

ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITA 'DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe L9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in Macchine

“sviluppo di un sistema di controllo della coppia frenante per
freni idraulici”

CANDIDATO
Andrea Cavallo

RELATORE
Enrico Corti

Anno Accademico 2018/2019

INDICE

Introduzione	4
Capitolo 1 – Freni dinamometrici	5
1.1 Funzionamento dei freni dinamometrici.....	5
1.2 Freni idraulici dinamometrici.....	6
1.3 Freni Froude Borghi & Saveri.....	7
Capitolo 2 – Impianto utilizzato	10
2.1 Impianto freno idraulico.....	10
2.2 Banco prova.....	13
2.3 Caratteristiche pompa.....	14
2.4 Caratteristiche inverter.....	16
2.5 Vasca di riempimento.....	17
Capitolo 3 – Sensori	18
3.1 Sensore di portata.....	18
3.2 Sensore di pressione.....	19
3.3 Torsiometro.....	21
3.4 Termoresistenze.....	23
3.5 Encoder.....	24
3.6 Cella di carico.....	25
Capitolo 4 – Svolgimento prove ed analisi dati	27
4.1 Svolgimento prove.....	27
4.2 Analisi dati.....	34
4.2.1 Test valvola.....	34
4.2.2 Test pompa.....	39
4.3 Confronto attraverso coppia, rpm, pressione in uscita tra i due metodi di controllo.....	43

Capitolo 5 – Sviluppo del controllo della coppia	47
5.1 Identificazione costanti di tempo.....	47
5.2 Controllo della coppia.....	49
Capitolo 6 – Conclusione	50
Bibliografia	51

INTRODUZIONE

L'attività di tesi verte sull'elaborazione di un controllo diverso rispetto all'attuale sistema utilizzato nei freni dinamometrici idraulici della ditta "Borghi & Saveri". La prima parte del lavoro svolto è stata indirizzata alla comprensione del funzionamento del freno dinamometrico idraulico poiché è quello che garantisce la coppia frenante nel sistema. L'idea sulla quale ci siamo concentrati comprende l'eliminazione delle valvole di controllo di pressione e portata a monte del freno da un lato per ridurre i costi e dall'altro per semplificare il sistema di controllo della coppia. Il controllo della portata che fluisce al freno idraulico non è più effettuato tramite una valvola di regolazione a farfalla con controllo PID in uscita dal freno, ma tramite una pompa, equipaggiata di un inverter e serbatoio di stoccaggio dell'acqua, pompa che si trova a monte del freno. Regolando quindi il numero di giri della pompa, si regola la portata di acqua che fluisce al freno e di conseguenza si regola la coppia frenante, in quanto più acqua si trova all'interno del freno e maggiormente questo frenerà. L'idea che vogliamo sperimentare porterebbe ad una evidente semplificazione del sistema e ad una modernizzazione di esso. Una volta ricercate e montate tutte le componenti, insieme al professor Enrico Corti e all'Ing. Michele Taccioli, abbiamo redatto lo schema d'impianto e indicato le caratteristiche di ogni componente. Completato lo schema dell'impianto siamo passati alla messa in posa dello stesso presso il banco prova dell'azienda "Borghi & Saveri". Successivamente, insieme all'Ing. Taccioli, abbiamo proceduto al cablaggio di tutta la sensoristica legata all'impianto. Infine, abbiamo svolto svariate prove sul freno idraulico, per capire effettivamente quale leva di controllo fosse la più indicata per questo tipo di sistema. Perciò siamo andati ad analizzare il comportamento del sistema sia con il controllo degli rpm della pompa tramite inverter, sia con il controllo tramite valvola a farfalla in uscita dallo stesso. Infine, con l'aiuto del professor Corti, analizzando i test eseguiti con degli step della pompa, abbiamo creato un controllo per la coppia in regime transitorio. Per fare ciò abbiamo limitato il più possibile il ritardo tra la velocità di rotazione della pompa richiesta e la velocità di rotazione della pompa effettiva, per ridurre le oscillazioni della coppia frenante.

CAPITOLO 1 – FRENI DINAMOMETRICI

1.1 FUNZIONAMENTO DEI FRENI DINAMOMETRICI

I freni dinamometrici vengono utilizzati nei laboratori di ricerca e nell'industria con lo scopo di misurare la coppia motrice, la velocità di rotazione e la potenza-asse o effettiva dei motori. È possibile anche la misura diretta della potenza. Per mezzo di questi freni e con l'ausilio di altre eventuali misure, è possibile determinare non soltanto la coppia e la potenza, ma anche altre fra le grandezze caratteristiche più importanti (curva caratteristica, rendimento totale, rendimento meccanico, ecc.) di una macchina motrice. Inoltre, è possibile accertare il comportamento di questa ai diversi regimi e ai diversi carichi.

I freni dinamometrici possono avere diversa natura; essi possono essere del tipo meccanico (a ceppi o ad organo flessibile), idraulico, elettromagnetico, ma, a parte la natura delle forze agenti, il principio di analisi non muta. Infatti, un rotore, accoppiato con l'asse del motore da testare, è racchiuso in una cassa che (mediante appoggio su cuscinetti a sfere concentrici all'albero) può oscillare intorno ad un asse ideale coincidente con quello dell'albero motore stesso. Le forze agenti fra rotore e statore mentre frenano il motore, assorbendo l'energia prodotta, tendono a trascinare nel senso della rotazione la cassa oscillante.

All'equilibrio dinamico (velocità angolare ω costante) è possibile rilevare grazie ad una cella di carico la coppia F esercitata ad una distanza b dall'asse di rotazione del freno. Risulta quindi immediato calcolare la coppia resistente C_r applicata dal freno e di conseguenza la coppia motrice C_m essendo uguali poiché il sistema si trova in equilibrio dinamico:

$$C_r = F * b$$

$$C_m = C_r$$

Misurando quest'ultima si misura quindi la coppia motrice e misurando la velocità angolare ω si calcola la potenza motrice P_m :

$$P_m = C_m * \omega$$

1.2 FRENI IDRAULICI DINAMOMETRICI

In questa tipologia di freni l'azione frenate fra rotore e statore è dovuta sia all'attrito cinetico fra le parti fisse cioè quelle solidali alla cassa e quelle rotanti (solidali con l'asse motore) sia all'azione idrodinamica dell'acqua che riempie parzialmente o del tutto la cassa oscillante.

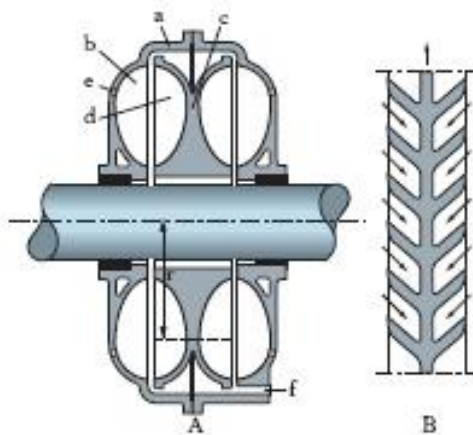


1.2.a freno Ranzi con bilancia



1.2.b freno Froude "Borghi & Saveri"

Esistono freni idraulici a dischi denominati Ranzi nei quali prevale l'azione dell'attrito cinetico, e freni a vortici Froude nei quali le azioni e reazioni idrodinamiche sono esaltate dalla presenza, sulle due parti in moto relativo, di apposite cavità contrapposte. Ai fini della ricerca andrò ad analizzare solo i freni Froude, poiché questa tipologia è quella del freno che ci ha fornito l'azienda "Borghi & Saveri". Nei freni Froude l'acqua riempie lo spazio libero fra rotore e statore e la regolazione della coppia viene ottenuta in due modalità. Riducendo o aumentando la porzione affrontata delle due superfici provviste di cavità con la interposizione di otturatori che sono manovrabili per mezzo di un volantino oppure variando la portata di acqua all'interno del freno e perciò diminuendo le forze idrodinamiche.



1.2.c Vista in sezione rotore e statore freno

I freni idraulici, se adoperati nel loro campo di misura, sono molto stabili, inoltre sono adatti sia per coppie modeste (potenze di pochi kW) sia per coppie molto elevate (potenze di

migliaia di kW), purché si disponga di una portata d'acqua sufficiente allo smaltimento del calore risultante dalla trasformazione dell'energia meccanica assorbita. Nei freni idraulici infatti non è necessario un circuito di raffreddamento esterno in quanto è la stessa acqua che attraversa il macchinario ad essere il mezzo per dissipare il calore che si va a creare. È quindi necessario mantenere adeguata la portata in transito nel freno affinché non si surriscaldi. Nella quasi totalità dei dinamometri sul mercato è il freno Froude (o vorticellare) ad essere usato poiché può produrre coppie maggiori e di conseguenza può essere utilizzato per motori più potenti.

1.3 FRENO FROUDE BORGHI & SAVERI

Il freno che abbiamo utilizzato per lo svolgimento delle prove è l'F23. Questo freno è il più piccolo a catalogo ma garantisce ottime prestazioni infatti ha una potenza frenate di massimo 850cv.

Il tubo di alimentazione dell'acqua deve essere separato da qualsiasi altro impianto dell'acqua per evitare che variazioni di pressione o di flusso dell'acqua compromettano la stabilità in alcune modalità di utilizzo (esempio giri costanti, $N=k$).

La temperatura dell'acqua in ingresso al freno non deve superare i 30°C mentre quella in uscita non dovrebbe superare i 70°C, se ciò dovesse accadere sarebbe necessario aumentare il ricambio dell'acqua regolando opportunamente la portata di passaggio nel freno.

Per questa macchina pressioni dell'acqua in entrata al dinamometro superiori ai 0,6 Bar non sono ammesse, questo per evitare danni ai cuscinetti albero del dinamometro.



1.3.a Freno idraulico F23

Questo freno ha come unica leva di controllo la valvola a farfalla. Le altre leve verranno descritte successivamente perché fanno parte dell'impianto e non sono contenute all'interno del freno.



1.3.b valvola a farfalla

L'apertura della valvola a farfalla viene variata solamente in avvio per poi rimanere quasi costante attorno a certi valori necessari per il corretto funzionamento; è questa valvola ad attuare il vero controllo sulla coppia frenante.

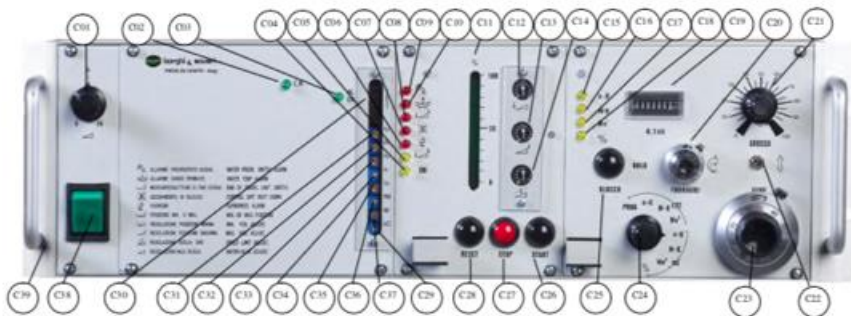
La valvola è movimentata da un motore elettrico comandato da un modulo di controllo "idrotest" SFI di cui parleremo in seguito. La posizione della valvola invece è registrata da un potenziometro e inviata al sistema di controllo.

Questa valvola è posta all'interno di una carcassa in cui i due lobi sono leggermente asimmetrici tra di loro (figura 1.3.b) in modo da rendere possibile la totale chiusura della valvola in caso si debba riempire il freno, questa peculiarità ne permette anche il controllo del passaggio di flusso d'acqua; da una posizione in cui la valvola non lascia passare l'acqua, al netto delle perdite per trafilaggio, fino ad un massimo quando la valvola è verticale rispetto alla condotta di uscita.

Questa configurazione fa sì che ad una piccolissima variazione della chiusura, soprattutto a ridosso della chiusura totale, corrisponda una grande variazione di portata e quindi una grande variazione di coppia. Perciò la qualità della regolazione non è molto alta.

Il controllo del freno ossia il controllo della valvola a farfalla viene effettuato tramite un'unità di controllo denominata SFI (figura 1.3.c).

Questa unità di controllo è progettata per il controllo continuo della posizione della valvola di regolazione. L'SFI provvede alla conversione e al condizionamento dei segnali di retroazione di posizione della valvola, velocità e coppia necessari per il controllo dinamico ad anello chiuso della posizione della valvola a farfalla

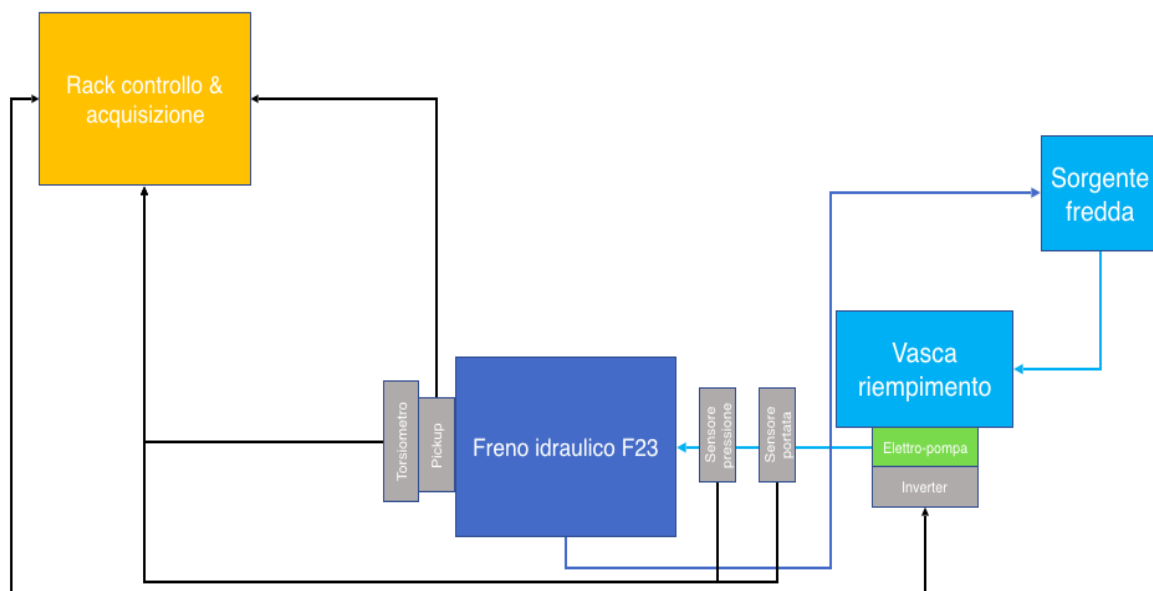


1.3.c Vista frontale del cassetto di controllo SFI

CAPITOLO 2 – IMPIANTO UTILIZZATO

2.1 IMPIANTO FRENO IDRAULICO

L'impianto utilizzato è di tipo sperimentale ed è composto da una elettro-pompa a valle della vasca di riempimento. Quest'ultima viene rifornita da un'ulteriore pompa che fa parte dell'impianto di raffreddamento del banco prova cioè quella pompa che va ad alimentare il circuito di raffrenamento del motore termico. Infine, è presente un inverter che regola il numero di giri della pompa così da avere una leva di controllo aggiuntiva oltre alla valvola a farfalla.



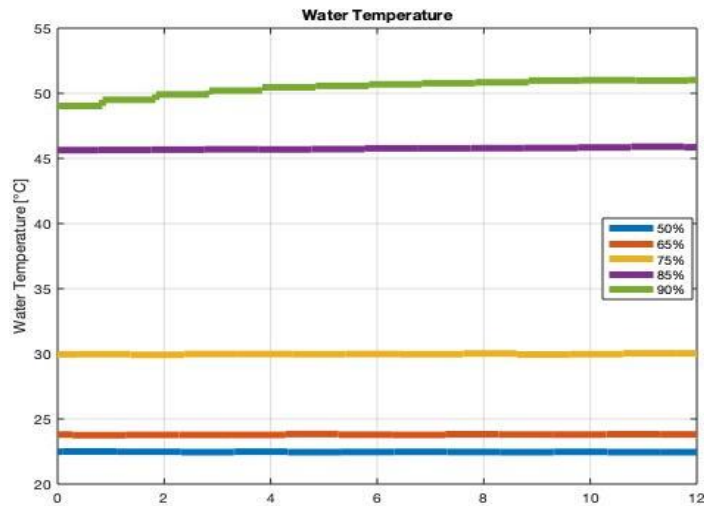
2.1.a Layout impianto freno

Una volta che l'acqua ha attraversato il freno presenta un incremento di temperatura compreso tra i 20°C e i 50°C.

