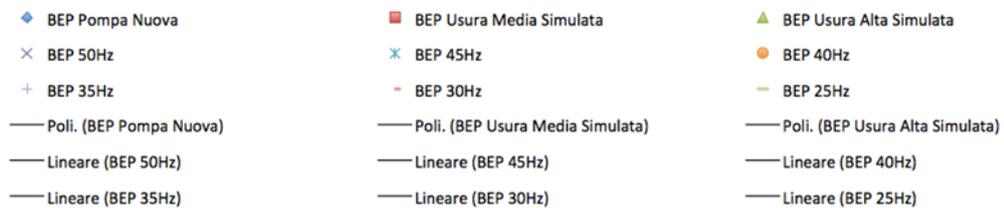
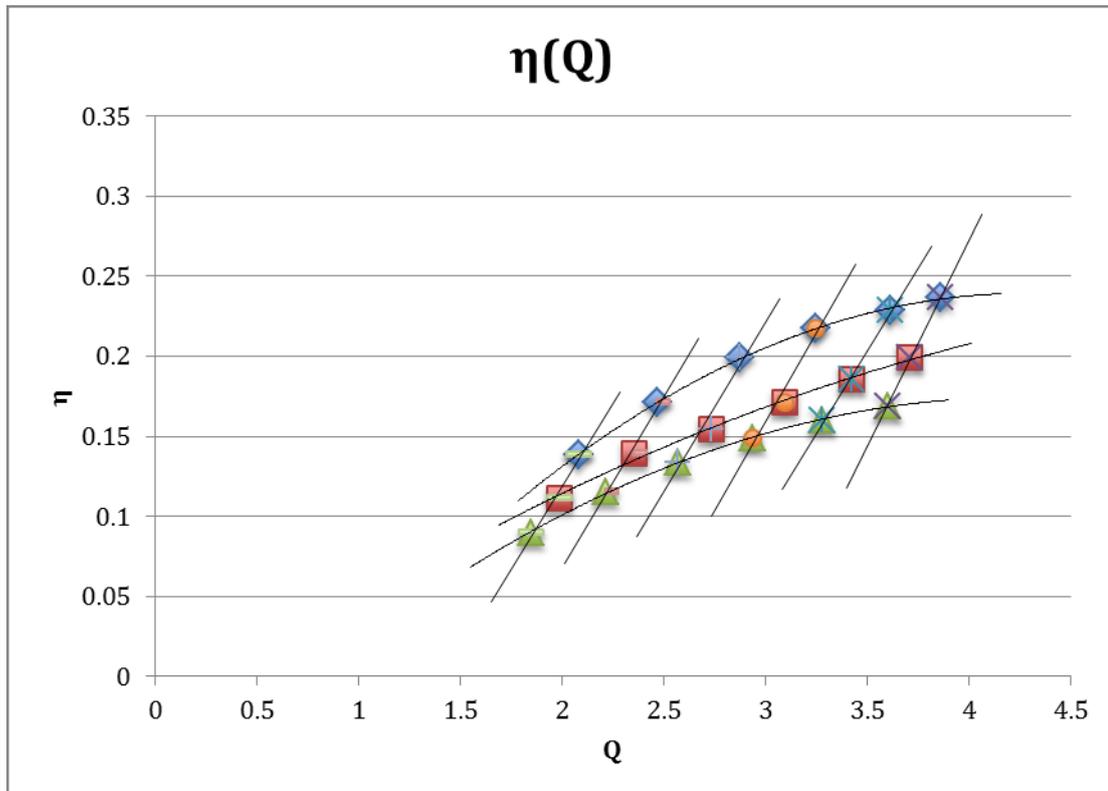


Figura 166: curva $\eta(Q, BEP\ Line)$ BEP Pompa Nuova + BEP Usura Media + BEP Usura Alta.

I risultati dello studio spingono fortemente ad attuare una rilevante attività di manutenzione e controllo sulle parti meccaniche e idrauliche del gruppo pompa al fine di mitigare gli effetti dannosi che può avere l'usura in termini di prestazioni e sprechi energetici.

Appare evidente, però, che sono necessari altri test con lo scopo di conoscere l'evoluzione temporale del fenomeno di usura delle parti meccaniche al fine di programmare le attività di manutenzione e controllo degli elementi.

7. Conclusioni

Per poter comprendere, evidenziare e affrontare i problemi riguardanti l'efficienza energetica nel settore dei sistemi di pompaggio è stato svolto uno studio su differenti tipologie di unità di pompaggio costituite da diverse macchine idrauliche (monogirante di superficie, multistadio orizzontale di superficie e elettropompa sommergibile), impiegate sia per il sollevamento delle acque chiare che per quello delle acque reflue.

Fine ultimo della tesi è stata la ricerca delle condizioni di lavoro tipiche delle diverse tipologie di pompe in uso nel servizio idrico integrato e la ricerca di indici che potessero interpretare le prestazioni delle unità e valutarne al contempo l'efficienza energetica globale.

Si sono dapprima esaminati due gruppi di superficie, formati da due idrauliche differenti, la prima monogirante di superficie, la seconda multistadio orizzontale di superficie, accompagnate dai loro rispettivi motori. Inizialmente sono state sottoposte a prova in maniera separata le due idrauliche ed i due motori, successivamente sono state sottoposte a prova le unità composte da Pompa + motore; in ultima fase è stato collegato un inverter al motore e dunque si sono esaminati i gruppi costituiti da pompa + motore + inverter.

Tali gruppi sono stati collaudati nel nuovo laboratorio di Idro-Energetica, HELab della Università di Napoli Federico II, in conformità con la ISO 9906, la CEN 547/2010 e la prEN16480. Analizzando i dati è stato possibile risalire ai diagrammi collinari di tutti gli elementi collaudati.

Una prima analisi è stata svolta sulle differenze prestazionali che si ottengono con e senza la presenza di un inverter. Confrontando i dati ottenuti al Best Efficiency Point (BEP) alla frequenza di 50 Hz ne risulta che per il gruppo HMU lo scarto sulla portata al Bep tra il gruppo con presenza di inverter e l'unità senza la presenza dell'inverter è pari al 6.6%, mentre lo scarto sulla prevalenza al Bep è pari al 2.2%. l'utilizzo dell'inverter genera un abbattimento del rendimento al Bep pari al 2.25%.

Per il gruppo Mec lo scarto sulla portata al Bep è pari al 3.4%, mentre quello sulla prevalenza al Bep è pari all'1.88%. con l'utilizzo dell'inverter a 50Hz si ottiene una diminuzione del rendimento pari all'1.67%.

Se ne deduce che l'impiego di inverter può non essere giustificato in presenza di un punto di lavoro fisso, a meno che il suo impiego non sia suggerito dal produttore in fase di avvio della elettropompa.

Successivamente sono state utilizzate le curve caratteristiche e di efficienza dei due gruppi (pompa + motore + inverter) al fine di confrontare l'energia assorbita in condizioni di funzionamento variabile nell'ambito dell'Extended Product Approach. Sovrapponendo le curve caratteristiche dei due gruppi si è ricercato un punto di lavoro (Q_{100} , H_{100}) comune per i due gruppi. Da questo punto si sono fatte partire le curve di funzionamento proposte dalla CEN TC 197, (*constant flow, booster sets e variable flow*). Attraverso una analisi della distribuzione giornaliera della domanda nelle reti di distribuzione idrica è stata ipotizzata una quarta curva di funzionamento più aderente alla realtà acquedottistica italiana.

Sono stati definiti alcuni indici prestazionali che rappresentano il rapporto tra le potenze mediamente assorbite dal gruppo lungo la curva di funzionamento ed una potenza di riferimento.

La distribuzione *constant flow*, che impone al gruppo di funzionare lungo la curva caratteristica, è quella per la quale risulta massima la differenza tra gli indici prestazionali delle due pompe. Queste differenze si riducono per le altre curve di funzionamento e risultano minime, ma ancora apprezzabili, quando la curva di funzionamento coincide con la curva di impianto tipica di una rete di distribuzione idrica.

Ne consegue che, se da un lato le curve di funzionamento previste negli standard esaltano la differenza tra le prestazioni energetiche dei gruppi, dall'altro potrebbero sopravvalutare, in condizioni di reale funzionamento, questa differenza.

Il lavoro svolto sulla elettropompa sommersibile è stato finalizzato all'ottimizzazione dei processi che caratterizzano il funzionamento di un pozzetto di sollevamento con l'obiettivo primario di ridurre l'energia consumata. I dati sperimentali ottenuti sottoponendo l'elettropompa a test in un sistema reale hanno permesso di giungere alla creazione di un modello matematico di regolazione della pompa all'interno di un pozzetto di sollevamento, finalizzato alla minimizzazione dell'energia consumata.

In ambiente MATLAB si è riuscito a simulare l'entrata in funzione e lo spegnimento dell'unità di pompaggio posata sul fondo del pozzetto di sollevamento; l'attacco o lo stacco del sistema si verificano nel momento in cui il livello dell'acqua oltrepassa prefissati valori

massimi e minimi. Le simulazioni sono state effettuate tenendo conto nel primo caso di un'unità di pompaggio sprovvista di inverter, che pertanto lavora solo ad una frequenza di 50 Hz rendendo costante la velocità del motore. Nel secondo caso le simulazioni considerano un'unità di pompaggio provvista di inverter, che permette così al motore di poter variare la sua velocità ed ottenere una configurazione più vantaggiosa in termini di risparmio di energia.

Nel terzo caso nella simulazione è stato inserito come dato di partenza il valore medio del numero di giri del motore derivante dalla configurazione ottimizzata, che pur essendo leggermente più dispendiosa in termini di energia, rispetto alla soluzione ottimizzata, permette di ridurre la variazione repentina degli rpm che potrebbe inficiare la vita utile del motore stesso.

I risultati dello studio appena presentato hanno mostrato che attraverso un'ottimizzazione del processo si perviene ad un risparmio di energia massimo pari circa al 29% per fognature nere e al 21% per fognature bianche.

Nelle simulazioni effettuate con rpm costante nel tempo, si è notato come il funzionamento richieda un valore di energia non troppo maggiore di quello ottimizzato ed in alcuni casi, come ad esempio si può notare alla riga 10 della Tabella 47 per una fognatura nera, il valore di energia ottenuta a N_{medio} costante sia minore di quella ottimizzata. Questa soluzione consente di risparmiare in termini di usura del motore poiché il funzionamento sotto inverter e frequenti variazioni del numero di giri ne influenzano la vita utile.

Il funzionamento a N_{medio} costante mostra notevoli risparmi di energia ottenuti per tutte le condizioni di carico considerate. Il risparmio medio ottenuto dall'ottimizzazione è del 19.183% per portate nere, e del 12.022% per portate bianche, mentre il risparmio medio ottenuto dalle simulazioni a N_{medio} costante è del 20.866% per portate nere, e del 10.702 per portate bianche, come si mostra in Tabella 47. E' stato anche possibile verificare che sostituendo ad una regolazione continua del numero di giri il numero di giri medio determinato per ottimizzazione la riduzione di consumo energetico rispetto al caso ON/OFF a pieni giri si mantiene elevata, di conseguenza questo tipo di funzionamento si presenta vantaggioso dal punto di vista gestionale. Questo risultato inoltre dimostra che il funzionamento dell'elettropompa è sostanzialmente quello tipico di *constant flow*.

Infine la stessa elettropompa sommersa è stata sottoposta a test simulando l'effetto di una usura meccanica dovuta al sedimento trasportato dalla corrente idrica. Questi fenomeni di usura determinano nelle pompe sommergibili a girante aperta un aumento della distanza tra il fondello e la girante, al fine di simulare questo effetto sono stati inseriti degli spessori in acciaio inox per rappresentare un'usura media, e quindi un aumento della distanza di 1 mm, e

un'usura alta dei componenti, e quindi un aumento della distanza di 2 mm.

I risultati dello studio hanno mostrato che la presenza di usura simulata ha prodotto effetti significativi sulle prestazioni della pompa idraulica. Nel caso di un'usura media lo scarto massimo del rendimento è del 22.1% a una frequenza di 35 Hz, nel caso di utilizzo con massima frequenza lo scarto del rendimento è del 14.4% con una riduzione della prevalenza del 13%. Con un'usura alta, gli scarti maggiori del rendimento sono pari al 35.2% a 25 Hz per poi decrescere fino al 27.4% a 50 Hz. Sempre nel caso di usura alta, la variazione della prevalenza si riduce del 28.8% a 50 Hz e 25 Hz, e decresce fino al 27.4% a 40 Hz.

Per ciò che concerne la portata invece, nel caso di usura media la variazione oscilla tra il 4.7% e il 5.8%, mentre nel caso di usura più cospicua segue un andamento crescente al decrescere della frequenza; parte da un minimo di 8.3% per frequenze di 50 Hz fino a un massimo dell'11% con la frequenza minima di 25 Hz.

Gli scarti osservati in termini di efficienza dell'elettropompa e della sostanziale modifica della curva a pieni giri dimostrano che in presenza di usura la riduzione di efficienza della elettropompa è considerevole e di tali effetti si dovrà tener conto nella predisposizione degli indici di efficienza energetica.

Indice dei simboli

A	[m ²]	Sezione
Ab	[-]	Numero di utenti serviti dalla rete idrica
c	[-]	Coefficiente orario di ripartizione
C	[-]	Costante dipendente dal MEI
C _L	[Nm]	Coppia di lavoro
C _p	[-]	Coefficiente di punta
c _p	[-]	Coefficiente di punta per fognature
C _s	[Nm]	Coppia
D _i	[m]	Diametro condotta i-esima
D _{imp}	[mm]	Diametro della girante
E	[kWh]	Energia soluzione ottimizzata
E _{50Hz}	[kWh]	Energia a 50 Hz
f	[Hz]	Frequenza di alimentazione del motore
F _e	[N]	Forza centrifuga
g	[m/s ²]	Accelerazione di gravità
H	[m]	Prevalenza manometrica
H ₁₀₀	[m]	Prevalenza al punto di funzionamento
H _{Bep}	[m]	Prevalenza al Best Efficiency Point
H _{BEP_pompa}	[m]	Prevalenza al Bep della pompa
h _g	[m]	Prevalenza geodetica
H _{int}	[m]	Prevalenza al punto di intersezione
h _{max}	[m]	Livello massimo di acqua presente all'interno della vasca
h _{min}	[m]	Livello minimo di acqua presente all'interno della vasca
H _{valle}	[m]	Quota vasca di valle
h _{vasca}	[m]	Livello di acqua presente in vasca
H _{vasca}	[m]	Quota vasca
IP2	[-]	Indice di prestazione
IP3	[-]	Indice di prestazione
IP4	[-]	Indice di prestazione
J ₁	[m/m]	Cadente piezometrica tratto 1
J ₂	[m/m]	Cadente piezometrica tratto 2
k	[-]	Fattore di copertura

k_{corr}	[-]	Coefficiente correttivo
L_1	[m]	Lunghezza tratto 1
L_2	[m]	Lunghezza tratto 2
l_i	[m]	Lunghezza tratto i-esimo
N	[rpm]	Numero di giri
n	[-]	Numero di prove
n	[rpm]	Velocità nominale
$n_{N,PU}$	[rpm]	Velocità di rotazione nominale della pompa
n_s	[rpm]	Velocità specifica
n_{stadi}	[-]	Numero di stadi
p	[-]	Numero di coppie polari
P	[kW]	Potenza elettrica
$p(x_{ij})$	[-]	Probabilità di grandezza x_{ij}
P_0	[kW]	Potenza elettrica di alimentazione a monte dell'inverter
P_1	[kW]	Potenza elettrica a monte del motore
p_1	[bar]	Pressione nella sezione 1
$P_{1,100}$	[kW]	Potenza elettrica nel punto di funzionamento
$P_{1,\text{avg}}$	[kW]	Potenza elettrica media
$P_{1,j}$	[kW]	Potenza elettrica del j-esimo punto del profilo di carico
$P_{1,\text{ref}}$	[kW]	Potenza elettrica di riferimento
$P_{1,\text{ref int}}$	[kW]	Potenza elettrica di riferimento nel punto di intersezione
P_2	[kW]	Potenza meccanica a monte della pompa
p_2	[bar]	Pressione nella sezione 2
$P_{2,\text{ref}}$	[kW]	Potenza meccanica all'albero della pompa
$P_{2,\text{ref int}}$	[kW]	Potenza meccanica di riferimento nel punto di intersezione
P_{Bep}	[kW]	Potenza al Best Efficiency Point
$P_{\text{hyd},100}$	[kW]	Potenza idraulica nel punto di funzionamento
$P_{\text{hyd,ref}}$	[kW]	Potenza idraulica di riferimento
$P_{\text{hyd,ref int}}$	[kW]	Potenza idraulica di riferimento nel punto di intersezione
P_{idr}	[kW]	Potenza idraulica
Q	[m ³ /s]	Portata volumetrica
Q_{100}	[m ³ /s]	Portata al punto di funzionamento
Q_{Bep}	[m ³ /s]	Portata al Best efficiency point
$Q_{\text{BEP_pompa}}$	[m ³ /s]	Portata al Bep della pompa

Q_{in}	[m ³ /s]	Portata in ingresso
Q_{int}	[m ³ /s]	Portata al punto di intersezione
Q_m	[m ³ /s]	Portata media giornaliera
Q_{max}	[m ³ /s]	Portata massima
Q_{min}	[m ³ /s]	Portata minima
Q_{min}	[m ³ /s]	Portata minima
Q_{Ol}	[m ³ /s]	Portata in over load
Q_{out}	[m ³ /s]	Portata in uscita
Q_p	[m ³ /s]	Portata di punta
Q_{Pl}	[m ³ /s]	Portata in part load
R	[m]	Raggio
Re	[-]	Numero di Reynolds
s	[-]	Deviazione standard di un campione
s	[-]	Scorrimento
s ₂	[-]	Varianza su un campione
t	[-]	T di Student
t _{tot}	[s]	Tempo totale
u	[-]	Media aritmetica di una popolazione
u()	[-]	Incertezza associata al valore misurato
U()	[-]	Incertezza estesa del valore misurato
v	[-]	Gradi di libertà
v ₁	[m/s]	Velocità nella sezione 1
v ₂	[m/s]	Velocità nella sezione 2
\bar{x}	[-]	Media campionaria
X _i	[-]	Grandezza in ingresso
x _i	[-]	Stima della grandezza in ingresso
x _{ij}	[-]	Valore estratto dalla della popolazione infinita dei valori assunti dalla grandezza X _i
x _{OL}	[-]	Coefficiente di over load
x _{PL}	[-]	Coefficiente di part load
Y	[-]	Misurando
y	[-]	Stima del misurando
y _d	[m]	Perdite di carico distribuite
y _l	[m]	Perdite di carico concentrate

z	[-]	Variabile normale standardizzata
z_1	[m]	Quota geodetica sezione 1
z_2	[m]	Quota geodetica sezione 2
$(\eta_{BEP})_{mean}$	[-]	Valore medio del rendimento al Bep
$(\eta_{BEP})_{min,req}$	[-]	Valore del minimo rendimento richiesto al Bep
η_{OL}	[-]	Rendimento al punto di lavoro over load
η_{PL}	[-]	Rendimento al punto di lavoro part load
λ_i	[-]	Indice di resistenza
ξ_i	[-]	Coefficiente adimensionale
γ	[N/m ³]	Peso specifico
ΔH	[m]	Variazione di prevalenza
Δt	[s]	Frazione di tempo
ε	[mm]	Scabrezza equivalente in sabbia
ε_r	[-]	Scabrezza relativa
η	[-]	Rendimento
η_{Bep}	[-]	Rendimento al Best Efficiency Point
η_{gruppo}	[-]	Rendimento del gruppo
η_{mp}	[-]	Rendimento di motore più pompa
$\eta_{ref\ int,M}$	[-]	Rendimento di riferimento del motore nel punto di intersezione
$\eta_{ref\ int,PU}$	[-]	Rendimento di riferimento della pompa nel punto di intersezione
$\eta_{ref,M}$	[-]	Efficienza di riferimento del motore
$\eta_{ref,PU}$	[-]	Rendimento di riferimento della pompa
ρ_w	[Kg/m ³]	Densità dell'acqua
σ	[-]	Deviazione standard di una popolazione
σ_2	[-]	Varianza
ω	[rad/s]	Velocità angolare
ω_c	[rad/s]	Velocità angolare di prima armonica del campo di statore
ω_c^1	[rad/s]	Velocità di rotazione del campo al traferro rispetto al rotore
ω_m	[rad/s]	Velocità angolare dell'avvolgimento di rotore

Indice degli acronimi

HELab	Hydro Energetic Laboratory
ErP	Energy related Products

Cesma	Centro di Sistemi Metrologici Avanzati
EuP	Energy using Products
MEI	Minimum Efficiency Index
BEP	Best Efficiency Point
EPA	Extended Product Approach
EEI	Energy Efficiency Index
IP	Indice Prestazionale

Bibliografia

Bakker, M., Vreeburg, J. H. G., Rietveld, L. C., Blom, T., Van der Roer, M. “The use of an adaptive water demand prediction model”. *WDSA 2012: 14th Water Distribution Systems Analysis Conference*, 24-27 September 2012 in Adelaide, South Australia, 2012.

Bunn, S. M., Reynolds, L. “The energy-efficiency benefits of pumps-scheduling optimization for potable water supplies”. *IBM Journal of Research and Development* 53(3), 388-400, 2009.

Burt, C. M., Piao, X., Gaudi, F., Busch, B., Taufik, N. F. N., “Electric motor efficiency under variable frequencies and loads”, *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, 134, 129-136, 2008.

Cabrera, E., ASCE, M., Gomez, E., Cabrera, E. Jr., Soriano, J., Espert, V., “Energy Assessment of Pressurized Water Systems”. *J. Water Resour. Plann. Manage.*, 141(8), 2015.

Cabrera, E., Pardo, M. A., Cobacho, R., Cabrera, E., Jr., “Energy audit of water networks.” *J. Water Resour. Plann. Manage.*, 669–677, 2010.

Calli, I., Ozturk, R., Toklu, E., Yigit, K. S., “An experimental study on front declined open impeller vane in circulation pumps”. In 10th Turkish national conference on thermal sciences and technologies, vol. 1., 739-48. Ankara, Turkey, 6-8 September, 1995.

Carravetta, A., Martino, R., “*Dispense di idraulica*”, Fridericiana Editrice Universitaria, Napoli, 2013.

Carravetta, A., Fecarotta, O., Del Giudice, G., and Ramos, H. M., “Energy production in water distribution networks: A PAT design strategy.” *J. Water Resour. Plann. Manage.*, 26(13), 3947–3959, 2012.

Carriço, N., Covas, D., Alegre, H., Almeida, M., “How to assess the effectiveness of energy management processes in water supply systems.” *Proc., Int. Conf. on Asset Management for Enhancing Energy Efficiency in Water and Wastewater Systems*, IWA. Marbella, Spain, 2013.

Cengel, YA., Cerci, Y., “Opportunities to save energy in industry”. In Turkish national conference on thermal sciences and technologies with international participation, conference proceeding, Sakarya/Turkey; vol. 2, 392-9, 2000.

CEN/TC 197 “Pumps — Rotodynamic Pumps - Energy Efficiency Index- Methods of qualification and verification — Part 1: General requirements and procedures for testing and calculation of energy efficiency index (EEI)” (preliminary draft), November-2015.

CEN/TC 197 “Pumps — Rotodynamic Pumps - Energy efficiency Index - Methods of qualification and verification — Testing and calculation of energy efficiency index (EEI) of single pump units” (preliminary draft), November-2015.

Cherkassky, V. M., “Pumps fans compressors”. Mir Publishers, 1980.

Citrini, D., Nosedà, G. “*Idraulica*. Seconda edizione”, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 1987.

Colombo, A., Karney, B., “Energy and costs of leaky pipes: toward comprehensive picture.” *Journal of Water Resources Planning and Management*, 441–450, 2002.

Dal Prà, M., “Inverter per motori asincroni trifase”. 1-Dicembre-2005.

De Paola, F., Giugni, M., “Leakages And Pressure Relation: An Experimental Research”. *Drinking Water Engineering And Science*, 5, 59-65, 2012.

Duarte, P., Covas, D. I. C., Alegre, H., “PI for assessing effectiveness of energy management processes in water supply systems”. *Int. Conf. PI09: Benchmarking water services—The way forward*, IWA, Amsterdam, Netherlands, 2009.

Erto, P., “Probabilità e statistica per le scienze e l’ingegneria”. Ed. Mc Graw- Hill, 2004.

Fabricatore, G., “Elettrotecnica ed applicazioni. Reti, macchine, misure, impianti”. ed. Liguori, 1995.

Gazzetta Ufficiale dell’unione europea, “regolamento (UE) water pumps N. 547/2012” del 25 giugno 2012 recante modalità di applicazione della direttiva 2009/125/CE

Giustolisi, O., Savic, D., Kapelan, Z., “Pressure-driven demand and leakage simulation for water distribution networks.” *Journal of Hydraulic Engineering*, 626–635, 2008.

Gomez, E., Cabrera, E., Balaguer, M., Soriano, J., “Direct and indirect water supply: an energy assessment”. 13th Computer Control for Water Industry Conference, CCWI, 2015.

Herrera, M., Torgo, L., Izquierdo, J., Perez-Garcia, R. “Predictive models for forecasting hourly urban water demand”. *Journal of Hydrology*, 387(1-2), 141-150, 2010.

Hirschberg, R., “Efficiency evaluation of booster stations using load profile and control curve”. International rotating equipment conference, pumps and compressors, , Dusseldorf, Germain, 28-29 October, 2008.

Hodgson, J., Walters, T., “Optimizing Pumping Systems to Minimize First or Life-cycle Cost”. Applied Flow Technology Corporation, Woodland Park, Colorado, 2001.

Ippolito, G., “Appunti di costruzioni idrauliche”. Liguori Editore, 1995.

ISO 2548. “Fundamentals of acceptance experiments for radial, mixed flow and axial pumps, class C”. Published by POMSAD. Turkey, n° 4; 1998.

ISO 3555. “Fundamentals of acceptance experiments for radial, mixed flow and axial pumps, class B”. Published by POMSAD, Turkey, n° 3; 1998.

ISO 9905. “Technical properties of radial (centrifugal) pump, class I”. Published by POMSAD. Turkey, n° 7; 2000.

ISO 9908 “Technical Properties of Radial (Centrifugal) Pump, Class III”, Published by POMSAD Turkey, n° 8; 2000.

Kaya, D, Phelan, P, Chau, D, Sarac, H_I., “Energy conservation in compressed-air systems”. International Journal of Energy Research, 26, 837-49, 2002.

Kaya, D., Yagmur, E. A., Yigit, K. S., Kilic, F. C., Eren, A. S., Celik, C., “Energy efficiency in pumps”, Energy Conversion and Management, 49, 1662-1673, 2008.

Kovats, A., Desmur, G., “Pumps, ventilators and radial and axial compressors”. Verlag G. Braun, 1968.

Kovats, D. A., “Design and performance of centrifugal and axial flow pumps and compressors”. A Pergamon Press Book, The Macmillan Company, New York, 1964.

Lakshminarayana, B., “End wall and profile losses in a flow-low-speed axial flow compressor rotor”. Journal of Engineering Gas Turbines Power, 108, pp. 131–137, 1986.

Lakshminarayana, B., “Methods of predicting the tip clearance effects in axial-flow turbomachinery”. Journal of Basic Engineering, pp. 467–482, 1970.

Lamberti, L., “Distribuzione temporale dei consumi idropotabili” in Rapporto sui consumi idropotabili in Italia sul finire degli anni 80, La Buona Stampa Ed., 1994.

Lang, S., Ludwig, G., Pelz, P. F., Stoffel, B., “General methodologies of determining the Energy-Efficiency-Index of pump units in the frame of the Extended Product approach”. In 8th International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS), 122, Rio de Janeiro, Brazil, October 28-30, 2013.

Lazarkiewicz, Trokolanski, “Impeller pumps”, ed. Pergamon Press, 1965.

Lingireddy, S., Wood, D., “Improved operation of water distribution systems using variable-speed pumps”. *Journal of Energy Engineering*, 90–103, 1998.

Loureiro, D., Coelho, S. T., Machado, P., Santos, A., Alegre, H., Covas, D. “Profiling residential water consumption”. 8th Annual Water Distribution Analysis Symposium, Cincinnati, Ohio, USA, 2006.

Loureiro, D., Mamade, A., Cabral, M., Amado, D., Covas, D. “A comprehensive approach for spatial and temporal water demand profiling to improve management in network areas”. *Water Resource Management*, 30, 3443-3457, 2016.

Ma, Z., Wang, S., “Energy efficient control of variable speed pumps in complex building central air-conditioning systems”. *Energy and Buildings*, 41, 197-205, 2009.

Marchi, A., Simpson, A. R., Ertugrul, N., ”Assessing variable speed pump efficiency in water distribution systems”. *Drinking Water Engineering and Science*, 5, 15-21, 2015.

Mamade, A., Loureiro, D., Covas, D., Coelho, S. T., Amado, C. “Spatial and temporal forecasting of water consumption at the DMA level using extensive measurements”. *Procedia Engineering*, 70, 1063-1073, 2014.

Moreno, A., Carrion, P., Planells, P., Ortega, J. F., Tarjuelo, J. M., “Measurement And Improvement Of The Energy Efficiency At Pumping Stations”, *Biosystems Engineering*, 98, 479-486, 2007.

MotorMaster Data base, WA: Washington State Energy Office, 1993.

Official Journal of the European Union (OJEU), “Directive 2009/125/EC of the European parliament and of the council with regard to ecodesign requirements for water pumps”. European Commission, Brussels, Belgium, 2012.

Papa, F., Radulj, D., Karney, B., Robertson, M., “Pump energy efficiency field testing & benchmarking in Canada.” Proc., Int. Conf. on Asset Management for Enhancing Energy Efficiency in Water and Wastewater Systems, IWA. Marbella, Spain, 2013.

Pelli, T., Hitz, H. U., “Energy indicators and savings in water supply.” AWWA J., 92(6), 55–62, 2000.

Perez-Urrestarazu, L., Burt, C. M., “Characterization of pumps for irrigation in central California: Potential energy savings.” Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 815–822, 2012.

Pfleiderer, C., Petermann, H., “Turbomacchine”, ed. Tecniche nuove, 1995.

Pilscikovs, D., Dzelzitis, E., “Evaluation of Efficiency Improvement Potential Applying Proportional Pressure Control for Variable Speed Pumps in Water Supply”. International Journal of Engineering Science Invention, Volume 2, 29-38, 2013.

prEN 50598-1 Procedure for determining the energy efficiency indicators or motor driven applications by using the extended product approach and semi analytical model, CENELEC, 20xx.

Pulci Doria, G., “Metodologie moderne di misure idrauliche e idrodinamiche”. Ed. CUEN, 1992.

Regolamento UE n. 547/2012 della Commissione del 25 giugno 2012

Rossi, F., Villani, P., "Valutazione delle piene in Campania", Rapporto Regionale Campania, CNR-GNDICI, 1994.

Sarac, HI., Guven, R., Sozbir, N., Yigit, KS., “New method for simulation of centrifugal pump plants”. In International conference engineering problems, AMSE, Malta Island, December 1993.

Stepanoff, “Centrifugal and Axial Flow Pumps – 2nd Edition”. ed. John Wiley, 1957.

Stoffel, B., “Development, Validation and Application of a Semi-Analytical Model for the Determination of EEI of Single Pump Units - Report on Theoretical Investigations in the Frame of the Development of the Extended Product Approach for Single-Pump-Units”. TU Darmstadt, Darmstadt, 2014.

Ulanicki, B., Kahler, J., See, H., “Dynamic optimization approach for solving an optimal scheduling problem in water distribution systems.” *J. Water Resources Planning and Management*, 23–32, 2007.

Vogeleang, H., “An introduction to energy consumption in pumps”. *World Pumps*, 496, 28-31, 2008a.

Vogeleang, H., “Choosing the pump to optimize energy use”. *World Pumps*, 507, 20-24, 2008d.

Vogeleang, H., “Energy saving in pump systems”. *World Pumps*, 503, 26-30, 2008c.

Vogeleang, H., “Delivering optimal energy saving”. *World Pumps*, 512, 22-27, 2009a.

Wu, Z. Y., “A benchmark study for minimizing energy cost of constant and variable speed pump operation”. In *World Environmental & Water Resources Congress*, Tampa, Florida, USA, 2007.

Yan, A., Zhao, J., An, Q., Zhao, Y, Li, H., Huang, Y. J., “Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps”. *Applied Energy*, 112, 876-885, 2013.

Yigit, K. S., Arik, M., Bar-Cohen, A., New, CHF., “Enhancement techniques: passive impeller micropump and gravity driven fluid flow”. In *5th world conference on experimental heat transfer, fluid mechanics, and thermodynamics*, Thessaloniki, 24-28 September 2001.

Yigit, K. S., Calli, I., Sozbir, N., Sarac, HI., Brawn, DM. “Experimental investigation of optimum centrifugal pumps speeds”. In *Second international conference on pumps and fans*, vol. II, Beijing, China, October 1995.

