



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI TRENTO
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA TRIENNALE: INGEGNERIA
INDUSTRIALE
CORSO: OLEODINAMICA E PNEUMATICA

RELAZIONE DI PROGETTO

“Ponte sollevatore a 4 colonne da 4200 Kg”

ALUNNI	Matricola
Perobello Michele	193055
Serafini Daniele	192999
Salvaro Roberto	193076
Piccoli Martino	193163
Nicolis Carlo	196183

INDICE

1. Introduzione.....	3
2. Descrizione macchinario.....	3
2.1 Circuito elettrico.....	4
2.2 Schema 3D.....	5
3. Circuito oleodinamico e funzionamento.....	6
4. Calcoli fluidodinamici.....	8
4.1 Attuatori.....	9
4.2 Scelta dei componenti.....	12
4.3 Perdite di carico.....	16
4.3.1 Perdite distribuite.....	16
4.3.2 Perdite localizzate.....	20
4.4 Scelta della pompa.....	23
4.5 Simulazione Simscape.....	25

1. Introduzione

Il progetto qui in seguito studiato consiste in un ponte sollevatore a 4 colonne per l'utilizzo specifico in ambito automobilistico, in particolare per consentire il sollevamento di auto, van, fuoristrada e altri veicoli a 4 ruote che non superino la massa di 4200 Kg. Il prodotto finito è quindi impiegato in autofficina per agevolare il raggiungimento della meccanica posta inferiormente al veicolo.

2. Descrizione del macchinario

Il ponte sollevatore è costituito da un ponte in acciaio consistente in 2 pedane su cui viene posta l'auto, collegate con un sistema di carrucole che permettono la regolazione dell'altezza dell'auto raddoppiando quella ottenibile per estensione degli attuatori, grazie a 4 attuatori a singolo effetto a cui sono fissate tali carrucole.

Il macchinario sfrutta i 4 attuatori fissati a terra per permettere il sollevamento del ponte (350Kg) con sovrapposta l'auto, la quale può avere portata massima di 4200 Kg.

Dal punto di vista operativo, vi è una pulsantiera disponibile all'operatore e posta affianco al ponte, nonché sopra la struttura contenente la pompa e il motore elettrico, consistente di 3 pulsanti che se tenuti premuti, con opportune combinazioni, consentono il sollevamento o la discesa della massa. L'altezza massima a cui è possibile sollevare il veicolo è di 2.00 metri, tuttavia all'operatore è reso possibile mantenere il ponte fermo ad una qualsiasi altezza inferiore al valore massimo.

Inoltre, la velocità di sollevamento e di discesa del ponte è indipendente dalla massa dell'auto che viene impiegata nella lavorazione, e risulta per cui un valore costante corrispondente a 0,066 m/s, ovvero il doppio di quella di movimento coordinato degli attuatori. Tale velocità consente all'operatore di sollevare il sistema ponte-veicolo a massima estensione in appena 30 secondi. Vi è per cui proporzionalità tra l'altezza che si vuole raggiungere e il tempo impiegato per raggiungerla.

I componenti principali del sistema sono:

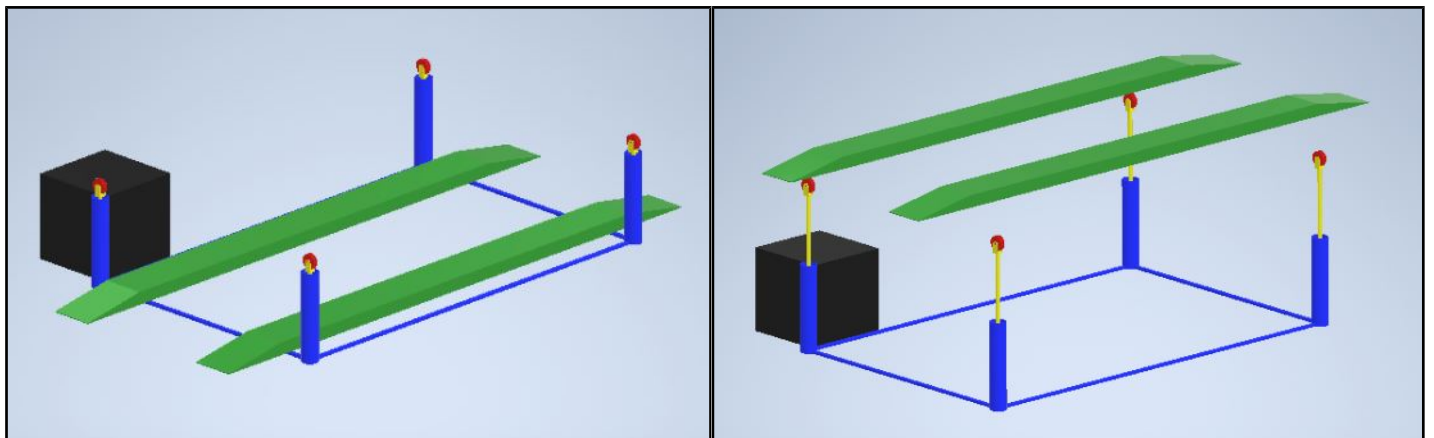
- **Struttura:** come appena visto consiste nel ponte in acciaio
- **Circuito elettrico:** prevede un interruttore elettrico che consente di attivare o disattivare l'alimentazione del motore elettrico in una qualsiasi situazione di guasto elettrico. Inoltre è presente un ulteriore pulsante di emergenza rosso, installato sul quadro comandi, che permette di interrompere qualsiasi operazione in sicurezza.
- **Circuito oleodinamico:** insieme dei componenti oleodinamici necessari per l'attuazione della forza nominale (attuatori, valvole, pompa)
- **Motore elettrico:** necessario per alimentare la pompa oleodinamica e a far quindi scorrere il fluido nel circuito.

2.1 Circuito elettrico

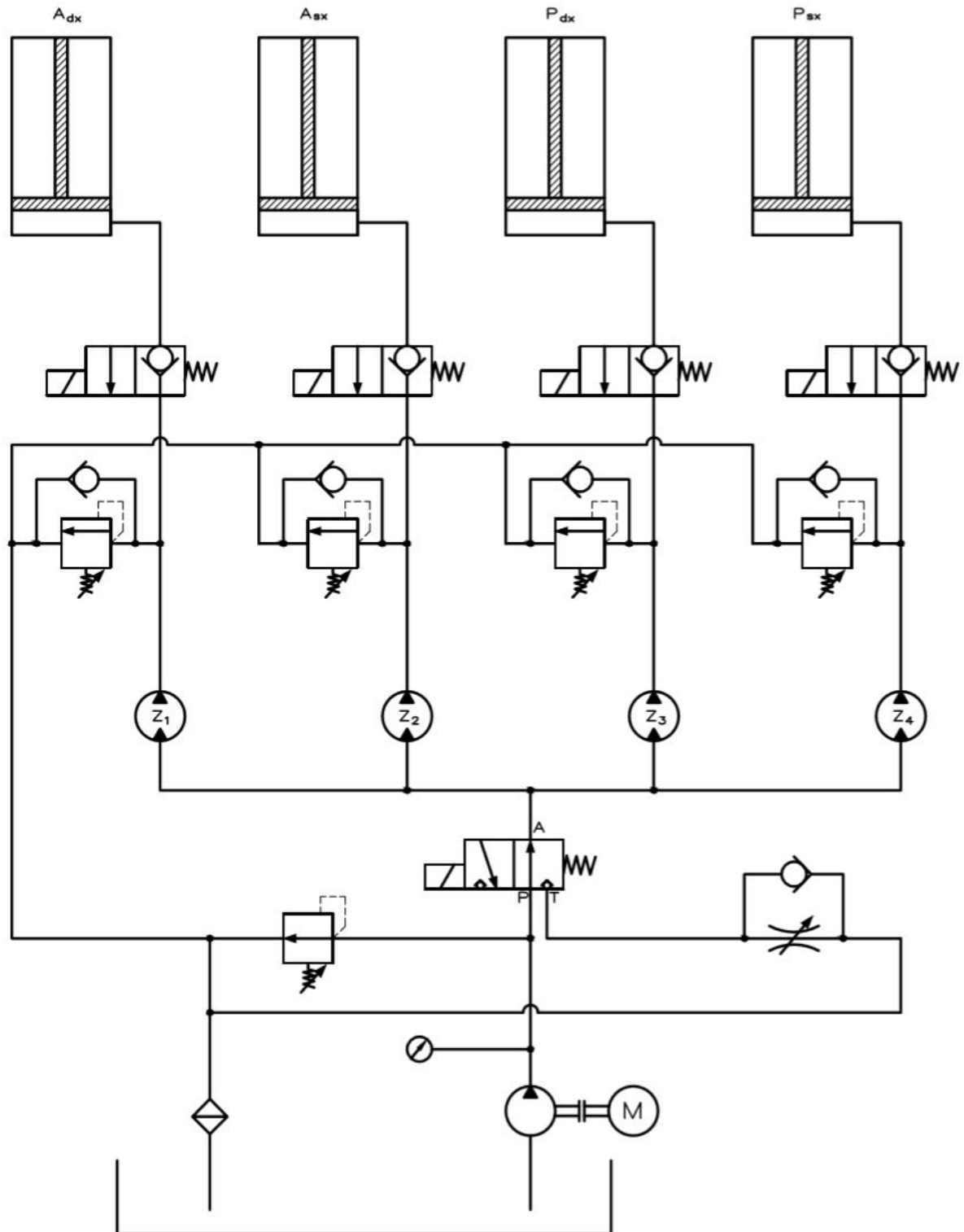
Come già accennato, il circuito elettrico è composto di due elementi principali:

- **Motore elettrico:** motore trifase alimentato a corrente alternata che viene presa direttamente dalla rete elettrica; esso è posto al di sopra del serbatoio, all'interno del box su cui è posta il quadro elettrico.
- **Quadro elettrico:** comprende 2 pulsanti per la salita e discesa del ponte, nonché del pulsante di sicurezza sopra descritto.