Come è osservabile dal grafico 2.1.b la temperatura di uscita dipende dalla percentuale di chiusura della valvola, inoltre, anche se non è visibile dal grafico, la temperatura di uscita dipende anche dal carico applicato.

Per questo motivo l'acqua in uscita dal freno viene inviata ad una torre di raffreddamento (indicata in figura 2.1.a come "sorgente fredda") per poi essere riutilizzata ad una temperatura inferiore.

L'acqua deve essere necessariamente raffreddata poiché come detto nel capitolo precedente il freno è stato progettato per avere una temperatura del fluido in ingresso tuttalpiù di 30°C.



2.1.b grafico temperatura in uscita dal freno per variazioni di THR

L'acquisizione dei dati è gestita dalla centralina Miracle, nella quale è installato un programma chiamato Labview che permette di tenere sotto controllo tutti i dati, registrarne i valori nei momenti caratteristici e fare delle rampe comandando il segnale di output 0-10V.

I dati acquisiti vengono registrati sotto forma di differenze di potenziale perciò è necessario linearizzare i segnali in modo da poter leggere a terminale direttamente i valori di: portata, rpm, coppia, percentuale apertura valvola a farfalla.



2.1.c Layout impianto freno reale

2.2 BANCO PROVA

Per svolgere le prove sul freno F23 abbiamo utilizzato un banco prova composto da un motore ad accensione per compressione di grossa cubatura originalmente utilizzato su locomotive. Il motore in questione sviluppa grandi coppie ma a regimi di rotazione molto bassi, nonostante ciò è utilizzato per la stabilità nel mantenere i giri richiesti con oscillazioni minime. Tra l'albero motore e il freno è posto un moltiplicatore di giri in modo da poter abbassare i valori di coppia sviluppati e avere un numero di giri paragonabili a quelli in utilizzi futuri. Di norma abbiamo utilizzato la seconda e la terza marcia del moltiplicatore di giri.

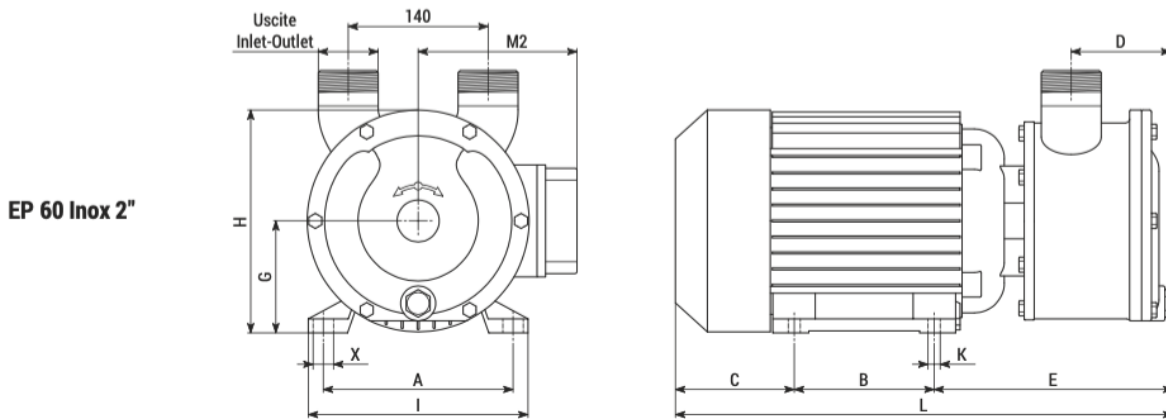
Questa configurazione motore-moltiplicatore è attualmente usata dall'azienda per il test e il collaudo di tutti i freni da loro commercializzati, sia idraulici che a correnti parassite.



2.2.a Banco prova Borghi & Saveri

2.3 CARATTERISTICHE POMPA

La pompa installata è una EP 60Inox 2", questa presenta un motore trifase a 50Hz che deve essere alimentato a 230-400 V. La sua potenza è di 4kW a 1400rpm, la portata massima è di 350 l/min. mentre la prevalenza massima è di 30m. La pompa è raffreddata ad aria attraverso una ventola posta nel retro del motore elettrico, inoltre sempre sul motore elettrico è stato installato un encoder per poter misurare efficacemente il numero di giri.



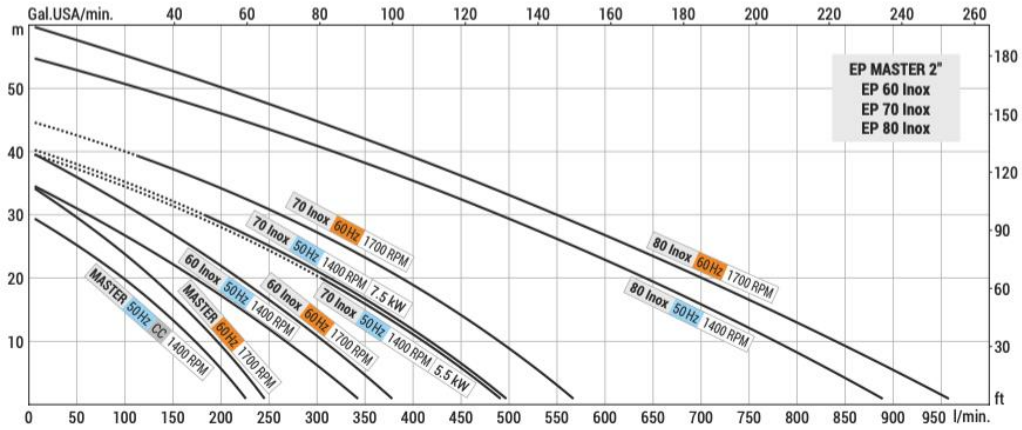
Tipo Type	Uscite Inlet-Outlet	Raccordi Pipe fittings	Motore Motor	Peso Weight	Dimensioni (mm) / Dimensions (mm)											
					A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M2 ***	X
EP 60 Inox 2"	BSP-M 2" *	Ø50 **	TF	42.0 kg	190	140	119	94	231	112	223	220	11	490	160	21

2.3.a dimensioni pompa

L'encoder è necessario perché il numero di giri della pompa è una delle principali leve di controllo del freno idraulico.

Nel futuro si introdurrà una seconda pompa con le medesime caratteristiche, questa verrà installata a valle del freno. In questo modo si affinerà il controllo di quanta acqua è presente all'interno del freno perché si potrà decidere quanta acqua inviare al freno e quanta acqua prelevare dallo stesso. Questa soluzione ha come scopo soprattutto di ridurre i tempi di transizione nelle variazioni di giri della pompa.

Per una più facile visione delle caratteristiche della pompa ho inserito il grafico della curva caratteristica della pompa.



2.3.b grafico portata/prevalenza

2.4 CARATTERISTICHE INVERTER

L'impianto è dotato di due inverter per il controllo degli rpm delle pompe. Allo stato attuale si utilizza solo uno dei due inverter poiché come detto nel paragrafo precedente l'impianto è caratterizzato da una sola pompa, cioè quella a monte del freno.

Entrambi gli inverte sono dei Altivar Machine ATV340, questi hanno lo scopo di comandare le velocità variabili in motori sincroni o asincroni. Questi apparecchi vanno alimentati ad una frequenza di 50/60 Hz +/- 5% e ad un voltaggio di 380/480 V +/- 10%, sono raffreddati attraverso ventole presenti al loro interno.

Gli inverter in questione possono alimentare motori fino a 5.5 kW in condizione di carico normale mentre in caso di carico pesante posso alimentare motori fino a 4,5kW. Dato che la pompa utilizzata ha una potenza di 4kW gli inverter sono correttamente dimensionati.

Gli inverter sono ambedue collegati alla centralina Miracle, essendo che la centralina è collegata al pc è quindi possibile modificare gli rpm della pompa attraverso il programma dedicato per gestire l'impianto in questione.



2.4.a Inverter

2.5 VASCA DI RIEMPIMENTO

La vasca di riempimento è un volume di plastica di un metro cubo, su questo sono stati effettuati tre fori. I due fori visibili nella figura 2.5.a sono rispettivamente quello di sinistra il foro di riempimento e quello di destra quello del troppo pieno. Il terzo foro è quello di uscita infatti è collegato alla pompa.

Il riempimento del serbatoio è affidato ad una pompa esterna che fa parte dell'impianto di raffreddamento del motore termico del banco prova, questa ha una portata eccessiva comportando il riempimento quasi istantaneo del serbatoio e la conseguente fuoriuscita di acqua dal serbatoio. Questo avviene perché il foro del troppo pieno non riesce ad espellere una tale quantità di acqua. Per questo motivo siamo intervenuti parzializzando la portata della pompa esterna al sistema attraverso la valvola di chiusura.



2.5.a Vasca di riempimento

CAPITOLO 3 – SENSORI

3.1 SENSORE DI PORTATA

Il sensore montato nell'impianto è un "Liquid view base LVB-25" questo sensore ha come segnale di output 4-20mA oppure 12-201hz, questo è collegato alla centralina Miracle nella connessione Ai-3. La centralina analizza il segnale e restituisce a schermo la portata. Il sensore è alimentato a 8-33 V d.c. ed ha il range di misura compreso tra 9 e 150 litri al minuto. Questo è montato come in figura 3.1.a dopo la pompa e dopo il sifone creato appositamente per non svuotare completamente le condotte in modo tale da facilitare l'avviamento dell'impianto.



3.1.a posizione sensore di portata

3.2 SENSORI DI PRESSIONE

I sensori di pressione utilizzati sono due, il primo posto a monte del freno e il secondo è posto sul freno. Entrambi i sensori sono dei “gems sensor 2200series”, questi sono alimentati a 11.5-35 V d.c. e restituiscono un segnale di output di 0-10 V. Il range di misurazione arriva fino ai 4 barG.

Il primo sensore ha lo scopo di misurare la pressione in ingresso al freno questo sensore ha un ruolo determinante per il buon funzionamento del freno poiché come detto nel capitolo 1 il freno F23 non accetta pressioni superiore agli 0,6 barG in entrata. Visto la limitazione il dato di pressione in entrata resterà quasi costante in tutti i test. Questo è connesso alla centralina in posizione Ai-0.



3.2.a posizione sensore di pressione in ingresso

Il secondo sensore, quello posto sul freno, ha lo scopo di misurare la pressione all'uscita del freno. La pressione in uscita al contrario di quella in entrata varierà in maniera consistente in funzione della percentuale di chiusura della valvola a farfalla (THR [%]). Questo è connesso alla centralina in posizione Ai-1.

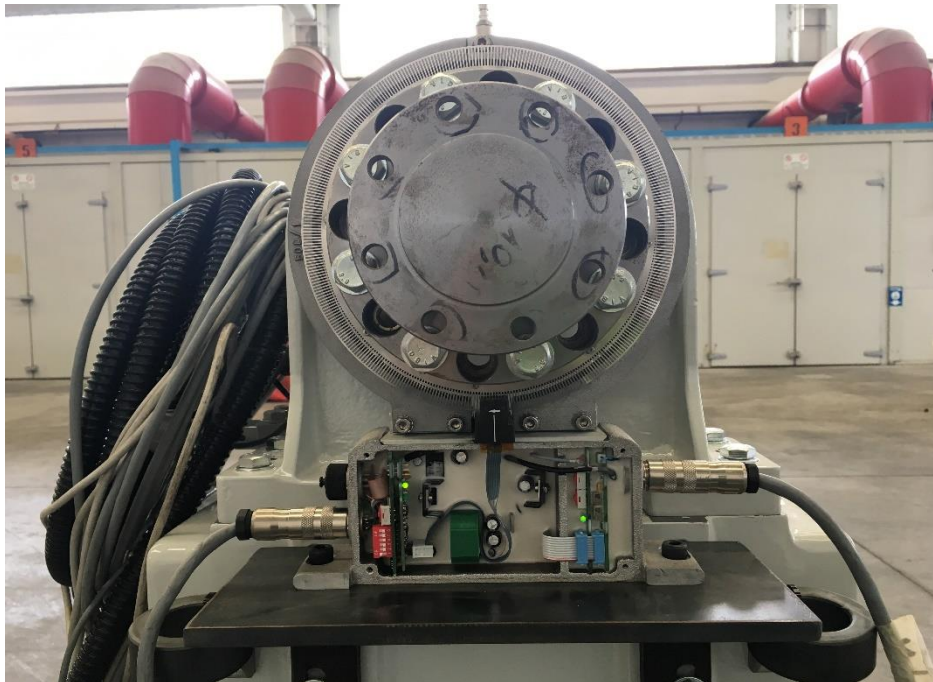


3.2.b posizione sensore di pressione in uscita

3.3 TORSIOMETRO

Il Trasduttore di coppia HBM T10F può misurare sia la coppia sia la velocità di rotazione, infatti come si può notare nella figura 3.3.a è dotato di una ruota fonica. Grazie all'elevata rigidità torsionale è molto adatto alla misurazione della coppia dinamica. La sua elevata rigidità laterale consente un accoppiamento diretto di masse relativamente grandi. È specifico per applicazioni su banchi prova del settore automobilistico. Il trasduttore di coppia T10F ha le seguenti caratteristiche:

- Coppie nominali: da 50 Nm a 10 kNm
- Velocità di rotazione nominale: fino a 15.000 giri/min.
- Frequenza in uscita: 10kHz +/-5 kHz
- Voltaggio in uscita: +/-10V
- Alimentazione: 18-30 V d.c.

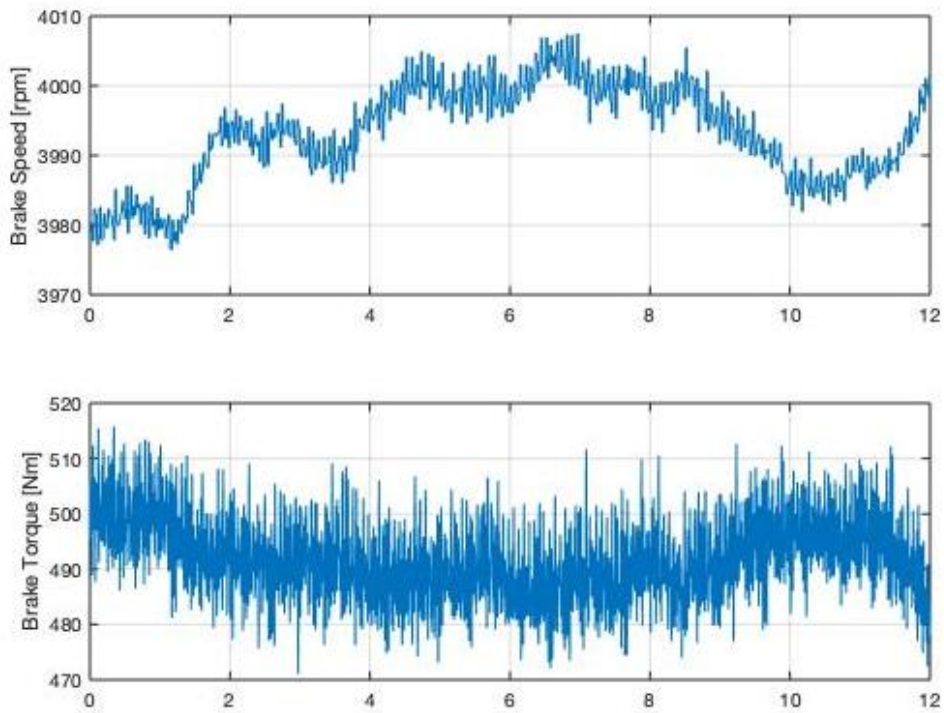


3.3.a sensore HMB T10F

Il torsionmetro come visto dalle specifiche può misurare sia la coppia sia il numero di giri. Quindi nel sistema abbiamo collegato il misuratore di coppia alla centralina nella posizione Ai-2 mentre il sensore di misurazione dei giri lo abbiamo collegato alla centralina Miracle 2 in posizione GPI-8.