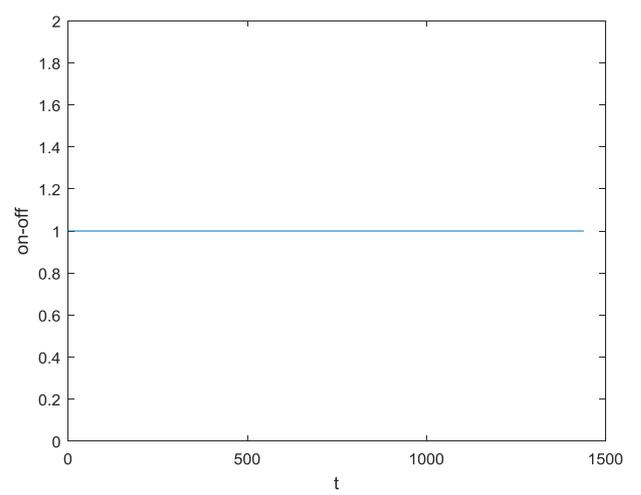
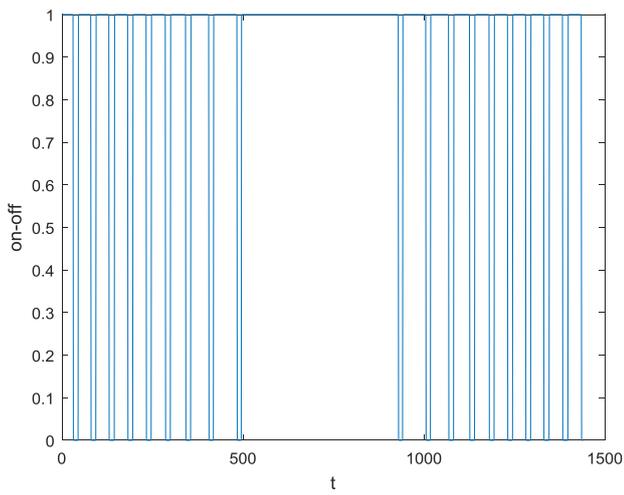
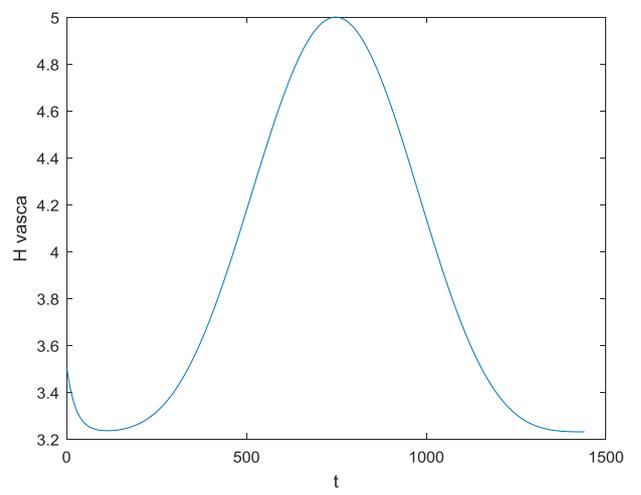
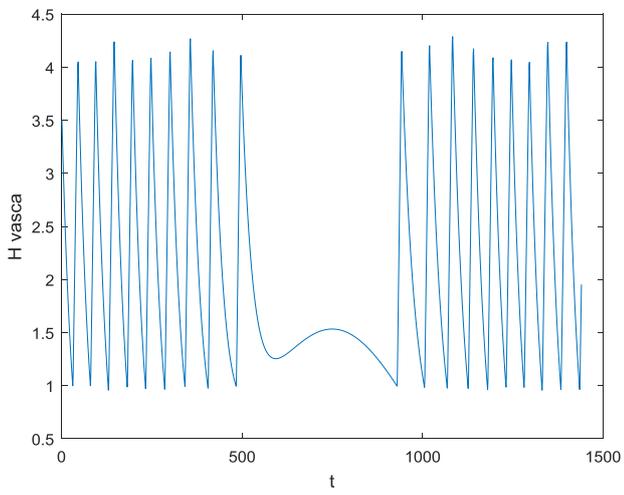
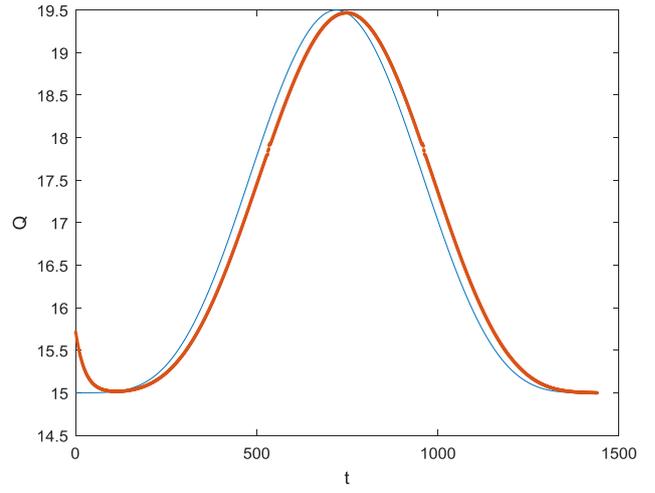
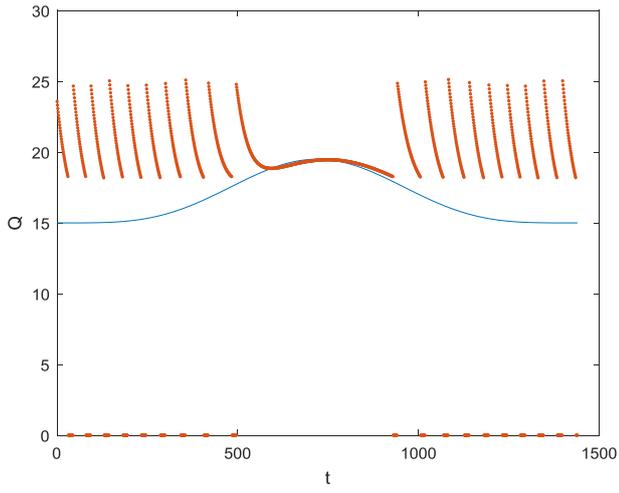
Zhou, S. L., McMahon, T. A., Walton, A., Lewis, J. “Forecasting operational demand for an urban water supply zone”. *Journal of Hydrology*, 259(1-4), 189-202, 2002.

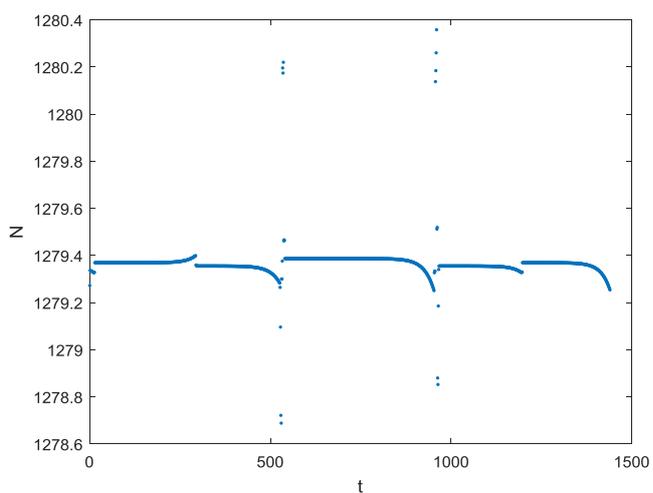
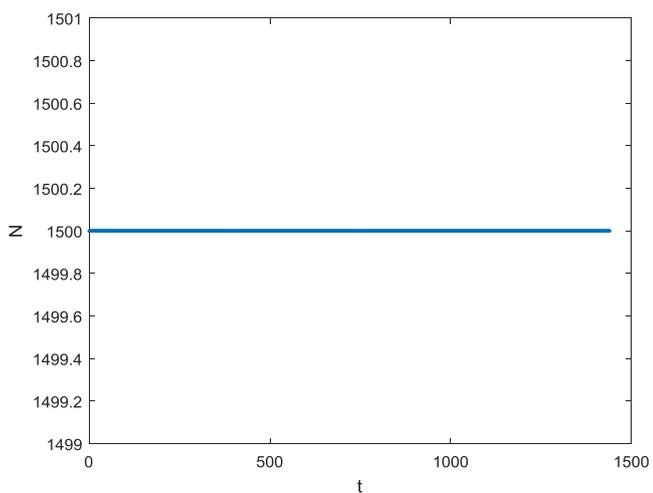
Appendice

Confronti fra le soluzioni ottimali e il funzionamento della macchina a 1500 giri costanti

Portata Nera risultato 1	$Q_{\min} = 15 \text{ l/s}$	Energia _{50 Hz} = 85.6988 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	$x_0 = 1280 + 0 \cdot t;$	Energia _{ottimizzata} = 67.8114 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 20.8723 %

50 Hz Ottimizzazione

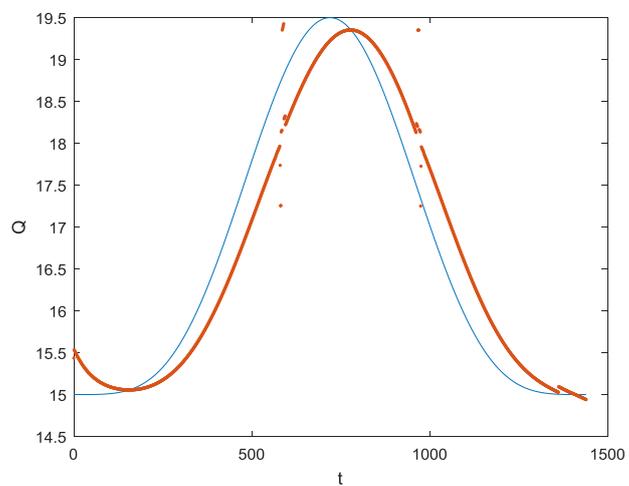
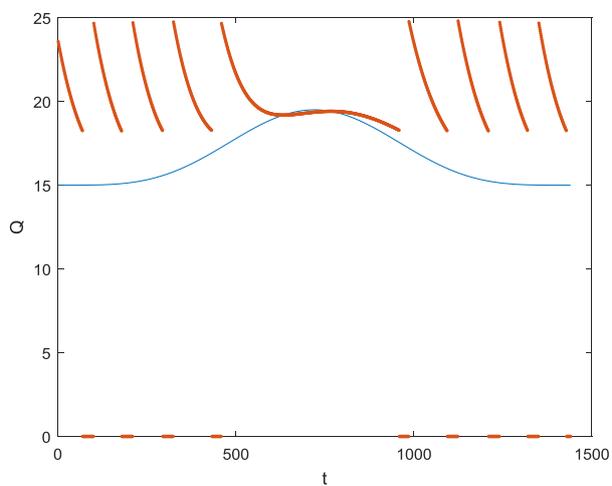


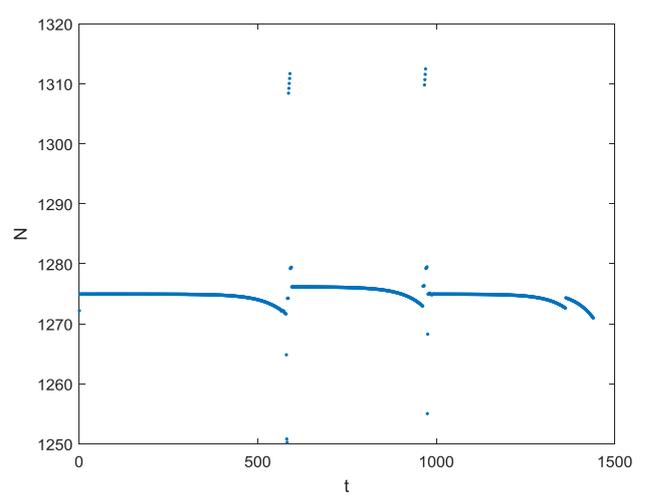
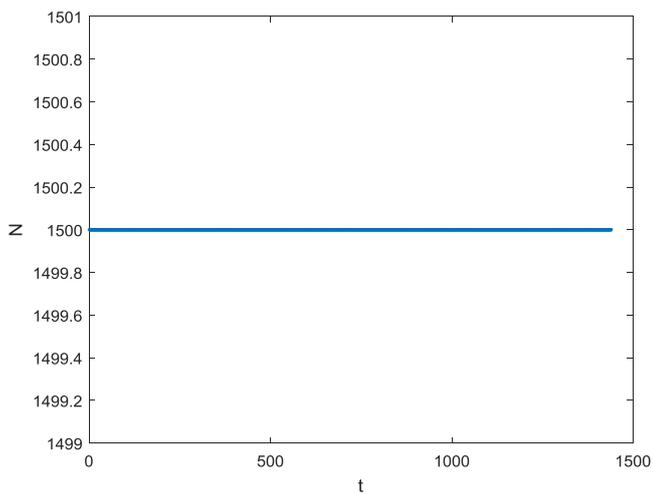
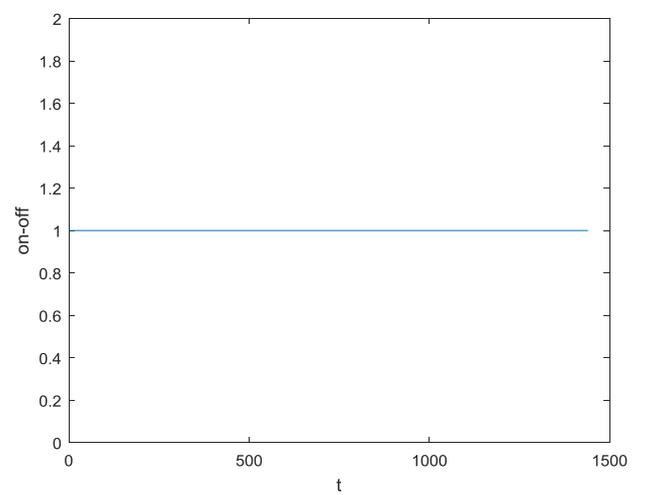
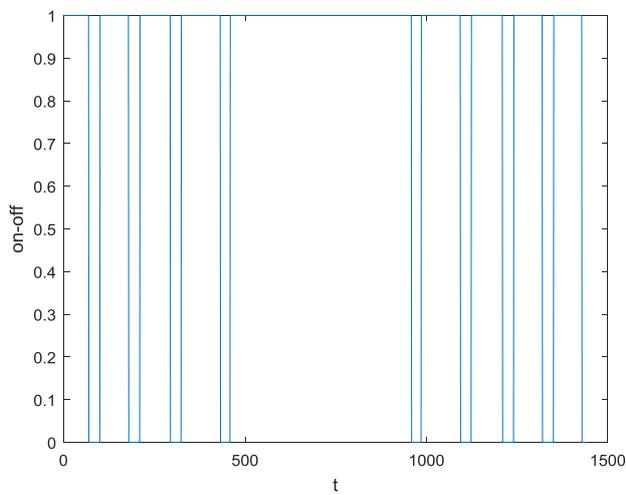
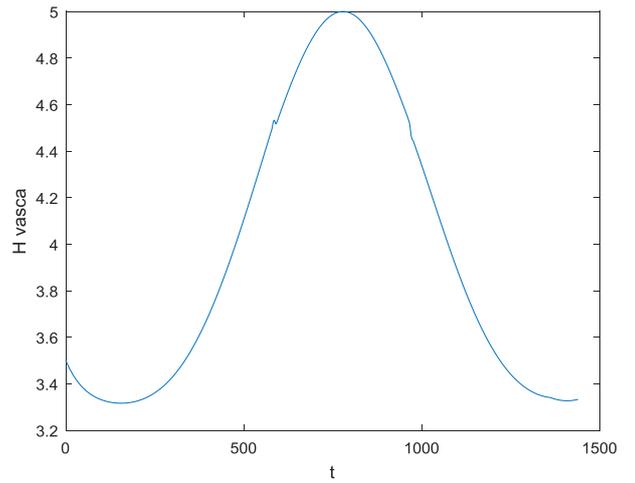
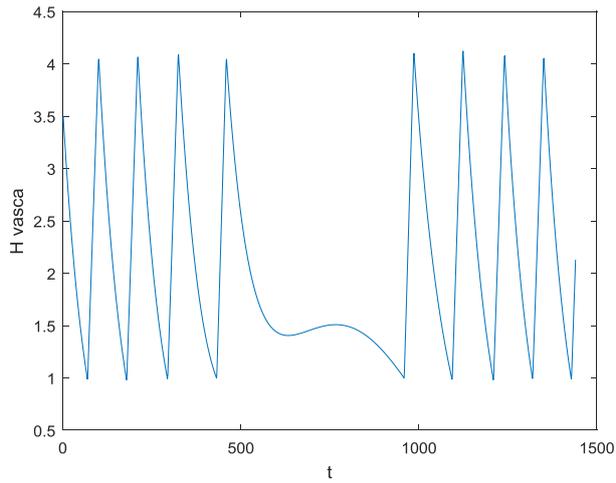


Portata Nera risultato 2	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 85.6298 kWh
Area= 9 m² (3x3)	x ₀ = 1300+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 67.2665kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 21.7820%

50 Hz

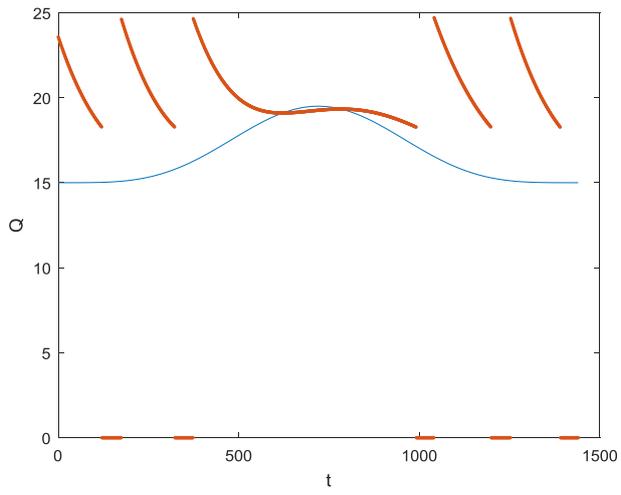
Ottimizzazione



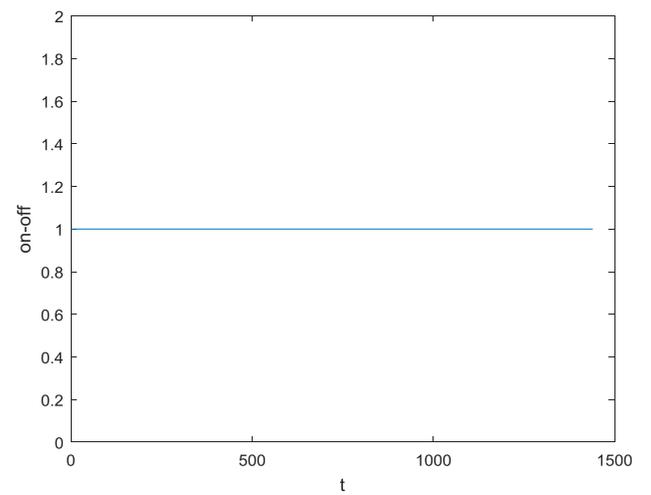
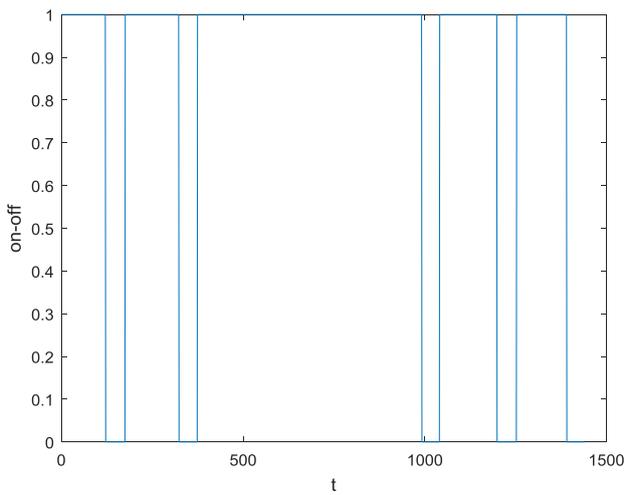
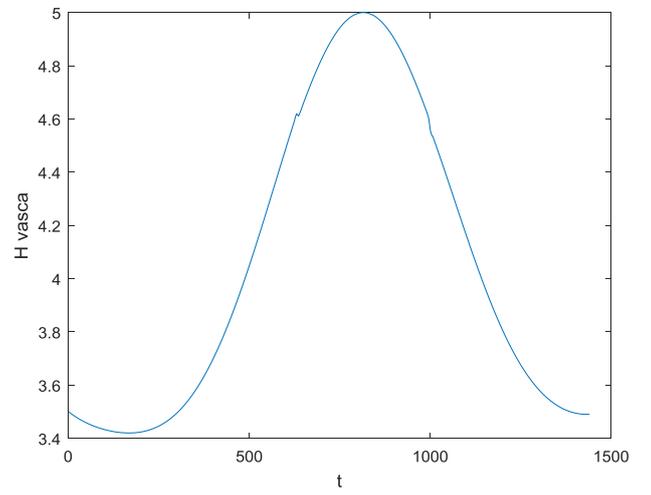
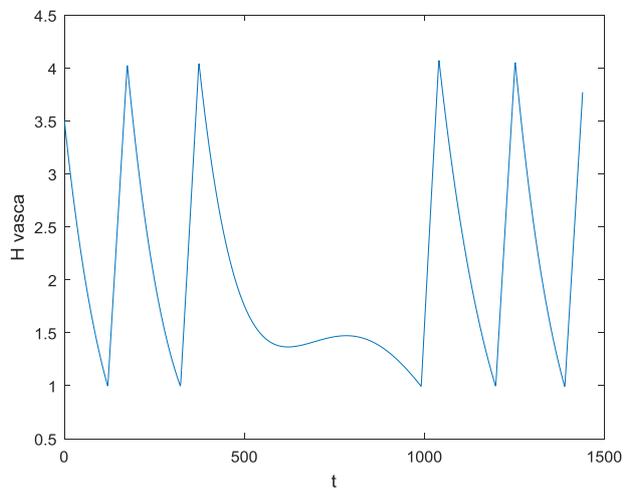
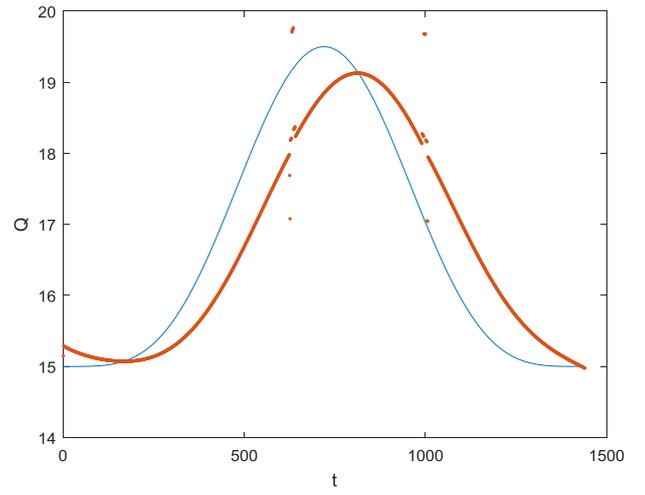


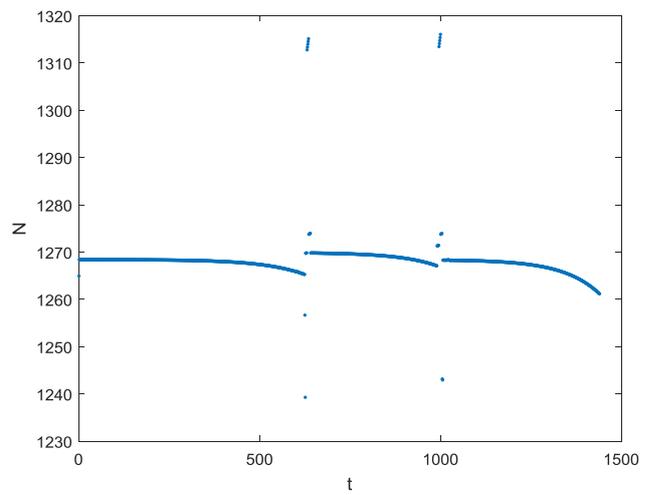
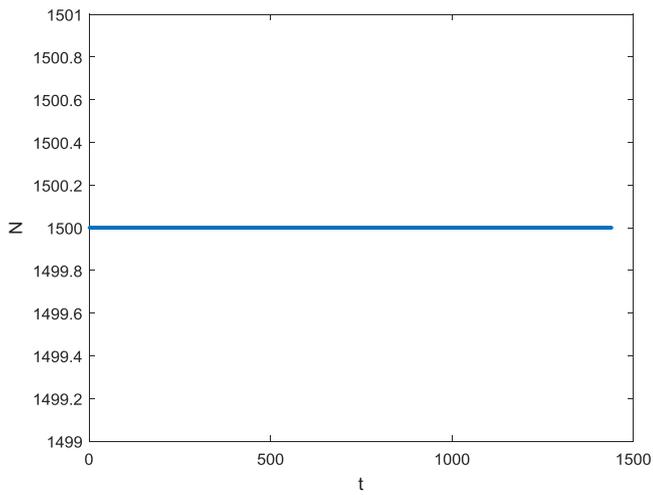
Portata Nera risultato 3	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 85.3298 kWh
Area= 16 m ² (4x4)	x ₀ = 1300+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 66.4044 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 22.1791 %

50 Hz



Ottimizzazione

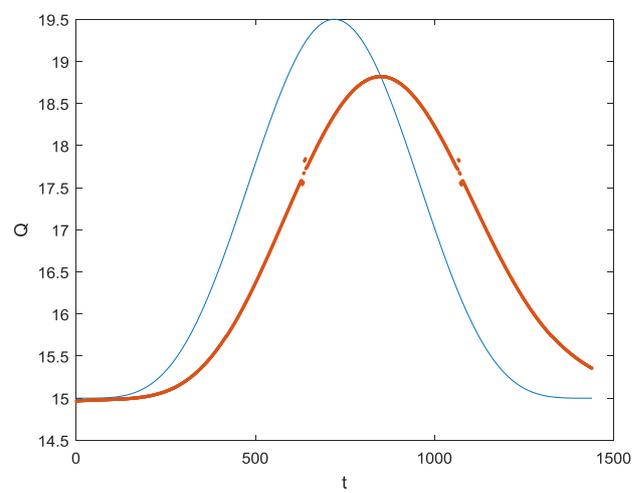
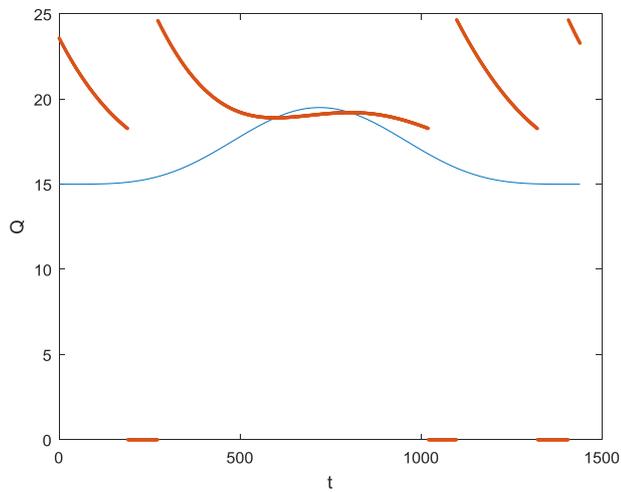


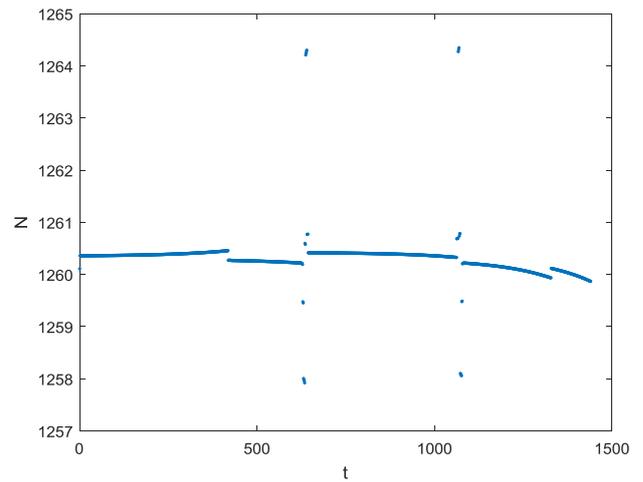
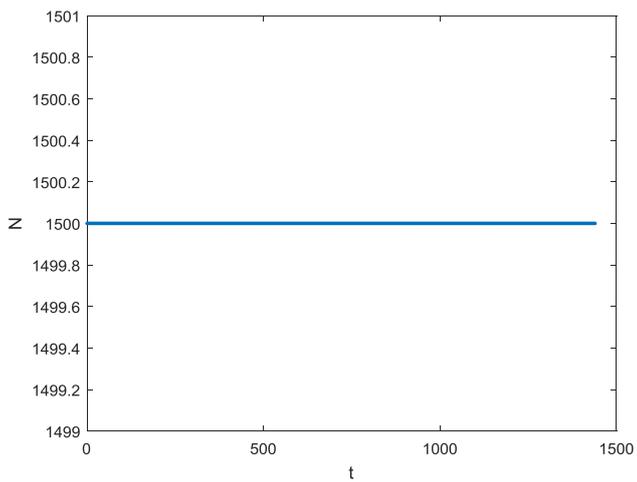
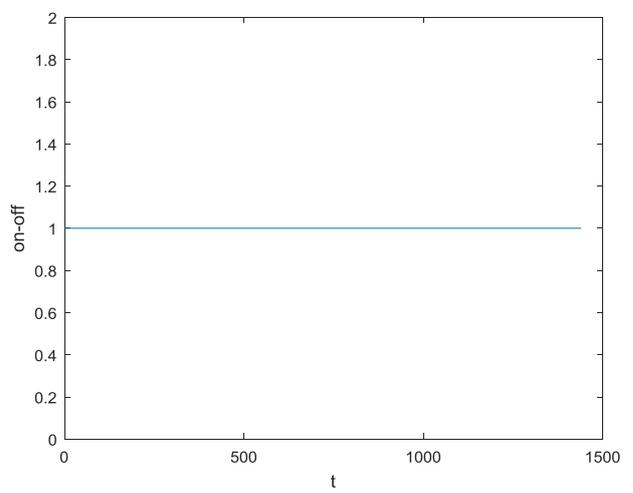
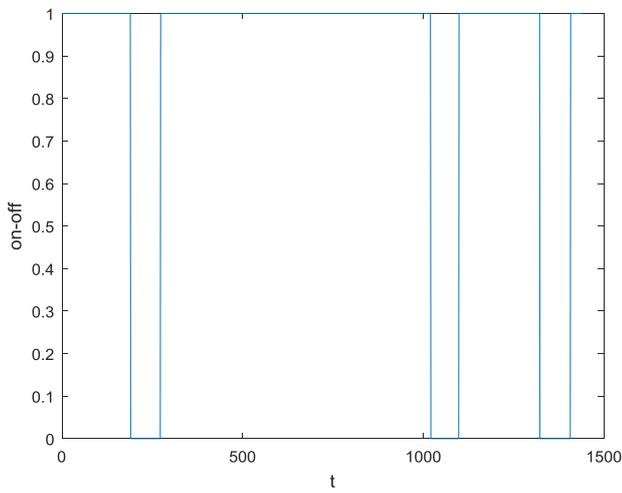
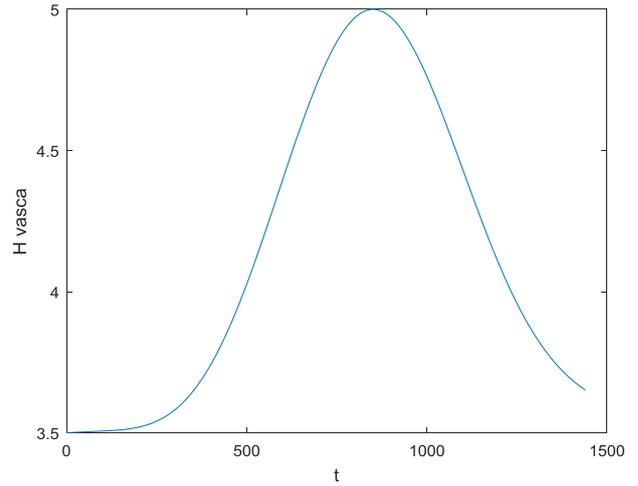
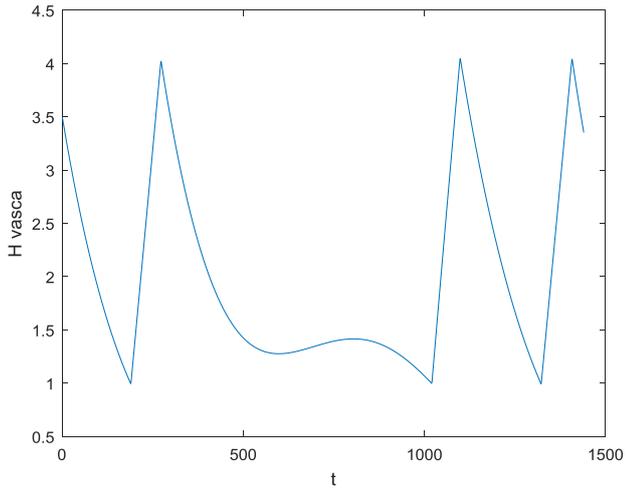


Portata Nera risultato 4	$Q_{min} = 15 \text{ l/s}$	Energia $_{50 \text{ Hz}} = 86.1266 \text{ kWh}$
Area= 25 m^2 (5x5)	$x_0 = 1270 + 0 \cdot t;$	Energia _{ottimizzata} = 65.3909 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 24.0757%

50 Hz

Ottimizzazione

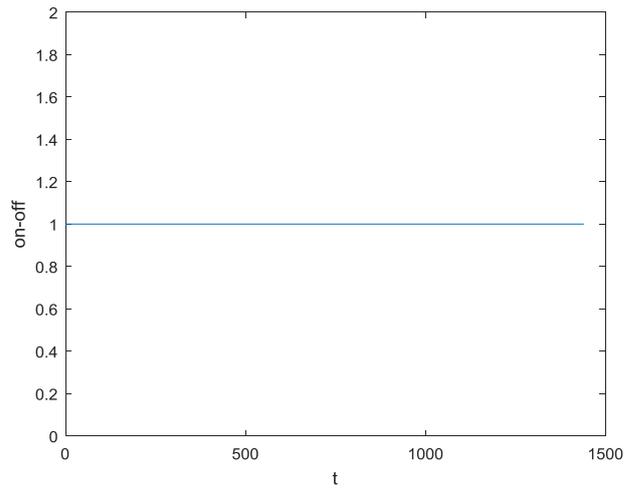
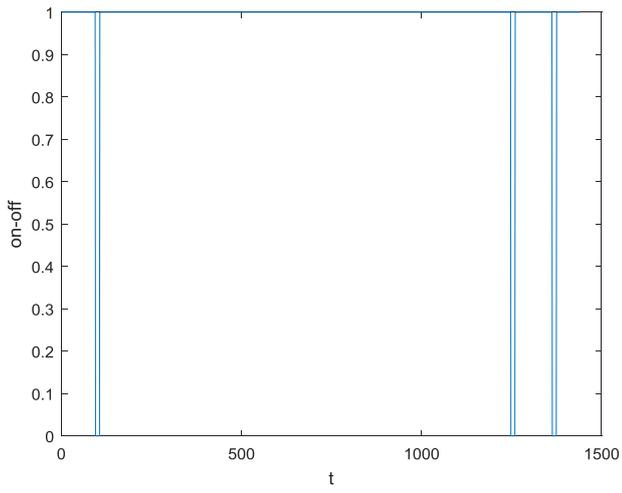
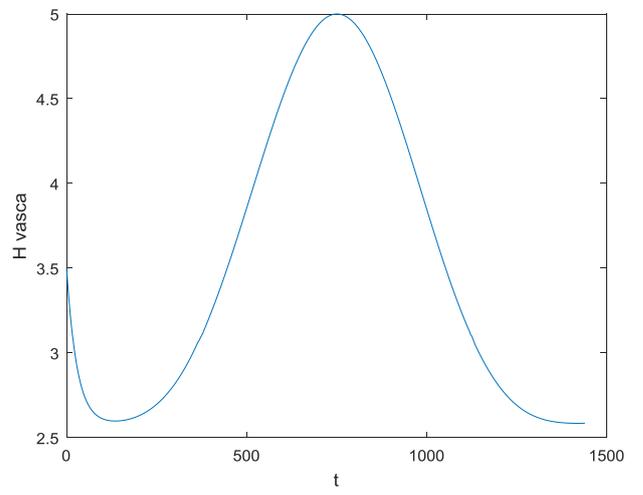
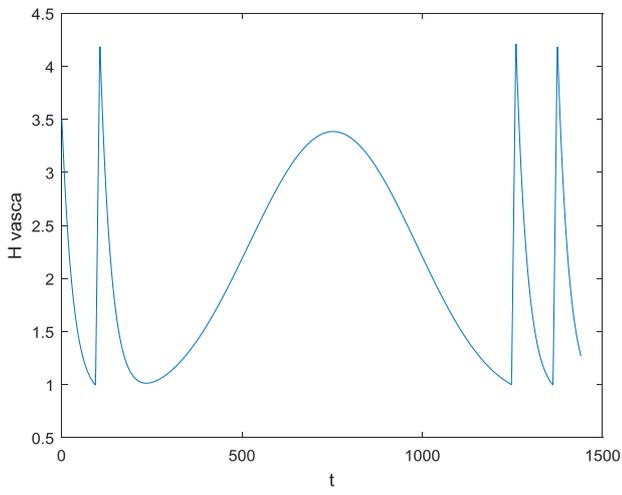
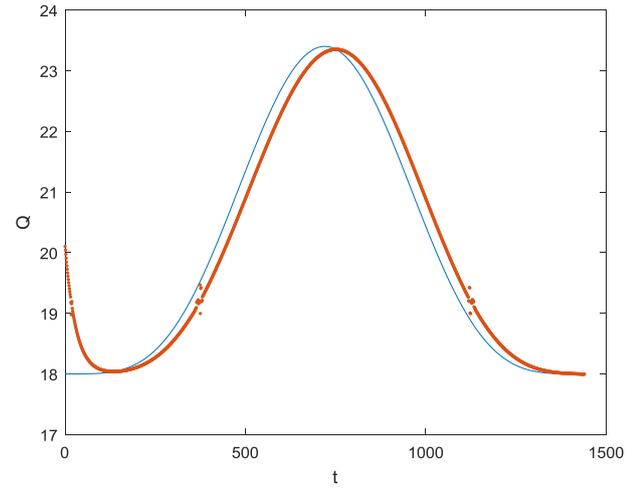
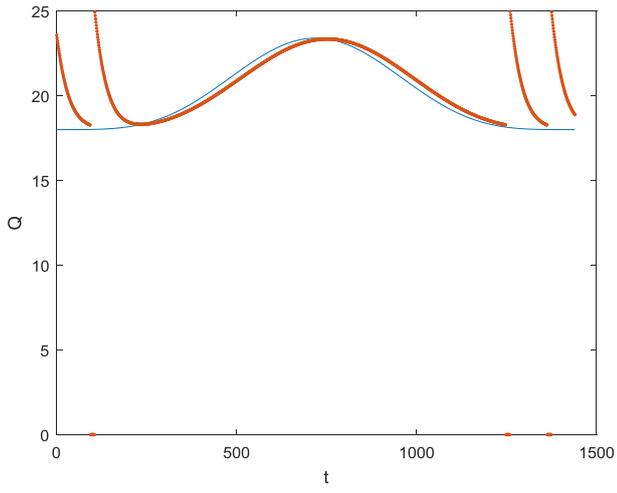