2.2 Schema 3D



3. Circuito oleodinamico e funzionamento



Il circuito oleodinamico del macchinario è composto da (in ordine discendente nello schema):

- ◆ 4 attuatori idraulici a singolo effetto
- ◆ 4 elettrovalvole a cartuccia
- ◆ 4 limitatori di pressione
- ◆ 1 divisore di flusso
- ◆ 1 distributore 3/2
- ◆ 1 pompa idraulica a cilindrata fissa
- ◆ 1 valvola di sovrappressione
- ◆ 1 limitatore di velocità
- ◆ 1 filtro
- ◆ 1 manometro

Funzionamento

Il funzionamento del ponte sollevatore può essere suddiviso in 3 fasi a cui corrispondono 3 diverse impostazioni del circuito oleodinamico definite dal quadro di comando dall'operatore. Prima di trattare le diverse fasi, poniamo l'attenzione su come sono realizzati i collegamenti dei pulsanti di controllo con le valvole controllate elettricamente:

- ➔ Pulsante di salita: tale controllo manuale da parte dell'operatore aziona il motore che permette di far andare in pressione la pompa. Il funzionamento è il seguente:
 - Se il pulsante è mantenuto premuto, vi è già il collegamento P ad A grazie alla fase normalmente in mandata, per cui è permesso al fluido di procedere attraverso il divisore di flusso fino ai 4 attuatori.
 - Se il pulsante viene rilasciato, il motore si spegne e quindi la pompa non è più in grado di erogare fluido nel circuito. Tuttavia, tutti i condotti rimangono in pressione grazie alla presenza di una valvola di non ritorno all'interno della cassetteria.
- ➔ Pulsante di sicurezza: tale controllo è di fondamentale importanza per il funzionamento del ponte e per consentire la discesa dello stesso in totale sicurezza per l'operatore. Infatti tale pulsante è direttamente collegato all'elettrovalvola a cartuccia. Affinché il ponte salga è sufficiente la pressione del solo pulsante di salita, mentre invece per la discesa è necessaria la pressione contemporanea del pulsante di sicurezza e del pulsante di discesa. Tale sistema è progettato in

maniera tale che se vi sia una pressione casuale, non manualmente azionata dall'operatore, di uno dei due pulsanti, il ponte rimanga comunque sollevato, evitando così un eventuale rischio di schiacciamento dell'addetto ai lavori al di sotto del veicolo.

- ➔ Pulsante di discesa: tale controllo è direttamente connesso al distributore e funziona nella seguente maniera:
- Se i pulsanti di discesa e il pulsante di sicurezza sono mantenuti premuti contemporaneamente, si consente il passaggio del fluido in scarico poiché si ha il collegamento idraulico dagli attuatori al divisore di flusso e dal divisore di flusso attraverso il distributore in direzione dello strozzamento, necessario per controllarne la velocità in discesa.
 - Se il pulsante di sicurezza viene rilasciato, esso collega gli attuatori con il divisore di flusso tramite la valvola di non ritorno, impedendo così al flusso di andare in scarico e consentendo così l'arresto della discesa del ponte. Lo stesso accade nel caso in cui non si mantenga azionato il pulsante di discesa che farebbe tornare il distributore in situazione normalmente di mandata, impedendo ancora una volta la discesa del ponte.

4. Calcoli fluidodinamici

In questa sezione andiamo a vedere quali sono i calcoli che sono stati effettuati per il dimensionamento dell'intero circuito oleodinamico, seguendo un ordine logico, a partire immediatamente dagli attuatori, i primi a contatto con il ponte sollevatore che devono sopportare il peso dell'auto, fino ad arrivare alla pompa, che dovrà supportare sia il veicolo posto sul ponte, che tenere conto delle perdite di carico che si hanno nel circuito oleodinamico.

Premessa di calcolo

La scelta di utilizzo degli attuatori è stata condizionata dalla decisione di impiegare un sistema di carrucole per ogni attuatore.

Tale sistema di doppie carrucole ha 3 funzionalità:

1) Raddoppiare l'estensione totale del ponte sollevatore, ovvero dimezzare l'estensione necessaria degli attuatori, consentendoci di avere una maggior libertà di scelta degli attuatori a singolo effetto.

2) Ridurre l'ingombro verticale del macchinario, così da poterlo rendere più agevole nel collocamento all'interno delle autofficine.

3) Dimezzare la forza necessaria da applicare da parte degli attuatori.

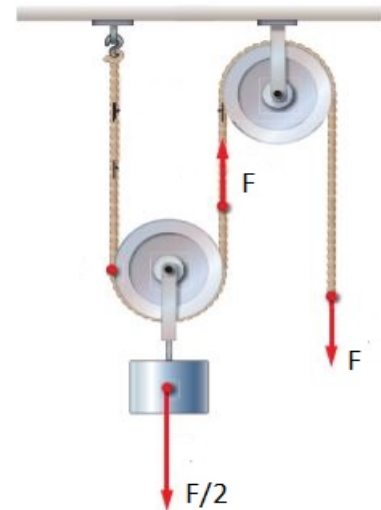


Immagine concettuale sul funzionamento di una doppia carrucola

Inoltre, per la progettazione e dimensionamento dell'impianto di spinta, è stato supposto che la massa di un veicolo "medio" sia distribuita per un 60% sulle ruote anteriori e un 40% su quelle posteriori, in corrispondenza di una collocazione del motore in posizione anteriore.

Infine è stato deciso di lavorare ad una pressione di $P = 70$ bar.

4.1 Attuatori

Per il dimensionamento degli attuatori è necessario calcolare quali siano le forze gravitazionali che il veicolo e il ponte esercitano sugli attuatori.

Nella fase di progettazione è necessario però sovradimensionare i calcoli (per sopperire ad eventuali perdite), cioè in particolare andremo a sovradimensionare di un valore pari al 10% quelle che sono la massa del ponte sollevatore e quella dell'auto, supponendo di partire dall'ipotesi di sollevamento di un veicolo di 4200 Kg:

$$M_{\text{Ponte}} = 350 \text{ Kg} \quad \rightarrow \quad M_{\text{Ponte sovradim.}} = (1 + 0,1) \times M_{\text{Ponte}} = 1,1 \times 350 \text{ Kg} = 385 \text{ Kg}$$

$$M_{\text{Auto}} = 4200 \text{ Kg} \rightarrow M_{\text{Auto sovradim.}} = (1 + 0,1) \times M_{\text{Auto}} = 1,1 \times 4200 \text{ Kg} = 4620 \text{ Kg}$$

$$M_{\text{tot sovradim}} \approx 5000 \text{ Kg}$$

E' quindi possibile suddividere ora la massa dell'auto sovradimensionata, supponendo un carico spostato per il 60% sull'anteriore:

$$M_{\text{A anteriore}} = M_{\text{Auto sovradim}} \times 0,6 = 2772 \text{ Kg}$$

$$M_{\text{A posteriore}} = M_{\text{Auto sovradim}} \times 0,4 = 1848 \text{ Kg}$$

Calcoliamo quindi qual è la forza gravitazionale esercitata dalle masse del ponte (su ogni pistone esercita 0.25 della forza gravitazionale) e del veicolo (suddiviso tra anteriore e posteriore), utilizzando il valore approssimato di accelerazione gravitazionale $g = 9,81 \text{ m/s}^2$:

$$F_{\text{Ponte}} = M_{\text{P sovradim}} \times g \approx 3777 \text{ N}$$

$$F_{\text{A anteriore}} = M_{\text{A anteriore}} \times g \approx 27193 \text{ N}$$

$$F_{\text{A posteriore}} = M_{\text{A posteriore}} \times g \approx 18129 \text{ N}$$

Possiamo ora calcolare quali sono le forze applicate su ogni pistone anteriore e posteriore, sulla base dei risultati finora ottenuti:

$$F_{\text{pistone anteriore}} = 0.5 \times F_{\text{A anteriore}} + 0.25 \times F_{\text{ponte}} \approx 14540 \text{ N}$$

$$F_{\text{pistone posteriore}} = 0.5 \times F_{\text{A posteriore}} + 0.25 \times F_{\text{ponte}} \approx 10010 \text{ N}$$

Inoltre, grazie al sistema di carrucole, è sufficiente che gli attuatori siano in grado di generare solo la metà della forza richiesta, ovvero le forze effettive richieste sui pistoni anteriori e posteriori sono:

$$F_{\text{pistone anteriore eff.}} = 0.5 \times F_{\text{pistone anteriore}} \approx 7270 \text{ N}$$

$$F_{\text{pistone posteriore eff.}} = 0.5 \times F_{\text{pistone posteriore}} \approx 5000 \text{ N}$$

Per cui, è ora possibile attenerci alla massima forza necessaria erogata dagli attuatori, per scegliere quale di quelli standardizzati risulta più pertinente alle specifiche, mediante uso della seguente tabella:

TABELLA AREA CILINDRO/ FORZA IN SPINTA / FORZA IN TIRO

Si definisce cilindro differenziale, un cilindro a doppio effetto con asta da un solo lato in cui le due superfici attive del pistone sono in rapporto di 2:1; cioè la superficie del pistone **A1** è doppia rispetto alla superficie anulare del lato stelo **A2**.