Dai dati acquisiti è possibile notare che il segnale della coppia frenante non è filtrato mentre il segnale di velocità di rotazione lo è. Questo lo si noterà ancora di più quando

porrò questi dati a confronto con quelli acquisiti dalla cella di carico per la coppia frenate e quelli acquisiti dal pickup per quanto riguarda la velocità di rotazione.



3.3.b dati acquisiti da T10F

3.4 TERMORESISTENZE

Nell'impianto sono montate due termoresistenze pt-100 514-183. Queste hanno lo scopo di misurare la temperatura dell'acqua rispettivamente in ingresso al freno e all'interno del freno. Le termoresistenze sono posizionate nello stesso punto dei sensori di pressione come si può vedere dalla figura 3.3.a.



3.4.a Posizionamento termoresistenza sul freno

Il sensore di una termoresistenza utilizza una resistenza elettrica che varia in funzione della temperatura; essa aumenta all'aumentare della temperatura e il fenomeno è conosciuto come Positive Temperature Coefficient. Per poter leggere il segnale in uscita dalle termoresistenze non abbiamo potuto usare la centralina utilizzata per tutti gli altri sensori. Abbiamo quindi utilizzato un modulo di input analogico universale C Series a 4 canali Ni9219 della National Instrument. Per quanto riguarda la termoresistenza sul freno abbiamo dovuto prestare molta attenzione al suo posizionamento perché essendo inserita direttamente sul freno avrebbe potuto compromettere le pale del rotore.

Entrambe le sonde hanno una guaina rigida in acciaio inossidabile chiusa ad un'estremità tramite saldatura.. Terminano con un giunto fisso e un cavetto in PFA lungo 2 m. Le termoresistenze pt-100 514-183 hanno le seguenti specifiche:

- Termoelemento PT100 classe B a norma IEC 60751:2008
- profondità di immersione per una corretta misura è di circa 50 mm
- Guaina in acciaio inossidabile AISI 316L, diam. 3 mm
- range di misurazione da -75°C a 250°C
- Cavetto con 3 conduttori lungo 2 m con doppio isolamento in PFA

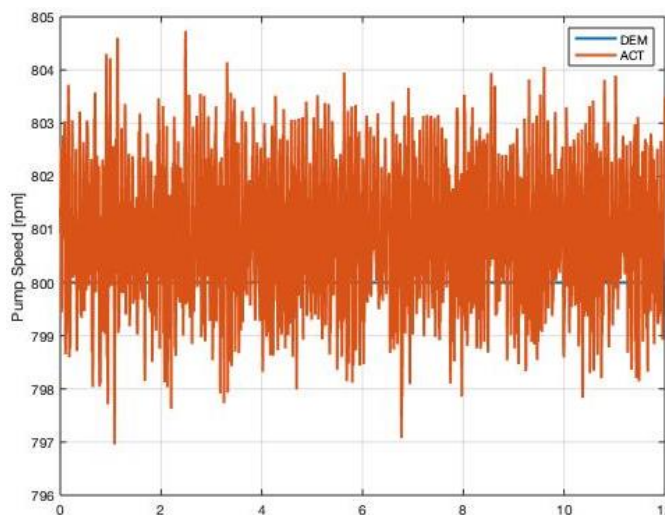
3.5 ENCODER

Nell'impianto è presente un encoder della marca Nidec Copal Electronics modello RE30E-500-213-1. Il sensore ha le seguenti specifiche:

- alimentazione: DC5 ~ 12 V ± 10 % DC24 V ± 10 %
- forma onda in uscita: onda quadra
- massima frequenza di risposta: 25kHz
- temperatura di funzionamento: 0 ~ 70 °C
- grado di protezione: IP40

Questo sensore ha lo scopo di misurare i giri effettivi della pompa in modo tale da avere un controllo sull'operato dell'inverter, essendo quest'ultimo a gestire i giri della pompa. Questi dati si possono analizzare in matlab. Come esempio ho utilizzato una prova svolta con una richiesta di 800 rpm della pompa.

Analizzando la media dei vari campionamenti otteniamo che la velocità media di rotazione della pompa è di 800.951 rpm, prossima quindi alla velocità richiesta.

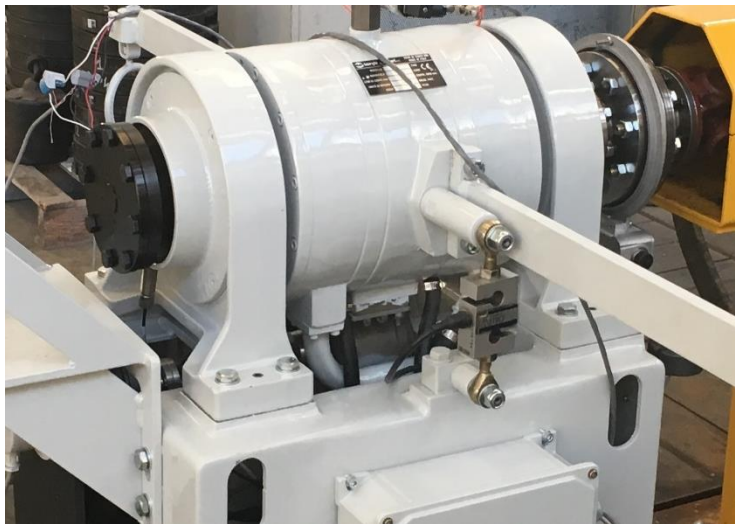


3.5.a velocità pompa richiesta ed effettiva

3.6 CELLA DI CARICO

La cella di carico montata sul freno è una Interface SSM5000N, questa ha come scopo quello di individuare la coppia frenante del freno F23. Si tratta di un sensore sigillato ad alta precisione per macchine di prova e altre applicazioni di uso generale. Il sensore ha le seguenti specifiche:

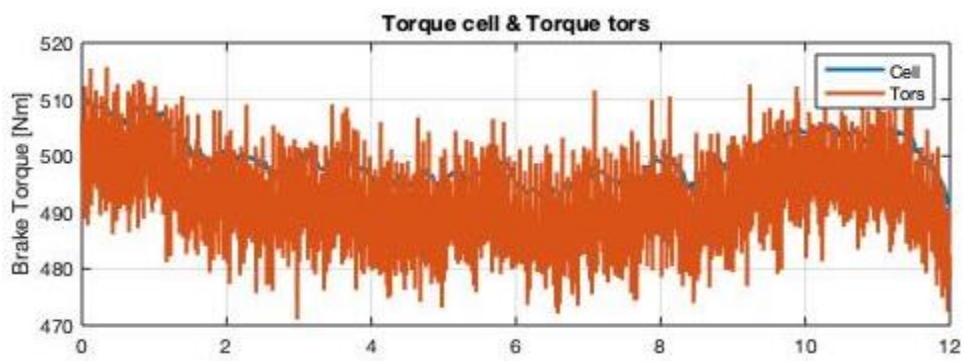
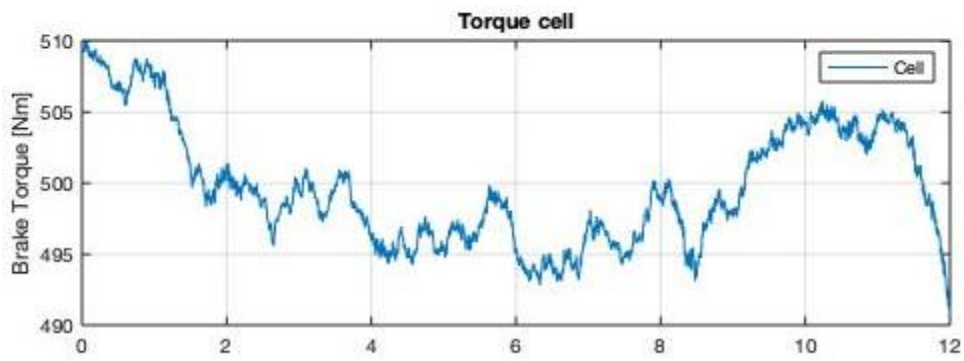
- Materiale: alluminio
- Interfaccia con compensazione della temperatura
- Effetto della temperatura sull'output: 0.0015%/°C
- Range di funzionamento: -55 ~ 90 °C
- Range di compensazione: -15 ~ 65 °C
- Range di misurazione: fino a 5000 N
- Isteresi: ± 0.03
- Non ripetibilità della misura: ± 0.02



3.6.a cella di carico

I dati raccolti dal sensore durante i test vengono poi comparati con quelli del torsionometro in modo tale da avere due misurazioni per la coppia frenante. In questo caso ho preso in esame un test eseguito a 800 rpm della pompa con una media di 3993,2 rpm del freno.

Come si può vedere dai grafici la coppia frenante misurata dalla cella di carico viene filtrata dalla stessa mentre come detto nel paragrafo 3.3 la coppia frenante misurata dal torsionometro non è filtrata.



3.5 comparazione dati acquisiti cella carico, torsionmetro

CAPITOLO 4 – SVOLGIMENTO PROVE ED ANALISI DATI

4.1 SVOLGIMENTO PROVE

Verificato il corretto funzionamento dell'impianto, controllata l'assenza di perdite (azionando la pompa EP 60Inox 2" senza accendere il motore termico), configurato il cablaggio in modo tale da controllare il sistema, atteso il tempo necessario per il riscaldamento dopo l'accensione del motore, si è proceduto quindi alla realizzazione delle prove.

Il banco su cui svolgiamo i test, descritto nello specifico nel paragrafo 2.2, è composto da un motore diesel di grossa cubatura originalmente utilizzato su locomotive e da un moltiplicatore di giri. Quest'ultimo è caratterizzato da quattro marce; nei test effettuati abbiamo utilizzato principalmente la seconda e la terza marcia e solo nei test iniziali la quarta. Le prove sono state effettuate a numero di giri del freno e chiusura della valvola THR costanti e con valori del numero di giri della pompa variabili.

Questo assetto è stato utilizzato per capire l'influenza del numero di giri della pompa, sull'impianto frenante. Una volta acquisiti i dati dalle varie prove condotte, i dati sono stati elaborati utilizzando Matlab. I dati sono stati raggruppati, a seconda degli assetti utilizzati, nelle tabelle di seguito riportando i valori medi per ogni prova condotta.

Il primo assetto testato ha utilizzato diversi valori di set del numero di giri freno, costanti nelle singole prove (valori di set da 3000 a 6000 rpm), con chiusura della valvola costante (75%) e un numero di giri della pompa variabili da circa 400 a circa 1200 rpm.

PROVA	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
STAZ 5500									
20191014_15	5500	75	76.1618	1135	1134,5	292.1946	149.3235	0.6854	3.9916
20191014_15			76.1525	1080	1079,9	246.8078	149.3313	0.6271	3.9916
20191014_15 3057			76.1471	1015	1015,2	197.3066	141.4854	0.5610	3.8484
20191014_15			76.1394	920	920.5491	145.4975	128.9603	0.4733	3.4329
20191014_15			76.1331	750	750.7178	99.3149	106.5703	0.3451	2.5643
20191014_15			76.1223	445	447.5899	49.2903	64.6792	0.1813	1.2673

4.1.a prova stazionario 5500rpm, THR 75%, quarta marcia

PROVA STAZ_6000 75%	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed_dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191014_15 2525	6000	75	76.0870	1175	1175	297.9999	149.3275	0.7263	3.9916
20191014_15 2430			76.0745	1115	1115,3	247.0062	149.3379	0.6603	3.9916
20191014_15 2340			76.0615	1045	1045,6	199.1182	145.4988	0.5893	3.9915
20191014_15 2242			76.0423	920	920.932	147.0892	129.1888	0.4756	3.6065
20191014_15 2132			76.0127	725	726.0901	99.4994	102.8244	0.3302	2.5910
20191014_15 2036			75.9834	450	452.6760	51.9886	65.3879	0.1838	1.3594

4.1.b prova stazionario 6000rpm, THR 75%, quarta marcia

PROVA STAZ_4000 75%	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed_dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191014_13 4154	4000	75	76.1733	1140	1138,9	491.3288	149.3221	0.7012	3.9916
20191014_13 4033			76.1501	1120	1119,0	450.5946	149.3347	0.6812	3.9916
20191014_13 3426			76.2046	1090	1089,3	399.4373	149.3319	0.6508	3.2835
20191014_13 3321			76.1949	1055	1054,6	349.4926	145.4854	0.6134	3.9293
20191014_13 3235			76.1863	1005	1004,9	293.3069	139.1441	0.5640	3.6461
20191014_13 3142			76.1753	960	960.0405	247.2834	133.2925	0.5190	3.3361
20191014_13 3046			76.1625	905	905.3087	195.6754	125.8182	0.4656	2.9861
20191014_13 2951			76.1501	845	845.5280	148.3611	118.4392	0.4136	2.6114
20191014_13 2909			76.1399	740	740.5764	95.6490	103.9180	0.3367	2.0397
20191014_13 2704			76.0684	525	527.2216	49.3511	75.6326	0.2151	1.2556

4.1.c prova stazionario 4000rpm, THR 75%, terza marcia

PROVA STAZ_4500 75%	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed_dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191014_13 5721	4500	75	76.2796	1240	1198,0	486.5781	149.3153	0.7679	3.9916
20191014_13 5635			76.2779	1175	1173,3	450.9751	149.3165	0.7400	3.9916
20191014_13 5555			76.2759	1135	1133,6	397.3012	149.3214	0.6975	3.9916
20191014_13 5517			76.2725	1090	1088,8	346.8068	149.3339	0.6481	3.9341
20191014_13 5447			76.2718	1045	1044,2	295.9721	144.5599	0.6012	3.9442
20191014_13 5420			76.2694	1000	999.3181	248.8139	138.6363	0.5525	3.7445
20191014_13 5343			76.2659	945	944.6517	194.4552	131.4992	0.4982	3.3455
20191014_13 5308			76.2638	875	874.9043	148.3979	122.6360	0.4364	2.8716
20191014_13 5230			76.2616	760	760.0429	97.8824	107.1067	0.3519	2.2502
20191014_13 5158			76.2576	520	521.9996	51.9374	74.7308	0.2128	1.2945

4.1.d prova stazionario 4500rpm, THR 75%, terza marcia

PROVA STAZ_3000 75%	RPM	THR [%]_DEM	THR [%]	Pump_speed_dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191014_12 5731	3000	75	76.3108	1035	1034,5	606.6882	143.2693	0.6004	3.8605
20191014_12 5628			76.3078	1010	1009,8	551.6783	140.1203	0.5732	3.6728
20191014_12 5526			76.3048	985	984.9906	501.8456	136.7611	0.5467	3.4802
20191014_12 5425			76.3015	962.5531	962.4480	457.5166	133.7514	0.5247	3.3108
20191014_12 5331			76.3007	935	935.1230	390.2827	130.7834	0.4974	3.0963
20191014_12 5228			76.2952	915	915.3136	350.4970	127.6885	0.4794	2.9514
20191014_12 5141			76.2932	890	890.2457	295.7593	124.7113	0.4572	2.7676
20191014_12 5039			76.2908	860	860.3725	244.9839	120.7235	0.4331	2.5569
20191014_12 4944			76.2853	820	820.6626	201.0071	115.2015	0.4021	2.3041
20191014_12 4847			76.2842	755	755.7112	149.0923	106.7297	0.3529	1.9722
20191014_12 4754			76.2800	670	670.7297	96.4989	95.5834	0.2916	1.6186
20191014_12 4704			76.2771	540	542.0572	51.2452	78.0416	0.2200	1.1330

4.1.e prova stazionario 3000rpm, THR 75%, seconda marcia

Durante i test si è rilevato che il sensore di portata non era dimensionato correttamente; il suo range di misura era troppo piccolo e di conseguenza si leggeva un segnale di portata saturato (evidenziato in rosso in tabella 4.1.d). Infatti, al calare del numero di giri della pompa, la portata rimaneva costante, cosa non possibile a posizione di chiusura della valvola costante. Quindi in alcune condizioni la portata era maggiore al limite superiore di misura (150 l/m) dello strumento.