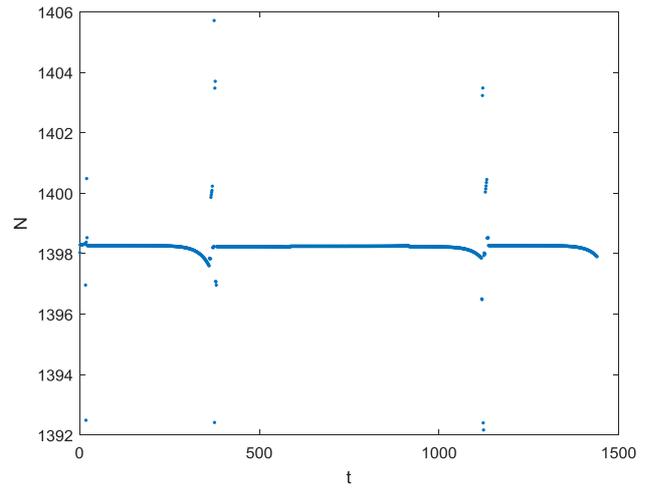
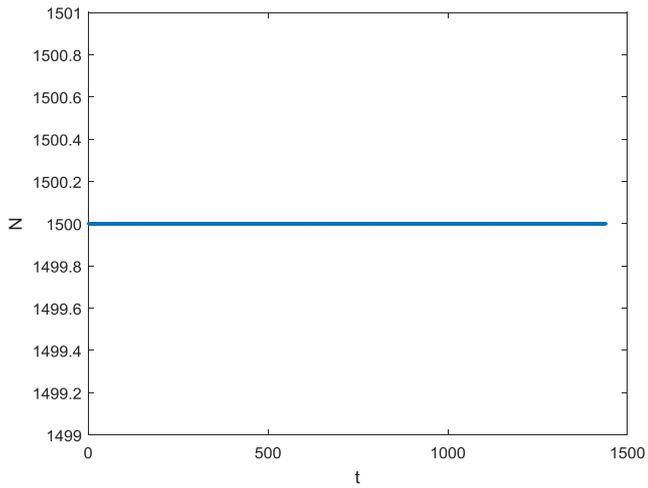


Portata nera risultato 5	Q min = 18 l/s	Energia _{50 Hz} = 101.7872 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1200+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 87.4551 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 14.0805 %

50 Hz

Ottimizzazione

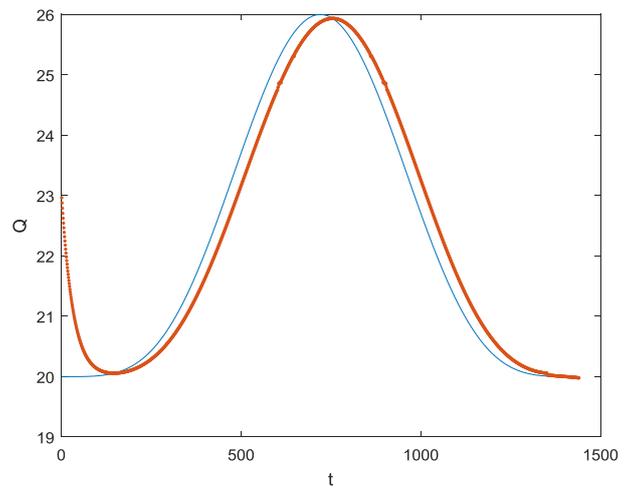
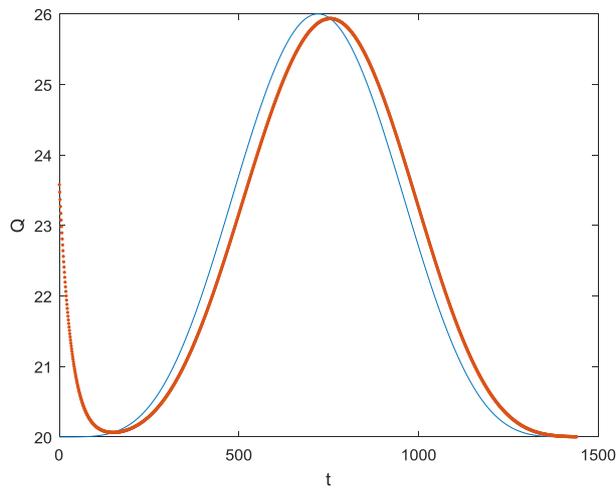


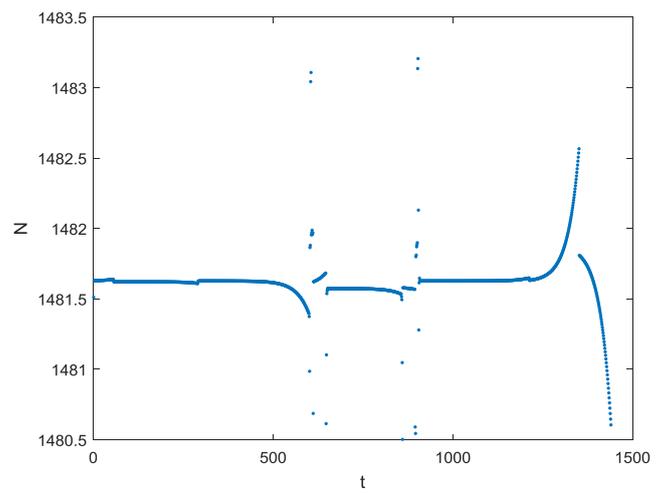
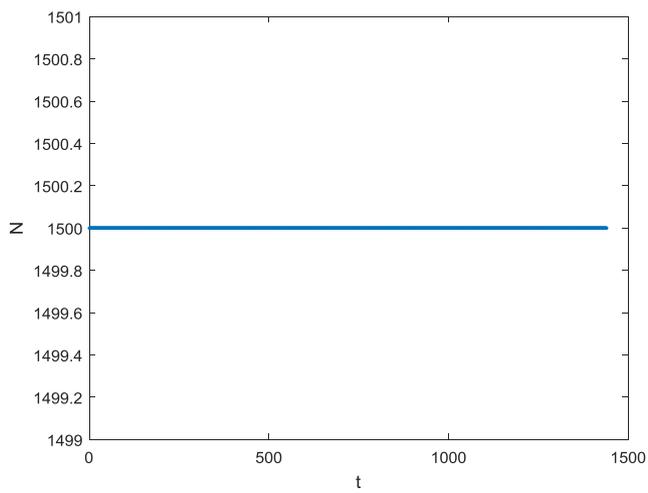
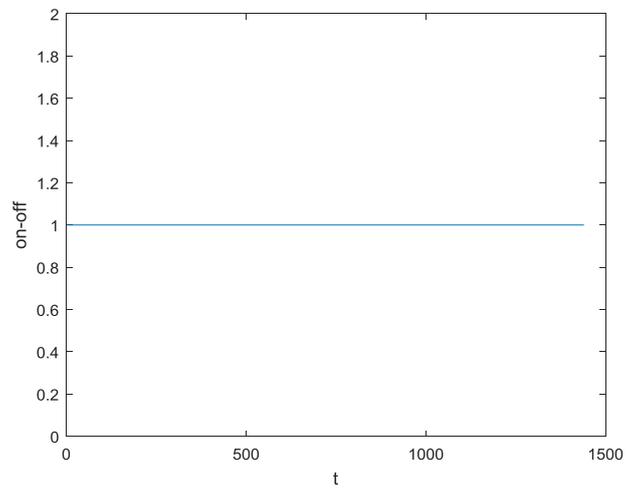
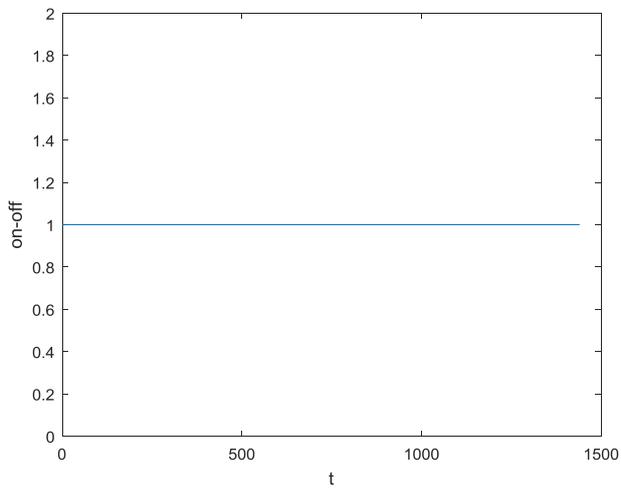
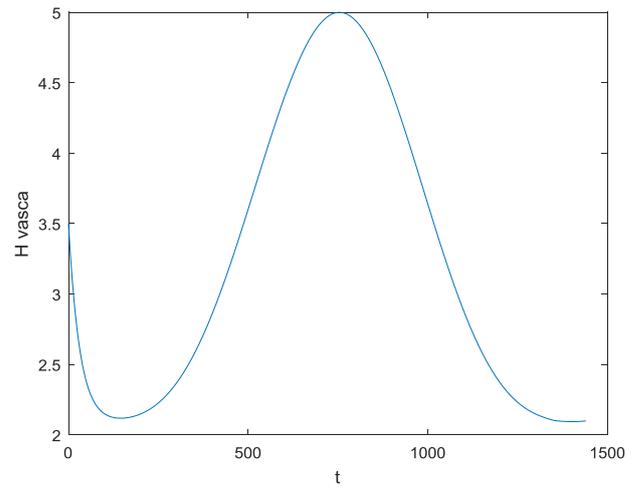
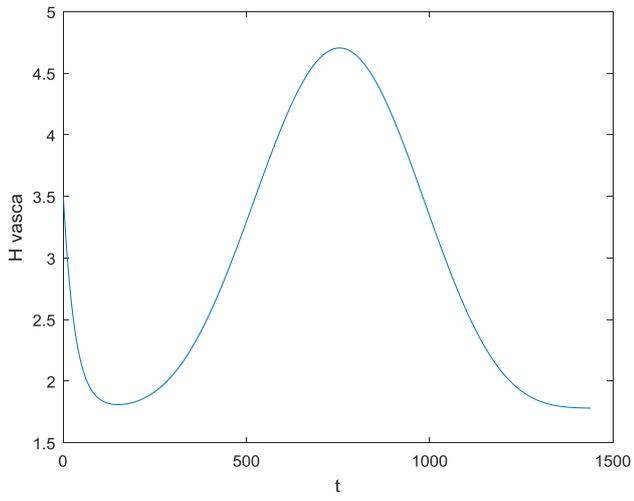


Portata nera risultato 6	Q min = 20 l/s	Energia 50 Hz = 106.2257 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x_0 = 1483+0*t;	Energia ottimizzata = 103.1910kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 2.8568%

50 Hz

Ottimizzazione

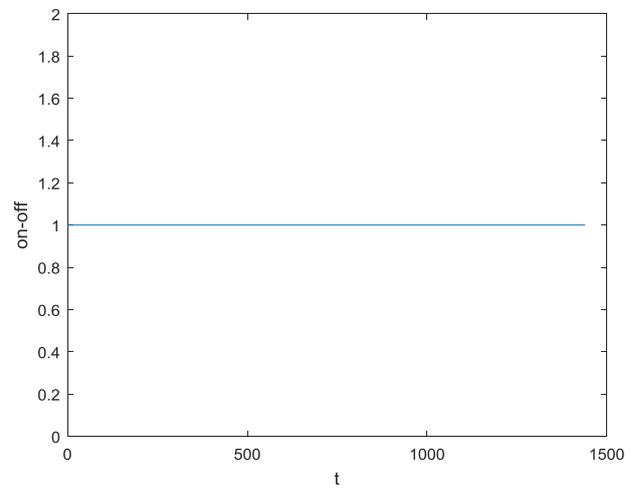
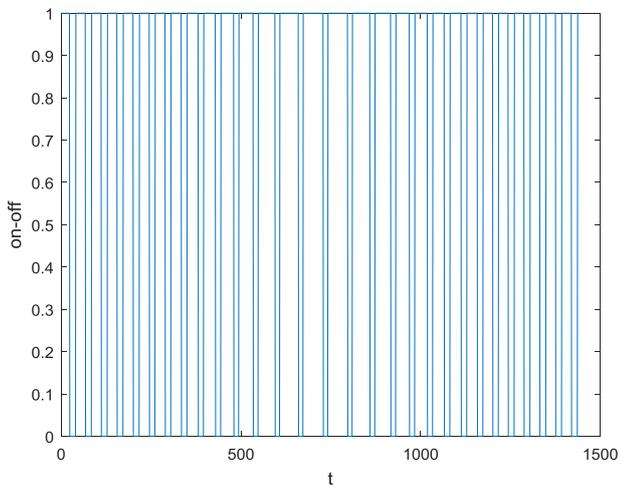
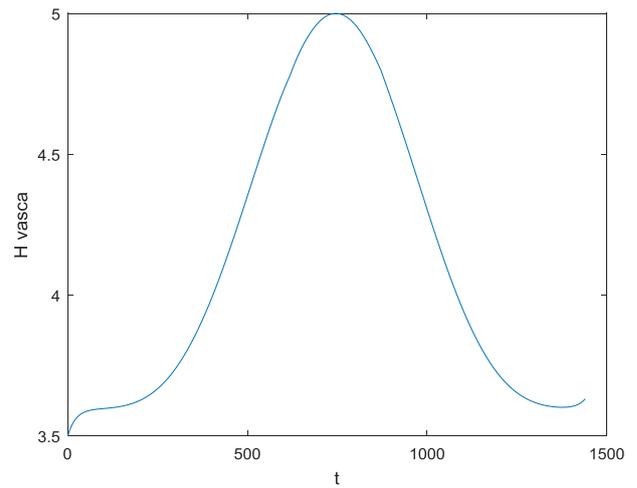
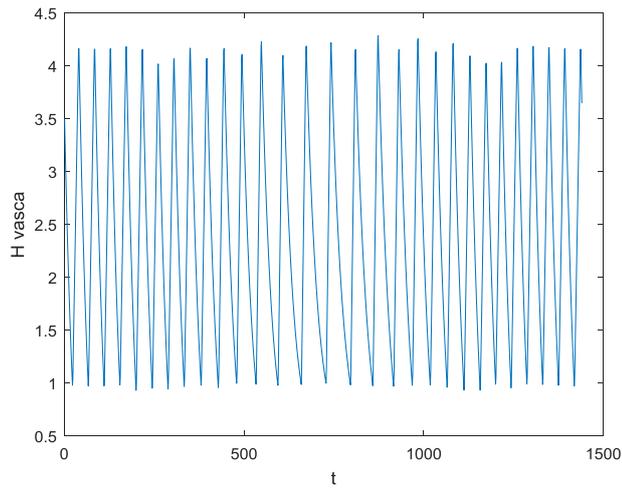
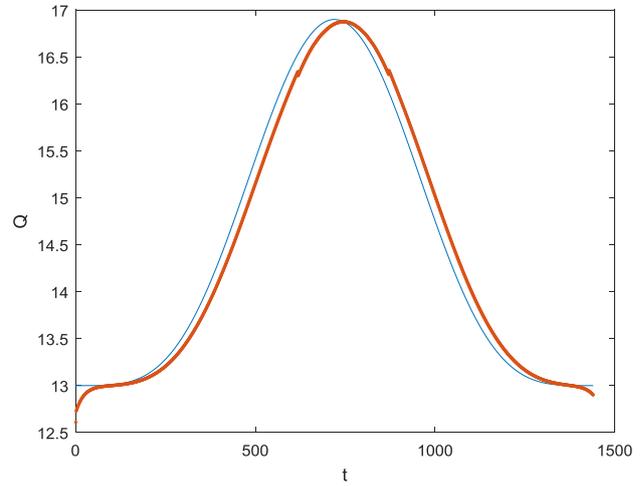
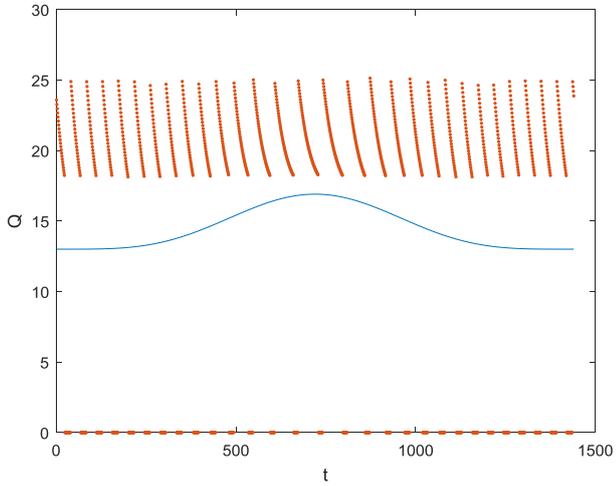


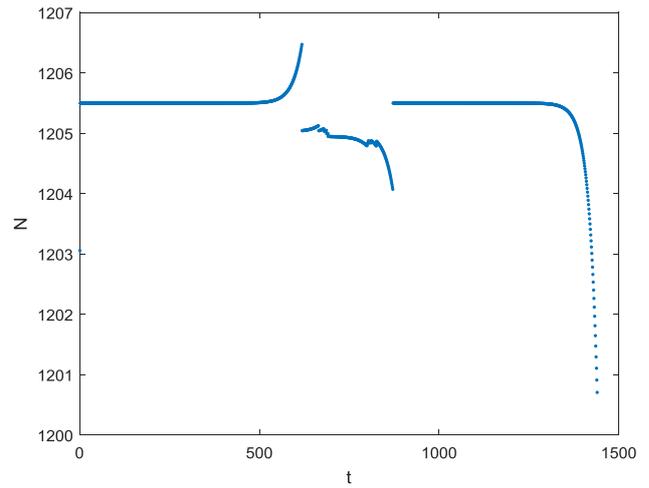
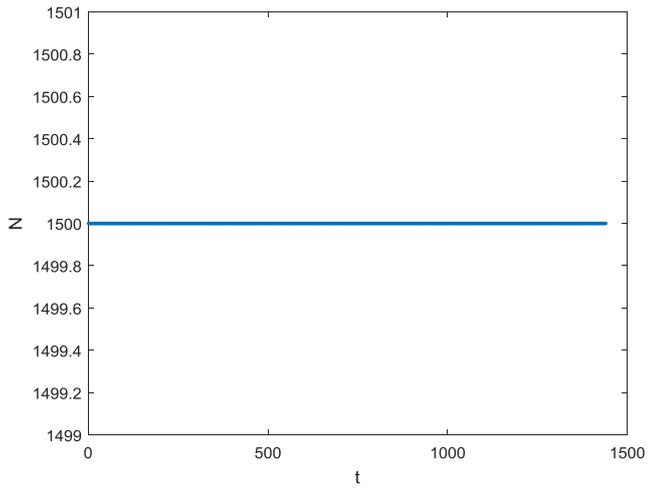


Portata nera risultato 7	Q min = 13 l/s	Energia _{50 Hz} = 72.0943 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x_0 = 1230+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 57.1062 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 20.7896%

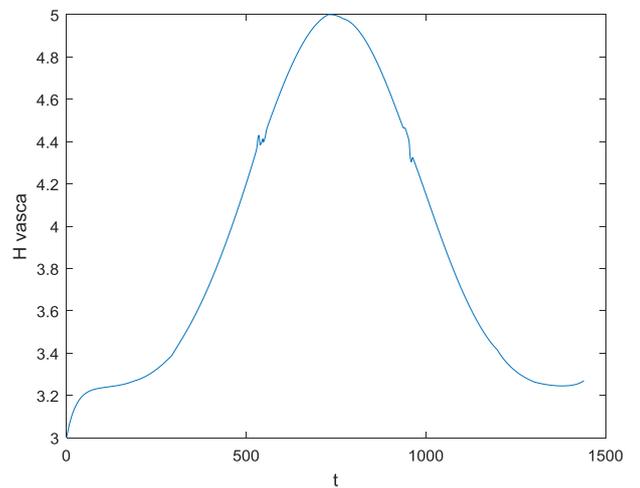
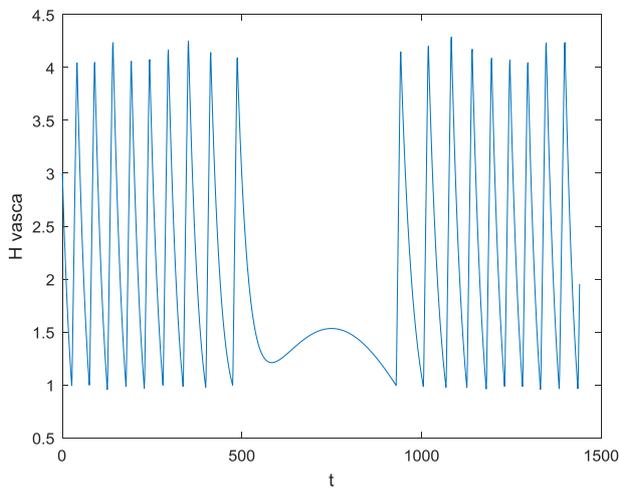
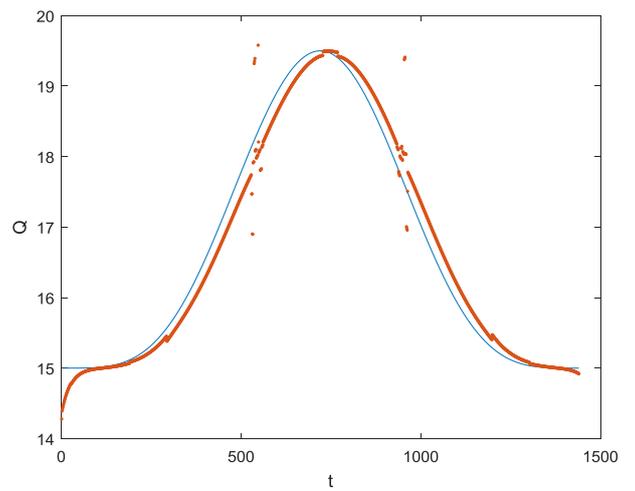
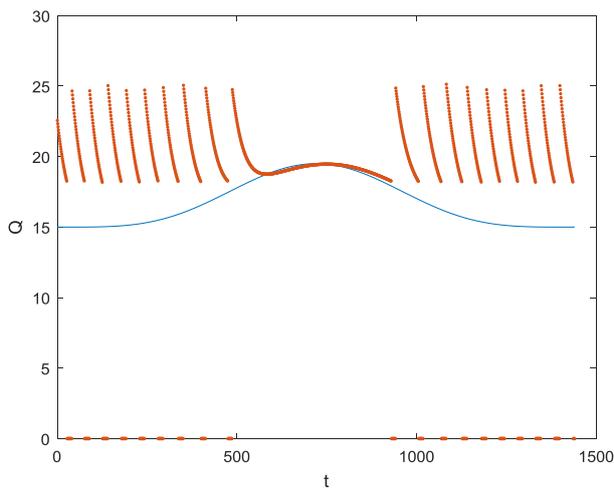
50 Hz

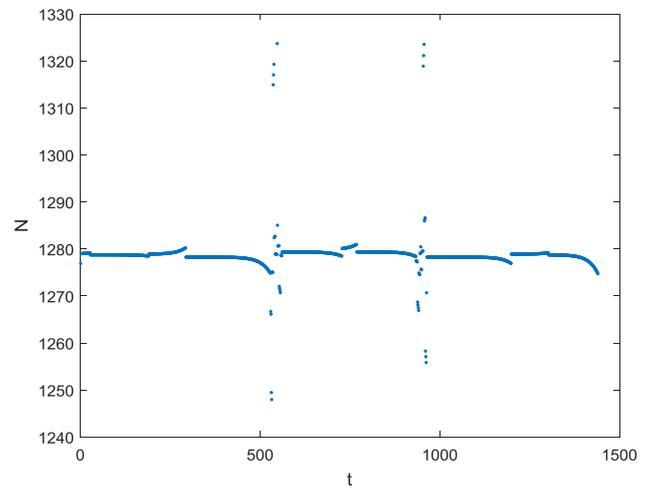
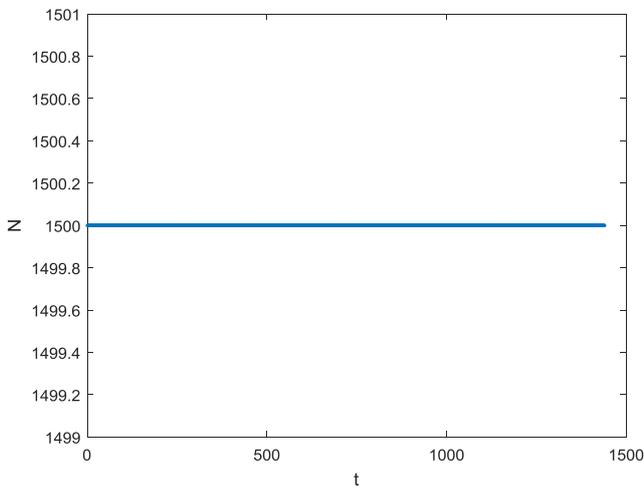
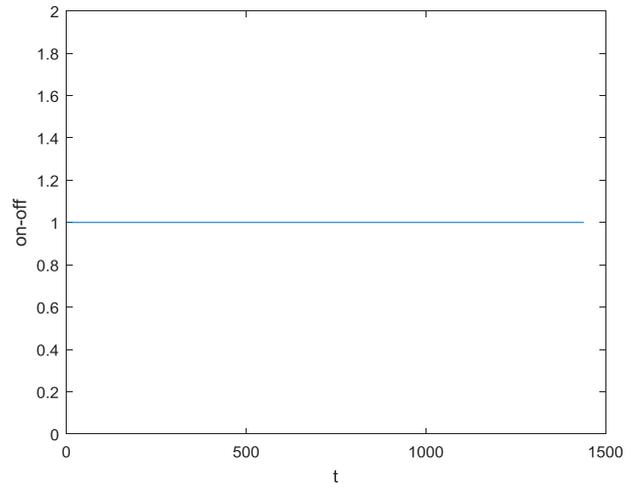
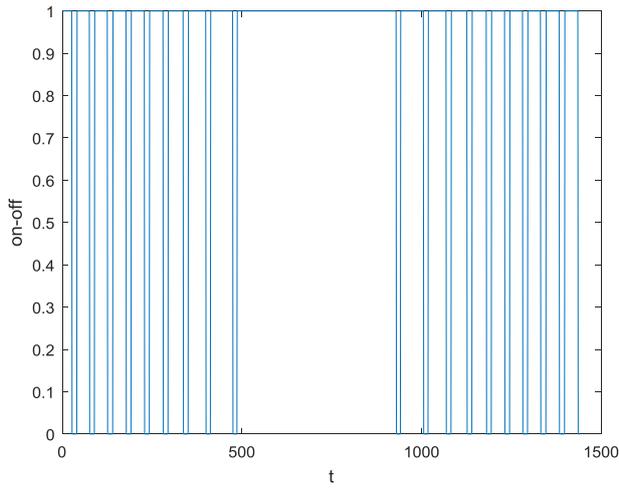
Ottimizzazione





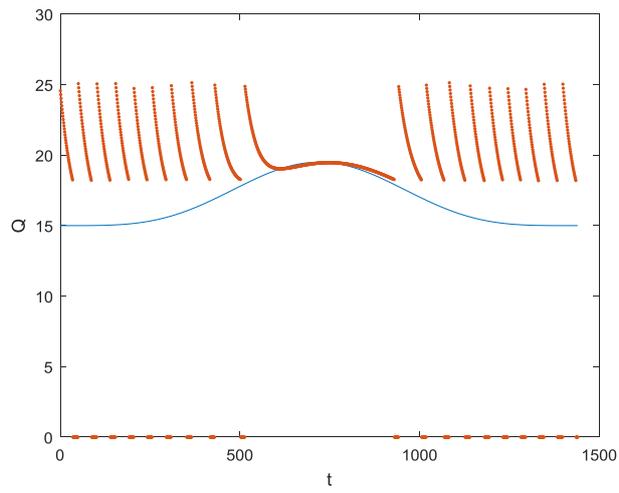
Portata nera risultato 8	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 85.6730 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1300+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 67.7098 kWh
H vasca start = 3 m	H valle = 10 m	Risparmio = 20.9672 %
50 Hz		Ottimizzazione



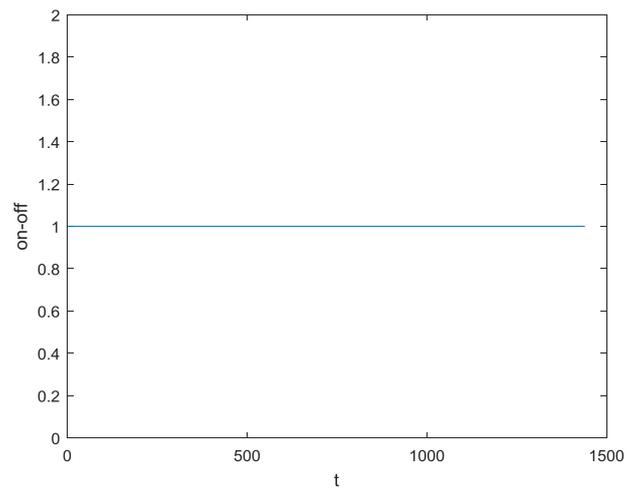
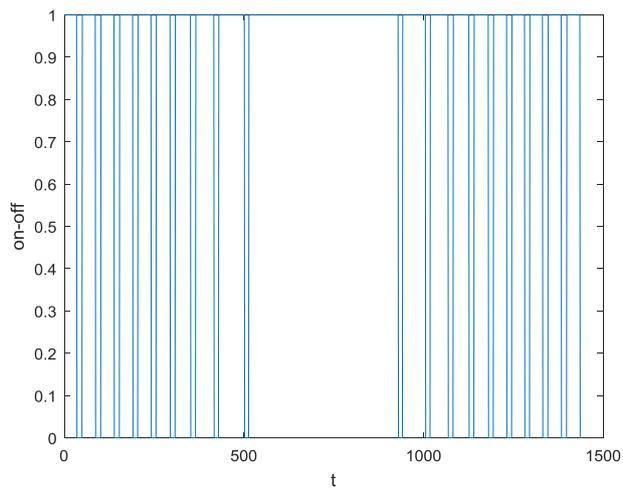
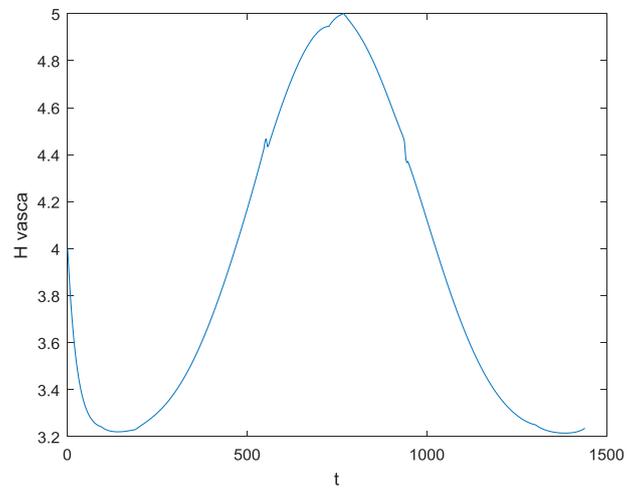
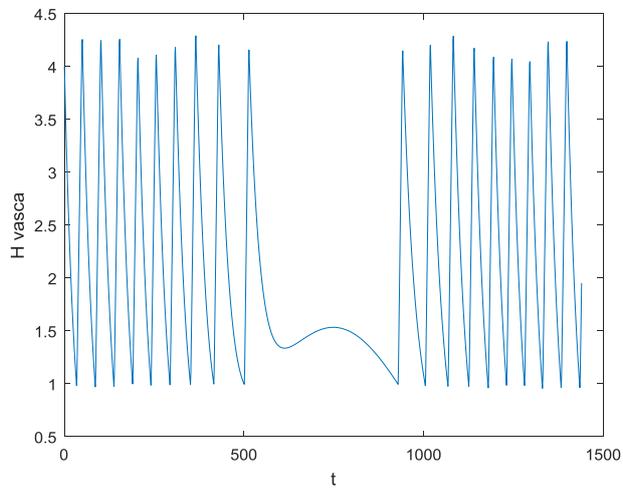
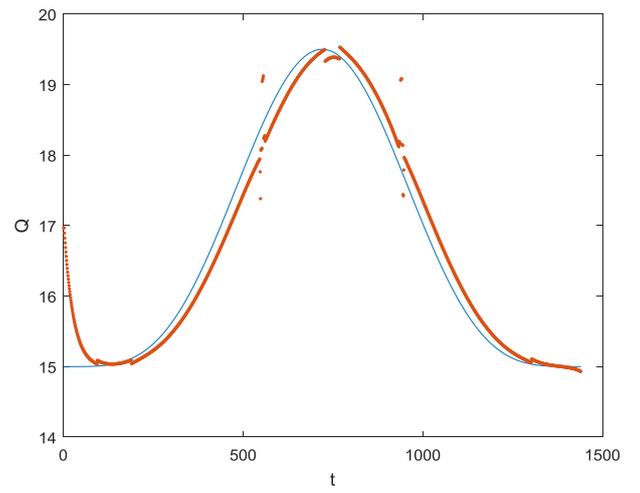


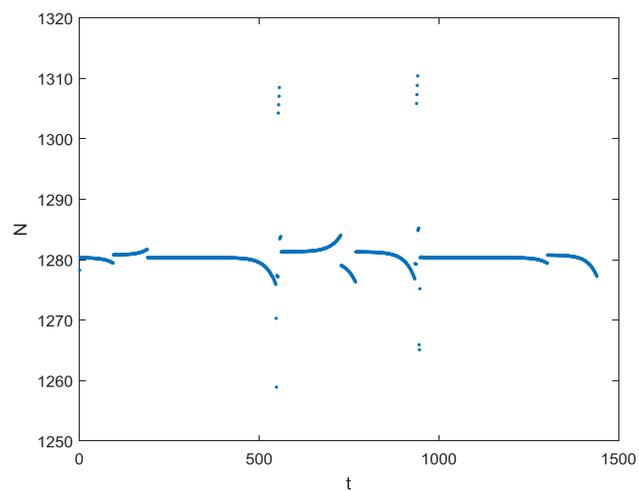
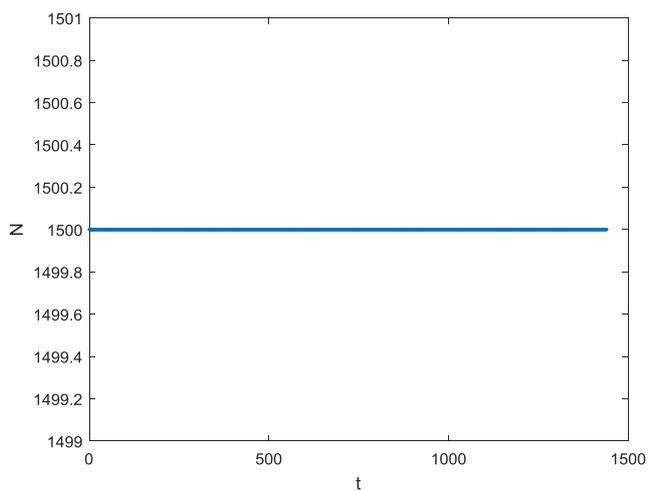
Portata nera risultato 9	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 85.6095kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1300+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 67.9686 kWh
H vasca start = 4 m	H valle = 10 m	Risparmio = 20.6062 %