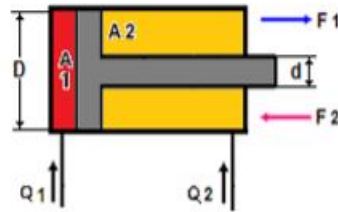


TABELLA CON SEZIONI E FORZE SVILUPPATE

ØD Alesaggio	Ød Stelo	A1 (cm ²)	A2 (cm ²)	A1 A2	Forza in spinta F1 (daN)			Forza in tiro F2 (daN)			Portata a 0,1 m/s	
					F1 (daN)			F2 (daN)			Q1	Q2
					160 bar	200 bar	250 bar	160 bar	200 bar	250 bar	(L/min)	(L/min)
25	12	4,91	3,78	1,30	785			604			2,9	2,3
	14		3,37	1,46				539			2,9	2,0
	18		2,36	2,08				378			2,9	1,4
32	14	8,04	6,50	1,24	1287			1040			4,8	3,9
	18		5,50	1,46				880			4,8	3,3
	22		4,24	1,90				679			4,8	2,5
40	18	12,57	10,02	1,25	2011			1603			7,5	6,0
	22		8,77	1,43				1402			7,5	5,3
	28		6,41	1,96				1025			7,5	3,8
50	22	19,63	15,83	1,24	3142	3927	4909	2533			11,8	9,5
	28		13,48	1,46				2156			11,8	8,1
	32		11,59	1,69				1855	2318	2898	11,8	7,0
	36		9,46	2,08				1513	1891	2364	11,8	5,7
63	28	31,17	25,01	1,25	4988	6234	7793	4002			18,7	15,0
	36		20,99	1,48				3359			18,7	12,6
	40		18,61	1,68				2977	3721	4652	18,7	11,2
	45		15,27	2,04				2443	3054	3817	18,7	9,2
80	36	50,27	40,09	1,25	8042	10053	12566	6414			30,2	24,1
	45		34,36	1,46				5498			30,2	20,6
	50		30,63	1,64				4901	6126	7658	30,2	18,4
	56		25,64	1,96				4102	5127	6409	30,2	15,4

Considerando una pressione di 70 bar, è stato scelto di utilizzare degli attuatori da 40mm di diametro di alesaggio, 28 mm di diametro dello stelo, con area A1 riportata in tabella di 12,57 cm². Così facendo, ogni attuatore è in grado di generare una forza pari a:

$$F = A1 \times P = 12,57 \text{ cm}^2 \times 70 \text{ bar} \approx 8800 \text{ N}$$

ovvero una forza sufficiente per quanto riguarda i valori da noi progettati fino ad ora.

N.B.: tale forza deve essere generata unicamente nella fase di salita poiché in quella di discesa si sfrutta la forza di gravità che viene contrastata per merito di un limitatore di velocità.

Per ottenere un'estensione completa degli attuatori in 30 sec, abbiamo imposto una velocità di movimento dei pistoni $v = 0.033 \text{ m/s}$. Di conseguenza ogni attuatore richiede una portata pari a:

$$Q = A_1 \cdot v = 12.57 \text{ cm}^2 \times 0.033 \text{ m/s} = 2.5 \text{ l/min}$$

$$Q_{\text{tot}} = 4 \times Q = 10 \text{ l/min}$$

ovvero la portata complessiva che la pompa deve fornire agli attuatori per rispettare le specifiche di progettazione.

4.2 Scelta dei componenti

Prima di procedere con la fase di calcolo delle perdite, è bene definire la scelta dei componenti e degli strumenti utilizzati nel circuito idraulico:

→ **ATTUATORI: ATOS CK 40/28 – 1000:** con le seguenti caratteristiche:

- diametro alesaggio: 40 mm
- diametro stelo: 28 mm
- estensione corsa: 1000 mm
- diametro imbocco/ sbocco:
 $G \frac{3}{8}'' = 14,95 \text{ mm}$



→ **OLIO:** è stato scelto di utilizzare l'olio **ISO VG 46** che a 50°C presenta le seguenti caratteristiche:

- $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$
- $\nu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$



→ I **CONDOTTI** che sono stati scelti per le connessioni sono noti qui di seguito;

per l'aspirazione dal serbatoio alla pompa:

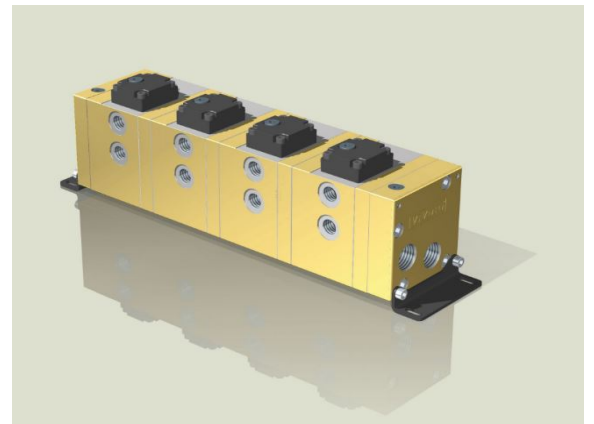
$$D_{\text{aspirazione}} = G \frac{3}{4} " = 24,12 \text{ mm (diametro interno)}$$

per la mandata tra pompa e divisore:

$$D_{\text{mandata}} = G 1" \frac{1}{4} = 38,95 \text{ mm (diametro interno)}$$

→ **DIVISORE DI FLUSSO**: è il componente che sta alla base del collegamento tra la pompa e gli attuatori. Tale componente ci permette di garantire una portata uguale a tutti gli attuatori indipendentemente dal carico, permettendo quindi la simultaneità degli attuatori. E' stato scelto l'utilizzo del divisore di flusso

VIVOLO MIA-FD: MVA-4-17 :



- Attacco: $\frac{3}{4} "$
- Pressione massima: 250 bar
- Portata massima: 12 l/min
- Cilindrata: $1.2 \text{ cm}^3 / \text{giro}$

→ **DISTRIBUTORE 3/2**: è il componente comandato manualmente dall'operatore che consente di distinguere la fase di mandata da quella di ritorno del fluido. Nel nostro caso si è optato per il **BOSCH REXROTH M-3 SED10CK**:

- Attacco: $G \frac{3}{4} "$
- Pressione massima: 350 bar
- Portata massima: 40 l/min



→ **ELETTROVALVOLA A CARTUCCIA:** è il secondo componente comandato manualmente che, in posizione iniziale, rimane sulla valvola di non ritorno (che ci permette di effettuare la fase di discesa e al contempo di isolare gli attuatori dalle perdite nel resto del circuito idraulico, garantendo così una pressione costante al loro interno), mentre se azionato collega gli attuatori con il divisore di flusso, in modo da permettere la discesa del carico. E' stato deciso di impiegare la **HYDRAFORCE SV08-20:**

- Attacco: G $\frac{3}{8}$ "
- Pressione massima: 207 bar



→ **VALVOLA LIMITATRICE DI PRESSIONE CON BYPASS AL RITORNO:**

tale valvola ha lo scopo di resettare la simultaneità di estensione dei pistoni. Infatti, tra i pistoni è possibile che vi sia un non perfetto parallelismo e quindi che un attuatore arrivi a fine corsa prima degli altri. E' in questo caso che entra in gioco la valvola, che permette di scaricare al serbatoio il flusso in eccesso che non si riuscirebbe ulteriormente a caricare nell'attuatore. Inoltre ci è utile per evitare il fenomeno di cavitazione nella fase di discesa degli attuatori. E' stata scelta la valvola **DIFAST VS2C:**

- Attacco: G $\frac{3}{4}$ "
- Pressione massima: 350 bar
- Portata massima: 110 l/min



→ **VALVOLA DI SOVRAPPRESSIONE:** questa valvola è stata impiegata per motivi di sicurezza dell'impianto nel caso in cui venga applicato un carico superiore a quello di progettazione. Di fatti, se la pressione nella condotta supera quella di taratura, la valvola si aziona permettendo lo scarico della pompa nel serbatoio.