Di conseguenza i test sono stati ripetuti aumentando la percentuale di chiusura della valvola a farfalla all' 85% in modo tale che all'interno del freno ci fosse una presenza maggiore di acqua: questo comporta, per mantenere gli Rpm_enc ai valori di set voluti, la riduzione del numero di giri della pompa. Questa seconda serie di prove è stata effettuata a valori di set del numero di giri freno, costanti nelle singole prove da 3000 a 4500 rpm.

PROVA_staz	RPM_enc	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed_dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191022_10 2726	4000	85	86.0639	800	800.9510	499.7027	109.9043	0.3839	4.9065
20191022_10 2630			86.0401	775	776.0726	441.9651	106.7416	0.3677	4.6670
20191022_10 2601			86.0276	750	751.0299	394.3209	103.6640	0.3512	4.3950
20191022_10 2517			86.0078	720	721.1006	346.4888	99.4192	0.3298	4.0828
20191022_10 2437			85.9879	685	686.1553	296.8368	95.1261	0.3065	3.7503
20191022_10 2359			85.9683	645	646.5208	247.0385	90.3266	0.2788	3.4024
20191022_10 2331			85.9550	605	607.0769	200.6787	85.6443	0.2523	3.0838
20191022_10 2254			85.9329	555	557.3056	147.7460	78.7979	0.2215	2.6853
20191022_10 2206			85.9052	490	492.5847	98.5663	70.8653	0.1891	2.1450
20191022_10 2055			85.8563	365	368.2826	51.3150	54.1959	0.1397	1.3621

4.1.f prova stazionario 4000 rpm, THR 85%, terza

PROVA_staz 4500_85%_3°	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed _dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/ m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191022_10 5005	4500	85	86.2974	870	870.4756	512.8059	120.7209	0.4512	5.6054
20191022_10 4928			86.2935	845	845.5980	452.3795	117.5738	0.4290	5.2494
20191022_10 4858			86.2892	815	815.7160	397.6574	113.7073	0.4040	4.8997
20191022_10 4834			86.2866	785	785.8162	349.6501	109.7767	0.3798	4.5568
20191022_10 4757			86.2850	750	750.7073	297.4541	105.2752	0.3534	4.1845
20191022_10 4724			86.2791	720	720.7996	253.8962	101.3433	0.3288	3.8854
20191022_10 4649			86.2764	680	680.8521	199.9425	96.5815	0.2978	3.4866
20191022_10 4620			86.2721	625	626.7816	149.9654	89.2154	0.2613	2.9694
20191022_10 4544			86.2680	545	547.1086	97.6501	78.4784	0.2161	2.3393
20191022_10 4507			86.2627	360	363.2085	50.6990	53.4517	0.1395	1.3113

4.1.g prova stazionario 4500rpm, THR 85%, terza marcia

PROVA_staz 3000_85%_2°	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed _dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/ m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191022_14 0458	3000	85%	86.2561	690	691.1090	594.2294	95.5911	0.3282	3.8737
20191022_14 0409			86.2499	675	676.0407	556.5215	94.0448	0.3188	3.7246
20191022_14 0334			86.2458	655	656.3573	501.0166	91.2172	0.3048	3.5285
20191022_14 0248			86.2408	635	636.6361	455.4953	89.0981	0.2916	3.3552
20191022_14 0218			86.2375	615	617.0954	401.8506	86.6699	0.2782	3.1646
20191022_14 0126			86.2306	595	597.2256	347.0713	83.8942	0.2656	2.9918
20191022_14 0038			86.2246	575	577.1685	296.9005	81.1041	0.2535	2.8166
20191022_14 0008			86.2219	550	552.2921	247.2207	78.1819	0.2400	2.6047
20191022_13 5929			86.2142	520	522.4198	200.3565	73.4165	0.2231	2.3421
20191022_13 5848			86.2066	475	477.5303	149.9495	68.1529	0.1986	2.0234
20191022_13 5808			86.1992	415	417.8973	101.6135	61.1280	0.1708	1.6854
20191022_13 5703			86.1853	320	323.2766	47.3755	48.7376	0.1352	1.0976

4.1.h prova stazionario 3000rpm, THR 85%, seconda marcia

PROVA_staz 3500_85%_2°	RPM	THR [%]_dem	THR [%]	Pump_speed _dem	Pump_speed [rpm]	Torq_cell [N/ m]	Flow [l/m]	P_in [bar]	P_out [bar]
20191022_14 1919	3500	85%	86.3405	785	785.8312	590.7086	108.9515	0.3911	4.4461
20191022_14 1820			86.3351	775	775.7897	552.7202	107.6686	0.3819	4.3179
20191022_14 1733			86.3314	760	760.6118	493.3826	105.7441	0.3723	4.1270
20191022_14 1629			86.3260	750	750.7826	457.4570	104.6073	0.3644	4.0031
20191022_14 1552			86.3227	735	735.7381	401.8940	102.9048	0.3520	3.8203
20191022_14 1511			86.3205	720	720.8928	359.0392	100.8777	0.3414	3.6463
20191022_14 1436			86.3172	690	690.9782	296.7442	96.9972	0.3211	3.3198
20191022_14 1411			86.3147	660	661.1564	252.1700	93.4335	0.2994	3.0344
20191022_14 1340			86.3125	615	616.9651	199.2016	86.9586	0.2708	2.6903
20191022_14 1300			86.3071	565	567.2038	148.8435	80.9811	0.2403	2.3487
20191022_14 1233			86.3047	495	497.5005	97.0320	71.4448	0.2030	1.8782
20191022_14 1204			86.3015	375	378.0460	49.3793	55.6715	0.1519	1.2358

4.1.i prova stazionario 3500rpm, THR 85%, seconda marcia

Dalle prove effettuate si evidenzia che per ottenere dati attendibili, all'interno dell'intervallo di misura degli strumenti, la chiusura della valvola THR all'85% risulta ottimale. Dai test svolti si è inoltre evidenziata una staratura della valvola a farfalla di circa 1,2 ~ 1,3%.

Il controllo del valore di Torque del freno (coppia frenante) può essere effettuato in due modi:

- agendo sul numero di giri della pompa di alimentazione dell'acqua. In questo modo, a parità di chiusura della valvola THR in uscita, varia la quantità di acqua presente nella cassa, variando così lo sforzo.
- agendo sul grado di chiusura della valvola THR in uscita. In questo modo a parità di numero di giri della pompa di alimentazione dell'acqua, varia la quantità di acqua presente nella cassa, variando così lo sforzo.

La sperimentazione è quindi proseguita, utilizzando condizioni prossime all'assetto ottimale individuato, effettuando prove di comparazione per individuare il sistema di controllo più efficiente.

In particolare, è stata testata la "reattività" del valore di Torque al variare del numero di giri della pompa di alimentazione dell'acqua e della chiusura della valvola THR attraverso tre step.

Il test (grafico 4.2.f) consiste nel portarsi in una condizione predefinita di chiusura valvola e di giri pompa (*“test pompa” - step 1*) e successivamente abbassarne il numero di giri (*“test pompa” - step 2*). Dopo un tempo prestabilito si riporta il sistema alle condizioni iniziali (*“test pompa” - step 3*). I valori registrati di Torque indicano la sua reattività a fronte della variazione del numero di giri della pompa di alimentazione dell'acqua.

In maniera analoga il test successivo (grafico 4.2.a) consiste nel portarsi in una condizione predefinita di chiusura valvola e di giri pompa (*“test valvola” - step 1*) e successivamente diminuire la chiusura della valvola THR (*“test valvola” - step 2*). Dopo un tempo prestabilito si riporta il sistema alle condizioni iniziali (*“test valvola” - step 3*). I valori registrati di Torque indicano la sua reattività a fronte della variazione del grado di chiusura della valvola THR.

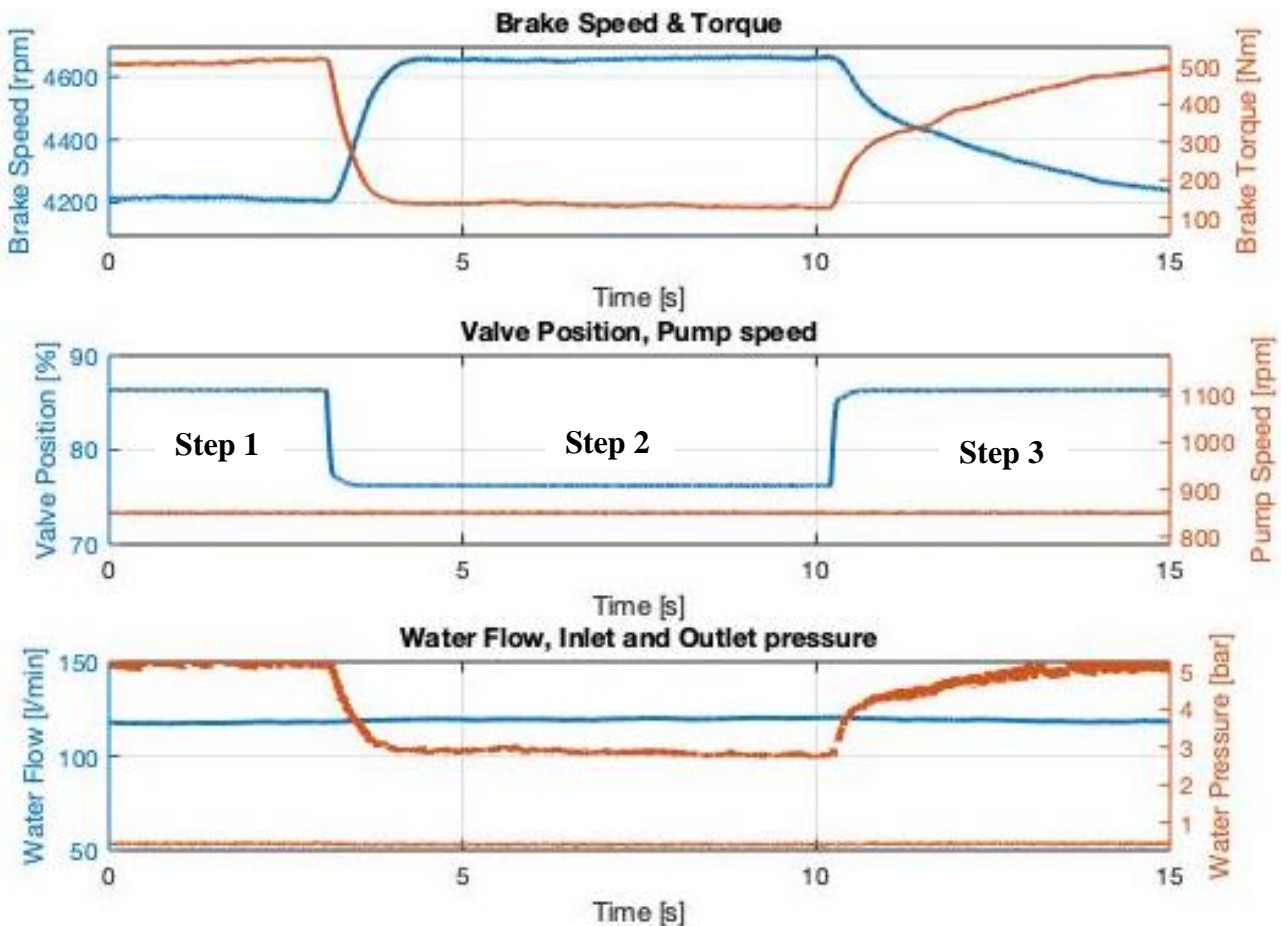
Concluse queste prove, i dati acquisiti sono stati analizzati, insieme al professor Corti per poter sviluppare un sistema di controllo della coppia frenante.

4.2 ANALISI DATI

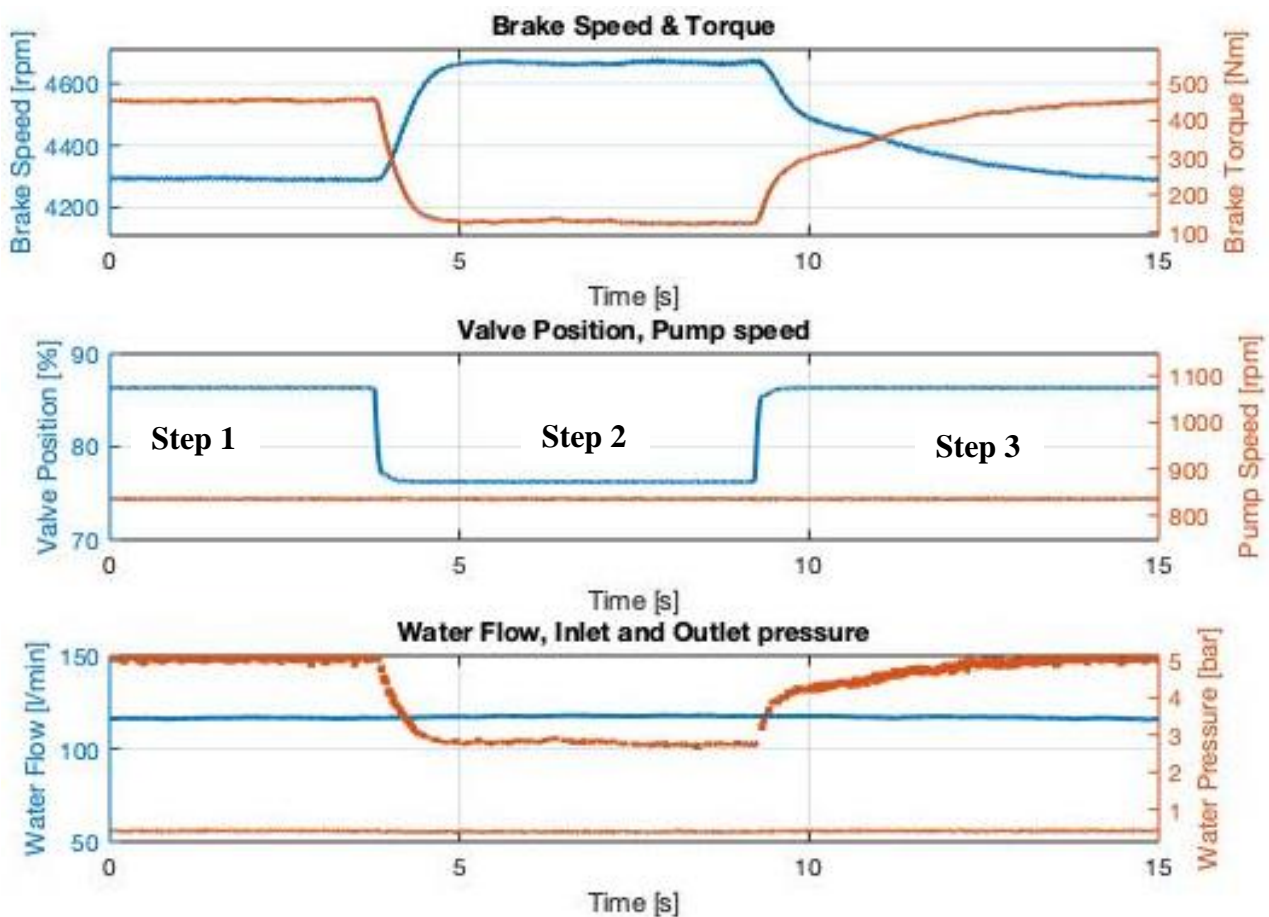
L'analisi dei dati, su indicazione dell'professor Corti, si è incentrata sull'analisi dei transitori nei "test valvola" e "test pompa" per individuare il metodo di controllo migliore per ridurre i tempi di risposta. I dati ottenuti sono stati elaborati tramite Matlab.