50 Hz

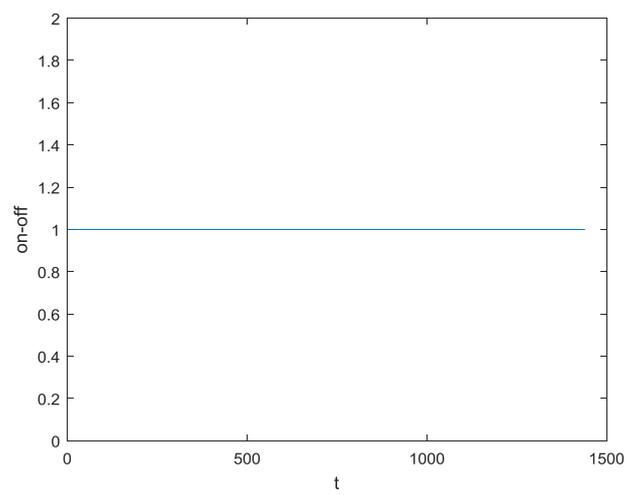
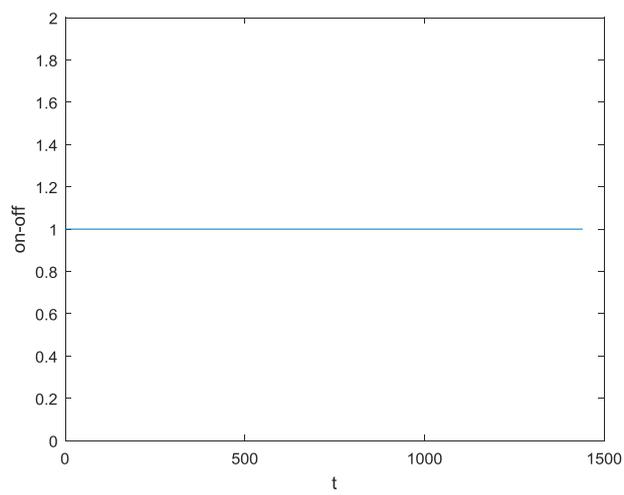
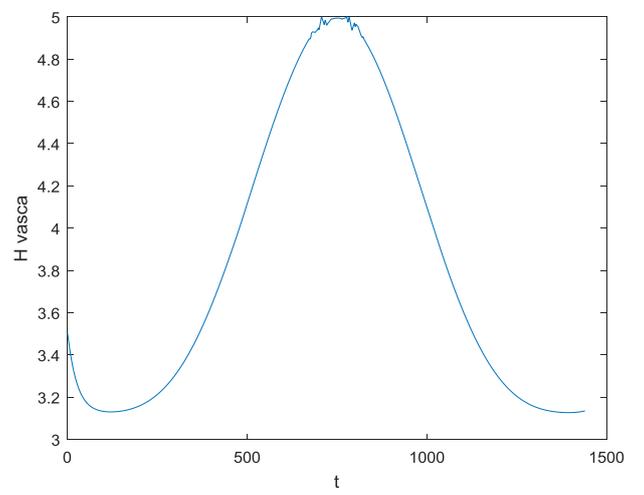
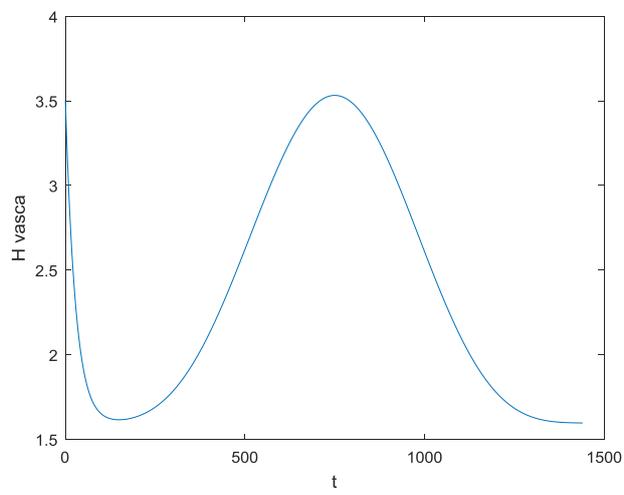
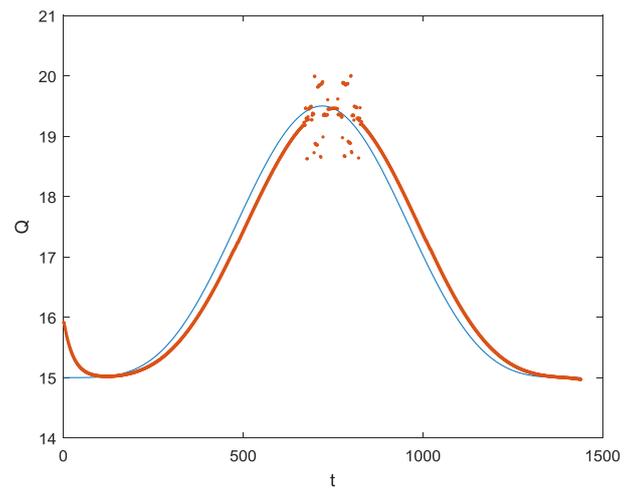
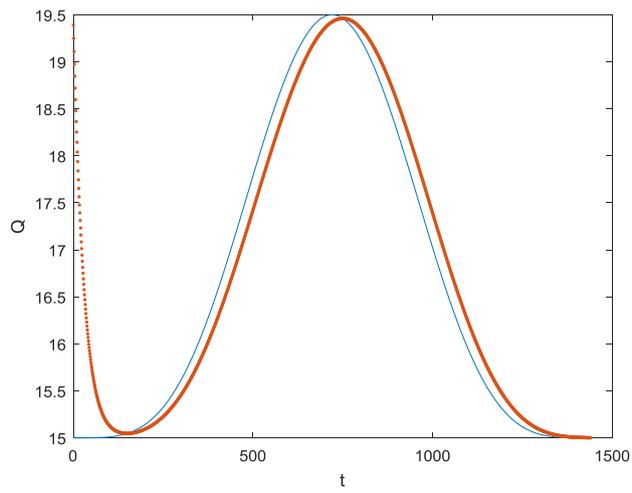


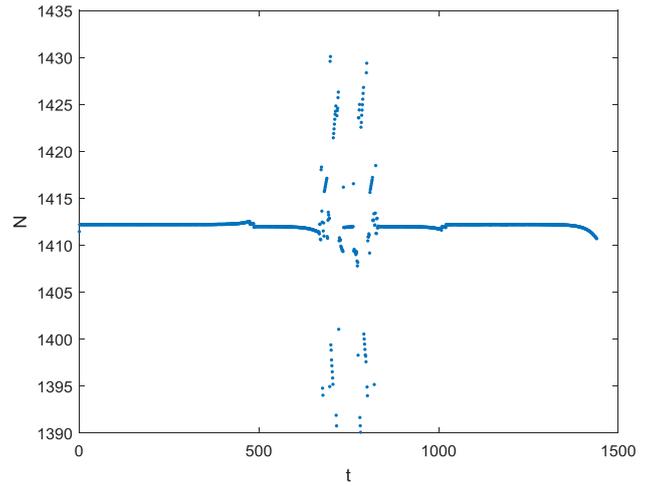
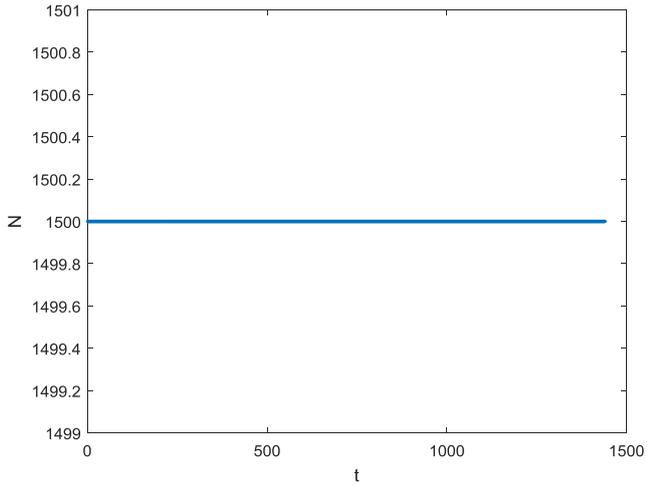
Ottimizzazione



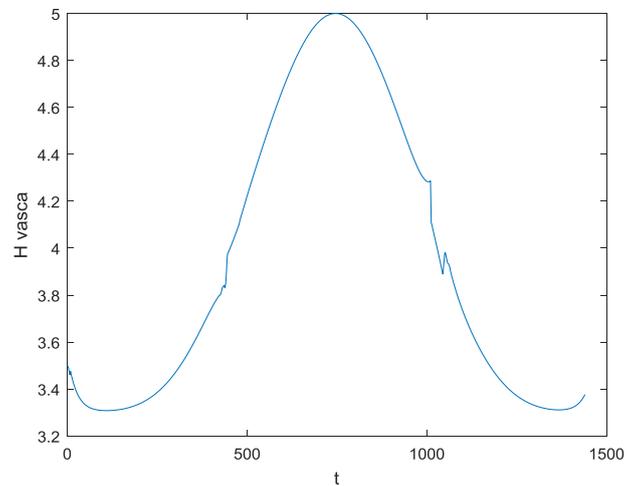
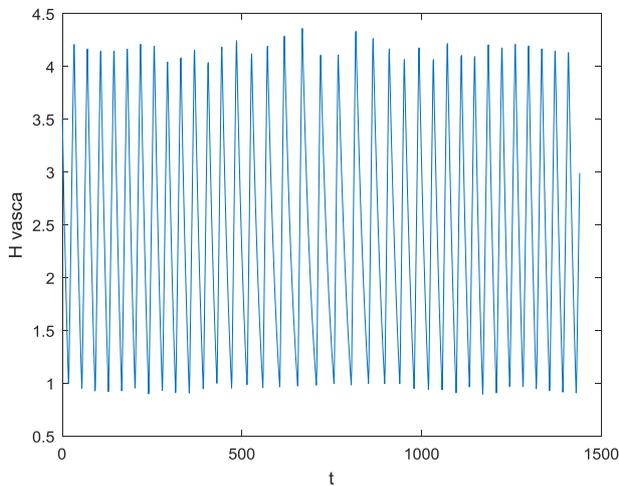
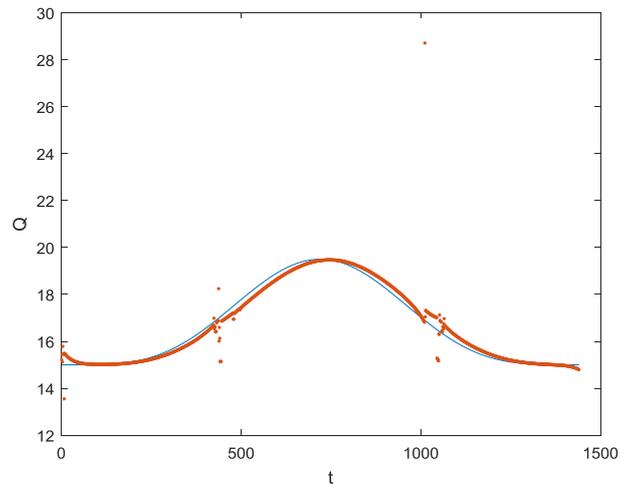
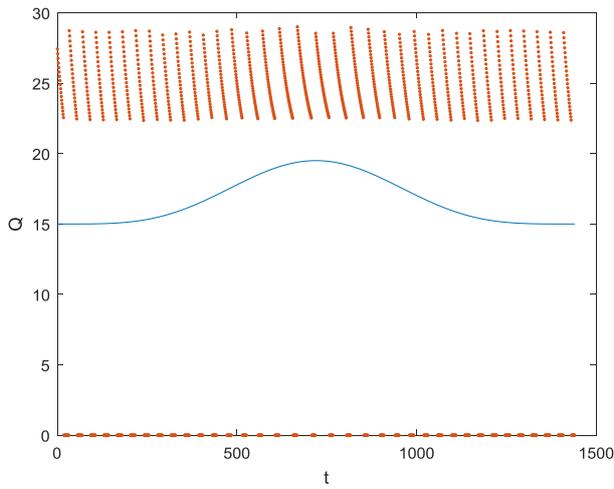


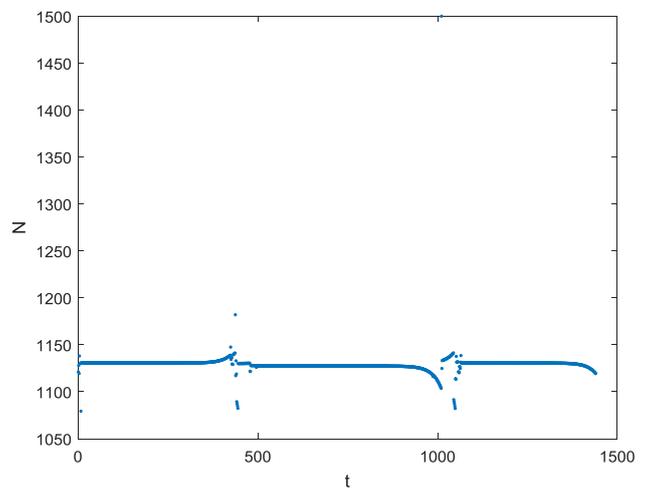
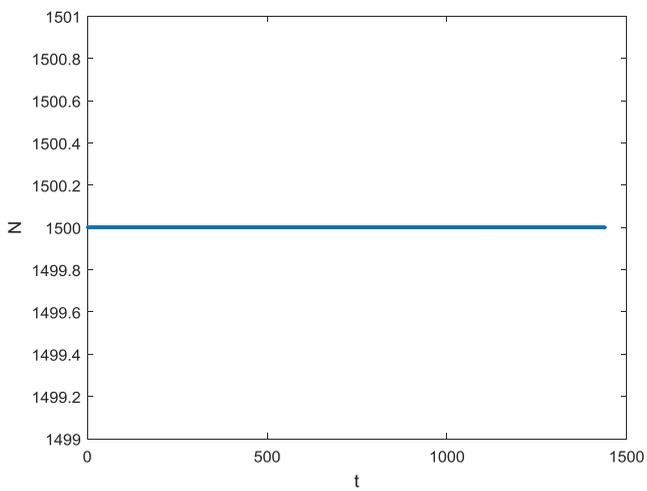
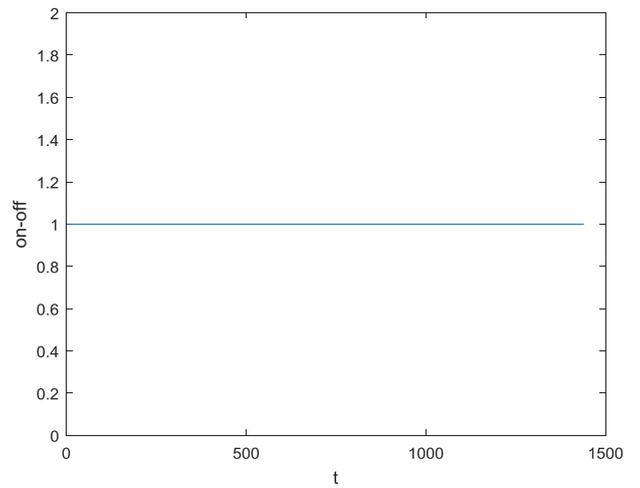
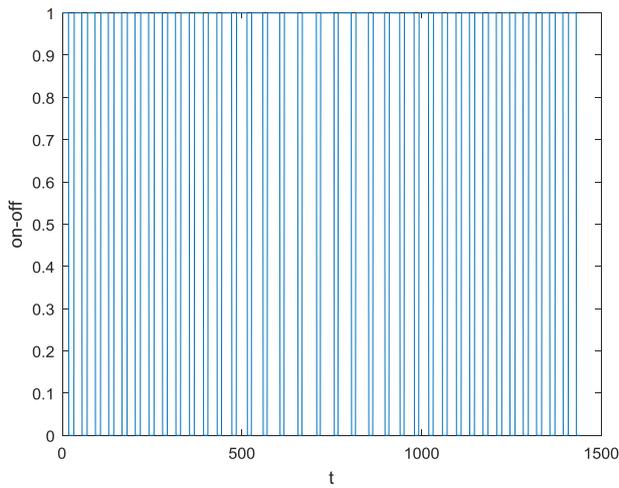
Portata nera risultato 10	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 100.9707
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1420+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 86.5224 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 12 m	Risparmio = 14.3093 %
50 Hz		Ottimizzazione



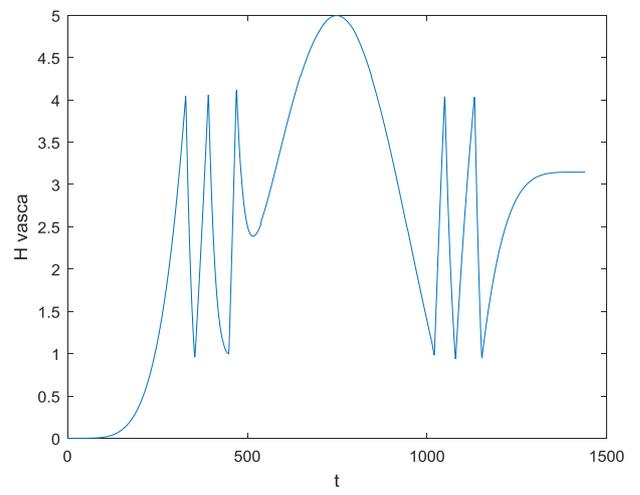
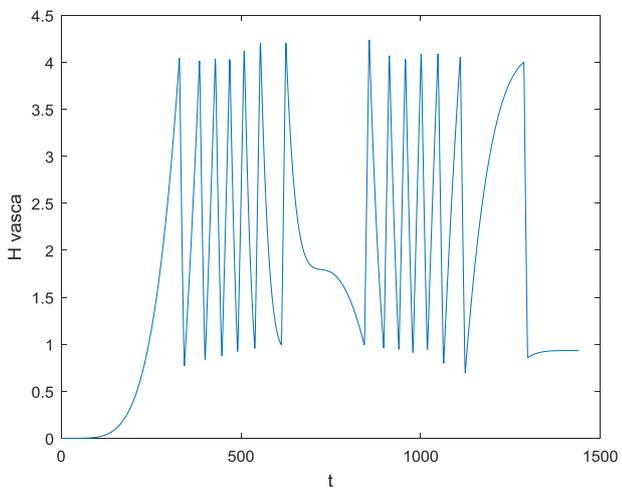
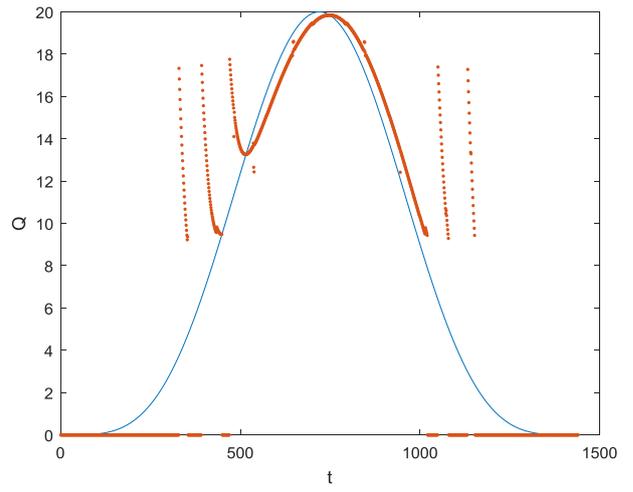
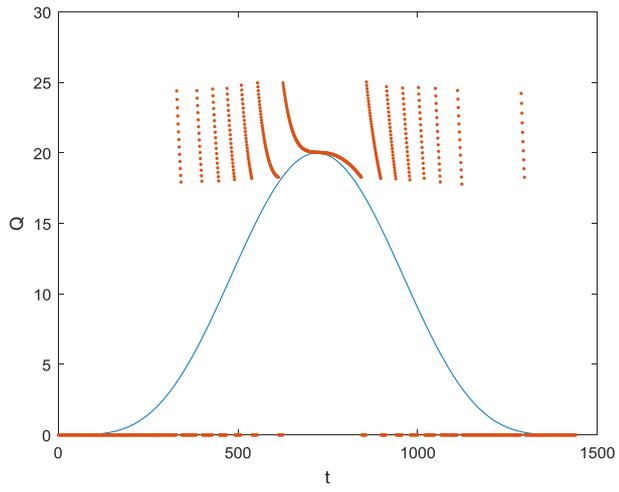


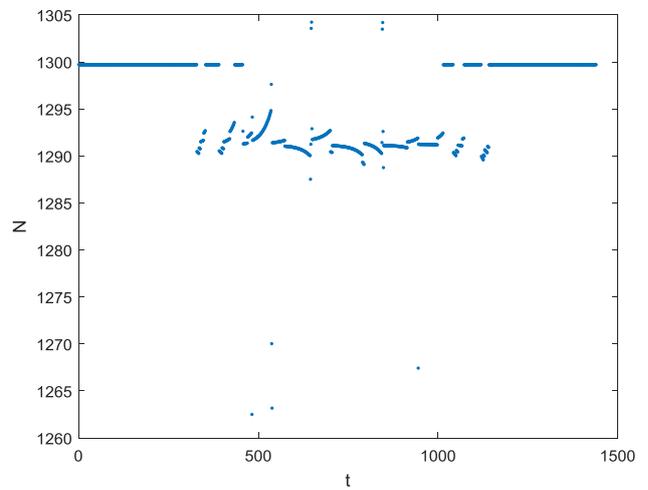
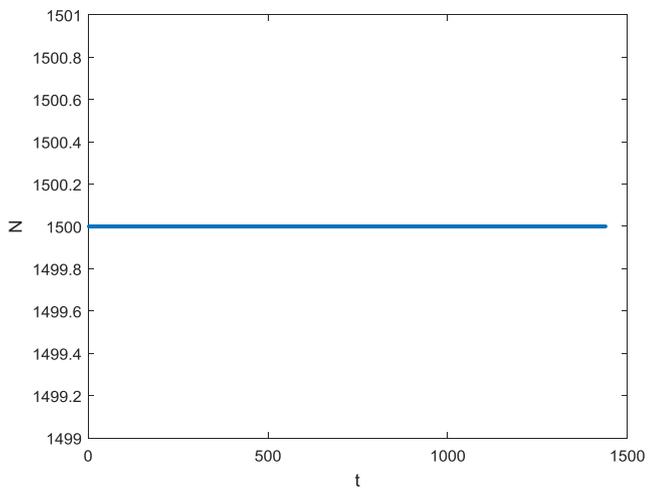
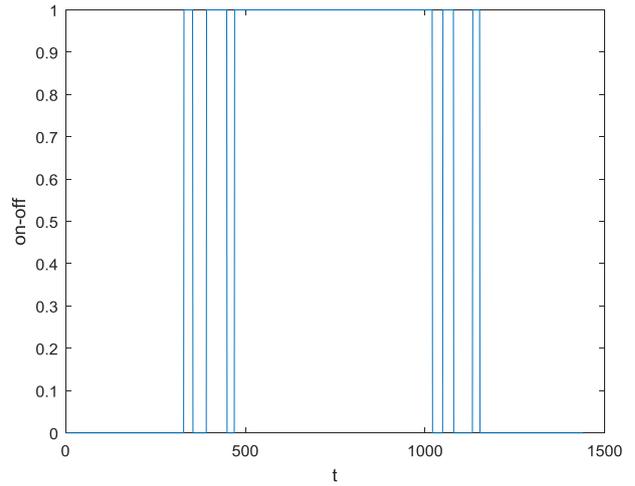
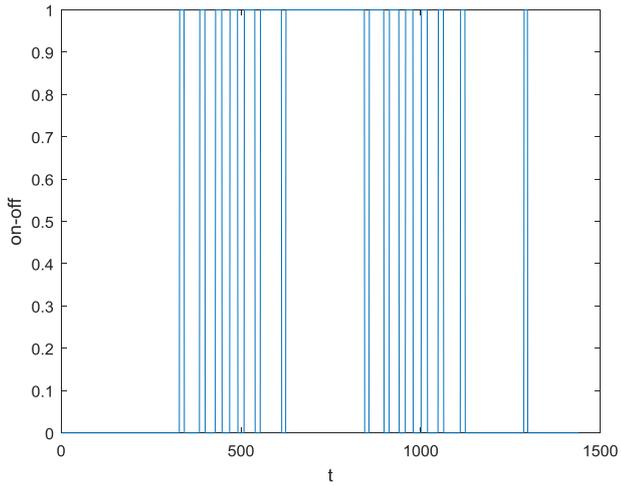
Portata nera risultato 11	Q min = 15 l/s	Energia _{50 Hz} = 72.4210 kWh
Area = 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1180 + 0*t;	Energia _{ottimizzata} = 51.5386 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 8 m	Risparmio = 28.8347 %
50 Hz		Ottimizzazione



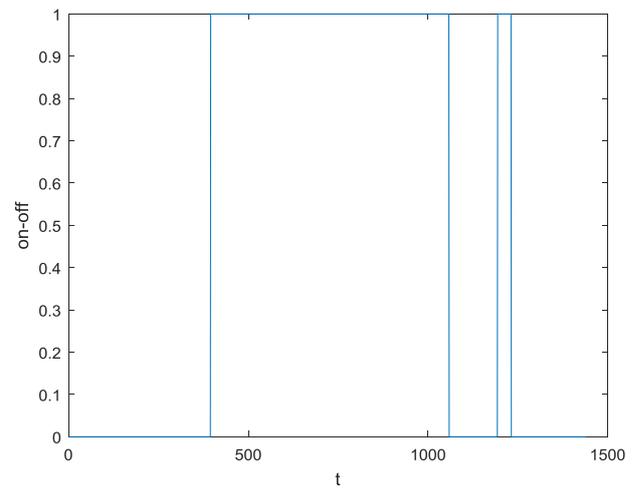
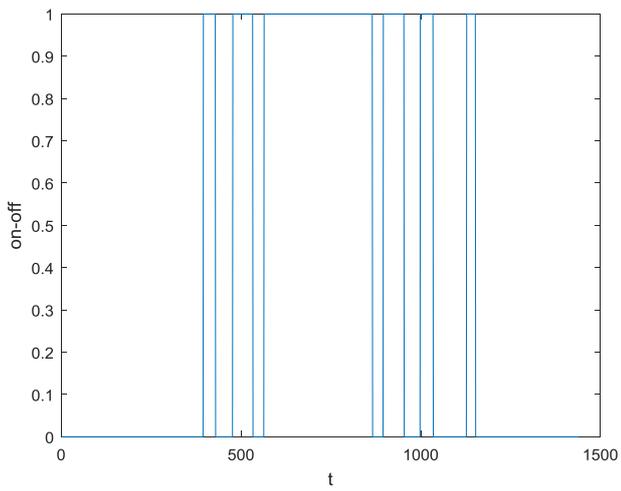
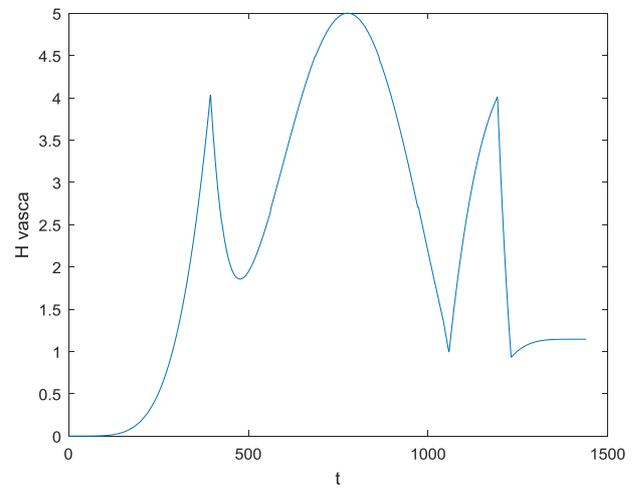
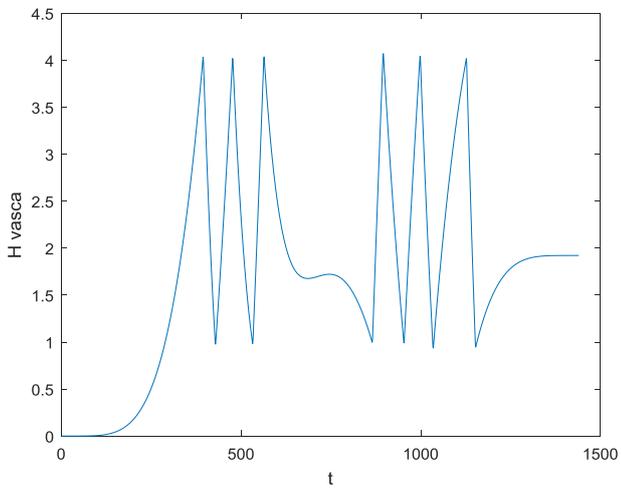
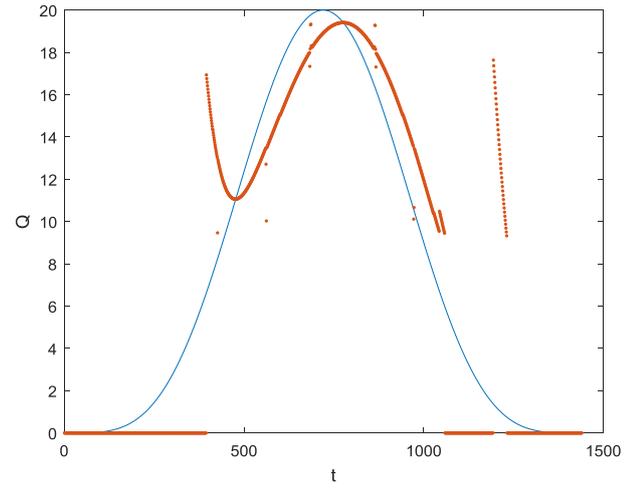
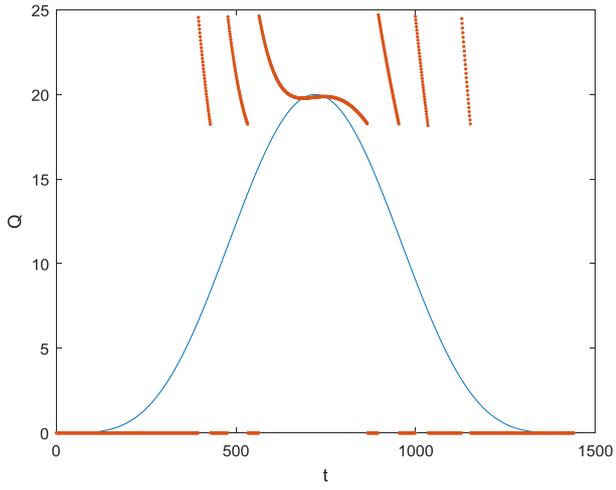


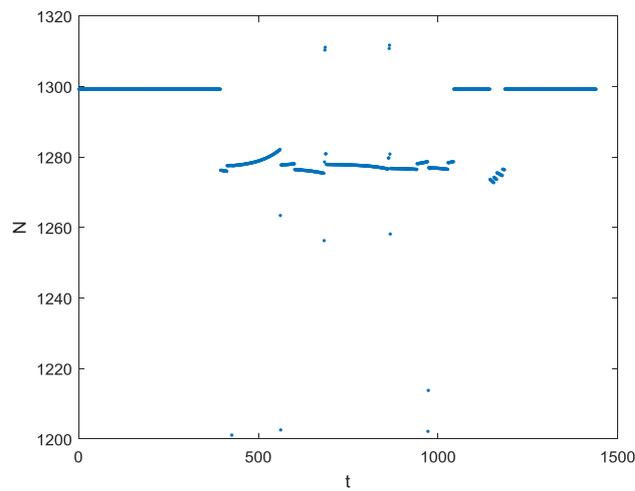
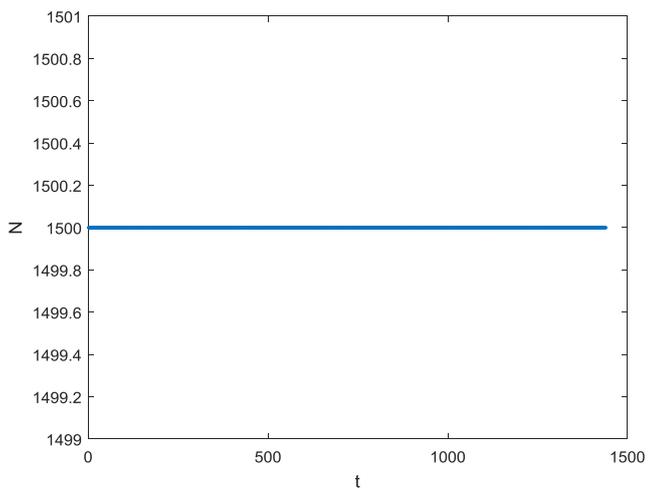
Portatadi pioggia risultato 1	Q max = 20 l/s	Energia _{50 Hz} = 37.6688 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1300+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 32.5826 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 13.5026 %
50 Hz		Ottimizzazione





Portata di pioggia risultato 2	$Q_{max} = 20 \text{ l/s}$	Energia $_{50 \text{ Hz}} = 36.9726 \text{ kWh}$
Area= 9 m^2 (3x3)	$x_0 = 1300 + 0 \cdot t$	Energia ottimizzata = 32.5794 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 11.8823 %
50 Hz		Ottimizzazione

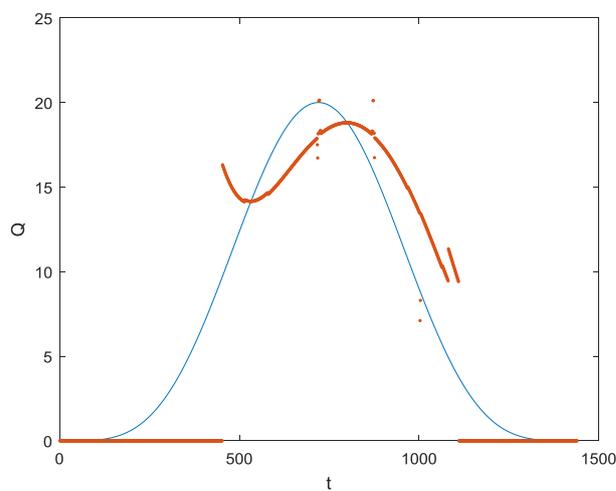
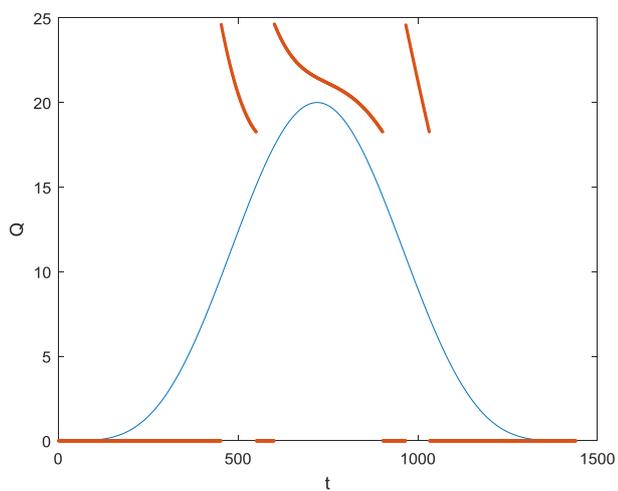


