POLITECNICO DI TORINO

Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale e Meccanica

Tesi magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Modellazione numerica a parametri concentrati di servomeccanismo elettroidrostatico per applicazioni prognostiche

Relatore:

Prof. Dalla Vedova Matteo Davide Lorenzo

Correlatore:

Prof. Maggiore Paolo

STUDENTE:

Coppo Alessandro

Marzo 2018

Indice

Capitolo 1 Introduzione 9
1.1 Controllo del volo 9
1.2 Comandi di volo 10
1.2.1 Comandi di volo primari 10
1.2.2 Comandi di volo secondari 12
1.3 Servomeccanismo elettromeccanico ed elettroidraulico 12
1.3.1 Servomeccanismo elettromeccanico 13
1.3.2 Servomeccanismo elettroidraulico 13
Capitolo 2 Modello matematico 16
2.1 Introduzione 16
2.2 Motore elettrico 16
2.3 Pompa a pistoncini 19
2.3.1 Definizione dei componenti 19
2.3.2 Equazioni di continuità 20
2.3.3 Equazioni di stato 22
2.3.4 Flusso, cinematica totale pompa 26
2.3.5 Modello matematico pompa a pistoni assiali 27
2.4 Martinetto idraulico 31
Capitolo 3 Modellazione EHA 32
3.1 Introduzione 32
3.2 Modellazione semplificata motore elettrico 33
3.3 Pompa a pistoni assiali 37
3.3.1 Modello semplificato pompa a pistoni assiali 37
3.3.2 Modello dettagliato pompa a pistoni assiali monocilindrica 39
3.4 Martinetto idraulico 56
3.5 modello completo EHA pompa monocilindrica 57
3.6 Modello EHA con pompa a nove pistoni 61
Capitolo 4 Analisi e risultati 63
4.1 Simulazione EHA con pompa ad un pistone 63
4.2 Simulazione EHA con pompa a nove pistoni 66
4.2.1 Simulazione EHA in assenza di carico esterno 66
4.2.2 Simulazione EHA con carico esterno 74

Capitolo 5 Conclusioni..... 78
Bibliografia 79

Indice delle figure

Figura 1: Assi di controllo del veicolo 9
Figura 2: Principali superfici di controllo 10
Figura 3: Schema comandi di volo primari reversibili 11
Figura 4: Schema moderno comandi di volo reversibile 12
Figura 5: Schema EMA..... 13
Figura 6: Schema servomeccanismo elettro idraulico 14
Figura 7: Architettura EHA F-35 15
Figura 8: Schema semplificato motore con le relative coppia motore e resistente 16
Figura 9: Schema pompa a pistoni assiali 19
Figura 10: Volume di controllo 20
Figura 11: Moto laminare 24
Figura 12: Meato a sezione rettangolare a destra, campo di velocità a sinistra 25
Figura 13: Schema movimento pistone 27
Figura 14: Portate istantanee del singolo pistone 28
Figura 15:Piastra di distribuzione 30
Figura 16: Andamento area del fagiolo 30
Figura 17: Schema martinetto idraulico 31
Figura 18: Modello semplificato motore elettrico resistivo-induttivo 33
Figura 19: Dettaglio blocco Com 34
Figura 20: Blocco EM Model con ingresso modello resistivo nella porta de Multiport Switch e ingresso 2 per il modello resistivo-induttivo 34
Figura 21: Caratteristica reale del motore eletrico 35
Figura 22: modello di attrito di borello 35
Figura 23: Simulazione motore elettrico con comando a gradino 36
Figura 24: Modello semplificato per un pompa a 5 pistoni 37
Figura 25: Modello semplificato di partenza pompa a pistoni assiali 38
Figura 26: Andamento portate Q1, Q2, Q12 per il modello semplificato di una pompa a pistoni monocilindrica 39
Figura 27: Modello portata smaltita dal pistone in relazione ad una portata costante 39
Figura 28: Subsystem blocco portata Qf1 in dettaglio 40
Figura 29: Simulazione modello riferito alla portata smaltita di un pistone in condizione di portata in ingresso costante e pressione P1 costante 41
Figura 30: Modello portata smaltita dal pistone in relazione ad una portata costante con relativo calcolo della pressione P1 41
Figura 31: Simulazione di Portata e pressione P1 in riferimento al modello con calcolo P1 42
Figura 32: Andamento area fagiolo 43
Figura 33: Modello Lookup Table-area fagioli ingresso pompa 43
Figura 34: Funzionamento calcolo posizione $\mathbf{0 - 2\pi}$ 44
Figura 35: Andamento delle aree Av1 e Av2 45
Figura 36: Blocco Qf1 dettagliato con aere fagioli 45
Figura 37: Portata smaltita dal pistone in funzione dell'area della piastra di distribuzione 46
Figura 38: Schema di simulazione delle portate di mandate e di ritorno (Qf1 e Qf2) 47
Figura 39: Portate di mandata e ritorno (Qf1, Qf2) 47
Figura 40: Sovrapposizione delle portate 48
Figura 41: Modellazione del Leakage 48

Figura 42 modello completo pompa a pistoni monocilindrica 49
Figura 43 Andamento portate Qf1 Qf2 modello con perdita di portata 50
Figura 44 Andamento P1 e P2 con perdita di portata 50
Figura 45 Andamento Pp1 con perdita di portata 51
Figura 46 Andamento portata totale..... 51
Figura 47 Modello completo pompa a pistoni assiali monocilindrica 52
Figura 48 Modello cinematico 52
Figura 49 Blocco Qf1 con sincronizzazione posizione 53
Figura 50 Andamento portate modello completo 53
Figura 51 Andamento P12 in assenza di martinetto idraulico 54
Figura 52 Andamento pressione Pp1 nella camera del pistone 54
Figura 53 Andamento pressione nei condotti di mandata e ritorno 55
Figura 54 Modello Simulink martinetto idraulico 56
Figura 55 Modello Sat_port 57
Figura 56 EHA monocilindrico 58
Figura 57 Controllore PID 59
Figura 58 Modello definitivo variazione portata QJ 60
Figura 59 Modello motore elettrico con carico resistente pompa 60
Figura 60 Modello completo pompa a nove pistoni 62
Figura 61 Andamento P1,P2,P12,Pp1 EHA monocilindrico 63
Figura 62 Andamento Q1 e Q2 EHA monocilindrico 64
Figura 63 Andamento Qf1 e Qf2 EHA monocilindrico 64
Figura 64 Posizione e velocità martinetto idraulico EHA monocilindrico 65
Figura 65 Andamento P1, P2,P12 EHA comando gradino 66
Figura 66 Portata Q1, Q2 EHA comando gradino 67
Figura 67 Andamento posizione e velocità martinetto idraulico comando gradino 67
Figura 68 Andamento P1, P2, P12 EHA comando a rampa 68
Figura 69 Andamento portate EHA comando a rampa 68
Figura 70 Andamento posizione e velocità del martinetto con comando rampa 69
Figura 71 Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale f20 69
Figura 72 Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale f60 70
Figura 73 Andamento portate EHA comando sinusoidale f20 70
Figura 74 Andamento portate EHA comando sinusoidale f60 71
Figura 75 Andamento spostamento e velocità martinetto comando sinusoidale f20 71
Figura 76 Andamento spostamento e velocità martinetto comando sinusoidale f60 72
Figura 77 Andamento P1, P2, P12 EHA comando Chirp 72
Figura 78 Andamento delle portate EHA con comando Chirp 73
Figura 79 Andamento spostamento e velocità martinetto con comando Chirp 73
Figura 80 Andamento P1, P2, P12 EHA comando gradino con carico esterno 74
Figura 81Andamento portata EHA comando gradino con carico esterno 74
Figura 82 Andamento spostamento e velocità martinetto carico a gradino con carico esterno 75
Figura 83Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno 76
Figura 84Andamento portate EHA comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno 76
Figura 85 Andamento posizione velocità martinetto con comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno 77

Abstract

Nel panorama della progettazione aeronautica moderna la prognostica sta diventando uno strumento fondamentale, soprattutto per il fatto che permette di prevedere il comportamento di un sistema meccanico in caso di guasto.

Questa disciplina prevede come primo step lo sviluppo di modelli matematici che descrivano il funzionamento dei sistemi meccanici che vengono studiati, come secondo step l'implementazione di questi modelli attraverso software per la modellazione e l'analisi dei sistemi dinamici; in questo lavoro di tesi si è utilizzato per questo scopo il software Simulink.

Per raggiungere l'obbiettivo di migliorare l'efficienza dell'analisi prognostica i modelli devono poter essere al contempo sempre più dettagliati ed anche veloci.

In questo lavoro di tesi sono stati trattati i servomeccanismi, in particolare il servomeccanismo elettro-idrostatico (EHA), con l'obbiettivo di ottenere un modello dinamico che permetta di simulare la meglio il comportamento di questo.

Il lavoro svolto è stato suddiviso in 4 capitoli:

Nel primo capitolo sono stati descritti i principali comandi di volo del velivolo, distinguendoli in primari e secondari; inoltre sono stati trattati i servomeccanismi ponendo l'attenzione sul loro utilizzo e funzionamento.

Nel secondo capitolo è stato illustrato il procedimento utilizzato per ricavare i modelli matematici dell'EHA sulla base di aspetti meccanici, cinematici e fluidodinamici; i quali sono stati implementati in Simulink.

Nel terzo capitolo sono stati descritti i vari sottomodelli dinamici, ottenuti in Simulink, che compongono il servomeccanismo. In particolare i modelli semplificati del motore elettrico e del martinetto idraulico e il modello dettagliato della pompa a pistoni assiali, per la quale si è posta l'attenzione ai singoli passaggi effettuati per la sua realizzazione.

Nel quarto capitolo è stato utilizzato il modello dinamico completo del EHA per eseguire simulazioni in diverse condizioni di segnale in input al fine di testare e validare il corretto funzionamento.

Capitolo 1 Introduzione

1.1 Controllo del volo

Il movimento di un aereo è definito dal movimento traslazionale, in cui esso viaggia da un punto ad un altro nello spazio e dal movimento rotatorio attorno ai propri tre assi X, Y, Z che definiscono beccheggio, rollio e imbardata come mostrato in Figura 1.

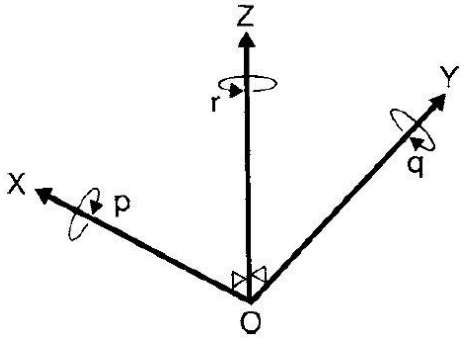

Figura 1: Assi di controllo del veicolo

La rotazione attorno agli assi appena descritti permette il controllo dell'aereo durante tutte le fasi di volo.

I movimenti di beccheggio, rollio e imbardata avvengono mediante il movimento di superfici opportunamente comandate del pilota, ciò richiede un'approfondita conoscenza dell'aereodinamica e della dinamica dell'aeromobile.

Le forze aereodinamiche presenti sulle superfici sono di grande entità, quindi per il movimento sono necessari dei meccanismi "artificiali" che permettano al pilota di controllare l'aeromobile in tutta sicurezza e precisione, si tratta dei servomeccanismi.

1.2 Comandi di volo

I comandi di volo si suddividono in comandi di volo primari e secondari. In Figura 2 è possibile individuare le principale superfici di controllo.

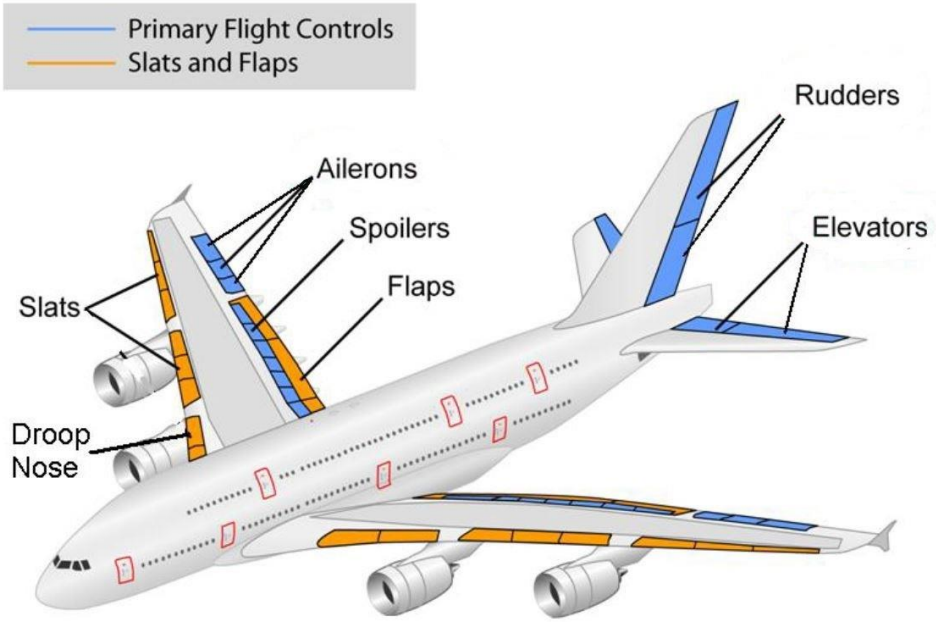

Figura 2: Principali superfici di controllo

1.2.1 Comandi di volo primari

I comandi di volo primari devono restituire al pilota un feedback di forza relativo proporzionale all'intensità del comando ad alta frequenza. La perdita di uno o più comandi di volo primari può avere effetti disastrosi, per tale motivo devono avere un'alta affidabilità.
L'utilità dei comandi di volo primari è quella di modificare la direzione dell'aeromobile generando forze che inducono una rotazione del velivolo nel piano.
I controlli di volo primari tradizionali sono:

- Ailerons: generano la rotazione attorno all'asse longitudinale del velivolo, controllando il moto di rollio
- Elevators: generano la rotazione attorno all'asse trasversale del velivolo controllando il moto di beccheggio
- Rudder : generano la rotazione attorno all'asse verticale del velivolo controllando il moto di imbardata

I comandi di volo primari possono essere di tipo reversibile o irreversibile:

- I comandi reversibili sono costituiti da un collegamento diretto tra la leva di comando e la superfice di controllo. Possono essere realizzati mediante aste in materiale metallico, oppure con un sistema di pulegge a corde non rigide. Con questa tipologia di comandi il pilota deve compensare con una forza adeguata il momento di cerniera, esso è proporzionale alla dimensione della superfice.

L’utilizzo di suddetti comandi può comportare dei problemi in presenza di superfici con dimensioni elevate per via dei limiti di forza umana.
In Figura 3 sono riportati dei classici schemi di comandi di volo primari reversibili.

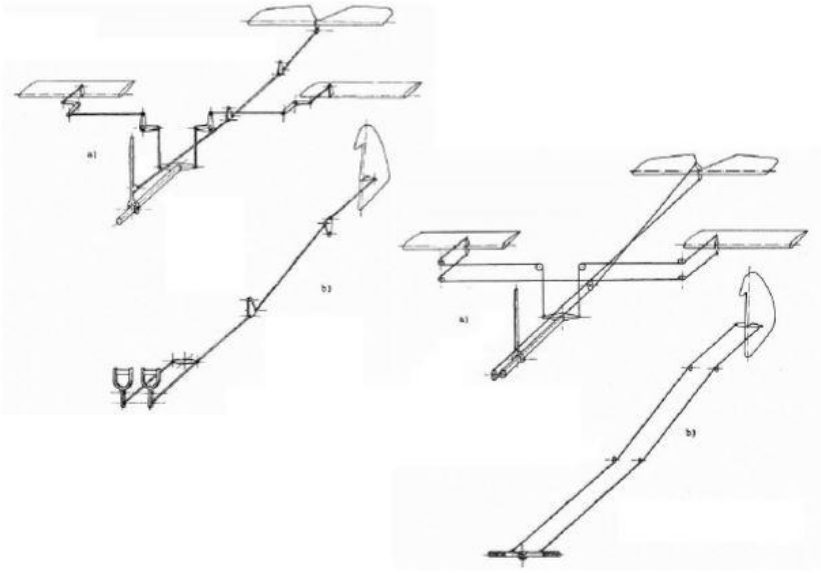

Figura 3: Schema comandi di volo primari reversibili

- I comandi irreversibili vengono anche detti comandi di volo potenziai o comandi di posizione. Hanno la particolarità di non necessitare dell’azione del pilota per compensare il momento di cerniera, ma utilizzano comandi di linea che trasferiscono il “segnale” di posizione ad un servomeccanismo; tale collegamento può avvenire per via meccanica (funi o aste), elettrica (fly-by-wire) o tramite fibra ottica (fly-by-light). In questi casi è necessario fornire al pilota un feedback realistico, cioè simulare la sensazione di sforzo che percepirebbe con i comandi reversibili.
  Un classico esempio di comando di volo irreversibile (potenziato) viene rappresentato in Figura 4, in cui è possibile osservare che esso è realizzato mediante un impianto idraulico che permette all’olio di giungere in pressione nella servovalvola, la quale lo distribuisce nelle camere dell’attuatore idraulico in cui lo stelo collegato alla superfice genera il suo movimento.

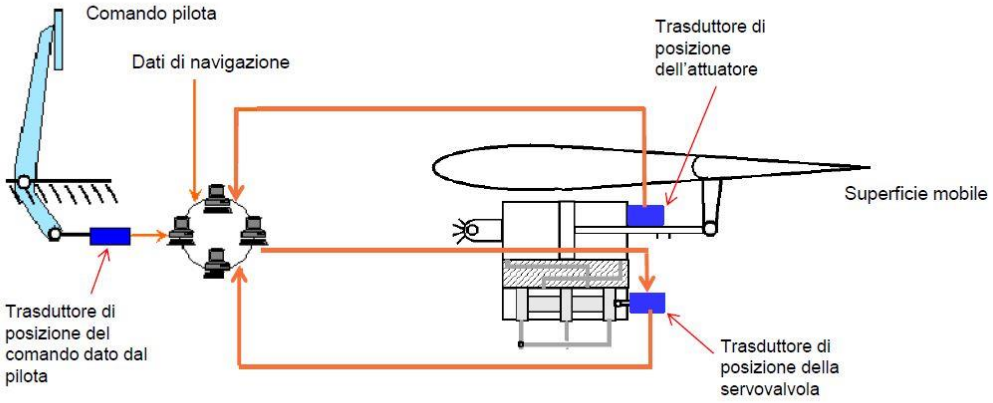

Figura 4: Schema moderno comandi di volo reversibile

Il comando del pilota può essere può essere trasmesso alla servovalvola meccanicamente oppure elettronicamente con l'introduzione dei sistemi FLY-BY-WIRE, in cui il comando meccanico viene convertito dal trasduttore di posizione in un segnale elettrico, viene inviato al computer centrale che a sua volta invia il segnale al trasduttore di posizione della servovalvola, la quale pone in movimento il pistone idraulico collegato alla superficie mobile. Tale metodo ha portato numerosi vantaggi: riduzione del peso, maggiore precisione, migliore velocità in termini di risposta al comando e una più semplice manutenzione.

1.2.2 Comandi di volo secondari

I comandi di volo secondari a differenza dei comandi di volo primari non modificano l'assetto di volo, ma vengono impiegati per modificare i coefficienti aereodinamici.
I più tradizionali comandi di volo secondari sono slat e flap.

1.3 Servomeccanismo elettromeccanico ed elettroidraulico

Con l'utilizzo di sistemi FLY-BY-WIRE si sono sempre più diffusi servomeccanismi che permettono l'azionamento di superfici di controllo in modo rapido e preciso, essi possono essere di tipo meccanico (EMA) o idraulico (EHA). In questo capitolo viene trattato brevemente il loro funzionamento e i componenti principali.

1.3.1 Servomeccanismo elettromeccanico

Il servomeccanismo elettromeccanico è collegato alla superficie mobile che mette in movimento, è composto da un motore elettrico collegato a una vite a circolazione di sfere che trasforma il moto rotativo del motore in moto lineare. Lo schema di tale meccanismo è riportato in Figura 5.

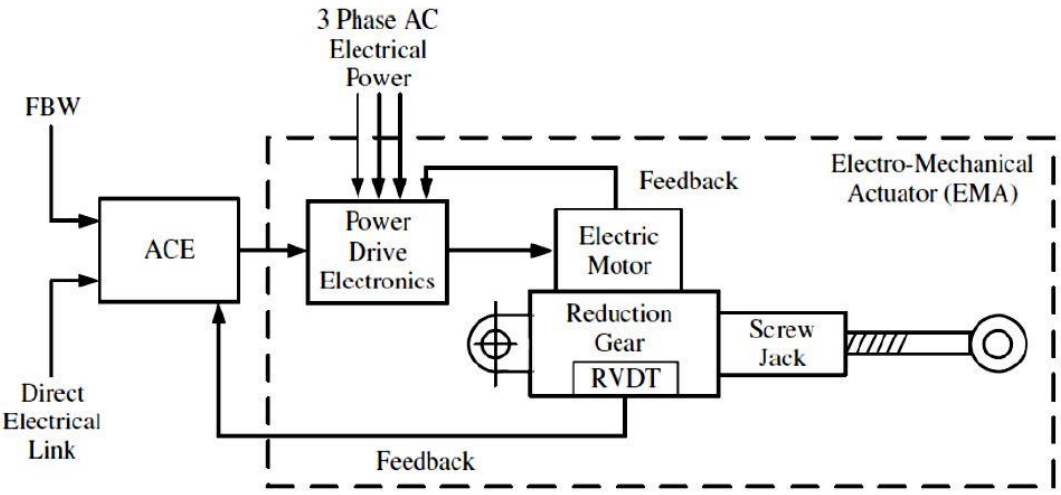

Figura 5: Schema EMA

Si osserva che il comando proviene dalla linea FLY-BY-WIRE, entra nel ACE (Actuator Control Electronincs) che viene utilizzato da comparatore del segnale in retroazione proveniente dal RVDT, il segnale così confrontato fornisce l'errore del sistema che viene elaborato dal PDE (Power Drive Electronic) il quale determina l'alimentazione necessaria da inviare al motore a velocità variabile, questo determina il movimento della vite a sfere collegata alla superficie mobile.
L'elemento che caratterizza il servomeccanismo elettromeccanico è la vite a circolazione di sfere, essa è realizzata da un albero filettato dove sono presenti le sfere e una madrevite. Questa comporta numerosi vantaggi: alta efficienza, buona resistenza all'usura, presenza di basso attrito

1.3.2 Servomeccanismo elettroidraulico

Ad oggi, con la presenza di aerei di grandi dimensioni, il sistema di controllo delle superfici primarie di volo avviene con attuatori idraulici per via della loro struttura semplice e molto efficiente. Negli ultimi anni si è sviluppata la tendenza a preferire l'utilizzo di servomeccanismi elettromeccanici, poiché hanno il vantaggio di sostituire la linea idraulica con una linea elettrica in modo da ridurre notevolmente il peso e l'ingombro sul velivolo.

Il principio di funzionamento di EHA è basato sull'utilizzo di un'alimentazione trifase per il motore elettrico, che a sua volta aziona una pompa idraulica bi-direzionale a velocità variabile, la quale permette lo spostamento del martinetto idraulico.
La linea idraulica è composta principalmente da un accumulatore a bassa pressione e valvole che garantiscono di non superare la pressione massima raggiungibile dal sistema.

Un classico schema di EHA è mostrato in Figura 6.

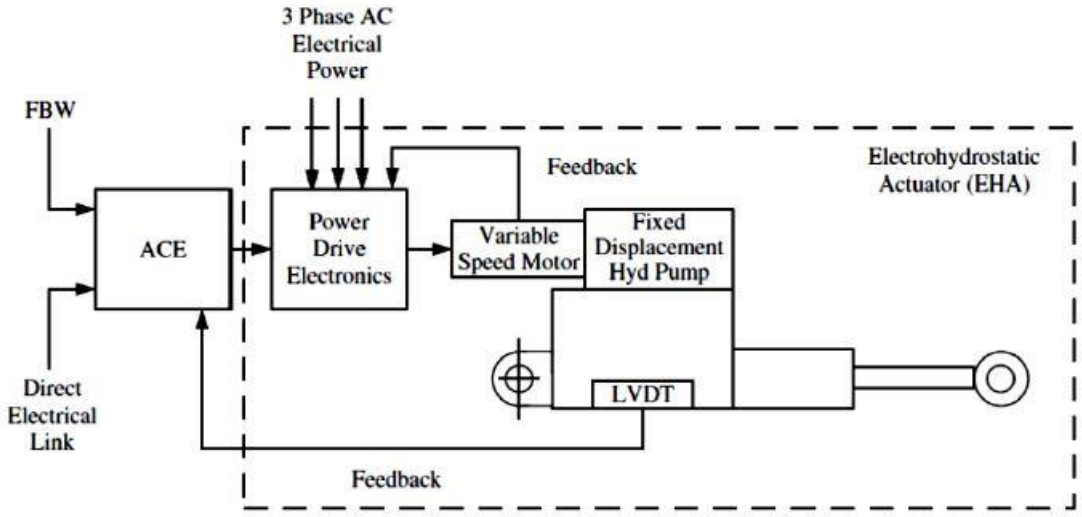

Figura 6: Schema servomeccanismo elettro idraulico

È Possibile osservare che lo schema di EHA non differenzia molto dallo schema dell'EMA: la differenza è che nel primo caso non è presente la vite a circolazione di sfere, ma una pompa idraulica.
Il comando proviene dalla linea FLY-BY-WIRE, entra nel ACE (Actuator Control Electronincs) che viene utilizzato da comparatore del segnale in retroazione proveniente dal RVDT, il segnale così confrontato fornisce l'errore del sistema che viene elaborato dal PDE (Power Drive Electronic) il quale permette di determinare l'alimentazione necessaria da inviare al motore a velocità variabile, così da determinare il verso e la velocità di rotazione della pompa che a sua volta andrà a generare la portata di fluido e la variazione di pressione nel condotto di mandata e di ritorno.

Una caratteristica dell'EHA è quella di garantire un'alta efficienza di posizionamento grazie alla presenza di olio idraulico, esso viene utilizzato in importati aerei civili come Airbus A380 e velivoli militari F-35 e F-22.

In Figura 7 è rappresentata l'architettura di EHA per il controllo dei comandi di volo primari dell'F-35.

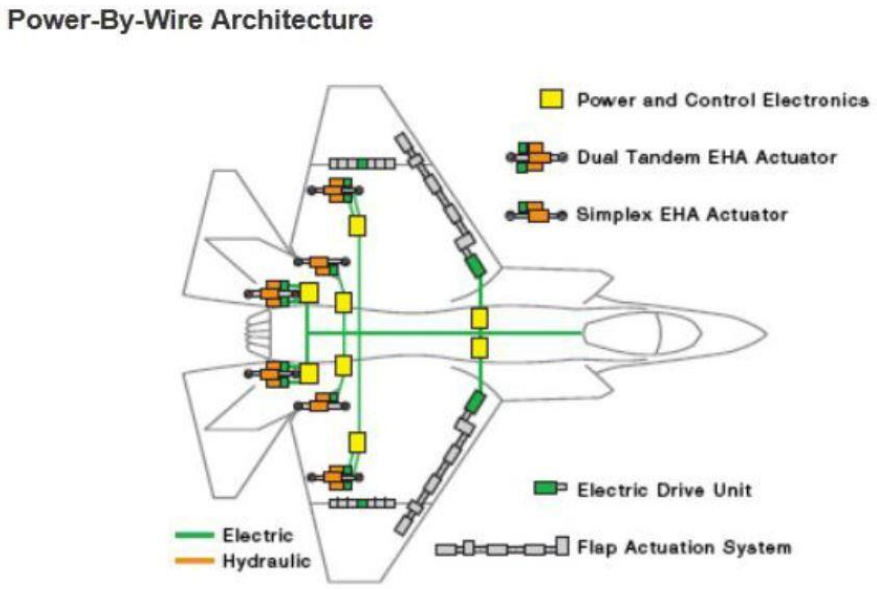

Figura 7: Architettura EHA F-35

Capitolo 2 Modello matematico

2.1 Introduzione

In questo capitolo vengono definiti i modelli matematici relativi a: motore elettrico, pompa a pistoni assiali e martinetto idraulico.
In particolare per il motore elettrico verranno definite le equazioni meccaniche e resistive-induttive, per la pompa a pistoni le equazioni di continuità, di stato e cinematiche mentre per il martinetto le equazioni cinematiche.

2.2 Motore elettrico

Il motore elettrico in DC è costituito da un rotore e uno statore che permettono la generazione di un moto rotativo dovuto a effetti elettromagnetici tra rotore e statore.
Lo schema semplificativo su cui ci si basa per ottenere il modello matematico del sistema motore è riportato in Figura 8.

Figura 8: Schema semplificato motore con le relative coppia motore e resistente

Si osserva che il motore viene considerato come una scatola ai cui estremi sono applicati il momento torcente e il momento resistente dovuti dai carichi.

L'equilibrio dinamico ridotto al motore è il seguente:

$$T_M = T_L + c\dot{\theta} + J\ddot{\theta} \tag{2.0}$$

Dove:
T_M : Coppia motrice
T_L : Coppia resistenze
c : Coefficiente di smorzamento viscoso ed attrito equivalente
J : Inerzia equivalente
θ : posizione angolare
$\dot{\theta}$: velocità angolare
$\ddot{\theta}$: accelerazione angolare

Il campo magnetico di statore è costante in modulo e verso poiché è prodotto da magneti permanenti. Il rotore invece presenta avvolgimenti di armatura tramite un collettore strisciante su spazzole solidali allo statore. Poiché le spire del rotore ruotano all'interno di un campo magnetico, esse causeranno una forza controelettromotrice generando un flusso magnetico all'interno delle spire opponendosi alle variazioni di flusso elettromagnetico attraverso le spire stesse.