4.2.1 "Test Valvola"

I primi dati elaborati sono stati quelli riferiti a "Test Valvola" con step di variazione della chiusura 85%-75%-85%. Durante i test il moltiplicatore di giri motore era in terza marcia e sono state effettuate prove con diverso numero di giri della pompa, a 850 rpm ed a 835 rpm, rispettivamente con velocità di rotazione del freno 4200 rpm e 4300 rpm.



4.2.a prova "test valvola" – pompa **850 rpm** – freno 4200 rpm -3° marcia
Step1=75% - Step2=85% - Step3=75%



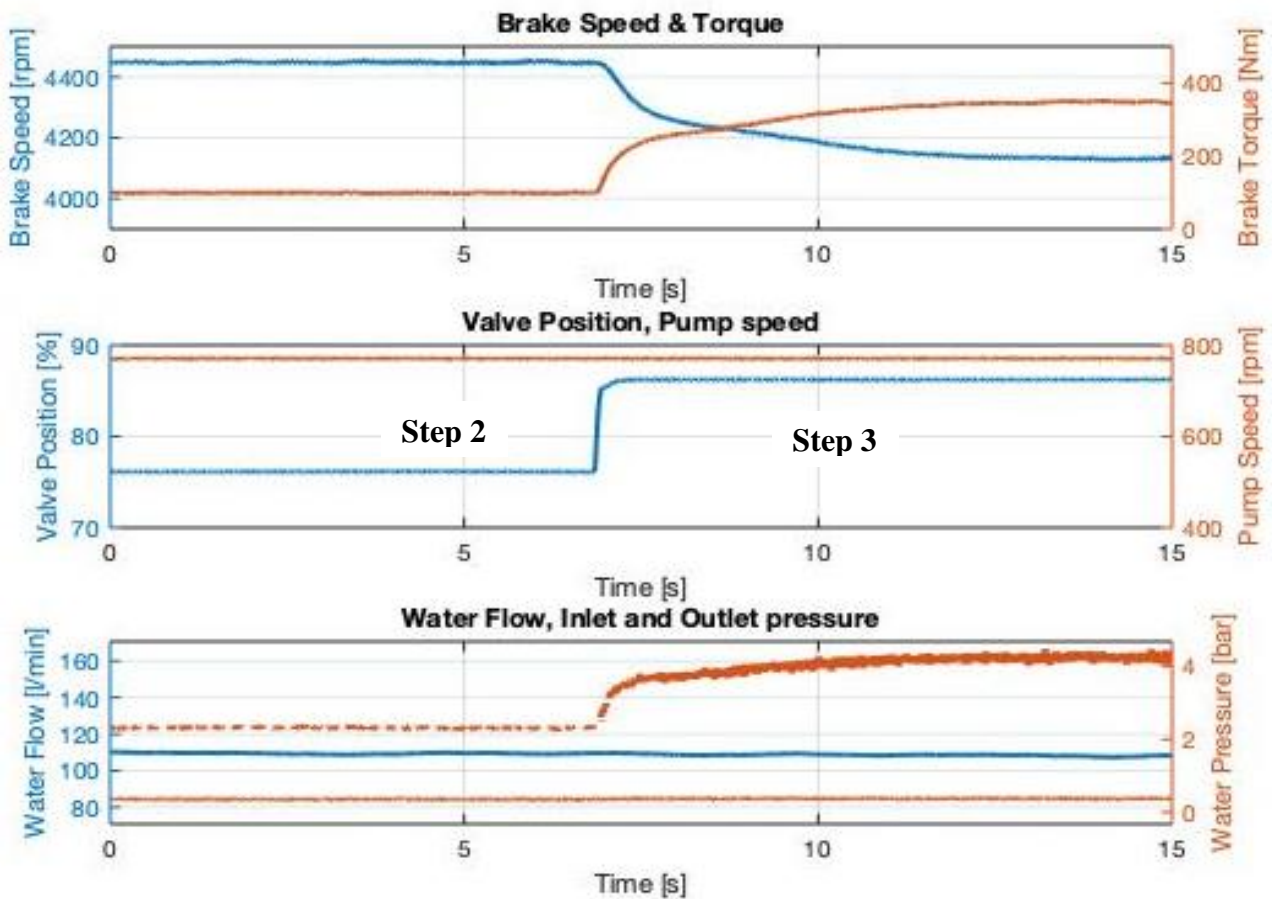
4.2.b prova “test valvola” - pompa **835 rpm** – freno 4300 rpm - 3° marcia
 Step1=75% - Step2=85% - Step3=75%

Dai grafici delle due prove possiamo notare che tutti gli andamenti dei parametri considerati sono correlati con la chiusura della valvola: riducendo la chiusura della valvola cala il Torque (coppia frenate), aumenta la velocità di rotazione del freno e diminuisce la pressione all'interno del freno. Ovviamente con la chiusura della valvola avviene il contrario.

Si osserva però che queste variazioni non avvengono istantaneamente, ma sono caratterizzate da un tempo di transizione per raggiungere una condizione stazionaria. Tale tempo di risposta è imputabile al “ritardo” della fase di chiusura/apertura della valvola; questo infatti comporta, dato che la velocità di rotazione della pompa è costante, un tempo maggiore per riempire/svuotare la cassa del freno per arrivare con la quantità d'acqua adeguata per adempire alle richieste. Di conseguenza questo comporta un ritardo nell'aumento/diminuzione della coppia frenante.

Il ritardo è maggiore nella fase Step 3 in cui si va ad azionare la chiusura della valvola a farfalla; infatti dai grafici “Brake Speed & Torque” di Fig. 4.2.a e 4.2.b si può notare che la pendenza della curva in risalita è sensibilmente inferiore rispetto a quella in discesa.

È stata quindi effettuata un'ulteriore prova in analoghe condizioni ma a diverso numero di giri pompa (800 rpm) considerando solo Step2-Step3, partendo con la valvola chiusa al 75% e portandola all'85%. Con questo tipo di prova possibile evidenziare meglio il transitorio in salita e di conseguenza è possibile rilevare il tempo che impiega il sistema a raggiungere il target desiderato.

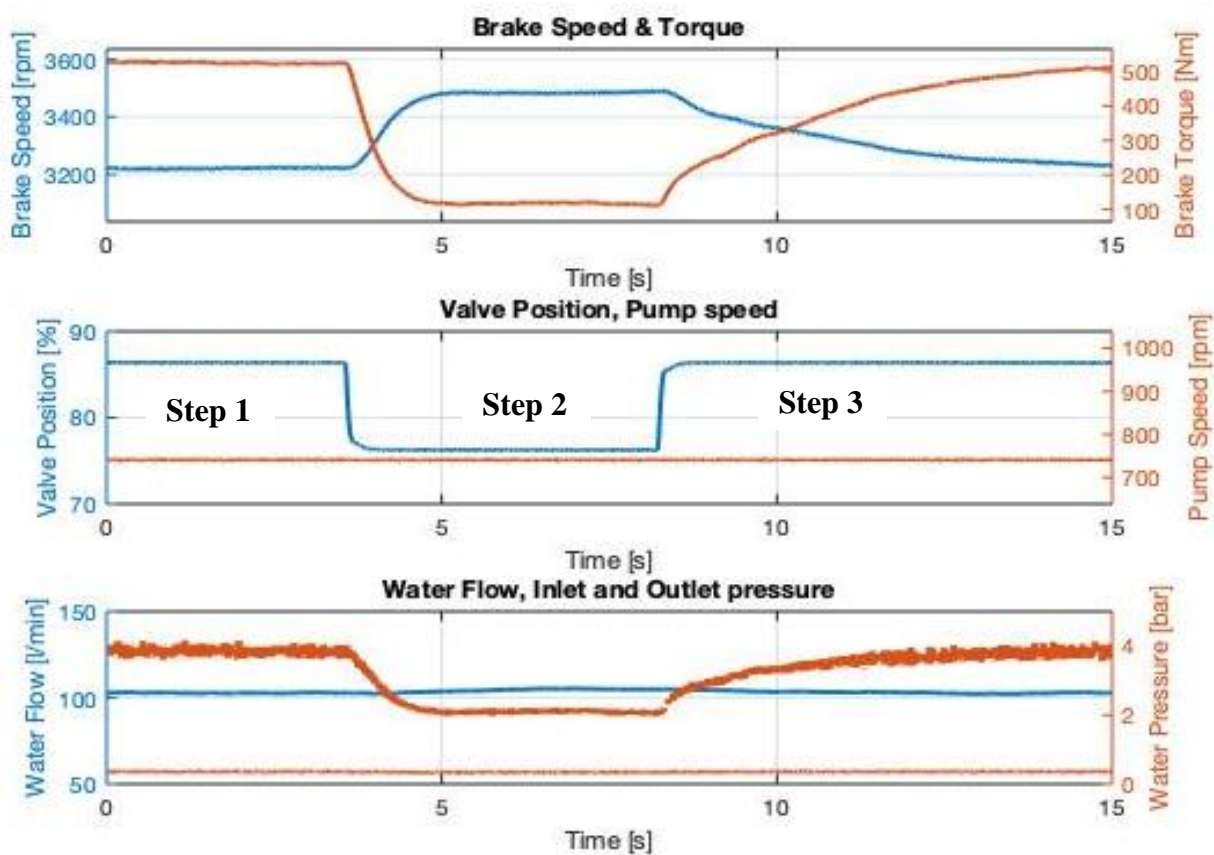


4.2.c "test valvola" – pompa **800 rpm** - freno 4000 rpm - 3° marcia
Step2=75% - Step3=85%

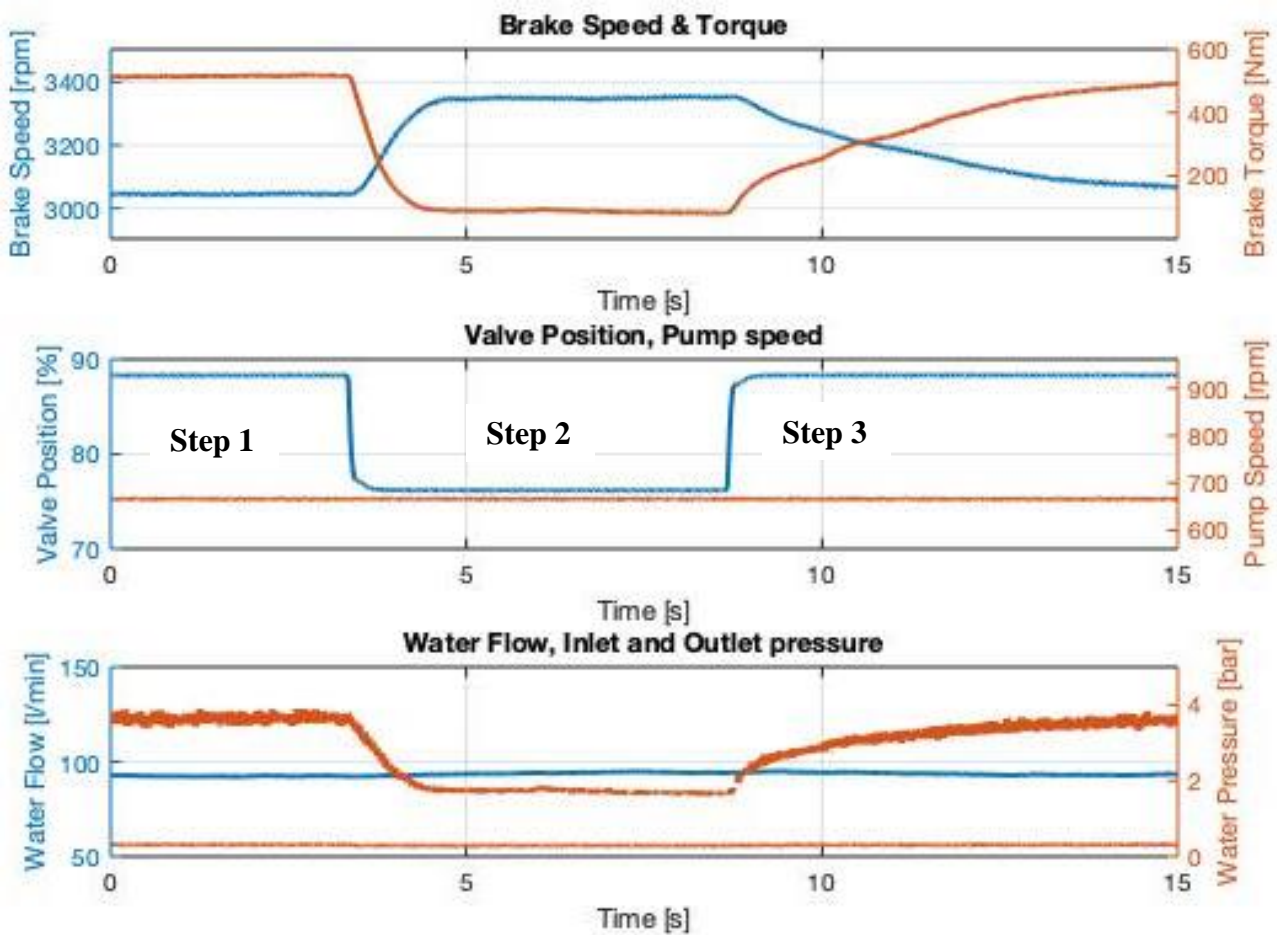
Si può notare l'influenza degli rpm della pompa sul transitorio della coppia frenante. Infatti, se si confrontano i grafici "Brake Speed & Torque" delle figure 4.2.a, 4.2.b, 4.2.c, si può notare come al calare della velocità di rotazione della pompa il transitorio in salita aumenti di durata.

Questo è facilmente spiegabile poiché riducendo gli rpm della pompa si avrà una portata di acqua in ingresso inferiore e quindi il freno impiegherà un tempo maggiore a riempirsi di acqua per tornare alla coppia frenate desiderata. Confrontano i grafici "Brake Speed & Torque" delle figure 4.2.a, 4.2.b è possibile notare lo stesso comportamento sopra citato nella fase iniziale della prova, cioè all'apertura della valvola.

Successivamente sono stati effettuati "test valvola" analoghi ai precedenti, (Step1=85%, Step2=75%, Step3=85) ma utilizzando il moltiplicatore di giri in seconda marcia. Queste prove sono caratterizzate dal numero di giri della pompa più basso delle precedenti, rispettivamente 740 e 665 rpm.