E' stata scelta la valvola **LUEN VMP-80-209:**

- Attacco: G $\frac{3}{4}$ "
- Pressione massima: 350 bar
- Portata massima: 80 l/min



→ **VALVOLA LIMITATRICE DI VELOCITA'**: tale valvola consiste in un strozzatura che permette di limitare la portata del flusso in discesa e quindi la velocità del fluido. Questo elemento è di fondamentale importanza per avere una discesa del veicolo controllata. E' stata scelta la valvola **VST-UD-T-20-C-039 X**:

- Attacco G $\frac{3}{8}$ "
- Pressione massima 350 bar
- Portata massima 20 l/min



→ **FILTRO**: il filtro permette di limitare l'ingresso delle impurità nel serbatoio che potrebbero andare a danneggiare la pompa. Abbiamo scelto un filtro Grimaldi modello **FS34**:

- Attacco: G $\frac{3}{4}$ "
- Pressione massima



→ **MANOMETRO**: necessario per il controllo della pressione, proviene dalla stessa casa produttrice del filtro, il cui modello è **MR 100160**:

- Attacco: G $\frac{1}{2}$ "
- Pressione massima: 160 bar



→ **SERBATOIO:** è l'ultimo componente a noi necessario e ancora non adeguatamente trattato la cui caratteristica a noi fondamentale è la sua capacità. Facendo quindi dei rapidi calcoli geometrici su quelle che sono le quantità di fluido presenti istantaneamente nel fluido in ogni condotto, raccordo o componente, si è calcolata una quantità di olio pari a circa 14 litri, con calcoli sul volume qui di seguito riportati:



$$\rightarrow V_{\text{attuatori}} = A \times L \times 4 = 12.57 \text{ cm}^2 \times 1 \text{ m} \times 4 = 5 \text{ l}$$

$$\rightarrow V_{\text{tubi mandata}} = \pi \times (D^2 / 4) \times L = \pi \times (24.12 \text{ mm})^2 / 4 \times 18.5 \text{ m} = 8.5 \text{ l}$$

$$\rightarrow V_{\text{tubi aspirazione}} = \pi \times (D^2 / 4) \times L = \pi \times (38.95 \text{ mm})^2 / 4 \times 0.5 \text{ m} = 0.6 \text{ l}$$

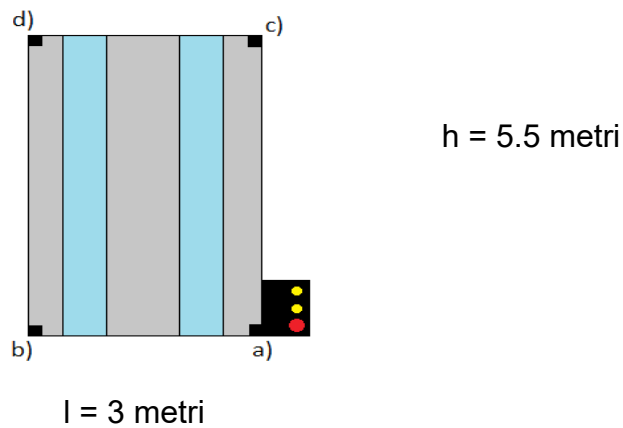
Sovradimensionando, è quindi stato scelto il serbatoio **GRIMANDI AI106** dalla capienza di 32 litri, con incluso un filtro in aspirazione ed uno in scarico.

4.3 Perdite di carico

In questa sezione andremo ad analizzare quelle che sono le perdite di carico del circuito, suddividendole in perdite di carico distribuite, ovvero presenti nella lunghezza delle tubazioni, e le perdite di carico localizzate presenti nei componenti idraulici o raccordi.

4.3.1 Perdite distribuite

Poiché abbiamo appena scelto quelli che sono i condotti di collegamento tra elementi e le caratteristiche dell'olio utilizzato, possiamo qui di seguito analizzare le perdite distribuite. Andiamo quindi a determinare le dimensioni dei collegamenti necessari nel nostro circuito idraulico, basandoci sulla seguente figura in pianta del ponte sollevatore:



Come possiamo vedere, la pompa assieme al box contenente serbatoio e pannello di controllo sono posizionati affianco all'attuatore a); andremo quindi ora a calcolare le perdite distribuite nelle connessioni, facendone una stima della lunghezza.

→ **Perdite in aspirazione**, nel collegamento da serbatoio alla pompa è stato stimato per una lunghezza pari a $L_a = 0,5 \text{ m}$.

Calcoliamo quindi ora la velocità del flusso nella tubatura di aspirazione:

$$v_a = (4,606/Da)^2 * Q_{tot} = 0,14 \text{ m/s}$$

Determiniamo il rispettivo numero di Reynolds:

$$R_e = (v_a * Da * 1000) / \nu = 118,5$$

Il che ci indica che il moto del fluido è ampiamente in regime laminare.

Calcoliamo il coefficiente di resistenza:

$$\lambda = 64 / R_e = 0,54$$

Per cui otteniamo che la caduta di pressione vale:

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_a^2 * L_a) / (2 * Da * 100) = 0,6 \text{ mbar/m}$$

che per una tubazione lunga 0,5 m corrisponde ad una perdita di **0,3 mbar**.

→ **Perdite in mandata** , suddivise in 2 tratti:

→ nel collegamento dalla pompa al divisore, supponendo ancora una lunghezza del condotto $L_{M1} = 0,5 \text{ m}$.

Calcoliamo perciò la velocità del flusso in questa tubatura di mandata che ricordiamo essere stata scelta da $\frac{3}{4}$ “:

$$v_{M1} = (4,606/D_0)^2 * Q_{tot} = 0,36 \text{ m/s}$$

Segue il calcolo del numero di Reynolds e del coefficiente di resistenza :

$$R_e = (v_{M1} * D_0 * 1000) / \nu = 188,8$$

$$\lambda = 64 / R_e = 0,34$$

Infine, il calcolo della variazione di pressione

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_{M1}^2 * L_{M1}) / (2 * D_0 * 100) = 4 \text{ mbar/m}$$

che corrisponde, per una lunghezza di 0,5m di L_{M1} ad una perdita di **2 mbar**.

→ in ognuno dei 4 collegamenti tra il divisore e gli attuatori, che hanno in comune la portata, corrispondente ad $\frac{1}{4}$ di quella totale ovvero 2,5 l/min, il diametro delle tubature $D_0 = \frac{3}{4}$ “, e la velocità del fluido, così determinata:

$$v_{M D-P} = (4,606/D_0) * Q = 0,1 \text{ m/s}$$

Anche il numero di Reynolds e il coefficiente di resistenza sono ovviamente gli stessi per ogni linea di collegamento agli attuatori:

$$R_e = (v_{M D-P} * D_0 * 1000) / \nu = 52,4 \rightarrow \text{moto laminare}$$

$$\lambda = 64 / R_e = 1,23.$$

Ci riferiamo ora all'immagine precedentemente illustrata, rappresentante la

mappa in pianta del ponte, e indicheremo qui di seguito con le lettere a), b), c) e d) i calcoli relativi alle perdite dei tratti di collegamento che connettono il divisore con il relativo attuatore:

a) E' stata stimata una lunghezza del tubo pari a $L_{M2} = 0,4$ m.

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_{M\ D-P}^2 * L_{M2}) / (2 * D_0 * 100) = 0,9 \text{ mbar/m}$$

Per cui, la perdita calcolata vale $\Delta p * L_{M2} = \mathbf{0,36 \text{ mbar}}$.

b) La stima della lunghezza del tubo 3 è circa pari alla lunghezza del lato corto del ponte; vale perciò $L_{M3} = 3,2$ m.

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_{M\ D-P}^2 * L_{M3}) / (2 * D_0 * 100) = 7 \text{ mbar/m}$$

Per cui, la perdita calcolata vale $\Delta p * L_{M3} = \mathbf{22,4 \text{ mbar}}$.

c) La stima della lunghezza del tubo 4 è circa pari alla lunghezza del lato lungo del ponte; vale perciò $L_{M4} = 5,7$ m.

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_{M\ D-P}^2 * L_{M4}) / (2 * D_0 * 100) = 12,6 \text{ mbar/m}$$

Per cui, la perdita calcolata vale $\Delta p * L_{M4} = \mathbf{71,8 \text{ mbar}}$.

d) La stima della lunghezza del tubo che si collega all'attuatore più distante dalla pompa è di $L_{M5} = 8,7$ m.

$$\Delta p = (\rho * \lambda * v_{M\ D-P}^2 * L_{M5}) / (2 * D_0 * 100) = 19,3 \text{ mbar/m}$$

Per cui, la perdita per il tubo 5 vale $\Delta p * L_{M5} = \mathbf{168 \text{ mbar}}$.

Totale perdite distribuite ≈ 0.3 bar

N.B.1: i valori delle perdite calcolati in aspirazione e in mandata all'attuatore a) sono trascurabili ai fini del calcolo delle perdite totali, in relazione agli altri valori trovati

N.B.2: il valore delle perdite totali distribuite include solamente quelle di mandata, poiché sono quelle che realmente ci interessano ai fini del determinare se la pompa che verrà scelta sarà sufficiente per sostenere anche le perdite di carico.

4.3.2 Perdite localizzate

Per quanto riguarda le perdite localizzate è stata innanzitutto effettuata la scelta dei componenti che le causano, in primis dalle valvole ed in seguito anche dei raccordi tra tubazioni. E' quindi stato quindi necessario effettuare la scelta dei componenti prima di poter determinare le perdite di carico degli elementi stessi.