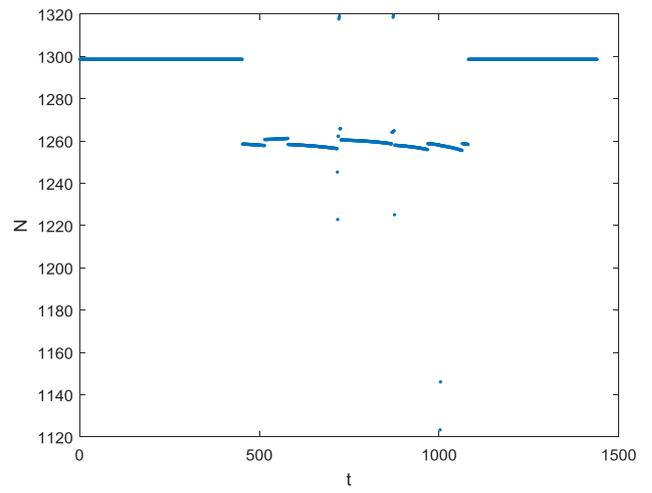
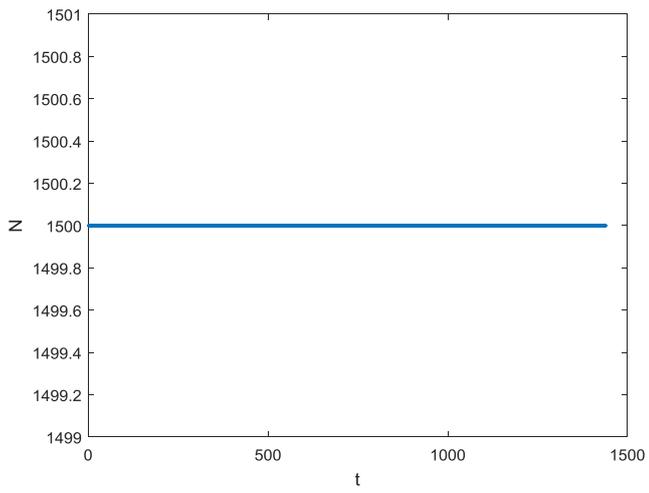
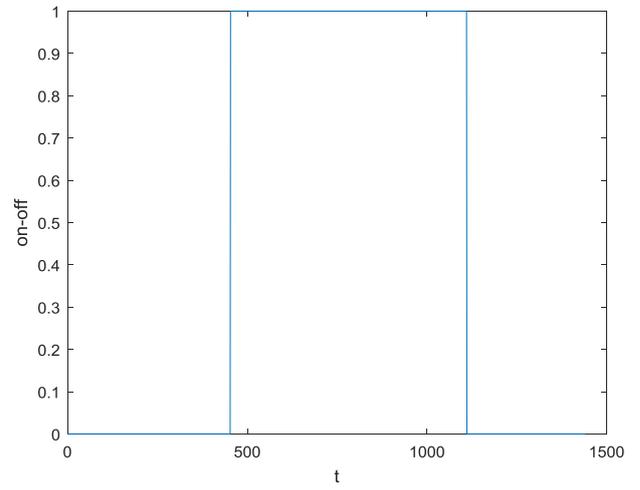
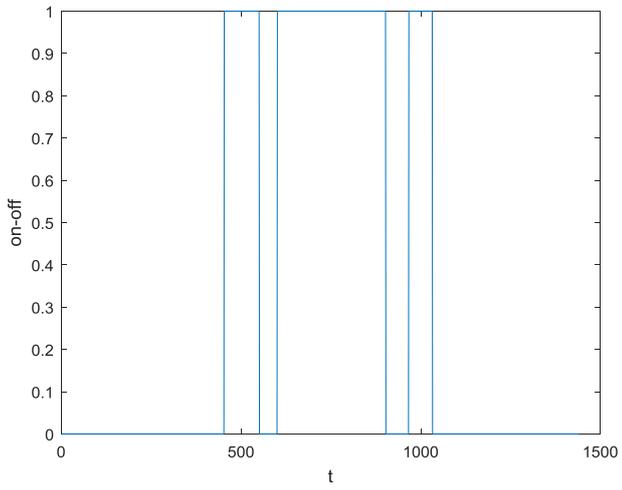
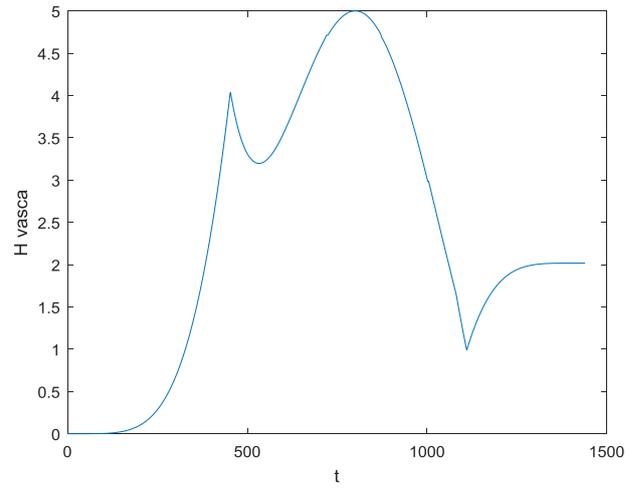
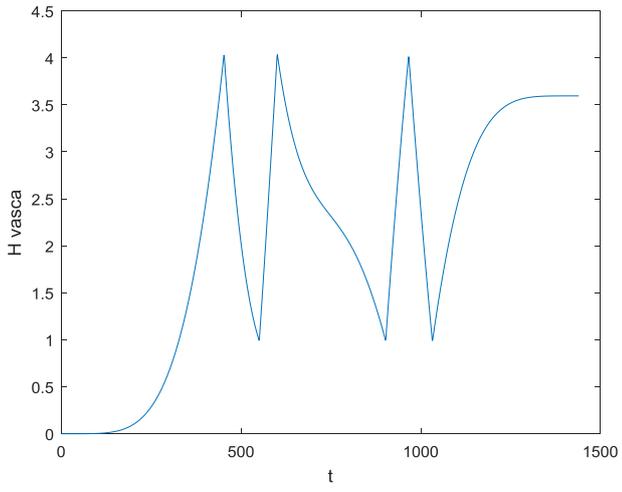


Portata di pioggia risultato 3	Q max = 20 l/s	Energia 50 Hz = 33.9291 kWh
Area= 16 m ² (4x4)	x_0 = 1200+0*t;	Energia ottimizzata = 29.6008 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 12.7570 %

50 Hz

Ottimizzazione

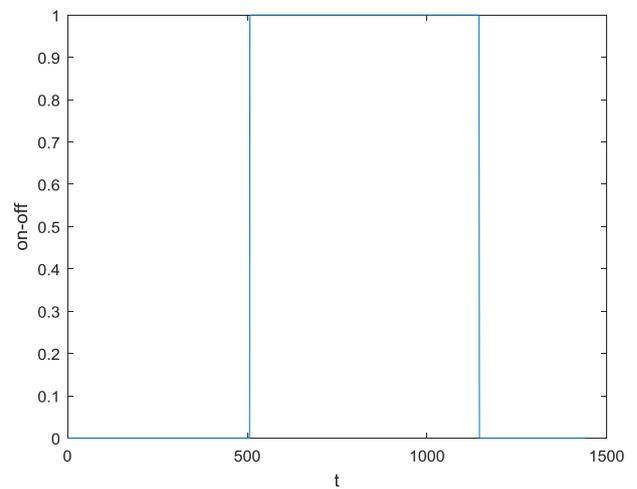
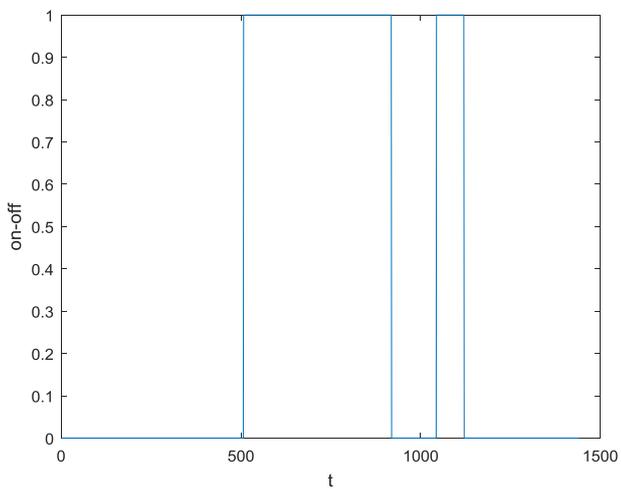
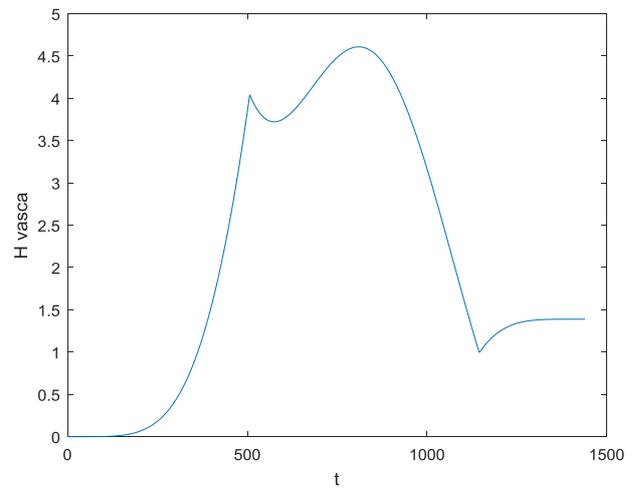
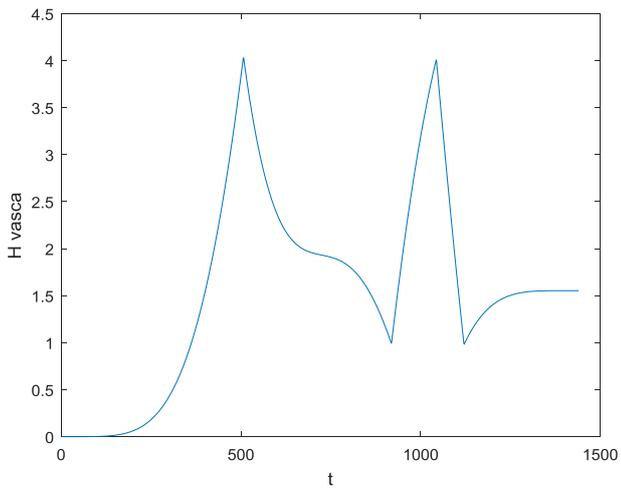
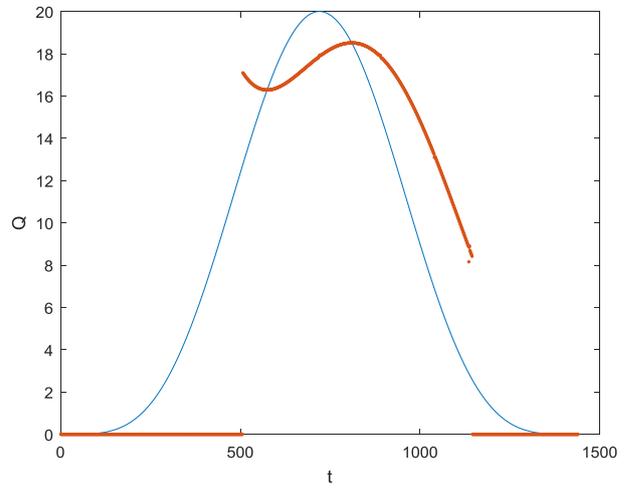
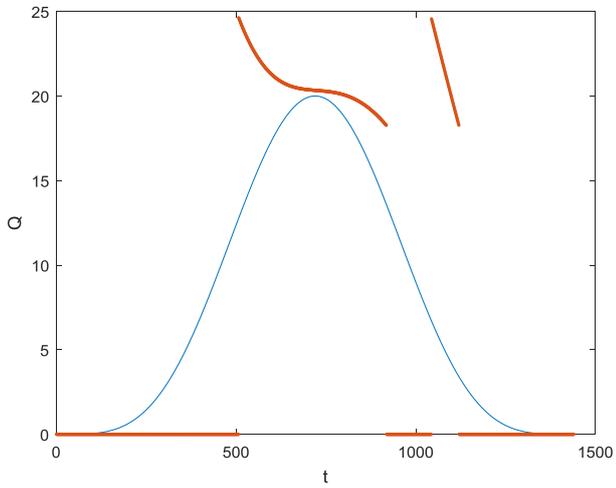


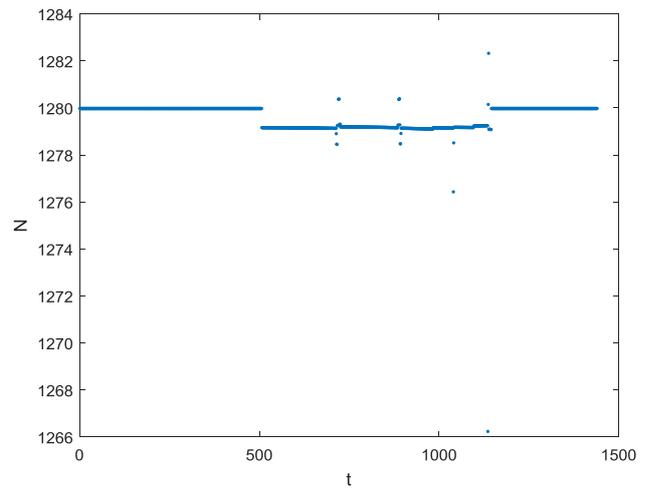
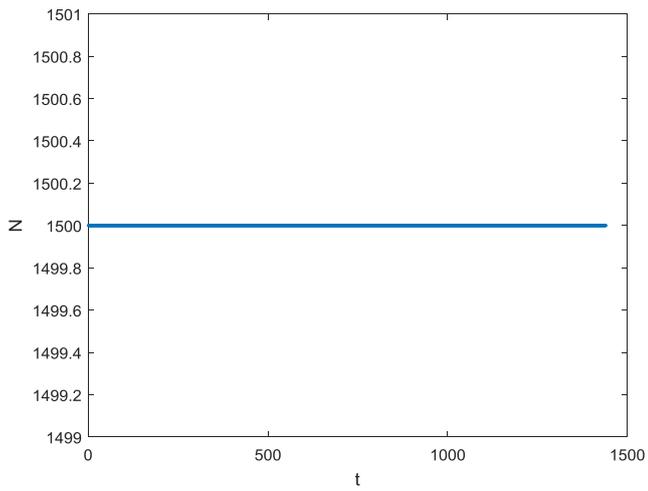


Portata di pioggia risultato 4	Q max = 20 l/s	Energia 50 Hz = 35.4572 kWh
Area= 25 m ² (5x5)	x_0 = 1200+0*t;	Energia ottimizzata =29.9112 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio =15.6413 %

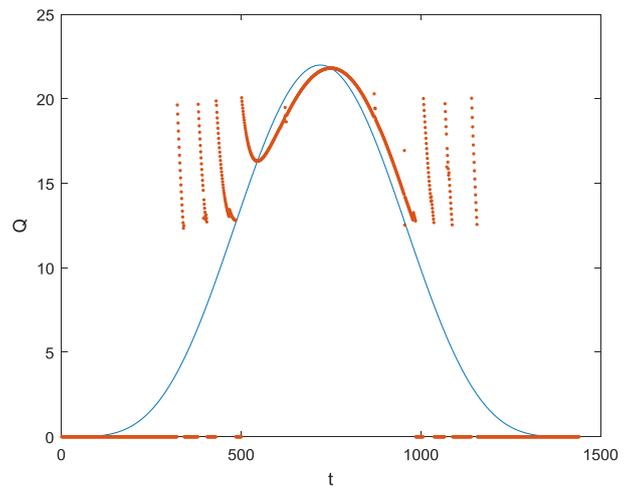
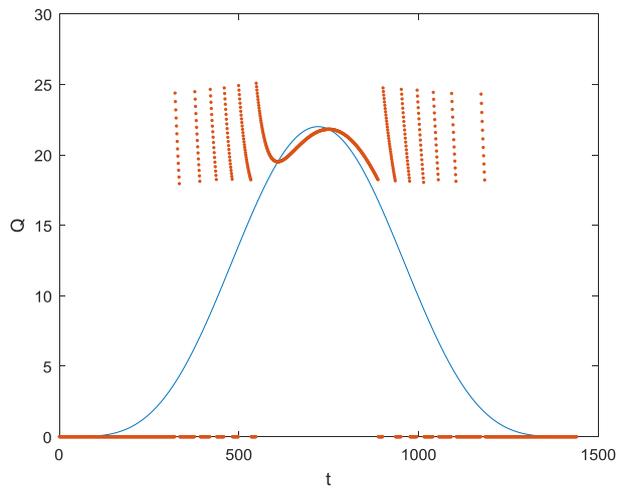
50 Hz

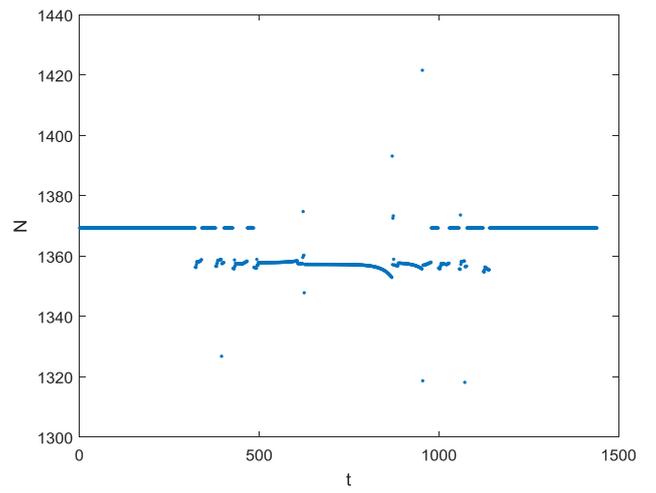
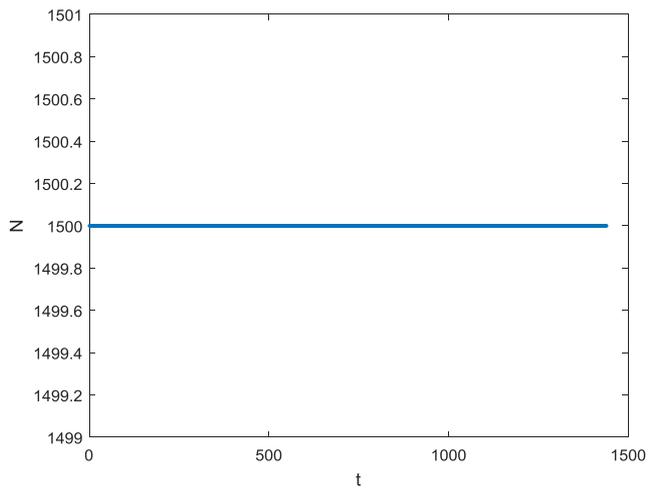
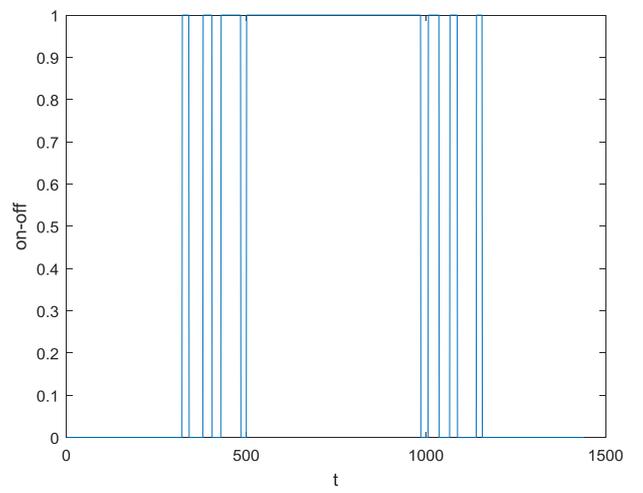
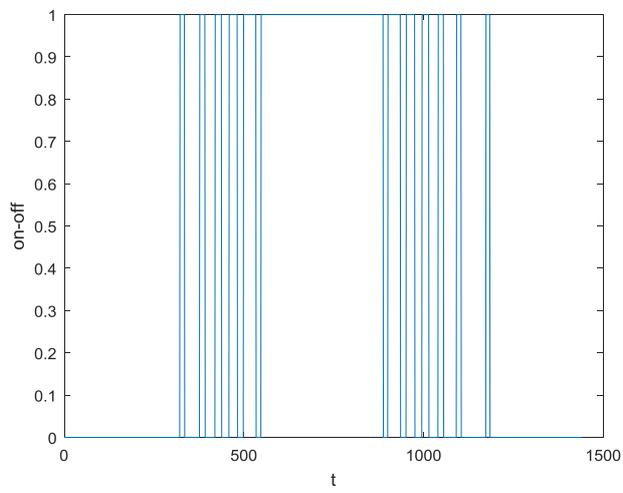
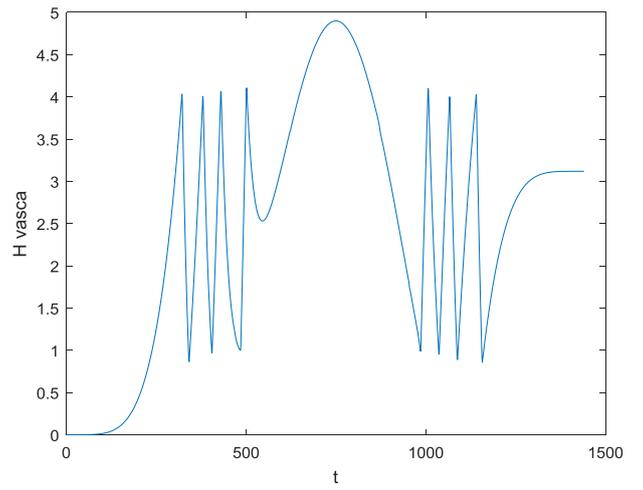
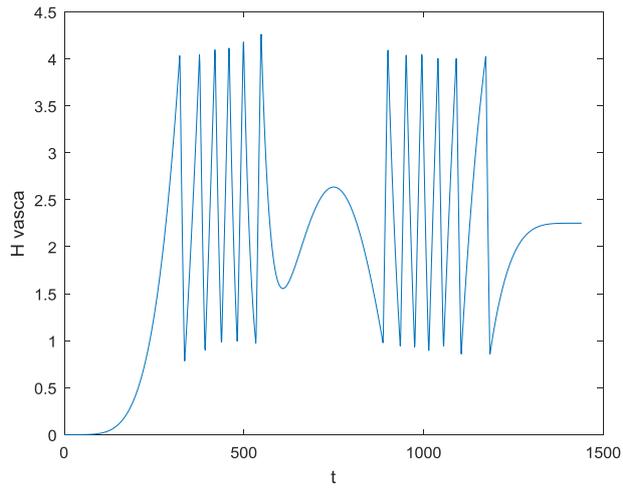
Ottimizzazione



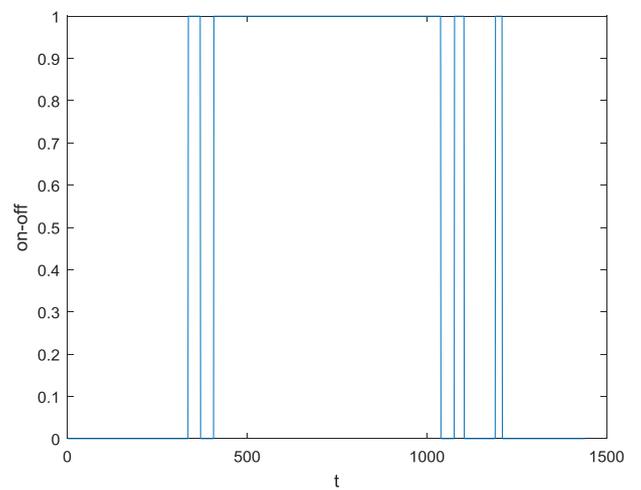
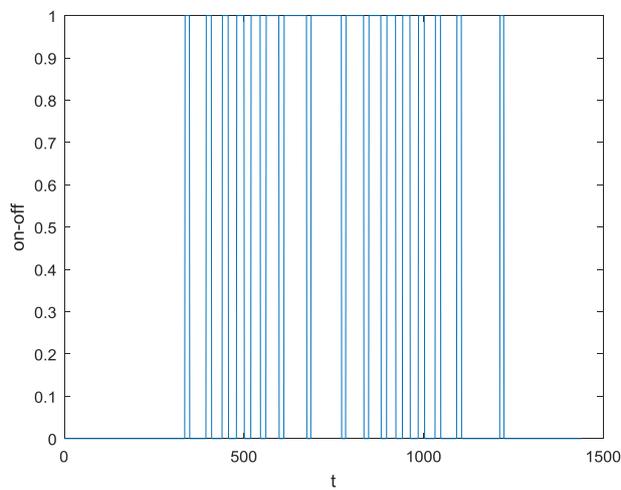
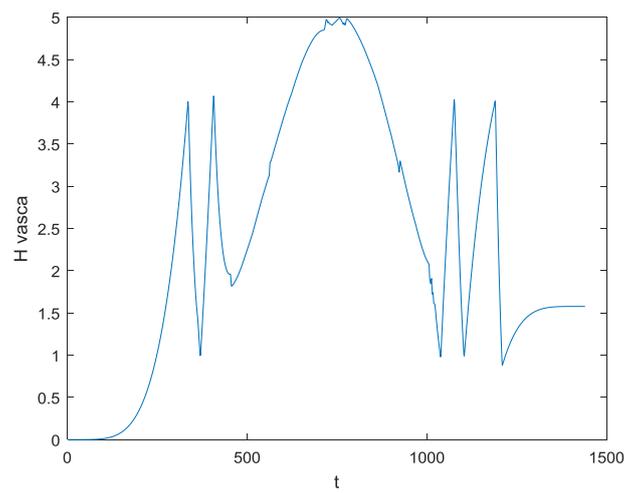
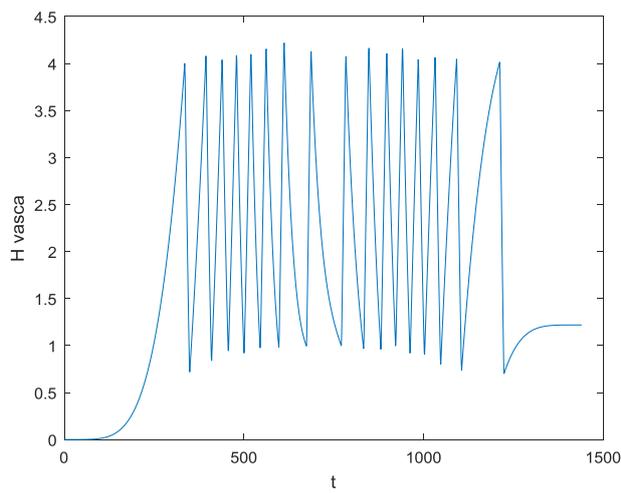
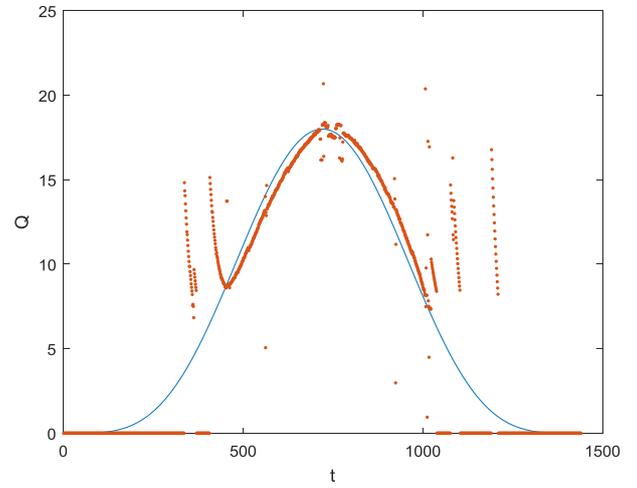
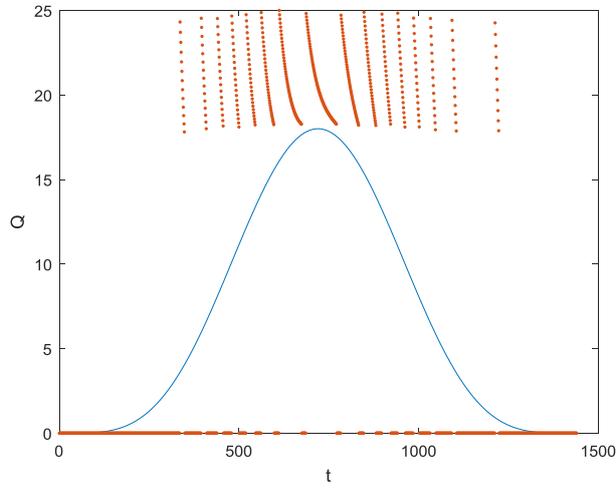


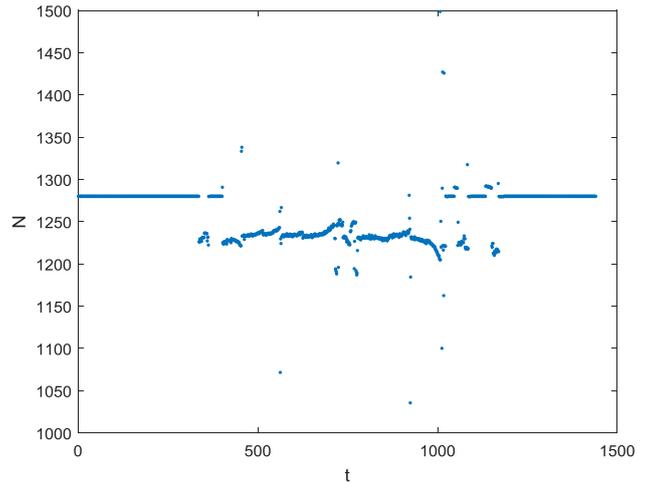
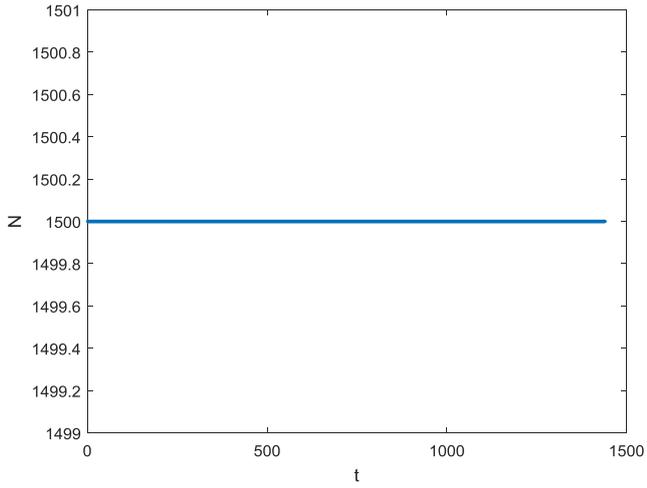
Portata di pioggia risultato 5	$Q_{max} = 22 \text{ l/s}$	Energia $_{50 \text{ Hz}} = 40.7461 \text{ kWh}$
Area = $4 \text{ m}^2 (2 \times 2)$	$x_0 = 1370 + 0 * t;$	Energia $_{ottimizzata} = 35.7993 \text{ kWh}$
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 12.1406%
50 Hz		Ottimizzazione



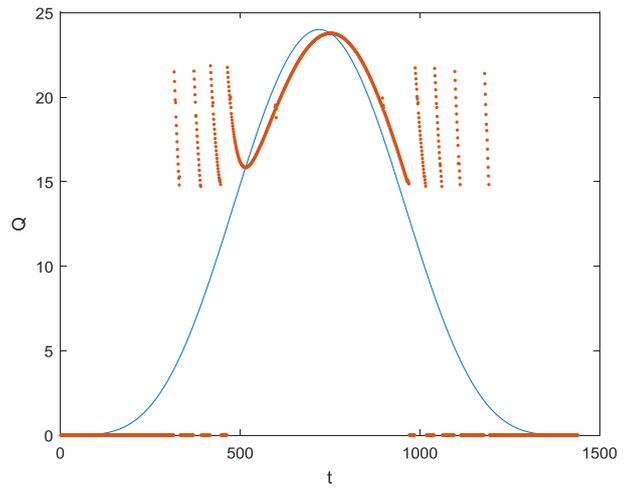
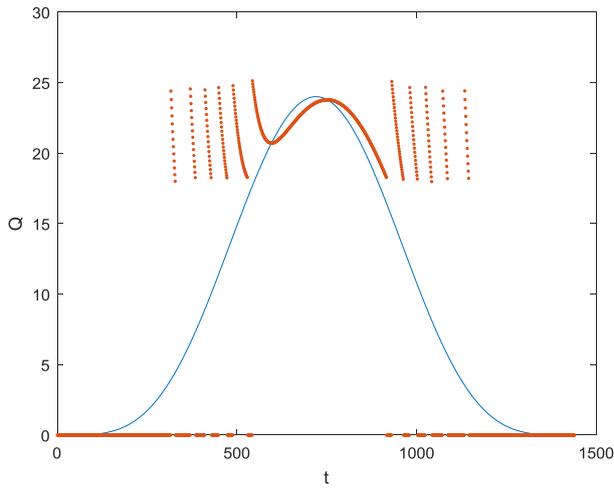