4.2.d "test valvola" – **pompa 740 rpm** – freno 3200 rpm - 2° marcia
Step1=85% - Step2=75% - Step3=85%

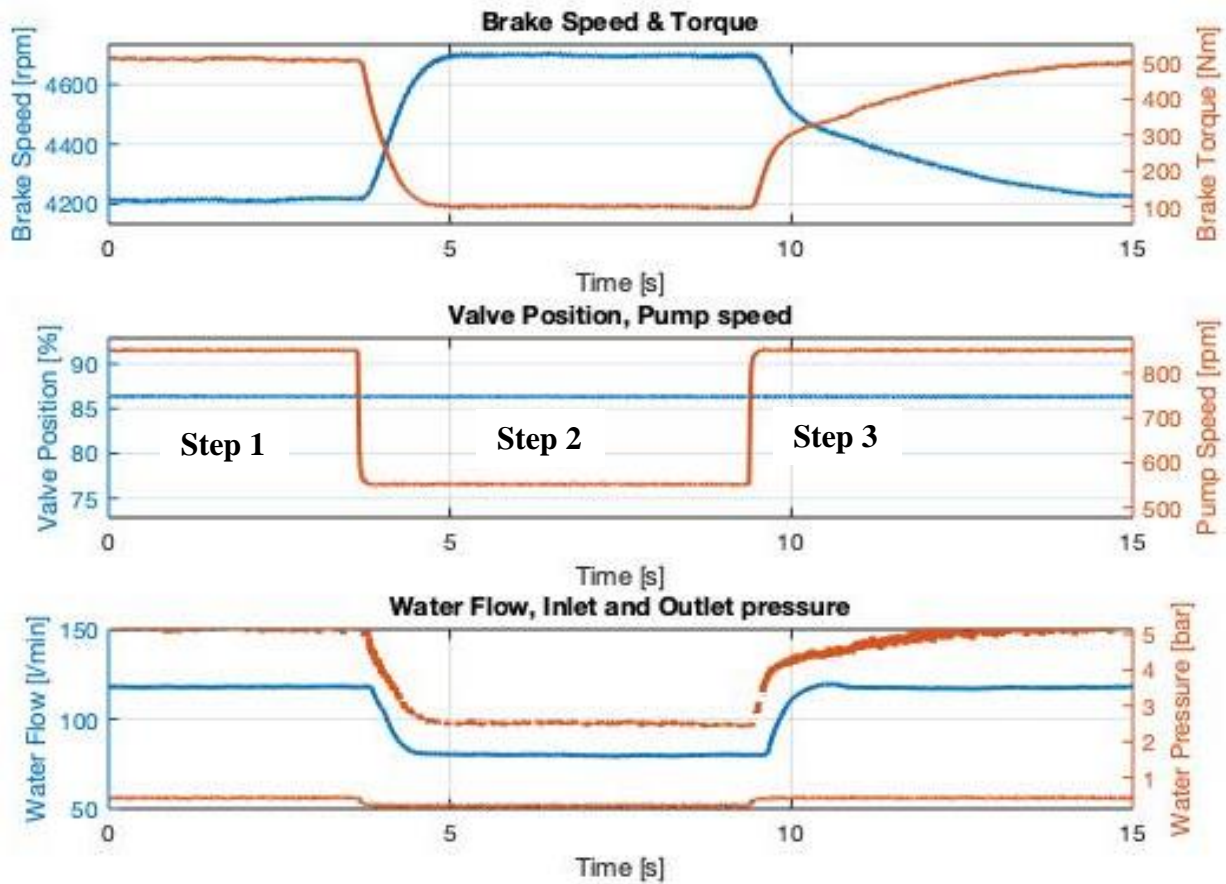


4.2.e “test valvola” – **pompa 665 rpm** – freno 3000 rpm, - 2° marcia
 Step1=85% - Step2=75% - Step3=85%

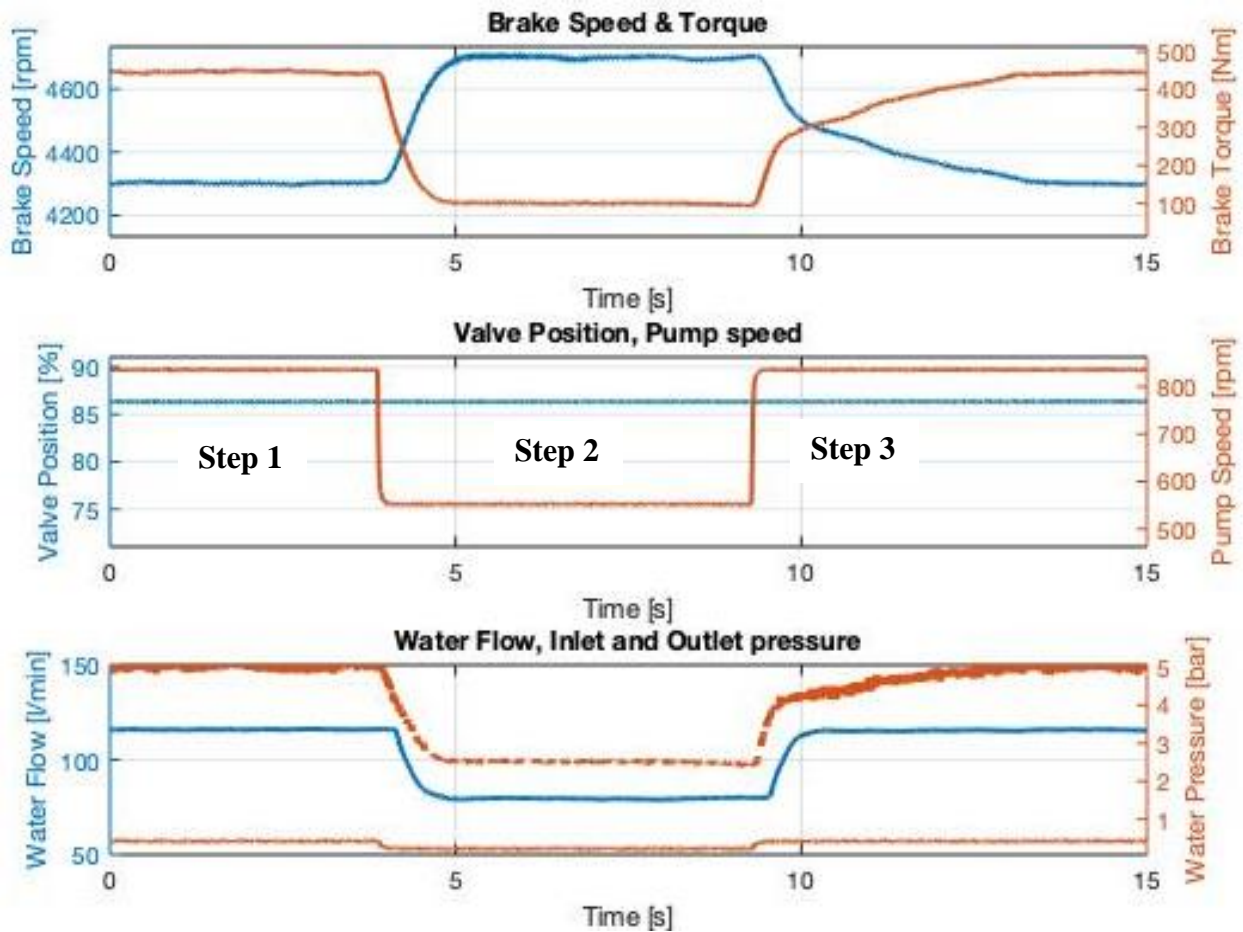
Anche da questi test si può notare, come detto in precedenza, che la velocità di rotazione della pompa influenza il tempo necessario al raggiungimento della coppia desiderata. Un'altra cosa interessante da fare notare è che in ogni prova sia in seconda che in terza marcia non si sono mai superati gli 0,6 bar che sono il limite di pressione in ingresso al freno.

4.2.2 “Test Pompa”

Sono stati elaborati i dati riferiti ai “Test Pompa” con step di variazione di giri della pompa variabili. Durante i test il moltiplicatore di giri motore era in terza marcia, con chiusura valvola costante 85% e di rotazione del freno da 4000 rpm e 4300 rpm.

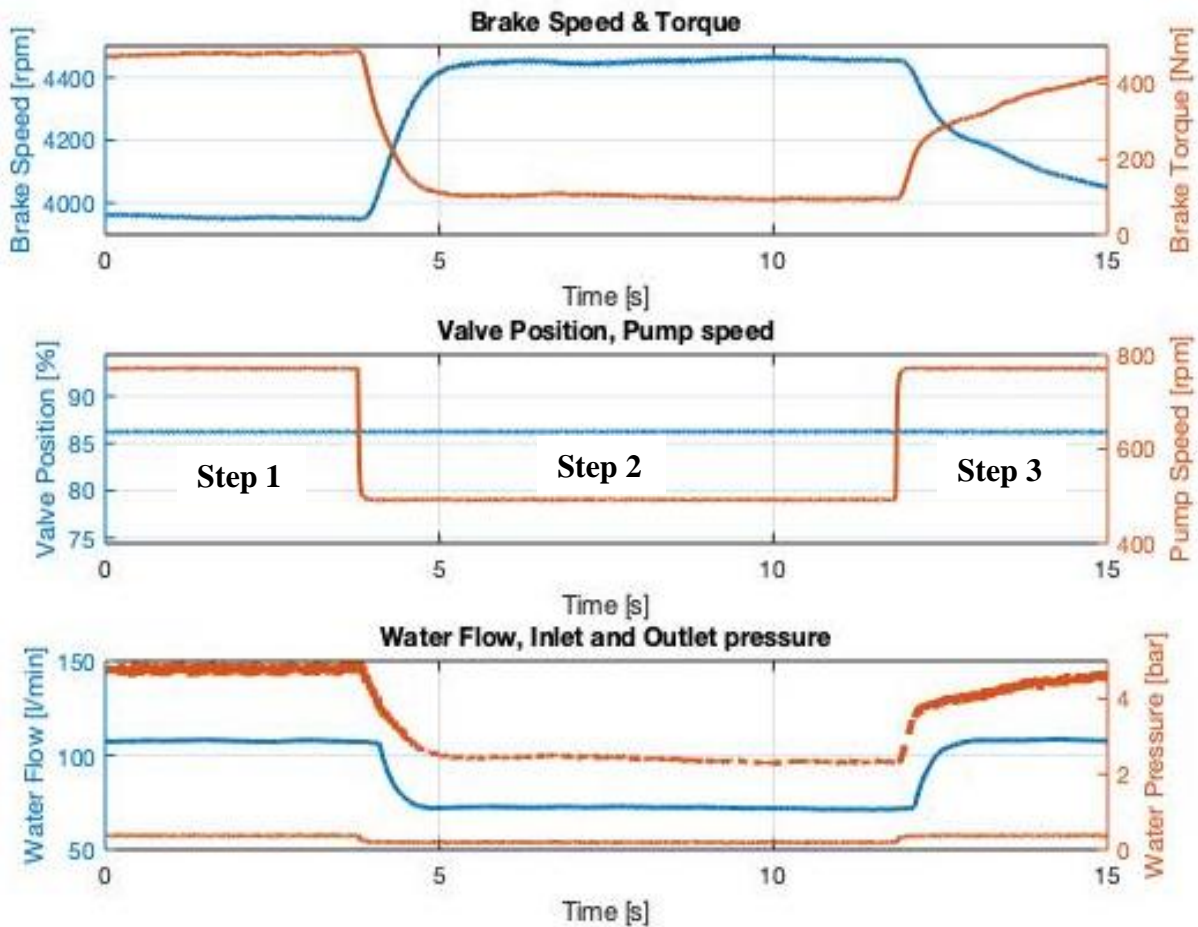


4.2.f “test pompa” – valvola 85% – freno 4200 rpm - 3° marcia
Step1=850rpm - Step2=550rpm - Step3=850rpm



4.2.g "test pompa" – valvola 85% – freno 4300 rpm - 3° marcia
 Step1=835rpm - Step2=550rpm - Step3=835rpm

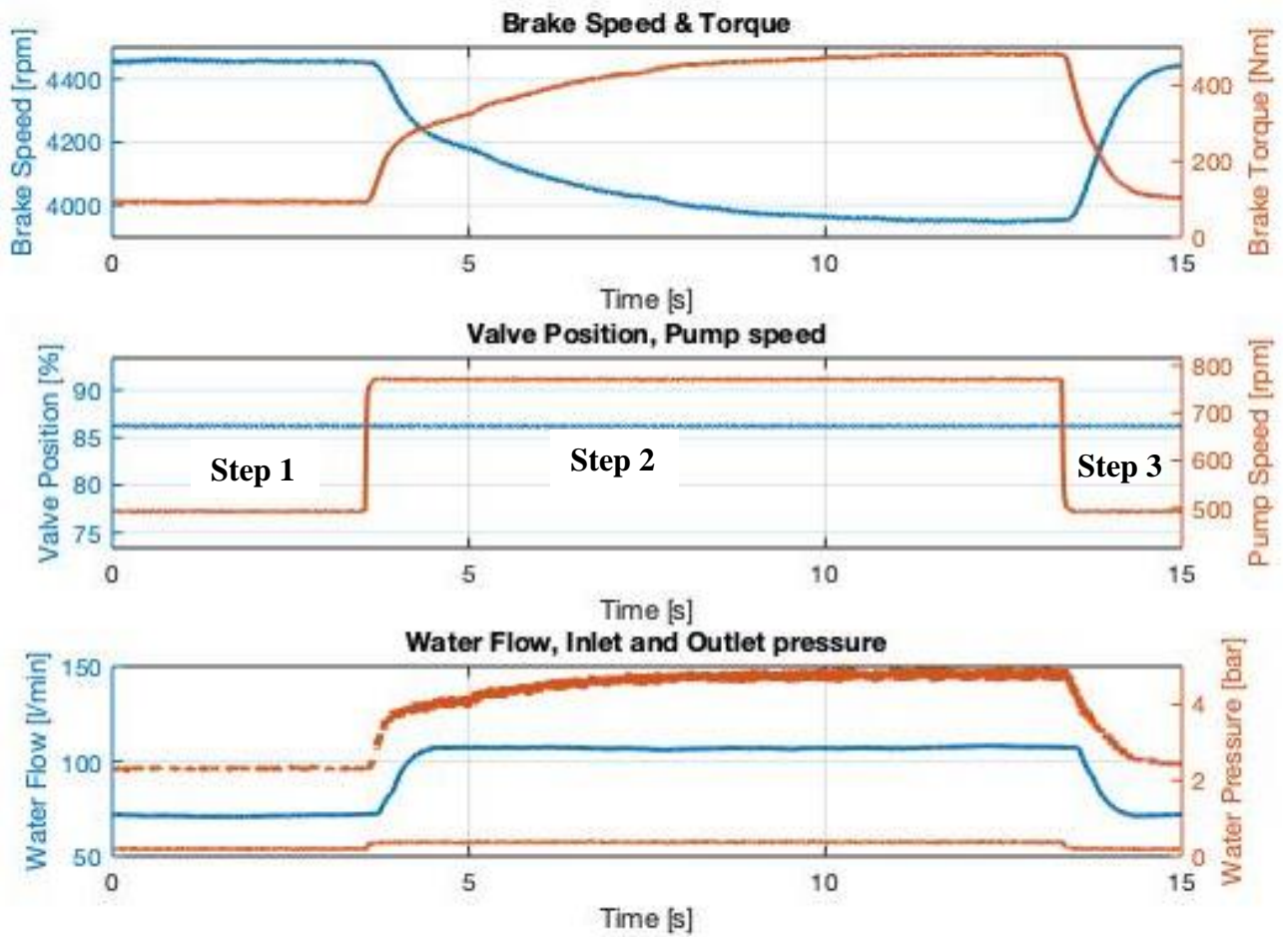
Si può notare che la pressione in ingresso e quella in uscita sono direttamente proporzionali alla portata ingresso. Rispetto ai test precedenti la pressione in ingresso risulta influenzata solo dagli rpm della pompa e non dalle variazioni della valvola a farfalla. Questo avviene perché in questo tipo di test andiamo modificare la portata in ingresso mentre nell'altro tipo di prova si varia la quantità di acqua che resta all'interno del freno.



4.2.h “test pompa” – valvola 85% – freno 3900 rpm - 3° marcia
 Step1=770rpm - Step2=490rpm - Step3=770rpm

Dai grafici 4.2.f- 4.2.h si può notare quello che è già stato rilevato anche nei “test valvola” che al calare della portata aumenta il tempo che il sistema impiega per tornare a regime. Tanto che nel grafico 4.2.h la coppia frenante non è riuscita a tornare a regime nei 15 secondi del test. Questo fattore è abbastanza limitante perché vorrà dire che non sarà possibile utilizzare il freno con basse portate soprattutto nei transitori.

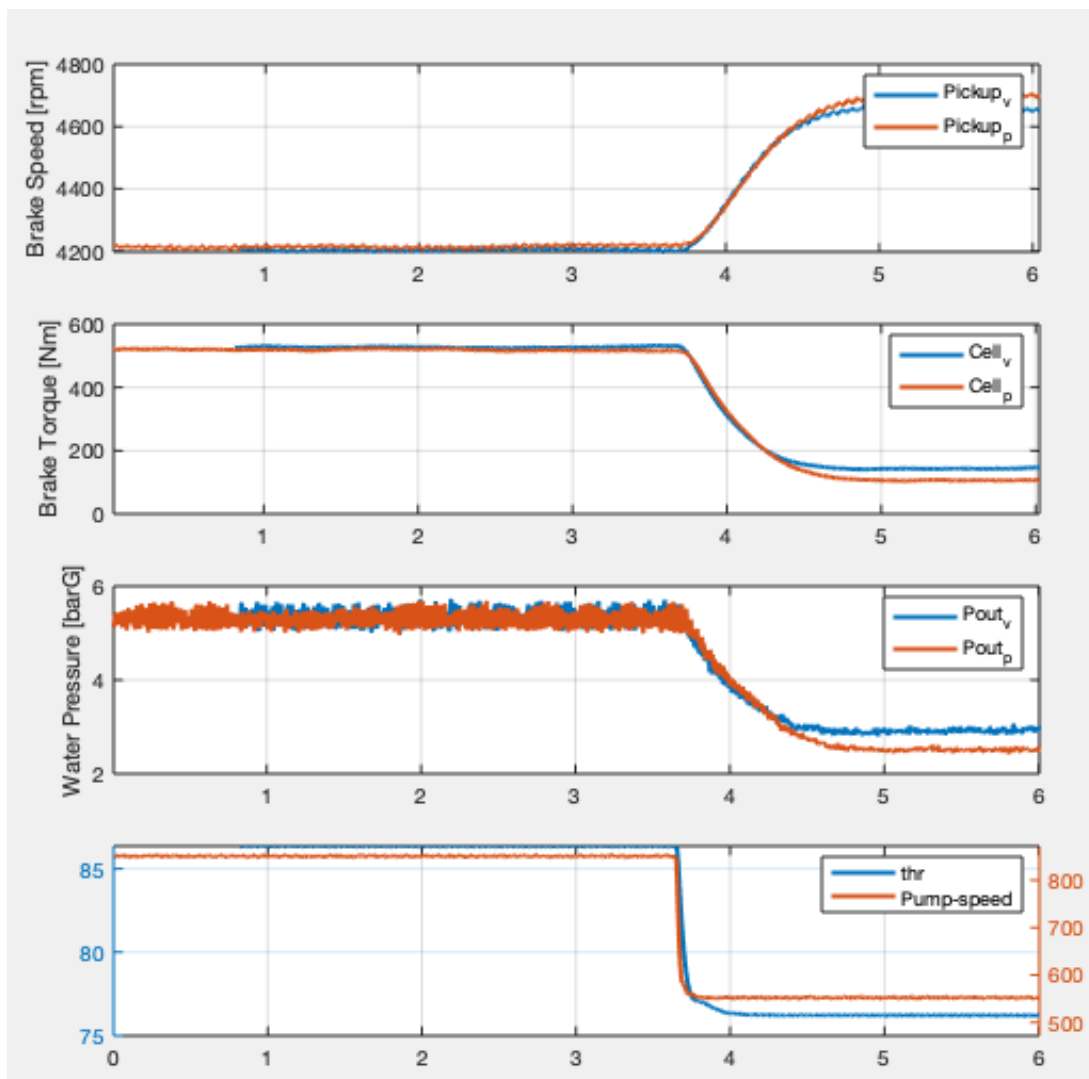
Infine, l’ultimo test effettuato è stato un test pompa non con i giri della pompa a calare ma bensì con giri della pompa a crescere (Step1=490rpm, Step2=770rpm, Step3=490rpm). Questo test (grafico 4.2.i) mette in evidenza il problema principale di questo tipo di controllo; infatti risulta più evidente, rispetto ai test precedenti, come il freno impieghi alcuni secondi per riempirsi di acqua e di conseguenza la coppia frenante non è quella desiderata nell’istante dopo l’aumento di giri della pompa.



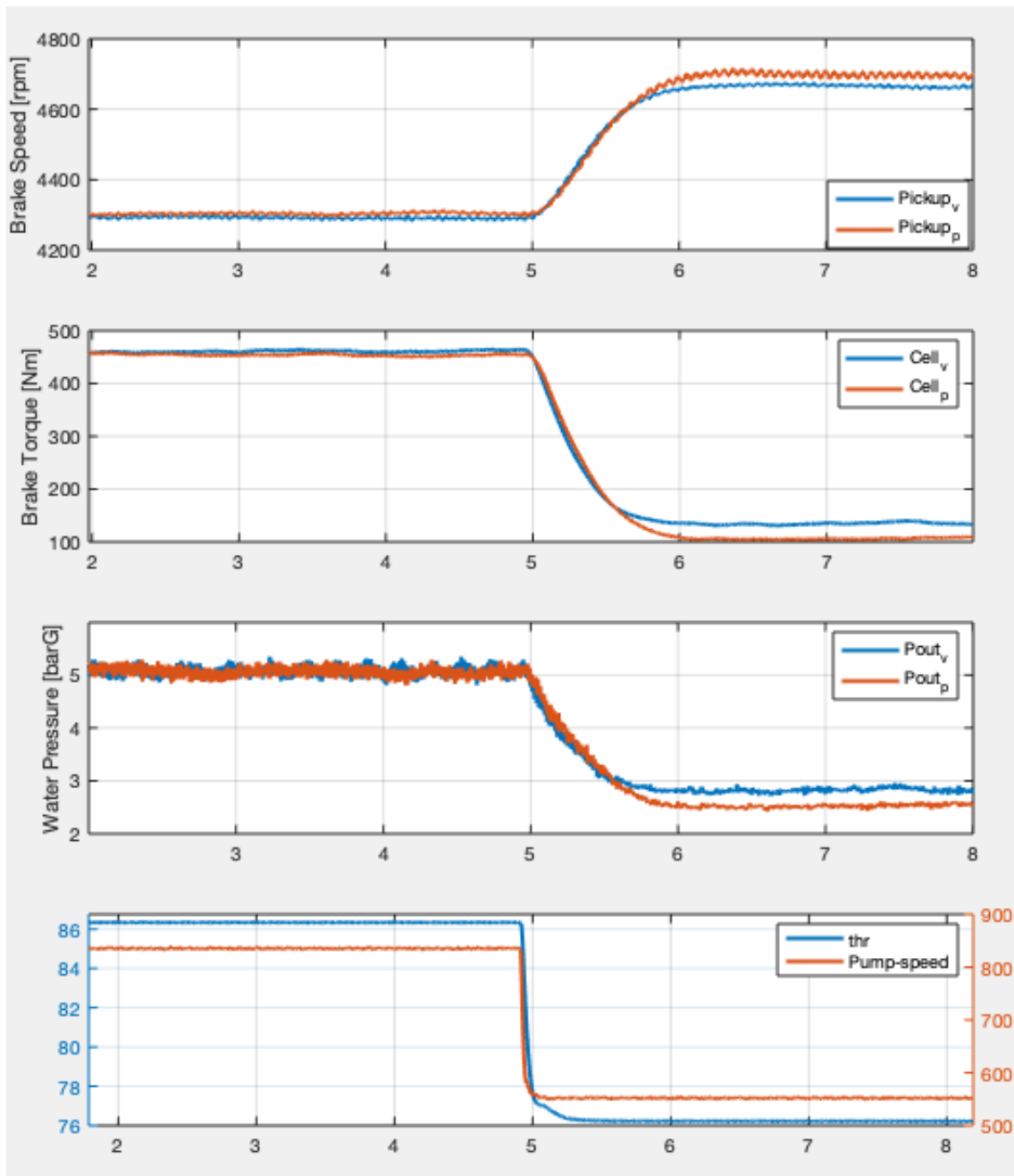
4.2.h “test pompa” – valvola 85% – freno 4000 rpm - 3° marcia
 Step1=490rpm - Step2=500rpm - Step3=490rpm

4.3 CONFRONTO ATTRAVERSO COPPIA, RPM, PRESSIONE IN USCITA TRA I DUE METODI DI CONTROLLO

Per poter effettuare il confronto delle varie grandezze sono stati elaborati i dati a parità di rpm iniziali del freno (4200-4300 rpm) con il moltiplicatore di giri in terza marcia: in particolare sono stati confrontati i “test pompa” (pedice p nella legenda dei grafici) e i “test valvola” (pedice v nella legenda dei grafici). I grafici seguenti evidenziano il comportamento delle grandezze prese in esame (rpm freno, coppia frenante, pressione acqua) in funzione dei due diversi metodi di controllo (variazione THR% e variazione rpm pompa) per i transitori al diminuire (grafici 4.3.a e 4.3.b) e per i transitori a crescere (grafici 4.3.c e 4.3.d) dei parametri di controllo.



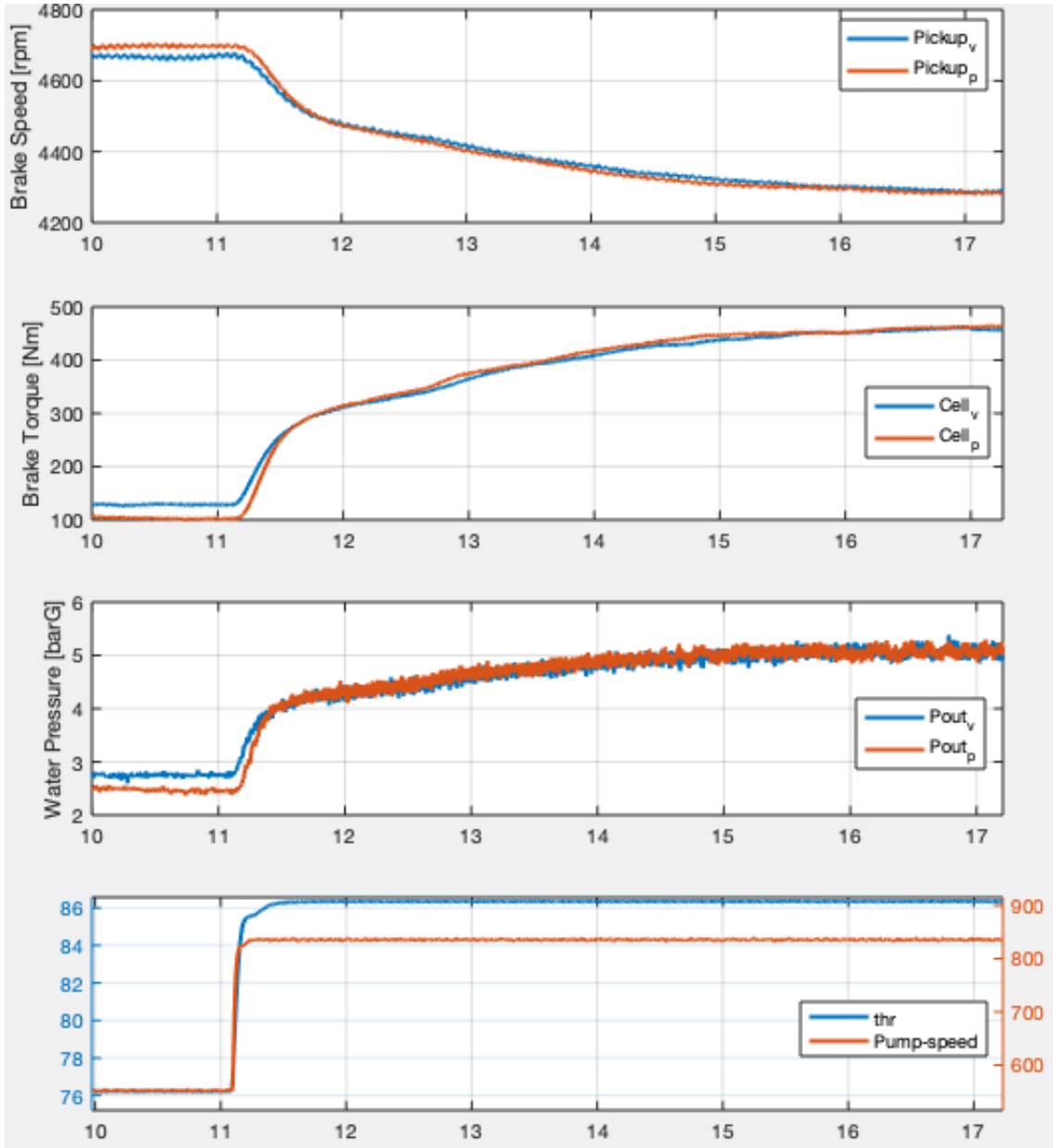
4.3.a Confronto andamenti al diminuire dei parametri di controllo
THR (85% -> 75%) – pompa (835rpm -> 550 rpm)



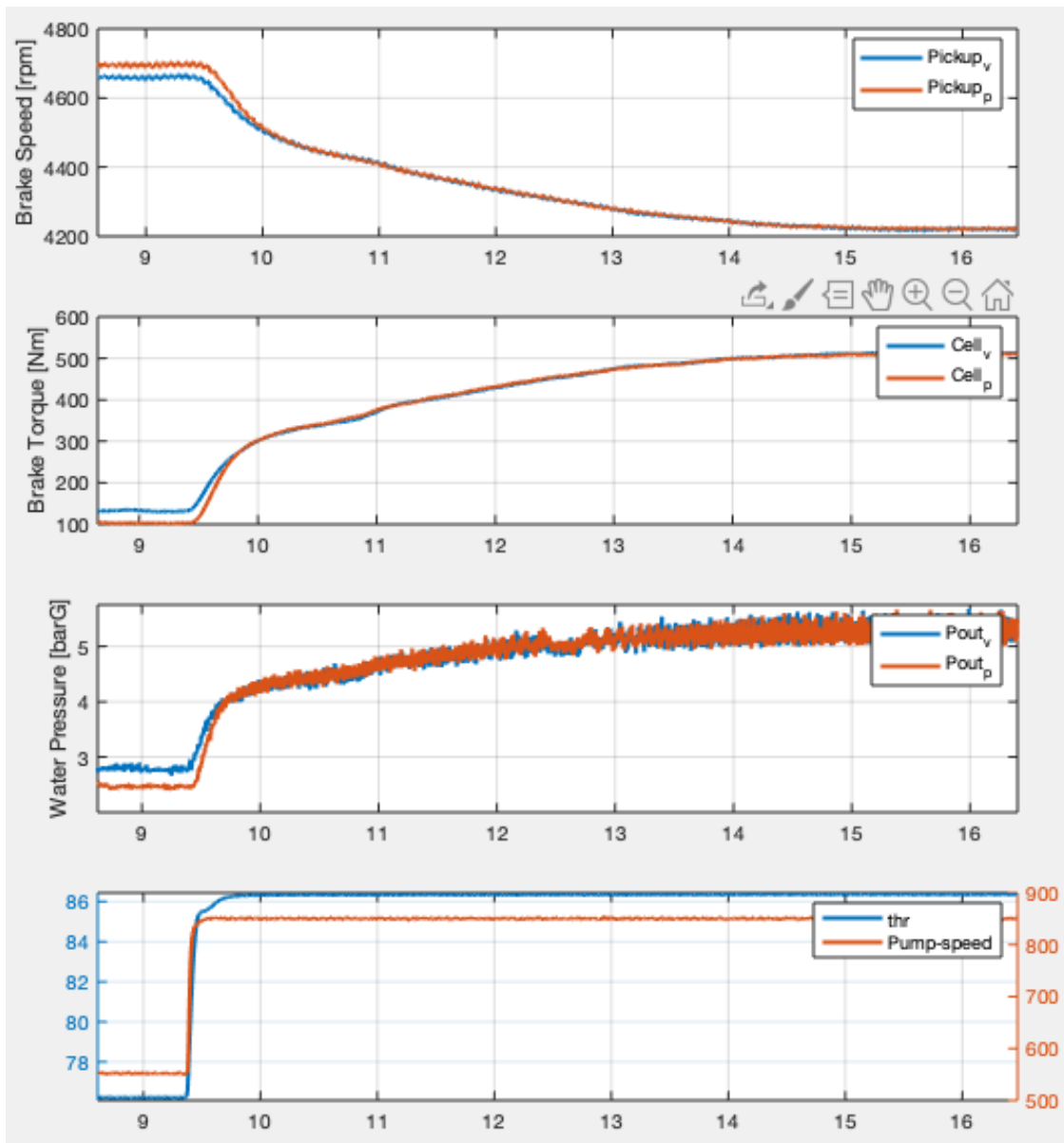
4.3.a Confronto andamenti al diminuire dei parametri di controllo
 THR (85% → 75%) – pompa (850rpm → 550 rpm)

Dal confronto delle prove in fase di riduzione della chiusura valvola o di riduzione del numero di giri della pompa si può notare come i transitori della velocità di rotazione del freno, della coppia frenate e della pressione in uscita siano molto simili per entrambi. Si evidenzia comunque che quando la regolazione viene fatta attraverso gli rpm della pompa, le curve di risposta dei parametri risultano di poco più ripide rispetto alle curve ottenute con l'altro comando. Questo avviene perché, come si può vedere in entrambi i grafici, la risposta della variazione dei giri della pompa è più veloce rispetto

alla variazione della chiusura della valvola a farfalla. La regolazione con gli rpm della pompa è “diretta” rispetto all’altra che, come si può notare sul grafico che paragona la percentuale del “THR” (curva blu) e la “Pump-speed” (curva arancione), presenta un flesso prima di raggiungere il target voluto.