→ Perdite dei componenti

In questa sezione faremo riferimento ai componenti scelti e analizzati in precedenza e calcoleremo quelle che sono le perdite dovute ai raccordi di imbocco/sbocco dei componenti. Per determinare i valori del parametro fattore di forma da qui in avanti, faremo riferimento alla consultazione del seguente illustrato:

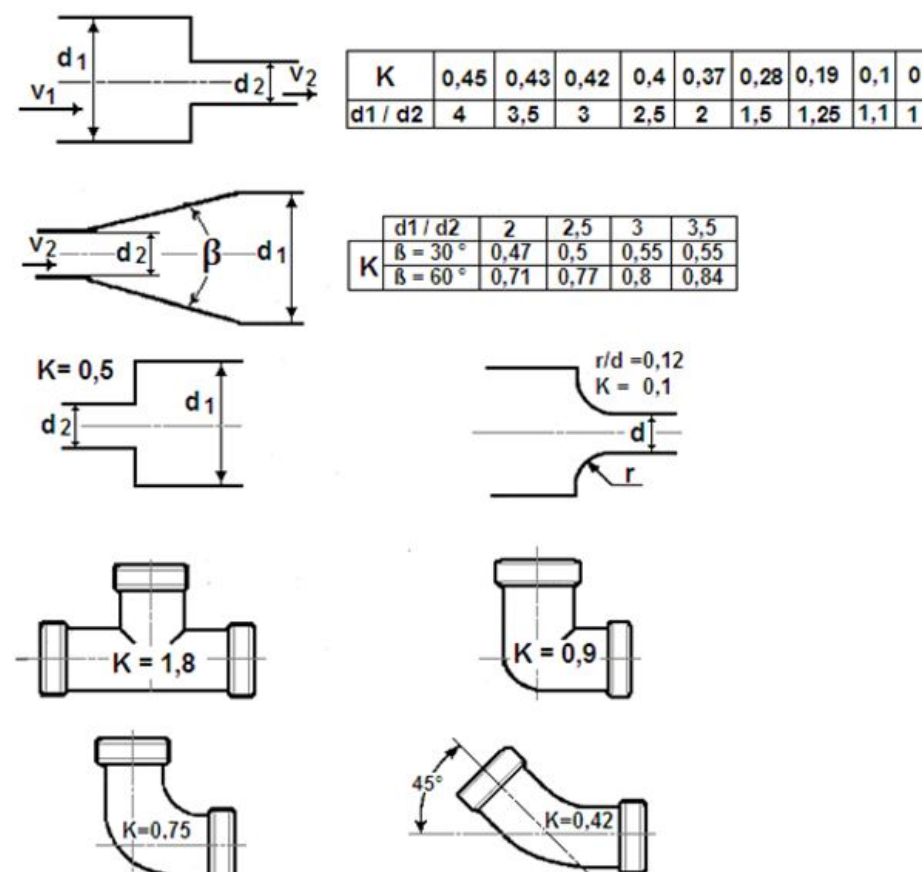


Figura 5: Tabella dei fattori di forma più comuni

- **Attuatori:** come anticipato sono stati scelti degli attuatori **ATOS CK 40/28 – 1000** (per ogni componente qui di seguito elencato, si trovano le relative caratteristiche nel paragrafo 4.2 “Scelta dei componenti”), che necessitano di un adattamento in ingresso da un diametro di $G \frac{3}{4}$ “ della tubazione a $G \frac{3}{8}$ “:

$$D_1/D_2 = 24,12 / 14,95 \approx 1,6 \text{ che corrisponde al fattore di forma } K = 0,3$$

$$\Delta p = 2,254 * K * \rho * (Q / D_A^2)^2 = 0,07 \text{ mbar}$$

$$\Delta p_{\text{tot}} = 4 * \Delta p = \mathbf{0,3 \text{ mbar}}, \text{ poiché tale perdita è caratteristica di ogni attuatore}$$

- **Elettrovalvola a cartuccia:** ricordiamo che questo elemento ha un diametro d’imbocco dimensionalmente identico a quello degli attuatori. Per tanto le perdite localizzate in ingresso alle 4 elettrovalvole sono le medesime:

$$\Delta p_{\text{tot}} = 0,3 \text{ mbar}$$

In tale situazione però, anche lo sbocco dell’elettrovalvola necessita di un adattamento le cui perdite le calcoliamo qui di seguito:

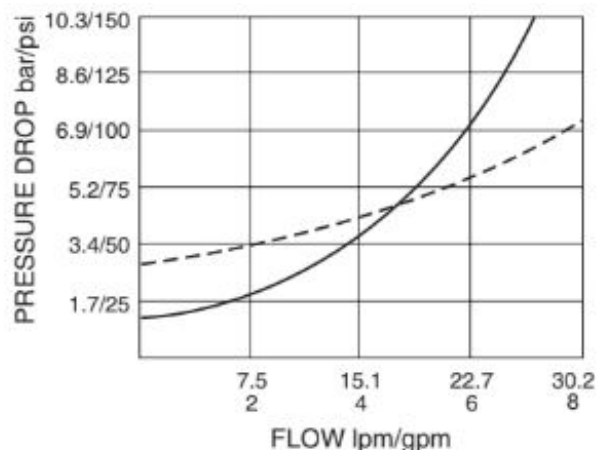
con $K = 0.5$ le perdite sono

$$\Delta p = 2,254 * K * \rho * (Q / D_A^2)^2 = 0,1 \text{ mbar}$$

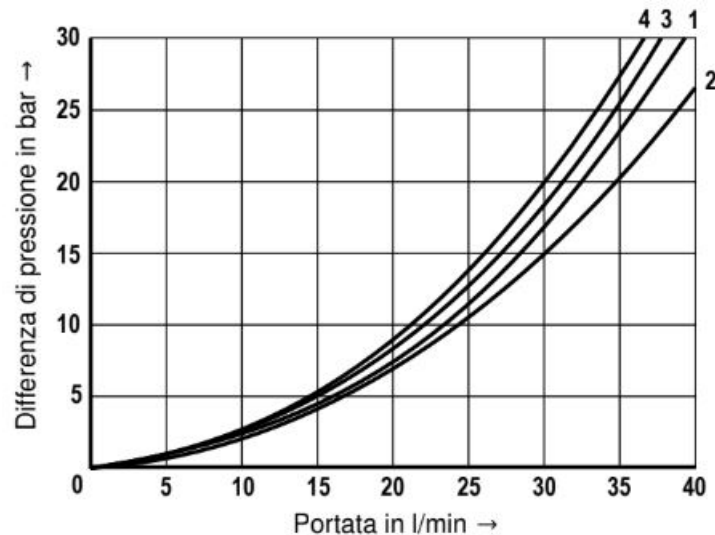
$$\Delta p_{\text{tot}} = 4 * \Delta p = \mathbf{0,4 \text{ mbar}}$$

Mentre invece, da datasheet sono graficamente calcolabili le perdite interne del componente pari a circa **4 bar** per ogni elettrovalvola, che per cui comportano

$$\Delta p_{\text{tot}} = \mathbf{16 \text{ bar}}$$



- **Distributore:** da datasheet è possibile vedere come la cassetteria scelta comporti una perdita di pressione pari a: $\Delta p = 2,5 \text{ bar}$.



→ Perdite ai raccordi

Si fa riferimento alla tabella illustrata precedentemente relativa ai fattori di forma dove sono presenti tutte le tipologie di raccordi necessari per il nostro macchinario.

Nel nostro caso abbiamo bisogno di:

- 5 curve a L → $K = 0,9$ per i collegamenti pompa-divisore
($v = 0,36 \text{ m/s}$)
- 4 curve a T → $K = 1,8$ per i collegamenti per le valvole limitatrici di pressione
- 8 curve a L → $K = 0,9$ per il collegamento divisore-attuatori a), b), c), d)
($v = 0,1 \text{ m/s}$)

Per determinare le perdite facciamo utilizzo della seguente formula:

$$\Delta p_l^{\text{raccordi}} = \sum_{i=1}^{17} K_i \cdot \rho \cdot \frac{v_{\text{max}}^2}{200}$$

con:

- $K_{1...13} = 0,9$
- $K_{14...17} = 1,8$
- $\rho = 0,87 \text{ kg/dm}^3$

il risultato ottenuto dall'applicazione della formula qui sopra citata ci porta ad un quantitativo di perdite localizzate ai raccordi di **3.1 mbar**.