Parametri:
E_A : tensione di alimentazione egli avvolgimenti rotorici
i_a : corrente negli avvolgimenti
R_A: resistenza degli avvolgimenti rotorici
e_c : forza controelettromotrice
K_{em} : costante di forza controelettromotrice
G_M : guadano in coppia

La forza controelettromotrice è proporzionale alla velocità angolare secondo la seguente espressione:

$$e_C = K_{em} * \dot{\theta} \tag{2.1}$$

L'andamento della tensione è descritto dalla seguente formula, considerando sia la parte induttiva che la parte resistiva:

$$V_A = R_A \cdot i_A + L_A + \frac{di_A}{dt} + e_C \tag{2.2}$$

La coppia motrice è proporzionale alla corrente con cui sono alimentati gli avvolgimenti di rotore come descritto dalla legge:

$$T_M = G_M \cdot i_A \tag{2.3}$$

In cui la costante di proporzionalità G_M è la costante di coppia (guadagno in coppia).

Con:

$$i_A = \frac{V_A - e_C}{R_A} = \frac{V_A - K_{em} \cdot \dot{\theta}}{R_A} \tag{2.4}$$

Unendo le due precedenti equazioni si ottiene:

$$T_M = G_M \cdot \frac{V_A - K_{em} \cdot \dot{\theta}}{R_A} \tag{2.5}$$

Accoppiando l'equilibrio dinamico ridotto al motore e l'espressione della coppia motrice si ottiene:

$$G_M * \frac{V_A - K_{em} \cdot \dot{\theta}}{R_A} = T_L + c\dot{\theta} + J\ddot{\theta} \tag{2.6}$$

Da cui si può ricavare l'accelerazione del sistema:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J}(G_M \cdot \frac{V_A - K_{em} \cdot \dot{\theta}}{R_A} - T_L - c\dot{\theta}) \tag{2.7}$$

2.3 Pompa a pistoncini

2.3.1 Definizione dei componenti

Una pompa a pistoni assiali è una macchina operatrice volumetrica capace di portare il fluido da una zona di bassa pressione (serbatoio) ad una di alta pressione (utilizzatore).
Possono essere a cilindrata fissa o a cilindrata variabile, nelle prime è opportuno inserire una valvola limitatrice in pressione in modo da garantire la massima pressione nell'impianto e per evitare eventuali danneggiamenti dei condotti di mandata e ritorno dei componenti della stessa.
Lo schema della pompa in questione è rappresentato in Figura 9

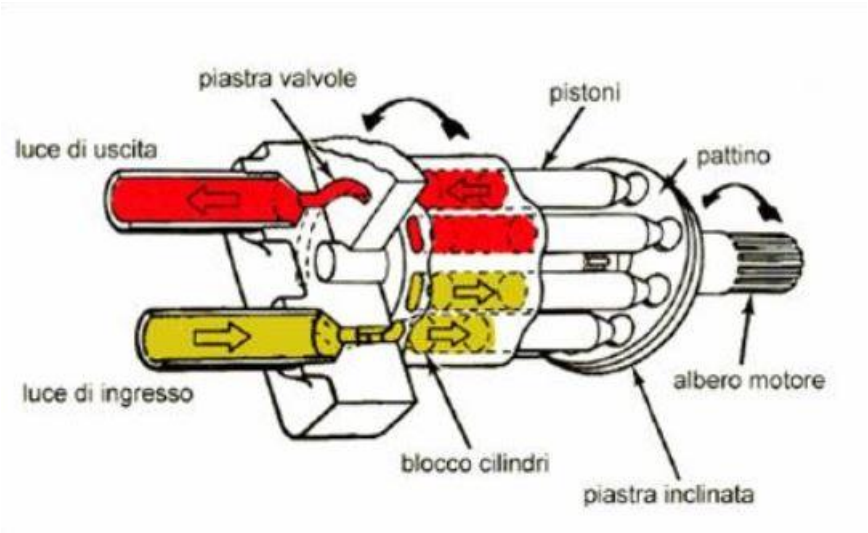

Figura 9: Schema pompa a pistoni assiali

Dallo schema è possibile individuare i componenti principali della pompa:

- Albero motore: è il componente principale che permette di collegare il motore elettrico alla pompa trasmettendo la potenza meccanica alla piastra inclinata, il trasferimento del moto avviene grazie a scanalature presenti sull'albero motore.
- Piastra inclinata: essa definisce lo spostamento della pompa, come si osserva è inclinata di un determinato angolo che può essere fisso o variabile. Pompe con angolo fisso hanno la particolarità che tale angolo viene scelto in fase di progettazione e non può essere cambiato durante il funzionamento, quindi l'unico modo per variare flusso e pressione è quello di fare variare la velocità del motore elettrico. Pompe ad angolo variabile generalmente vengono utilizzate in grandi macchinari in cui le alte velocità di rotazione posso essere un problema, in questo caso per modificare il flusso e la pressione si varia l'inclinazione della piastra.
- Pistone: è il componete a contatto con il fluido che determina le pressioni idrauliche, la corsa del pistone è determinata dall'inclinazione della piastra e varia da un massimo in fase di aspirazione a un minimo in fase di mandata. La velocità della corsa del pistone è determinata dalla velocità di rotazione del motore elettrico che determina la variazione di

flusso. Il pistone è collegato alla piastra mediante una sfera alloggiata in opportuna sede che permette la rotazione dello stesso, generalmente all'interno del pistone è presente un orifizio che permette il passaggio di una piccolissima porzione di fluido che andrà a lubrificare le parti di contatto tra pistone e piastra.

- Cilindro: è un componente collegato all'albero della pompa con moto rotativo la cui funzione è quella di guidare il pistone nel moto lineare, esso è opportunamente dimensionato e lubrificato dal fluido stesso, tra il pistone e cilindro è presente un attrito radente.
- Piastra valvole: è una piastra posizionata tra il blocco cilindro/pistone e le luci di ingresso e uscita, deve essere opportunamente dimensionata perché regola l'ingresso e l'uscita del fluido in modo non uniforme quindi su essa agisce un elevata pressione.
- Luci di ingresso/ uscita: sono dei fori nel quale il fluido scorre tra l'interno e l'esterno della pompa.

2.3.2 Equazioni di continuità

Il metodo adottato per descrivere matematicamente la pompa si basa sul criterio euleriano, ovvero sullo studio di un volume di controllo, dove generalmente la massa può essere non costante a causa del fatto che si considera un sistema aperto, variabile nel tempo in grado di scambiare attraverso la propria superficie massa, quantità di moto e energia.
Per lo studio si fa riferimento ad un generico sistema termodinamico rappresentato in Figura 10 dove vengono identificati il volume di controllo V e la pressione p variabili nel tempo.
Possiamo inoltre osservare le superfici A_1 e A_3 attraverso le quali il sistema scambia massa, quantità di moto e energia, la superficie A_2 coincide con la parete che circonda il sistema (solida) dove il sistema non scambia con l'ambiente massa, quantità di moto e energia.
Le ipotesi che si adottano sono quelle di fluido all'interno del volume di controllo unidimensionale, ovvero che la traiettoria delle particelle di fluido hanno la stessa direzione e tutte le trasformazioni sono di tipo isoentropico.
In questo caso si pone l'attenzione sull' equazione di continuità, che lega la pressione nel volume di controllo agli scambi di massa.

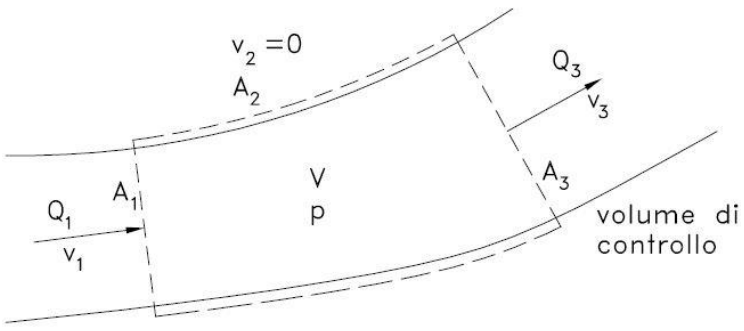

Figura 10: Volume di controllo

Considerando il generico volume di controllo V di un sistema termodinamico, la massa m di questo è espressa come:

$$m = \int_V \rho dV \tag{2.8}$$

Dove ρ è univocamente determinata dalla temperatura T e dalla pressione p mediante l'equazione di stato dei fluidi secondo una legge del tipo:

$$\rho = \rho(p, T) \tag{2.9}$$

La massa che entra nel volume di controllo è m_1 , mentre quella che esce è m_3, la variazione di massa è definita come:

$$m = m_1 - m_3 \tag{2.10}$$

L'equazione della conservazione della massa in forma integrale viene espressa secondo la seguente equazione:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_V \rho dV = \int_{A_1} (\rho \cdot v) dA - \int_{A_3} (\rho \cdot v) dA \tag{2.11}$$

Si ottiene in generale:

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_V \rho dV = \int_{A_3} (\rho \cdot v) dA \tag{2.12}$$

Come detto in precedenza si ipotizza che il moto sia unidimensionale e che le grandezze non dipendano dalla coordinata spaziale, la variazione di massa rispetto al tempo si può esprimere nel seguente modo:

$$\frac{dm}{dt} = \rho(Q_1 - Q_2) \tag{2.13}$$

Dove Q_1 e Q_2 rappresentano le portate entranti e uscenti dal volume di controllo.

Considerano il fatto che il volume di controllo è un tubo di flusso, la massa è espressa con la seguente relazione:

$$m = \rho \cdot V \tag{2.14}$$

Esprimendo la 2.13 in funzione del tempo si ottiene:

$$\frac{dm}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} \tag{2.15}$$

Introducendo il modulo di comprimibilità isentropico β definito come:

$$\beta = \rho \cdot \frac{\partial p}{\partial \rho} \tag{2.16}$$

E introducendo anche il coefficiente di dilatabilità termica γ definito come:

$$\gamma = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial T} \tag{2.17}$$

Ed uguagliando l'equazione 2.14 con la 2.13 si ottiene:

$$Q_1 - Q_3 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho}\frac{d\rho}{dt} \tag{2.18}$$

Da cui si ottiene:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta}{V}(Q_1 - Q_3 - \frac{dV}{dt}) \tag{2.19}$$

Essa rappresenta l'equazione di continuità che stabilisce il legame tra la derivata della pressione rispetto al tempo in funzione della variabile di volume di bilancio delle portate entranti e uscenti.

Considerando il fatto che l'equazione di continuità dovrà essere applicata ad un pompa a pistoni assiali si vuole esprimere tale equazione in funzione della velocità angolare ω, introducendo la posizione angolare della pompa θ, che diventa la nuova variabile indipendente ottenendo:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\beta}{V\omega}(Q_1 - Q_3 - \omega\frac{dV}{dt}) \tag{2.20}$$

2.3.3 Equazioni di stato

Prima di procedere vengono definite le espressioni delle portate che possono essere in alcuni tratti di moto turbolento o laminare.

- Moto turbolento

Per ricavare l'equazione delle portate in regime turbolento si utilizza il teorema di Bernoulli tra la sezione di monte della strozzatura e la sezione minima, ipotizzando fluido incomprimibile e moto stazionario:

$$\frac{2}{\rho} * (p_1 - p_2) = u_2^2 - u_1^2 \tag{2.21}$$

Dove:
p: rappresenta la pressione nella sezione
u : rappresenta il valore medio di velocita nella sezione A ed assume la seguente forma:

$$u = \frac{Q}{A} \tag{2.22}$$

Considerando la continuità tra le portate della sezioni $A_1 e\, A_2$ otteniamo:

$$Q_1 = Q_2 \tag{2.23}$$

$$u_1 \cdot A_1 = u_2 \cdot A_2 \tag{2.24}$$

Ricavando la velocita u_2 e sostituendola nell'equazione precedente otteniamo:

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \tag{2.25}$$

Bisogna considerare il fatto che la velocità u_2 appena considerata è ideale, ma nel sistema reale essa è più bassa per via della presenza dell'attrito viscoso, per cui si introduce un coefficiente di velocità C_v ottenendo:

$$u^* = \frac{C_v}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_1 - p_2)} \tag{2.26}$$

Considerando che la portata è proporzionale sia alla velocità che all'aera si può scrivere:

$$Q = u^* \cdot A = \frac{C_v A}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \tag{2.27}$$

Considerando il flusso legato alla geometria della strozzatura A_0 sì introduce il coefficiente di contrazione C_c:

$$C_c = \frac{A_2}{A_0} \tag{2.28}$$

Sostituendo nell'equazione 2.30 si ottiene:

$$Q = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \cdot A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} \tag{2.29}$$

Si può infine introdurre il parametro di efflusso C_q definito come:

$$C_q = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - C_c^2 \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \tag{2.30}$$

Si ottiene:

$$Q = C_q \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \tag{2.31}$$

– Moto laminare

Considerando il moto laminare la portata si ottiene applicandola relazione di Hagen-Poiseuille nel caso di sezione circolare. Si esprime la relazione di equilibrio dell'elemento di fluido sottoposto alle forze di pressione e di attrito, lo schema è rappresentato in Figura 11.

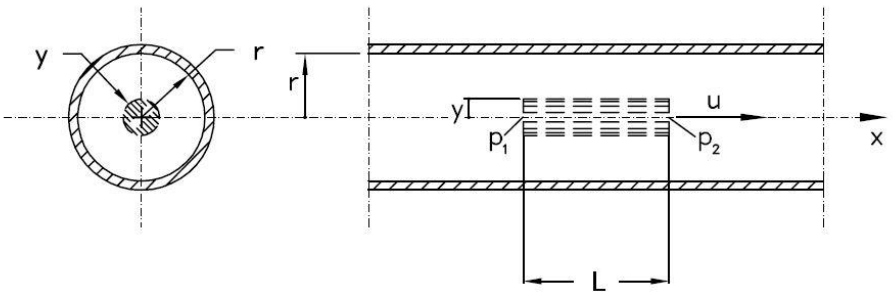

Figura 11: Moto laminare

$$(p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot y^2 = \tau \cdot (2\pi y \cdot L) \tag{2.32}$$

Dove:

$$\tau = \mu \cdot \frac{du}{dy} \tag{2.33}$$

Considerando l'equazione 2.32 e 2.33 si ottiene per integrazione l'equazione del campo di velocità:

$$u(y) = \frac{p_1 - p_2}{4 \cdot \mu \cdot L} \cdot (r^2 - y^2) \tag{2.34}$$

La portata è definita come:

$$Q = \int_A u(y) \quad \cdot dA = \frac{\pi \cdot r^2}{8 \cdot \mu \cdot L} \cdot (p_1 - p_2) \tag{2.35}$$

Considerando meati rettangolari come in Figura 12 , equilibrio dell'elemento di fluido diventa:

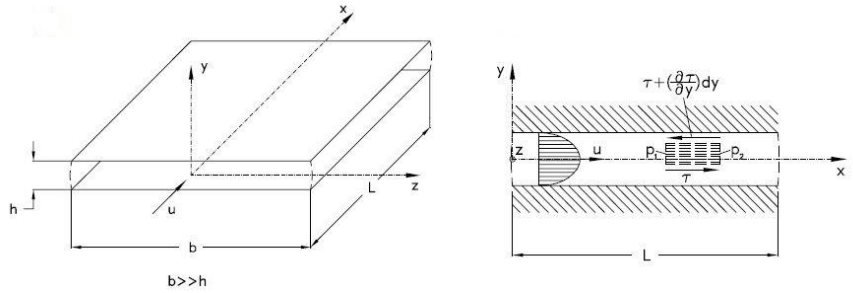

Figura 12: Meato a sezione rettangolare a destra, campo di velocità a sinistra

$$(p_1 - p_2)bdy + \tau Lb - (\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy)\, bL = 0 \tag{2.36}$$

Sostituendo l'equazione 2.34 e 2.36 e integrando si ottiene l'espressione del campo di velocità:

$$u(y) = \frac{(p_1 - p_2)}{2\mu L}(\frac{h^2}{4} - y^2) \tag{2.37}$$

La portata diventa:

$$Q = 2\int_0^{\frac{h}{2}} vbdy = \quad \frac{\Delta p b h^3}{12\mu L} \tag{2.38}$$

Per determinare se la condizione è di moto laminare o turbolento si valuta il numero di Reynolds pari a:

$$R_e = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} = R_e(\Delta p) \tag{2.39}$$

In particolare per piccoli valori del numero di Reynolds si è in condizioni di moto laminare, viceversa per valori elevati si è in condizioni di moto laminare.

2.3.4 Flusso, cinematica totale pompa

In una pompa a pistoni il pistone ha la possibilità di muoversi assialmente all'interno del cilindro come in una pompa alternativa, ma si differenziano per il meccanismo che genera il moto del pistone.
Nella pompa alternativa il pistone si muove grazie ad un meccanismo biella manovella descritto dalla seguente equazione:

$$h = b \cdot \sin(\omega t + \varphi) \tag{2.40}$$

Dove:
h: posizione del pistone
b: lunghezza della manovella
ω: velocità di rotazione della manovella
φ: ritardo di fase

Si osserva che in una pompa alternativa è presente un ritardo di fase dovuto dal fatto che nel sistema ci potrebbero essere collegate più di una manovella, inoltre il movimento del pistone è perpendicolare rispetto all'asse di rotazione della manovella, mentre per una pompa a pistoncini tale movimento è parallelo.
Nel caso di pompa a pistoni l'equazione che descrive il moto del pistone è analoga alla 2.40, ma con la differenza che è presente l'angolo α di inclinazione della piastra:

$$h = r \cdot \cos(\omega t + \varphi) \cdot \tan(\alpha) \tag{2.41}$$

Dove:
r: distanza tra asse di rotazione dell'albero e asse pistone
φ: ritardo di fase di rivoluzione
α: angolo di inclinazione piastra

In Figura 13 è riportato lo schema della pompa a pistoni:

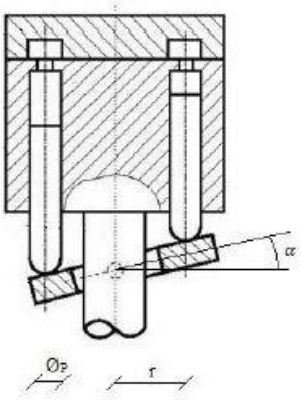

Figura 13: Schema movimento pistone

Avendo definito il movimento del pistone è possibile calcolare la superficie del pistone conoscendo il diametro dello stesso:

$$S_P = \frac{\pi \cdot \phi_p^2}{4} \tag{2.42}$$

Combinando le equazioni 2.41 e 2.42 si ottiene il volume:

$$V_P = r \cdot \cos(\omega t + \varphi) \cdot \tan(\alpha) \cdot S_P \tag{2.43}$$

Conoscendo il volume possiamo ricavare la cilindrata della pompa:

$$Cil = V_P \cdot n_P \tag{2.44}$$

Dove:
n_P = numero pistoni

Derivando l'equazione 2.46 rispetto al tempo otteniamo la velocità del pistone:

$$v_P = \frac{dh}{dt} = r \cdot (-\sin(\omega t + \varphi)) \cdot tan(\alpha) \cdot \omega \tag{2.45}$$

Infine derivando la velocità rispetto al tempo e moltiplicandola per la superfice, otteniamo il flusso della pompa relativo al pistone:

$$Q_P = \frac{dV_P}{dt} = r \cdot (-\sin(\omega t + \varphi)) \cdot \tan(\alpha) \cdot \omega \cdot S_P \tag{2.46}$$

2.3.5 Modello matematico pompa a pistoni assiali

Avendo ricavato le equazioni che rappresentano il modello fluidodinamico, si procede ad applicarle al sistema preso in esame, ovvero la pompa a pistoni assiali.
Per semplicità si procede applicando tali equazioni prima al sistema a singolo pistone, poi, tramite una sommatoria, all'intera pompa composta da più pistoni.

Considerando l'equazione 2.46 sì procede a descrivere il flusso cinematico totale del singolo pistone definito come:

$$Q_{pp1} = r \cdot S_p \cdot \omega \cdot \sin(\omega t - \varphi) \cdot \tan(\alpha) \tag{2.47}$$

Che estendendola alla pompa con più pistoni diventa:

$$Q_{ppk} = r \cdot S_p \cdot \omega \cdot \tan(\alpha) \sum_{k=0}^{n-1} \sin(\omega t - k\varphi) \tag{2.48}$$

Dove:
m= numero totale dei pistoni
k= indice dei pistoni 0,1,2…m-1

Nella Figura 14 è rappresentato lo schema di un singolo pistone, dove vengono riportate le singole portate che definisco la portata totale.

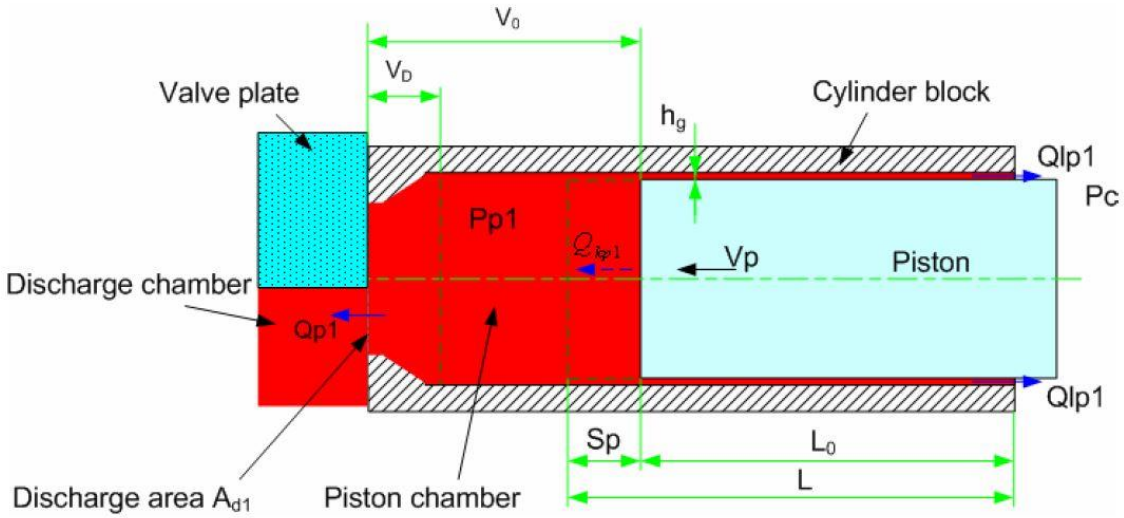

Figura 14: Portate istantanee del singolo pistone

Nella Figura 14 si osserva lo schema del singolo pistone collegato alla camera di scarico in cui la portata è identificata con Q_{p1} data dalla seguente equazione:

$$Q_{p1} = sgn(P_{p1} - P_1) \cdot C_D \cdot A_{V1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{p1} - P_1)} \tag{2.49}$$

Dove:
P_{p1} = Pressione all'interno del pistone
P_1 = Pressione nella camera di scarico
C_D = Coefficiente di scarico del flusso (relativo a area pistone e area scarico)
A_{V1} = Area sezione di scarico tra pistone e camera di scarico
ρ = Densità del flusso

La portata totale è data dalla somma delle singole portate di tutti i pistoni:

$$Q_p = \sum_{k=1}^{n} Q_{pk} \tag{2.50}$$

Avendo definito in precedenza le portate della pompa, si definiscono ora le pressione a esse connesse, considerando inizialmente la pressione all'interno della generica camera del pistone.

Essa è definita come la derivata prima delle somme delle portate appena ricavate con la seguente espressione:

$$\frac{dP_{pk}}{dt} = (Q_{ppk} - Q_{pk} - Q_{lk}) \tag{2.51}$$

Nell'equazione 2.51 compare il valore di portata Q_{lk} che rappresenta la portata di leakage, ovvero la perdita di portata che si verifica nell'intero sistema della pompa, in particolare essa è data da tre contributi: la portata utile per lubrificare la zona tra cilindro/pistone che ha lo scopo di ridurre il più possibile il rischio di grippaggio del pistone, la portata per la lubrificazione del collegamento pistone/piastra inclinata mediante un orifizio presente per tutta la lunghezza longitudinale del pistone e infine la perdita di portata che avviene tra la camera di uscita del pistone e la piastra di distribuzione.

Essa definita come:

$$Q_{lk} = C_{lk} \cdot (Pp_1 - P_{amb}) \tag{2.52}$$

Dove:
C_{lk} = Coefficiente di leakage
P_{amb} = Pressione ambiente presente nel serbatoio (ovvero la pressione minima nell'impianto)

Infine si definiscono le pressioni nei condotti di mandata e di ritorno, collegati al martinetto idraulico, definite come la derivata prima delle portate:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{Q_{pk} \pm Q_J}{Cap} \tag{2.53}$$

Dove:
Q_{pk} = Portata condotto
Q_J = Portata assorbita o di ritorno dal martinetto
Cap = Capacità idraulica

L'aerea A_{V1}, citata nella formula 2.49, è di fondamentale importanza per il funzionamento della pompa, essa viene definita dalla piastra di distribuzione, ovvero una piastra fissa posta tra il tamburo ed il coperchio. La piastra di distribuzione viene rappresentata in Figura 15.

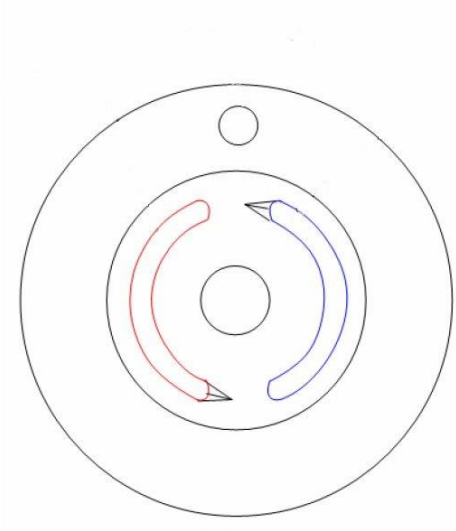

Figura 15:Piastra di distribuzione

Nella Figura 15 sì può riconoscere il perno, ovvero il foro nella parte superiore della piastra che ha il compito di elemento di riferimento per la fasatura angolare rispetto ai punti morti superiore e inferiore. Le due luci a fagiolo rappresentano le sezioni di efflusso attraversante del fluido, inoltre osserviamo i baffi dei due fagioli, ovvero scanalature a forma triangolare che limitano i picchi di pressione durante il passaggio di fluido. Di seguito in Figura 16 sì osserva l'andamento dell'area in presenza dei fagioli.

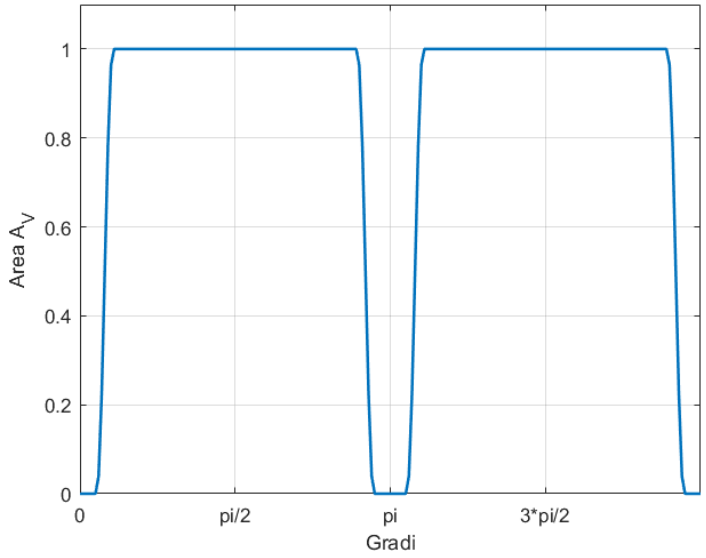

Figura 16: Andamento area del fagiolo

In Figura 16 è rappresentato l'andamento dell'area del fagiolo in funzione della posizione angolare, è possibile distinguere la variazione di area per fagiolo 1 da 0 a π e del fagiolo 2 da π a 2π, si noti che la variazione di area da 0 a 1 non è immediata, ma ha un andamento parabolico iniziale dovuto dalla presenza del baffo triangolare.

2.4 Martinetto idraulico

L'ultimo componente che di cui viene ricavato il modello matematico è l'attuatore.
In Figura 17 è rappresentato lo schema semplificato di un attuatore ad aree bilanciate.

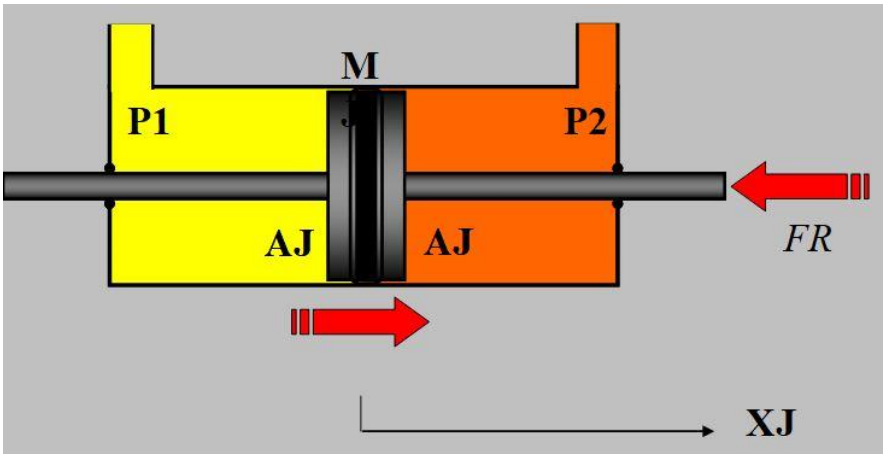

Figura 17: Schema martinetto idraulico

La pressione differenziale ai capi del pistone genera la forza motrice, il pistone durante il suo moto lineare è sottoposto ad uno smorzamento viscoso.
L'equazione di equilibrio dinamico si esprime come:

$$p_1 \cdot A_J - p_2 \cdot A_J - F_R = M_J \cdot \frac{d^2 X_J}{dx^2} + C_J \cdot \frac{dX_J}{dt} \tag{2.54}$$

Dove:
M_J = Massa del pistone
C_J = Coefficiente di attrito viscoso
A_J = Area pistone
F_R = Carico esterno
P_1 = Pressione camera 1
P_2 = Pressione camera 2
X_J = Spostamento pistone

Dall'equazione 2.54 sì ricava l'accelerazione del martinetto ottenendo:

$$\frac{d^2 X_J}{dx^2} = \frac{A_J \cdot (p_1 - p_2) - F_R - C_J \cdot \frac{dX_J}{dt}}{M_J} \tag{2.55}$$

Capitolo 3 Modellazione EHA

3.1 Introduzione

In questo capitolo viene trattata la modellizzazione svolta attraverso il software Simulink di: motore elettrico, pompa a pistoni assiali e attuatore idraulico.
Si è scelto di utilizzare Simulink perché ci permette, con una semplice impostazione grafica, di poter implementare i modelli matematici descritti nel capitolo 2 mediante l'utilizzo di simboli grafici che permettono di avere un'interfaccia semplice e intuitiva.