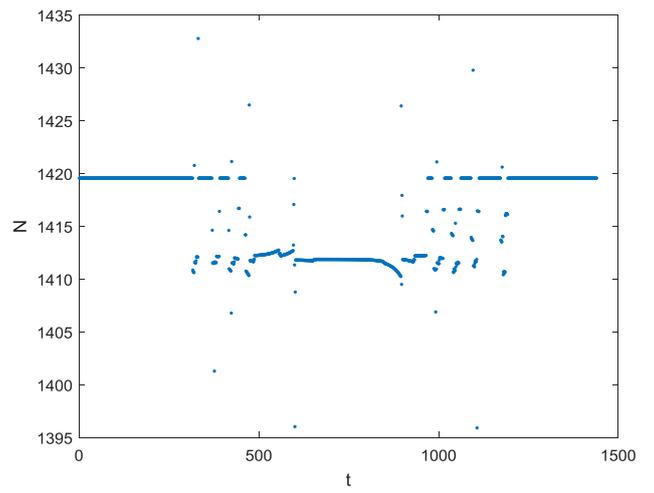
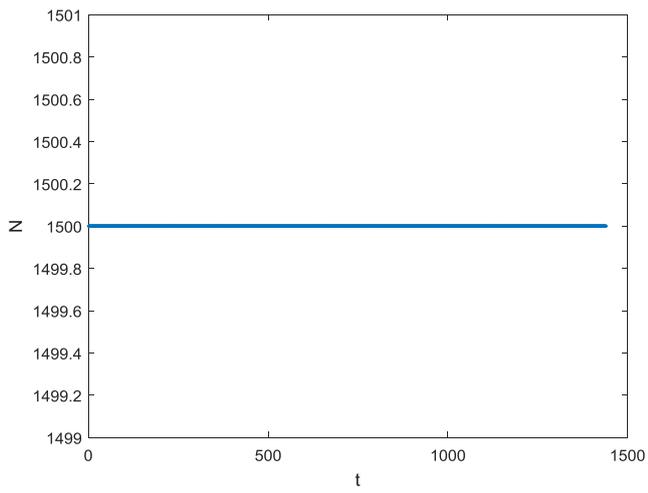
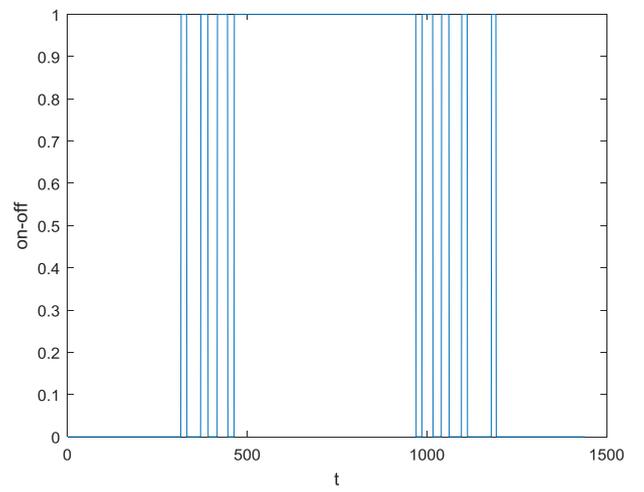
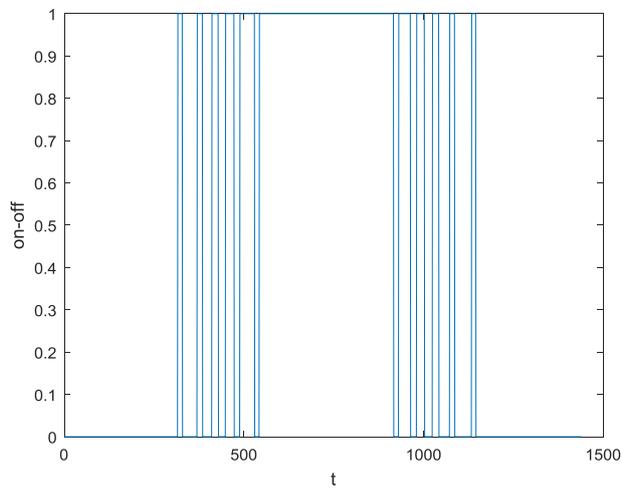
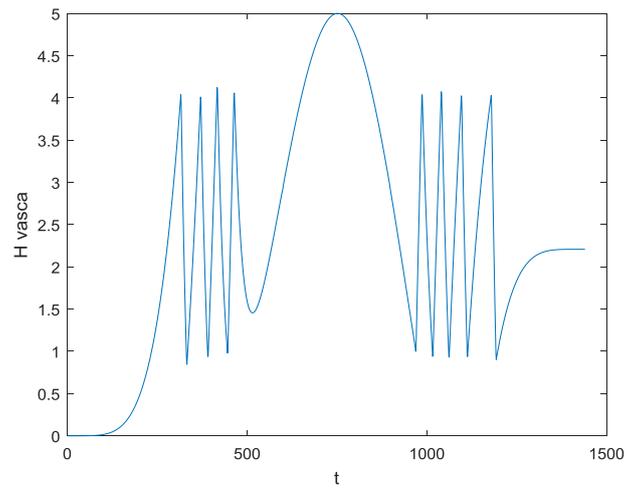
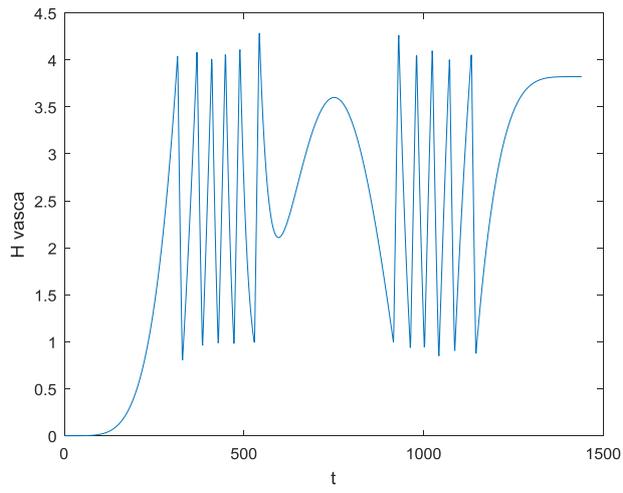
Portata di pioggia risultato 6	$Q_{max} = 18 \text{ l/s}$	Energia _{50 Hz} = 33.5478 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	$x_0 = 1280+0*t;$	Energia _{ottimizzata} = 30.0641 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 10.3842 %
50 Hz		Ottimizzazione



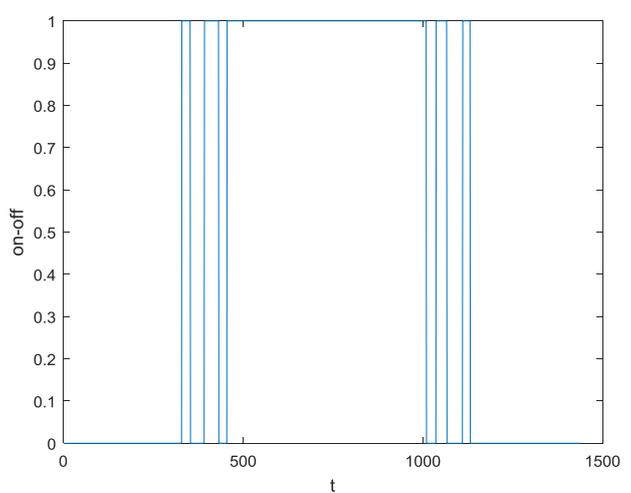
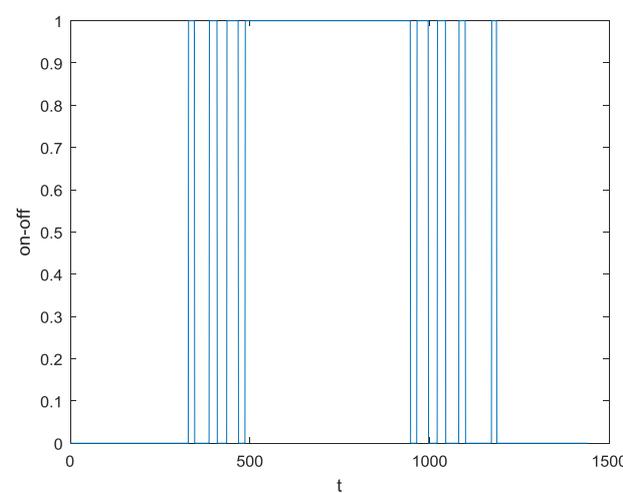
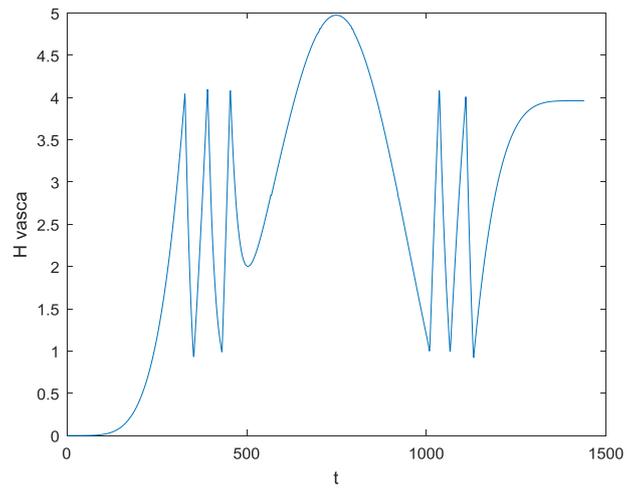
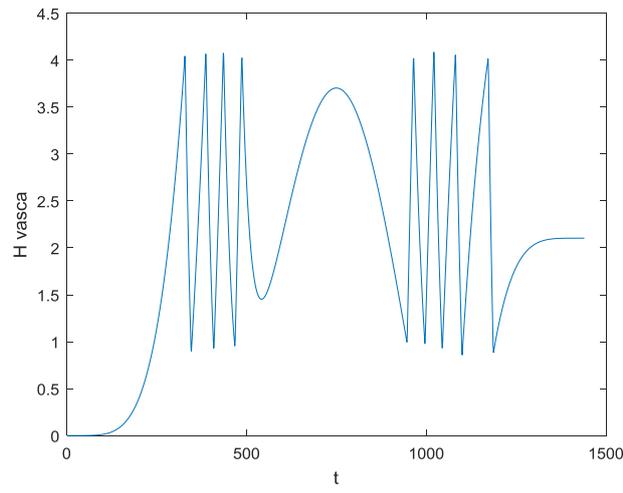
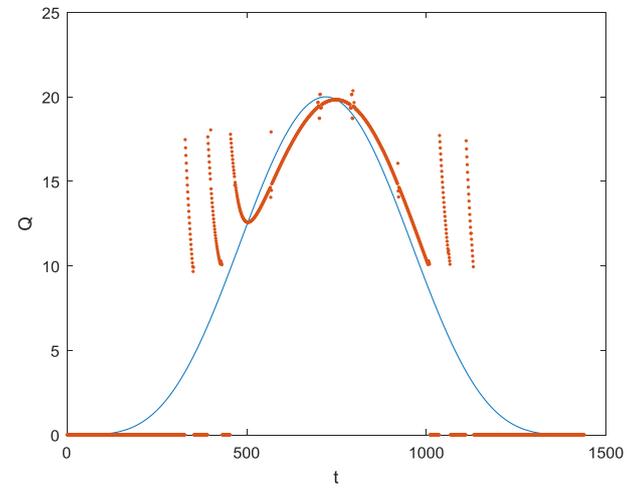
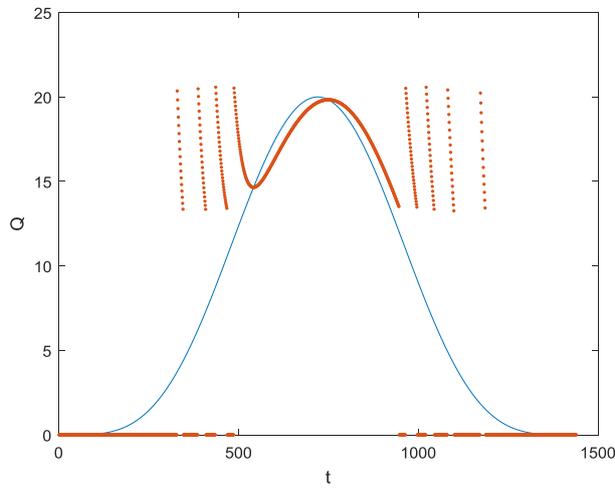


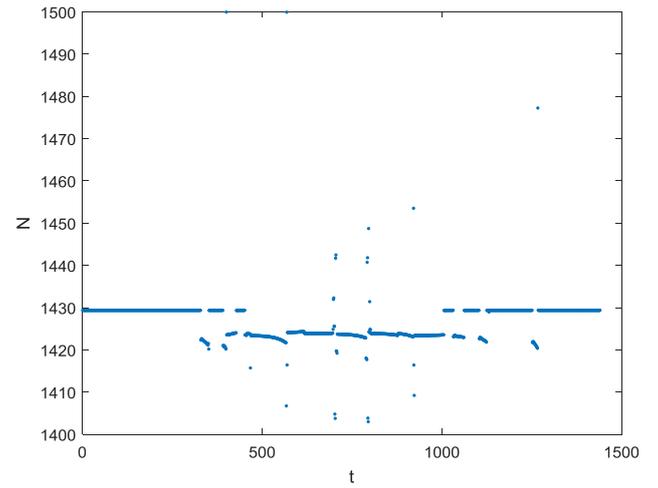
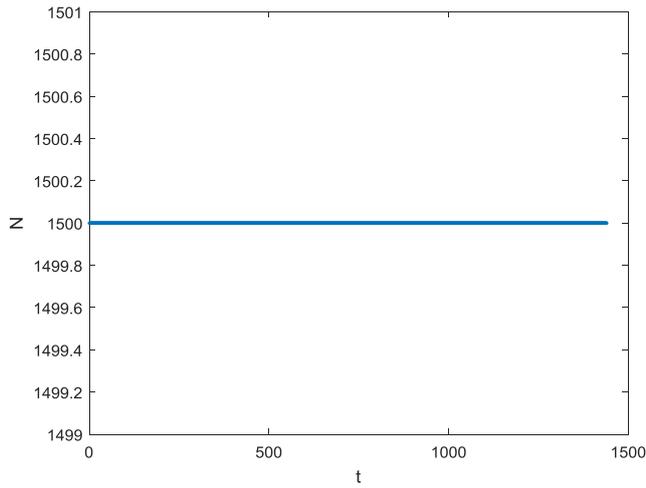
Portata di pioggia risultato 7	$Q_{max} = 24 \text{ l/s}$	Energia _{50 Hz} = 42.8218 kWh
Area = 4 m ² (2x2)	$x_0 = 1420 + 0 \cdot t$	Energia _{ottimizzata} = 40.40073 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 10 m	Risparmio = 5.6541 %
50 Hz		Ottimizzazione



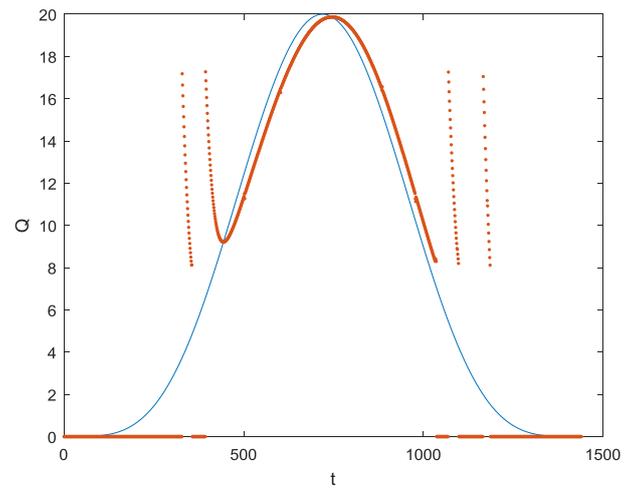
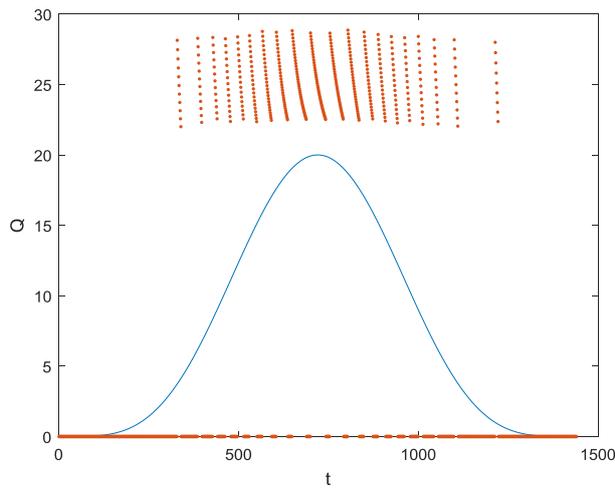


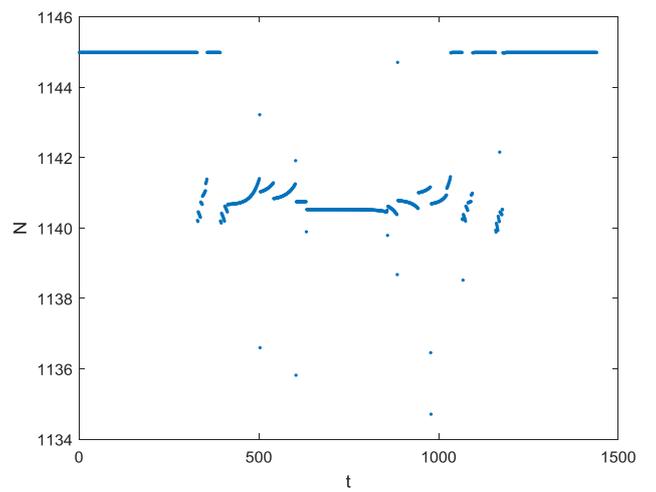
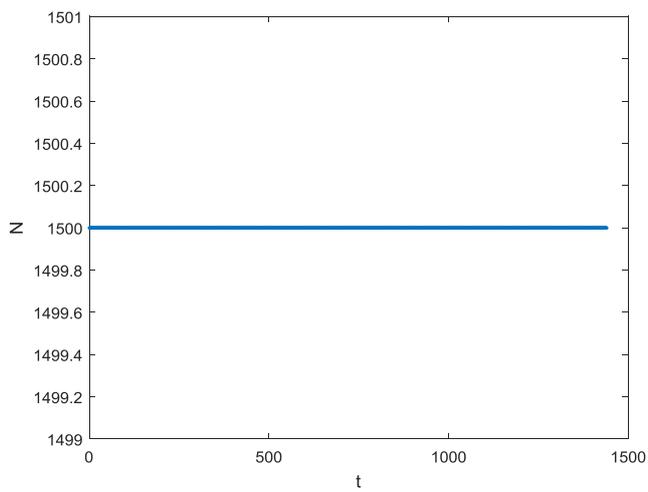
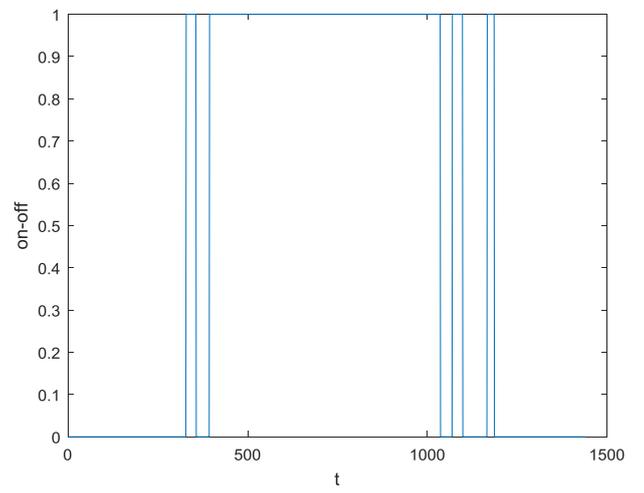
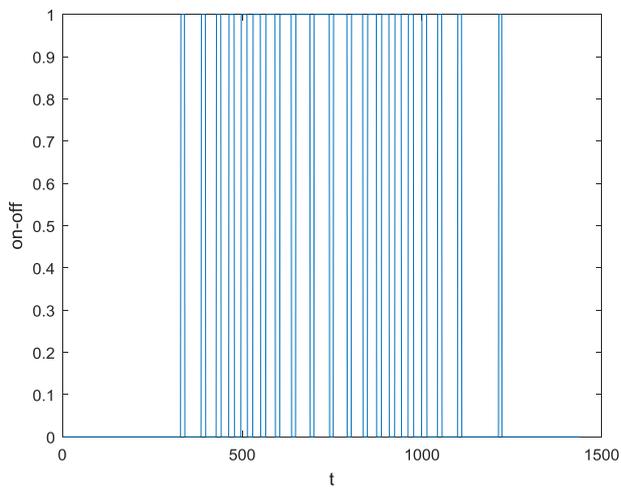
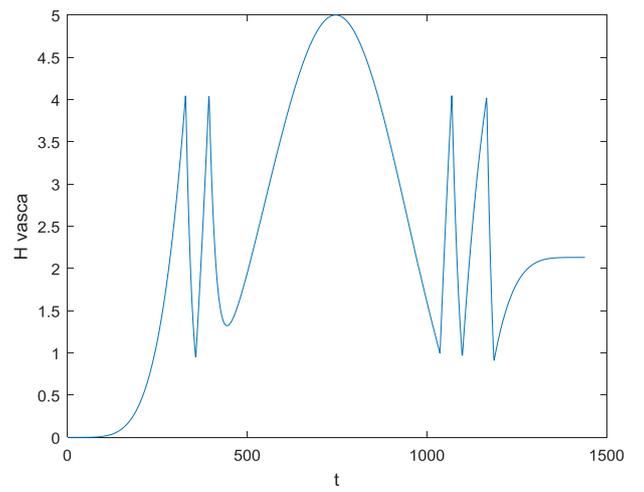
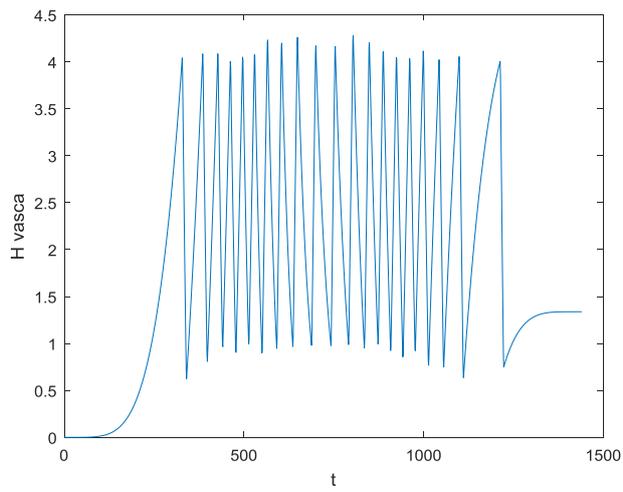
Portata di pioggia risultato 8	Q max = 20 l/s	Energia _{50 Hz} = 43.4851 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1450+0*t;	Energia _{ottimizzata} = 41.0452 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 12 m	Risparmio = 5.6110 %
50 Hz		Ottimizzazione





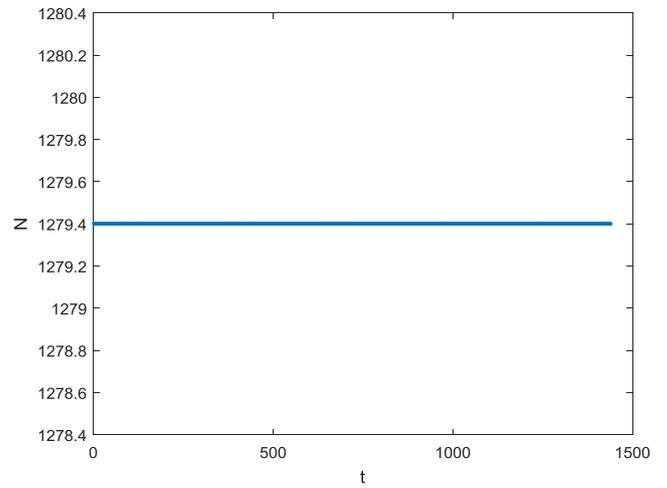
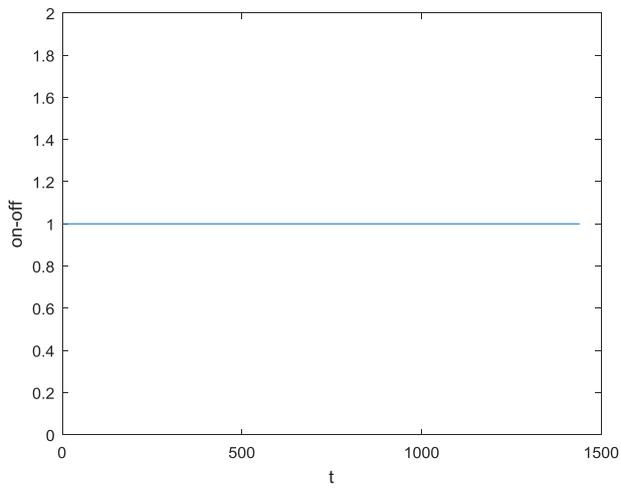
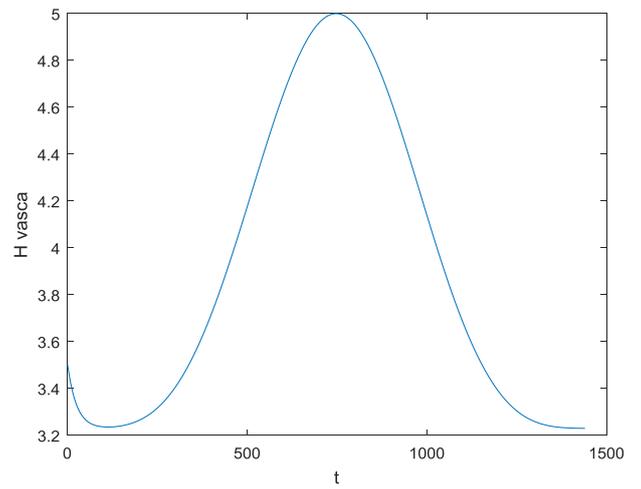
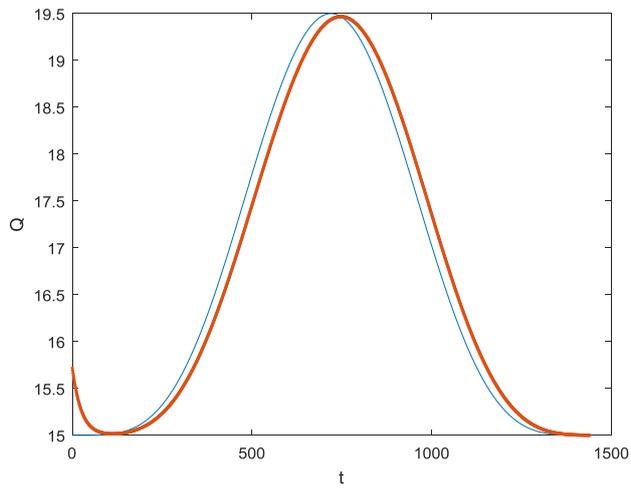
Portata di pioggia risultato 9	Q max = 24 l/s	Energia _{50 Hz} = 32.2513 kWh
Area= 4 m ² (2x2)	x ₀ = 1145+0*t;	Energia ottimizzata = 25.5983 kWh
H vasca start = 3,5 m	H valle = 8 m	Risparmio = 20.6286 kWh
50 Hz		Ottimizzazione



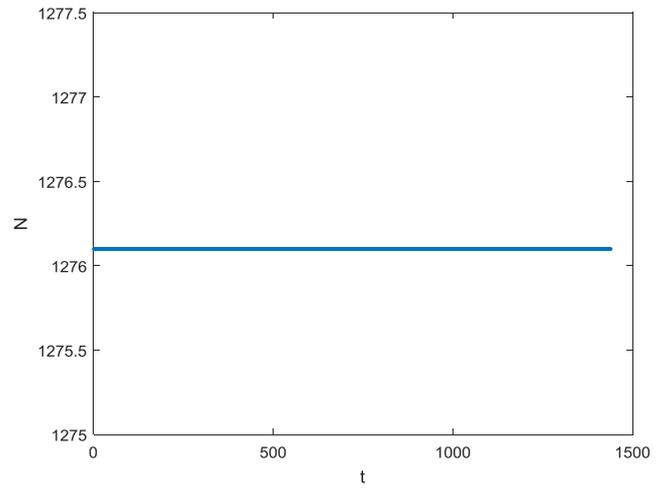
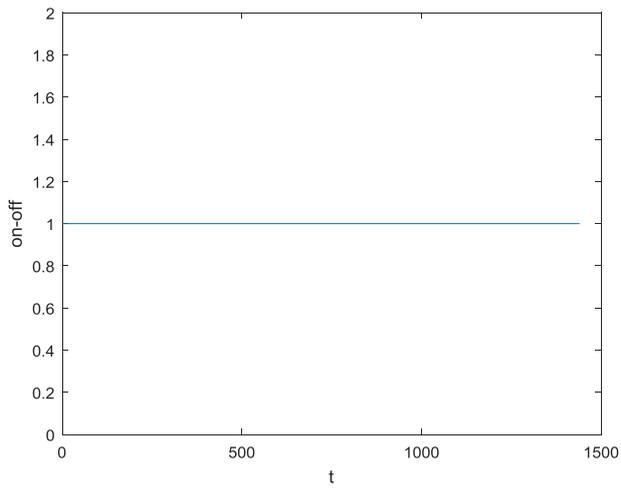
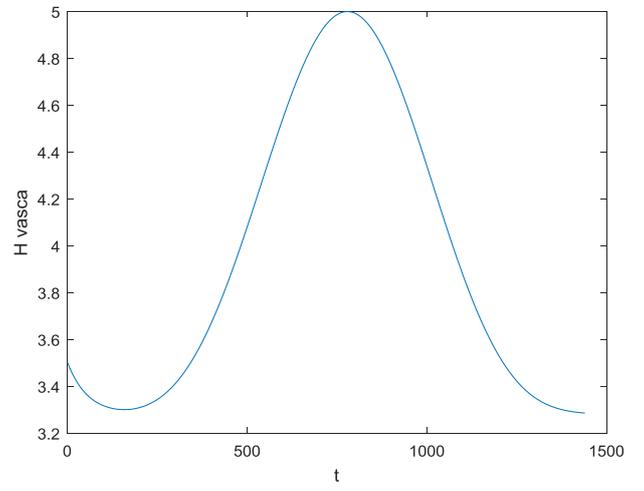
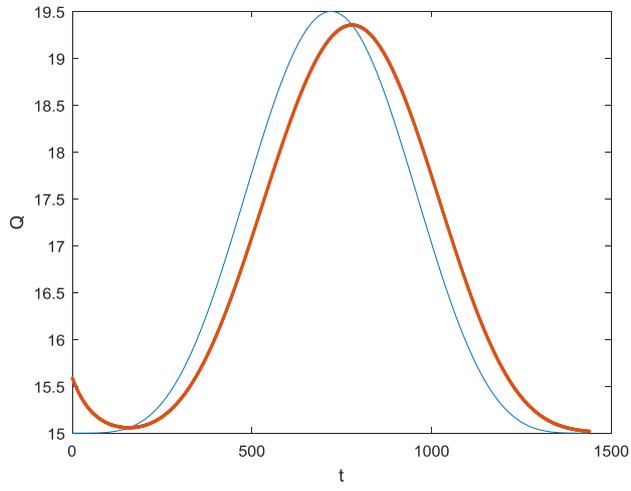


Patterns ottenuti nelle condizioni di funzionamento con N_{medio} costante.

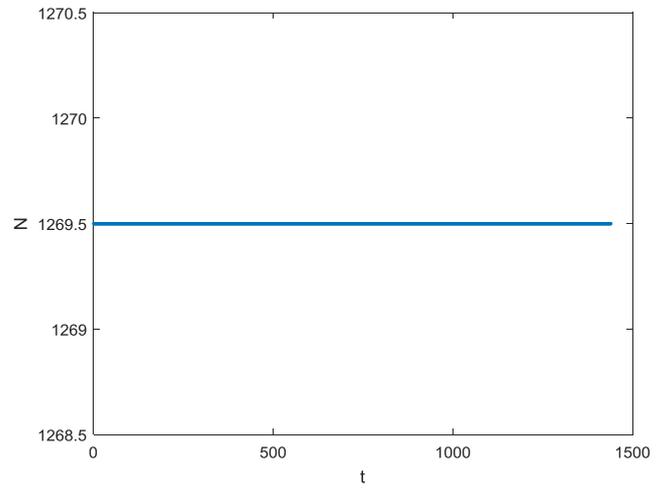
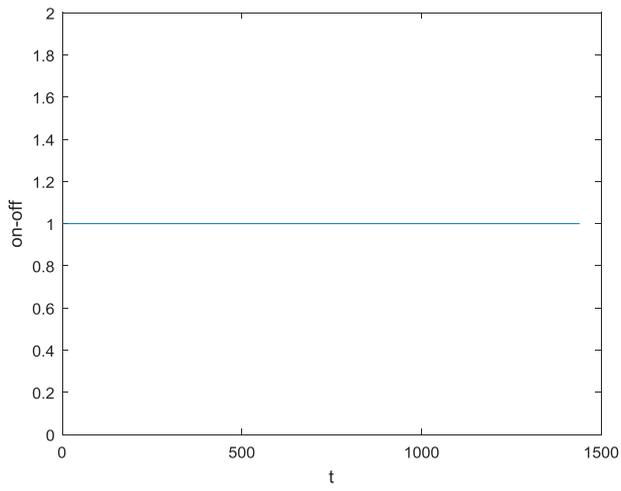
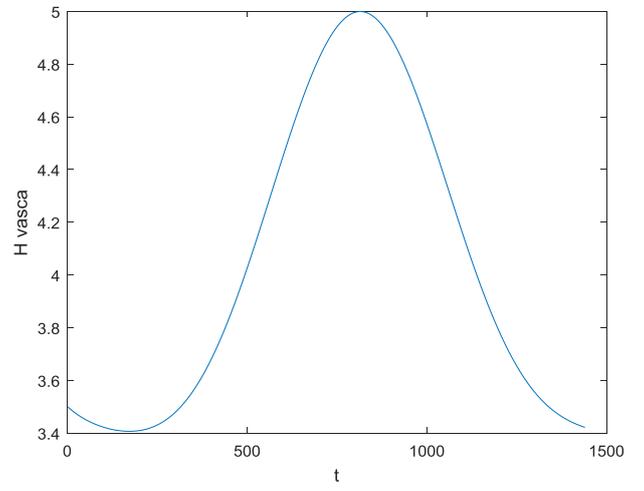
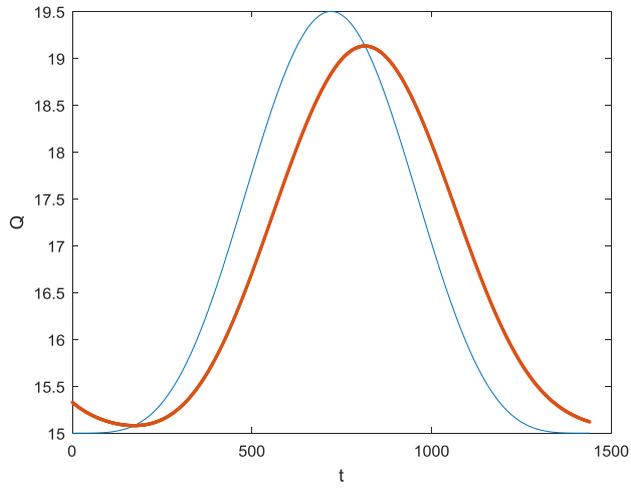
Portata Nera risultato 1	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1279,4 rpm	Energia _{50 Hz} 67.8165kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	--



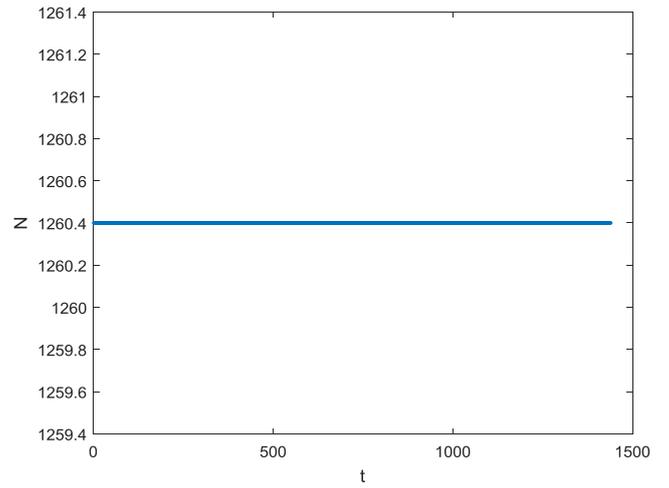
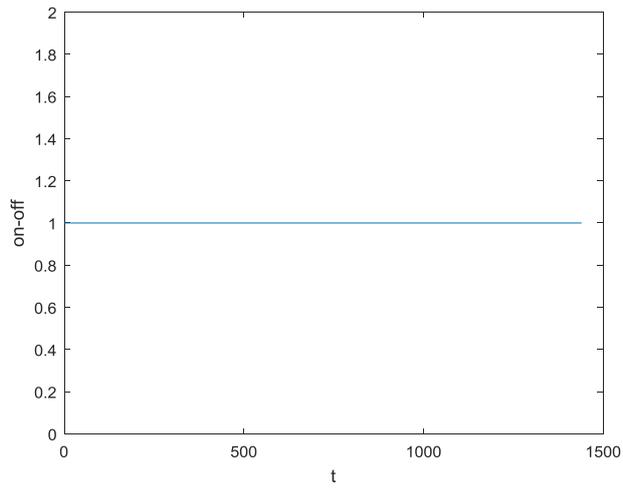
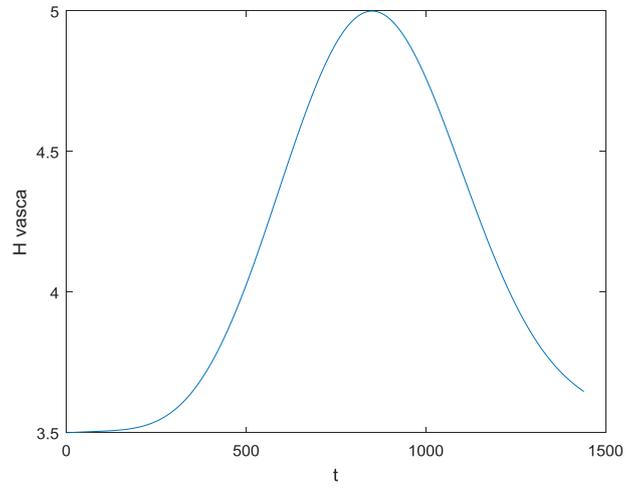
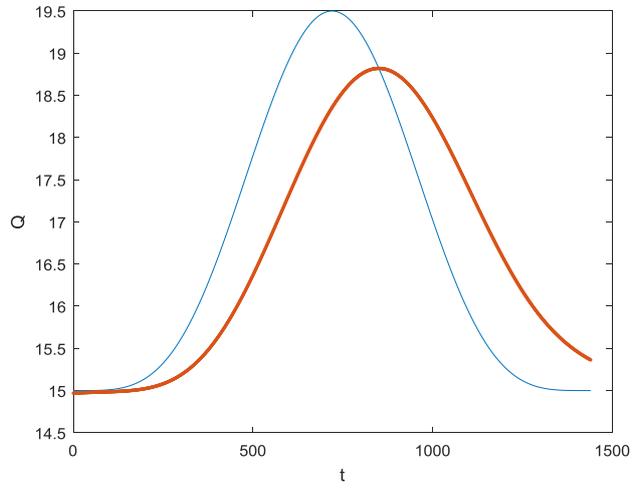
Portata Nera risultato 2	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 9 m ² (3x3)	N 1276,1 rpm	Energia _{50 Hz} 67.4097 kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