Totale perdite localizzate \approx 18.5 bar

4.4 Scelta della pompa

A seguito dei calcoli relativi alle perdite di carico complessive (distribuite + localizzate = 18.8 bar) e alla portata richiesta dagli attuatori $Q_{\text{tot}} = 10$ l/min abbiamo scelto la pompa a palette a cilindrata fissa **ATOS PFE-31010** :

- Foro d'ingresso: 1" $\frac{1}{4}$
- Foro d'uscita: $\frac{3}{4}$ "
- Pressione massima = 160 bar
- Pressione di esercizio = **90 bar** $\rightarrow P = 70$ bar (ideale, perdite escluse)
- Cilindrata: $c = 10.5 \text{ cm}^3$
- Portata a 1450 giri/min = 13.5 l/min
- Portata richiesta 10 l/min \rightarrow erogata a $n = 1100$ giri/min
- Rendimento volumetrico:

$$\eta_v = Q \times 1000 / (n \times c) = 10 \times 1000 / (1100 \times 10.5) = \mathbf{0.87}$$

- Rendimento meccanico: $\eta_m = \mathbf{0.8}$
- Rendimento totale: $\eta_{\text{tot}} = \eta_m \times \eta_v = \mathbf{0.7}$
- Momento torcente assorbito dalla pompa:

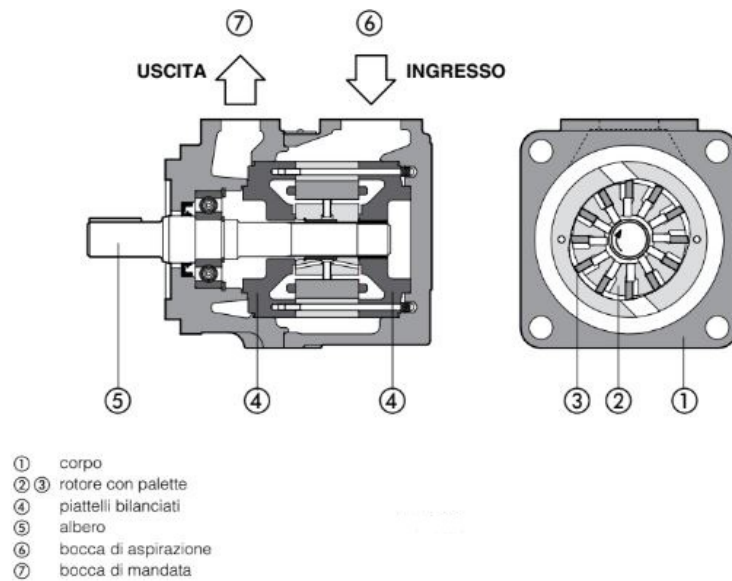
$$M = c \times P / (20\pi \times \eta_m) = 10.5 \times 70 / (20\pi \times 0.8) = \mathbf{14.6 \text{ Nm}}$$

- Potenza meccanica assorbita dalla pompa:

$$P_m = M \times n / 9554 = 14.6 \times 1100 / 9554 = \mathbf{1.7 \text{ KW}}$$

- Potenza idraulica della pompa:

$$P_i = Q \times P / (600 \times \eta_{\text{tot}}) = 10 \times 70 / (600 \times 0.7) = \mathbf{1.66 \text{ KW}}$$



La scelta del motore elettrico viene fatta in base al momento torcente e alla potenza meccanica assorbita che devono essere superiori di quelli richiesti dalla pompa.

4.5 Simulazione Simscape

In questa sezione andiamo ad analizzare quelli che sono i grafici ottenuti dalla simulazione del circuito implementato via software con Matlab.

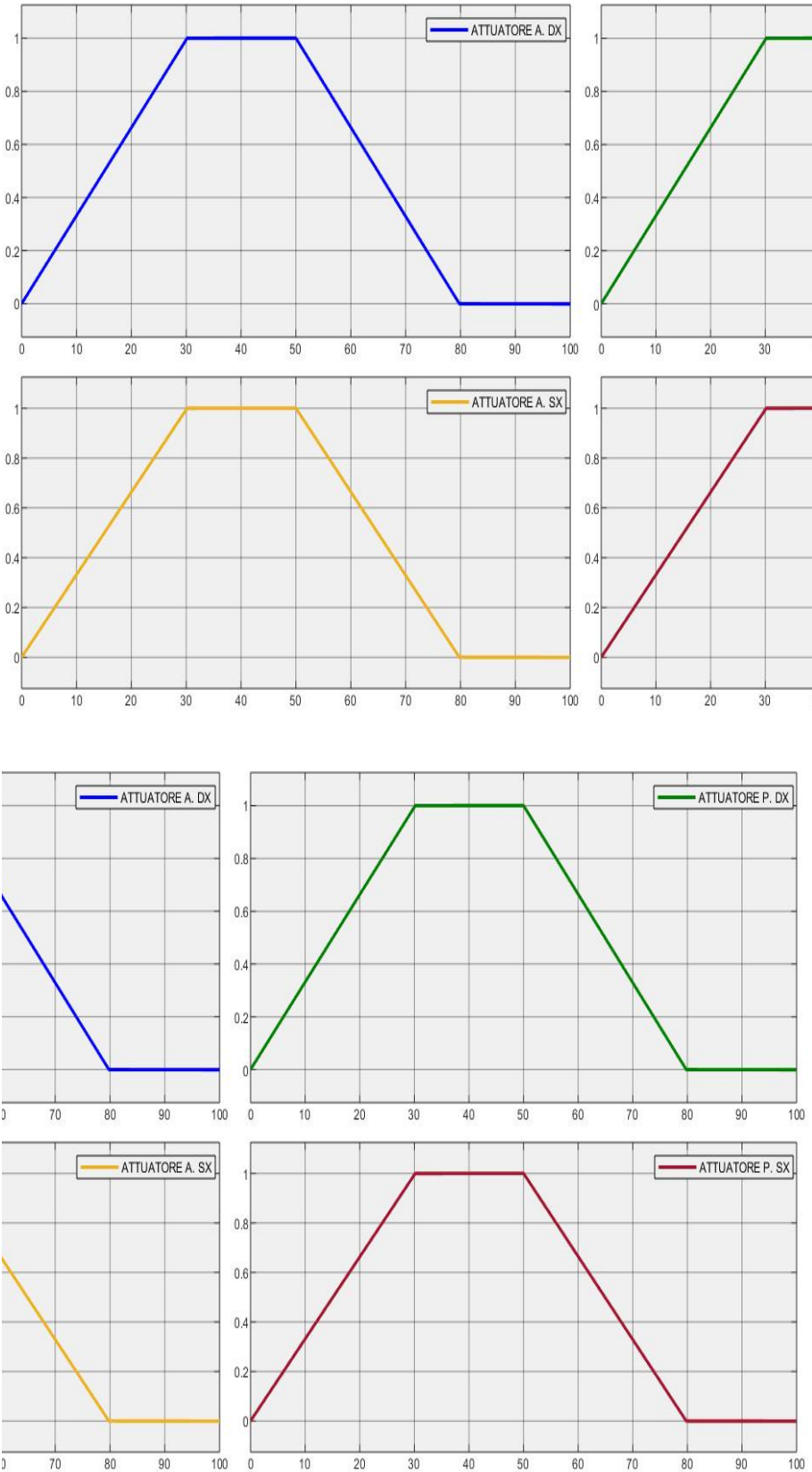


Fig.1

La fig.1 illustra l'andamento degli attuatori: in particolare abbiamo l'estensione [in metri] degli attuatori sulle ordinate e il tempo [in secondi] sulle ascisse. In questa vista si possono vedere i movimenti dei 4 attuatori, in particolare si nota il sincronismo tra i 4 movimenti. Arrivati a fine corsa degli attuatori c'è comunque una continua portata fornita dalla pompa che causa un aumento di pressione nei vari rami la quale viene scaricata tramite le valvole limitatrici di pressione. La discesa sincronizzata dei 4 attuatori è permessa dalla valvola limitatrice di velocità (rappresentata sul nostro schema Simscape come una strozzatura nel circuito di ritorno che limita la portata).

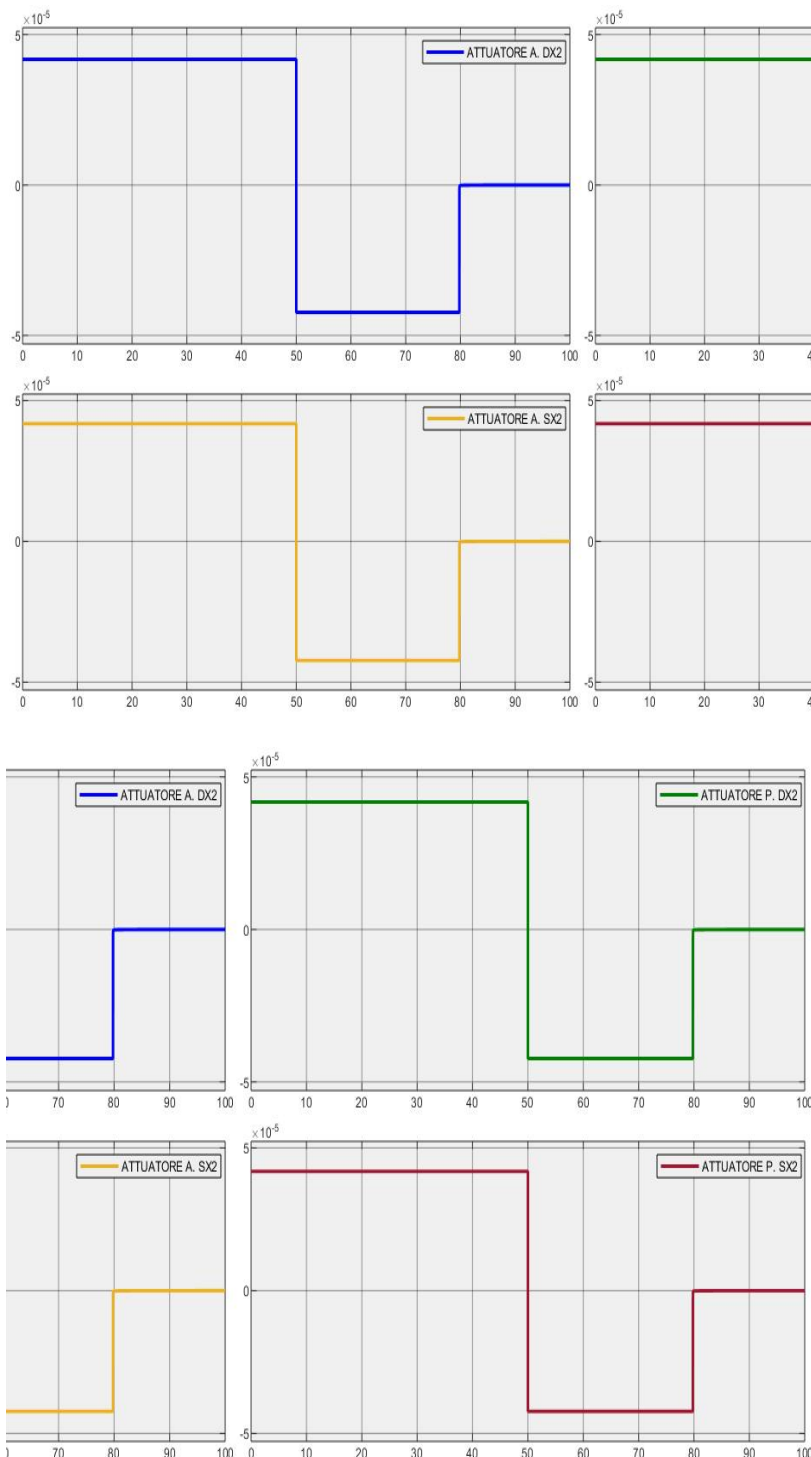


Fig.2

In fig.2 abbiamo invece i grafici delle portate misurate in ingresso su ogni attuatore sulle linee di ingresso tra il divisore di flusso e l'elettrovalvola a cartuccia.

E' importante notare come la portata sia la stessa per ogni attuatore, il che sta a dimostrare il sincronismo che vi è tra gli attuatori indipendentemente dalla differenza di carico tra quelli anteriori e quelli posteriori.

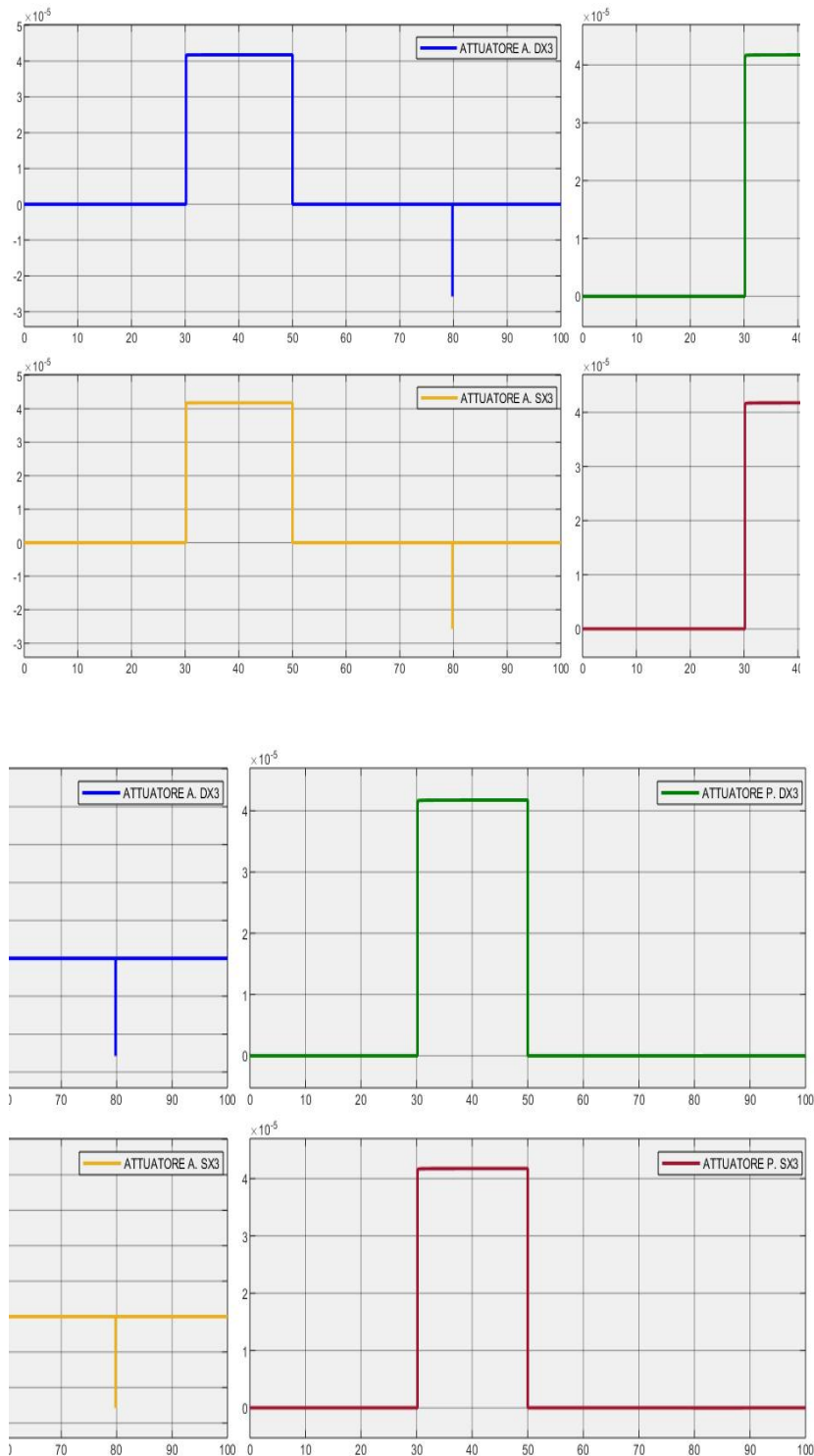
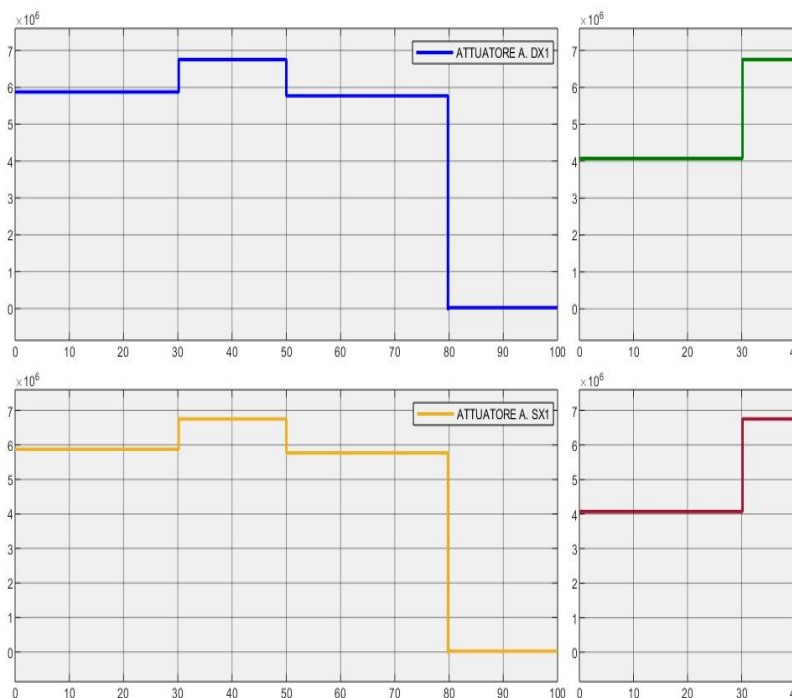


Fig.3

In fig.3 abbiamo gli andamenti delle portate in uscita su ogni attuatore. Possiamo quindi trattare il funzionamento della valvola limitatrice di pressione, posizionata nel circuito in prossimità degli attuatori mediante un sensore di flusso posto nel ramo di scarico (a valle della valvola). A fine corsa degli attuatori (30 sec) possiamo notare un aumento di pressione che fa attivare la valvola e manda la portata in scarico. La pressione non varia finché, attraverso il pulsante di salita, il motore non viene stoppato (50 sec). Appena la pressione scende sotto la cracking pressure della valvola essa si chiude e non notiamo più una portata nel tratto di scarico. Il comportamento è differente se consideriamo gli attuatori anteriori rispetto a quelli posteriori: negli attuatori anteriori notiamo un “reflusso” nel tratto di scarico durante la discesa degli attuatori, che però non riesce a raggiungere l’attuatore grazie al posizionamento di una valvola di non ritorno.



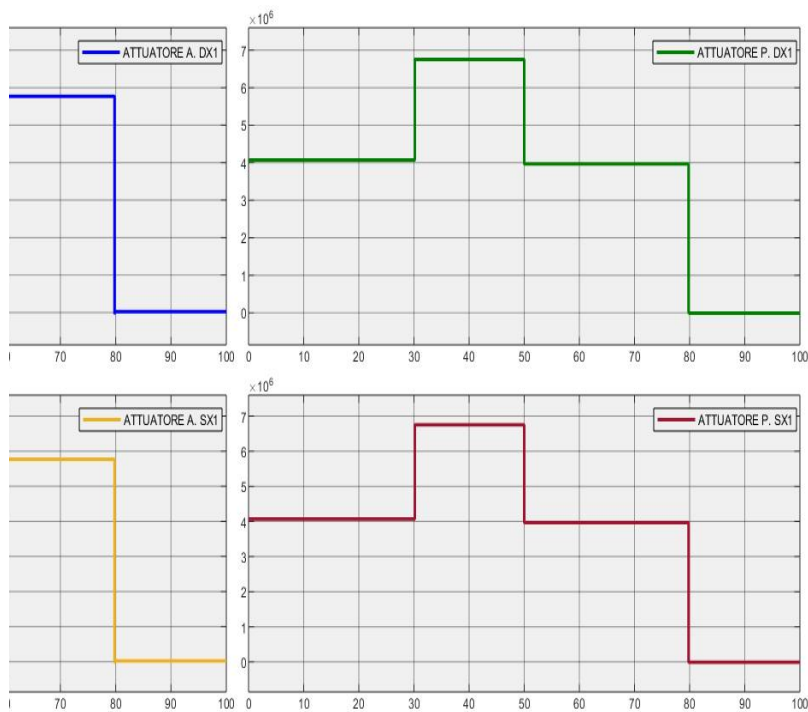


Fig.4

In fig.4 abbiamo l'andamento delle pressioni sulle linee di collegamento dai divisori agli attuatori. Si può notare come i grafici anteriore sinistra e anteriore destra si equivalgano, così come i posteriore sinistra e posteriore destra. Tuttavia, i grafici delle pressioni sugli attuatori anteriori si differenziano in alcuni tratti rispetto a posteriori. Questo è ovviamente dovuto dalla massa dell'auto che è maggiore sull'anteriore rispetto al posteriore. Infatti nelle fasi di salita e di discesa, mentre gli attuatori anteriori sono sottoposti ad una pressione di circa 6 ?, quelli posteriori sono sottoposti ad una pressione inferiore di circa 4?. Notiamo invece che i grafici delle pressioni sui pistoni anteriori e posteriori si equivalgono nelle fasi di carico sollevato e carico completamente abbassato.

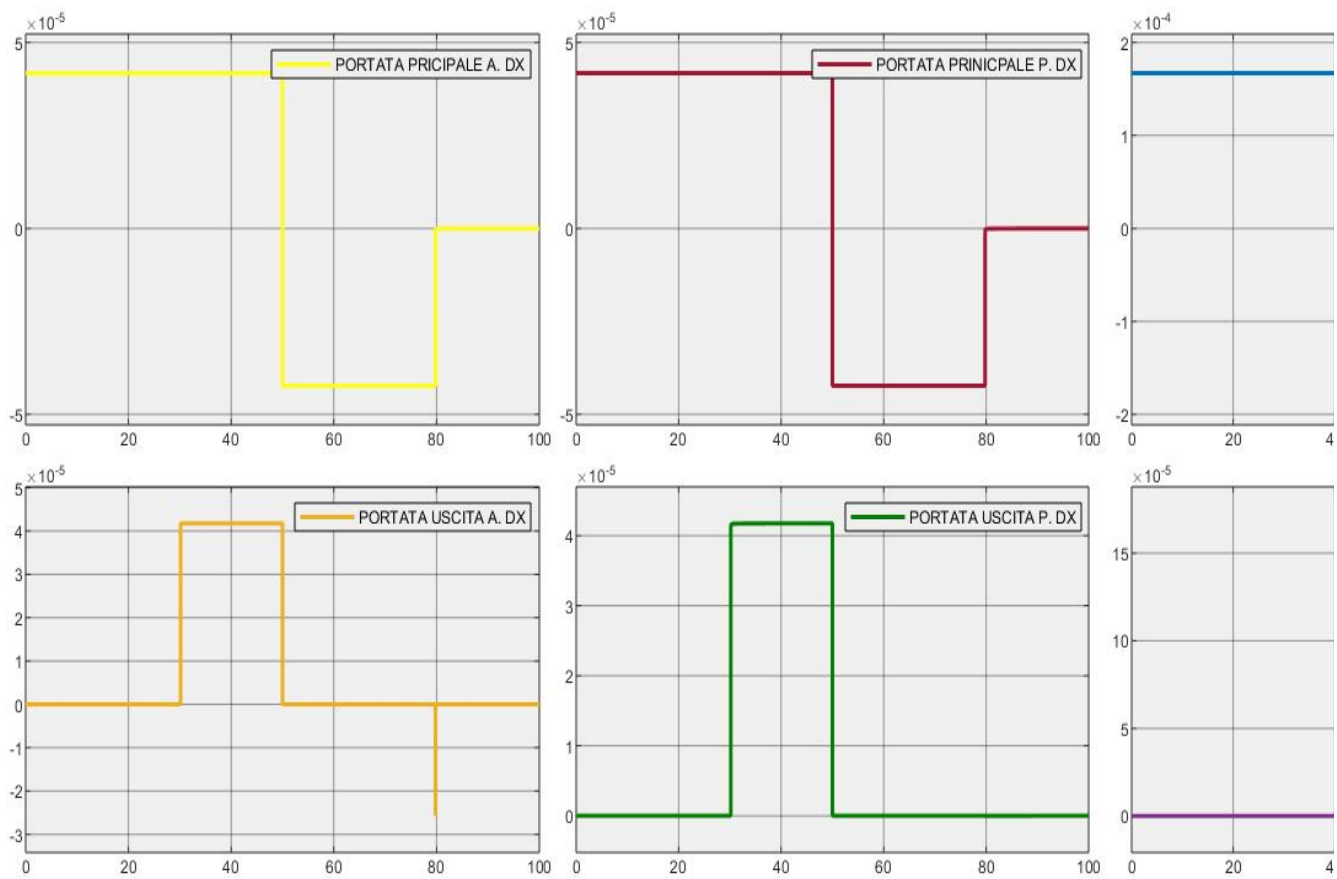
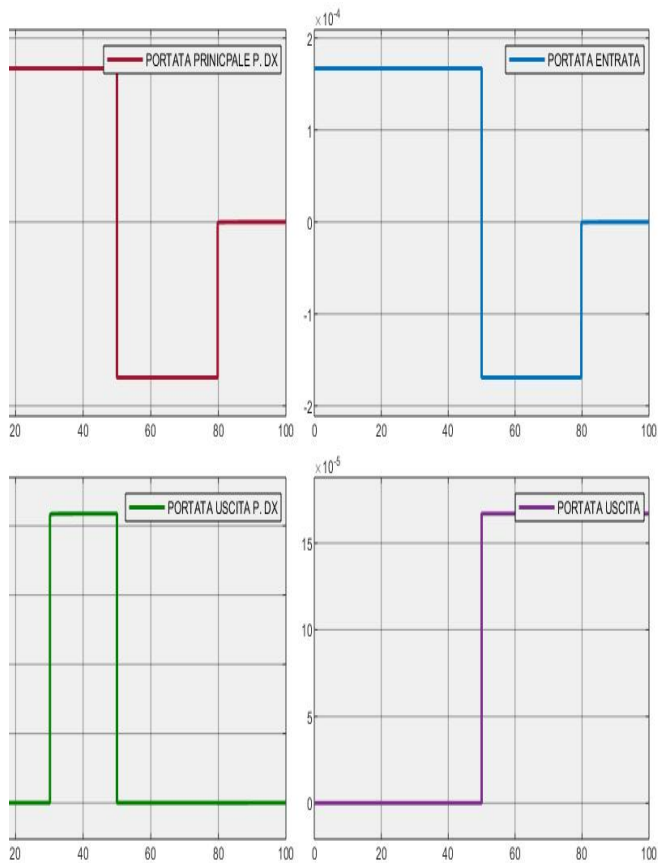


Fig.5



In fig.5 abbiamo invece: gli andamenti delle portate principali su un attuatore anteriore ed uno posteriore misurate tra divisore di flusso ed elettrovalvola a cartuccia, gli andamenti delle portate in uscita (ovvero in scarico) su un attuatore posteriore ed uno anteriore, ed infine le portate in ingresso prima del divisore di flusso e le portate in scarico sulla linea del limitatore di velocità.

Ciò che si nota è che i grafici delle portate in ingresso si equivalgono come già visto in precedenza, bensì quelli delle portate in uscita si differenziano tra un attuatore anteriore ed uno posteriore, come già spiegato in Fig.4.

Inoltre è anche riportato l'andamento della portata in ingresso che ha valore positivo nella fase di mandata e valore negativo in quella di ritorno. Non è lo stesso per la portata in uscita, misurata a livello del limitatore di velocità, la quale vede un valore diverso da quello nullo solamente nella fase di discesa.