4.3.c Confronto andamenti al crescere dei parametri di controllo
THR (75% -> 85%) – pompa (550rpm -> 835 rpm)



4.3.d Confronto andamenti al crescere dei parametri di controllo
 THR (75% → 85%) – pompa (550rpm → 850 rpm)

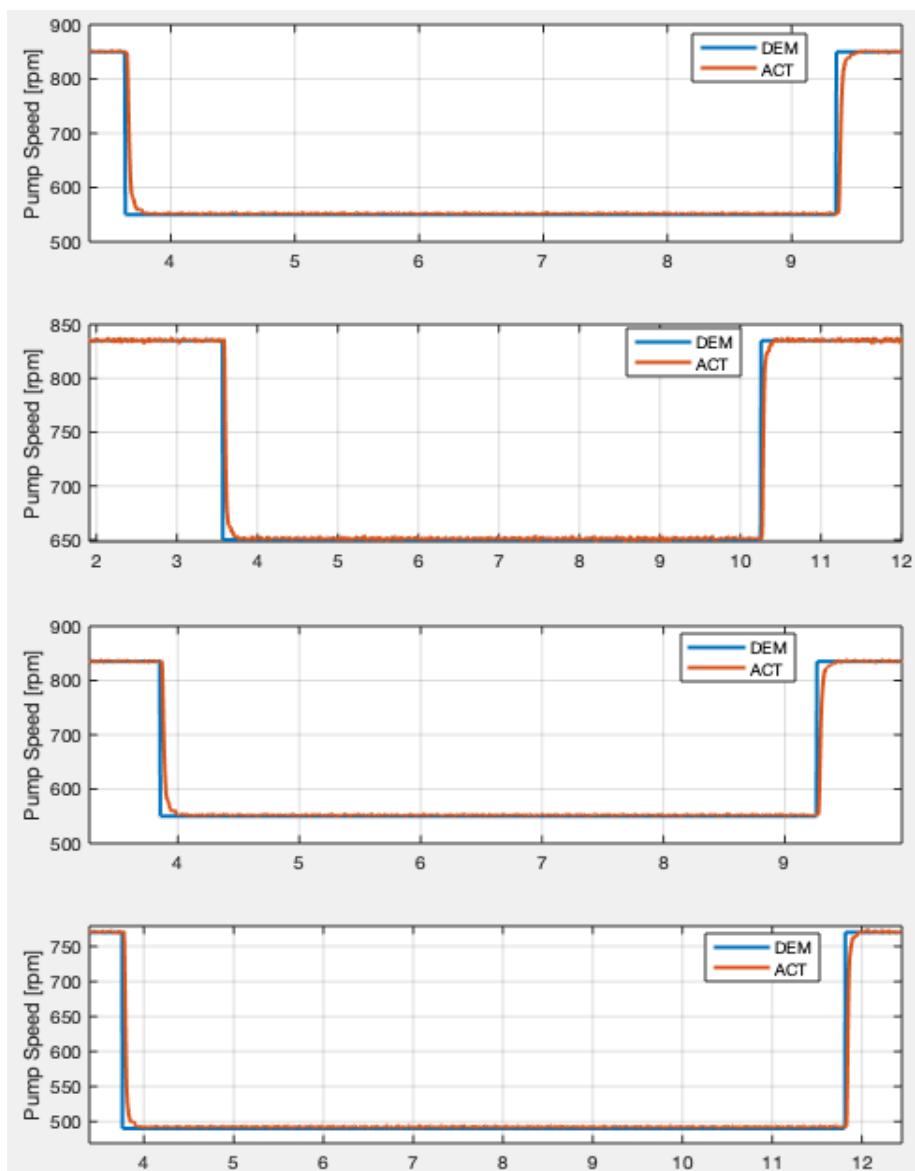
Anche da questi transitori è possibile, anche se meno evidente, notare quello che si era osservato nei transitori con la coppia calante, cioè che il comando attraverso i giri della pompa è più veloce, lineare e diretto. Da questi due grafici può sembrare che il comando THR porti a raggiungere il target richiesto prima del comando attraverso gli rpm pompa, dato che la linea blu anticipa quella arancione nel grafico della coppia. Non è però così perché entrambe le tipologie di comando raggiungono il target pressoché insieme ma il comando THR parte da una coppia più elevata quindi la sua curva ha una pendenza minore. Perciò il comando THR è più lento. Per cui è preferibile utilizzare il controllo tramite la velocità di rotazione della pompa.

CAPITOLO 5– SVILUPPO DEL CONTROLLO DELLA COPPIA

5.1 IDENTIFICAZIONE COSTANTI DI TEMPO

Dopo aver confrontato le due tipologie di comando per controllare la coppia frenante del freno idraulico e dopo individuato nel comando dei giri della pompa quello più indicato, insieme al professor Corti, si è passati a sviluppare un controllo per poter gestire la coppia.

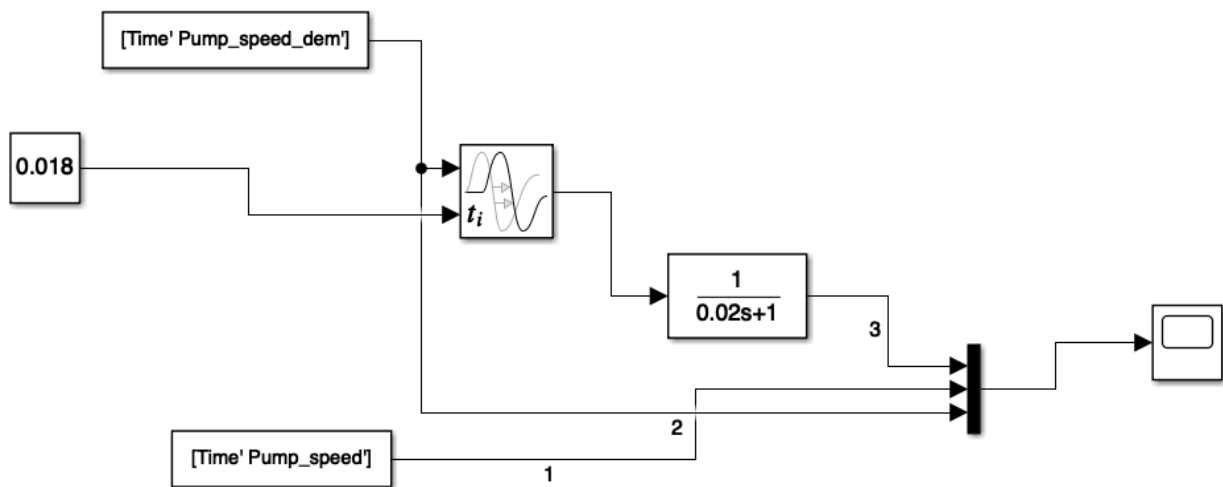
Per prima cosa sono stati confrontati gli andamenti effettivi (“ACT”) del numero di giri della pompa rispetto alla variazione richiesta (“DEM”).



5.1.a Confronto tempi di risposta rpm pompa

Come si può notare dalla figura 5.1.a la variazione effettiva del numero di giri della pompa non è immediata e richiede sempre un tempo di allineamento per raggiungere il valore impostato: questo “ritardo” rappresenta un limite dell’impianto perché la pompa non può reagire più velocemente. Grazie all’aiuto del professor Corti ho sviluppato, utilizzando il programma di simulazione Simulink, un programma che vada a modificare la velocità che si richiede alla pompa (“ACT”) per ridurre il più possibile il ritardo che si genera dal limite di impianto sopra citato.

Su consiglio del professor Corti ho impostato come in figura 5.1.b il programma.



5.1.b Programma gestione rpm pompa

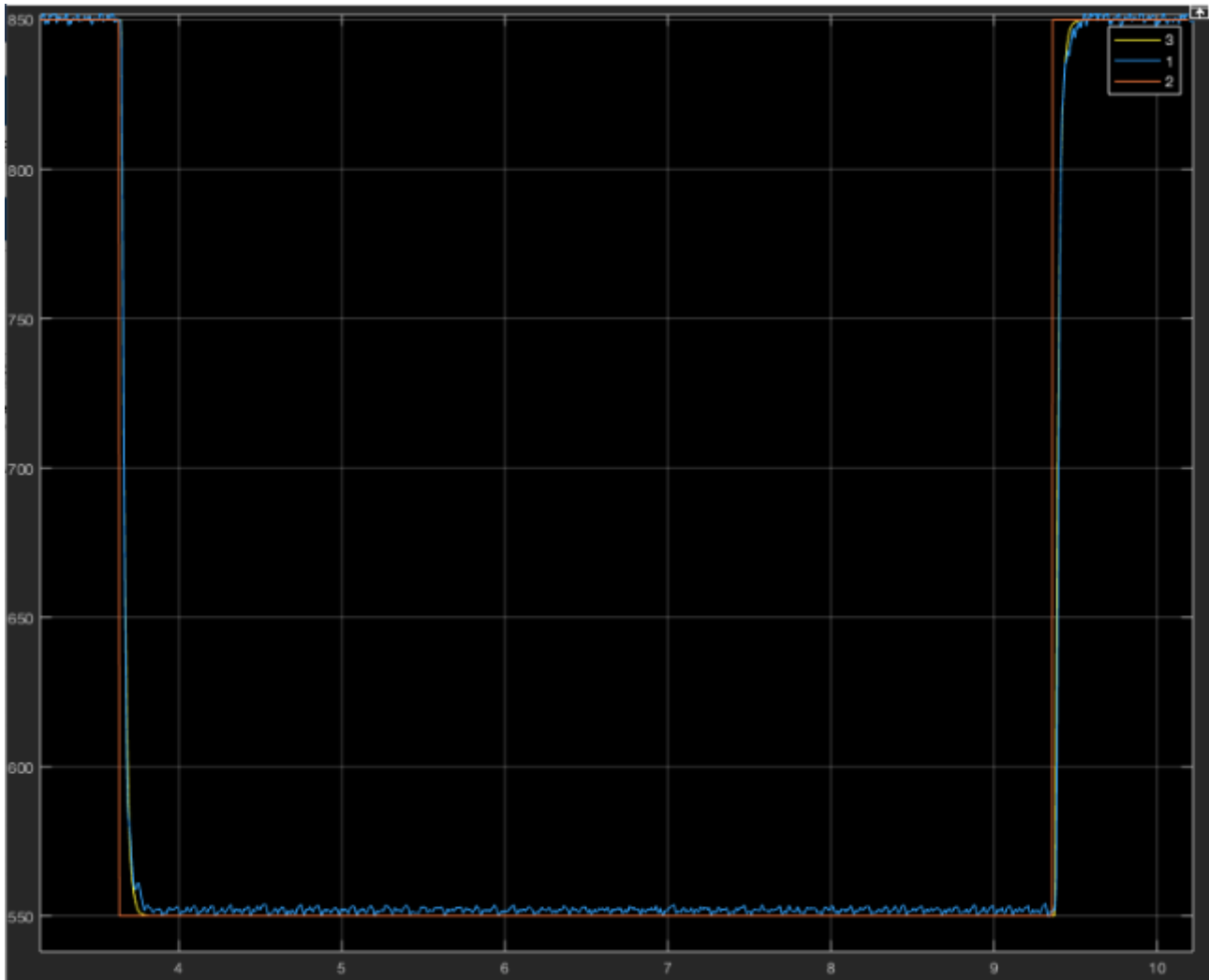
Per prima cosa ho introdotto i dati prelevati dai campioni precedentemente citati. I dati sono il tempo, la velocità richiesta alla pompa e la velocità effettiva della pompa.

Successivamente ho aggiunto il blocco chiamato “variable transport delay”; questo viene utilizzato per ritardare una variabile di una costante. Questo blocco è specialmente indicato nei casi in cui un liquido incompressibile all’intero di uno o più tubi viene movimentato da una pompa con velocità variabile.

Poi ho aggiunto una costante, con procedimenti iterativi ho capito che il valore corretto da attribuire alla costante è di 0.018. Dopo di che ho introdotto una funzione di trasferimento. Anche in questo caso le costanti al denominatore le ho scelte iterando il processo e guardando quando la funzione creata si avvicinava il più possibile a quella della velocità di rotazione reale della pompa. Infine, ho introdotto un blocco chiamato “scope” che serve per creare il grafico con le funzioni alle quali è collegato.

5.2 CONTROLLO DELLA COPPIA

Utilizzando quindi il programma sopra citato attraverso il software per le simulazioni Simulink ho ottenuto questo risultato.



Date le tre curve che compongono il grafico ho indicato con il colore blu la velocità di rotazione effettiva della pompa (1), con il colore rosso la velocità di rotazione richiesta alla pompa (2) e con il colore giallo la velocità di rotazione simulata (3).

È possibile notare come la curva della velocità di rotazione simulata si avvicini molto alla curva della velocità di rotazione effettiva; in questo modo si ottiene una riduzione del ritardo creato dal limite di velocità di risposta della pompa. In questo modo si avrà una coppia frenante più lineare. Il controllo è di tipo diretto sulla velocità di rotazione della pompa, va indirettamente a controllare anche la coppia e questa tipologia di controllo può essere utilizzata solo nei transitori e non nelle prove stazionarie.

CAPITOLO 6– CONCLUSIONI

Il lavoro svolto durante questo elaborato si è concentrato inizialmente nel conoscere e stilare una lista di ogni componente dell'impianto utilizzato per le prove. Successivamente il lavoro si è concentrato nella messa in posa dell'impianto e nei successivi test. I primi sono stati effettuati sia per conoscere le caratteristiche dell'impianto e sia per conoscere le caratteristiche del freno F23. Dopo i primi test il restante lavoro svolto in questo elaborato è stato incentrato sulla raccolta dati per comprendere il funzionamento dell'impianto e per capire quale delle due tipologie di controllo (tramite la valvola a farfalla oppure tramite gli rpm della pompa) fosse il più efficiente. Una volta completati i test ed analizzati tutti i dati derivanti da questi, ci siamo accorti che il sistema di controllo più efficiente è quello mediante gli rpm della pompa. Quindi ci siamo concentrati sullo sviluppo di un sistema che potesse ridurre al minimo i ritardi tra la velocità richiesta alla pompa e la velocità effettiva della pompa, questo perché i ritardi andavano ad influenzare negativamente la coppia. Attraverso questa tipologia di controllo abbiamo sviluppato un'evoluzione di un sistema di freno ormai non più utilizzato. Nel prossimo futuro, implementando ulteriormente le leve di controllo su questa tipologia di freno, ci sarà la possibilità di utilizzare nuovamente il freno idraulico al posto dei freni a correnti parassite, sistemi questi caratterizzati da una più elevata complessità e da costi più alti.

BIBLIOGRAFIA

1. Enciclopedia Treccani, “ Freno Dinamometrico”.
2. Tesi Mirco De Gianni, “Analisi del controllo di un freno dinamometrico idraulico mediante pompa con inverter”
3. Borghi & Saveri, “Manuale di rapido utilizzo, dispositivi di rilevamento giri, coppia e potenza MP620BS”.
4. Borghi & Saveri, “Manuale Istruzioni: unità di controllo dinamometri idraulici “idrotest” tipo SFI”.
5. Borghi & Saveri, “Manuale d’uso e manutenzione freno F-23”
6. Liverani, “Data sheet stainless steel aisi316 electric pump”.
7. Schneider Electric, “Data sheet Altivar Machine ATV340”.
8. www.bronkhorst.com
9. www.gemssensors.com
10. HBM, “Data sheet T10F torque flange”.
11. www.tcdirect.it
12. www.nidec-copal-electronics.com
13. www.interfaceforce.com
14. Guida-Help software Matlab