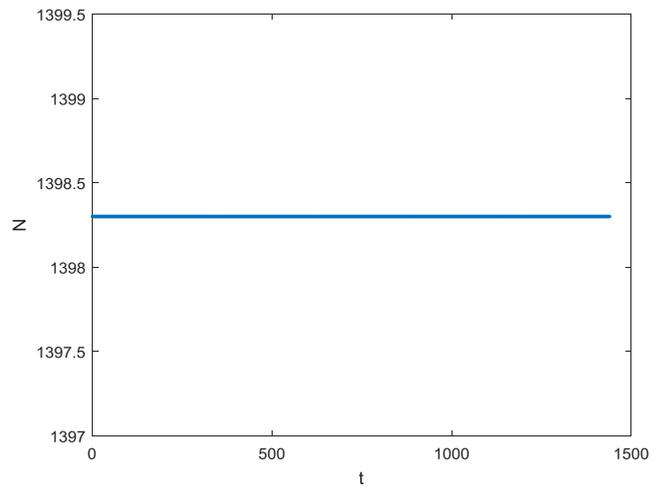
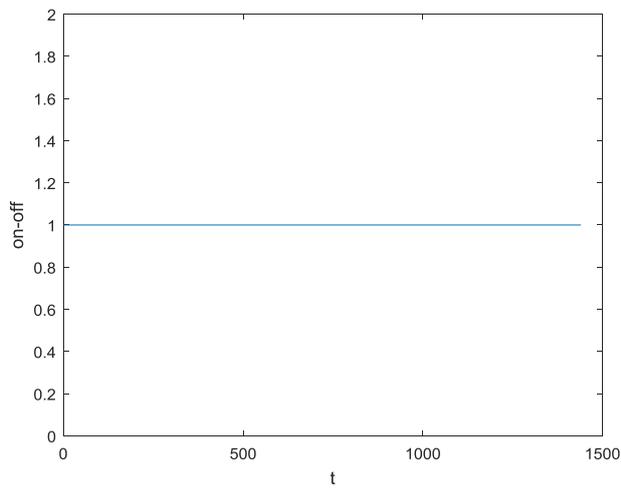
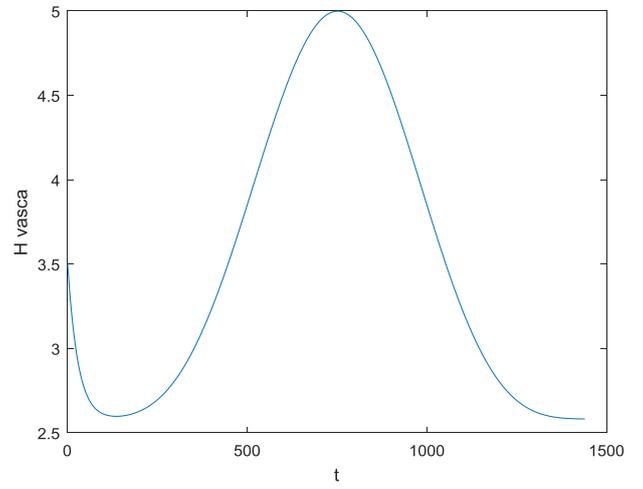
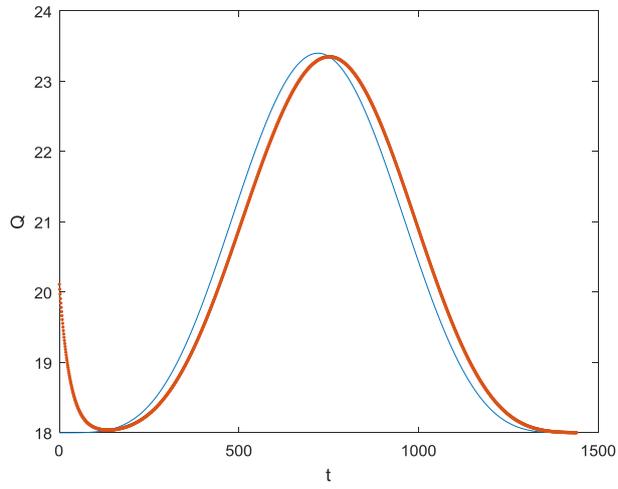
Portata Nera risultato 3	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 16 m ² (4x4)	N 1269,5 rpm	Energia _{50 Hz} 66.5796 kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	---------------------------------	-----------------	---



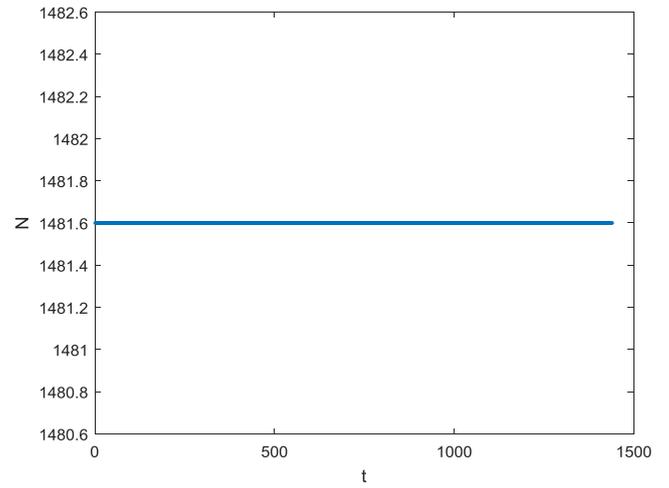
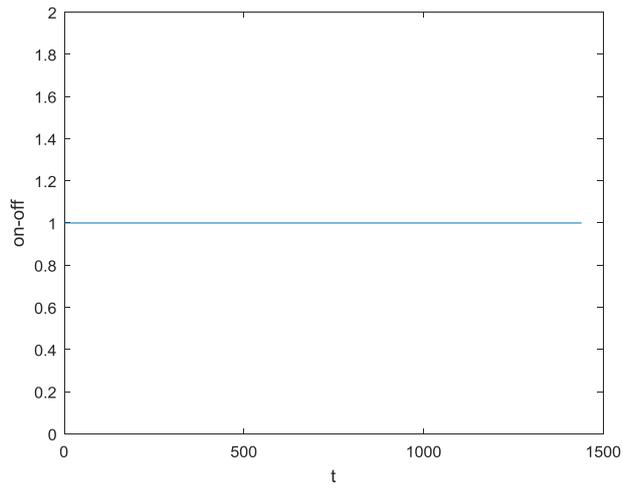
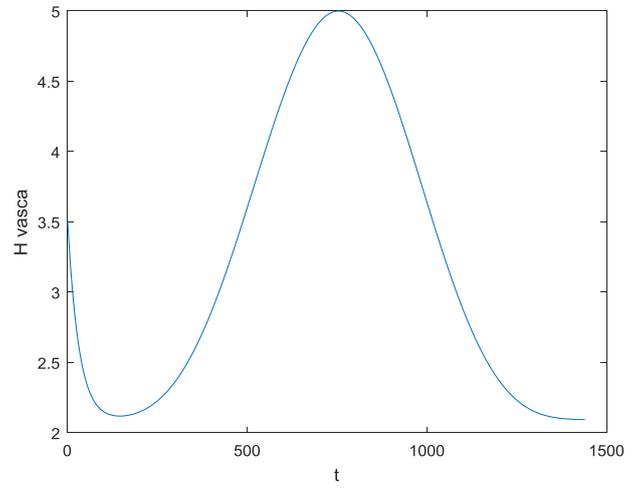
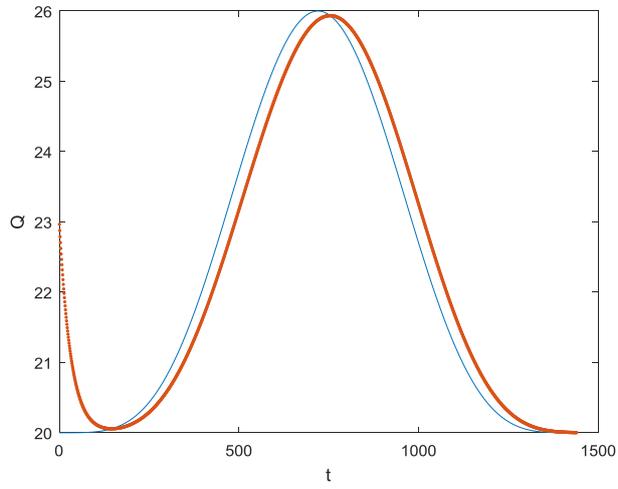
Portata Nera risultato 4	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 25 m ² (5x5)	N 1260,4	Energia _{50 Hz} 65.4064kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	---------------------------------	-------------	--



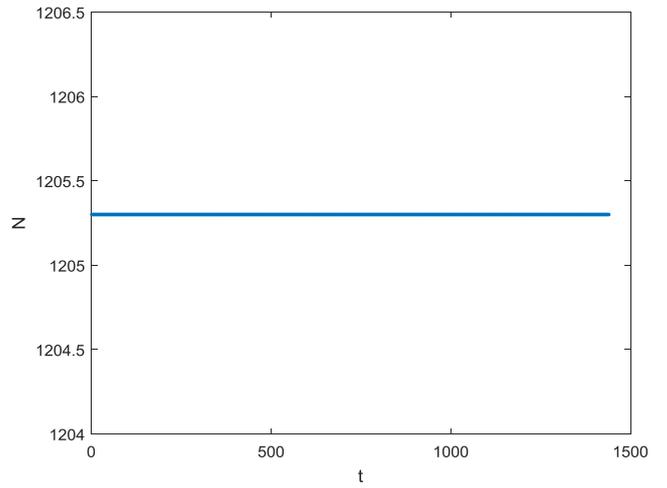
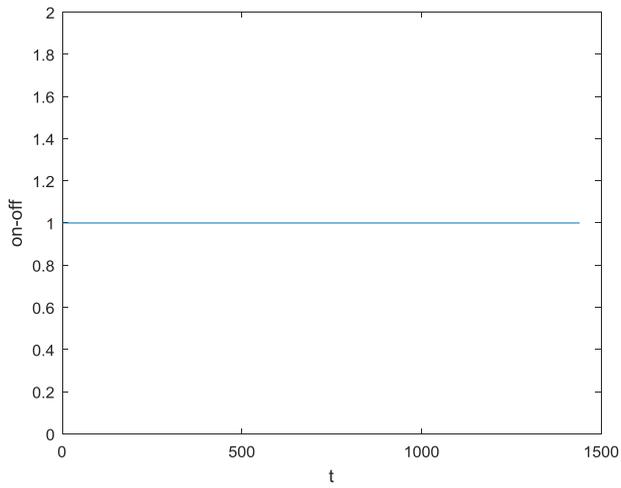
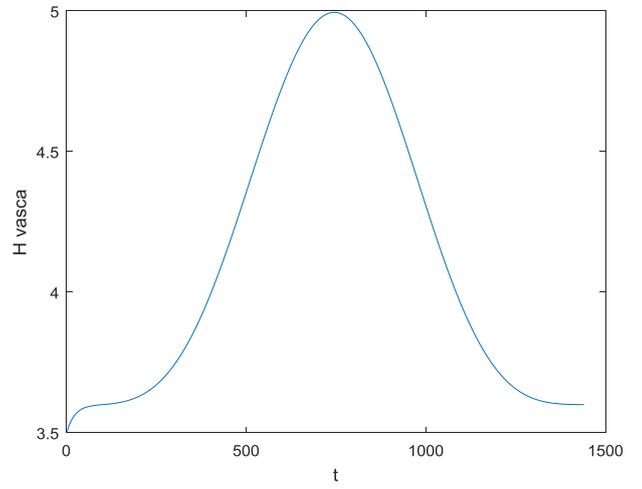
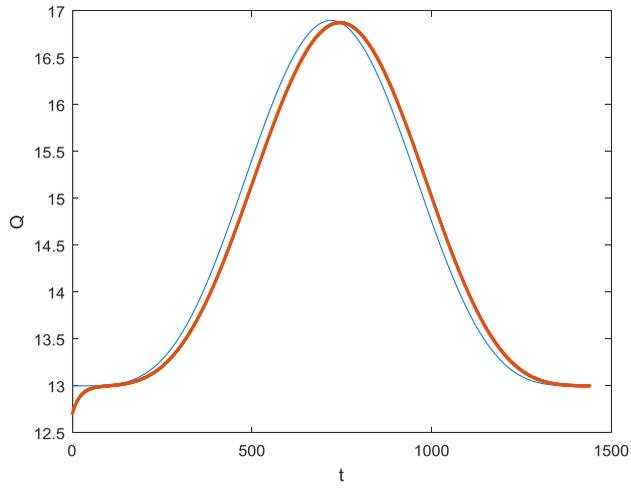
Portata Nera risultato 5	Q min 18 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1398,3 rpm	Energia _{50 Hz} 87.4653 kWh
-----------------------------	-------------------------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



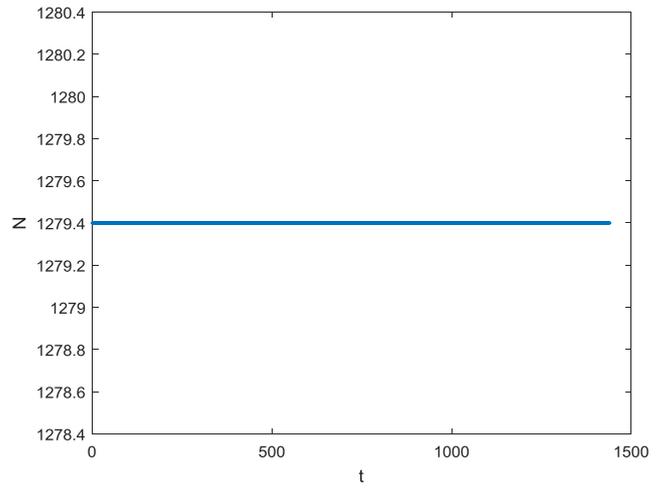
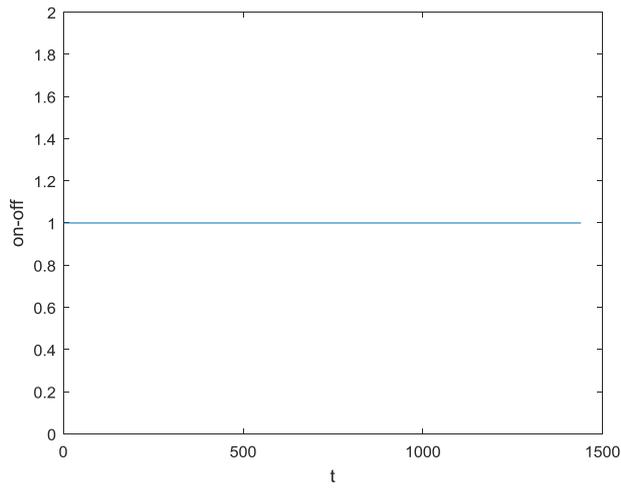
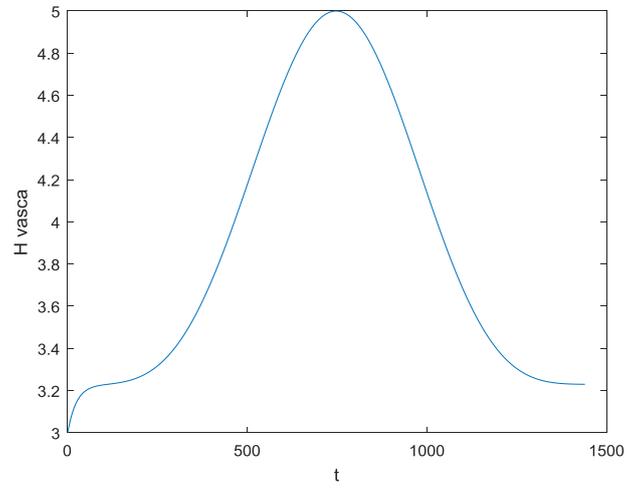
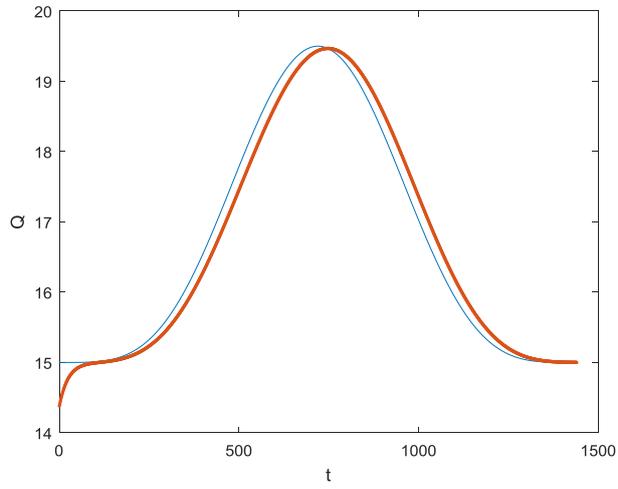
Portata Nera risultato 6	Q min 20 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1481,6 rpm	Energia _{50 Hz} 103.1914 kWh
-----------------------------	------------------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	--



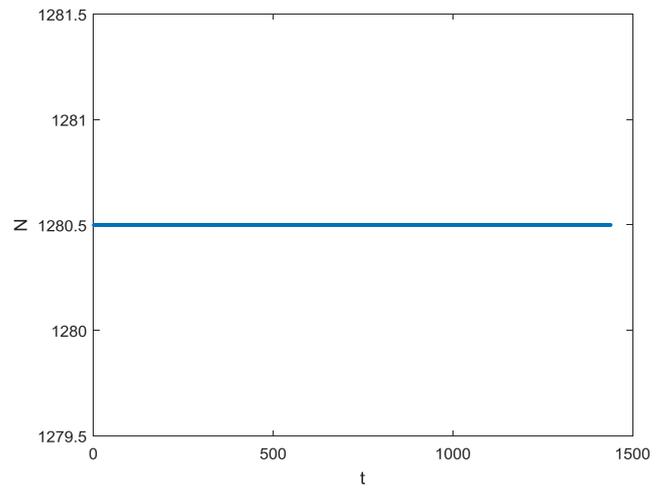
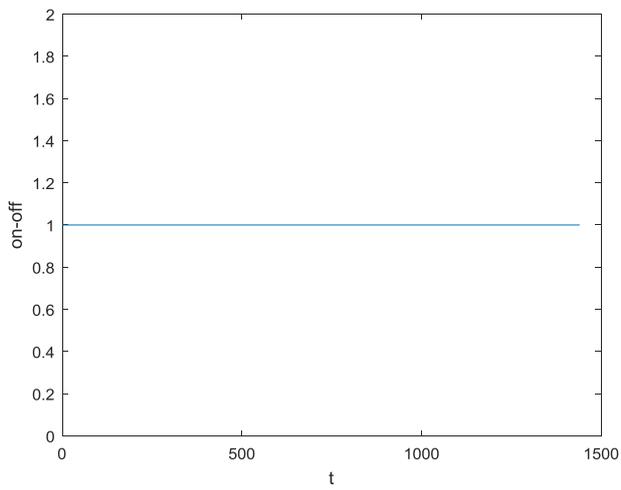
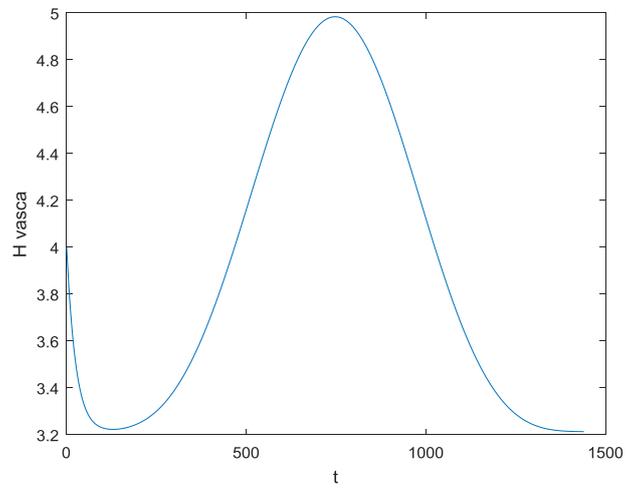
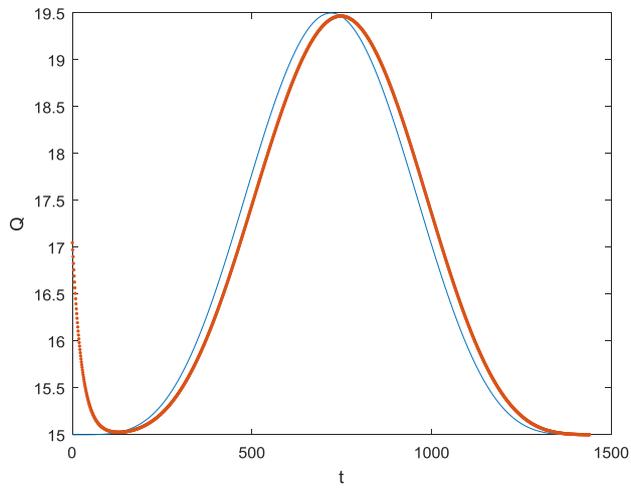
Portata Nera risultato 7	Q min 13 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1205,3 rpm	Energia _{50 Hz} 57.1037 kWh
-----------------------------	------------------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



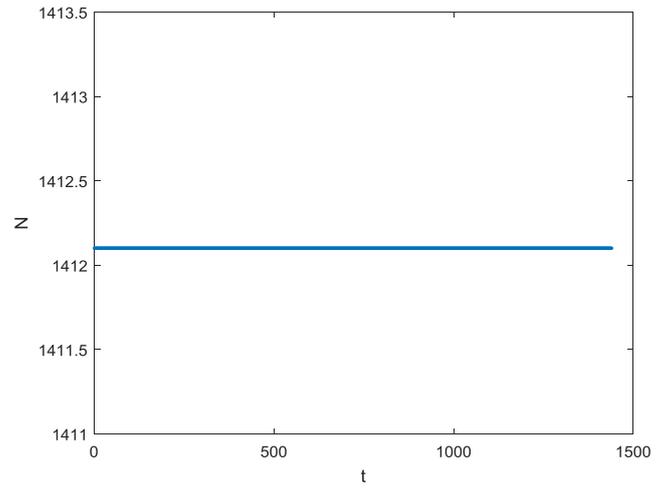
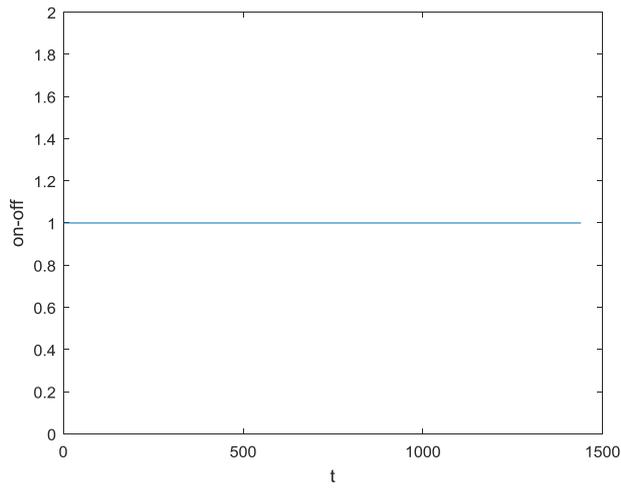
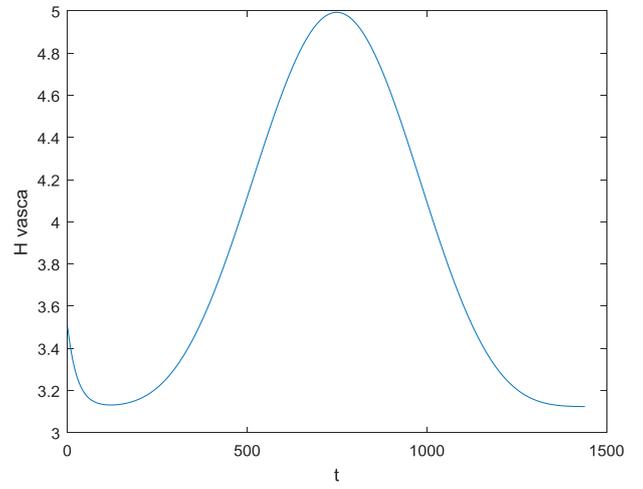
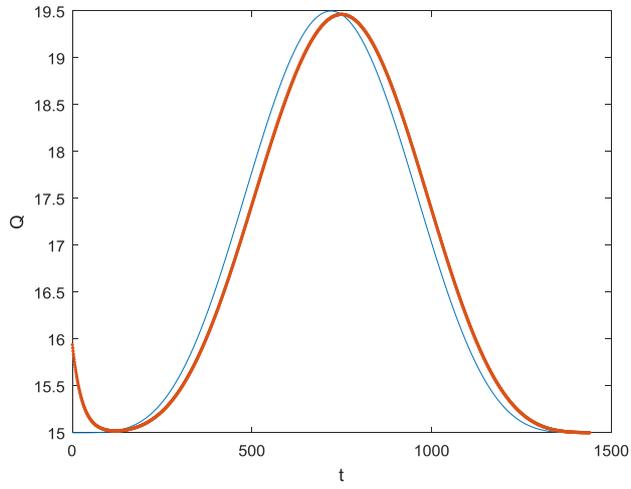
Portata Nera risultato 8	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1279,4 rpm	Energia _{50 Hz} 67.8023 kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	----------------------	--------------------------------	-----------------	---



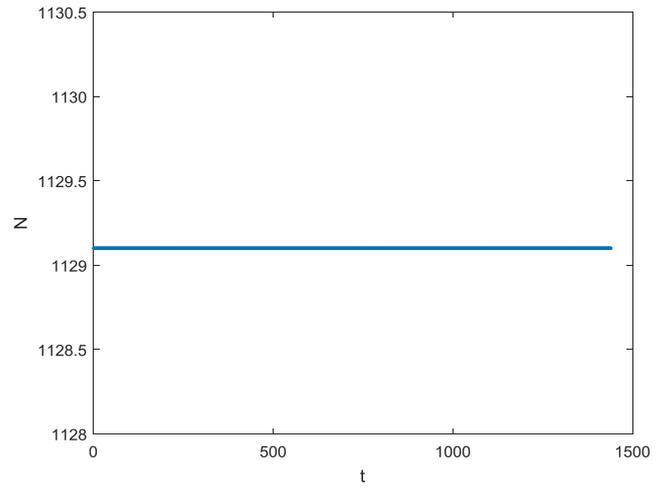
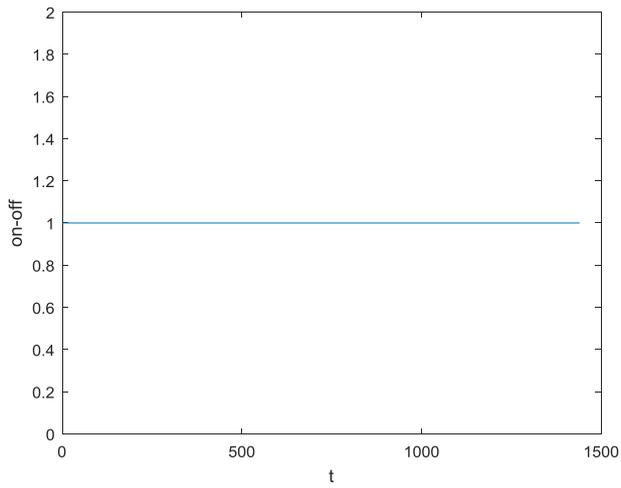
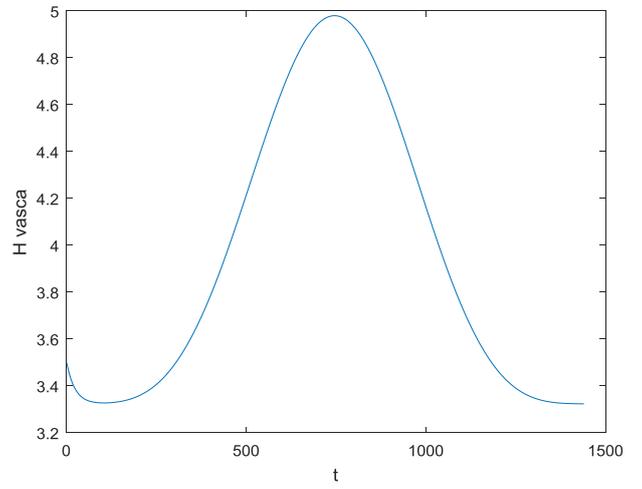
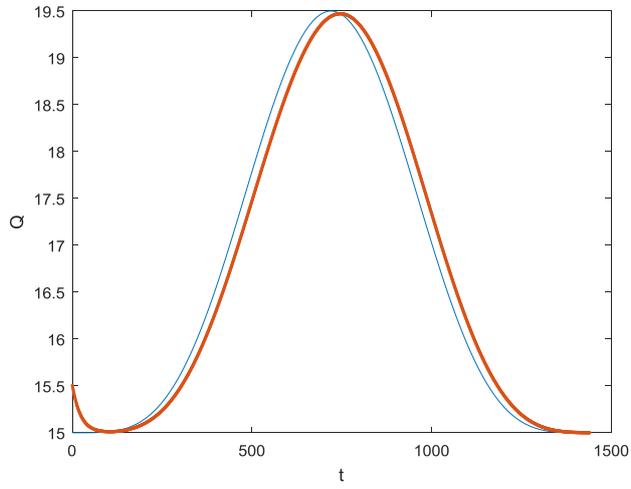
Portata Nera risultato 9	Q min 15 l/s	H valle 10 m	H vasca start 4 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1280,5 rpm	Energia _{50 Hz} 67.9708 kWh
-----------------------------	-----------------	-----------------	----------------------	--------------------------------	-----------------	---



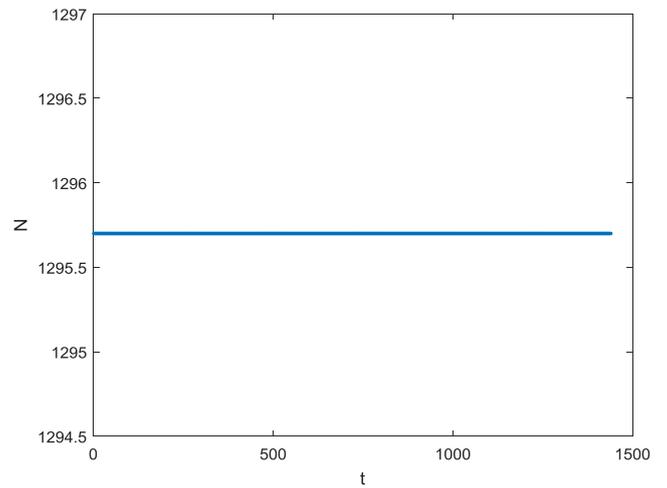
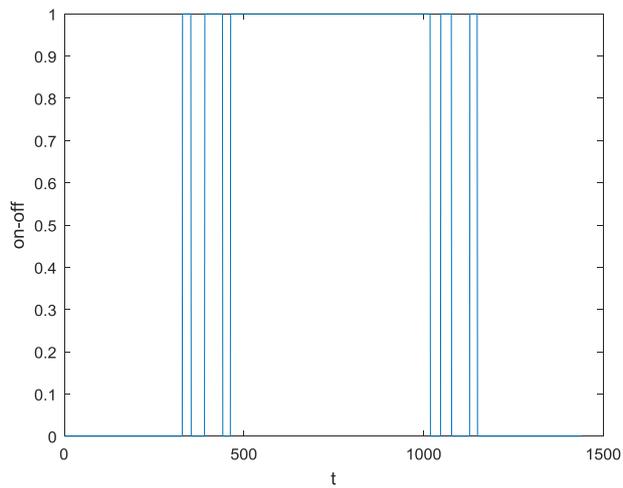
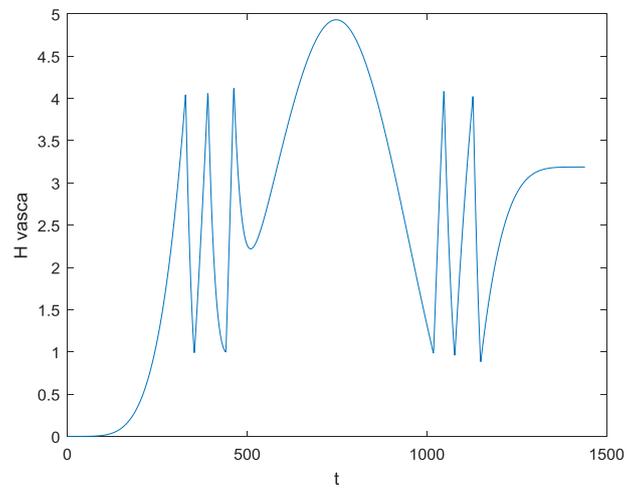
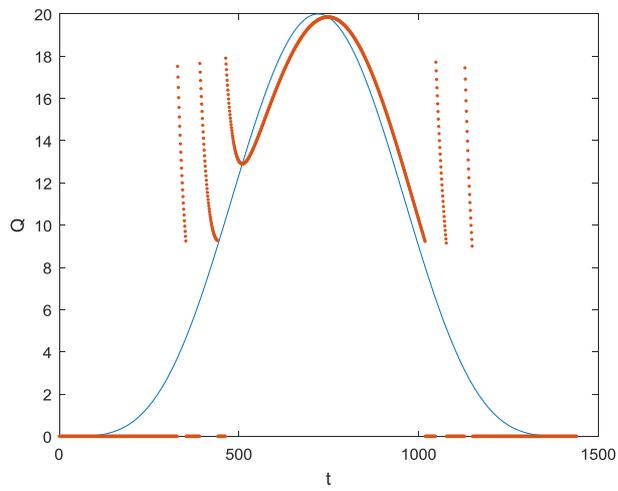
Portata Nera risultato 10	Q min 15 l/s	H valle 12 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1412,1rpm	Energia _{50 Hz} 86.5194 kWh
------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	----------------	---