Vista la complessità del modello in questione, ed in particolare della pompa a pistoni, si è scelto di procedere per gradi ovvero:

- Inizialmente è stato realizzato il modello semplificato del motore elettrico
- successivamente il modello dettagliato della pompa a pistoni, a partire da un modello semplificato, poi step by step si è realizzato il modello dettagliato, inizialmente di una pompa monocilindrica e successivamente si è ampliata la trattazione per 3,5,7,9 pistoni,
- infine si è realizzato un modello semplificato di un martinetto idraulico.

La scelta di questo modo di procedere ha permesso di gestire in maniera rapida e semplice l'ottimizzazione dei parametri e la risoluzione di alcuni problemi che, inevitabilmente, si sono presentati durante la modellizzazione.

Per effettuare le simulazioni si sono scelti dei dati caratteristici in modo da poter verificare il coretto funzionamento.

3.2 Modellazione semplificata motore elettrico

Per la realizzazione del modello del motore si è utilizzato il modello matematico descritto nel precedente capitolo.

In Figura 18 è rappresentato il modello del motore elettrico. Si può osservare che con pochi blocchi è stato possibile descrivere il comportamento reale del sistema.

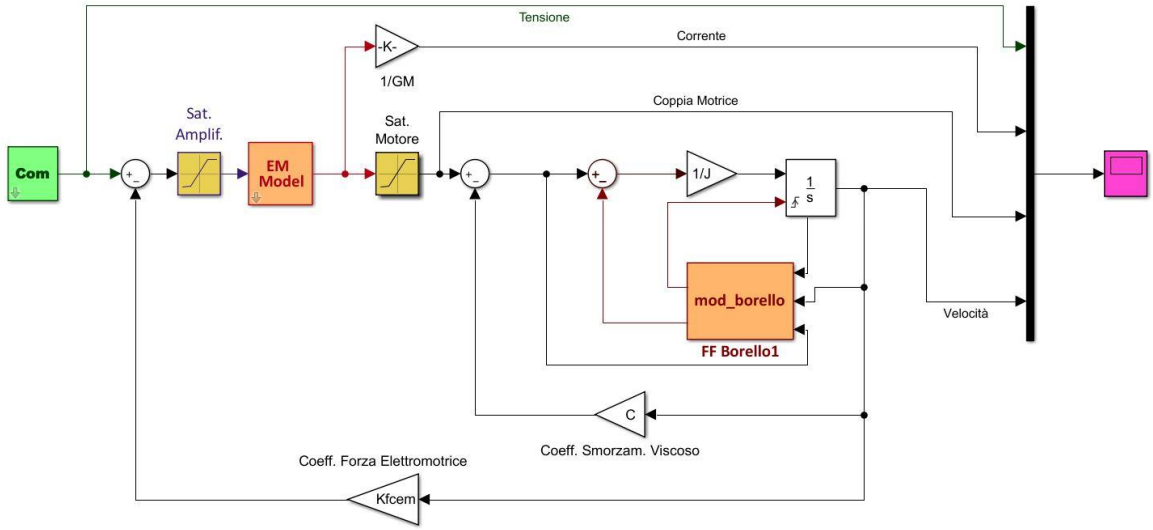

Figura 18: Modello semplificato motore elettrico resistivo-induttivo

Descrizione del modello:

- Blocco Com: rappresentata il blocco di input del segnale, che in questo particolare caso rappresenta la tensione in ingresso. Il blocco Com è un blocco molto importante, esso racchiude tutti i possibili tipi di input, i quali possono essere scelti tramite una opportuna finestra. Nella Figura 19 è rappresentato il subsystem dove vengono identificati i principali comandi utilizzati nelle simulazioni ovvero: comando a gradino, comando rampa, comando sinusoidale, comando chirp e comando di pulsazione di segnale.

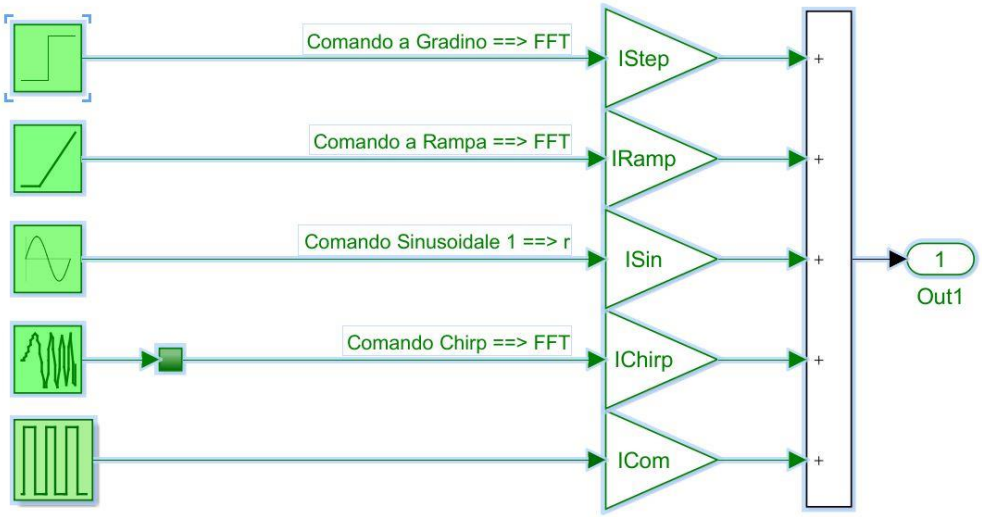

Figura 19: Dettaglio blocco Com

- Saturazione di alimentazione: tale blocco ci permette di saturare un comando in ingresso, in questo particolare caso esso limita la tensione di alimentazione per evitare guasti di sovratensione nel motore
- Blocco EM model: ci permette di poter scegliere se utilizzare un modello semplificato resistivo o resistivo-induttivo, che ovviamente è più completo, riportato in Figura 20.

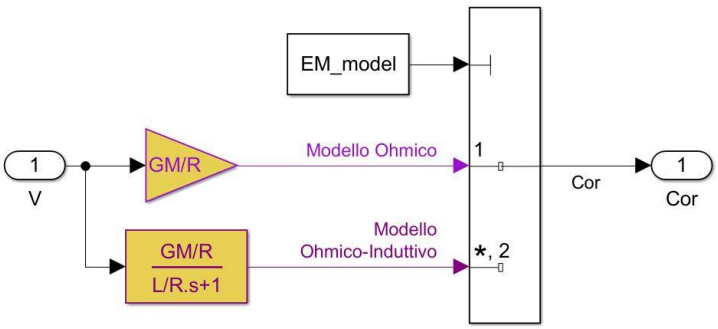

Figura 20: Blocco EM Model con ingresso modello resistivo nella porta de Multiport Switch e ingresso 2 per il modello resistivo-induttivo

- Saturazione del motore: tale blocco viene considerato come un limitatore di coppia motrice, ma può essere anche considerato come un limitatore di corrente, dovuto dal fatto che oltre un certo valore di corrente non si ha più un incremento di flusso elettromagnetico ma dissipazione di un eccesso di corrente per effetto Joule, condizione che potrebbe bruciare gli avvolgimenti rotorici. In Figura 21 è rappresentato l'andamento reale del motore in particolare della tensione e della coppia.

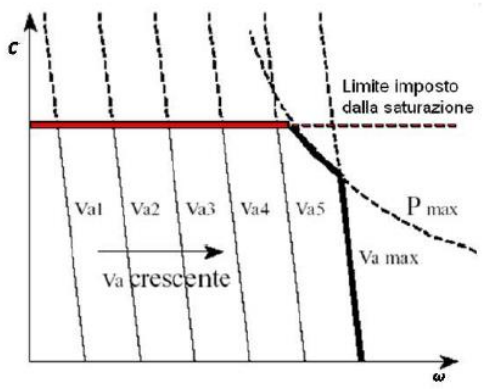

Figura 21: Caratteristica reale del motore elettrico

- Guadagni di C e 1/J: rappresentato rispettivamente i coefficienti di smorzamento viscoso e il valore d'inerzia.
- Integratore: l'integratore nel modello è settato in rising e ha come input l'accelerazione del motore e come output la velocità angolare del motore.
- Modello di borello: riceve in ingresso l'attrito statico e dinamico, la coppia e la velocità del motore e ne valuta la direzione. Tale segnale attiva la porta collegata a FF selezionando l'uscita, in particolare se la direzione è positiva attiva porta T se è negativa la porta F, l'output del modello è FF (Friction Force), ovvero la forza resistente al fenomeno di attrito. La parte superiore del modello valuta il segno della coppia motrice e il valore assoluto viene confrontato con la forza di attrito statico, infine il modello valuta il valore minimo e restituisce il valore di Friction Force.
  La parte inferiore valuta il segno della velocità del motore e la moltiplica con l'attrito dinamico, tale prodotto sarà l'output del modello.

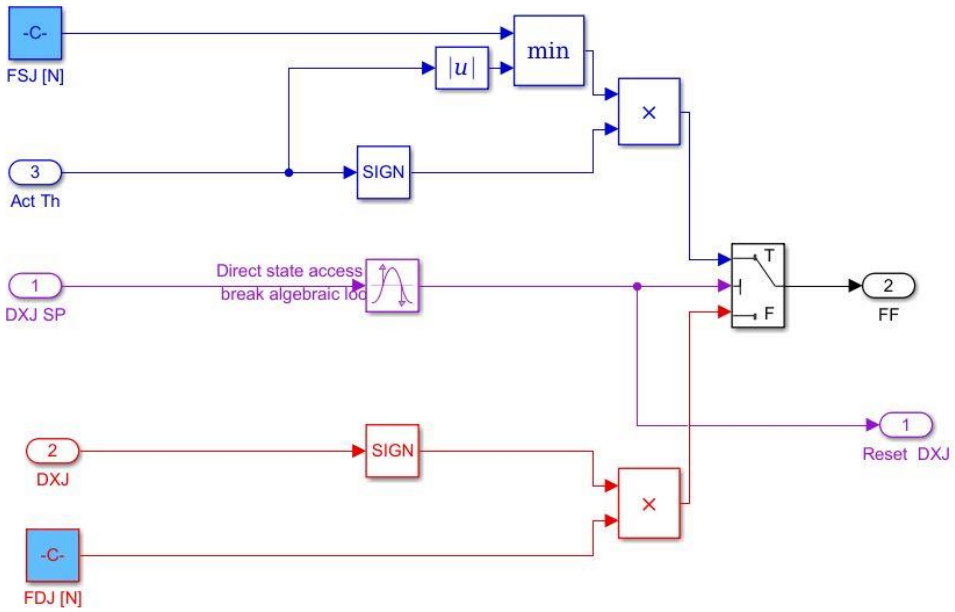

Figura 22: modello di attrito di borello

Di seguito verrà eseguita una simulazione del modello con un semplice comando a gradino per visualizzare e verificare il corretto funzionamento del modello, senza considerare il controllo in velocità del motore.

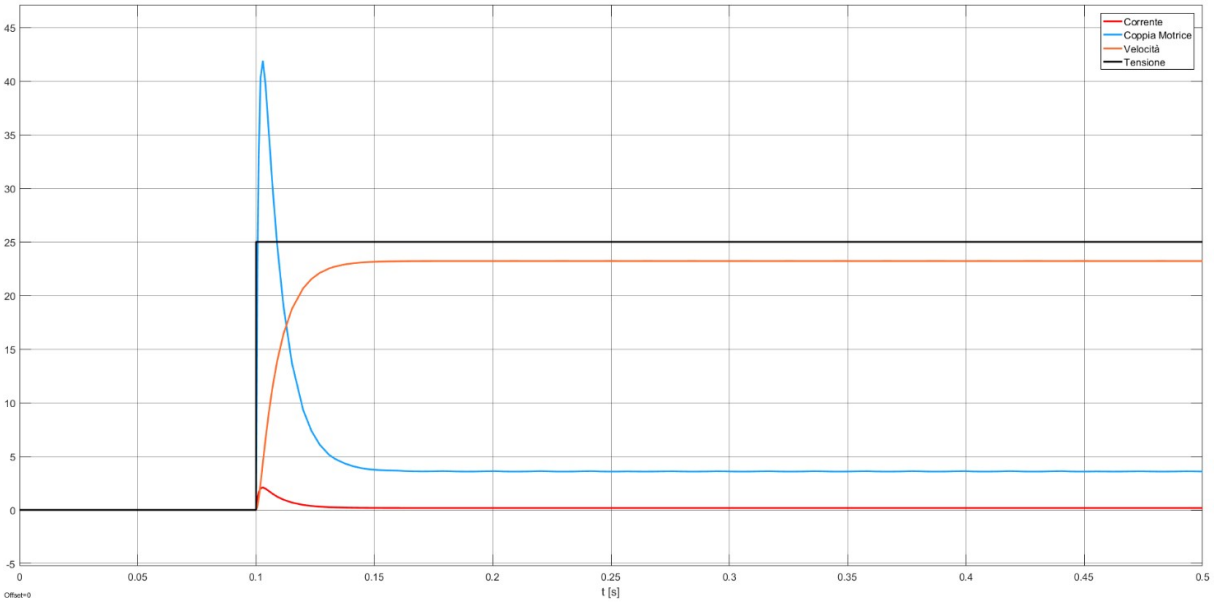

Figura 23: Simulazione motore elettrico con comando a gradino

Nella Figura 23 si osserva il semplice funzionamento di un motore. È possibile individuare la presenza del comando, in colore nero, che ha applicazione all'istante 0.1, la coppia motrice, che ovviamente nell'istante di applicazione cresce molto, questo perché il sistema all'istante t=0.1 è fermo poi successivamente decresce fino ad assestarsi ad un valore di coppia diverso da 0 perché essa deve contrastare i fenomeni di attrito presenti.
La velocità cresce con un andamento quasi parabolico, mentre la corrente segue lo stesso andamento della coppia.

3.3 Pompa a pistoni assiali

In questo capitolo verrà modellizzata, mediante l'uso del software Simulink, la pompa a pistoni assiali, attraverso l'impiego delle equazioni matematiche descritte nel capitolo 2.

Al fine di realizzare il modello si è utilizzato inizialmente un modello semplificato per verificare la fisica del sistema, successivamente procedendo per passi si è realizzato il modello dettagliato del sistema.

3.3.1 Modello semplificato pompa a pistoni assiali

Per la realizzazione del modello Simulink della pompa a pistoni assiali sì è considerato inizialmente un modello semplificato che non descrive in modo dettagliato il modello cinematico e fluidodinamico del sistema. Sì riporta in Figura 24 il modello pompa con 5 pistoni.

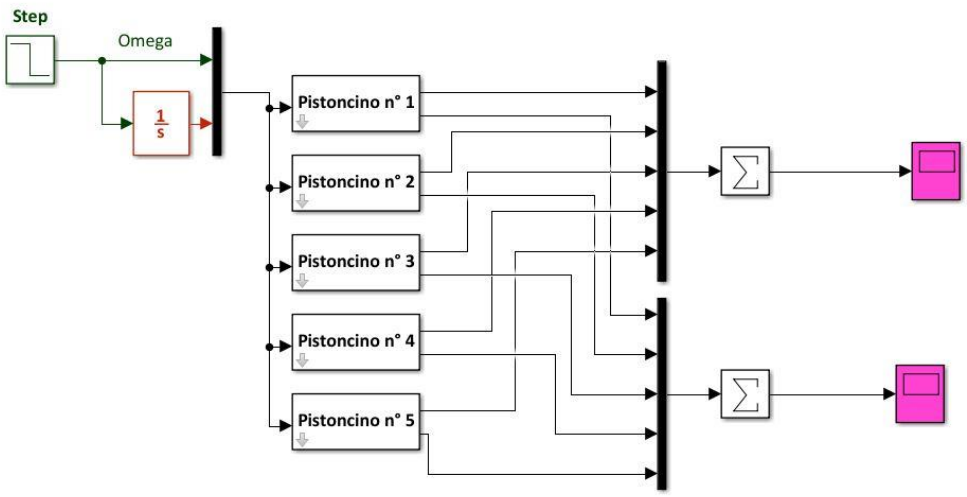

Figura 24: Modello semplificato per un pompa a 5 pistoni

Il modello in Figura 24 ha come input la velocità angolare, sono presenti cinque sotto sistemi che rappresentato i pistoni, che verranno analizzati in dettaglio successivamente, collegati tra di loro mediante i bus che raccolgono le portate Q1 e Q2, che successivamente verranno sommate utilizzando le sommatorie.

Per l'analisi del modello semplificato sì procede considerando il modello di una pompa monocilindrica riportato in Figura 25.

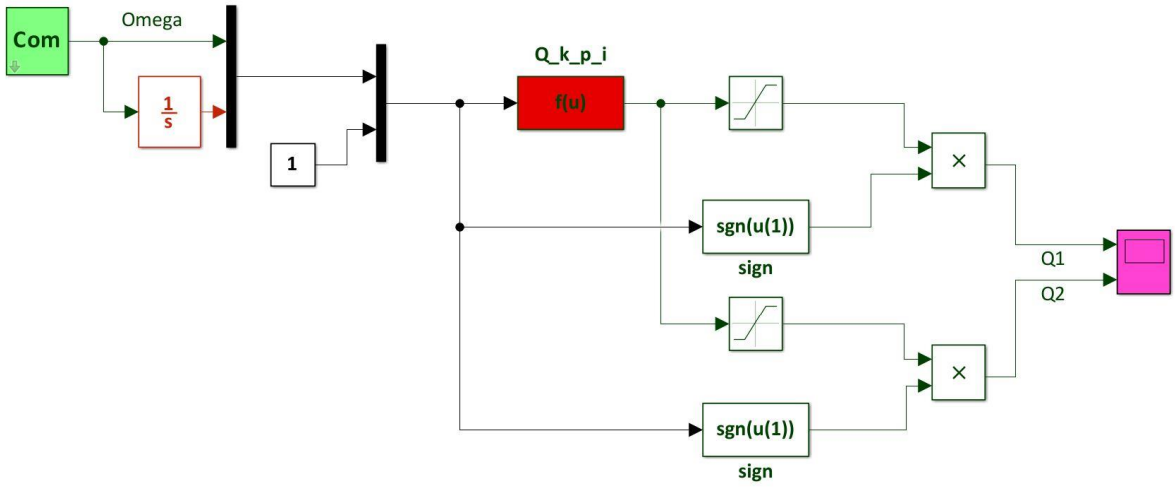

Figura 25: Modello semplificato di partenza pompa a pistoni assiali

Analisi del modello:

- Com: Il segnale generato è di tipo gradino che simula la velocità angolare della pompa
- Integratore collegato al blocco Com: integra la velocità angolare ottenendo la posizione angolare della pompa
- Bus: tale strumento di Simulink ci permette di raccogliere in un'unica linea i segnali di più grandezze per poterle cosi trasportare da un blocco all'altro senza incorrere in intrecci delle parti; in particolare il primo raccoglie la velocità angolare e la posizione angolare, il secondo la combinazione di tali grandezze e da un valore costante pari a 1 che mi indica il numero del pistone preso in considerazione.
- Q_k_p_i= è un blocco utile per implementare una funzione, in tale caso rappresenta la cinematica della pompa ovvero:

$$Sp * Xpm * sin(u(2) + (u(3) - 1) * 2 * pi/n) * u(1)/2 \quad (3.1)$$

Dove:
$Sp =$ Superficie pistone
$x_{pm} =$ Corsa pistone
$n =$ numero pistoni pompa
$u(1,2,3) =$ variabili in ingresso dai bus

- Blocchi di saturazione: rappresentano la saturazione della pompa, in particolare quello riferito alla Q1 ha come limiti 0 e inf mentre per Q2 0 e –inf, questo per simulare un afflusso di portato uscente e entrante
- Blocco segno: garantisce il giusto valore di portata nel caso in cui la velocità angolare sia positiva o negativa

Di seguito in Figura 26 si riporta la simulazione di tale modello e in particolare l'andamento delle portate Q1 e Q2 e della somma delle stesse.

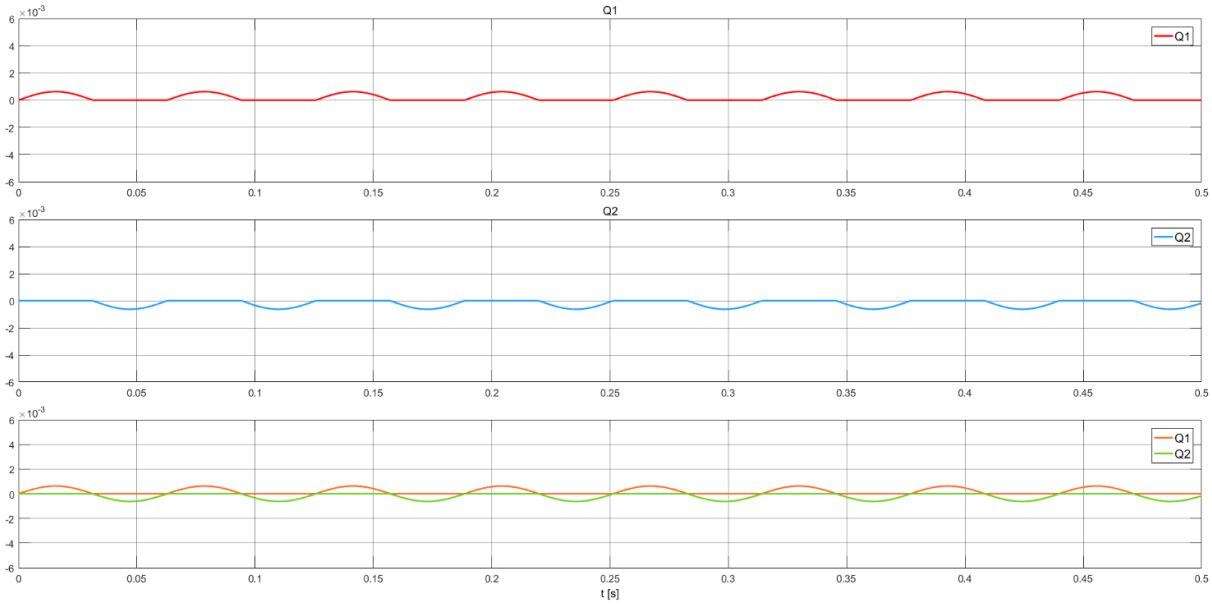

Figura 26: Andamento portate Q1, Q2, Q12 per il modello semplificato di una pompa a pistoni monocilindrica

Dalla figura possiamo osservare l'andamento delle portate: esse hanno un andamento sinusoidale e in particolare Q1 è positiva mentre Q2 è negativa opportunamente sfasate. Esse rappresentano la mandata e il ritorno in un intervallo di angolo giro, ovviamente per meta giro si avrà una portata in uscita dalla pompa mentre per il restante il ritorno di tale portata. Nel terzo grafico è rappresentato la sovrapposizione delle stesse.

3.3.2 Modello dettagliato pompa a pistoni assiali monocilindrica

Il primo passo è quello di studiare la portata smaltita dal pistone indicata con Q_f, adottando il modello in Figura 27.

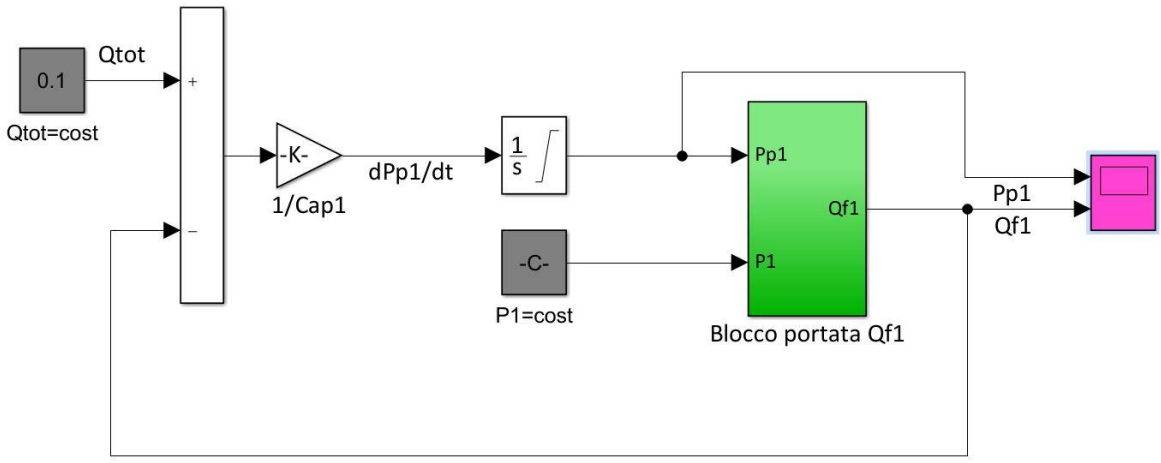

Figura 27: Modello portata smaltita dal pistone in relazione ad una portata costante

Per la modellazione si sono fatte delle ipotesi semplificative la fine di poter testare la validità del modello ovvero: considerazione di una portata "cinematica" in ingresso costante e pressione P1 nel condotto di mandata costante.

Descrizione del modello:

- Blocco sum: fa la differenza tra la portata da smaltire e quella smaltita dal pistone
- Guadagno proporzionale all'inverso della capacità idraulica, che simula il condotto nel quale è presente il fluido
- Integratore: ha come ingresso una portata moltiplicata per l'inverso della capacità idraulica che integrata restituisce la pressione P_{p1}, ovvero la pressione all'interno della camera del pistone, esso è limitato inferiormente dalla pressione di vapore in modo da evitare la cavitazione nel sistema.
- Subsystem blocco portata Qf1: simula la portata smaltita dal pistone seguendo equazione:

$$Q_{f1} = sgn(P_{p1} - P_1) \cdot C_D \cdot A_{V1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{p1} - P_1)} \qquad (3.2)$$

Il modello contenuto all'interno del subsystem è rappresentato in Figura 28.

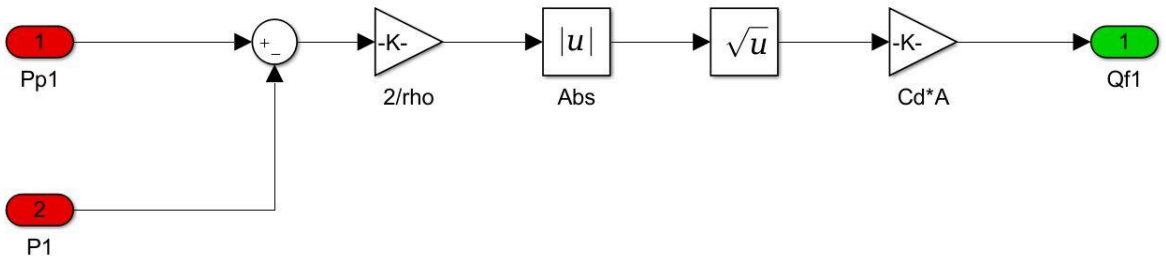

Figura 28: Subsystem blocco portata Qf1 in dettaglio

Si osserva che il modello rispecchia fedelmente l'equazione 3.2, in questo caso è stata considerata un area pari a quella pistone, per non complicare ulteriormente l'analisi e riuscire in modo semplice la validazione del modello, successivamente verrà inserita l'area corretta.

In Figura 29 è riportato l'andamento del modello.

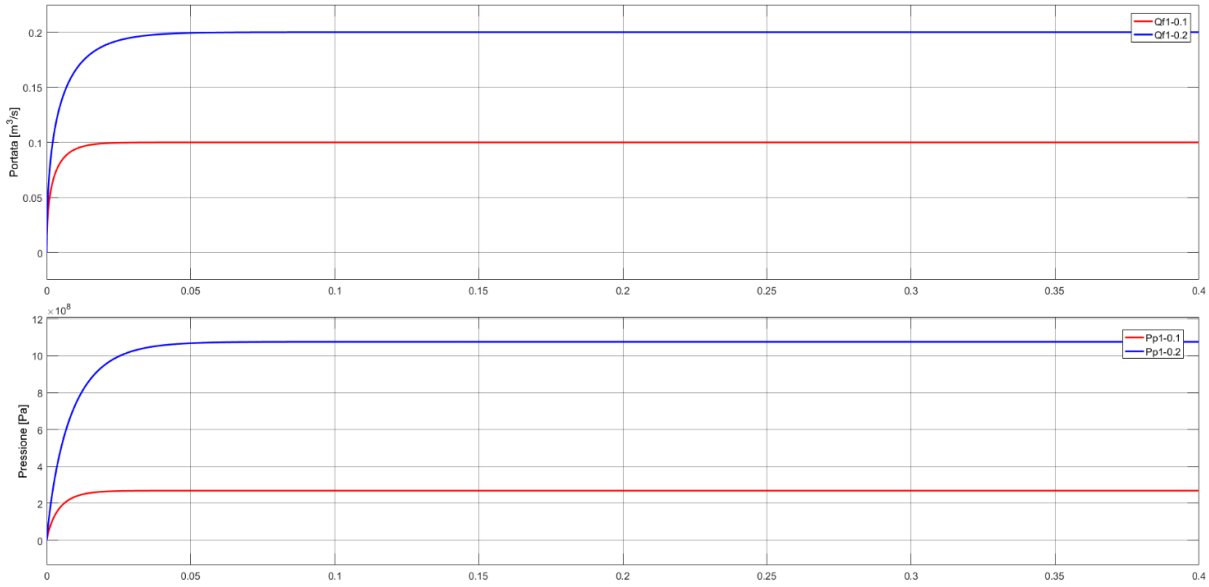

Figura 29: Simulazione modello riferito alla portata smaltita di un pistone in condizione di portata in ingresso costante e pressione P1 costante

I grafici descrivono l'andamento delle due grandezze principali: la pressione nella camera del pistone e la portata smaltita per due condizione di portata iniziale di 0.1 e 0.2 m^3/s.

Sì osserva come portata e pressione aumentino in modo graduale fino alla posizione di regime. Si è voluto analizzare il modello con due portate diverse per verificare il corretto funzionamento dello stesso, ovviamente portata maggiore corrisponde una risposta più lenta e pressioni più elevate.

Avendo ottenuto risultati corretti nella modellazione di Qf1 si è inserito il calcolo della pressione P1 per valutarne il corretto funzionamento.

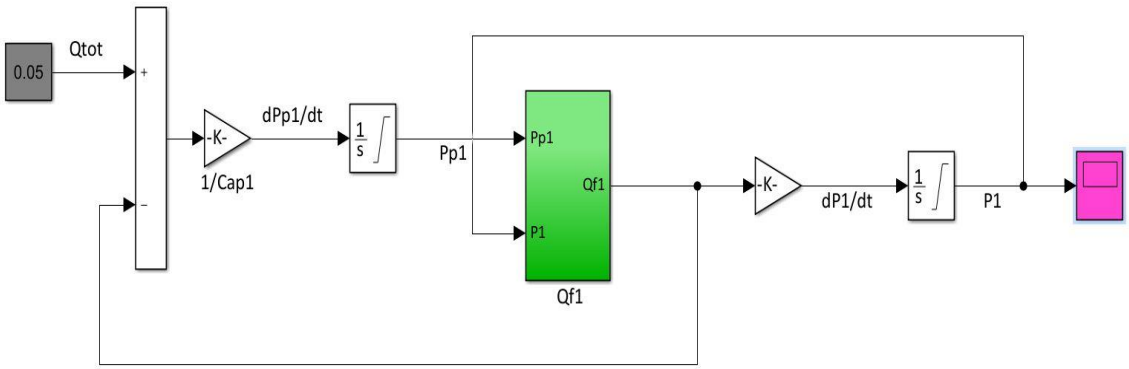

Figura 30: Modello portata smaltita dal pistone in relazione ad una portata costante con relativo calcolo della pressione P1

In Figura 30 è rappresentato lo stesso modello ricavato in precedenza con l'aggiunta del calcolo della pressione P1, ovvero la pressione nel ramo di mandata che tramite un collegamento in retroazione fornisce la corretta P1 al subsystem Qf1.

Descrizione del modello aggiunto:

- Guadagno: rappresenta l'inverso della capacità idraulica del ramo di mandata della pompa, esso va a moltiplicarsi con la portata uscente dal subsystem Qf1
- Integratore: integra la derivata ella pressione P1, in questo caso sì è imposto sempre un limite inferiore pari alla pressione di vapore e un limite superiore pari a infinito, questo modo di procedere serve essenzialmente per verificare il corretto funzionamento del modello, successivamente l'integratore avrà dei limiti diversi per garantire pressioni non troppo elevate che potrebbero danneggiare i condotti.

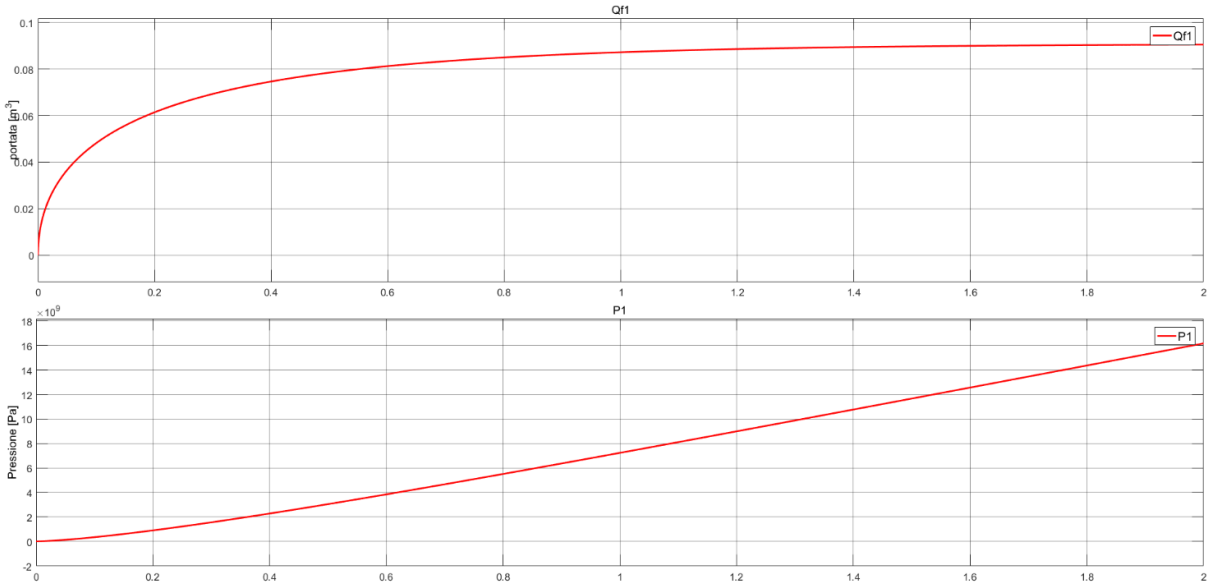

Figura 31: Simulazione di Portata e pressione P1 in riferimento al modello con calcolo P1

Dal grafico in Figura 31 si può osservare che la pressione P1 tenderà sempre ad aumentare a valori altissimi, il che è giustificato dal fatto che non è presente un utilizzatore (martinetto idraulico) che possa utilizzare tale pressione. La portata ha lo stesso andamento ottenuto nel caso precedente, però in questo caso essa ha un andamento più lento, dato dal fatto che la pressione in ingresso non è più costante, quindi la differenza di pressione ai capi del pistone diminuisce riducendo la capacità del pistone di smaltire portata. Questo fenomeno rispecchia la fisica del problema.

Avendo validato il modello portata-pressione del pistone, deve essere introdotto un parametro molto importante per la fisica del sistema, ovvero l'area a fagiolo della piastra inclinata.

La geometria dell'area è stata implementata in Matlab mediante la combinazione di funzioni trigonometriche e plottata in funzione della posizione angolare della pompa.

L’andamento ottenuto sul giro e rappresentato in Figura 32.

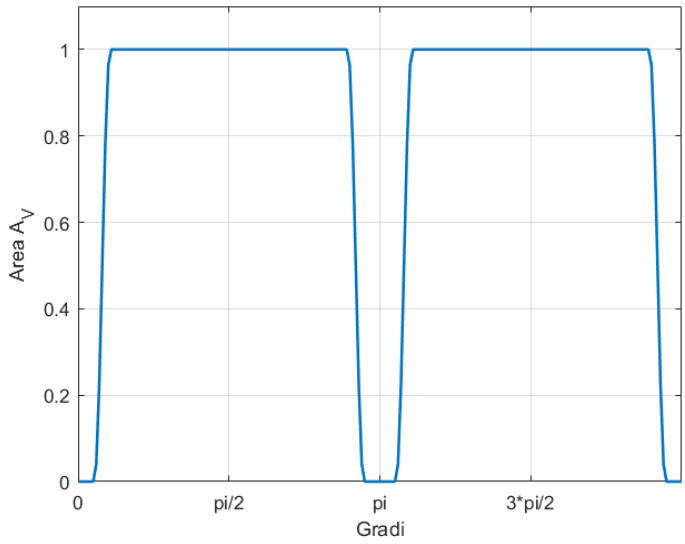

Figura 32: Andamento area fagiolo

Per poter utilizzare la funzione nel modello Simulink si è utilizzato un blocco particolare chiamato 1-D Lookup Table che permette di utilizzare il valore corretto di area ad ogni posizione angolare.

In Figura 33 si può osservare il modello.

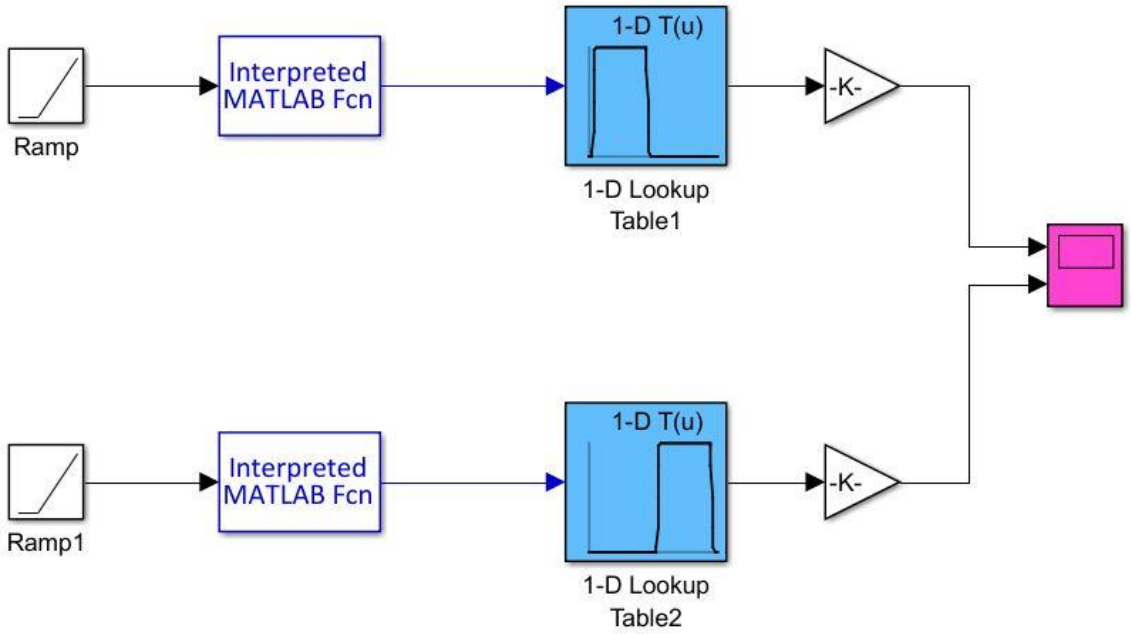

Figura 33: Modello Lookup Table-area fagioli ingresso pompa

In Figura 33 è rappresentato il modello che simula la corretta sincronizzazione delle area del fagiolo, tale modello è stato utile per testarne il giusto funzionamento.

Descrizione del modello:

- Comando: per l'analisi si è scelto di utilizzare un comando rampa, in modo da garantire un comando crescente con pendenza costante che rappresenta la posizione angolare
- Blocco Fcn: nel blocco Fnc viene richiamata la funzione creata con un semplice scritp in matlab che ha lo scopo di azzerarmi la posizione ogni 2π, in modo da avere nella Lookup Table un segnale in ingresso sempre compreso tra $0\ e\ 2\pi$.
  Viene riportato lo scrip Matlab:

```
theta = rem(theta_b,2*pi);

if theta < 0

theta = theta+2*pi;
end
```

  in Figura 34 si riporta l'andamento dell'azzeramento della posizione.

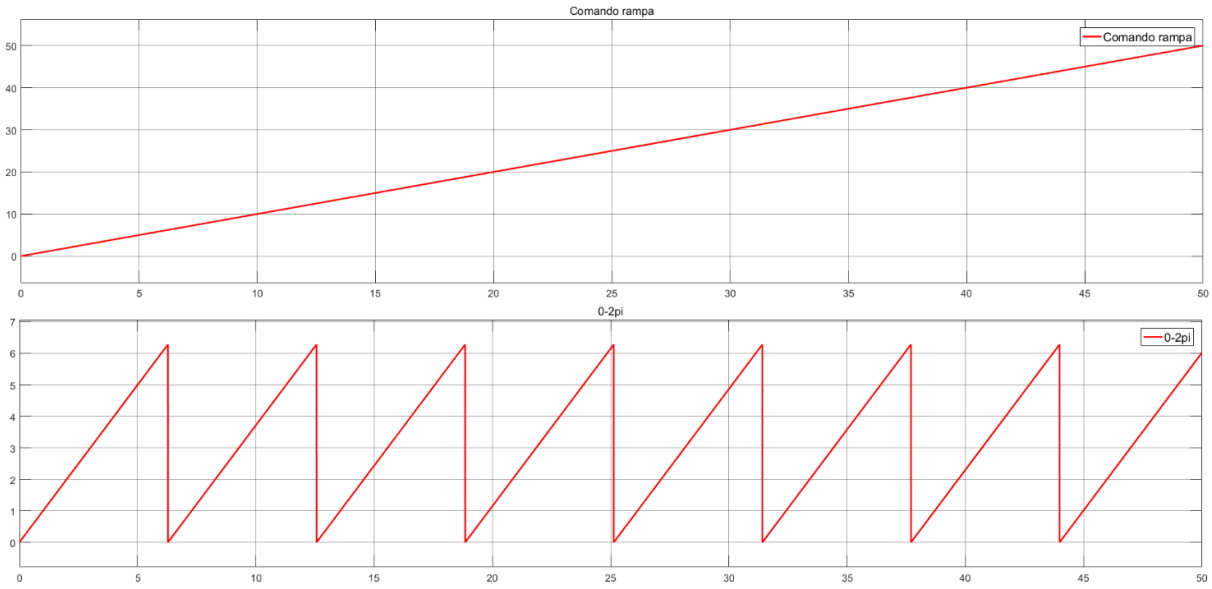

Figura 34: Funzionamento calcolo posizione $0 - 2\pi$

- Lookup Table: nel modello sono presenti due Lookup Table perchè riferiti rispettivamente ai fagioli presenti sulla piastra inclinata, quindi ogni Lookup Table è riferita al fagiolo $0 - \pi$ e $\pi - 2\pi$.

In Figura 35 sono riportati gli andamenti delle aree A_{v1} e A_{v2}, sì osserva che esse sono uguali, ma sfalsate di π

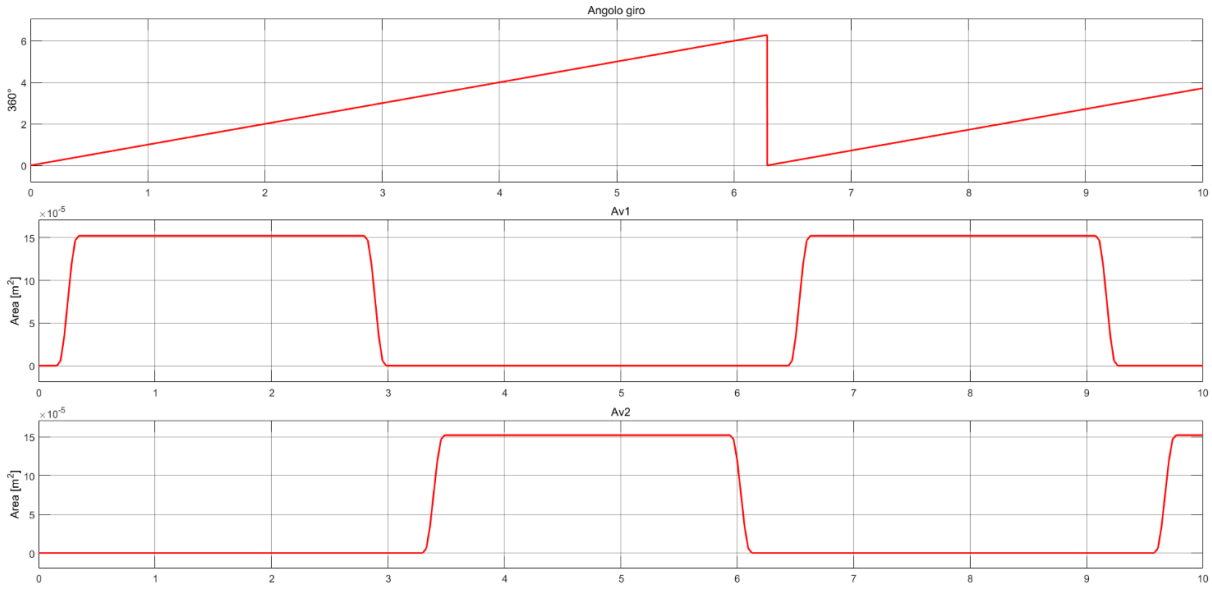

Figura 35: Andamento delle aree Av1 e Av2

Avendo definito le aree in modo realistico, possono essere usate nel blocco Qf1 precedentemente illustrato.

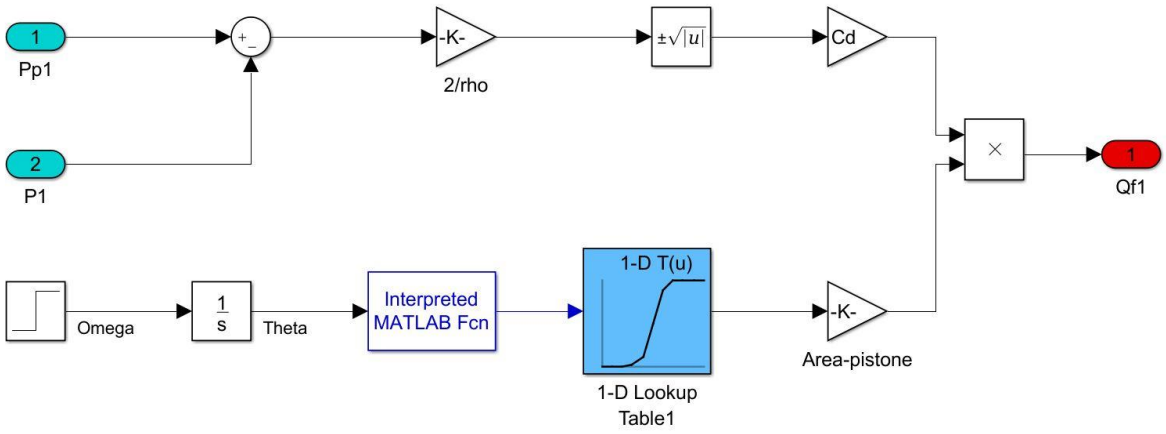

Figura 36: Blocco Qf1 dettagliato con aere fagioli

In Figura 36 viene riportata la corretta modellazione della portata sviluppata dal pistone, in questa fase di validazione si preferisce inserire direttamente nel blocco Qf1 il calcolo della velocità e della posizione angolare.

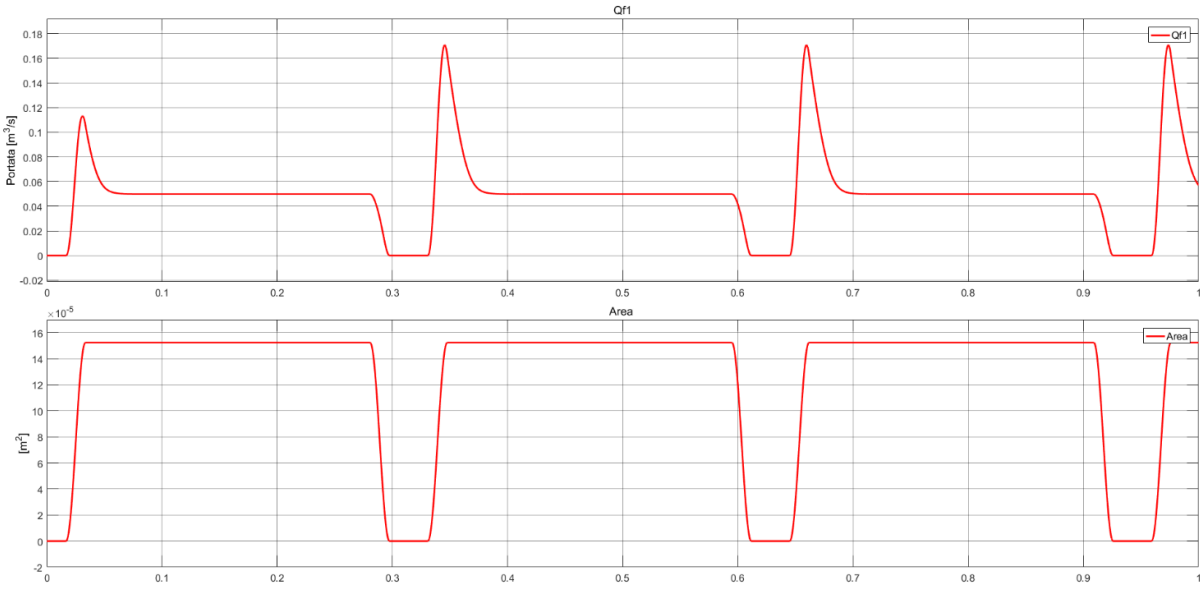

Figura 37: Portata smaltita dal pistone in funzione dell'area della piastra di distribuzione

In Figura 37 è riportato l'andamento della portata smaltita dal pistone considerando la corretta variazione di area dovuta dai fagioli presenti nella piastra di distribuzione.

Sì osserva come l'andamento della portata cambi notevolmente dal caso in cui si considerava un'area costante pari alla superfice del pistone.

Analizzando il grafico in Figura 37 sì nota come in corrispondenza della commutazione tra le aree si abbia un picco istantaneo di portata, questo fenomeno avviene perché sì è considerata la pompa senza un utilizzatore collegato, e ciò significa avere dei condotti chiusi che generano un altissimo valore di pressione, quindi un'elevata portata istantanea, successivamente si stabilizza al valore corretto di portata da smaltire. Questo fenomeno fisico è da ridurre perché potrebbe creare malfunzionamenti della pompa, successivamente tale problema verrà risolto inserendo nel modello il Leakage.

Nella trattazione descritta fino a questo punto si è considerato semplicemente un pistone che smaltisce portata interfacciandosi ad un'area descritta da un unico fagiolo della piastra di distribuzione. In realtà, come descritto nel capitolo 2, la piastra di distribuzione è composta da due fagioli che corrispondono rispettivamente alla luce di mandata e a quella di ritorno.

In Figura 38 viene rappresentato il modello che descrive tale fenomeno, considerando come fatto in precedenza una prima condizione in cui viene imposta una pressione P costante per validare il modello e successivamente consideriamo la corretta P.

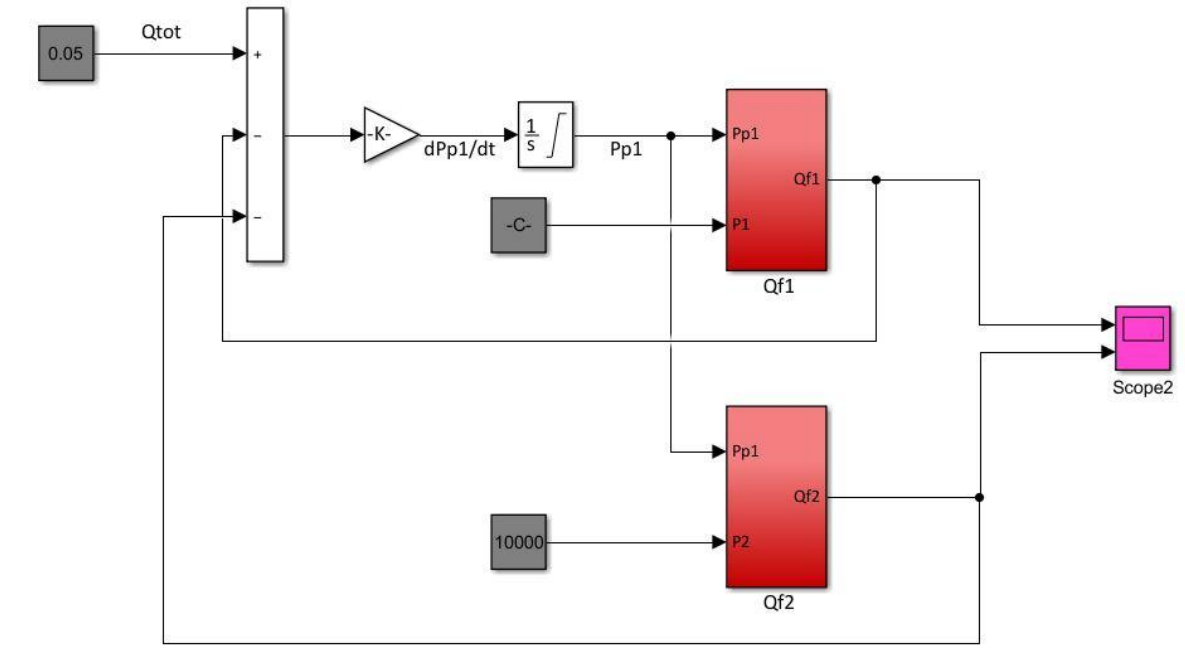

Figura 38: Schema di simulazione delle portate di mandate e di ritorno (Qf1 e Qf2)

Osserviamo da tale modello che per simulare le due luci della piastra è bastato semplicemente considerare due blocchi Qf, che da questo momento in poi verranno chiamati Qf1 e Qf2.

I blocchi Qf1 e Qf2 hanno due differenze:

- la pressione entrante P è diversa perché indica la pressione nei due diversi condotti (mandata, ritorno),
- il settaggio della Lookup Table nel blocco Qf1 lavora in un intervallo tra $0 - \pi$ e Qf2 lavora in un intervallo tra $\pi - 2\pi$.

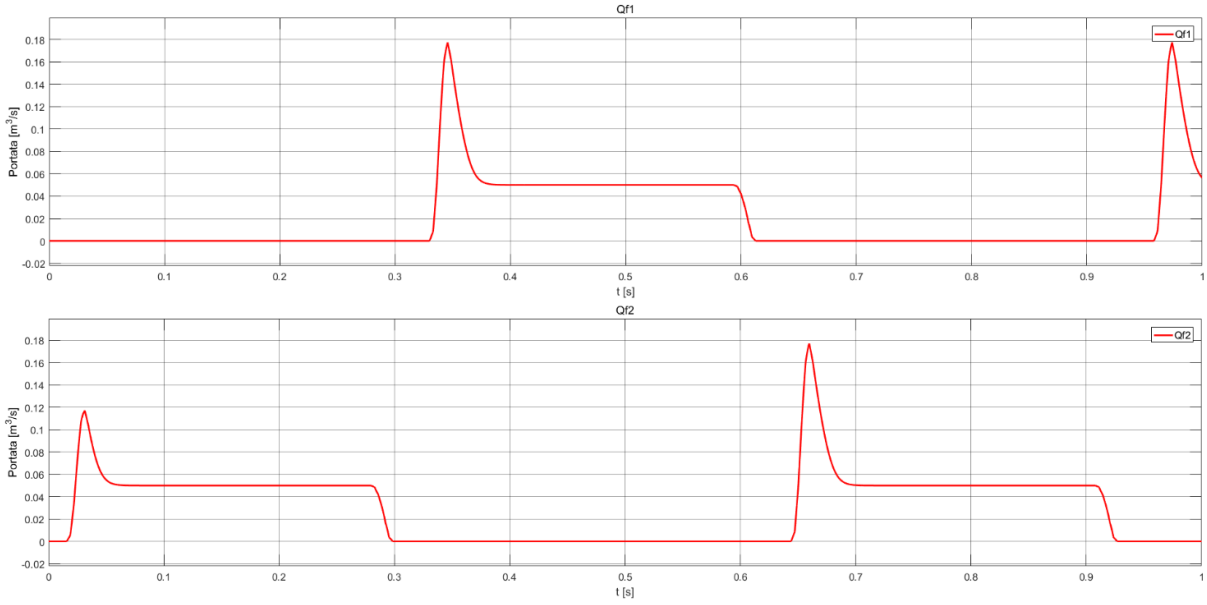

Figura 39: Portate di mandata e ritorno (Qf1, Qf2)

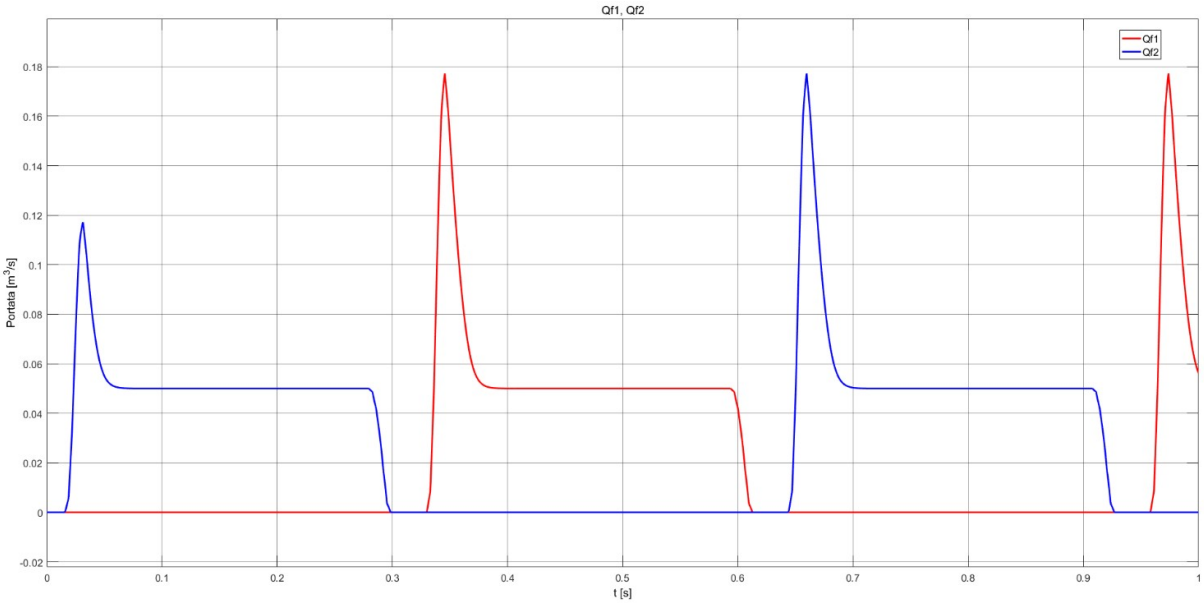

Figura 40: Sovrapposizione delle portate

Nelle Figura 39,Figura 40 viene raffigurato l'andamento delle portate, esse hanno un andamento identico sfalsato di π, in particolar modo esse rappresentano la portata in ingresso nel pistone e quella uscente.

Come detto in precedenza le portate hanno un picco, che può essere ridotto introducendo il leakage della pompa. Le cause di perdita di portata dipendono da diversi aspetti della pompa che sono stati illustrati nel capitolo 2, per modellizzare tale fenomeno è stata adottata un'ipotesi semplificativa, ovvero si è considerato un coefficiente di leakage unico che dipende da tutti i fattori di interesse, il modello semplificativo è raffigurato in Figura 41.

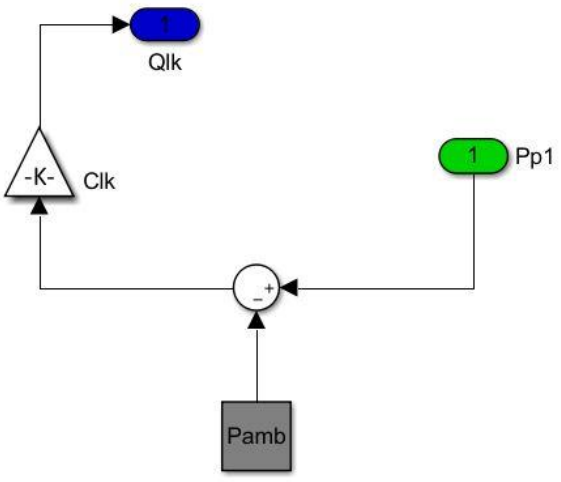

Figura 41: Modellazione del Leakage

Il modello fa la differenza tra la pressione in camera del pistone e la pressione ambiente, che rappresenta la condizione di serbatoio, moltiplicata per il coefficiente di leakage.

Definito il modello per simulare il leakage della pompa si è potuto assemblare l'intero modello fluidodinamico rappresentato in Figura 42.

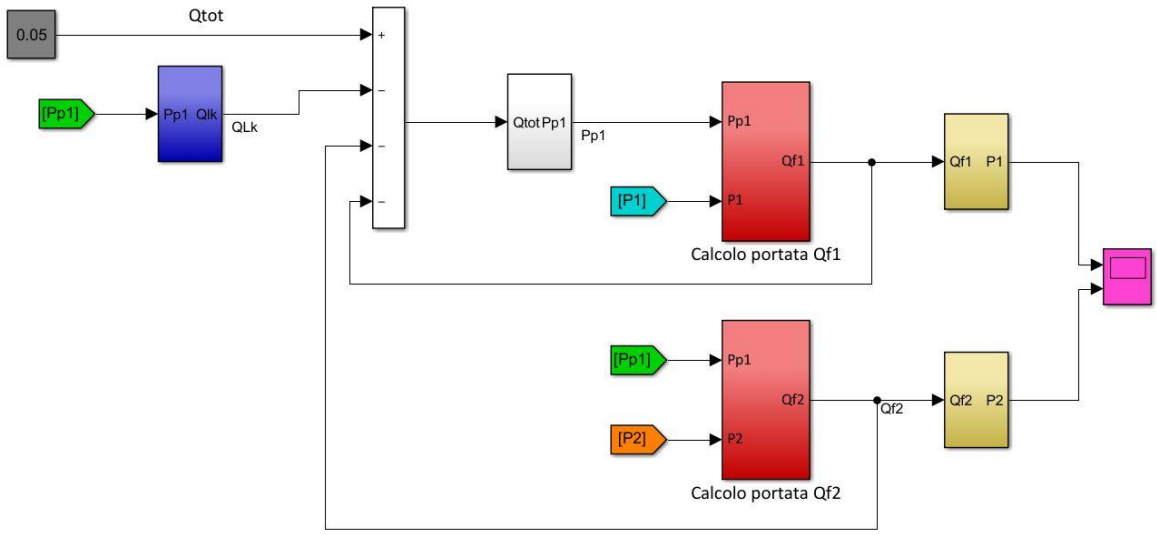

Figura 42 modello completo pompa a pistoni monocilindrica

Descrizione componenti aggiunti:

- Goto-From: sono dei blocchi molto utili che permettono di trasferire il segnale da un blocco all'altro senza effettivamente collegarli, il segnale in input nel blocco Goto risulta essere lo stesso in output dal From, inoltre il Goto può trasferire lo stesso segnale a più From, non vale lo stesso per il From. Sono stati utilizzati per trasferire i segnali delle pressioni: Pp1, P1 e P2 nei rispettivi blocchi di: leakage, Qf1 e Qf2.
- Subsystem leakage: contiene il modello descritto in precedenza, esso va a sottrarsi alla portata totale mediante il blocco Add
- Subsystem pressioni P1 e P2: calcolano la pressione effettiva agente sull'utilizzatore. Contengono il modello dell'integrazione della portata rispettivamente per il condotto di mandata e di ritorno, in questo caso si sono introdotti dei limiti reali per l'integratore in esso contenuto: limite inferiore paria a $P_{amb}/2$ e limite superiore di P_{max} che rappresenta la massima pressione ammissibile nel condotto per evitare pressioni troppo elevate e possibili cedimenti strutturali.

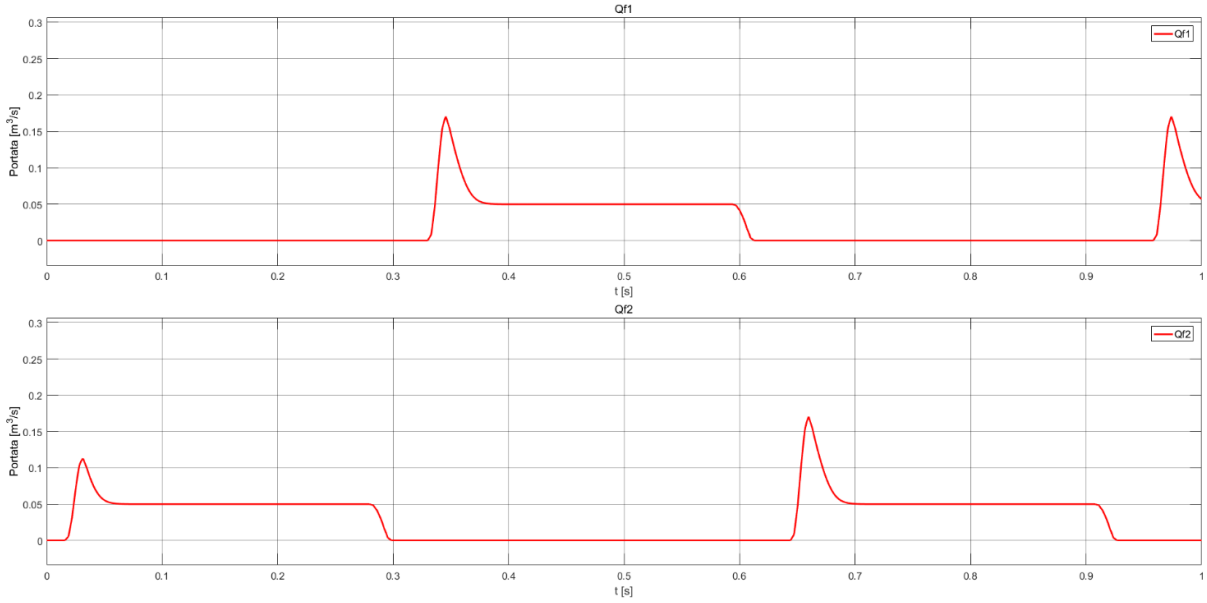

Figura 43 Andamento portate Qf1 Qf2 modello con perdita di portata

In Figura 43 è riportato l'andamento delle portate Qf1 e Qf2, è possibile osservare che il picco di portata si e ridotto notevolmente rispetto al modello senza perdita di portata in Figura 39, l'andamento inoltre rimane invariato.

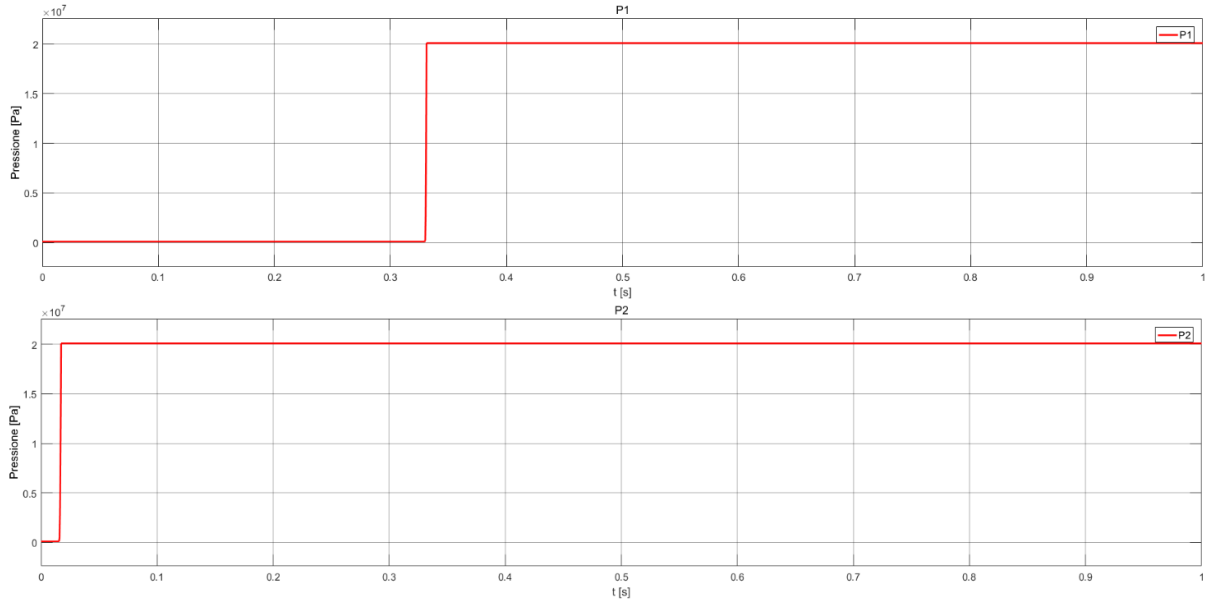

Figura 44 Andamento P1 e P2 con perdita di portata

In Figura 44 viene mostrato l'andamento delle pressioni P1 e P2, sì osserva che esse hanno un andamento a gradino con condizione iniziale pari a 0 e condizione finale P_{max} costante, questo perché l'integratore ha saturato il segnale, anche in questo il fenomeno si verifica perché non è presente un utilizzatore.

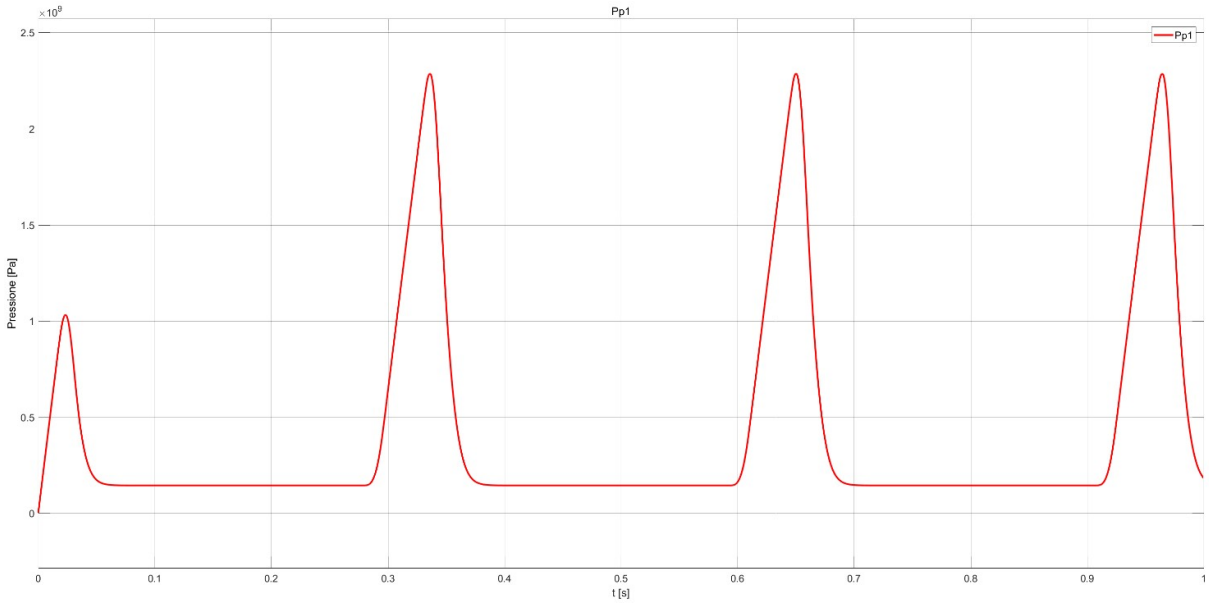

Figura 45 Andamento Pp1 con perdita di portata

La pressione all'interno della camera del pistone segue l'andamento rappresentato in Figura 45, come detto in precedenza si osserva un grande incremento della pressione tra la commutazione della variazione di aeree.

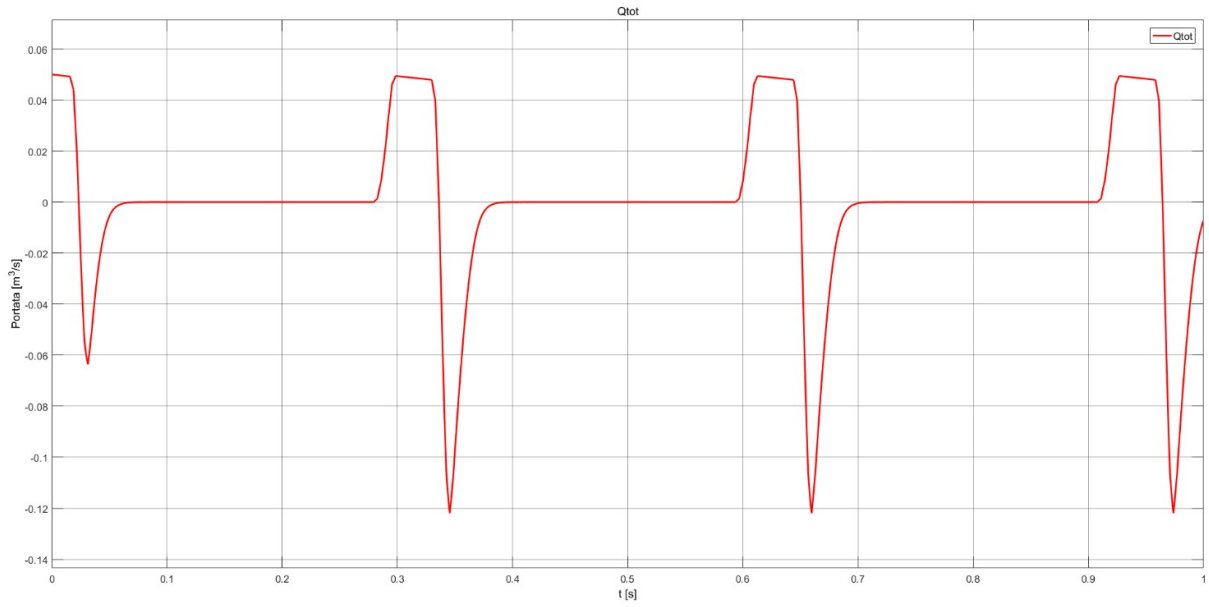

Figura 46 Andamento portata totale

In Figura 46 è rappresentato l'andamento della portata totale, si osserva come ad ogni ciclo si abbiano dei picchi di portata negativa, questo fenomeno si crea perché non avendo un utilizzatore la pressione nei condotti di mandata supera la pressione all'interno della camera del pistone e questo crea un ritorno di portata.

Nei modelli precedentemente illustrati si è sempre considerato un portata di input costante, nella realtà essa dipende dalla cinematica rotativa della pompa.

Il modello completo che simula gli aspetti cinematici e fluidodinamici della pompa è rappresentato in Figura 47.

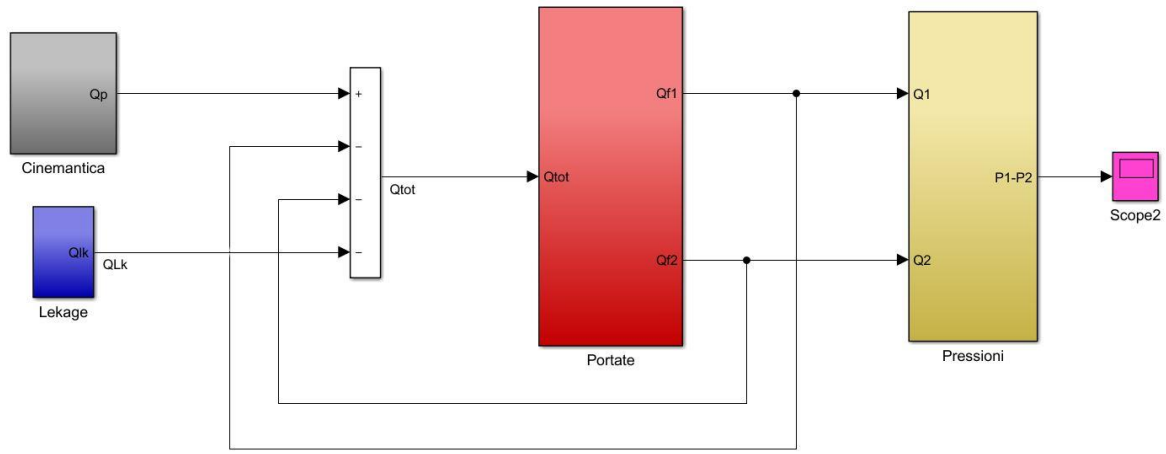

Figura 47 Modello completo pompa a pistoni assiali monocilindrica

Descrizione del modello:

- Blocco cinematica: rappresenta la cinematica del sistema, simula il moto rotativo della pompa calcolando: velocità angolare, posizione angolare e la massima portata smaltita dal pistone in assenza di strozzature e perdite di pressione. Il dettaglio del subsystem è rappresentato in Figura 48.

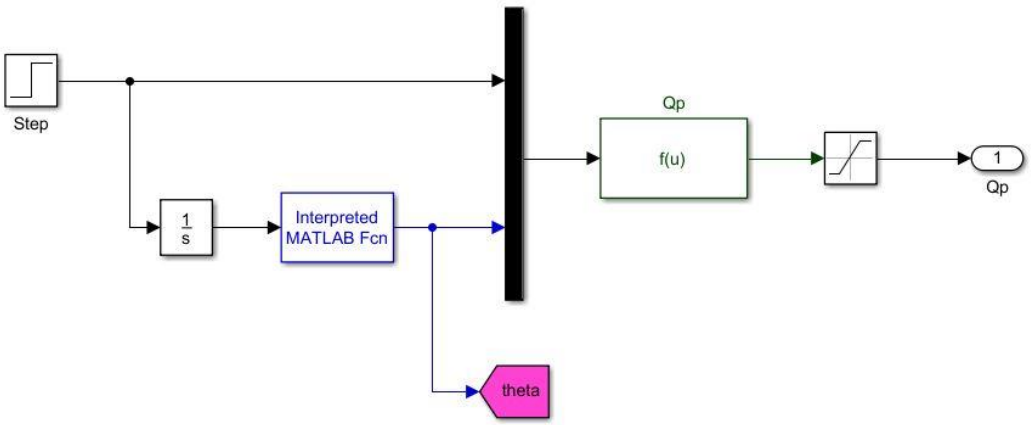

Figura 48 Modello cinematico

- Subsystem portate: contiene i modelli delle portate Qf1 e Qf2. Avendo definito una portata in ingresso che segue la cinematica, calcolando velocità e posizione angolare, è utile applicare delle correzioni ai subsystem Qf1 e Qf2 precedentemente descritti, si è eliminato il modello del calcolo della posizione e lo si è sostituito con un Goto theta, in modo da avere una corretta sincronizzazione.
  Il modello e rappresentato in Figura 49.

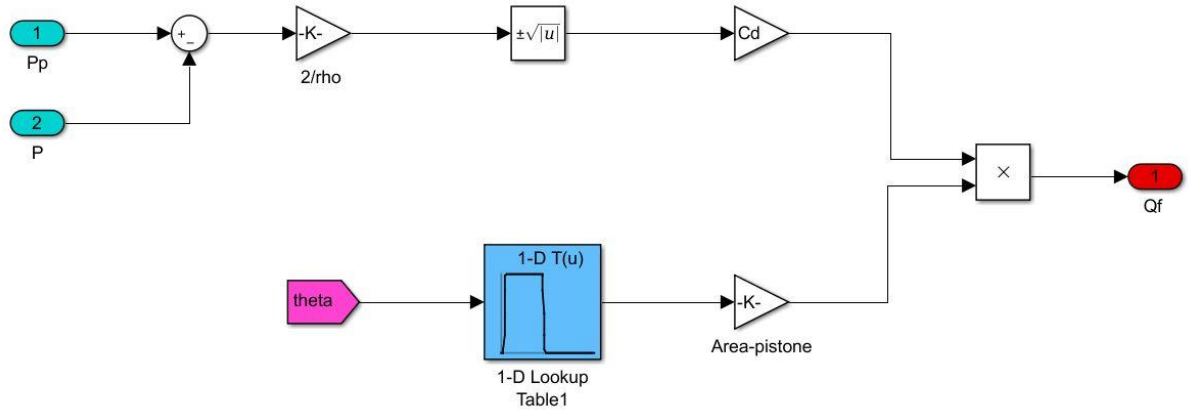

Figura 49 Blocco Qf1 con sincronizzazione posizione

Di seguito si riportano gli andamenti delle caratteristiche principali:

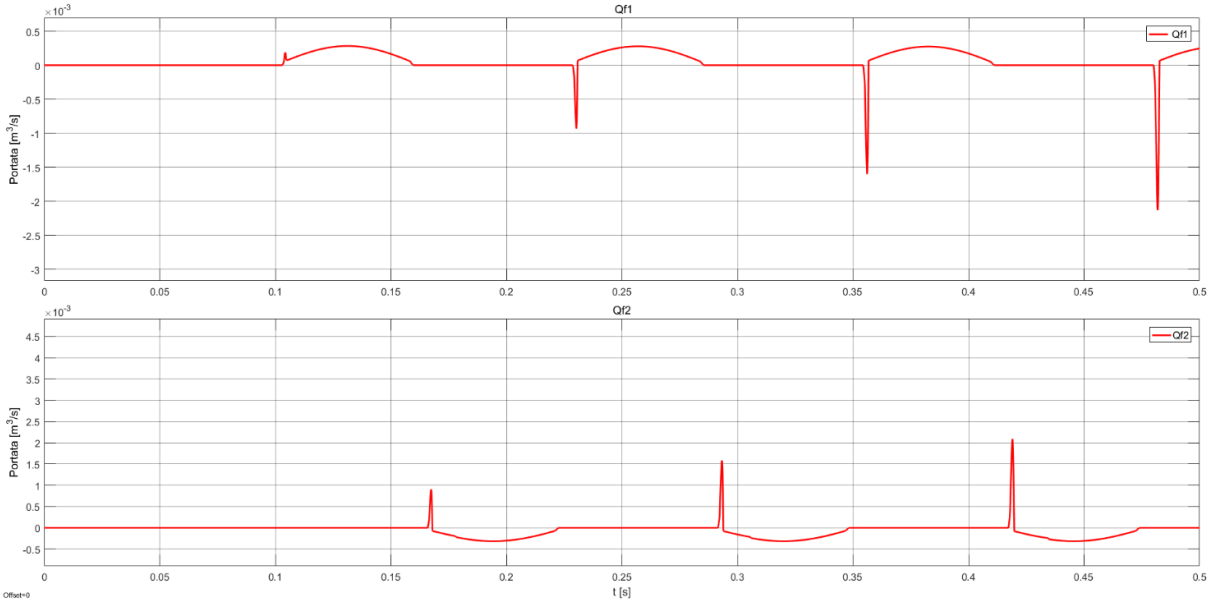

Figura 50 Andamento portate modello completo

In Figura 50 è rappresentato l'andamento delle portate del pistone, le quali hanno andamento analogo, ma di segno opposto e sfalsato di π.

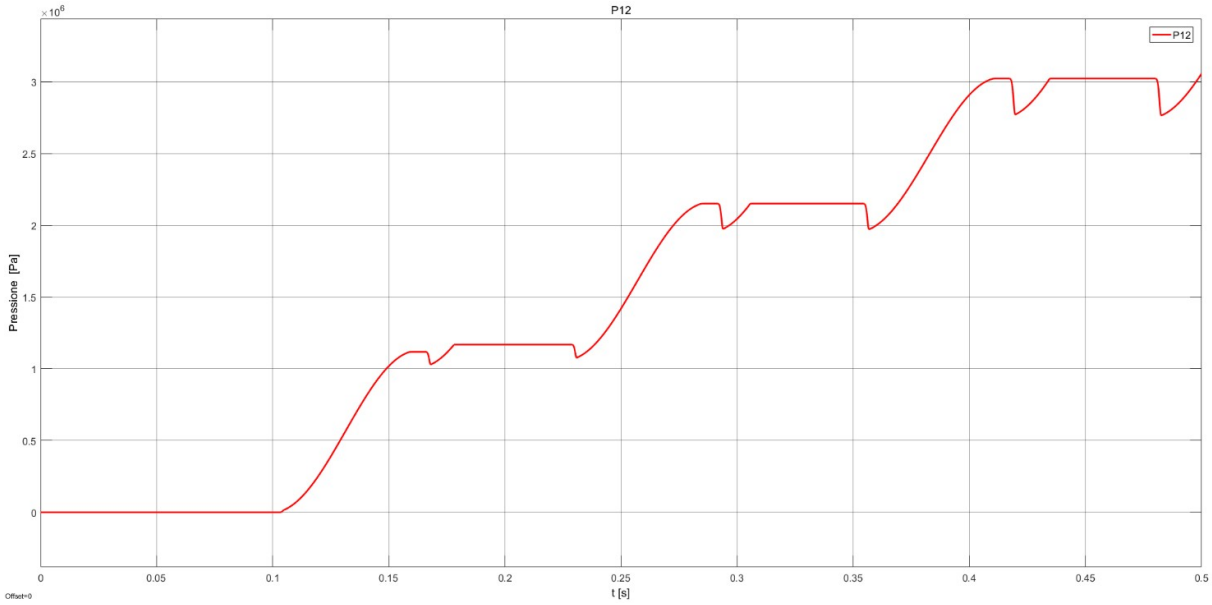

Figura 51 Andamento P12 in assenza di martinetto idraulico

La pressione P12 rappresenta la differenza di pressione tra P1 e P2, ovvero la pressione agente sull'utilizzatore. In Figura 51 è mostrato il suo andamento che ad ogni ciclo tende a crescere della stessa quantità.

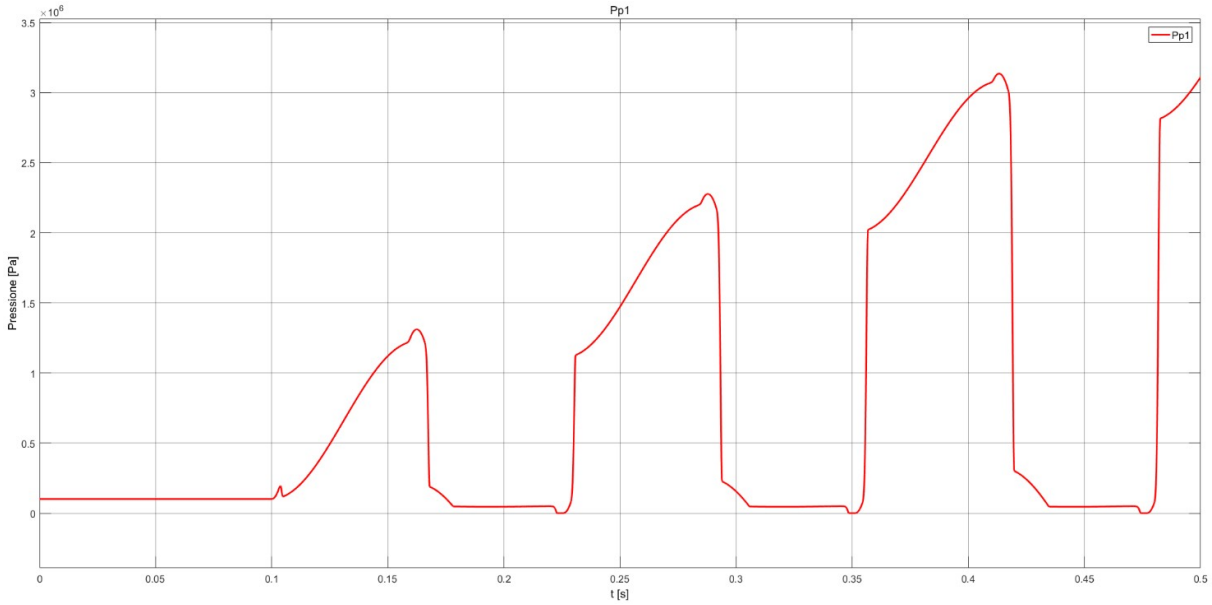

Figura 52 Andamento pressione Pp1 nella camera del pistone

Nella Figura 52 è rappresentato l'andamento della pressione nella camera del pistone, sì osserva che si incrementa ad ogni ciclo, inoltre si possono individuare le zone in cui si ha area nulla con pressione prossima allo zero.

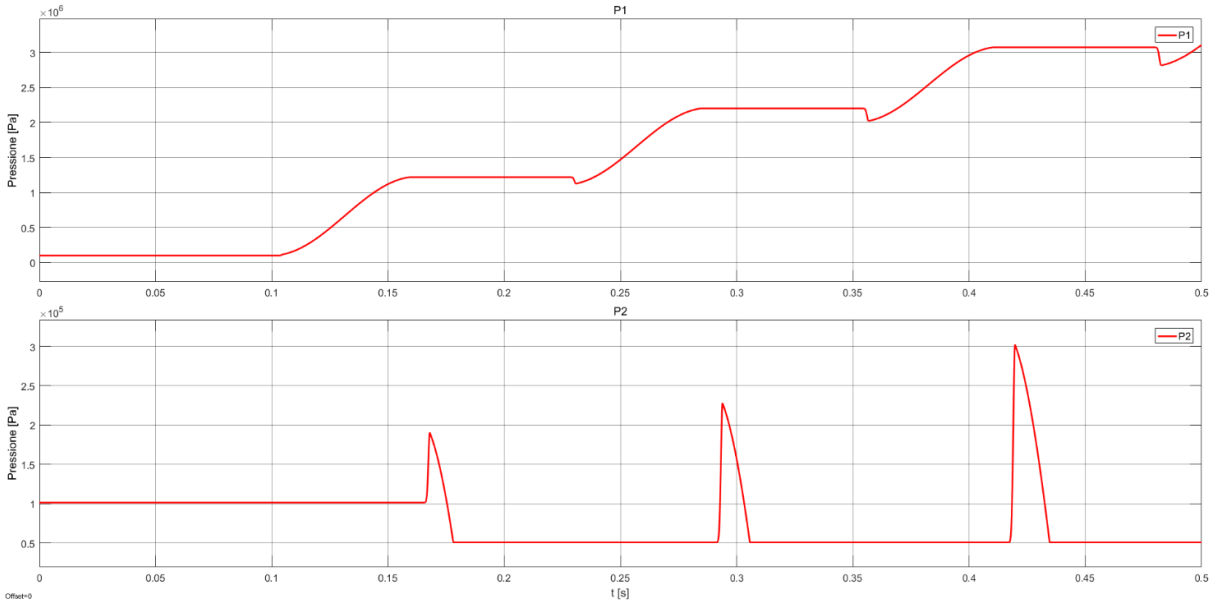

Figura 53 Andamento pressione nei condotti di mandata e ritorno

3.4 Martinetto idraulico

Il modello del martinetto idraulico non rispecchia alla perfezione il modello matematico illustrato nel capitolo 2, in esso sono state inserite delle non linearità dovute al fenomeno dell'attrito. Il modello e rappresentato in Figura 54.

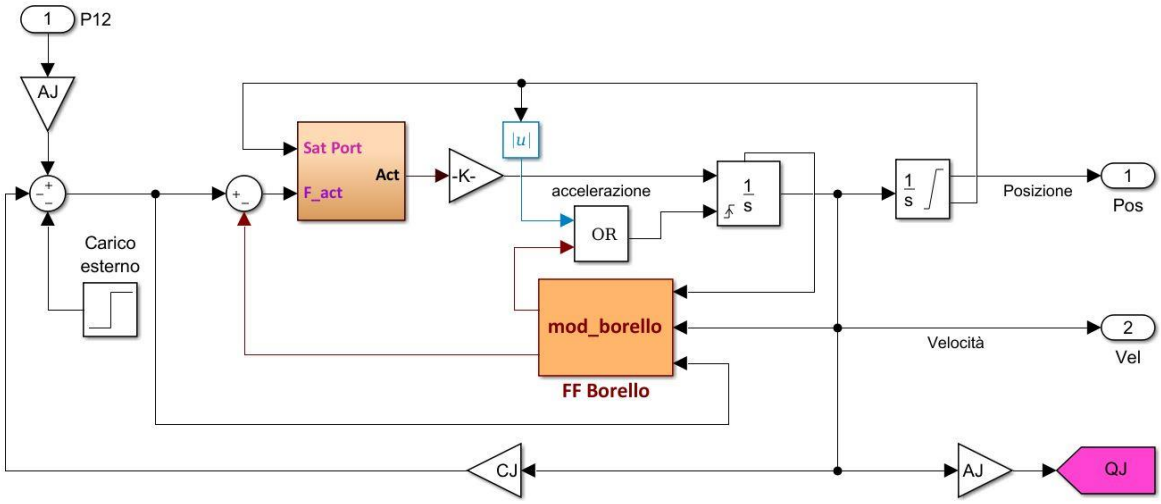

Figura 54 Modello Simulink martinetto idraulico

Descrizione del modello:

- L'input del segnale è la pressione differenziale P12, ovvero la differenza di pressione tra P1 e P2, che verrà moltiplicata per l'area dell'attuatore AJ ottenendo la forza dell'attuatore.
- Blocco somma: tale blocco sottrae alla forza appena descritta il carico esterno, che in questo caso è considerato come carico a gradino, la forza viscosa CJ ottenuta dalla velocità del martinetto e la forza di attrito calcolata con il metodo di borello
- Subsystem Sat_Port: riceve in ingresso la forza effettiva F_act e la posizione del martinetto, esse vengono moltiplicate tra di loro e se il prodotto è maggiore o uguale di un valore di soglia, che nel nostro caso e stato scelto pari a 0.5, la forza che agisce in realtà è considerata nulla, mentre se è inferiore a 0.5 la forza che agisce è pari a F_act. Il modello del subsystem e rappresentato in Figura 55.

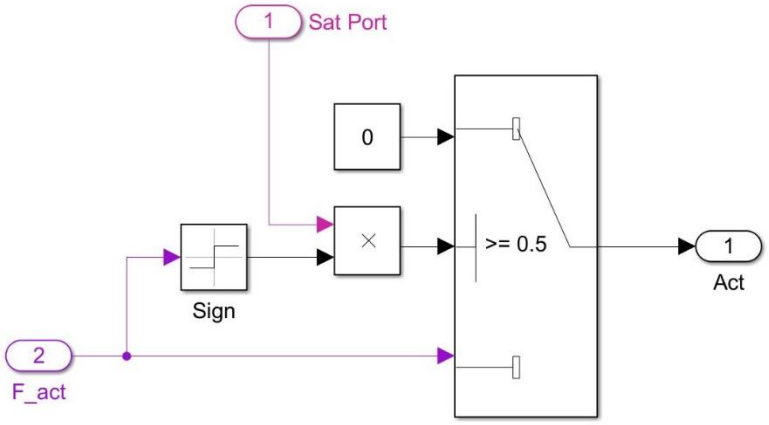

Figura 55 Modello Sat_port

- Successivamente si calcola l'accelerazione del sistema dividendo tale forza per l'inverso della massa del martinetto.
- Integratori: integrano l'accelerazione del sistema ottenendo la velocità e successivamente la posizione, si noti che l'integratore di posizione è limitato per simulare il fine corsa del martinetto
- Mod_Borello: riceve velocità e spostamento in feedback del martinetto per ricavare la forza di attrito

3.5 modello completo EHA pompa monocilindrica

Nei precedenti capitoli sono stati illustrati i modelli dei singoli componenti, in questo capitolo viene mostrato come siano stati uniti per realizzare il modello completo del EHA.

Il modello completo per un EHA con pompa a pistoni assili e rappresentato in

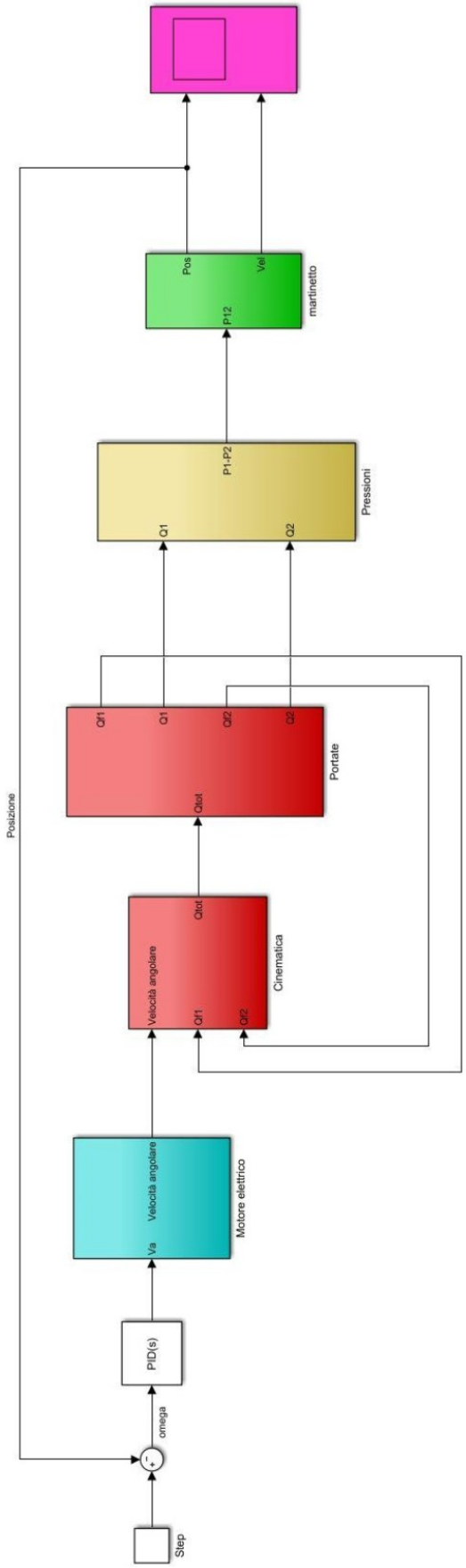

Figura 56 EHA monocilindrico

Descrizione modello:

- Il blocco somma calcola l'errore del sistema, ovvero fa la differenza tra il comando di posizione (input) e il feedback della effettiva posizione del martinetto
- PID è il controllore del sistema, esso manipola il segnale in ingresso, nel nostro caso l'errore, per avere un segnale di uscita in grado di controllare il dispositivo. Esso riceve un errore di posizione e invia al motore un segnale in tensione. Il modello del controllore PID è rappresentato in Figura 57.

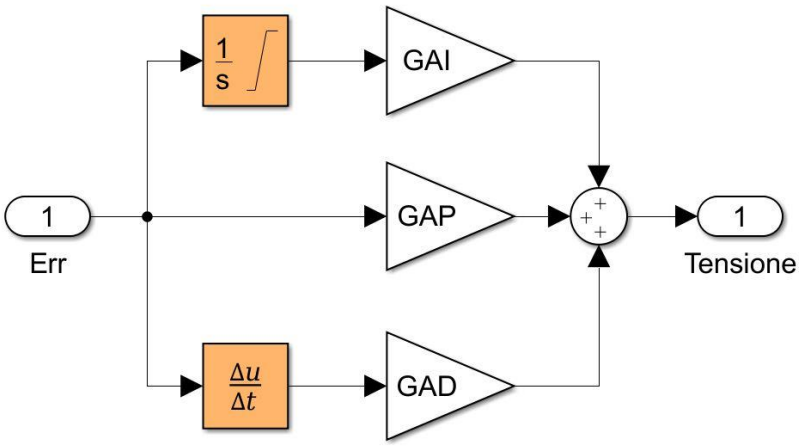

Figura 57 Controllore PID

Il controllore è formato tra tre guadagni:

- GAI: Guadagno di integrazione
- GAP: Guadagno proporzionale
- GAD: Guadagno derivativo

Il guadagno di integrazione permette il recupero dell'errore durante la simulazione, ma può generare instabilità numerica al modello. È preceduto da un integratore che integra il segnale nel tempo per recuperare l'errore.

Il guadagno proporzionale amplifica il segnale e permette di arrivare a convergenza della soluzione, ovvero annullare l'errore.

Il guadagno derivativo permette di aumentare la stabilità numerica del sistema, è preceduto da un derivatore temporale necessario per capire il comportamento del segnale.

Per avere una corretta stabilità del sistema è opportuno unire tali guadagni in un unico modello chiamato PID.

- Con la presenza del martinetto idraulico occorre effettuare alcune modifiche al blocco portate. Come si osserva in Figura 58 viene considerata la portata proveniente dall'attuatore che andrà a sottrarsi o a sommarsi alla portata del pistone (Qf1 e Qf2) in modo da avere le portate effettive Q1 e Q2. Nella fasi precedenti, essendo non presente la portata dell'attuatore QJ, le portate Qf1 e Qf2 coincidevano con Q1 e Q2.

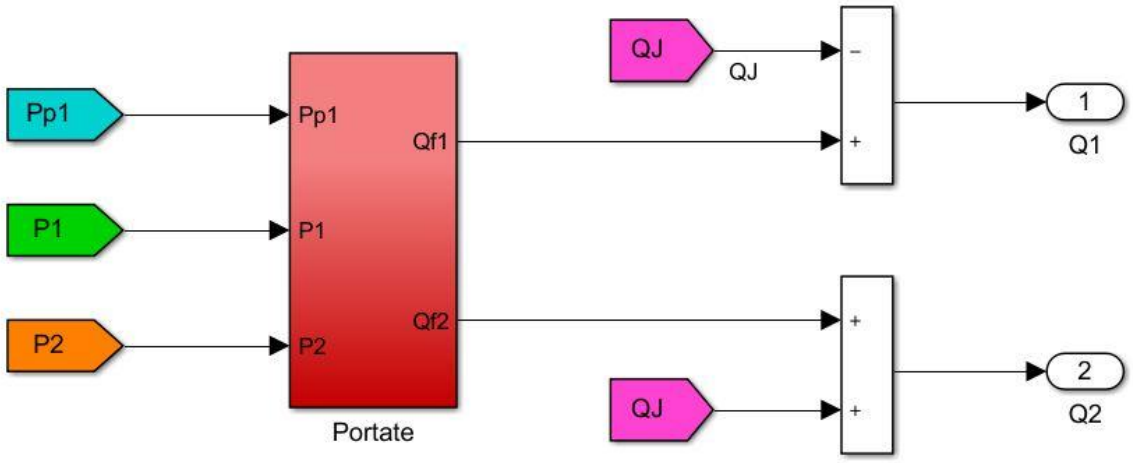

Figura 58 Modello definitivo variazione portata QJ

– Per completare il modello e avere la corretta interazione tra motore elettrico e pompa bisogna considerare il carico resistente prodotto dalla pompa agente sul motore elettrico. Il carico resistente è dato dal prodotto tra la cilindrata della pompa e la pressione differenziale P12.
Il modello modificato del motore elettrico viene riportato in Figura 59, in cui sì osserva come tale carico va a sottrarsi alla coppia motrice del motore.

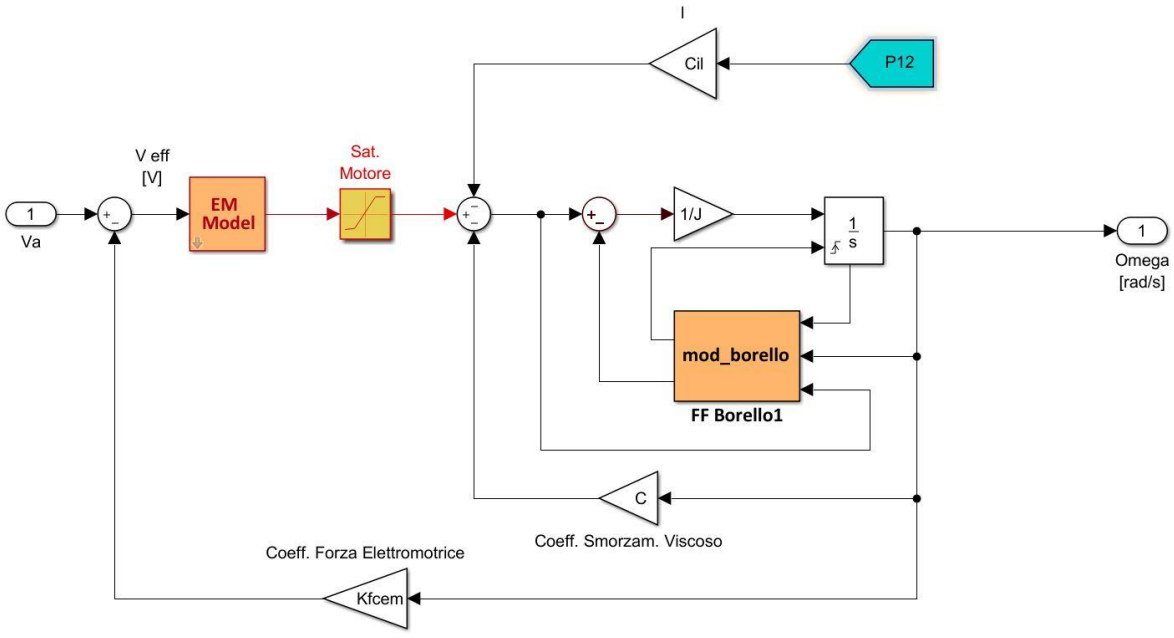

Figura 59 Modello motore elettrico con carico resistente pompa

3.6 Modello EHA con pompa a nove pistoni

In questo capitolo si andrà ad utilizzare il modello precedentemente ricavato per un pompa monocilindrica al fine di estendere il problema a pompe con più pistoni, in particolare 3,5,7 e 9.

La pompa definitiva di interesse è quella a nove pistoni perché risulta essere più utilizzata in applicazioni aeronautiche e ha una maggiore fluidità nel suo funzionamento; l'utilizzo di modelli con meno pistoni è stato utile per verificare il corretto funzionamento del sistema.

Il modello è stato realizzato adottando uno schema in cascata a blocchi, rappresentanti i singoli pistoni, con in input la velocità angolare del motore elettrico e come output le portate Qf1 e Qf2, tali portate vengono collegate a due bus, rispettivamente uno per le portate Qf1 e uno per Qf2, successivamente avviene una sommatoria per ottenere un'unica portata Qf1 e Qf2 della pompa alla quale verrà sottratta o sommata la portata QJ dell'attuatore.

In Figura 60 viene riportato il modello dell' EHA a nove pistoni, in cui si osserva la presenza di quattro set di input, interfacciati con l'utilizzo di un manual switch in grado di permettere la scelta del comando.

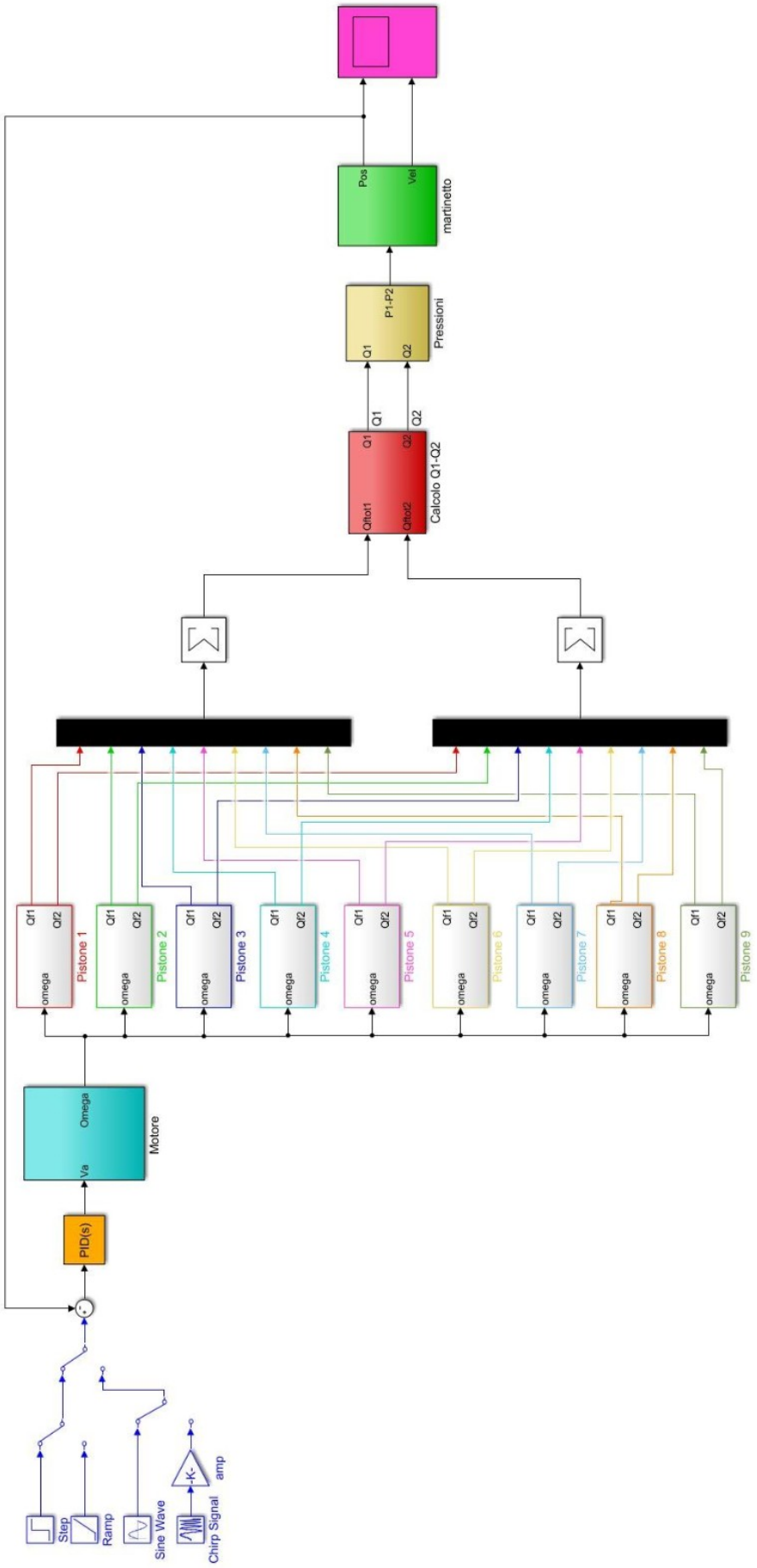

Figura 60 Modello completo pompa a nove pistoni

Capitolo 4 Analisi e risultati

In questo capitolo vengono mostrati i test e le validazioni dell'EHA, mediante simulazioni settando come segnali di input i diversi comandi.

Nella prima parte vengono effettuate delle simulazioni dell'EHA equipaggiato con pompa monocilindrica a cui viene applicato un comando a gradino di posizione al fine di verificare il corretto funzionamento, ponendo particolare attenzione all'andamento della posizione del martinetto idraulico, a pressioni e alle portate della pompa.

Nella seconda parte si procede simulando e validando la pompa definitiva a nove pistoni, alla quale vengono applicati quattro set di carichi che sono: comando a gradino di posizione, comando rampa che indirettamente risulta essere un comando di posizione, comando sinusoidale con diversi settaggi di frequenze e infine un segnale Chirp che sostanzialmente è identico ad un comando sinusoidale con la particolarità di essere a frequenza variabile.

Successivamente vengono eseguite simulazioni considerando carichi esterni agenti sul martinetto idraulico per verificare il funzionamento dell'EHA in presenza di essi.

Per creare e testare i sottomodelli dell'EHA è inizialmente stato utilizzato un risolutore a passo fisso di tipo ode1 (Euler), successivamente per velocizzare la simulazione si è scelto di utilizzare un risolutore a passo variabile di tipo ode45 (Dormand-Prince).

4.1 Simulazione EHA con pompa ad un pistone

Di seguito vengono riportati gli andamenti di pressione e portata della pompa e quelli di posizione e velocità del martinetto idraulico. Il comando di input è di tipo gradino.

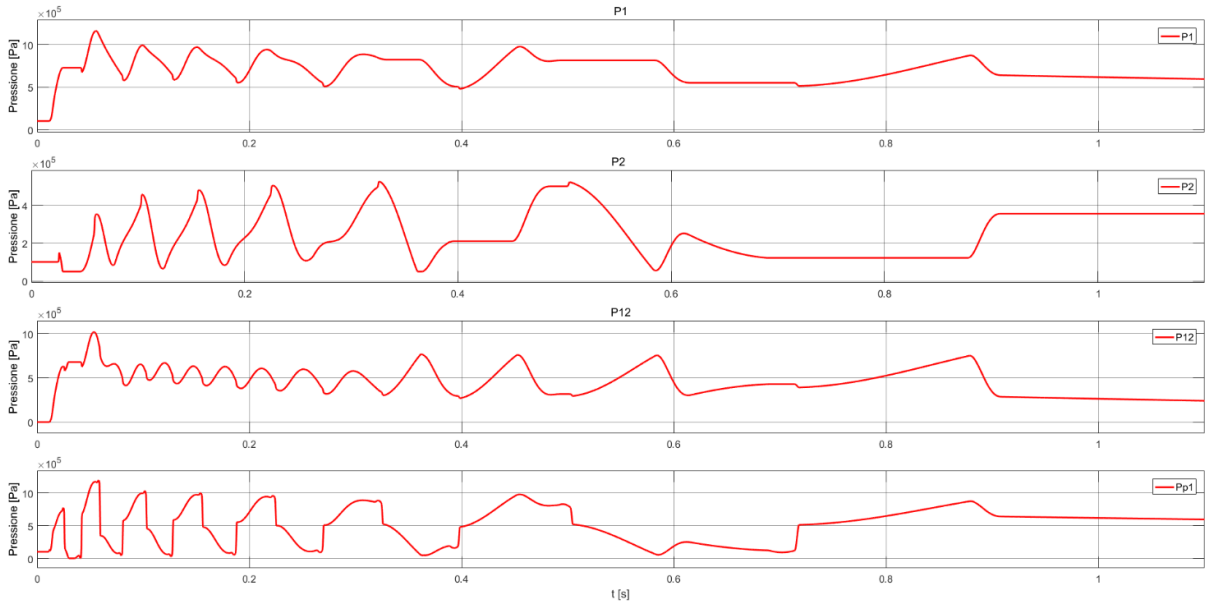

Figura 61 Andamento P1,P2,P12,Pp1 EHA monocilindrico

In Figura 61 è mostrato l'andamento delle pressioni, in particolare si osserva che le pressioni in questo caso non hanno un andamento crescente come nelle simulazioni del capitolo 3, ma un andamento oscillatorio con ampiezza di poco variabile, la quale si annulla a fine simulazione per via del fatto che il martinetto è in posizione comandata.

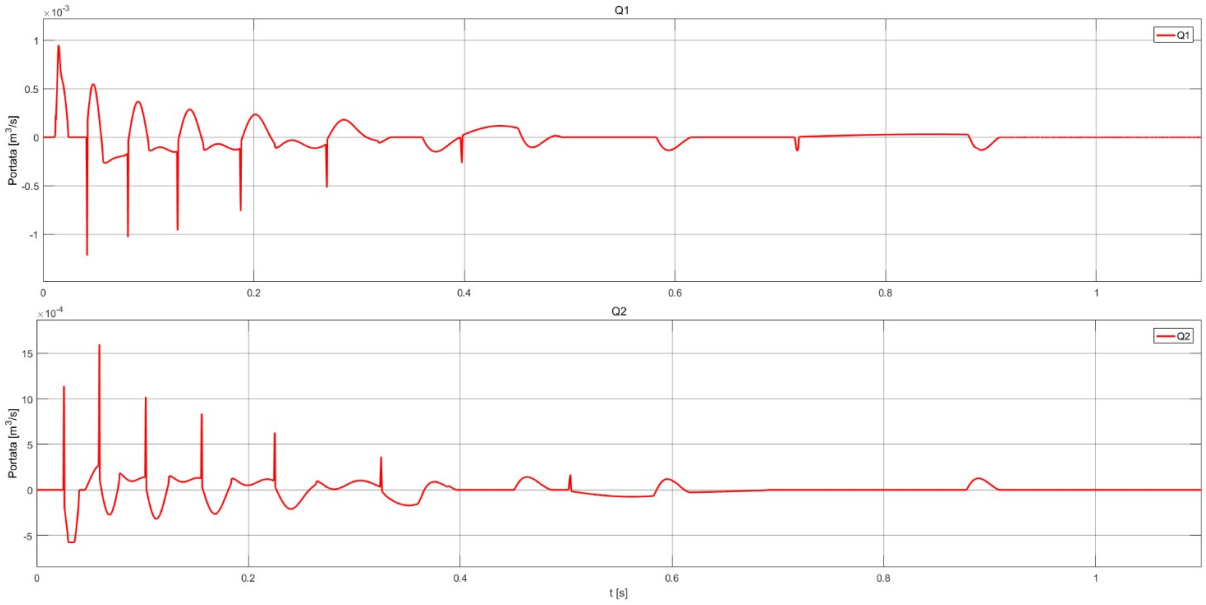

Figura 62 Andamento Q1 e Q2 EHA monocilindrico

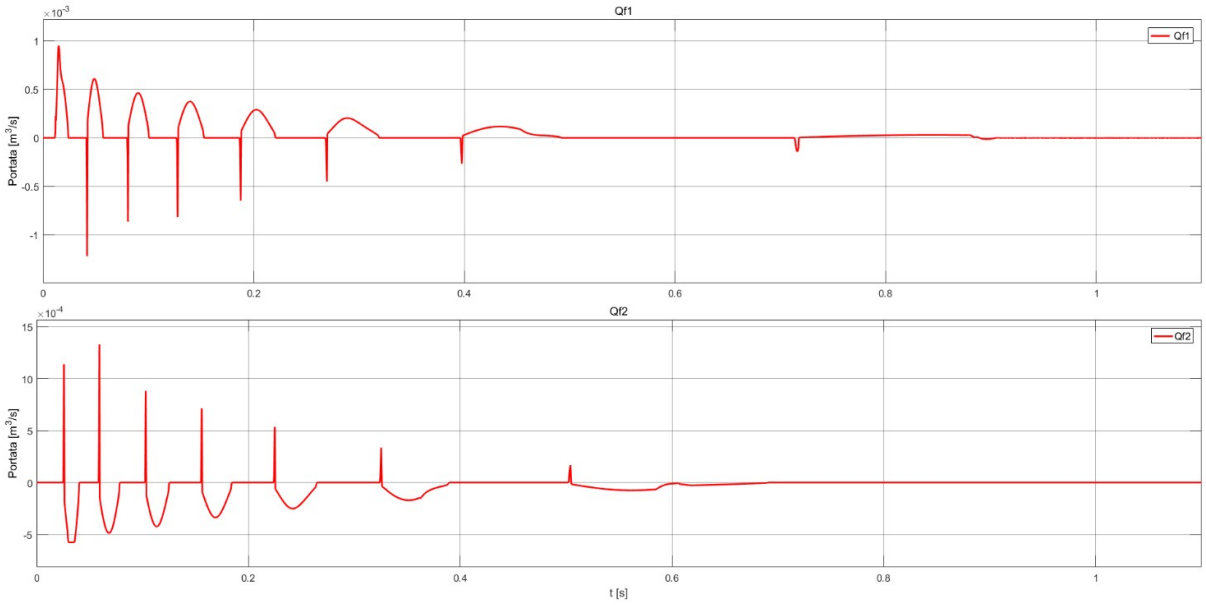

Figura 63 Andamento Qf1 e Qf2 EHA monocilindrico

Le portate Q e Qf riportate in Figura 62 e Figura 63 hanno un andamento simile, si può osservare come la portate Q1 ha un valore inferiore a Qf1 e Q2 ha un valore superiore a Qf2, questo fenomeno è giustificato dalla presenza della portata di mandata e di ritorno dall'attuatore.

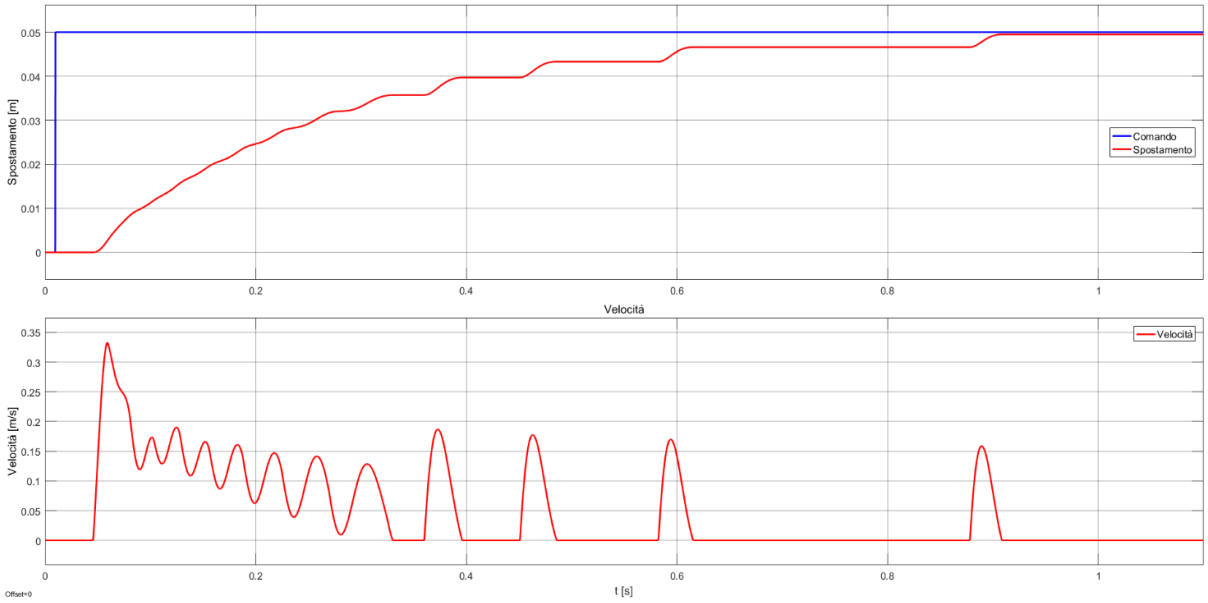

Figura 64 Posizione e velocità martinetto idraulico EHA monocilindrico

In Figura 64 è riportata la posizione e la velocità del martinetto idraulico. Si osserva in blu il comando di input e in rosso la posizione che assume il martinetto in ogni istante; è importate osservare come la presenza dell'attrito giochi un ruolo non trascurabile, infatti allo spunto il martinetto rimane fermo a causa di fenomeni inerziali e di attrito.

4.2 Simulazione EHA con pompa a nove pistoni

Di seguito sono riportate le simulazioni dell'EHA con pompa a nove pistoni con diversi tipi comando e con l'applicazione del carico esterno.

4.2.1 Simulazione EHA in assenza di carico esterno

- Comando a gradino

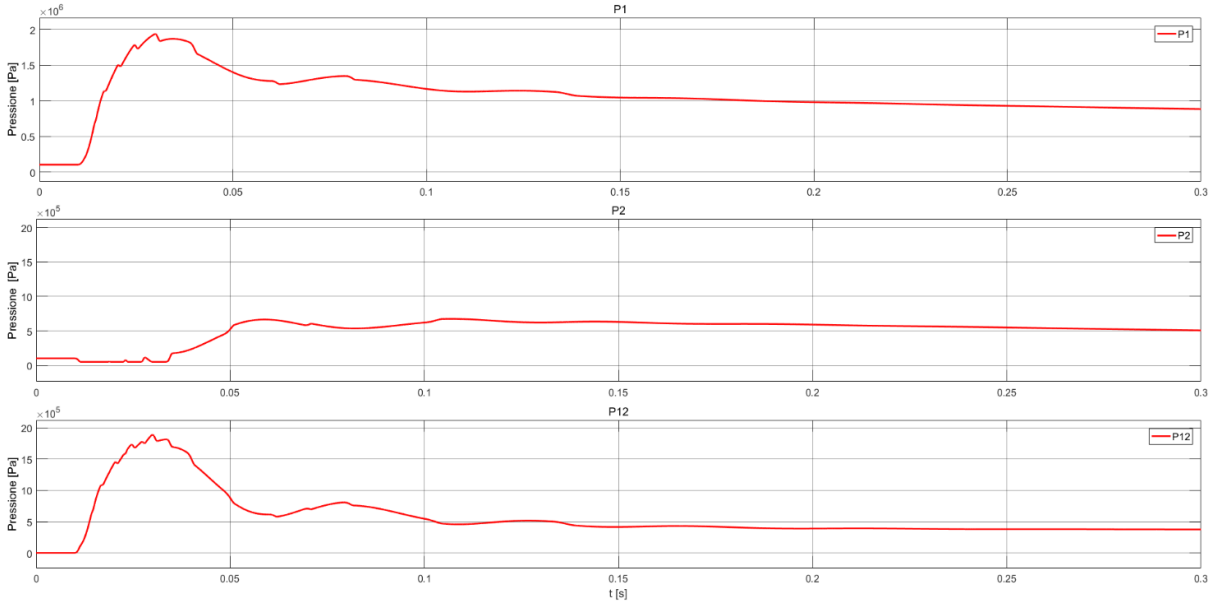

Figura 65 Andamento P1, P2,P12 EHA comando gradino

A differenza del caso di una pompa monocilindrica si osserva in Figura 65 che l'andamento delle pressioni ha un andamento più fluido perché una pompa con più pistoni risulta essere più regolare.

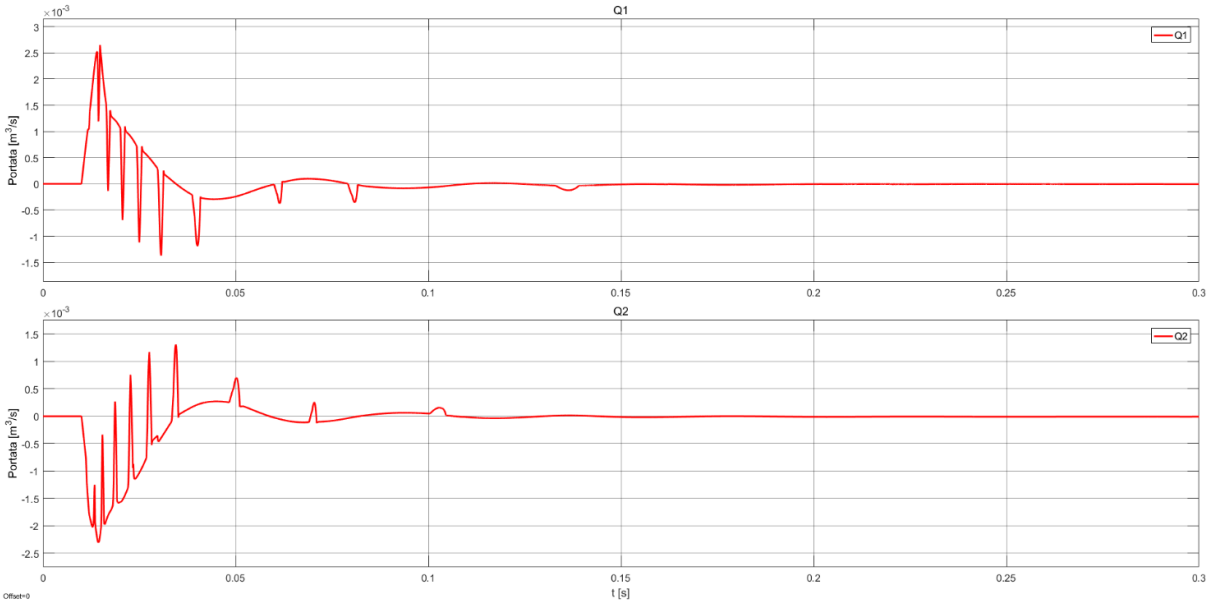

Figura 66 Portata Q1, Q2 EHA comando gradino

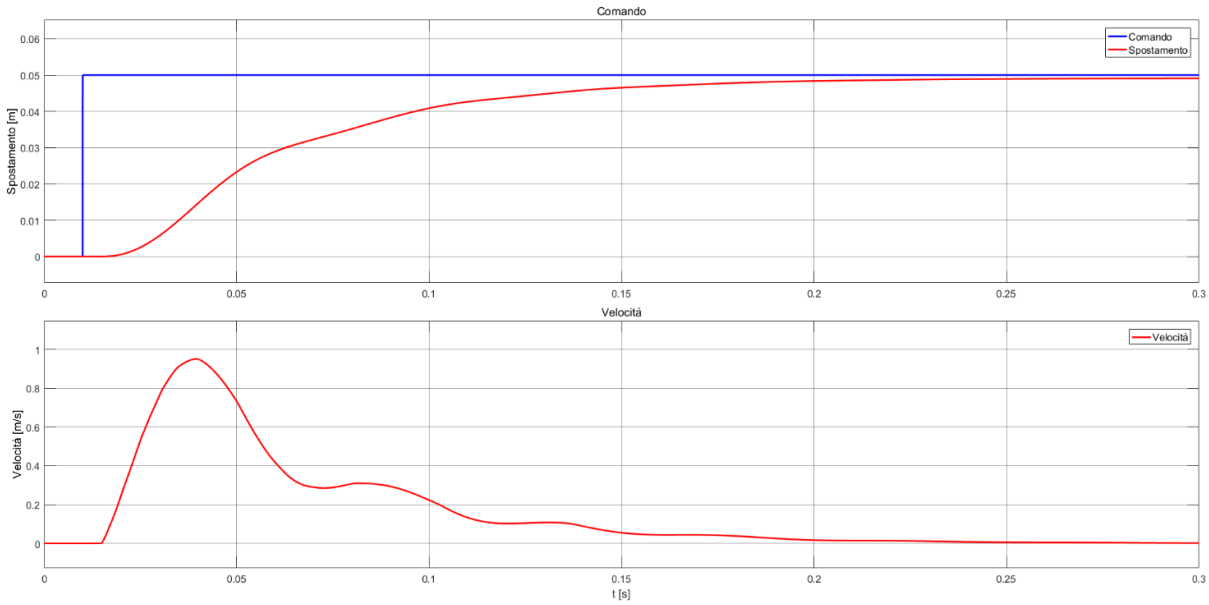

Figura 67 Andamento posizione e velocità martinetto idraulico comando gradino

In questo caso, a differenza del monocilindrico, il tempo che il martinetto impiega per arrivare a posizione comandata è nettamente inferiore e con un andamento più regolare con velocità ovviamente maggiori, inoltre si può osservare la presenza degli effetti inerziali e di attrito allo spunto.

– Comando rampa

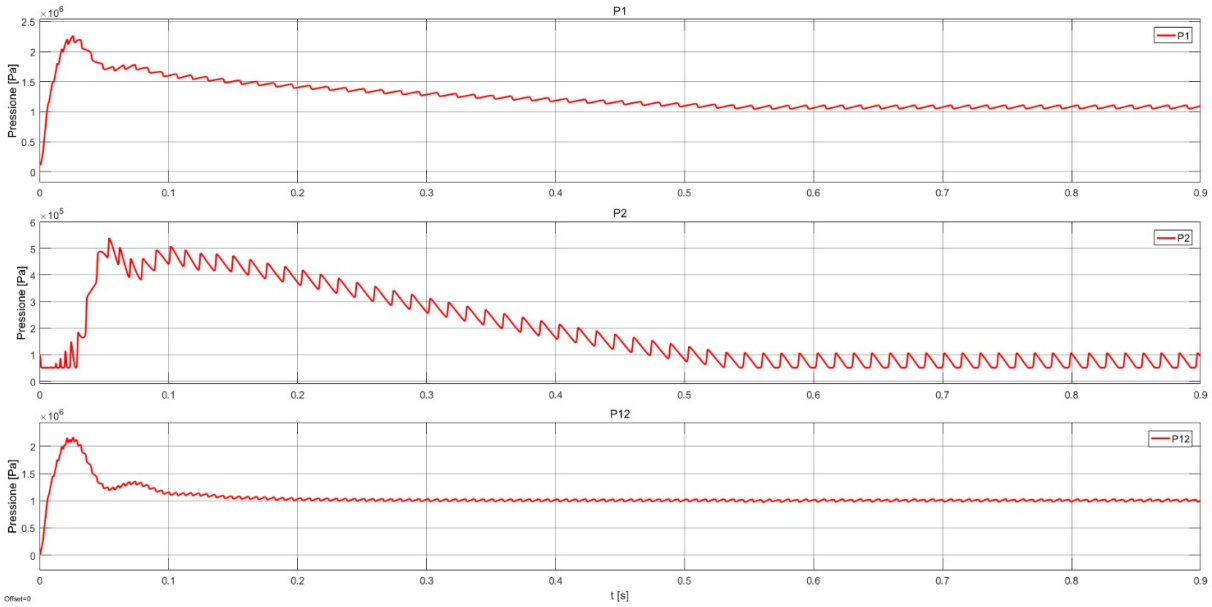

Figura 68 Andamento P1, P2, P12 EHA comando a rampa

In presenza di un comando rampa, si osserva in Figura 68, che le pressioni assumono inizialmente un valore elevato che successivamente, con il raggiungimento della posizione comandata, si assesta ad un valore costante.

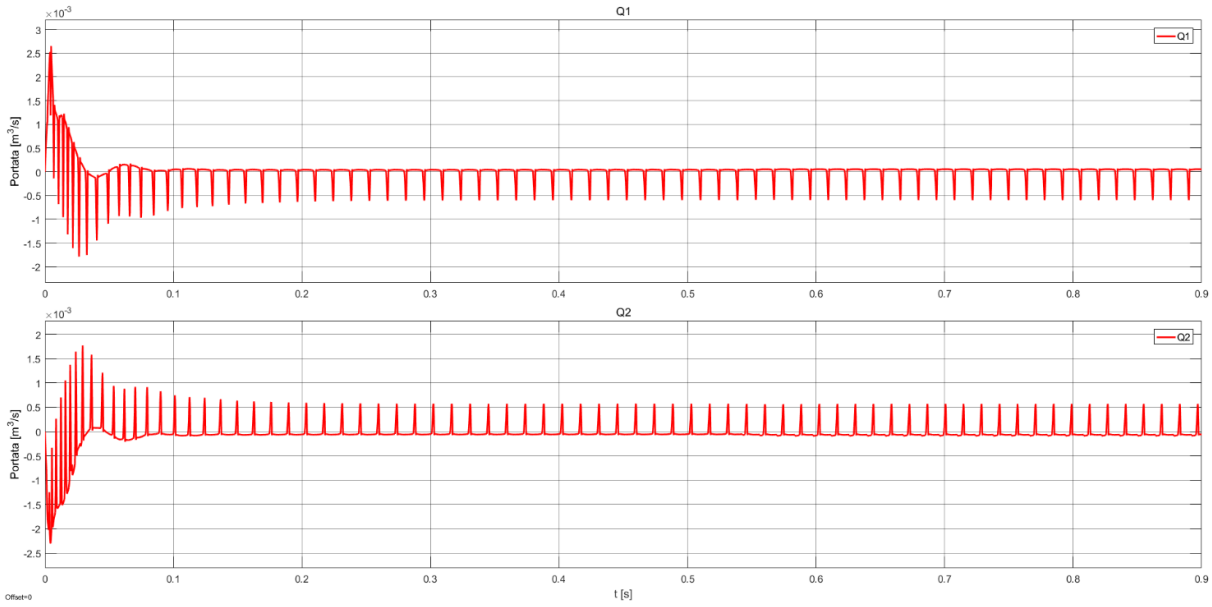

Figura 69 Andamento portate EHA comando a rampa

Le portate in Figura 69 hanno un andamento simile alle pressioni: esse crescono in corrispondenza dell'inizio del comando per poi assestarsi ad un valore prossimo allo zero.

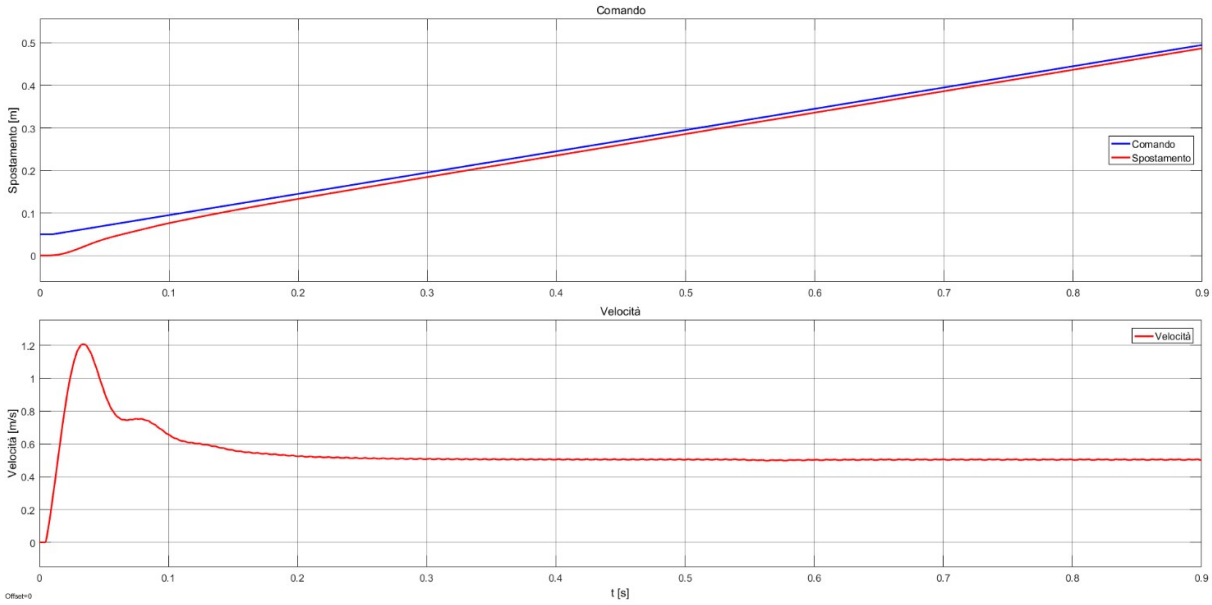

Figura 70 Andamento posizione e velocità del martinetto con comando rampa

Si osserva in Figura 70 l'andamento dello spostamento e della velocità del martinetto idraulico in funzione di un comando rampa. Allo spunto esso ha un certo ritardo rispetto al comando dovuto dalla presenza dell'attrito, successivamente, raggiunte la posizione comandata, il martinetto si muove con velocità costante pari alla velocità imposta nel comando rampa

– Comando sinusoidale

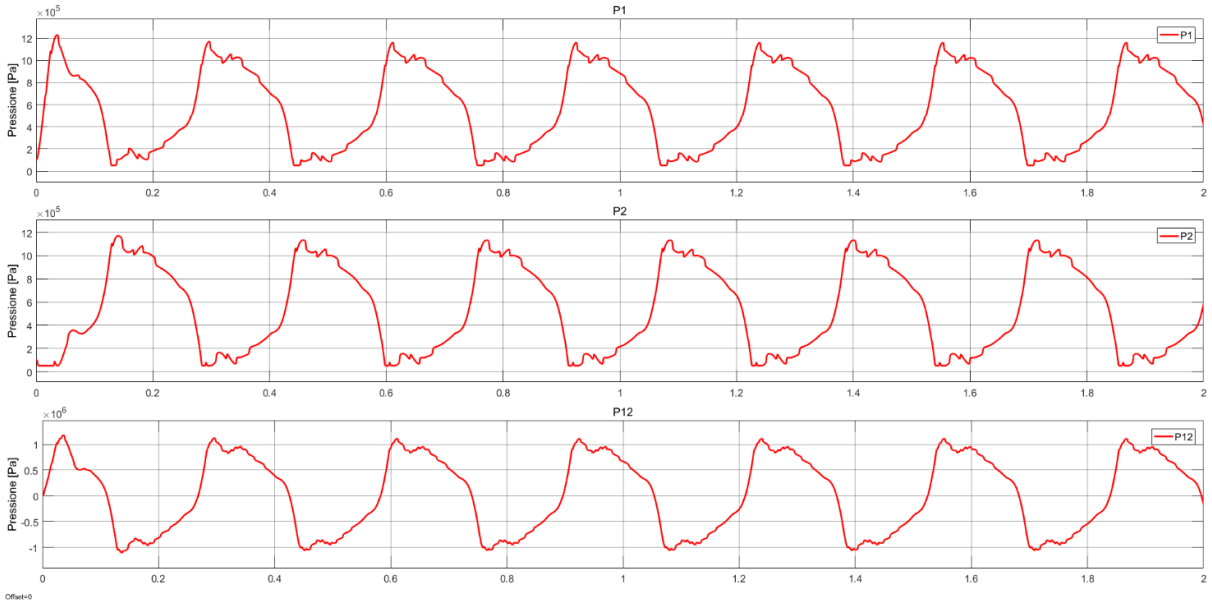

Figura 71 Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale f20

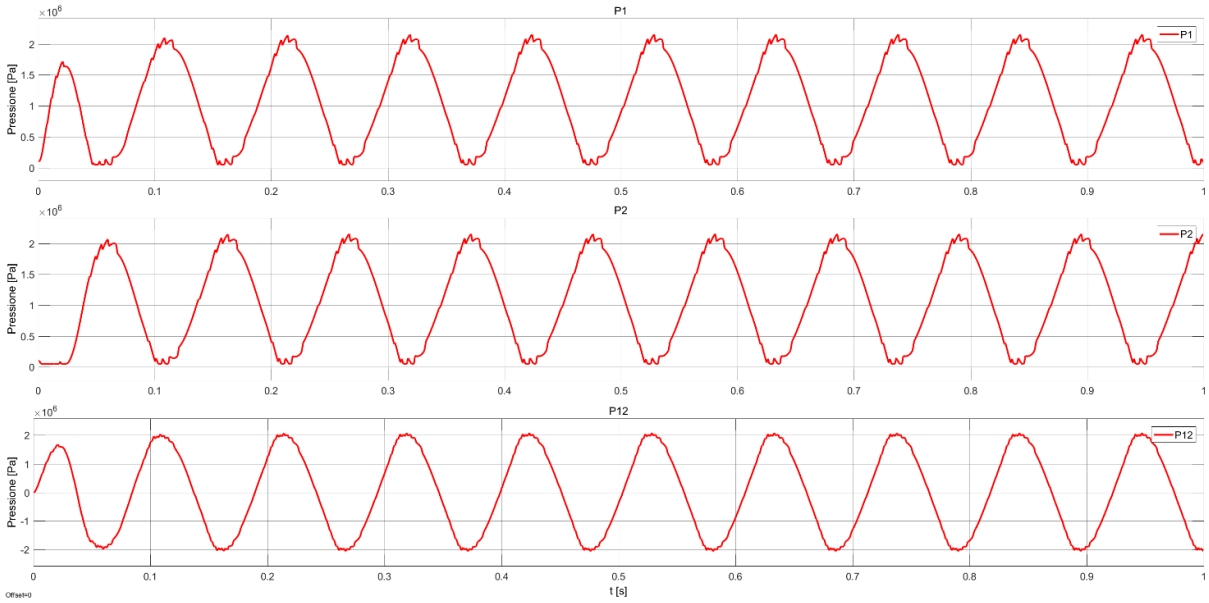

Figura 72 Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale f60

In Figura 71 viene rappresentato l'andamento delle pressioni con un comando sinusoidale di 20Hz e di 60 Hz in Figura 72. Si osserva come l'andamento sia più regolare con frequenze maggiori, inoltre ci garantisce una maggiore prontezza del sistema.

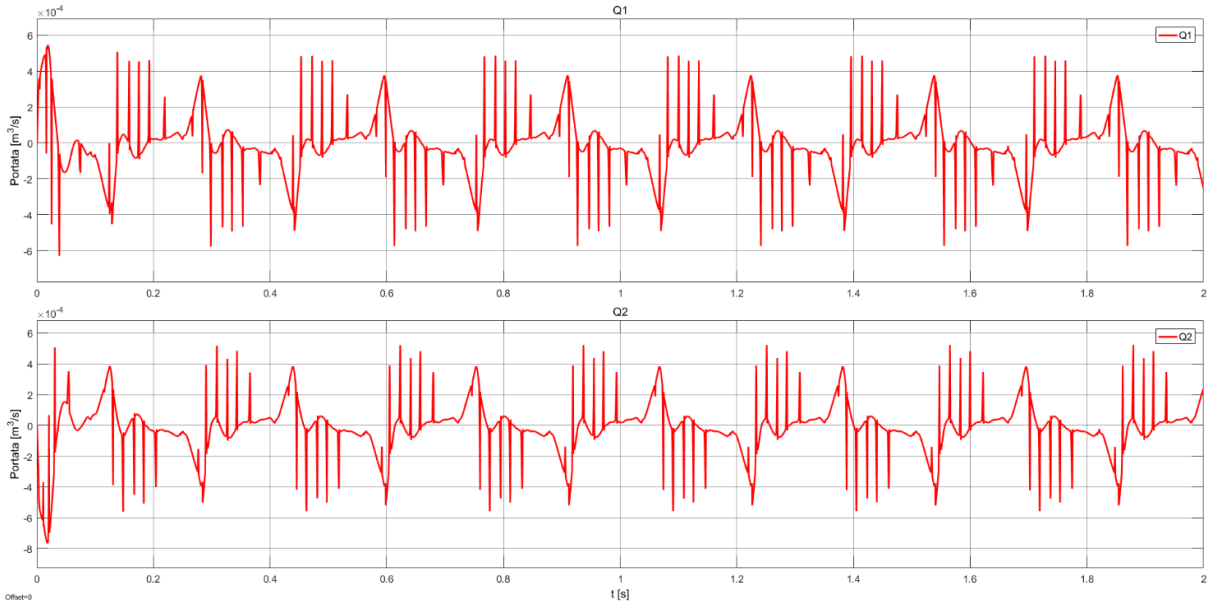

Figura 73 Andamento portate EHA comando sinusoidale f20

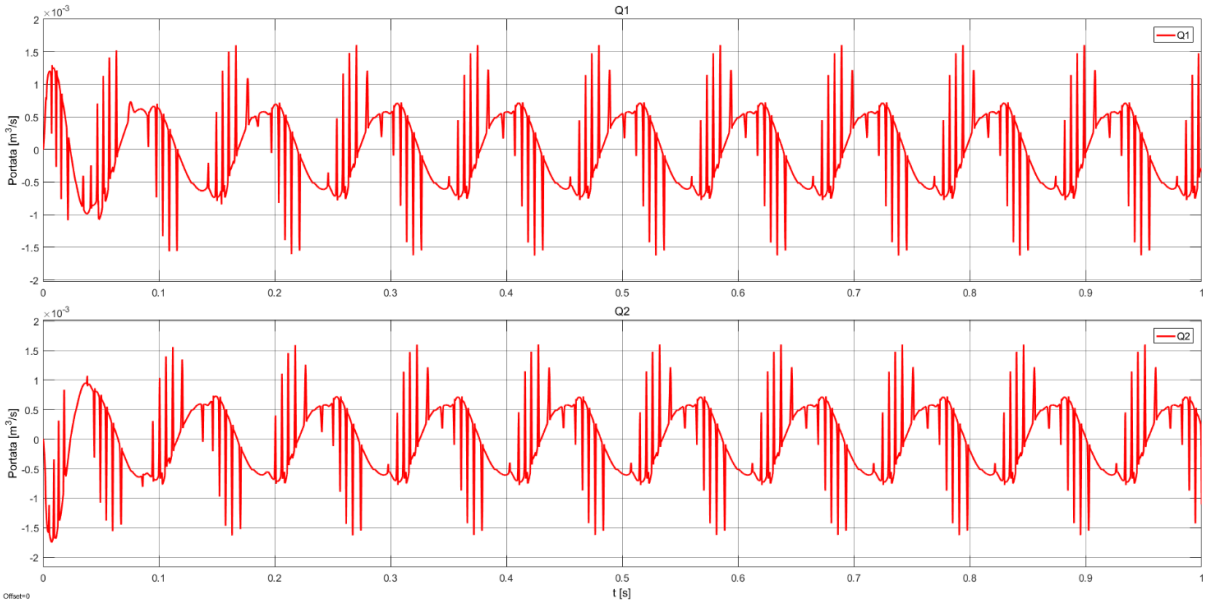

Figura 74 Andamento portate EHA comando sinusoidale f60

Per quando riguarda l'andamento delle portate in Figura 73 e Figura 74 si osserva un andamento simile con portate istantanee maggiori per frequenze minori.

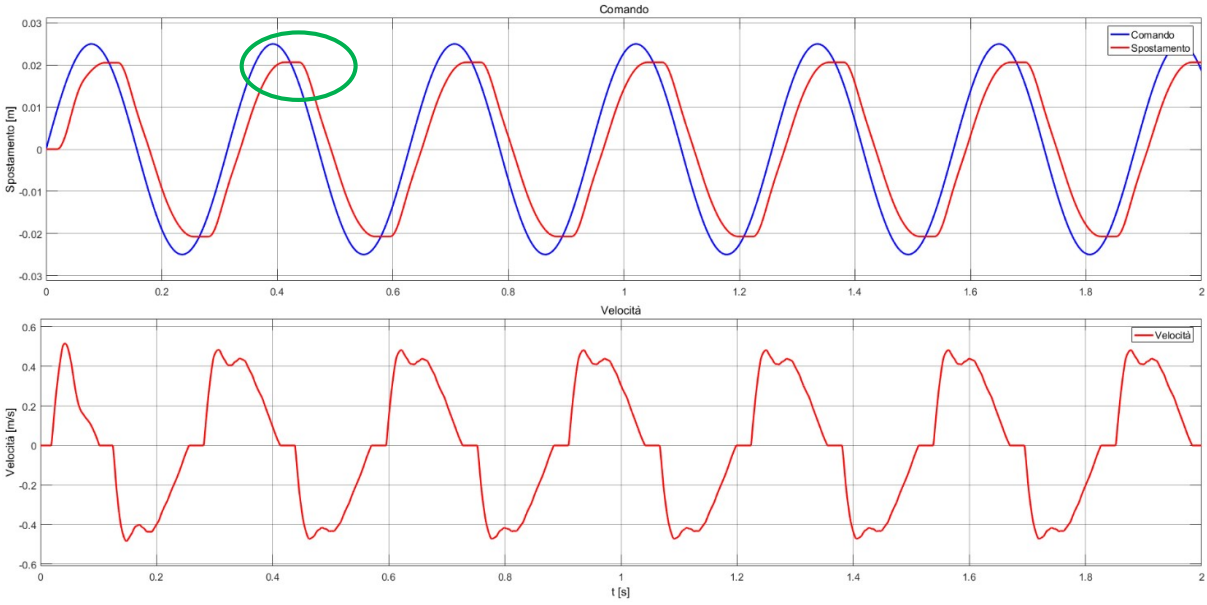

Figura 75 Andamento spostamento e velocità martinetto comando sinusoidale f20

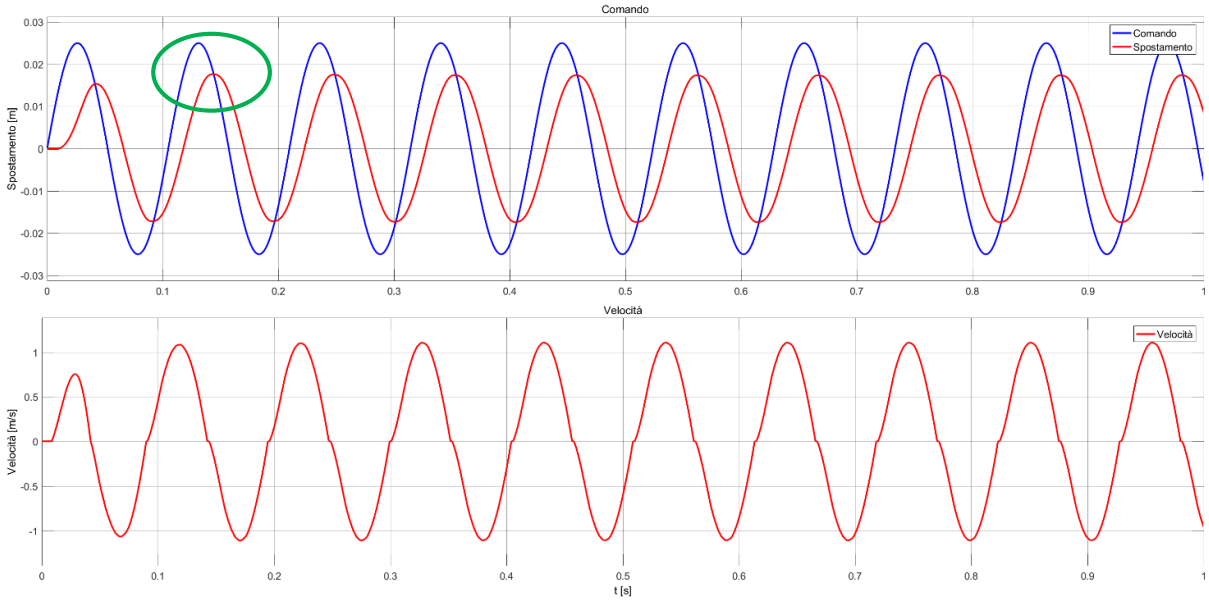

Figura 76 Andamento spostamento e velocità martinetto comando sinusoidale f60

In Figura 75 e Figura 76 sono rappresentati lo spostamento e la velocità del pistone con frequenze di 20-60 Hz. Si osservare come l'attrito in questo particolare caso giochi un ruolo importate: nella zona evidenziata con l'ellisse di colore verde si verifica l'arresto del martinetto che risulta più accentuato nel caso a frequenza pari a 20Hz che in 60 Hz, tale fenomeno rappresenta una maggiore prontezza del EHA con frequenze maggiori.

– Comando Chirp

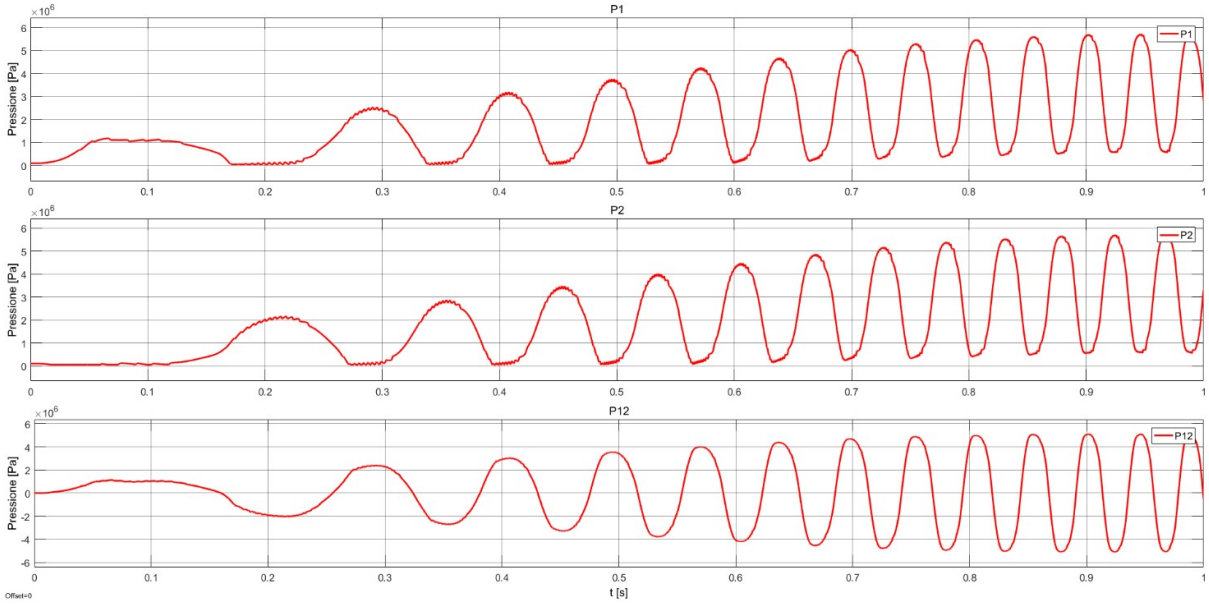

Figura 77 Andamento P1, P2, P12 EHA comando Chirp

In Figura 77 è riportato l'andamento delle pressioni in presenza del comando Chirp, si osserva come con questo comando all'aumentare della frequenza il sistema diventi più regolare.

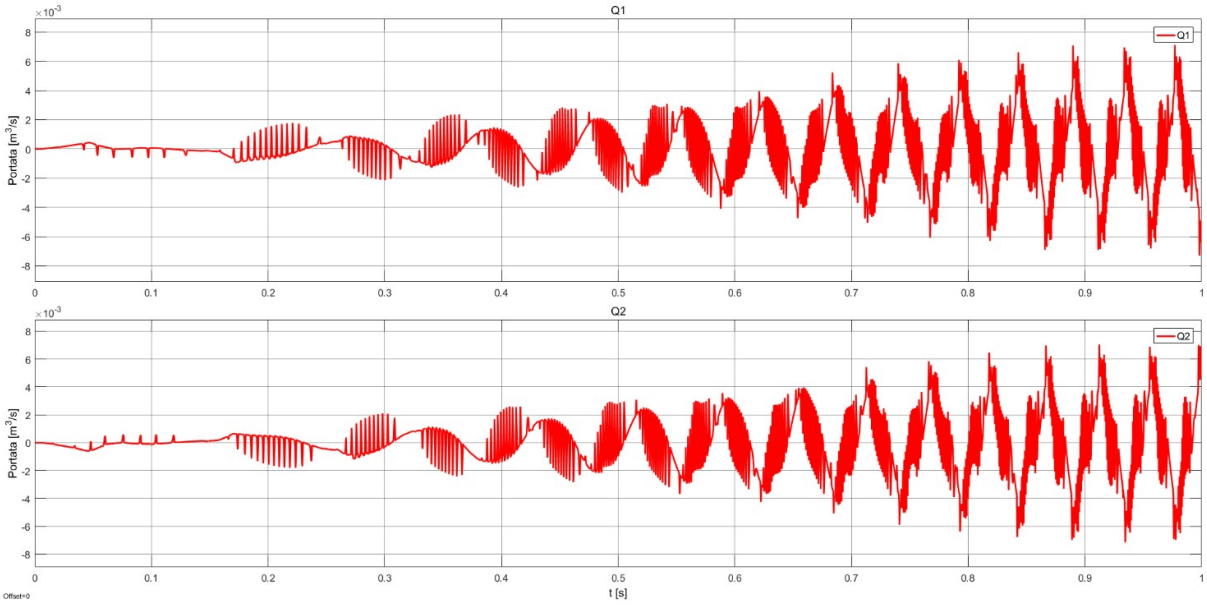

Figura 78 Andamento delle portate EHA con comando Chirp

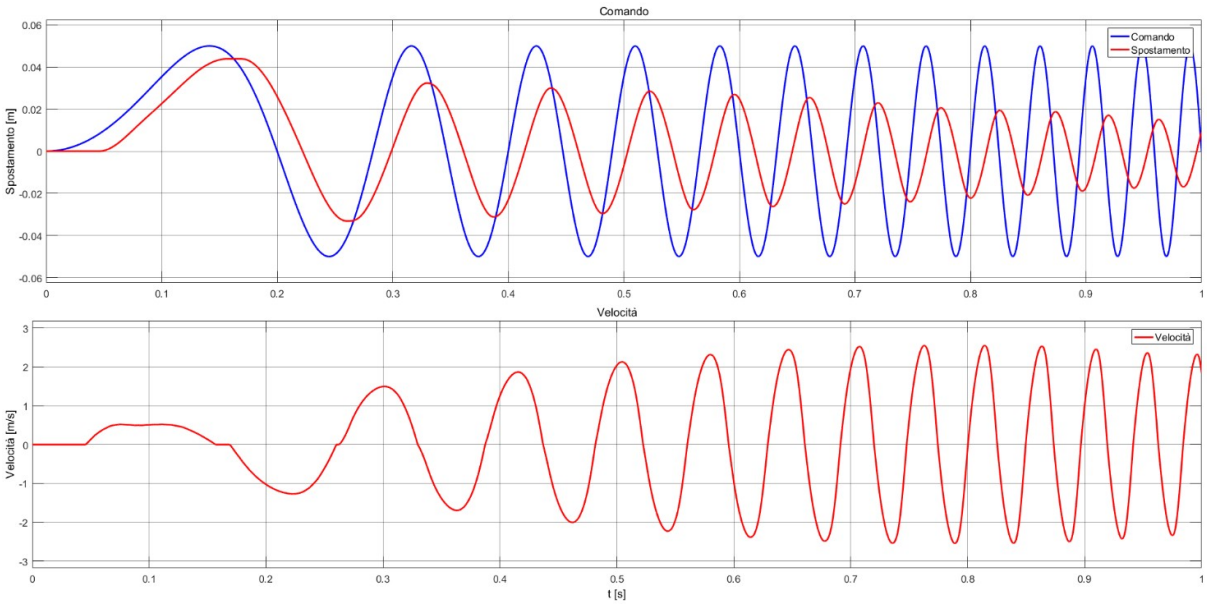

Figura 79 Andamento spostamento e velocità martinetto con comando Chirp

Con l'utilizzo del comando Chirp si osserva meglio il comportamento, descritto in precedenza per il comando sinusoidale, del martinetto in presenza dell'attrito, ovvero l'arrestarsi a frequenze basse.

4.2.2 Simulazione EHA con carico esterno

Di seguito si procede ad analizzare l'EHA a nove pistoni in una condizione di carico esterno a gradino, in alcune condizione di segnale di input precedentemente analizzate.

- Comando gradino

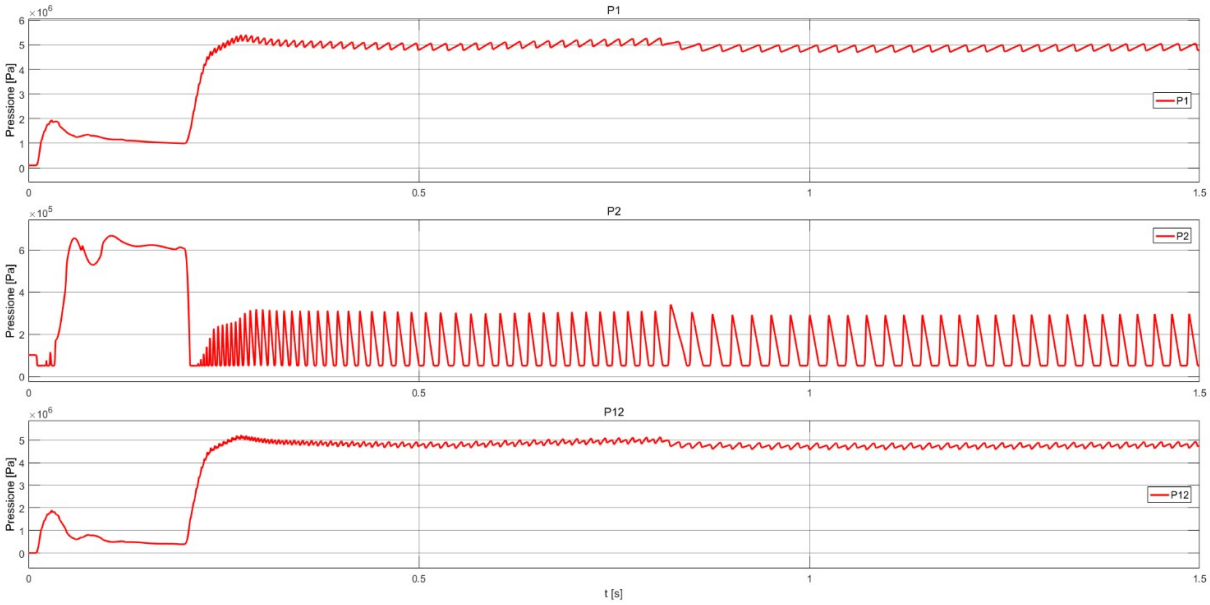

Figura 80 Andamento P1, P2, P12 EHA comando gradino con carico esterno

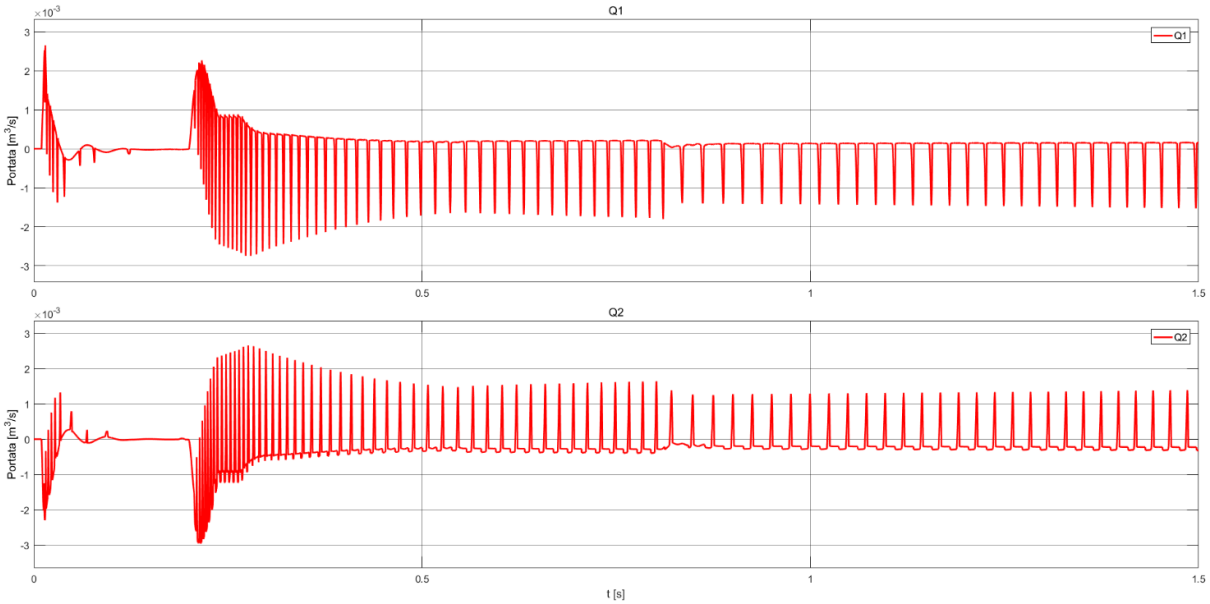

Figura 81Andamento portata EHA comando gradino con carico esterno

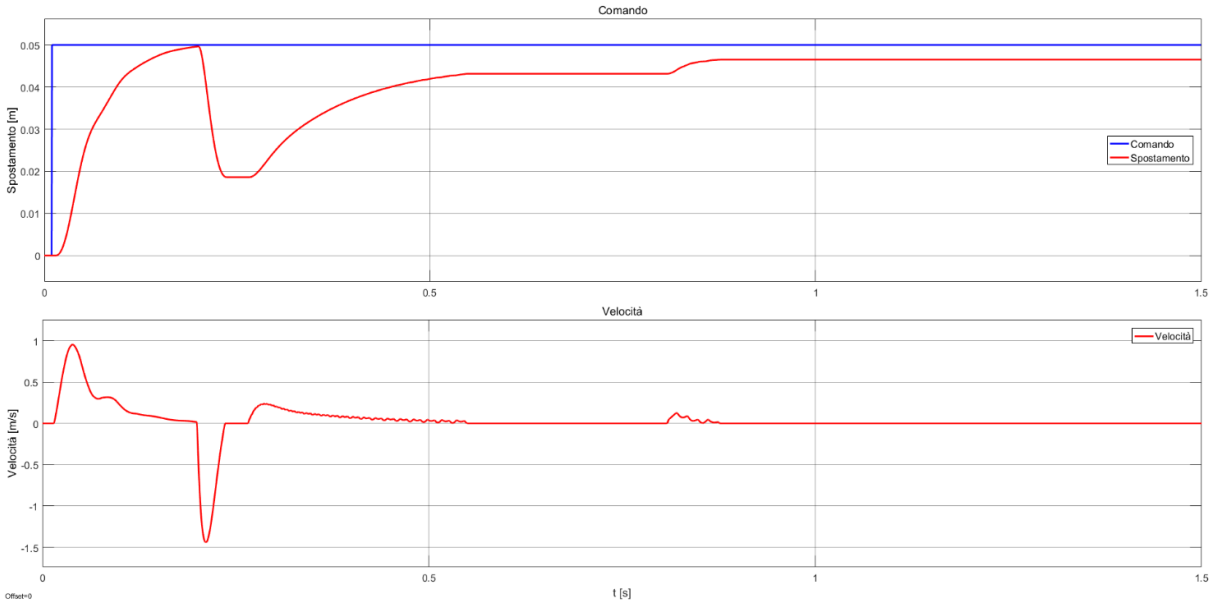

Figura 82 Andamento spostamento e velocità martinetto carico a gradino con carico esterno

Nelle Figura 80Figura 81Figura 82 sono riportati gli andamenti delle pressioni, portate della pompa e spostamento e velocità del martinetto con l'applicazione di un carico esterno all'istante 0.2 s.

Si osserva che all'istante dell'applicazione del carico la posizione del martinetto inizia a recedere sotto carico e inizia avere un'inversione del moto, contemporaneamente il controllore a valle riceve un errore di posizione elevato facendo aumentare la velocità di rotazione della pompa, con conseguenza di un immediato innalzamento della pressione P1 del condotto di mandata e un diminuzione della pressione P2 nel condotto di ritorno. Il martinetto dopo l'applicazione del carico tende a ritornare alla posizione comandata, ma arrestandosi non esattamente in questa posizione a causa della presenza di attrito che intrappola la soluzione nella propria banda di attrito.

– Comando sinusoidale

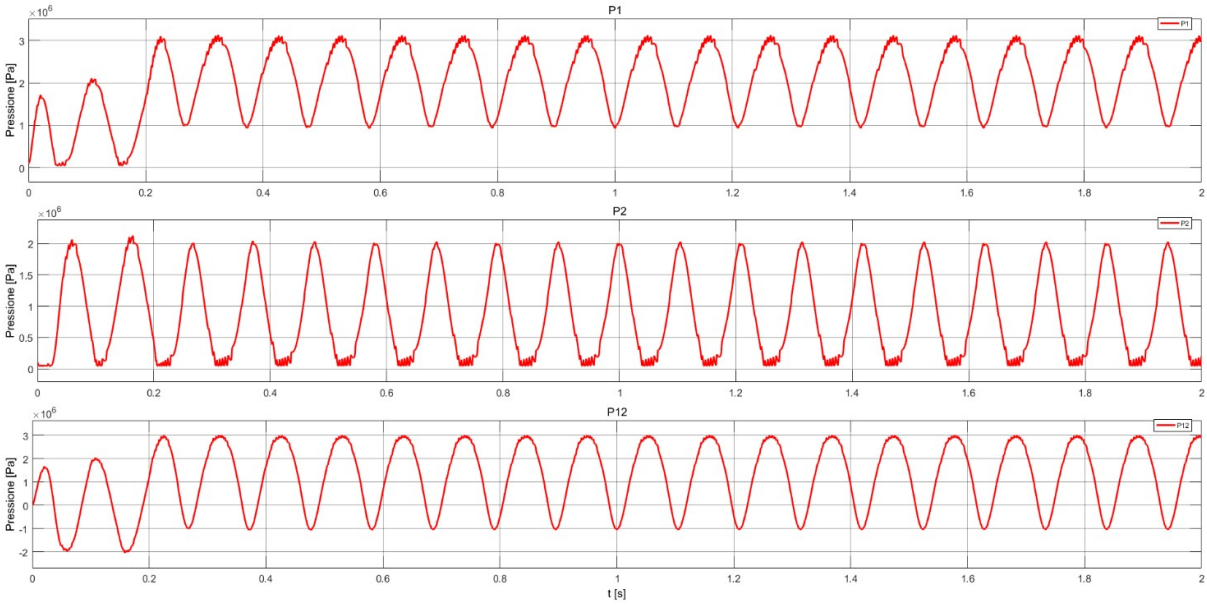

Figura 83Andamento P1, P2, P12 EHA comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno

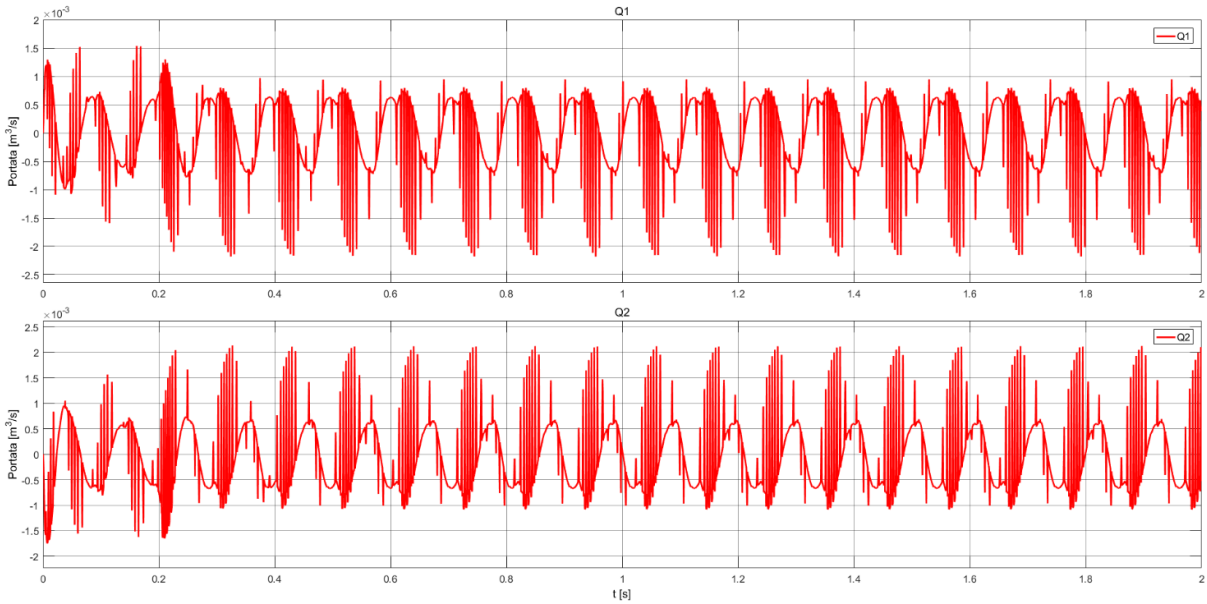

Figura 84Andamento portate EHA comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno

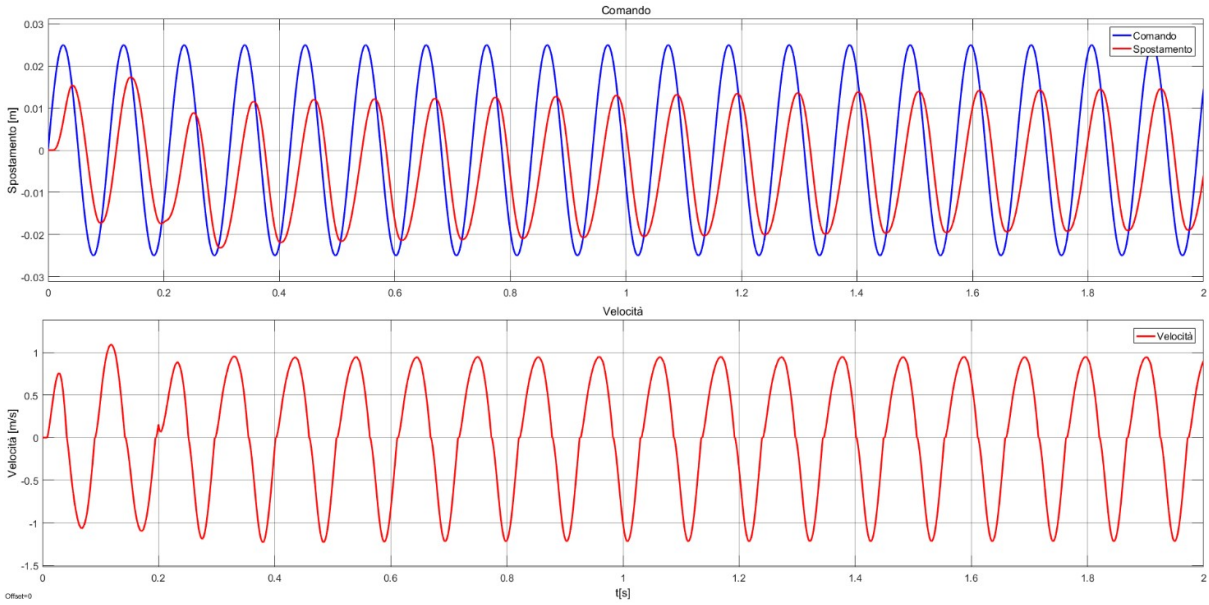

Figura 85 Andamento posizione velocità martinetto con comando sinusoidale 60 Hz con carico esterno

In Figura 83Figura 84Figura 85 sono riportati gli andamenti delle pressioni e delle portate della pompa e dello spostamento e velocità del martinetto. Il carico viene applicato come nel caso precedente a 0.2 s. Il meccanismo che si verifica è identico a quello appena descritto precedentemente in condizione di comando a gradino.

Capitolo 5 Conclusioni

Questo lavoro di tesi ha portato a realizzare un modello dettagliato con tecnica “Model-based Design” di un sistema complesso, ovvero di un servomeccanismo elettroidrostatico.

Il modello ottenuto è in grado di descrivere in modo dettagliato tutti aspetti del sistema cioè quelli cinematici, meccanici e fluidodinamici; inoltre risulta essere versatile anche con l’utilizzo di pompe con caratteristiche diverse rispetto a quelle considerate.

Per via della complessità del sistema esso ha tempi di esecuzioni alti, questo comporta che non possa essere utilizzato in condizioni real time, ma è un ottimo strumento per effettuare studi di prognostica dei guasti e per operazioni da banco.

Gli obbiettivi futuri saranno di ottimizzare il modello in modo che possa avere tempi di esecuzioni minori, introdurre modelli in grado di considerare i possibili guasti che si potrebbero verificare e testarlo in tali configurazioni.

Bibliografia

[1] Paolo Maggiore: appunti e dispense *Sistemi Arerospaziali*

[2] Paolo Maggiore: Appunti e dispense *Modellazione, simulazione e sperimentazione dei sistemi aerospaziali*

[3] Porf: Matteo Davide Lorenzo Dalla Vedova Appunti e dispense *Modellazione, simulazione e sperimentazione dei sistemi aerospaziali*

[4] Kevin Ronlad McCullough: Tesi magistrale *Design and Characterization of a Dual Electro-Hydrostatic Actuator*

[5] Ian Moir and Allan Seabridge: *Aircraft Systems Mechanical, eletrical, and avionics subsystems integration* , terza edizione John Wiley &Sons, Ltd (2008)

[6] Guan Changbin, Jiao Zongxia, He Shouzhan: *Theoretical study of flow ripple for an aviation axial-piston whit damping holes in the valve plate,* Chinese Journal of Aeronautics (2013)

[7] J.M Bergada, S. Kumar, D.LI. Davies, J. Watton: *A complete analysis of axial piston leakage and output flow ripples,* Elsevier, Applied Mathematical Modelling 36 (2012) 1731-1751

[8] Kai Li, Zhong Lv, Kun Lu, Ping Yu: *Thermal-hydraulic Modeling and Simulation of the Hydraulic System Based on the Electro-Hydrostatic Actuator:* 3rd International Symposium on Aircraft Airworthiness, ISAA 2013

[9] Fabio Viotto: Tesi magistrale *Studi teorico-sperimentale sulla dinamica e i controlli di pompe a pistoni assiali*

[10] Antonio Lettini: Tesi magistrale *Studio teorico-sperimentale per la modellizzazione di pompe a pistoni assiali*

[11] Alessandro Roccatello & Nicola Nervegna: *Mechanical Modelling of a Bent Axis Pump*: International Journal of Fluid Power 2016

[12] Zliang Li: Tesi Magistrale: *Condition Monitoring of Axial Piston Pump*

[13] Alfio Germana: Tesi magistrale *Genetic Algorithms for the prognostic of electro-mechanic servomechanisms for aeronautical applications*

[14] Davide Riva: Tesi magistrale: *Modelling electrohydrostatic actuator dor prognostic analysis*

[15] Kang Rongjie, Jiao Zongxia, Wang Shaoping, Chen Lisha: *Design and Simulator of Electro-Hydrostatic Actuator with a Built-in Power Regolation,* Chinese Journal of Aeronautics 22(2009) 700-706