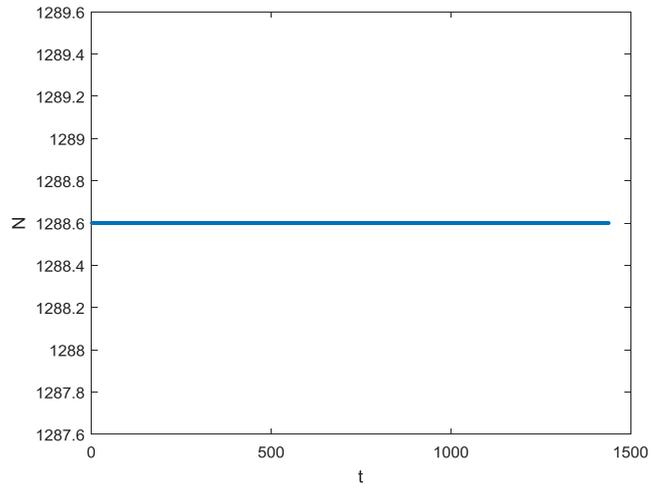
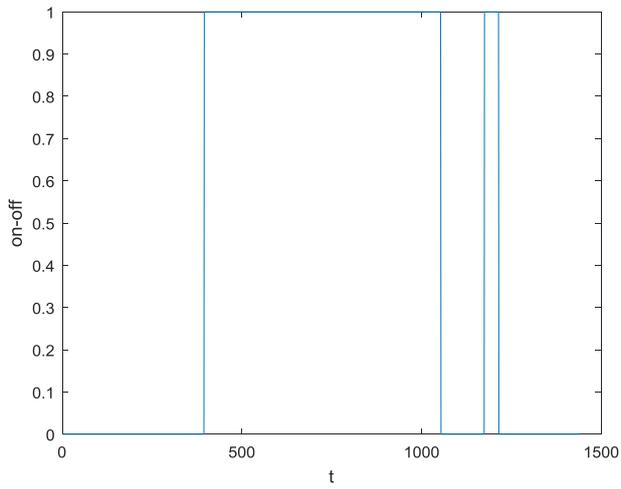
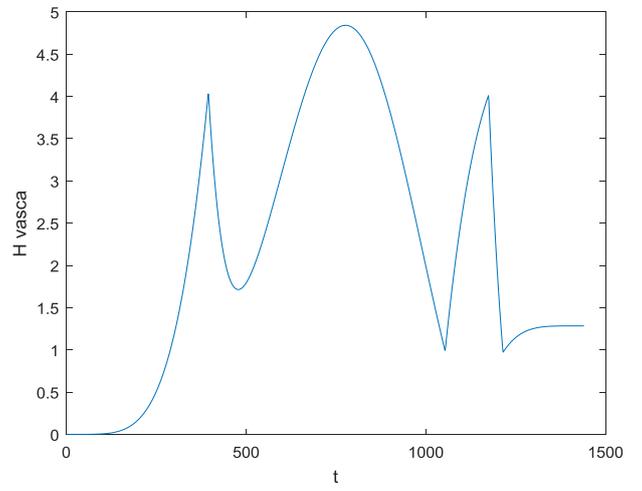
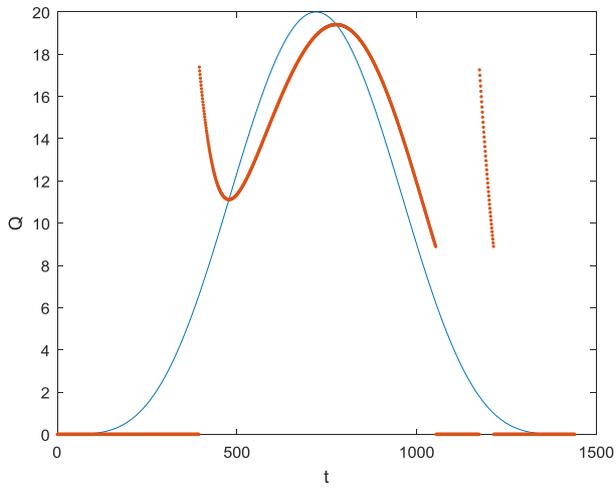
Portata Nera risultato 11	Q min 15 l/s	H valle 8 m	H vasca start 3,5 m	Area 4 m ² (2x2)	N 1129,1 rpm	Energia _{50 Hz} 50.9890 kWh
------------------------------	-----------------	----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



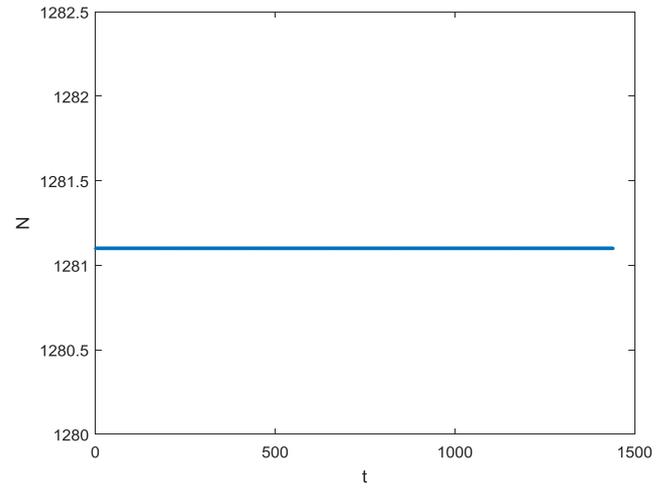
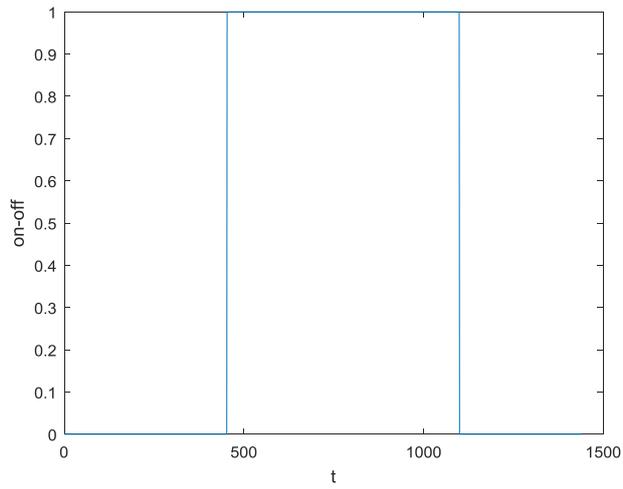
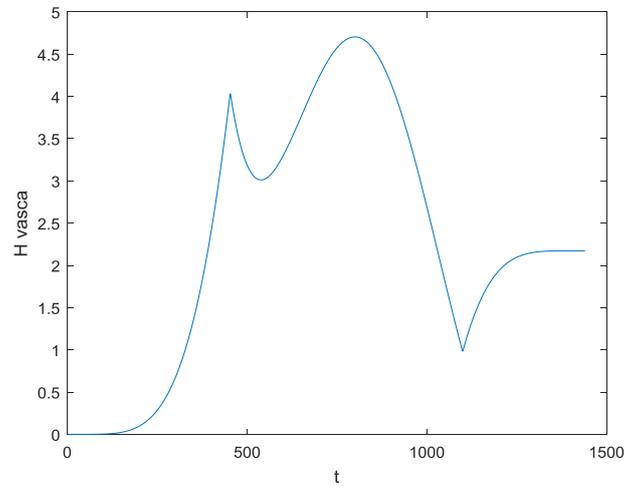
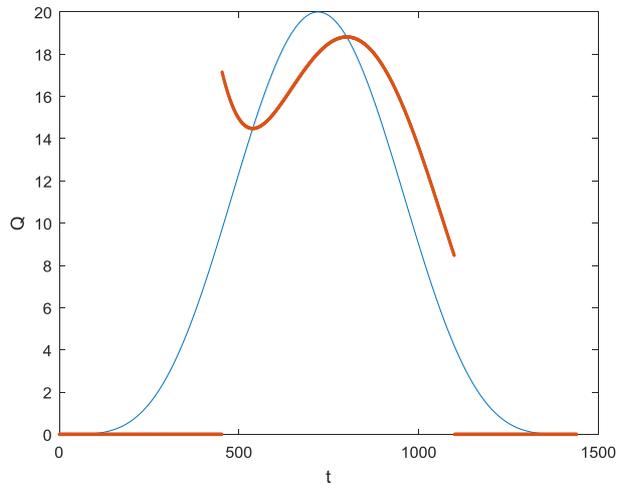
Portata di pioggia risultato 1	Q max 20 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1295,7 rpm	Energia _{50 Hz} 32,7268 kWh
-----------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	-----------------	---



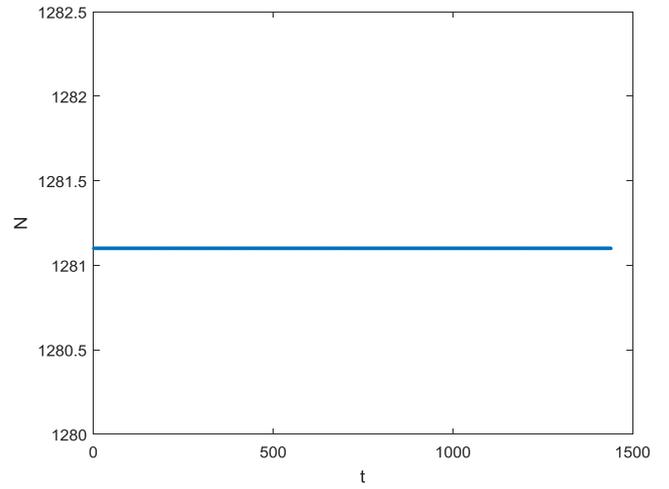
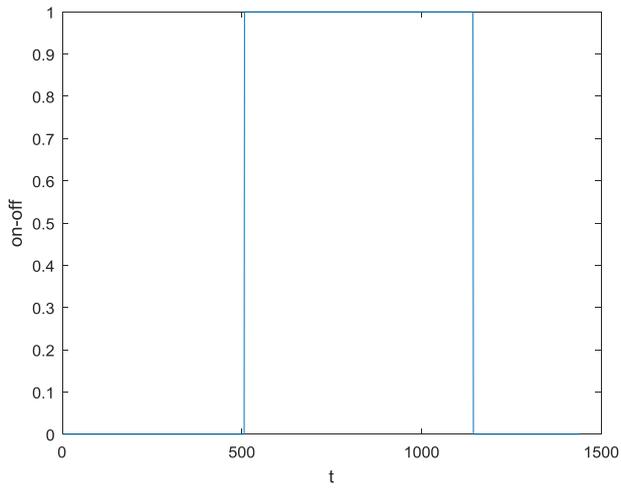
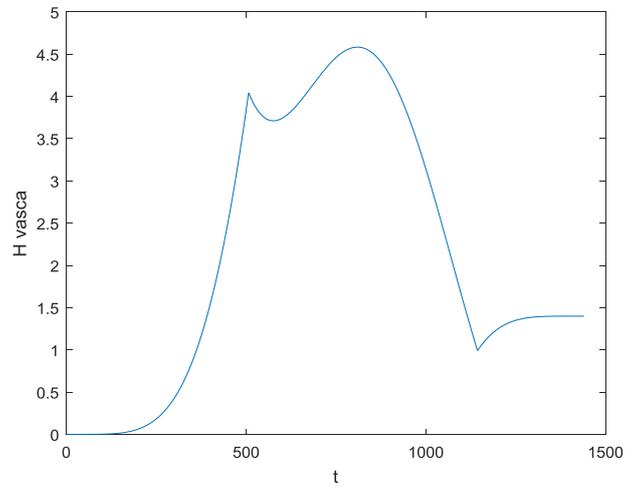
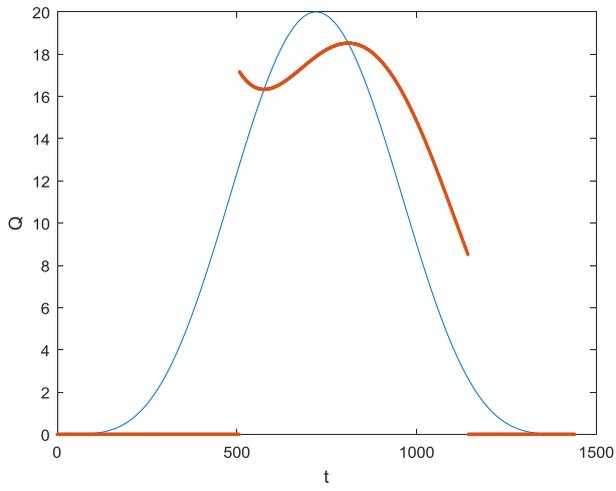
Portata di pioggia risultato 2	Q max 20 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 9m ² (3x3)	N 1288,6 rpm	Energia _{50 Hz} 33,0361 kWh
-----------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	-----------------	---



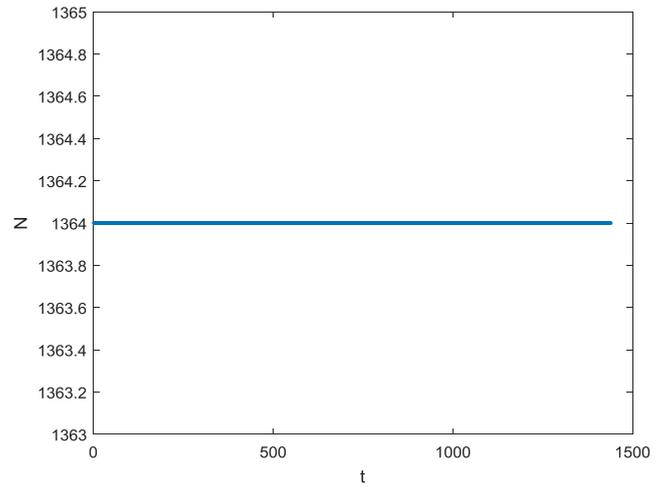
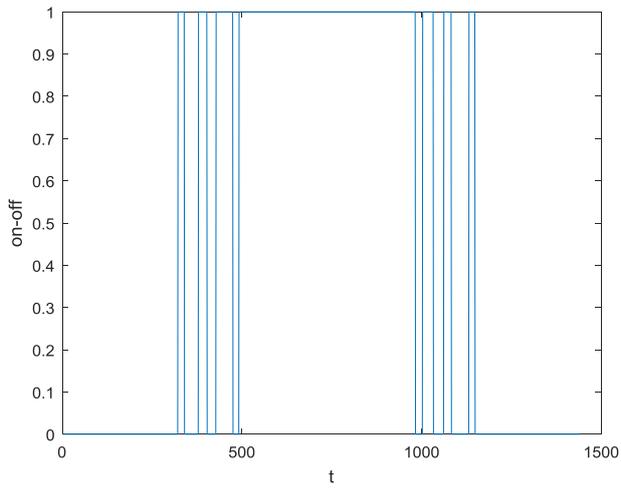
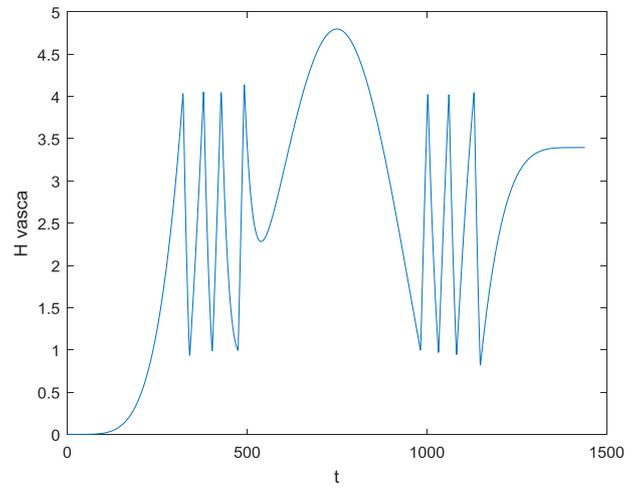
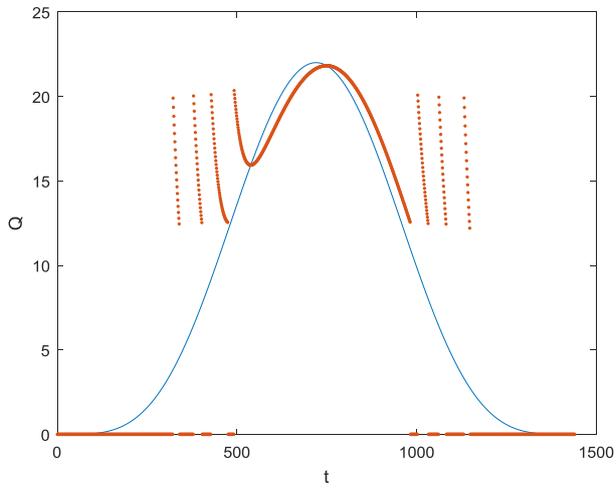
Portata di pioggia risultato 3	Q max 20 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 16m ² (4x4)	N 1281,1 rpm	Energia _{50 Hz} 30.3217 kWh
-----------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



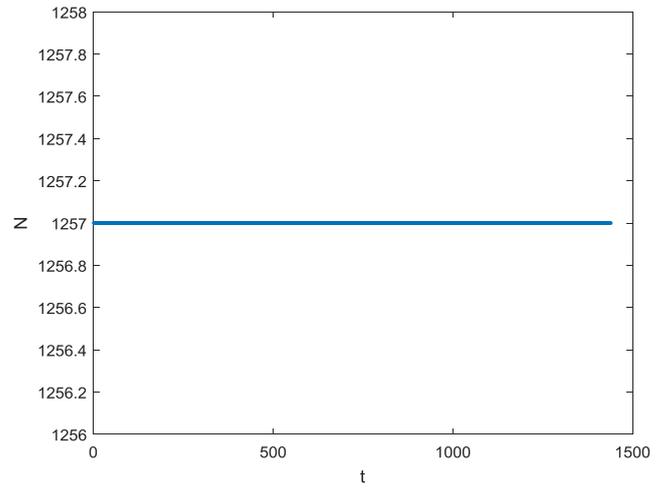
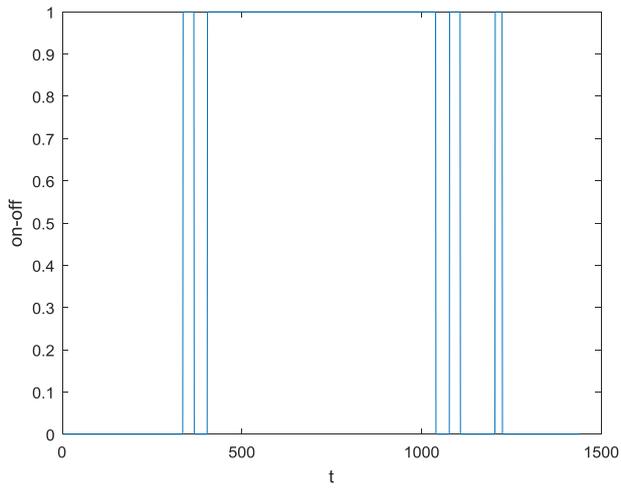
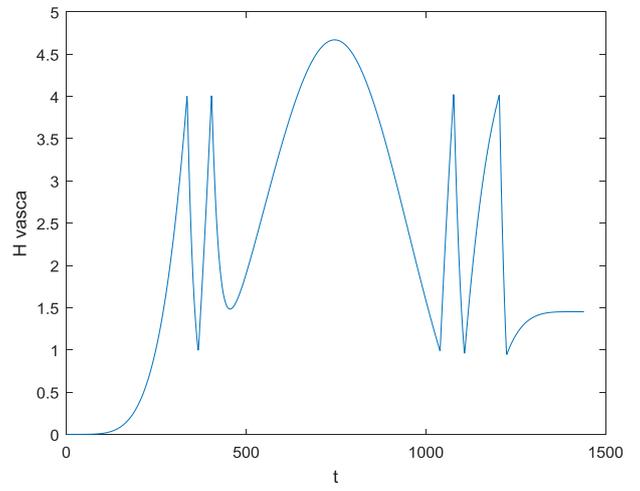
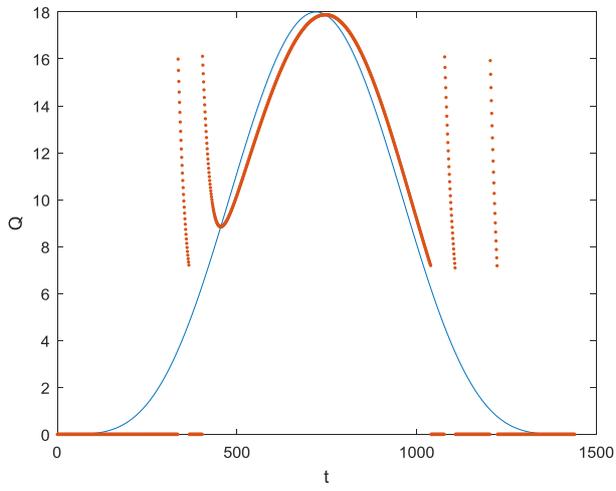
Portata di pioggia risultato 4	Q max 20 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 25m ² (5x5)	N 1281,1 rpm	Energia _{50 Hz} 29.9370 kWh
-----------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	--------------------------------	-----------------	---



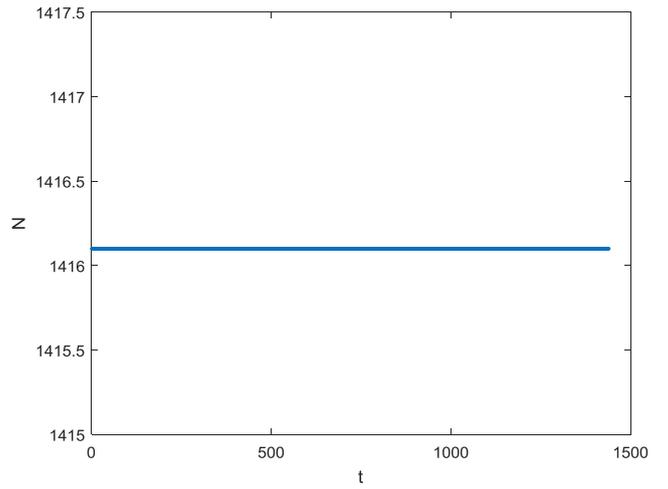
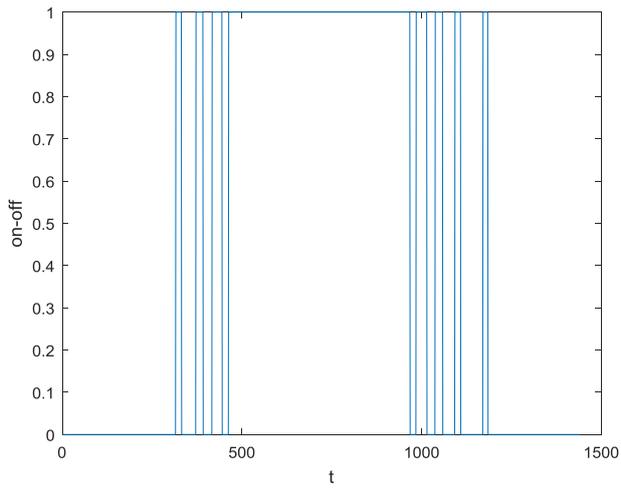
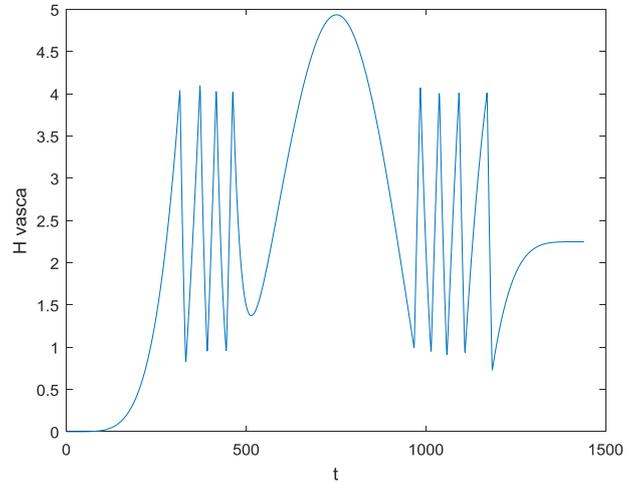
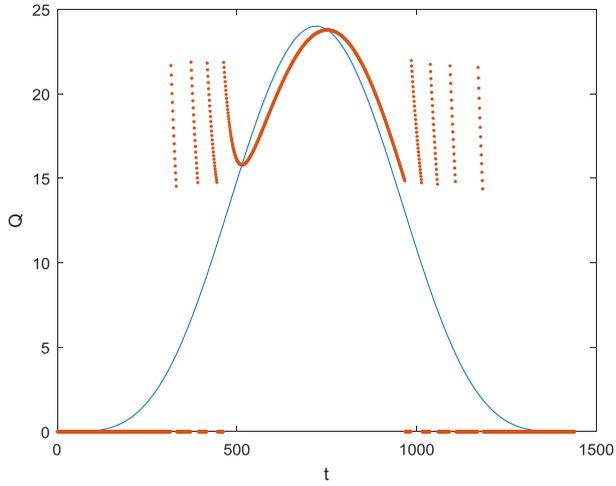
Portata di pioggia risultato 5	Q max 22 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1364 rpm	Energia _{50 Hz} 36.0445 kWh
-----------------------------------	------------------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	---------------	---



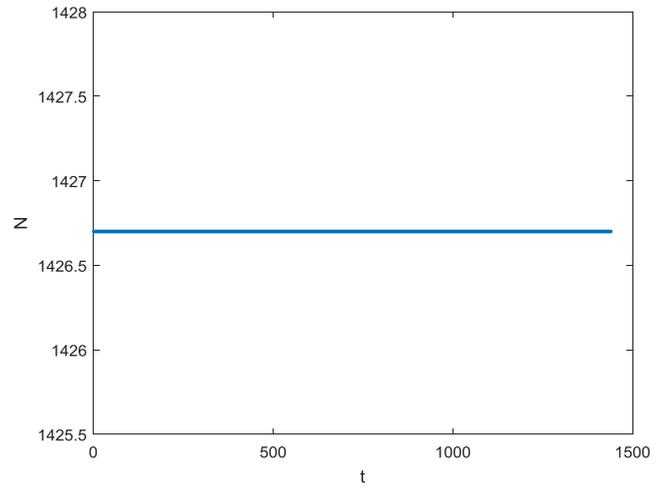
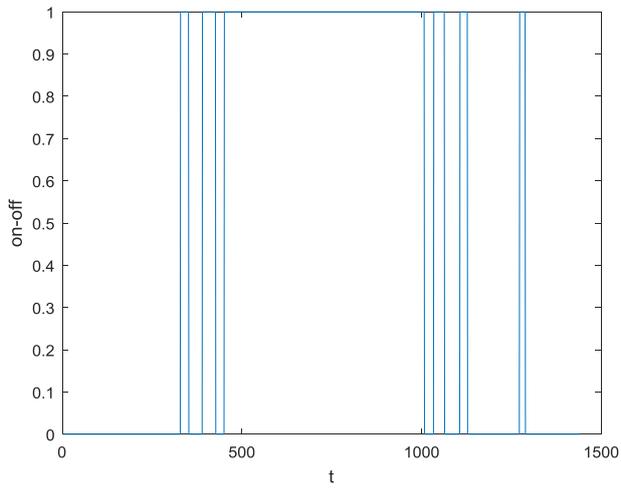
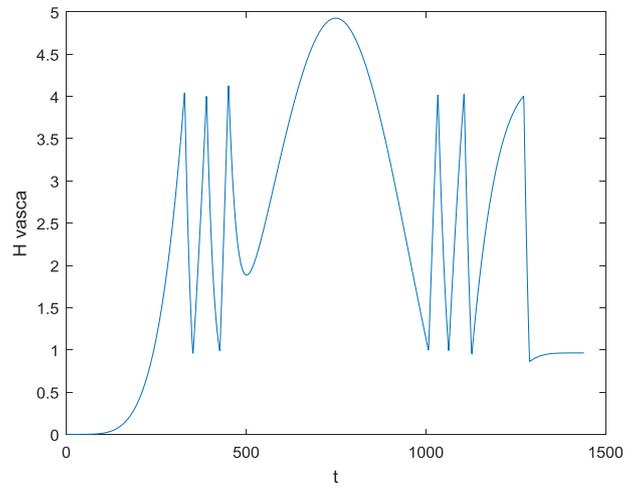
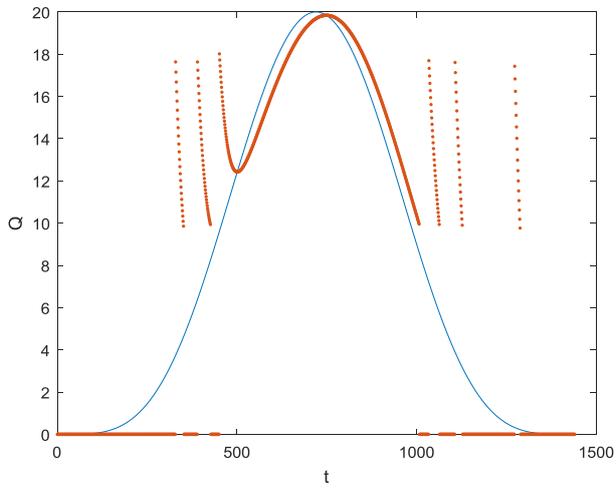
Portata di pioggia risultato 6	Q max 18 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1257 rpm	Energia _{50 Hz} 31.4847kWh
-----------------------------------	------------------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	---------------	--



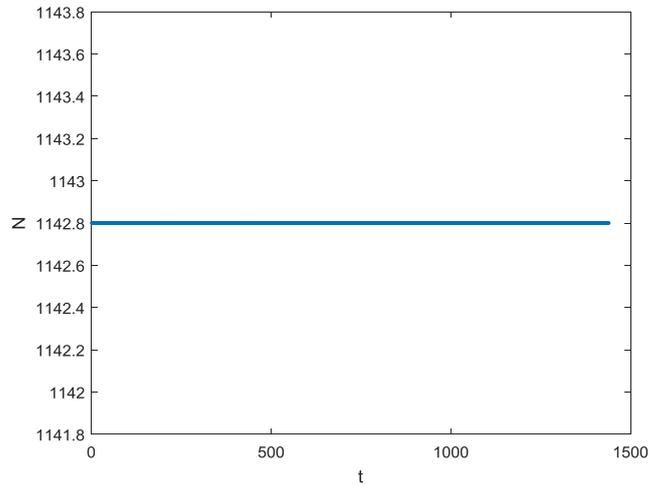
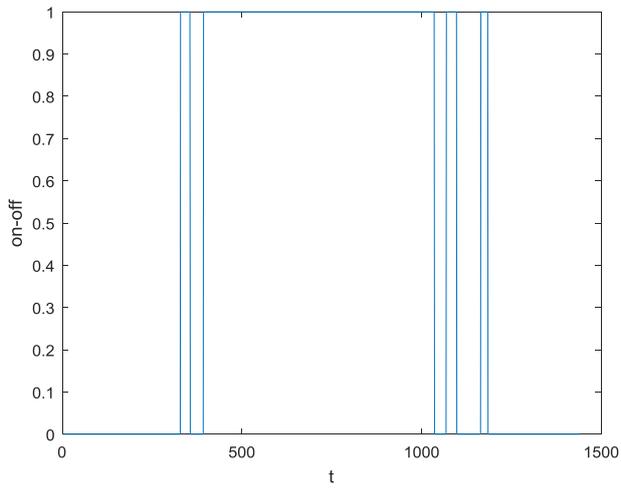
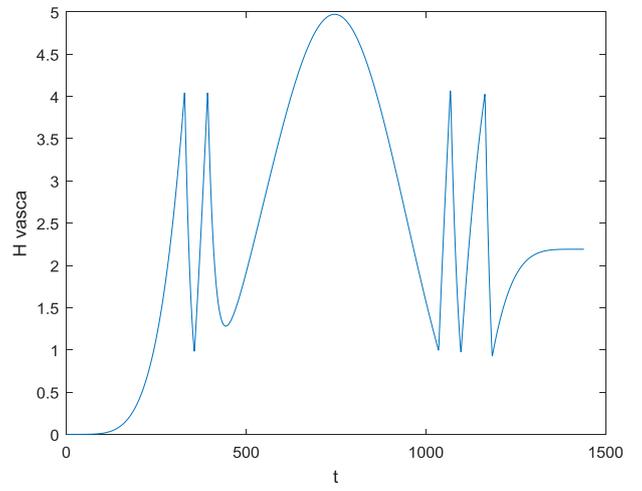
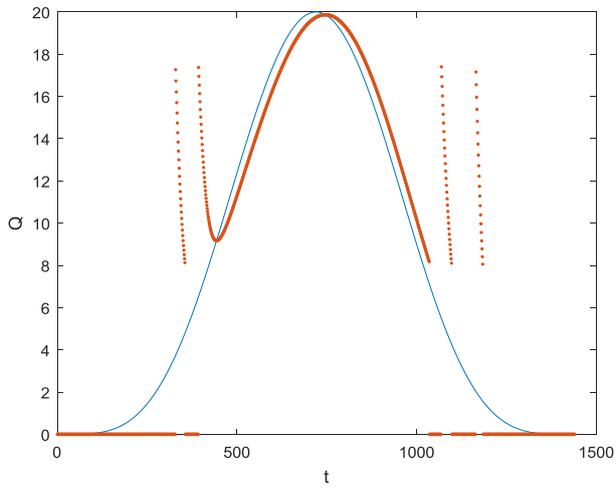
Portata di pioggia risultato 7	Q max 24 l/s	H valle 10 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1416,1 rpm	Energia _{50 Hz} 40.6408 kWh
-----------------------------------	------------------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	-----------------	---



Portata di pioggia risultato 8	Q max 20 l/s	H valle 12 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1426,7 rpm	Energia _{50 Hz} 42.1154 kWh
-----------------------------------	-----------------	-----------------	------------------------	-------------------------------	-----------------	---



Portata di pioggia risultato 9	Q max 20 l/s	H valle 8 m	H vasca start 3,5 m	Area 4m ² (2x2)	N 1142,8 rpm	Energia _{50 Hz} 25.6658 kWh
-----------------------------------	-----------------	----------------	------------------------	-------------------------------	-----------------	---



Fognatura bianca							
Area [m ²]	Q max [l/s]	H valle [m]	Energia a 1500 rpm [kWh]	Energia ad N ottimizzati [kWh]	Energia a N medio [kWh]	Risparmio 1	Risparmio 2
4	20	10	37.6688	32.5826	32.7268	13.502	13.120
9	20	10	36.9726	32.5794	33.0361	11.882	10.647
16	20	10	33.9291	29.6008	30.3217	12.757	10.632
25	20	10	35.4572	29.9112	29.937	15.641	15.569
4	22	10	40.7461	35.7993	36.0445	12.141	11.539
4	18	10	33.5478	30.0641	31.4847	10.384	6.150
4	24	10	42.8218	40.40073	40.6408	5.654	5.093
4	20	12	43.4851	41.0452	42.1154	5.611	3.150
4	20	8	32.2513	25.5983	25.6658	20.629	20.419

Fognatura nera								
Area [m ²]	Q min [l/s]	H vasca start [m]	H valle [m]	Energia a 1500 rpm [kWh]	Energia ad N ottimizzati [kWh]	Energia a N ott. medio [kWh]	Risparmio 1	Risparmio 2
4	15	3.5	10	85.6988	67.8114	67.8165	20.872	20.866
9	15	3.5	10	85.6298	67.2665	67.4097	21.445	21.278
16	15	3.5	10	85.3298	66.4044	66.5796	22.179	21.974
25	15	3.5	10	86.1266	65.3909	65.4064	24.076	24.058
4	18	3.5	10	101.7872	87.4551	87.4653	14.080	14.070
4	20	3.5	10	106.2257	103.191	103.1914	2.857	2.856
4	13	3.5	10	72.0943	57.1062	57.1037	20.790	20.793
4	15	4	10	85.6095	67.9686	67.9708	20.606	20.604
4	15	3	10	85.673	67.7098	67.8023	20.967	20.859
4	15	3.5	12	100.9707	86.5224	86.5194	14.309	14.312
4	15	3.5	8	72.421	51.5386	50.989	28.835	29.594

Di seguito le curve Q-H al variare dell'usura per ciascun valore di frequenza:

