



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 278

DATA : 16/04/2012

A P P U N T I

STUDENTE : Rombi

MATERIA : Oleodinamica

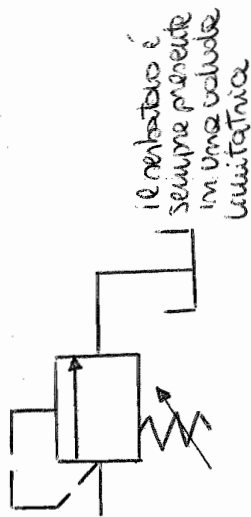
Prof. Nervegna

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

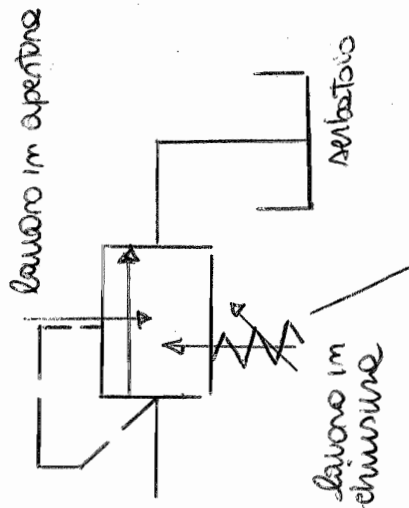
Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

Struttura di misura
seve e per lavorare
con la portata
elettrica



F apertura = F chiusura la valvola REGOLA



Il tipo di regolatore è dipendente
dalla classe delle valvole in funzione
in modo verticale sul che superficie di
influenza dove agiscono i due elementi
una di pilotaggio dove agisce il mecano
trasferisce un'informazione di pressione
mentre il secondo definisce un elemento
appena costituito da una molla tarata
che converte le informazioni della media

La faccia indica il verso di percorrenza
del fluido ed è chiamato rispetto alla
linea di potenza e monte e scende
cioè la valvola è normalmente chiusa
cioè se la valvola non si muove quella
che chiude di potenza non si vedono
la posizione del quilibrio in condizioni di
riposo per le operazioni che vanno e tornano
e non più di perché è presente un fondo
con mecano (la limitazione non lo
regola).

La valvola REGOLA la pressione, cioè
a un equilibrio tra quello che è
la forza che ha il quilibrio il quilibrio è
cioè la linea di pilotaggio (forza in
apertura) (sup. influenza A) quella forza
è contraria alla forza della di una
antagonista della molla

Se F apertura < F molla valvola chiusa

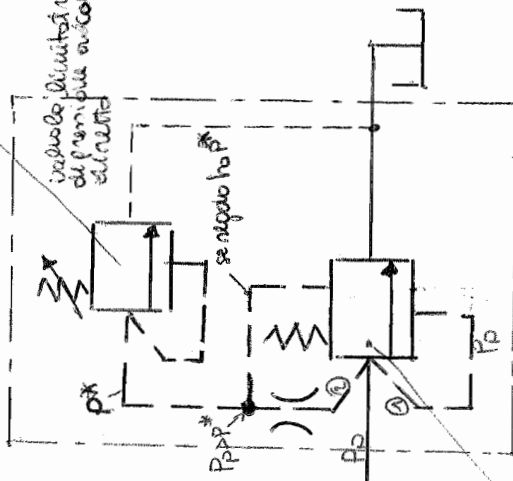
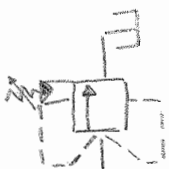
Non può capire che F apertura sia
maggiore della F in chiusura può essere
al massimo uguale. Perché ci deve
essere equilibrio perché non possa superare
la taratura della molla.

IMP Le pressione a monte non uguale alla
taratura a valle (definito da molla) della molla.

Nel momento in cui la valvola regola si vede
una luce di passaggio dove il diaf. può essere
limitato, quindi senza limitazione della
portata di fluido che non trasferisce al
seat. Quindi si vede un ciclo di pressione

Velivolo instrumentale di missione con stadio pilota

stadio pilota



Non si possono creare comandi di portata x.c. La Pp è molto grande rispetto a P*

stadio principale (perché gestisce le forze di portanza)

Se si fosse solo il controllo principale, sempre chiuso, cioè il controllo, quindi le forze si elevano.

Il feedback che nel momento di gestione avviene con il pilotaggio, non solo ma è dove è sempre presente l'unico grado di libertà che mai utilizzazioni abbiano ed è quello di decidere la portata delle manovre.

Funzionamento:

Intro: una pressione di linea la quale ad ex istante, tale pressione viene diffusa sulla linea di pilotaggio.

1° stadio pilota gestisce uno stato di apertura.

2° " " gestisce uno stato di chiusura.

Se fossero solo loro due, ricompare le pressioni perché sulla due facce del distributore come uscite, generano delle forze e uscite o contrarie, quindi la valvola, sarebbe sempre nello stato chiuso. Dunque la loro azione si elidono. Però in chiusura, nella stessa istante, si presenta una molla (m. torabile, la f. e. la molla).

Alle uscite dello stadio pilota dove si distribuisce in una linea di pilotaggio dove lavora in apertura per la bilancia o forze e contrastate da una forza antagonista, questa forza viene da una molla torabile.

Quindi dalla Pp le uscite bisogna avere un linee di pilot. due tipologie lo stadio principale chiuso e una linea di pilot. dove sulla valvola limitatore a ds. diretto in apertura.

Stato di

una linea Δp tra i due capi. l'informazione della linea di pressione viene immediatamente rilevata che viene opportunamente di fluido, il fluido è un mezzo che propaga ad una istante e livello di pressione di linea. Ma se il fluido è statico e non vi è portata che attraversa la molla, allora la P di monte e la P di valle sono le stesse (ma non funziona, trattamente così).

Ma succede qualcosa quando l'informazione sullo stato pilota tende ad aprire la valvola e quindi l'azione a regolare. cioè $P \cdot A = F_M$ (forza molla).

Ma lo stadio pilota che abbiamo studiato è una valvola chiusa di presa, ad azione diretta.

Se la valvola regola devono accadere due questioni:

1) la valvola per regolare, deve essere del fluido che la valvola fornisce e riconduce al serbatoio.

2) lo stadio pilota regola, ma sappiamo che se il suo scopo è quello di intro. tenere e mantenere di se la sua pressione di portata P*.

Quindi si può dire che se la valvola regola, il serbatoio di portata P* si viene a creare un Δp sui capi ma allora le pressioni che si creano sullo stadio principale non sono uguali a quelle che si mantengono la molla che si somma alla P* generata dallo ST. pilota.

Ma P* la bilancia

nelle non regolazione lo stadio principale rimane chiuso o si apre le forze agli estremi sono uguali, cioè che la molla generata e perfetta chiusura dello stadio principale.

Valvola regolatrice di portata

RQZ
 R = regolatrice
 Q = indica la portata
 Z = 2 bocche

Un tale valvola è presente una strozzatura regolabile al quale definisce la portata di fluido che viene che scende. La portata dipende dalla Δp e per tenere costante la pressione di monte di quella strozzatura mi verrebbe a variano la p valle per cui la portata che lo da. ed mio attivazione non resterebbe costante varrebbe in funzione del Δp della strozza.

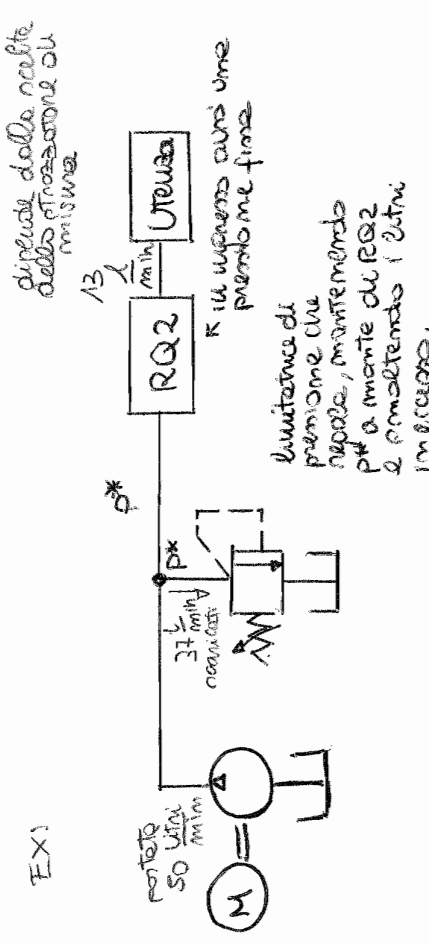
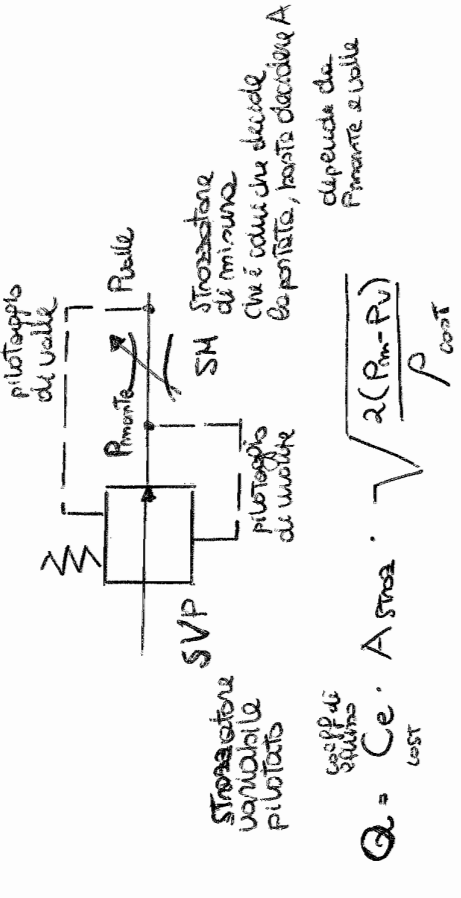
Scopi: definire un Δp costante, e quindi la portata è deciso da quello avere dello strozzatura e elemento mobile è incommunalmente aperto e equazione di equilibrio $P_{monte} = P_{valle} + \Delta p$ cioè che la Δp è dovuta da quella mobile che è $= \frac{P_{im}}{A}$

Per portatore che attraverso una strozzatura parmi una portata ben definita è questa portata man tempo influenzate dalla condizionale che regnino a valle e a monte e sufficiente che in qualche modo il Δp di capi sia con un modo che non migliore regolare la portata dello strozzatura, con non possibile se Δp non è cost. La Δp è regolata dal tempo mentre il quale può migliorare solo vanno l'altro perché più elementi si muovono solo nel comprimere una anche, quindi l'elemento può soltanto strozzatura e paraggio, il suo equilibrio vale

$$P_{im} \cdot A = P_v \cdot A + F_{im} \quad \text{me dedimo che la diff } P_{im} - P_v = \frac{F_{im}}{A}$$

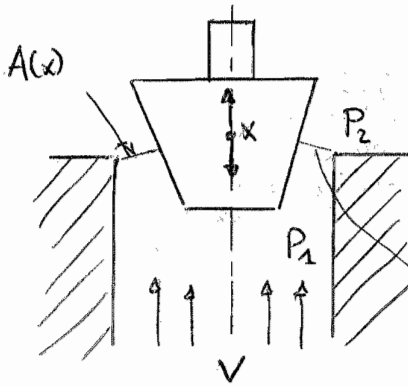
Quando l'elemento mobile regola rappiamo che crea la nostra Δp costante che ottenuto è P_{monte} , e ce lo dice l'equazione lo strozzatura di misura per l'individuando ideale non è mai commensurato per la potenza.

La P_{valle} che subito a monte la P_{valle} è presente non è di tutto più bassa. Cio' dato dalla caduta di pressione che lo strozzatura crea mentre verso una portata. La RQZ non può lavorare da sola e monte dovrà avere un elemento utile, ad ex una molla o la limitatrice



Come regolatore la portata cost? al variare del campo. Per capire bisogna capire la p di valle come si comporta se p valle aumenta di strarante deve essere p monte che p valle tende ad aprire la luce di paraggio, e quindi non si aprono del fluido ma lo strozzatura e il compito di regolare la p monte che tendono a chiudersi e chiudersi per la apertura della valvola.

otturatore conico

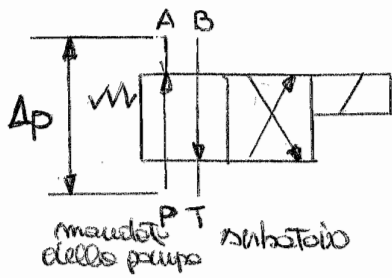


Voglio descrivere la portata con g.d.l. x verticale
che descrive lo spillo conico

con spillo sollevato vale equazione $Q = C_e \cdot A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$ me
devo determinare A in funz di x
che è la sezione minima di passaggio al
variare della posizione del cono.

con spillo in battuta $Q = 0$ - xre' $\Delta p = 0$

linee \perp alle superficie del cono



A/2

valvola ideale (non ho cadute di)
pressione

$$P_p = P_A \quad P_B = P_T$$

valvola reale

$$P_p > P_A \quad P_B > P_T$$

sono presenti
perdite di pressione
nell'attraversamento
del fluido

Caso se $P_T > P_B$ può un
flusso inverso

REGIME LAMINARE

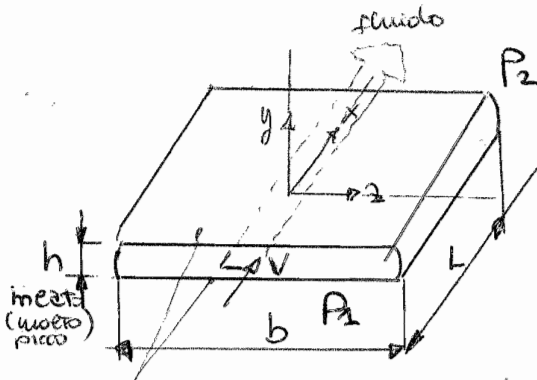
$Q \propto \Delta p$

(Hagen-Poiseuille law)

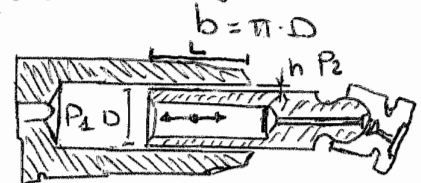
$$Q = \frac{b \cdot h^3}{12 \mu L} \cdot \Delta p$$

b : larghezza
 h : altezza
 μ : viscosità dinamica o assoluta
 L : lunghezza del meato

i meati non sono
solo rettangolari me
anche circolari me
dintesi uno diventa
rettangolare



$$b \ll L \gg h$$

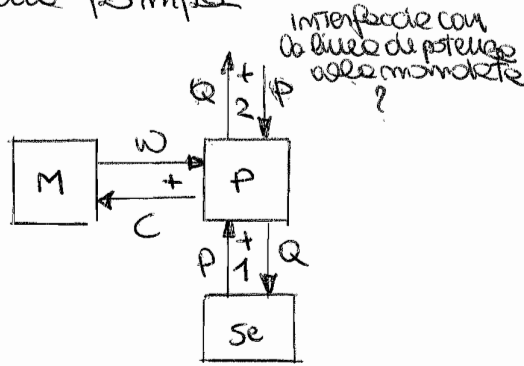
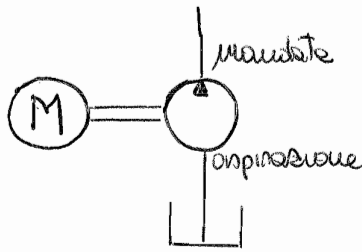


$$L = \text{lunghezza meato}$$

$$b = 2 \pi r_{medio} = \pi \cdot D$$

considerate come due piastre dove
in mezzo c'è un fluido sottile
e i filotti di fluido viaggiano paralleli

Gruppo funzionale di una pompa



La pompa ha tre bocche di potenza: 2 idrauliche e 1 meccanica

La pompa riceve una potenza meccanica dal motore primo e una potenza idraulica dal serbatoio. Analizza la terza interfaccia.

Devo stabilire se una delle due grandezze variabili ha verso entrante o uscente nella terza bocca idraulica.

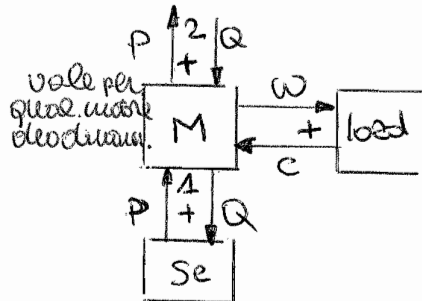
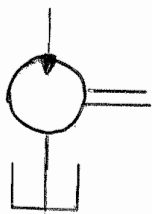
Sappiamo che una pompa è un componente solo in grado di pungere portate. A tal punto da che nella terza interfaccia si che devo imporre ad altri una portata, segno + lontano

Per descrivere completamente una pompa sono sufficienti 3 equazioni algebriche

I numeri servono quando ho un insieme circuitale complesso.

servono più che altro per differenziare i dati ad ex più bene per molto, la coppia meccanica non è necessario perché due dati vincoli.

Gruppo funzionale di un motore



vale per quel motore decidiamo.

ragionamento

Nel blocco funzionale del motore entrano due grandezze interattive coppia e pressione. E quindi dalle regole devo capire che nella terza interfaccia la pressione dovrà uscire e vedo che nel motore non accettati due grandezze esterne Q e W e quindi fanno subito vedere che nella terza interfaccia Q è entrante anche se il motore vuole una portata.

Diff. pompa e motore

A un motore devo dare da bere per porre in rotazione un albero mentre una pompa beve energie grazie ad un albero che gira e mi dà in risposta della portata.

• Quindi al motore dobbiamo fornire una portata in ammissione per ottenere un effetto utile di motore meccanico.

• Alla pompa è un componente alla quale dobbiamo fornire energia meccanica per ottenere un effetto utile che è una portata

Anche per il motore dobbiamo scrivere tre equazioni necessarie e sufficienti

secondo blocco \rightarrow vedo quali sono le grandezze uscenti (no due sono?) w_5, Q_4, P_3

Devo scrivere w_5

$w_5 = Q_3 \Rightarrow \frac{rad}{sec} = \frac{l}{sec}$ ma non va bene allora vedo che devo dividere per la cilindrata.

La seconda equazione riprende la regola 5. La terza equazione scrive l'ultima variabile P_3 , pressione che si genera nella bocca di ammissione del motore, negativo perché discorde alla posizione dell'acqua +, anche c'è lo è

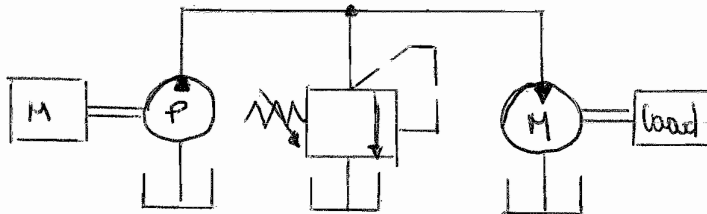
$\frac{N}{m^2} = \frac{N}{m^2} - N \cdot m$ quindi devo per la cilindrata con m^3

però vedo anche che $P_4 = 0$ meglio se non è così però

capisco che la causa prima dell'uscita dell'albero motore è Q_3 che è esattamente Q_2 , quindi il responsabile della w_5 è la coppia di proporzionalità delle pompe.

C'è da dire che anche P_2 è riconducibile a P_3 esse sono imparte dal carico che imparte il livello di pressione.

PROPOSTA

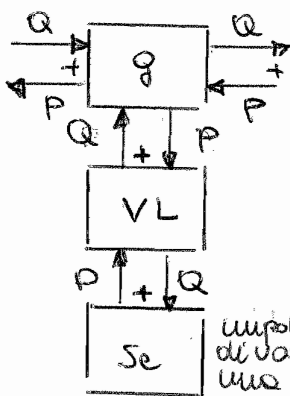


Abbiamo detto che il livello di pressione che si instaura tra le due macchine è figlio del carico

Supponiamo che il carico sia variabile, quindi la pressione aumenta e ciò lo si inserisce una valvola limitatrice di pressione che regola il momento sull'interna linea che costituisce la linea di uscita la sua pressione di taratura.

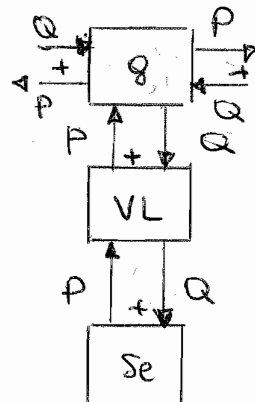
La valvola limitatrice ha due stati \rightarrow chiusa \rightarrow o regola \rightarrow ha quindi due blocchi funzionali.

Siccome a valle di una limitatrice è presente un serbatoio poco profondo da puelle. La VL ha due bocche di potenza, i pilotaggi non piocorno. Supponiamo che piocorno potenze idrauliche con piocorno P e Q .



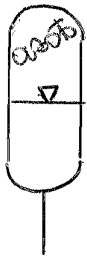
non regola

impone quello bocca di valle della limitatrice una pressione

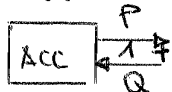


regola

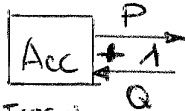
blocco funzionale di un accumulatore



FASE DI SCARICA



FASE DI CARICA

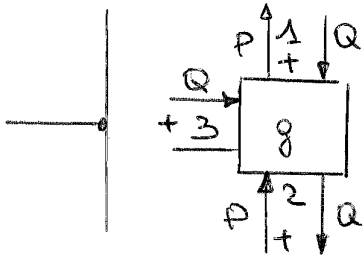


esso ha due combinazioni di funzione
 è un elemento capacitivo vuol dire che è un
 componente che è in grado di imporre le
 due pressioni di tensione

A diff di un serbatoio è che il serbatoio ha una
 una p fissa e ha una capacità infinita che
 immenso in un'atom in campo gravitazionale

L'accumulatore ha anche un effetto capacitivo che
 impone sempre ad altri le due p , che però esse
 non è costante perché dipende dalle portate che
 io introduco o ritiro, quindi ha una capacità
 FINITA

piussione



Ha 3 brache di potenza, hanno 3 variabile
 idrauliche

in una piussione ho solo un'informazione
 entrante di pressione

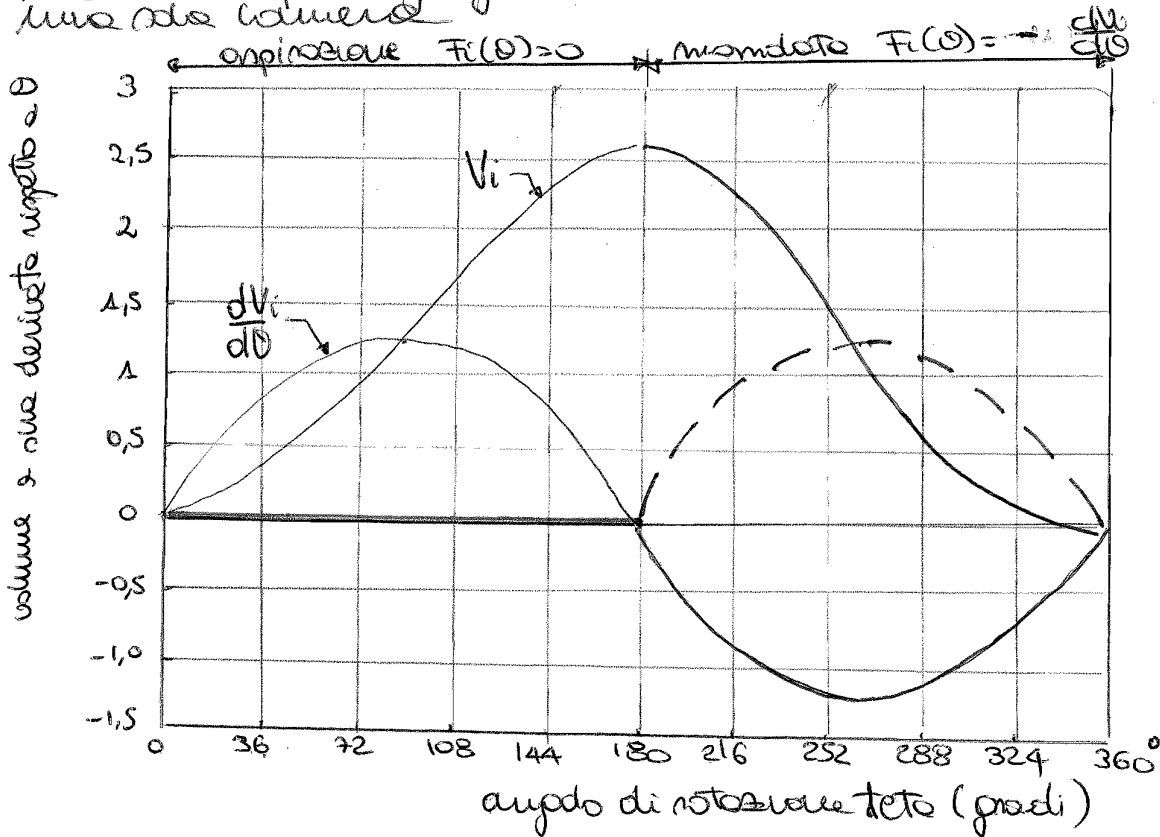
La $F_i(\theta)$ è costruita nel senso che dice che

$$Q_i = 0 \quad \text{se} \quad \frac{dV_i}{d\theta} > 0$$

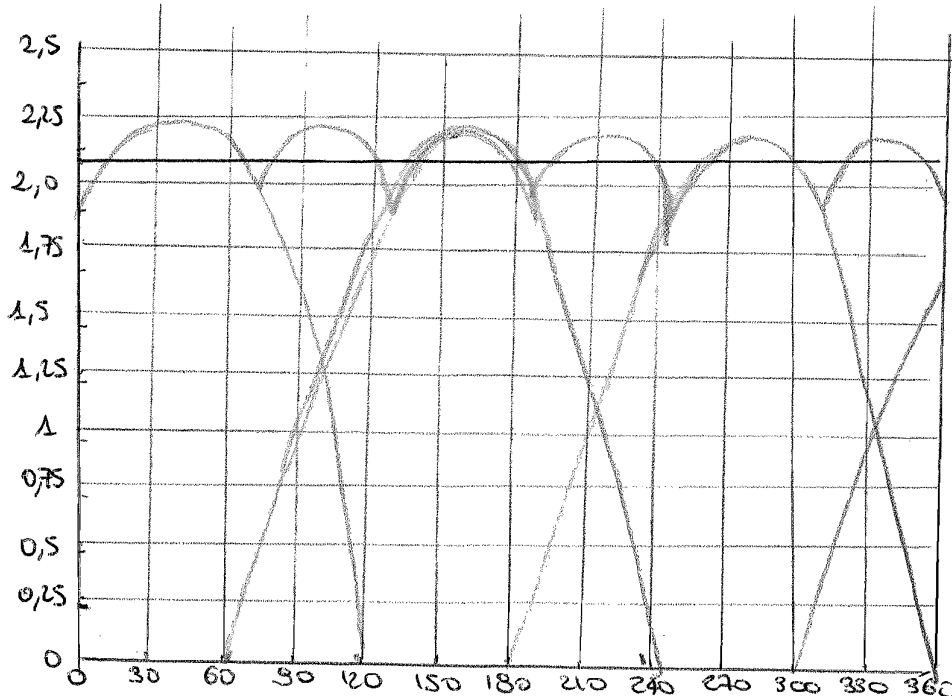
$$Q_i = -W \frac{dV_i}{d\theta} \quad \text{se} \quad \frac{dV_i}{d\theta} < 0 \quad \text{con la funzione filtrante (che dà la fase di oscillazione) e moltiplicata da $\frac{dV_i}{d\theta}$ ripetute di$$

otengo: $Q_i = W \cdot F_i(\theta)$

Attenzione questo grafico tiene conto della variazione di una sola camera



Se lo possiamo invece a più camere esse saranno espresse con uno sfasamento rispetto al numero di camere ad ex $N=3$ sfasamento di 120°
PORTATA Istantanea e Portata Media in un giro per una pompa volumetrica $N=3$

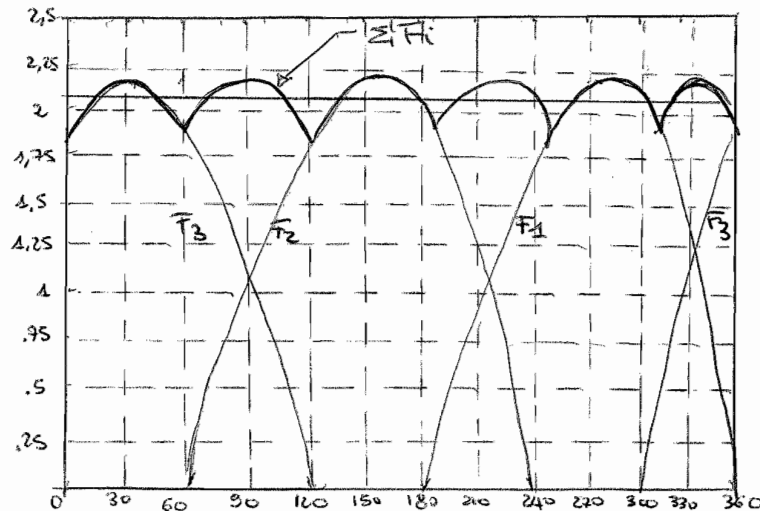


quando $F_1(\theta)$ morde, fluisce a 180° e così aumenta e poi ritorna a zero a 360°

Sommando i contributi di tutte e 3 le camere applicando lo sfasamento 120° ad ex. da $180^\circ - 120^\circ$ avrò una funzione che si plasma a 0° che è la $F_1(\theta)$

solo partito costruire più tardi la dove conosco, cioè $F_2(\theta)$ e ho sfasato di 120° per volta

COPPIA Istantanea e COPPIA MEDIA IN UN GIRO PER UNA POMPA VOLUMETRICA CON N=3



Perché lo studio è in luogo in ambito ideale dice che l'equazione
Tutte la potenza meccanica che da all'ingresso alla mia pompa
ideale si trasforma integralmente in potenza idraulica.

$$C \cdot \omega = Q \cdot P$$

potenza utile
della pompa

⇒ possiamo definire che $C \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot p$

quindi possiamo scrivere la coppia

$$C = P \cdot \frac{dV}{d\theta}$$

$p =$ pressione alla
mandata della
pompa.

cosa più che la valutazione della coppia istantanea richiesta da
una pompa da un motore primo non è esprimibile tramite
la nostra $F_i(\theta)$, che ha una formulazione analoga alla portata

Allora coppia istantanea

$$C = p \sum_{i=1}^n F_i(\theta)$$

$p =$ pressione alla mandata
della pompa

il volume delle camere hanno bisogno di una coppia per variare
ad o a se in le camere, io devo tenere conto dei contributi di tutte
e tra le camere, quindi dato numero e portata di camere le curve
 $F_i(\theta)$ succede che ottengo una relazione identica a quella delle
portate.

C'è da osservare che nel grafico sono riportate ΣF_i se voglio la coppia
devo moltiplicare per p .

Per diminuire il numero di oscillazioni conviene aumentare il
numero di camere, la funzione sarebbe orizzontale dovuto allo sfasamento.
Similmente alle portate ho una coppia media sul giro

$$\bar{C} = P \cdot V_{\text{cilindrata}}$$

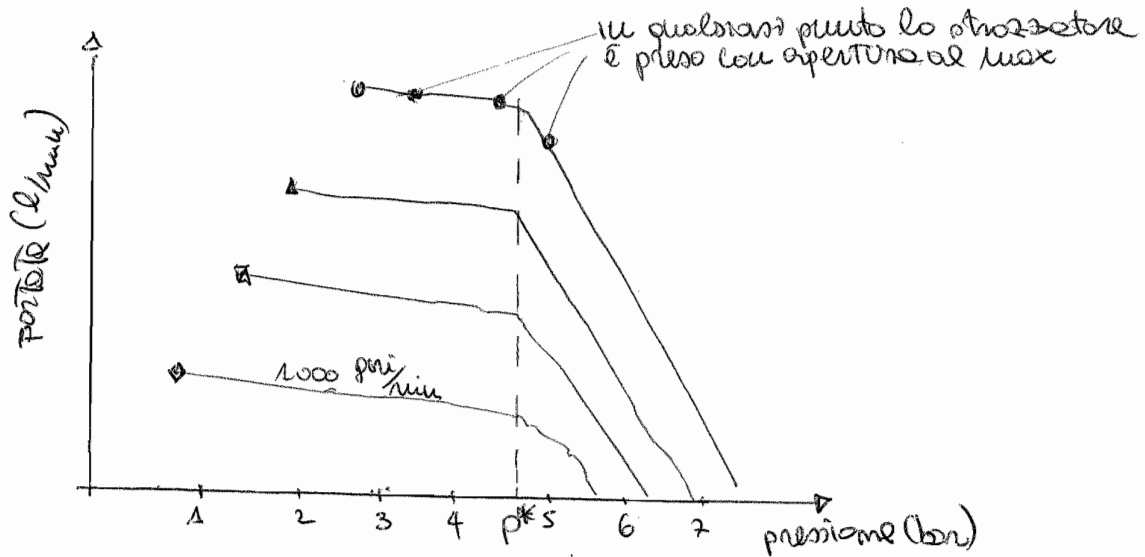
$$\bar{C} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} C \cdot d\theta = p \left[\frac{N \cdot h \cdot V_0}{2\pi} \right] = p \cdot V$$

Anche la coppia presenta un grado di irregolarità di coppia

$$\delta_c = \frac{C_{\text{max}} - C_{\text{min}}}{C_{\text{med}}}$$

la pompa chiede al motore
primo una coppia che non è
costante ma oscillante

(tra una pompa e un motore vi sono
dei punti appunto per questo).



Nota che a mille giri posto da una certa p e a 4000 ad un'altra prendendo ad ex quello da 1000, cioè la velocità delle pompe, avendo lo strozzatore che lavora con la MASSIMA APERTURA il manometro leggerà che per far passare una portata che la macchina giri a 1000 giri/min con lo \neq aperto al max, il manometro dirà che al di sotto del valore che sto leggendo nel grafico in ascisse non c'è passaggio di portata devo per forza avere le p disposte dai valori sperimentali. Nota che le perdite di carico crescono quadraticamente dalla portata $Q \propto \sqrt{\Delta p} \Rightarrow Q^2 \propto \Delta p = P_{\text{perdite}} - P_{\text{utile}}$

Al di sotto dei valori sperimentali non posso andare

RENDIMENTI NELLE MACCHINE VOLUMETRICHE

Sperimentazione in condizioni stazionarie a temperatura del fluido costante. Quindi i rendimenti delle macchine dedotti dalle loro portate di dati sperimentali.



$$\eta_{tot p} = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{spesa}}} = \frac{Q_{\text{reale}} \cdot P_m}{C_R \cdot h}$$

sono dati reali
dai sperimentali

$$\eta_{tot p} = \frac{Q_R \cdot P_m \cdot V_p}{C_R \cdot h \cdot V_p} = \frac{Q_R \cdot C_{th}}{C_R \cdot Q_{th}} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

industriale meccanico idraulico

Avevo un misuratore di portata, e un trasduttore di pressione per rilevare la P_{utile}

Rep II

- Per riprendendo il concetto di rendimento idraulico per una pompa. Essi è ricavabile ed è espresso dal rapporto della portata che realmente piena riferita a queste portate che geometricamente e idealmente potrebbe indicare, portata chiamata teorica.
- Sviluppando il rapporto, tenendo conto dei trafileamenti che si aggiungono alla portata teorica ottengo un formula in cui al numeratore si tiene conto della Q_e e al denominatore la portata teorica scritta in modo esplicito ($W \cdot V$)
- Una buona esplicito la portata Q_e , utilizzando parametri che tengono conto del modello laminare
- Considero poi che la p_m è tenuta cost
- Q_e è espresso in $G \cdot \Delta p$ da cui G da Hagen Poiseuille = $\frac{b \cdot h^3}{12 \mu l}$
- con h = altezza (μm) b = larghezza ; μ = viscosità dinamica
- l = lunghezza totale per mezzo e geometria rettangolare

Preassunzione:

- William studio un metodo per caratterizzare appunto queste portate di trafileamento
- Sappiamo che tra delle sedi all'interno delle macchine sono presenti dei piccoli funzionali che permettono alla macchina di definire le sue scopi ad ex: i pattini idraulici di una pompa e pistoni basali; i quali presentano un mezzo tra plate e pattino che permettono ad essi di strisciare con una certa velocità; sono presenti anelli di tenuta e per calcolarli basta vedere la diff. di pressione tra mandata e aspirazione senza calcolarli uno ad uno, perché peggio di così non può essere.
- Ma il modello delle fughe è $Q = G \cdot \Delta p$ allora dipende da p_m

\downarrow
Pmandata - P aspirazione = 0

Tale concetto può essere usato anche per altre macchine, quindi quelle perdite di portate sono a scopo funzionale occorrendo un modello laminare e definendo quindi un mezzo equivalente.

Riassunto diagrammi

- 1) Scrivere la relazione
- 2) e quelle costituite o meglio definite che è uguale a $G \cdot \Delta p$ dove G tiene conto del mezzo e questo punto ho una funzione che tiene conto di 2 parametri perché l'effetto termico lo tengo costante partendo con se la viscosità μ , e che α (fattore modulante della cilindrata) $\rightarrow \alpha = 1$ cilindrata fissa $\alpha \neq 1$ " variabile

3) studio la dipendenza di una variabile considerando l'altro costante \rightarrow sia per $Q_v - \Delta p$ e $Q_v - W$

4) abbandonato lo osservo dalle relazioni $1 - \frac{Q_e}{W \cdot V} = 1 - \frac{G \cdot \Delta p}{W \cdot V}$

$Q_v - \Delta p$ con $\Delta p = 0 \rightarrow Q_v = 1$ $\alpha = \text{cost}$
 $W = \text{cost}$
 $T = \text{cost}$

con Δp crescente $Q_v =$ decresce linearmente

(quindi si vede come un ambito reale esse non è un orizzontale ma presenta un' inclinazione che è lineare)

$Q_v - W$ con $W = 0 \rightarrow Q_v = -\infty$ non ha senso e quindi punto $\alpha = \text{cost}$
con $W \neq 0 \rightarrow Q_v \rightarrow 1$ quindi c'è un asintoto $\Delta p = \text{cost}$
 $T = \text{cost}$

da porre attenzione a $W = \frac{Q_e}{V}$ dove ad un certo n più non vedo portate uscite ma sono dovuto alla portata persa per i trafileamenti. (12)

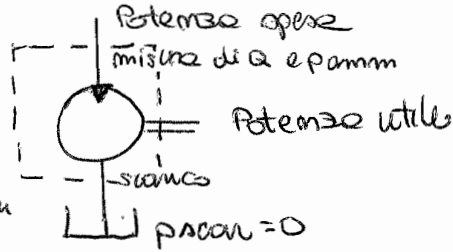
Appl → R
P_o → h

RENDIMENTO VOLUMETRICO NEI MOTORI VOLUMETRICI ROTATIVI.

Ho lo stesso percorso metodologico come fatto alle pompe

Punto della definizione che il rendimento totale di un motore è:

$$\eta_{tm} = \frac{P_u}{P_{opere}} = \frac{C_R \cdot M}{Q_R \cdot p_{amm}} \quad \begin{matrix} \text{reale} \\ \text{reale} \end{matrix}$$



Le misure sono ricavate sperimentalmente con C_R, h, Q_R, p_{amm}

Moltiplicando e dividendo per lo scambato

$$\eta_{tm} = \frac{C_R \cdot M}{Q_R \cdot p_{amm}} \cdot \frac{V_m}{V_m} = \frac{C_R \cdot Q_{th}}{Q_R \cdot C_{th}} = \eta_v \cdot \eta_{mh}$$

Sto parlando di macchina motrice

il η_v è diverso da quello delle pompe è espresso come $\eta_v = \frac{Q_{th}}{Q_R}$

vuol dire che Q_{th} è maggiore di Q_R ed è la potenza che io dovrei dare se il motore fosse un compressore, cioè dando una potenza al motore tale potenza deve essere utilizzata integralmente per procurare l'effetto utile? Non può essere, cioè? Perché l'olio dare una quota di trafilamento.

Albero Q_R = Q_{th} + Q_l a cui è associata la quota di trafilamento quindi in realtà Q_R > Q_{th}

Per il rendimento meccanico idraulico è invece il rapporto tra le coppie realmente rese disponibili all'albero di uscita, dove su quell'albero vede un carico.

Le coppie teoriche C_{th} > C_r

La coppia reale è proprio quella che vedo dove ad esso sono state tolte le coppie perse

Espresso e η_v

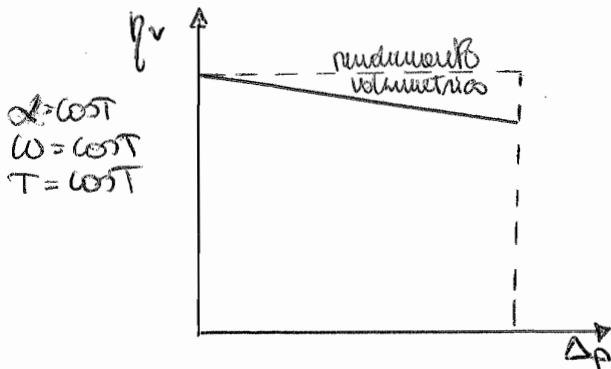
$$\eta_v = \frac{Q_{th}}{Q_R} = \frac{Q_{th}}{Q_{th} + Q_l} = \frac{1}{1 + \frac{Q_l}{Q_{th}}} = \eta_v(\Delta p, \omega, \mu(T))$$

$\frac{1}{V_m \cdot \omega}$, potenza teorica

modello laminare delle perdite di fuga

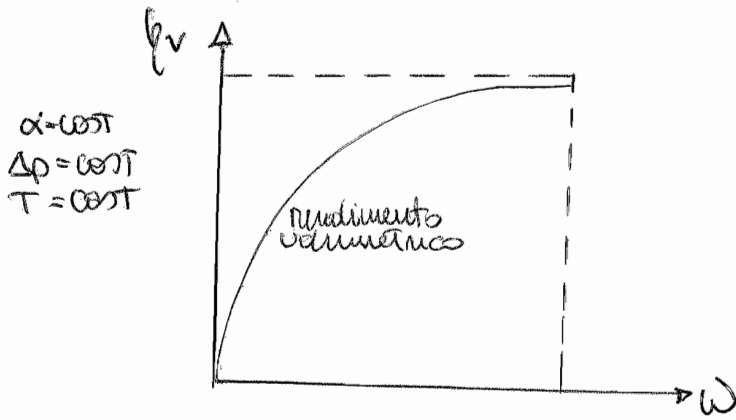
$$Q_l = G \cdot \Delta p$$

$$G = \frac{b h^3}{12 \mu l}$$



se Δp $\eta_v = 1$

Se Δp che compare dietro Q_l esso cresce la funz η_v decresce linearmente



Se $\omega = 0$ $\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{1}{0}} = \frac{1}{\infty} = \frac{1}{\infty} = 0$

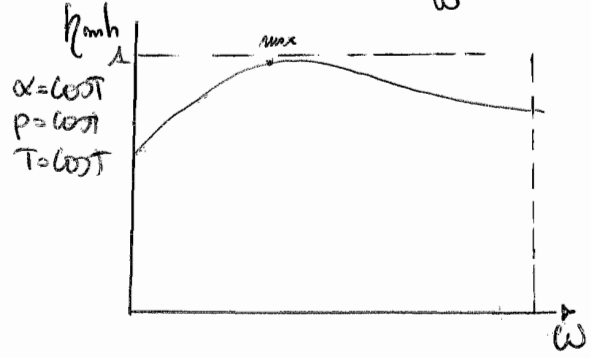
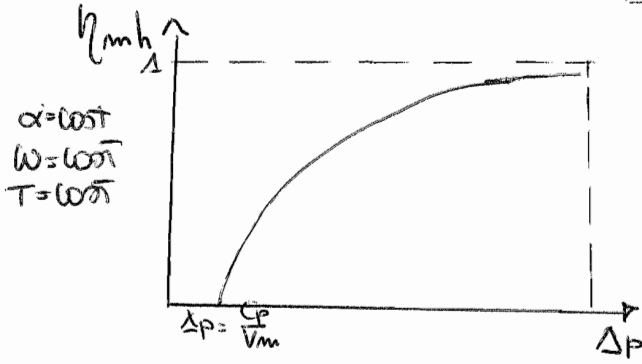
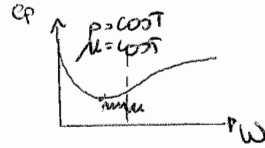
Se ω aumenta $\eta_v \rightarrow 1$
 (asintoto unitario)

RENDIMENTO MECCANICO-IDRAULICO NEI MOTORI VOLUMETRICI ROTANTI

$$\eta_{mh} = \frac{C_R}{C_{th}} = \frac{C_{th} - C_p}{C_{th}} = 1 - \frac{C_p}{V_m \cdot \Delta p} = \eta_{mh}(\omega, \Delta p, \mu(T))$$

$C_R < C_{th}$ a causa della C_p

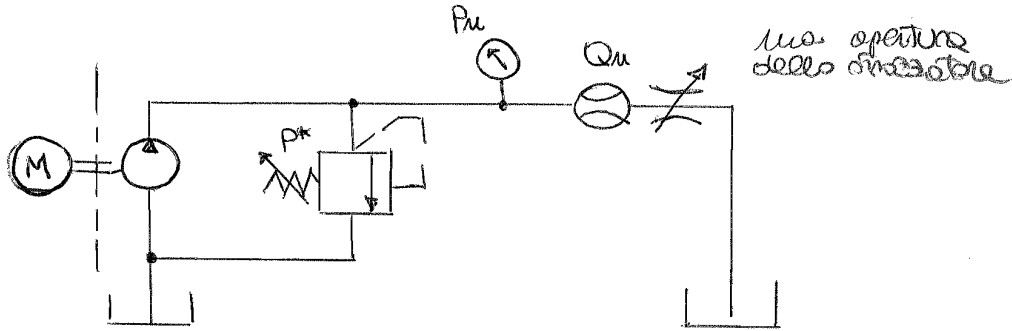
$C_p = C_v + C_f$
$C_v \propto \mu \cdot \omega$
$C_f \propto \Delta p$



Se $\Delta p \rightarrow 0$ $\eta_{mh} \rightarrow -\infty$
 Se $\Delta p \rightarrow \infty$ $\eta_{mh} \rightarrow 1$

CARATTERISTICA Q-P pompe ideale + limitatrice IDEALE

12-04-11
Regio



Lo strozzatore variabile simula un conico e monta il posto un manometro, che in condizione di stazionarietà fornisce la pressione in quello linea. In denotazione il posto un VL.

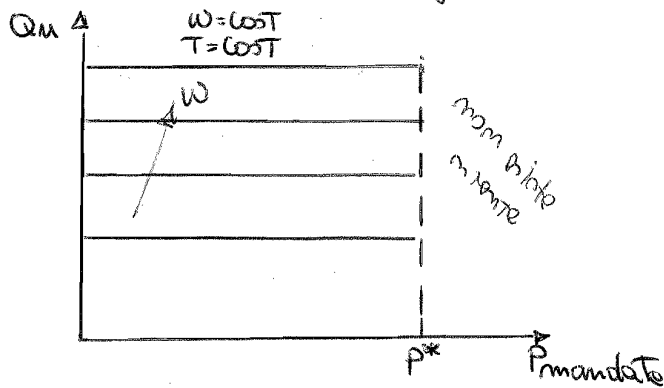
Lo scopo è costruire una caratteristica che testimoni quale sia la portata che raggiunge lo strozzatore (utilizzatore) e la pressione sulle pressioni di mandata delle pompe.

L'impianto ha due condizioni di lavoro se VL regola o no (normalmente chiusa).

In campo ideale la pompa genera una portata in base al numero di giri imposto, tale portata raggiungerà l'utilizzatore se la pressione del manometro quando si apre la sua PV di linea è una minore della P^* allora tutta la portata raggiungerà l'utilizzatore (VL normalmente chiusa).

Questo perché per tutte le $P < P^*$ e la portata della pompa è costante quindi $Q_u = Q_p = W \cdot V_p$

All'aumentare di W dal grafico la portata si incrementa e noto che per qualsiasi $P < P^*$ la portata rimane costante per un certo numero di giri imposto.



Quando raggiunge P^* , VL regola, vuol dire che tutto ciò che è a monte della valvola sarà sempre imposte la P^* .

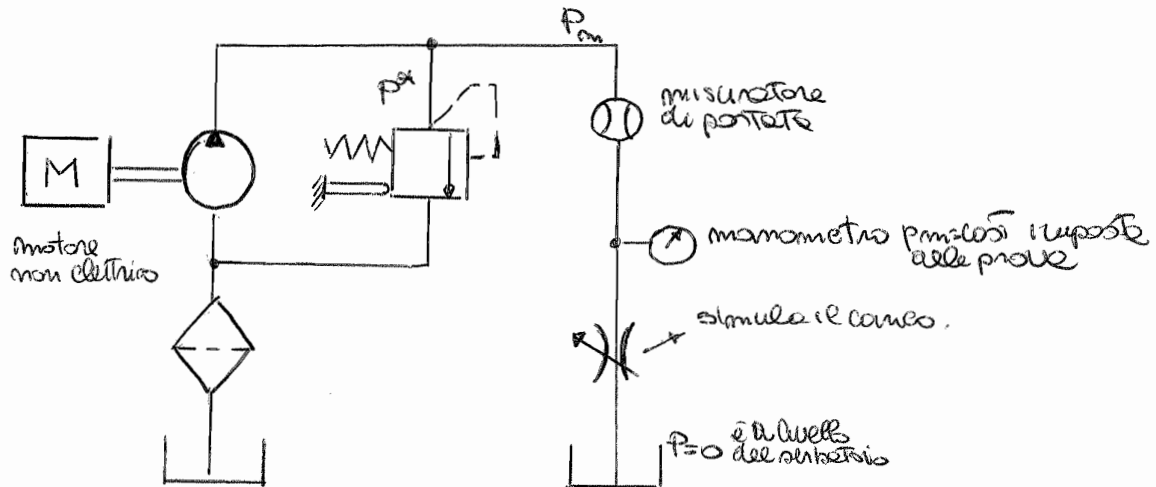


Le caratteristiche diventò puramente verticali. Se la valvola deve sopportare più portata non dipenderà dal maggior grado di chiusura dello strozzatore, se la PV monte non varierà perché la VL mantiene cost, ma varierà la portata perché la portata della pompa verrà sottratta la portata laminata.

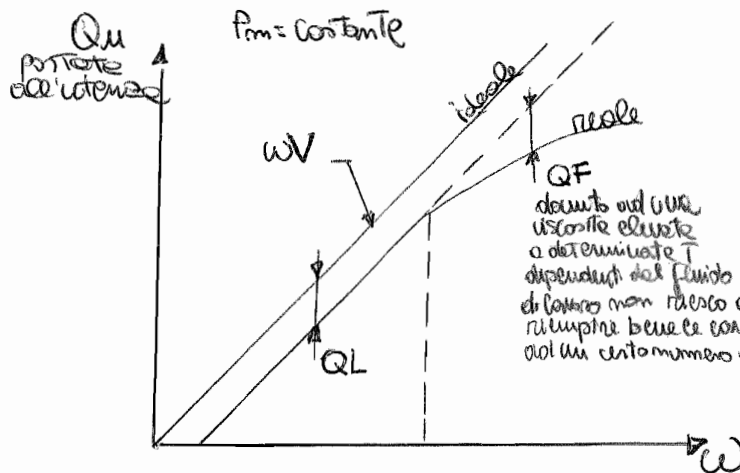
Se $P_u = P^*$ $Q_u = Q_p - Q_{valv}$

15

CARATTERISTICA Q-W della pompa



Caratteristiche



Condizioni di prova

- con pompe a cilindrata fissa: VL bloccate chiuse
- con pompe a cilindrata variabile: Cilindrata bloccate
- pressioni alle mandate COSTANTE

Q_L = portata persa per fughe - Trafilamento
 Q_F = portata non pensata per incompleto riempimento

da pompe genera una portata $Q = V \cdot n \cdot \rho$ e se sulla linea di mandata non c'è niente la pressione era pari a zero (p serbatoio) ma io ho uno strozzatore dove a valle $p=0$ a monte p dipende dalla portata che varia come $\sqrt{\Delta p}$, in poche parole al variare di Q varia p variando la sezione dello strozzatore varia il carico

- sulla caratteristica che ho costruito suppongo delle condizioni descritte suppongo che $Q = V \cdot \omega$

- facendo dei rilievi attraverso degli strumenti, sul manometro controllo che sia quello che voglio.

noto che inizio a misurare la portata non da $\omega=0$ ma più quando ho un certo valore, ma il motore più gira e le pompe più lavora generando portata, ma me penso una quantità che congega la portata per il trafileamento, necessaria per la fluidità alla delle pompe.

Successivamente ad un certo n di giri si crea un difetto di portata pari a Q_F sommato alla Q_L , perdute alla retroazione, se portata quindi risulta istruamente diminuita rispetto a quella ideale.

ho 6 celi di distribuzione

quindi $\omega_1 = 1 \Rightarrow \Omega = N - 1 = 6 = m_e$

modello laminare e non più turbolento, quella portata di portoggetti lo scriviamo come

$$Q_{pil} = G \cdot (P_{linea} - P_{posiz})$$

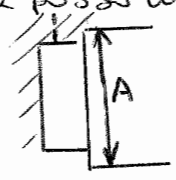
cadute di pressione

puote avere portata la posso anche esprimere come

$$Q_{pil} = A \cdot \dot{s}$$

↑
sup. haut
canetto

↓
velocite
canetto



che è quella che si ha quando l'elemento mobile trasla

A due portate essendo uguali

$$A \cdot \dot{s} = G \cdot p - G \cdot P_{02}$$

da cui estraggo cio che mi interessa che è

(della camera) $P_{02} = p - \frac{A \cdot \dot{s}}{G}$

Scopo che P_{02} è pari a P_{linea} - ne teniamo $\frac{A \cdot \dot{s}}{G}$

il che significa che la P_{02} in condiz. dinamiche la trovare:

$$F_{az. din} = P_{02} \cdot A = p \cdot A - \frac{A^2 \cdot \dot{s}}{G}$$

che vedo che dipende da \dot{s}

quindi nelle condizioni dinamiche vedo la diff della P_{linea} e della P_{posiz}

Sostituendo

$$m \ddot{s} = (p - \frac{A \cdot \dot{s}}{G}) A - (p_{02} \cos \theta) - F_0 - K_m \dot{s}$$

↓
peso non
specificabile

$$Q = \pi \cdot D \quad (\text{altezza di portoggetti})$$

$$\ddot{s} + \frac{A^2}{G \cdot m} \dot{s} + \left(\frac{2 C_e \rho p \cos \theta}{m} \right) s = \frac{pA - F_0}{m}$$

equaz. diff. 2° ordine
Terminato

$$a_2 \ddot{s} + a_1 \dot{s} + a_0 \cdot s = \psi \quad \text{forma canonica}$$

Posso ricavare due parametri pulsazione proprie del sistema

$$\omega_m = \sqrt{\frac{Q_0}{Q_2}} = \sqrt{\frac{2 C_e \rho p \cos \theta + K_m}{m}}$$

smorzamento

$$\gamma = \frac{a_1}{2 \sqrt{a_0 \cdot a_2}}$$

$$\gamma = \frac{A^2}{2 \cdot G \cdot m \sqrt{2 C_e \rho p \cos \theta + K_m}}$$

(dipende da A e G (defluso laminare))

con G posso valutare lo smorzamento

(tra = metro)

$$G = \frac{b \cdot h^3}{12 \mu L}$$

rettangolo
L lunghezza

se il sistema è meno

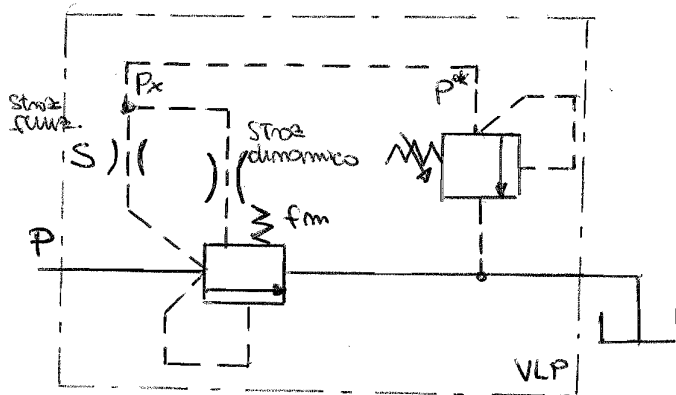
diminuisce G che gioca sulla geometria dello strozzatore (prova L e prova su b·h)

$$G = \frac{\pi \cdot b^4}{8 \mu \cdot L}$$

circolo

Lo strozzatore è un elemento sostituibile
 strozzatore più attivo \rightarrow basso
 strozzatore meno attivo \rightarrow alto

DUAL STAGE (PILOT) PRESSURE RELIEF VALVE



Se lo stadio pilota è chiuso
 la P_x presente = $P < P^*$
 chiuso $PA + f_m$
 aperto PA

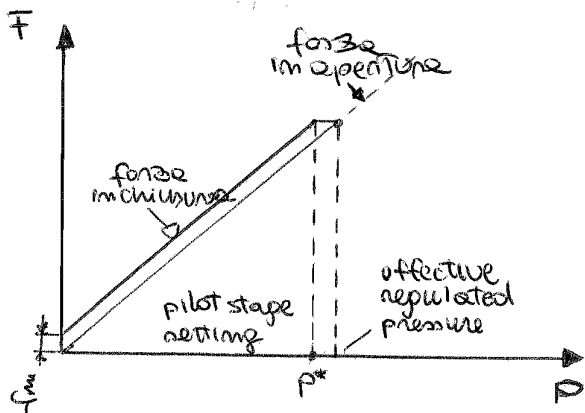
\rightarrow stadio principale è chiuso

Se lo stadio pilota regolate
 $P_x = P^*$

chiuso: $P^*A + f_m$
 aperto: PA

\rightarrow regolate $P = P^* + \frac{f_m}{A}$

stadio principale



Forze in apertura
 nasce come forza nulla e cresce
 linearmente con la pince
 (la pince è esponente come coeff.
 angolare = A).

contabilizzare f_m sulle forze
 in chiusura
 tale f_m non la posso far salire
 in modo finitivamente xke poi quando
 proprio sul l'ome delle crasse lo
 vedo che mi fermo sulla P^* e da lì
 in poi le forze rimane costante

me l'intersezione tra $F_{apertura}$ e $F_{chiusura}$ e effettivamente l'equilibrio
 in regolabile xke c'è equilibrio tra di: la sollecite in apertura e chi in
 chiusura, e vedo che la pressione che sto regolando non è la P^* ma
 $P^* + \text{un po' qualcosa } (f_m)$

Strozzatore

$$P_{inve} = P_x + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q_{pil}}{C_e S} \right)^2$$

depende dal quadrato della Q_{pil}
 tale equaz. deriva dall'equaz. di portata
 dello strozzatore ed estraggo il Δp che
 \rightarrow serve sommato a P^* mi riporta la P della

S: area of functional restrictor
 Q_{pil} : pilot flow rate

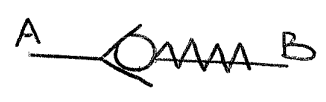
VALVOLA DI NON RITORNO ad Rep 15 Rilasciamento diretto

Da B (bassa di potenza) → sbatto sul bicchiere allora percorro una nuova linea che mi fa riempire fino al bicchiere dove è presente una molla che quale oltre a PB garantisce la chiusura del bicchiere

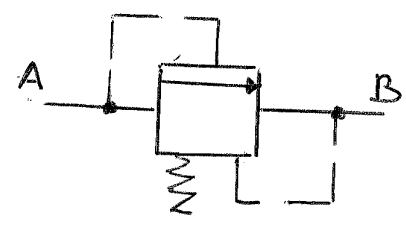
La valvola regola quanto

$$P_A = P_B + f_m \quad \text{allora } A \text{ connette } B$$

Nell'ambiente B all'ambiente A non ci posso mai andare



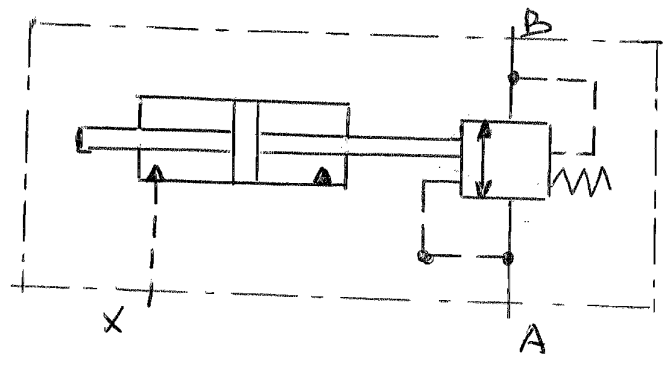
oppure



VALVOLA DI NON RITORNO PILOTATA IN APERTURA Rep 18'

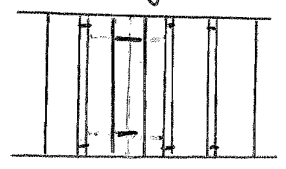
Posso andare da A a B ma B ad A

azionio il pilotaggio x dove il pistone sposta la sfera e mi fa vedere B che connette A



Ad ex un elevatore faccio salire il conico e P_A è connesso allo salite del conico per farlo scendere attivo P_X che mi farà scaricare P_B e connette $B \rightarrow A$ (flusso inverso)

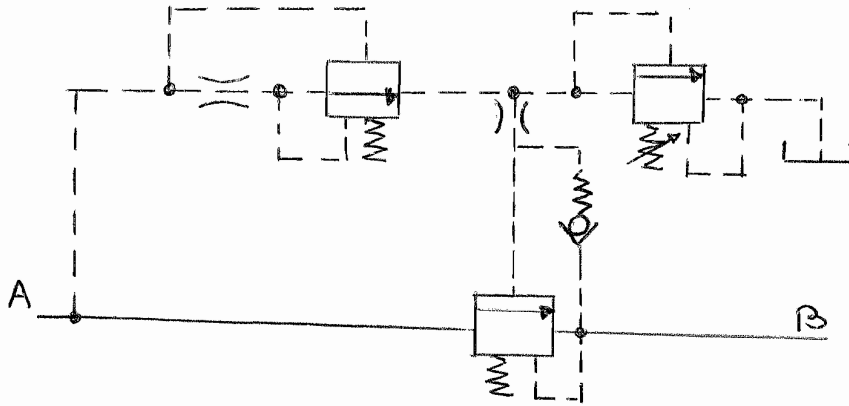
(osservazione sulle gole di equilibrio)



serve per frazionare il Δp totale in tanti Δp questo xke che un mezzo se non ci fossero le pale avrei un questo proporzionato ad un intero Δp Se reali 330 m mezzi i quali frazionano Δp si dimostra che la portata di fuga è decisamente più bassa

Fig 16 03-04-11

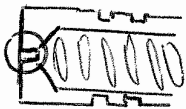
VALVOLA RIDUTTRICE DI PRESSIONE AD AZIONAMENTO PILOTATO



Sono presenti 2 elementi fondamentali:
 stadio pilota
 stadio principale

Si è raccomandato che la valvola riduttrice di pressione sia ad azionamento diretto e pilotato, non valvole normalmente aperte, in questo caso osservando nello schema ISO le due bocche di potenza A e B non si vedono perché A va in battuta sull'attuatore, se A è l'entrata del fluido, esso chiude o si sull'attuatore che il pilotaggio è chiuso. Tramite un tappo (si comprendono poi che poi effetti come il fluido che come valvole normalmente aperte) e spillo che chiude B da A. Suppongo che il fluido da B entra, vede un blocco a T chiuso, A passa nella linea pilota ~~stato che determina anche come la camera dello stadio principale~~ ~~ella~~ proprio fluido dello stadio pilota dove è su c'è un tappo, vado a dx in vado la camera e passo in dei fori radiali* dove ospita il conetto con la molletta, ne fuoriesce il fluido sul fori radiali che è posto tra la camera che contiene il conetto e il secondo elemento che recuperate la camera a dx sopra di esso. Entreranno altri fori radiali alla sinistra in el volume dove un differenziale dello spillo.

* successivamente passano attraverso del uno attuatore di un unico



dello stadio pilota, che tramite a una pignone può decidere un eventuale precarico (la riduttrice di press. ad azionamento diretto).

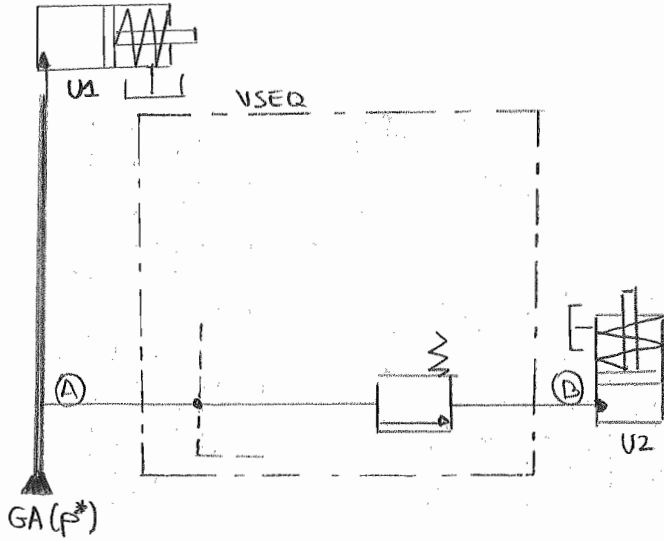
Se $P_A < P_{Tattuatore}$ lo spillo resterà chiuso

Ritornando a vedere A vediamo che A lavora in apertura e che è aperto e compresso dallo forze antipominate della molletta, l'apertura della camera anche in battuta con l'elemento a T. C'è anche da dire che più tanto che B non vede A, la P_B può essere considerata come la P_A serbatoio

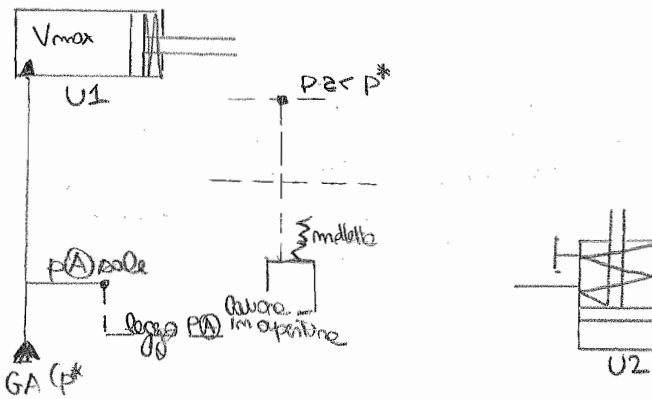
Quando $P_A > P_{molletta}$ l'attuatore si apre in basso quasi in battuta con l'elemento T.

Si verifica che quando la valvola è chiusa esse è normalmente chiusa ma appena la collego, i contatti tra l'attuatore e l'elem. T si separano e del fluido scorrerà da A a B, quindi la valvola effettivamente è normalmente aperta.

Osservando il conetto che ospita la molletta supponendo che impuri verso dx esse penalizza i fori radiali della camera che ospita il conetto penalizza le portate, esse fluisce da RQ2 (valvola riduttrice di portata).

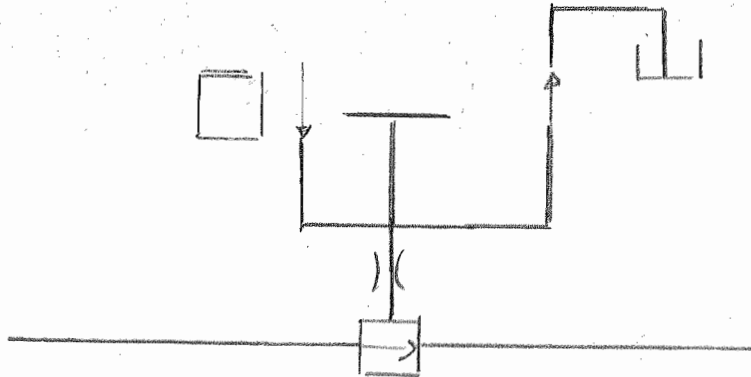
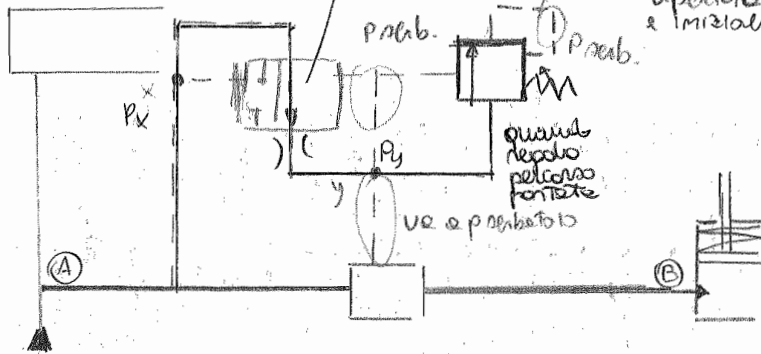


Se $p(A) < F_m/a - VSEQ$ chiusa



il congegno risulterà di una risultante insignificante verso destra trasferendo la sua spinta come forza in apertura dello spillo che stava più restando e inizialmente era l'impedire le forze di apertura a quando aperto quelle di chiusura quindi.

$P_x > P_y$



Reg 17

Attorno valvola di sequenza pilotata

È presente uno stadio principale e uno stadio pilota, dove nello stadio pilota è presente un conettivo che scorre lungo un distributore e per una parte alla sua superficie di influenza A sul conettivo mobile, sempre per lo stadio pilota la superficie di influenza è definito da 2 sul diametro di battente dello spillo che definisce la forza che si applicherà sullo spillo

Spiegazione schemi

1° schema + 2° + 3°

Un gruppo di alimentazione fornisce una portata che servirà agli utilizzatori dove il secondo è posto subito dopo alla valvola di sequenza.

Il tratto meno sta a testimonianza che se il tratto di pressione su quello linea, livello deciso dalle condizioni di carico esterno attuatori U2, effettuando l'equilibrio effettuato sulla superficie frontale del pistone uguale all'effetto compressione della molla stanata per il suo scopo.

Il livello di pressione che si valuta sulla linea deve essere minore del valore di taratura della valvola di sequenza che è il rapporto forza della molla dove è stato deciso il precario diviso 2 sullo spillo conico sullo stadio pilota.

Lo scopo della valvola sequenza pilotata è quello di regolare più utilizzatori che lavorano a differenti livelli di pressione, quando il primo attuatore fa sì che il primo stelo sia uscito completamente, sulla linea si instaurerà una pressione crescente che provoca tale pressione sulle linee di derivazione uguaglia le forze di taratura della molla o quindi la valvola si apre in regolazione il conico del pistone, dove non a caso viene nello stadio principale alla portata per rappresentare il secondo attuatore che lavora a p superiore. Tutto questo è una sequenza.

stato chiuso

$$p_A < \text{forza molla} (P^*)$$

stadio pilota chiuso.

forza in apertura < forza chiusura + fm
(La trasmissione di pressione attraverso pervia ottica perché il fluido è fermo).

stato di regolazione

$$p_A = \text{forza molla}$$

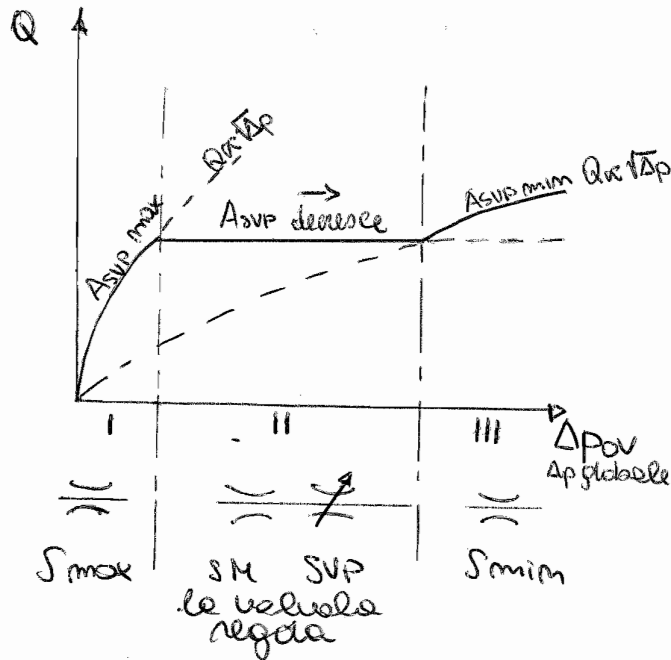
La valvola limitatrice di pressione ad azionamento diretto del fluido dato dalla linea

Le condizioni statiche cessano e il fluido entra in movimento

de P_x o P_y a uso x_k de due differenze di pressione quando la valvola apre la p_y si scarica ed è mantenute cost dalle VL

Se $p_x > p_y$ il conettivo risentirà una forza risultante, esso migrerà verso destra trasferendo la sua spinta come forza in apertura dello spillo conico, dove lo spillo otterrà più regolando dove la forza in apertura eguagliano le forze in chiusura ma aumentando la spinta del conettivo adesso non può parlare non più di regolazione ma di completa apertura della VL. Se lo spillo si apre i pilotaggi vengono opposti alle pressioni di tentativo, soprattutto quella che lavora sullo stadio principale, facendo aprire completamente lo stadio principale facendo sì che la portata scorra verso U2, tutte le portate. Ho detto tutte le portate xché il conettivo quando migra a dx chiude la comunicazione verso lo spillo e tutte le portate sono contenute e fluisce sullo stadio principale.

Come ultima cosa, l'attuatore U2 che è collegato con la linea è sotto il controllo di GA xché il carico può sempre variare allora su GA c'è una valvola limitatrice che controlla la pressione



che la valvola è in saturazione e non sta regolando perché non può per valori di portate troppo bassi le quali produrrebbe un Δp , essi sono troppo bassi rispetto al valore di taratura della molla della sonda variabile pilotata, ne consegue che in queste prime condizioni di saturazione la sonda sta massima ed è normalmente aperta, non sta regolando

(I) $A_{SVP} = \max$ (è tutto aperto)

$$Q = C_e A_{S \max} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{ov}}{\rho}}$$

sezione equivalente di 2 strozz. posti in serie SM + SVP (max) i quali tutti e due definiscono una caduta di pressione

L'equazione che governa il primo tratto è quella sopra dove $Q \propto \sqrt{\Delta p}$

(II) Considero

$\Delta p_{SM} = P^*$ mentre sezione $A_{SVP} = \text{variabile}$

La portata la posso considerare su SM e SVP

$Q = C_e A_{SM} \sqrt{\frac{2 P^*}{\rho}} = C_e A_{SVP} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{SVP}}{\rho}} = \text{costante}$

con una volta deciso la portata sulla RQ2 tale portata deve sempre valere su SM e SVP

le Δp_{ov} (fuori tutto) è

$$\Delta p_{ov} = P^* + \Delta p_{SVP} = P^* + \frac{\rho}{2} \left(\frac{Q}{C_e A_{SVP}} \right)^2$$

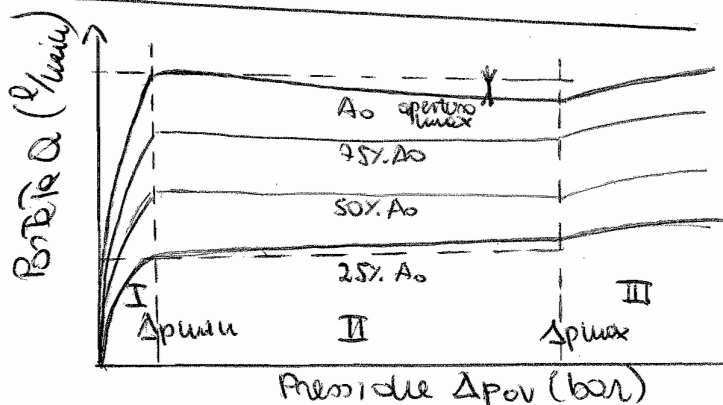
se Δp_{ov} cresce allora lo strozzatore SVP deve diminuire in termini di sezione, vuol dire che lui strozzare sempre di più con l'obiettivo di tenere la portata costante, ed ecco che nasce il 2° componente e vede sul grafico che all'aumentare di Δp_{ov} deve decrescere A_{SVP} per mantenere la portata costante

A un certo punto lo strozzatore si chiuderà al max del consentito e la valvola è considerata come un unico strozzatore equivalente

(III) $A_{SVP} = \min$ (è chiuso al max)

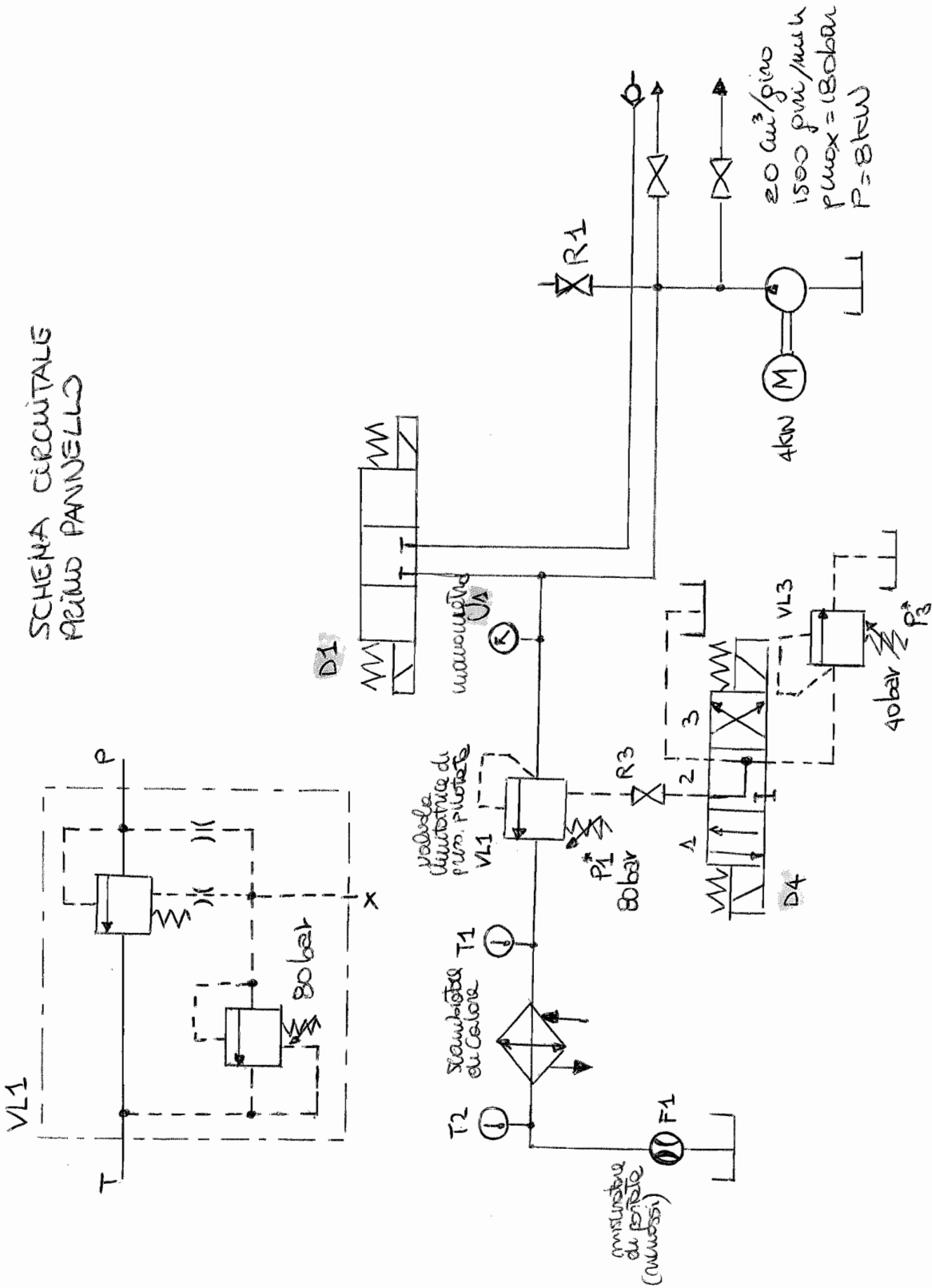
$$Q = C_e A_{S \min} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{ov}}{\rho}}$$

le caratteristiche segue una nuova curva di saturazione $Q \propto \sqrt{\Delta p}$



per alti valori di portata l'elemento mobile (connettore) viene in funzione delle forze di flusso in cui le forze fluidico e molla

SCHENA CIRCUITALG
PRIMO PANNELLO



2° direttivo. controllo su velocità del pistone
Attivo D1 col selettore in Conf. fruce parallele, pass in S4 verso D.N.R.
e vado nelle camere frontali dell'attuatore lineare M1, ma efflucci
si muove M1 dove scaricare della portate. Su S5 sono costretto
e passare nello strozzatore variabile, dopodichè attraverso D1 dove
arrivero poi al serbatoio.

Perché hanno montato S4 e S5 con quella Conf.?
Le portate in ammissione non viene limitate ma se lavoro in
fruce parallele che incrociate, mentre quella di conico si.

Suppongo lavorare una portata con $p = 80$ bar tanto da VL1, con Conf.
e fruce parallele, vaterò che l'indici su U1 scenderà perché le
camere di volume variabile assorbirà una portata e quindi per
un breve momento U1 scende a VL1 non repderà.

Seppiamo che uno strozzatore il quale mantiene un $\Delta p = \text{cost}$
decide una portata, che significa che la portata di conico è
una portata controllata, questo per controllare la velocità dello
stelo in uscita e rientro a seconda della Conf. di D1.

Se io voglio controllare allora il pistone la portata non deve essere
quella pluriata della pompa ma quella che vuole lo strozzatore
e la portata che non in escazione dove essere come l'ite delle
regolazione della VL1, dove strozzare la sezione dello strozzatore
fino a quando su U1 non leppa 80 bar, repderò lo strozzatore

posto a conico. e così controllerò la velocità di uscita o rientro
del pistone sempre dipendente della Conf. di D1.

Es primie di repdere o S4 o S5 attivando D1 il pistone si sposterà
di scatto e con varie prove repderò gli strozzatori
(diminuendo decellera, a prende l'accelera) sulla camera in ammu.
suo' circa 80 bar.

che press. ci sono in conico?

ep. $p^* A = p a$ la p lato stelo è amplificato rispetto la p
frontale lato stelo lato camera frontale del rapporto $\frac{A}{a}$

la p lato camera grande è P^* , A e a suo fine, quindi la
p lato stelo piccolo è tutto molto non di certo costante
vediamo che a valle del distributore D1 Conf. $\uparrow \downarrow$ abbiamo il
serbatoio e lo strozzatore avrà un certo Δp ma conosco solo
una premessa perché l'altro è di serbatoio, appena repdo
lo strozzatore motero che avrà immediato riflesso sulla velocità
di fuoriuscita o rientro dello stelo.

Controllo dei due attuatori lineari:

Apo R1, U1 torna al minimo, anche U2.

come faccio tornare VL2?

Commuto D2 in Conf. $\uparrow \downarrow$ o \times portando a fondo come il montimetro
dove lo una capacità fuita per la pompa per essere sempre portata
e quindi le premesse aumente e VL2 repolera a 60 bar

Aprendo R1 metto in gioco D2 e D3

Tra i due attuatori si può creare una configurazione in
parallelo o in serie (M1 e M2)

Poco lasciando D2 al centro e giocando con D2 e D3.

Se parallelo, chi comanda col distrib. D1 il montimetro M1 fa quello
che più pre, chi comanda col distrib. D3 anche il montimetro M2
fa quello che più pre, le Conf. in parallelo crea la max indipendenza
dei comandi.

Se serie, lo scarico di un attuatore va in ammissione all'altro
attuatore, dove lavorare con D2 e D3, non c'è l'indipendenza dei
due attuatori, se si ferma il primo si ferma il secondo

C'è da considerare sulle linee dell'attuatore M2 che sono presenti due strozzatori a destra e uno a sinistra.

Per quanto nella realtà i due attuatori sono uguali in questo schema ne è configurato un'altro, ma c'era un motivo, che una delle regole fondamentali degli impianti idraulici è che c'è una limitazione di pressione che è preposta a garantire che non venga superata la sua pressione di rottura in qualunque parte dell'impianto questo criterio deve essere rispettato, allora si osserva che la pressione dell'impianto è sotto le condizioni delle VL2. Partiamo ad alimentare M2, la distribuzione D3, ricevo portata non tocca D2, incontro X3 che bypassa e su X2 dovrà passare dallo strozzatore. A scanso osservo che c'è U3, e che serve? Il punto è questo, supponiamo di avere un certo valore di pressione nella camera A di conseguenza e quanto può una pressione più grande e lo vedo da U3, cosa potrà succedere? su U3 vedo che non avrà 60 bar ma se a dx ad ex ho 50 bar a sx di M2 me avrà ad ex 70 bar, un evento del genere non è accettato in idraulica, non può esistere una parte dell'impianto che possa superare il valore di rottura di una VL che controlla quella parte di sistema.

Allora abbiamo introdotto il secondo strozzatore X2, se lo chiudo un po' e lì parte portata, realizzo una abbassamento di pressione nella camera A (grande), quindi abbassando la p di A e so che in a (piccolo) ho una ovale fissazione di p, con U3 e strozzando X2 dovrò strozzare fino a ottenere 60 bar su U3. Però bisogna tener conto che X2 lavora quando lo stelo ha, quando funziona tutto non parte più portata su X2, quindi uno strozzatore è funzione delle portate che lo attraversano. quindi le pressioni moltiplicate tra le sezioni lato camera e lato stelo questo manometro U3 misura una p pari al max alle tensioni della VL, in questo caso VL2.

Reg 24 20-05-11

Punto dalla pompa come sempre dove i sdonato gli altri
pinnelli conunito la portate nel pannello 2, Esso

Realizza un gruppo di alimentazione a pressione fissa
approssimata. Che vuol dire? Che da una certa linea dell'imp.
pianto vorremmo che la p. possa variare, ma possa variare
entro un certo range, come si fa? Lo vedremo

Punto da A passo da H2 e vado a destra, passo su VL4, che è
una valvola limitatrice pilotata, dove il pilotaggio è il flusso
ed arrivare al distributore D7, distributore di VL4.

Se D7 è chiuso VL4 lavora, se eccito D7, mette a scanco il
pilotaggio. A che serve? Proseguendo il viaggio arrivo a una
N.R. e poi a dei rubinetti H5 ecc. fluo a trovare PS (pressostato)
che un dispositivo che legge con continuità il livello di pressione
di una linea e se la press. raggiunge un certo valore, apre un
cento nelle, che interrompe un certo segnale, se ad ex quello
pressione è ad ex 60 bar e scade a un livello minimo 50 bar
si chiude l'interruttore e genera un segnale a D7 (collegato
col tratto due punti tratto).

Immagino che l'accumulatore us che la p. di linea sta
alimentando (ACS) se un accorge il PS, l'U4 farà vedere il livello
di pressione, lo scopo del pressostato è accorgersi che quando
ACS è conico attivando il segnale fare di che il fluido torni
a serbatoio. Siccome sulla linea dove c'è ACS ecc. c'è 60 bar
la N.R. dividere il sistema dove c'è 60 bar e quello quando
D7 è aperto e vede serbatoio, U4 quindi vede e scade da 60 a 50
e da 50 a 60, ACS vedere portate e che serve facendo calere U4
e il pressostato se ne accorge e mette il controllo descritto
apra.

Il sistema di ACS, U4, PS, D7 non è il nostro gruppo di alimentazione
e p. fissa approssimata, quindi non mantenute la p. in un certo
range.

Sappiamo che l'accumulatore ha lo scopo di diminuire la frequenza
di conico e scarica, e il terzo è attacco della PS.

2° aspetto, è legato a commutare il distributore.
Il fluido parte su DS, genera il ritorno di M3 (gli strozzatori
sono aperti nel pannello 1), la portate e scarica va a serbatoio,
una parte di portate riparte il resto anche di M4.
La camera frontale di M4 tramite le non ritengo vede anche lei
l'orologio.

Scelgo le frecce X, noto che VS sembra un utilizzatore, anche non
ha un serbatoio ma un utilizzatore e c'è il collegamento nelle ambiente
molle allora è una valvola di ritegno.

M3 funziona ricaricando a serbatoio.
Suppongo ora che M3 sia funzionante, il DS è un distributore bistabile
ON-OFF diciamo. Ora da M3 vado che parte M4, il livello di pressione
sulle M3 è fuori e VS se ne accorge dal pilotaggio, diventando
un semaforo verde da rosso che era, se ne deduce che con VS abbia
mo deciso di fare uscire prima M3 dove dopo all'accumulatore
della pressione ad livello deciso fare uscire M4.
Se VS dobbiamo tarare noi, dopo l'allenamento fu tutto che non
vedo M4 funzionare, a sto punto faccio ritorno gli steli e
riprovo e vedo se esce prima M3 e poi M4

conf **D1**

Suppongo che mentre sollevo il carico posso muovere tra lo stelo la camera e vedo T quindi sollevo con facilità perciò l'impianto non riesce a reggere carichi trascurabili

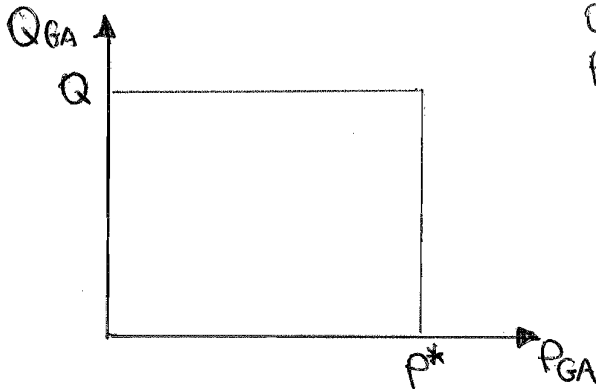
coluf **D2**

Faccio muovere lo stelo, ma se posso muovere anche un carico la camera A vede T quindi lo stelo viaggia a velocità "immediata" e si schianta, quindi non riesco a controllare i carichi trascurabili

quindi non riesco a controllare

- inversione del carico
- inversione delle velocità

Caratteristica del GA



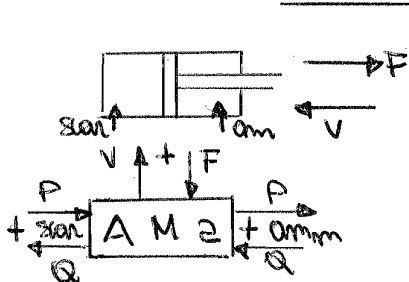
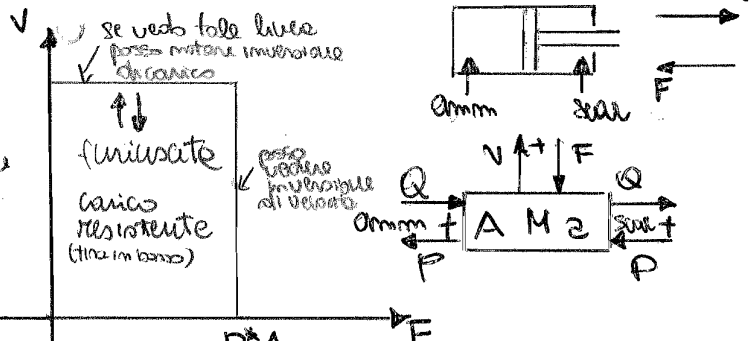
Q prende di una velocità
P " di una forza

perciò posso definire un unico diagramma V, F

Caratteristiche del GU

grandezze assolute
Cedute ai blocchi
superf che si muove
le pistole
da alta imbolata

$v = \frac{Q_{amm}}{A}$ (m/s)
 $\frac{Q_{scor}}{2} = \frac{Q_{amm}}{A}$ (dipende da che lato vedo)
 $-p_{amm} \cdot A = -p_{scor} \cdot 2 - F$
 $P^* \cdot 2$



ricordo
carico resistente (tra in alto)

$v = \frac{Q_{amm}}{2}$
 $\frac{Q_{scor}}{A} = \frac{Q_{amm}}{2}$

è nel terzo quadrante
che convergono insieme
inverso a forza e velocità
 $-p_{amm} \cdot Q = -p_{scor} \cdot A - F$

il manometro ha 3 bocche
2 bocche idrauliche
1 bocca meccanica

Nota che la velocità rimane costante fino a quando non raggiunge il livello di pressione P* che è la tensione della VL, e fino a prima di passare aumentare il carico. Arrivati a P* la velocità decresce. Quando io entro in P* tutte le linee lo vedo anche se il carico aumenta quindi più aumenta il carico più la limitatrice lavora fino a limitare tutte le porte e fare diminuire la velocità fino a zero.

Le VCB e le OVC sono fondamentali per la gestione di carichi transienti.

Il centro del 4/3 è di bypass, tutte le bocche si vedono
 Nota che sono presenti le VCB₂ e VCB₃, poi una valvola selettiva VSEL e di seguito una VL2.

Ma il 4/3 ha centro in bypass?

vedo che sono presenti dei pilotaggi che si affacciano sulle VCB, una regola delle dinamiche dice che tutti i pilotaggi presenti nell'impianto dovrebbero essere posti a scario, come vuol dire? vedo che i pilotaggi lavorano in apertura delle OVC e può essere hanno il compito di tenere in sicurezza l'impianto fermo, i pilotaggi del vedo, dato le forme, li chiamo i pilotaggi incrociati. se il pilotaggio fosse attivo e fa entrare in movimento la VCB il carico si muove e non è più controllato nel caso me ne andassi.

Lo scopo del centro di bypass è di non creare pilotaggi spurii, le puoi, dato che l'olio ha un coefficiente di dilatazione termica, può creare delle informazioni non desiderate fino a veri disastri

Studio: 4↓

genero portate → G7 → G5 vedo VCB₂ chiuso → passo NR2 → G3 → G2 → lato camera 2 → info P2 letto da VCB₃ tramite G7 →
 → VCB₃ raggiunge p2α = Fm regola (posizionamento continuo)
 → la camera A si scarica che NR3 chiuse → il carico si chiude

Nel caso il carico aumentasse le VCB si permettono lo stato fermo del carico nel caso l'attuatore è posizionato in zone intermedie questo perché la VCB è un otturatore a sede e non ha perdite d'olio

Caso carico triplice (siamo sempre 4↓) chi se ne occupa? la VL2, dove la VSEL definisce la posizione facendo passare l'info di pressione più alto. MA QUESTO NON DOVREBBE ACCADERE, MA SUPERARE I VALORI RIPORTATI NELLA TARGHETTA.

La VSEL si apre in base a come è posto il carico.

IPOTESI DI STUDIO ~~1~~ 1) carico resistente, 2) transiente

1) Posizione D2 il carico sale solo se, camera 1 o scarico di VCB₂ regola nelle condizioni p1α = Fm
 P1 percepita lato camera A riportata a G8.

<p>ep. equilibrio <u>carico resistente</u> $p_1 \cdot A = p_2 \cdot a + F$ ep. attuatore $p_1 \cdot \alpha = F_m$ regd. valvola</p>	<p><u>carico transiente</u> $p_1 \cdot A + F = p_2 \cdot a$ $p_1 \cdot \alpha = F_m$</p>
---	--

⇒ $p_1 = \frac{F_m}{\alpha}$
 $p_2 = \frac{A F_m - \alpha F}{a \alpha}$
 ⇒ $p_1 = \frac{\alpha F_m}{\alpha} = \frac{F_m}{\alpha}$
 $p_2 = \frac{A F_m + F \alpha}{a \alpha}$

Le VCB sono tarate a basse pressioni. ($10 = 15 \text{ bar}$)

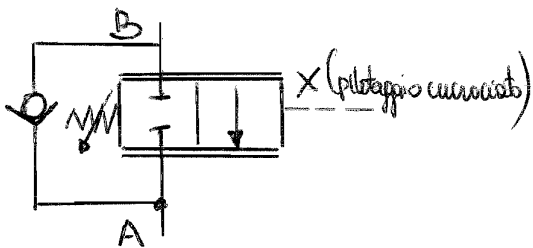
Un'altra osservazione è che abbiamo visto che quando il carico transimamente aumenta anche la p_2 , che tale aumento ci serve a creare la contropressione lato stelo e quel contributo controlla la discesa o la salita del carico. che non è presente il pallino \rightarrow ? non ci preoccupa la p^* , perché dallo schema dell'impianto noto che per carico transimamente la p_1 non farà mai entrare in repulsione la VL del gruppo GAOT e per questo ci dice che p_1 resta costante per carico transimante.

Caratteristiche meccanica dell'attuatore

una inversione di F da resistiva a transimante non crea più problemi.

Nota che se che quando si appropia p^* A l'attuatore si ferma ma aumentandosi il carico noto che resiste ancora fino a $p_2^* A$ (repulsione VL2). L'una Tratteggiata, l'impianto perde la controspinta

VALVOLA VCB



- bocca A collegato distributore
- " B " all'attuatore
- " Y drenaggio
- " X pilotaggio microcrist

La VCB non gestisce i condichi, l'informazione di pressione arriva dall'altra linea. Siccome quindi la VCB non gestisce informazioni di pressione generate dal carico, sullo scudo vedo che l'olio presente nella bocca B è presente anche nella camera molla grazie a un foro radiale e si osserva che possono esserci pressioni di qualunque natura ma queste pressioni sull'elemento mobile non ha alcun effetto che lavora sulle stesse superficie quindi definitivamente una risultante nulla sull'elemento mobile. Aspetto legato alla chiusura delle valvole.

L'attuatore a sede lo si muove dallo spillo pilotante, esso si può muovere ad o destra comprimendo il gruppo molla, esso è in battuta alla NR dove se lavora comprime una molla.

Se vallo passare da A \rightarrow B la NR si sposta verso SX battendo la VCB in base alla posizione del distributore.

Al contrario da B \rightarrow A la VCB deve creare una controspinta dove nasce il pilotaggio microcrist che farà un lavoro su una camera circolare consistente che sposterà l'elemento mobile verso DX fino ad arrivare in battuta.

Gli impi ricordiamo che isolano i livelli di pressione differenti. (vedi schema 2.D)

lo scopo è quello che tenendo il distributore nella posizione di centro che assicura i due pilotaggi incrociati si prende questo decisione la tonatura, momentaneamente in condiz. di sicurezza il conico, senza la sua discesa, dovuta da eventuali perdite. Si ricorda la maggioranza all 30% delle tonature.

ex: $P_{OVC} = 210 \text{ bar}$ (3000 p.s.i (USA))
superato negli anni questo limite

Costituzione di idrogomme in base alle condizioni del distributore e al carico posto in esame sono costituite o meglio ricavare 2 equazioni che espletano, a l'ep. alla trasmissione lineare dell'istruttore e l'altra che esprime l'equilibrio alle OVC

POSIZIONE DZ

carico resistente

$$P_1 \cdot A = P_2 \cdot a + F$$

$$P_1 \cdot S + P_2 \cdot s = F$$

carico trascinante

$$P_1 \cdot A + F = P_2 \cdot a$$

$$P_1 \cdot S + P_2 \cdot s = F_m$$

eq attuatore lineare

eq. ovc

Supposto di far salire il conico

Punto da un GAT, dopo, oltre passo da NR3 e arrivo nella camera A, ovvero il conico solo se nella camera lato alto il fluido potrà essere messo a carico, e questo solo grazie alle OVC 2

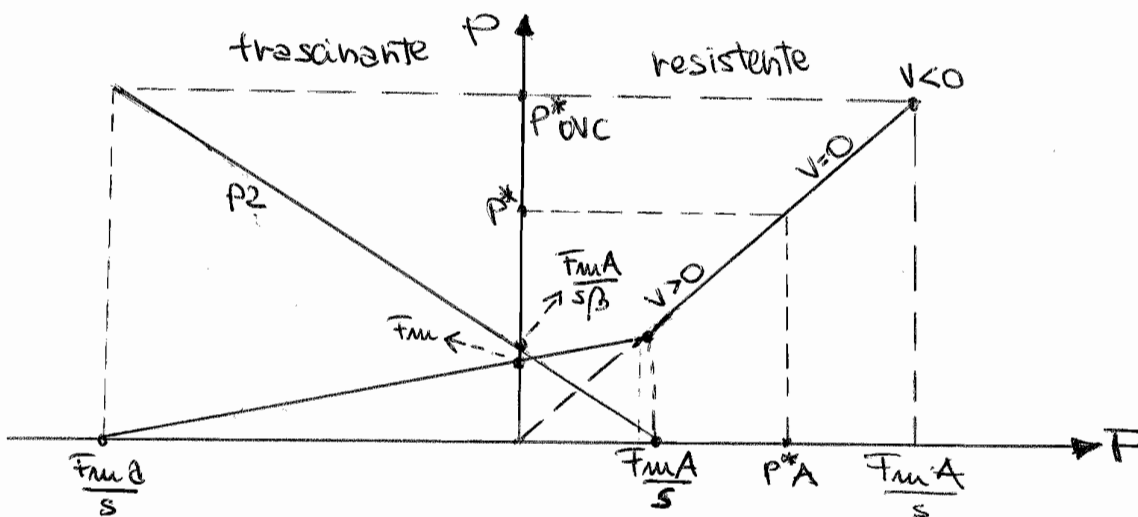
Le equazioni in due incognite definiranno la caratteristica pompa $\alpha = \frac{S}{s}$ $\beta = A + \alpha \cdot a$

$$P_1 = \frac{\alpha F_m + F \cdot s}{s \beta} \quad \text{resistente}$$

$$P_1 = \frac{\alpha F_m - F \cdot S}{s \beta} \quad \text{trascinante}$$

$$P_2 = \frac{A F_m - F \cdot S}{s \beta}$$

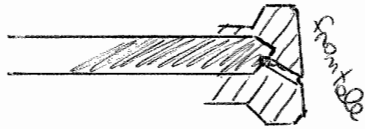
$$P_2 = \frac{A F_m + F \cdot S}{s \beta}$$



Nota da nelle fase di addeamento la p2 viene portata a zero, che l'attuatore si muove con velocità finita e non nulla, e per un certo valore del carico esterno, e cioè quando $F = P^* \cdot A$ regala la limitatrice delle GAT dopo di che il sistema rimane tutto fermo per il motivo che tutte le portate e lamine della limitatrice, ma il sistema è ancora in grado di resistere (NR3) all'aumento del carico fino a quando non si superasse la tonatura delle OVC. Nota che la tonatura delle OVC è maggiore rispetto alle VCB che è bassa.

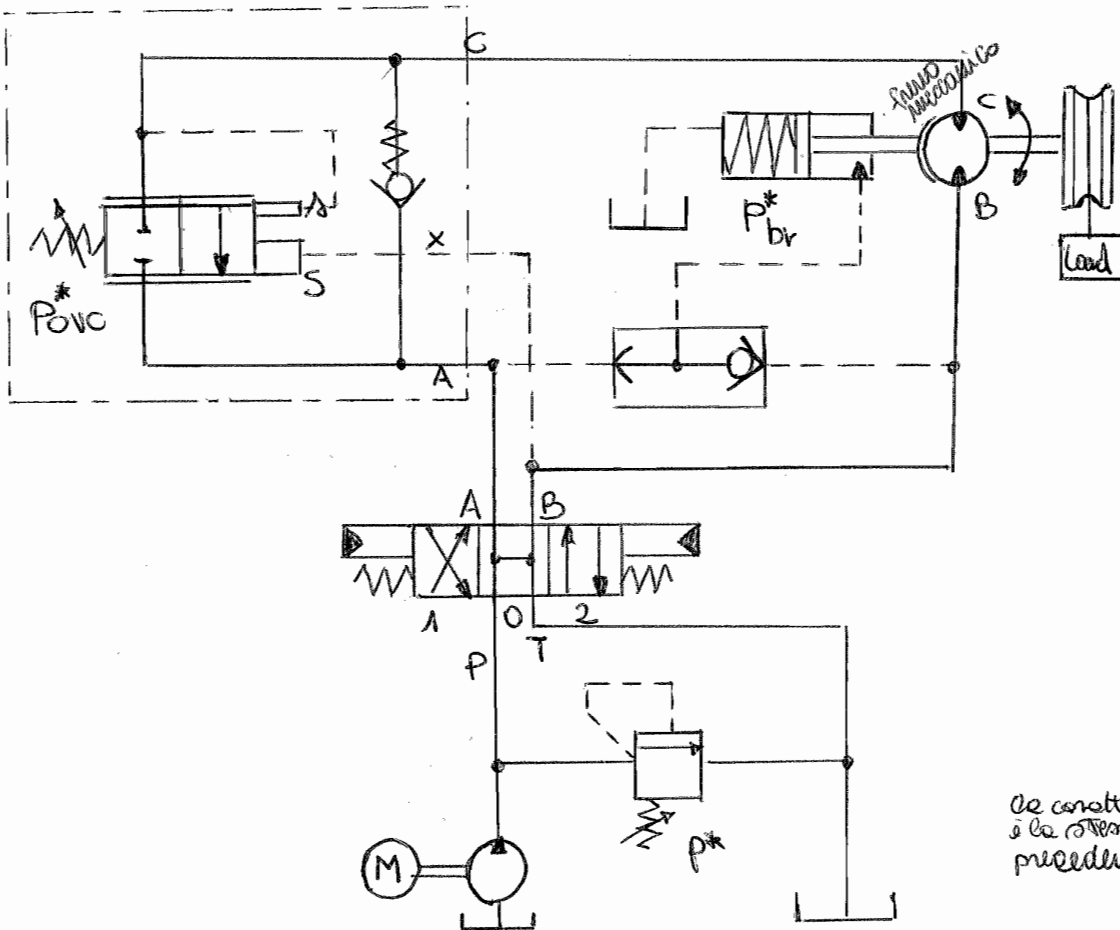
La valvola sceglie il più alto livello di pressione e lavorare sul freno

Ambiente molle



scop: drenare l'ambiente molle quando il canale è in moto o serbatoio. In altre situazioni quando applica le sollevamenti della NR il canaletto applica e eutone che nell'elemento mobile non sia presente una risultante che lo p frontale viene riportata nel canaletto tuo e ambiente molle così insieme ad esso permettono la chiusura della valvola

IMPIANTO DI SOLLEVAMENTO MEDIANTE VERRICELLO E FRENO MECCANICO (pg 54)



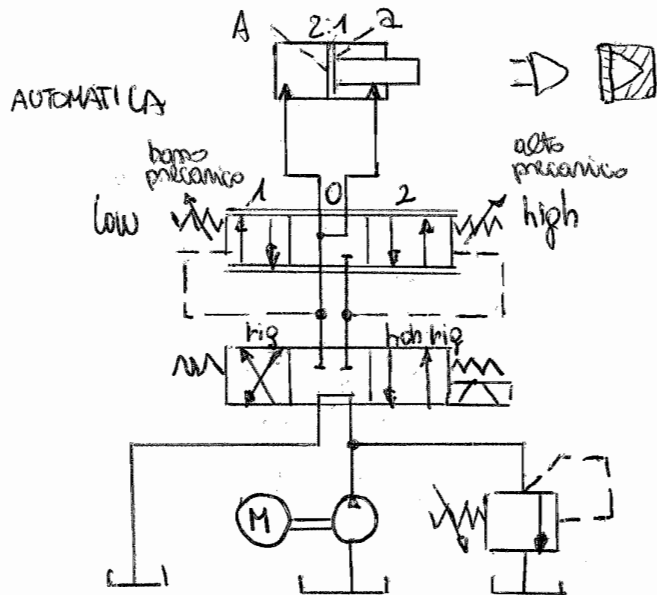
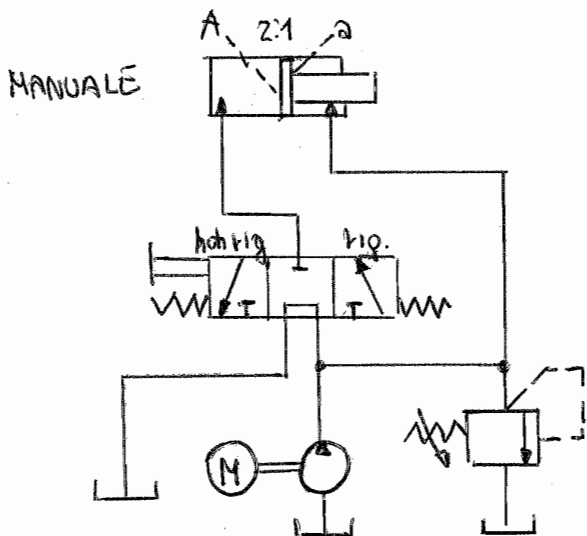
le caratteristiche messe a la stessa della pg precedente

L'impianto è costituito da un GABF da un distributore con centro di bypas ed è presente una valvola OVC, poi c'è una puleggia (verricello) con un conico

Conclusione: lui che possa dello mettere il distributore in cui si verificano il carico transiente sul motore idrodinamico.

Considero che la OVC è sempre parte a canonico ma se è libero che rotativo, lo sono quando il fluido passa nel motore da B a C cioè così la OVC potrà trasporre la parte che attraversa il motore così ho indicato il verso e vedo che sono a frece i crociate lo voglio costruire più evolvementi delle due pressioni

ESEMPI DI SOLUZIONI RIGENERATIVE Rep 34 14-06-11



Processo di imbutitura
 il pistone adotta allo stelo deficiente una pressione sulla lamina da imbutire.

Studio X

Il distributore è dotato a due pilotaggi, una linea favorisce il fluido nella camera più grande, e la camera lato stelo scarica sulle linee principali. Lo scopo di far aumentare la velocità di fuoriuscita dello stelo, utile per minimizzare i tempi. Nel momento in cui il pistone attosta la lamina, il pistone defluisce una forza resistente e il livello di pressione della camera frontale aumenta.

Visto che sul distributore agli estremi sono presenti due molle tonde, una rappresenta la posizione di carica low, l'altra high.

Quando il pistone si accosta il livello di pressione aumenta nella camera A e l'informazione di pressione lo porta sul pilotaggio che in base alla tensione delle molle si sposta nella configurazione a frecce parallele, questo favorisce la portata prodotta dalla pompa verso nella camera A e la camera a sarà parte in scarico.

Quindi il risentimento del carico sul pistone favorisce defluire un livello di pressione che in automatico defluisce la nuova posizione del distributore.

LA RIGENERAZIONE DI PORTATA

$$Q_{amm} = Q_{scor} + Q_{pompa}$$

$$v_{rip} = \frac{Q_{amm}}{A} = \frac{Q_{scor}}{a}$$

$$Q_{amm} = v_{rip} \cdot A; Q_{scor} = v_{rip} \cdot a$$

$$v_{rip} \cdot A = v_{rip} \cdot a + Q_{pompa}$$

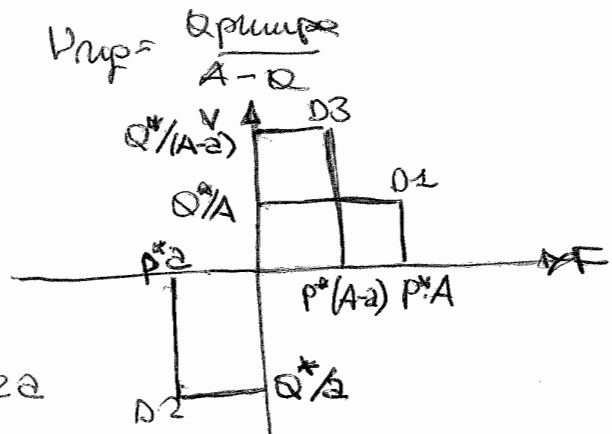
spiegazione e.d

$$v_{rip} = v_{scor}$$

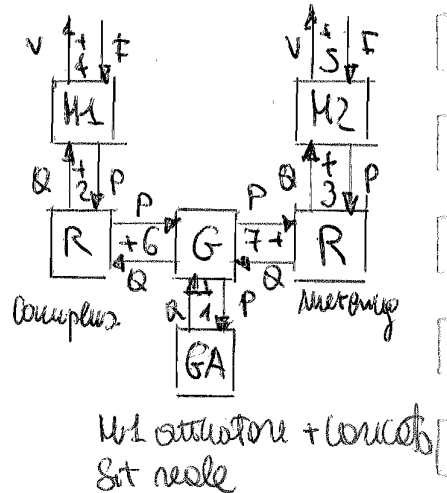
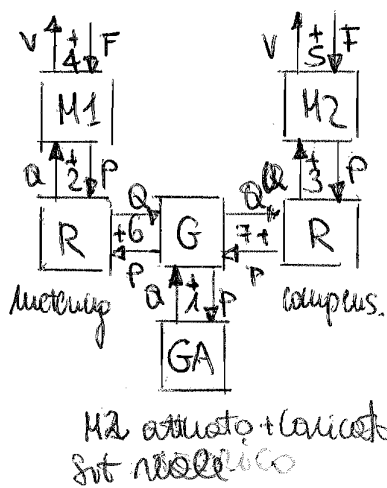
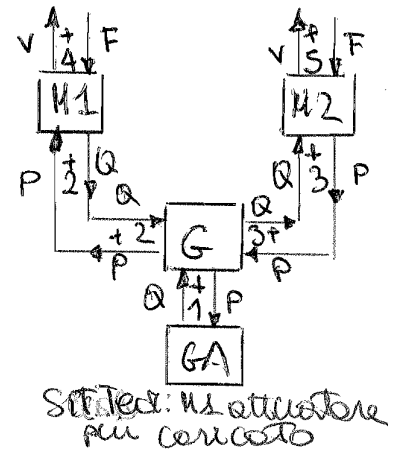
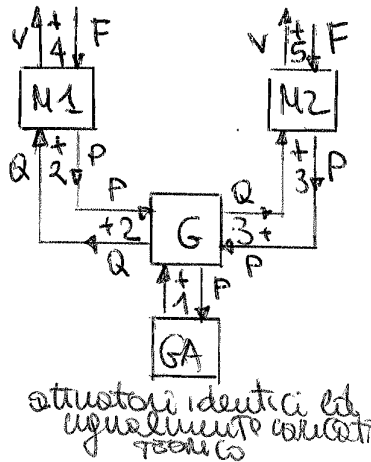
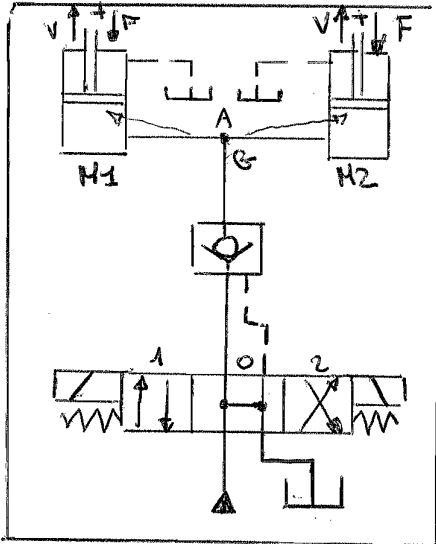
$$F_{rip} = F_{scor}$$

$$\frac{Q^*}{(A-a)} = \frac{Q^*}{a} \Rightarrow A=2a$$

$$p(A-a) = p_a \Rightarrow A=2a$$



SINCRONISMO TRA DUE ATTUATORI LINEARI



1 Ho due funzionari R solo da intendersi come resistenze variabili (strozzatori). In particolare il funz. da compensatore presuppone nel caso operabile una saturazione di saturazione, cioè completo apertura della linea di passaggio con strozzamento nullo.

il pilotaggio del distributore deve essere bypassato e scarico (posizione centrale)

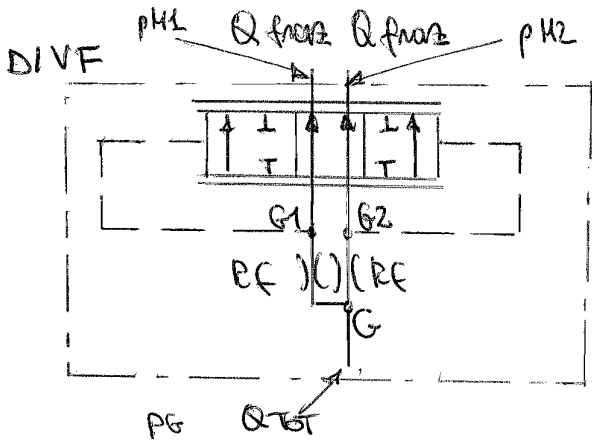
Voglio che gli steli si muovano in modo sincrono in uscita e ritorno
 suppongo che gli attuatori siano simili ma che portano carichi differenti
 Assumo con la premessa di pilotaggio in modo omonimo e tempi uguali

- Siccome possono esserci dei traballamenti è giusto porre una camera in vista di un triangolo per dare una p di riferimento.
- Ho una NR pilotata in apertura

Conf 1 la portata supera NR arriva allo pinnone e deve decidere se andare a Dx o Sx, l'altra faccia produrrà che il pilot. vede subito

Conf 2 Faccio mostrare il pilotaggio che serve lo sfere per far rientrare gli steli e pulire il fluido presente nella camera A appunto vede scarico

Avremmo detto che nello conf 1 non in realtà andremmo perché la fine dello pinnone G. Polpo su M1 una pinnone e M2 un carico consistente. Noto che il fluido va sul carico minore M1 e M2 non si muove. Ma ciò contrasta con il nostro compito. Allora cercherò di farlo più difficile la linea dove è presente il carico minore. Voglio ripartire quote di portata identiche a Dx e Sx, cioè le velocità di fuoriuscita dei monti, metti sono funzioni esclusive della portata $Q/A = v$ dove (A sup. dei M1 e M2). C'è da notare che i carichi possono essere posti sui due attuatori e non che uno abbia sempre carichi minori rispetto all'altro



È un componente a 3 bocche
una entrata e due uscite
Ho due strozzatori fissi, poi
due giunzioni dove partono
anche due pilotaggi.

Suppongo M1 più caricato, M2 meno
caricato.

L'info di pressione di M1 viene
trasferita verso monte e arriva su
G1, mentre l'info di pressione meno
caricato è letta da G2.
Vedo così che nel cassetto a posizione
mento continuo avrò una risultante
ma nulla che me lo fa traslare
verso dx, che voglio anche capire
per quanto traslo, ovvero che quando
il conetto traslo, lo tiene verso M1
che era aperta, lo rimorde ancora
mentre, quello di M2 si chiude, e
nulla viene di M2 perciò non capita
nulla, e su M2 c'è un grado di
strozzamento al suo spostamento.
Il cassetto si ferma quando le due
pressioni si eguagliano e in particolare
risponde alla presenza del carico maggiore.
C'è strozzando il pilotaggio la pressione
su G2 cresce e lo dona al pilotaggio che
laborerà fino a quando i pilotaggi si
egualizzano.

Ricapitolando il conetto si apre nel
modo di aumentare il pilotaggio della
linea meno caricata in modo da

creare un livello di pressione che aumenti fino a quando non
raggiunge quella della parte opposta.
Poi noto che a monte delle Rf avrò la stessa pressione, ma anche visto
che anche a valle le pressioni sono le stesse, quindi noto che in questi
strozzatori esiste lo stesso Δp , allora penso le stesse portate, se
le Rf abbiano stesse sezioni di pilotaggio, perciò il olio che arriva in G
si divide perfettamente, e infine vedo che i due manometri salivano
insieme
quindi introduco perdite sull'attuatore meno caricato, sull'altro no
NRSV controlla la velocità di discesa dei carichi

DIVISORE DI FLUSSO: RIFASAMENTO AUTOMATICO

Volta realtà può succedere che uno dei due attuatori meno carico
Q fue corso e l'altro ancora no.

Poiché che M2 è a fue corso e M1 ancora no allora succede che su
M2 il livello di pressione sale e se ne avvale la VSEQ la quale
con una opportuna taratura da il semaforo verde a far
passare delle portate verso M1 e M1 arrivato a fue corso si
è rifasato e ritorna a effettuare il ciclo normale.

posizione
distribuzione



DIVISORE- RICOMBINATORE DI FLUSSO


Ho 3 nuclei, 2 esterne e 1 centrale

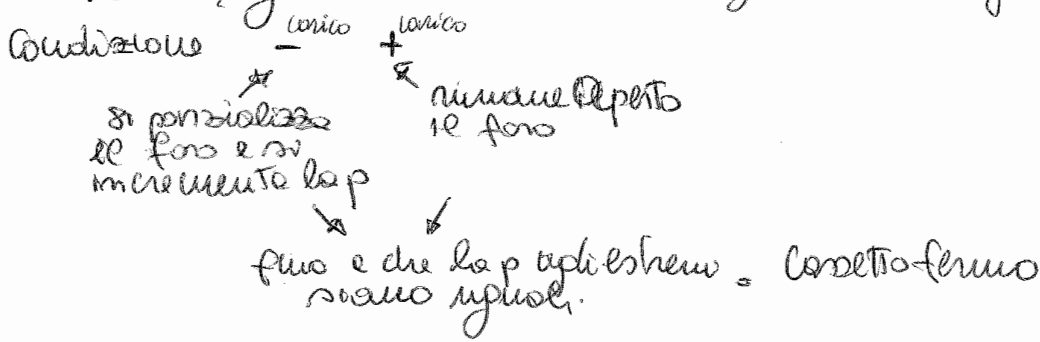
I fori servono principalmente a non far aprire i cassetti alle estremità dovute alla pressurizzazione della camera opposta alle pressioni piane

Le forature nodale del cassetto vedo è molto più grande rispetto a quelli che vanno verso gli attuatori. Il limite del foro del cassetto è al limite del foro della camera

Si notano anche le RF dove non presenti i restringimenti di sec.

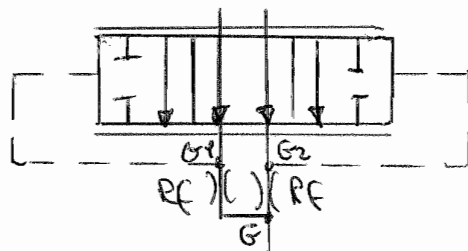
I pilotaggi provengono dalle linee di carico posti sulle estremità e il diametro di influenza è pari al diametro del cassetto

ATT: I fori durante la traslazione vengono aperti, che la mandata della pompa si concentra al centro ma manca le vedute di p alle estremità, ma siccome le superfici di influenza sono uguali esse mi mantengono tutti i fori ()



CONFIGURAZIONE DA RICOMBINATORE DI FLUSSO

Ho scambiato la configurazione



U1 punte U2 carico

risultante verso sinistra \Rightarrow si potenzia il foro di U2 che lo devo far scendere il carico

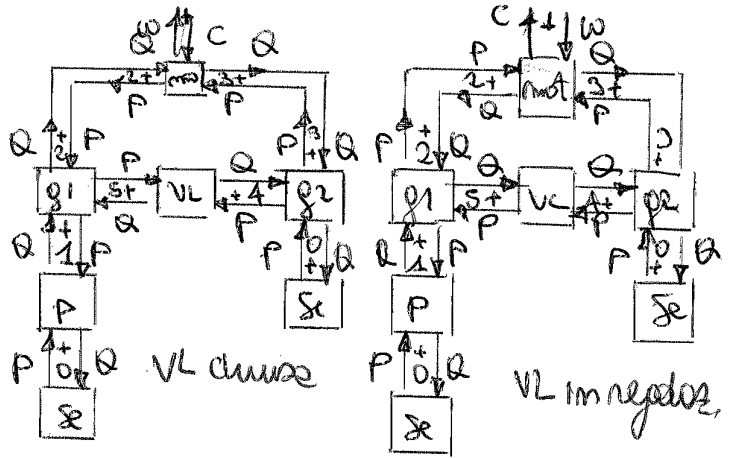
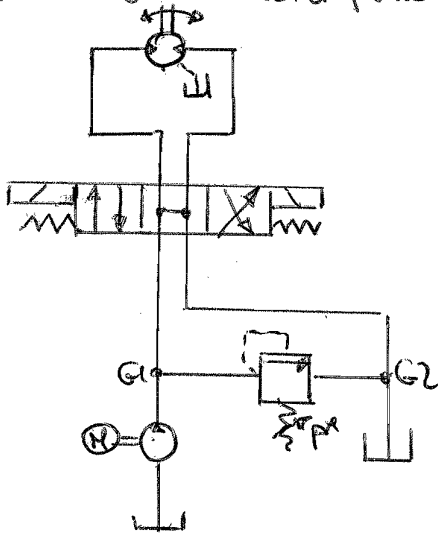
Mi devo allineare al livello di pressione che è il più basso, in modo che il cassetto smetti di traslare, così scendono simultaneamente i due carichi.

Il Δp su RF sono sempre costanti, dando a fraz identiche

Gli RF possono avere differenti geometrie in base alle geometrie degli attuatori in modo che scendano simultaneamente i carichi anche differenti defluendo portate opportune su RF

GU CON ATTUATORI ROTATIVI

gopf - motore a 2 versi di flusso



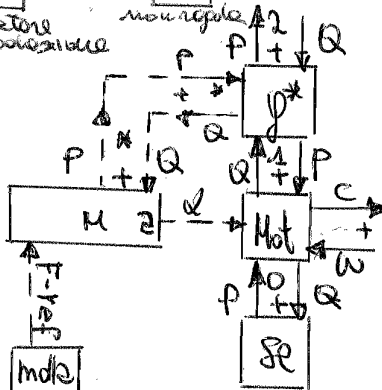
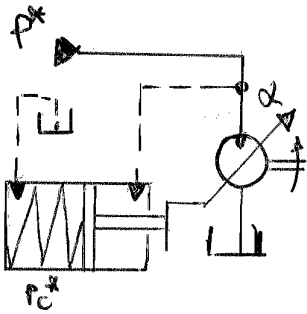
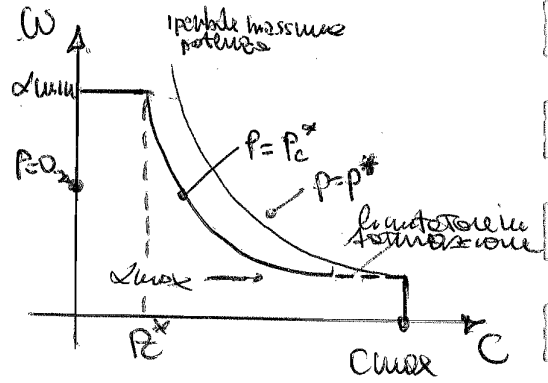
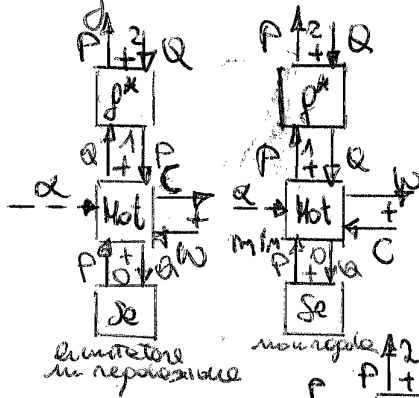
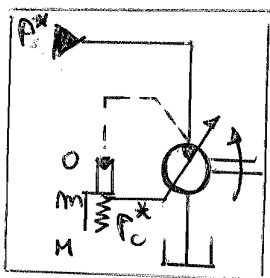
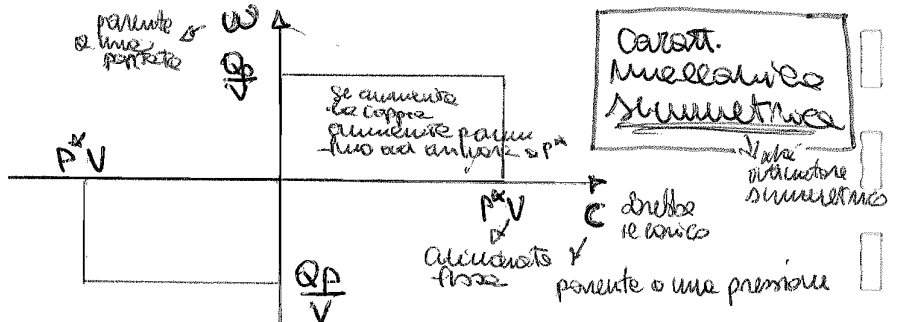
$$\omega = \frac{Q_p}{V}$$

$$-p_{amm} = -p_{car} - \frac{C}{V}$$

ricordo che $C = Q \cdot \Delta p$

al crescere di p_{amm} aumento flusso alla p^* e dal grafico valuto la C

Caratteristiche meccanica di motore con limitatore di pressione assoluto Rep 37



limitatore di pressione assoluto in rep37

Dallo schema la simbologia ci fa notare che in assenza di segnali di determinate la cilindrata iniziale del motore e la molla tarabile p^*c che sta per compensatore, il limitatore a differenza delle pompe tiene il valore a cilindrata minima e non massima.

Come sono le due cose?

Se io tornassi $p^* < p_c^*$, il limitatore non funzionerebbe mai, che controllate solo dalla V_L del GA allora devo porre $p_c^* < p^*$ della GA

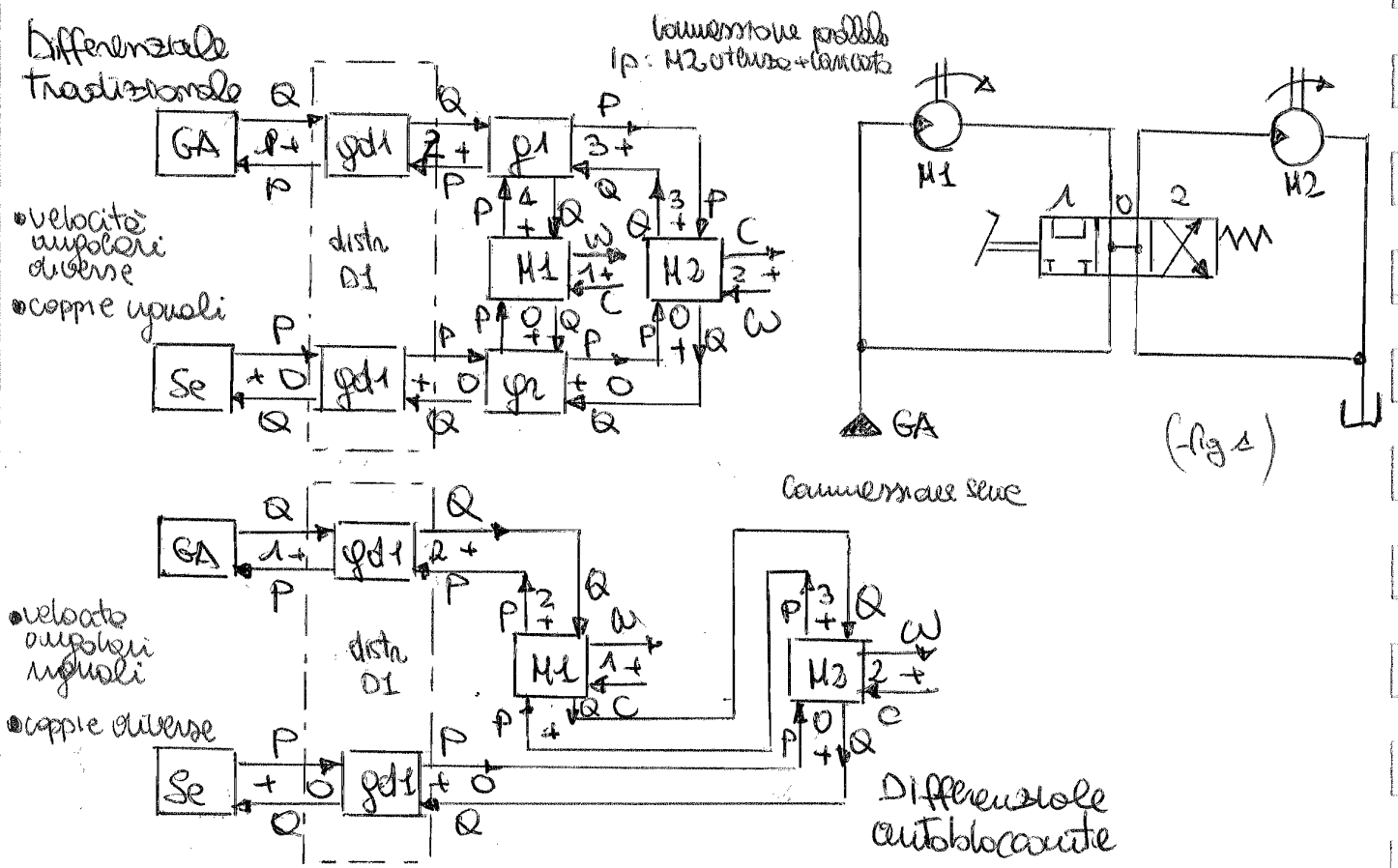
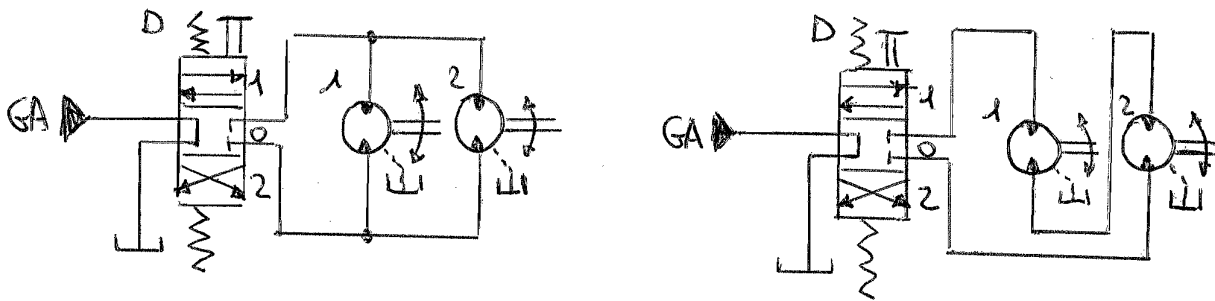
L'iperbole definito da $p = p_c^*$ ci serve per unire il tratto orizzontale e il vertice dell'iperbole figlia di $p^* c$ (vedi grafico) e vedo che all'aumentare di α riesco ad equilibrare le curve crescenti.

Quanto mi costa? in numero di giri (perdite di velocità)

Seguendo l'iperbole di $p = p^*$ e noto che interseca il tratto orizzontale di C_{max} per α_{max} allora lo interviene la p^* che non farà partire, anzi diminuirà fino ad annullarsi la portata che pompa il motore fino ad arrestarlo che ω decresce fino a zero.

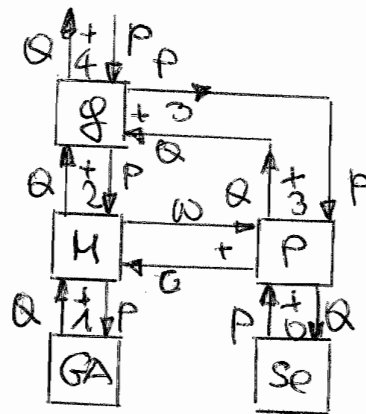
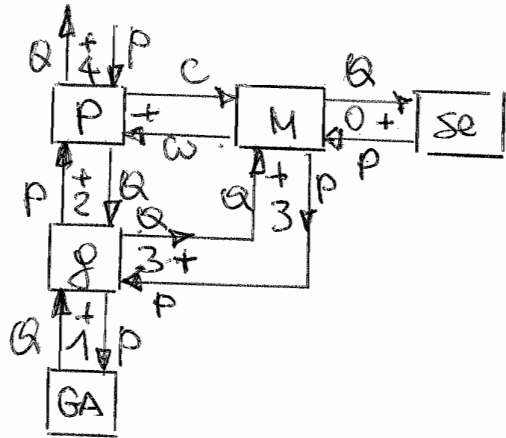
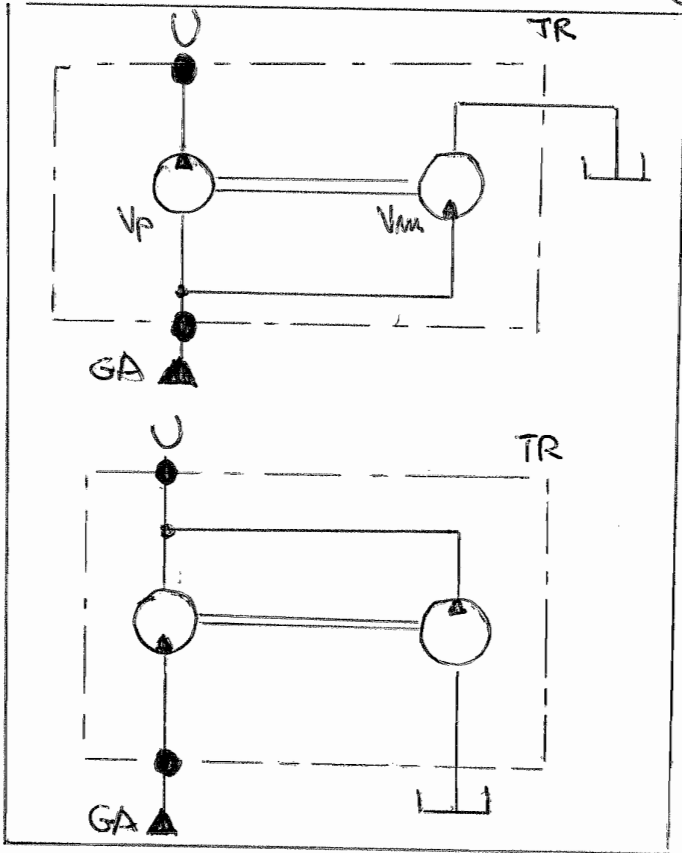
il tratto --- definisce un aumento del carico fino a quando se ne accorge la V_L del GA torce a p^* .

COLLEGAMENTI PARALLELO/SERIE DI DUE MOTORI

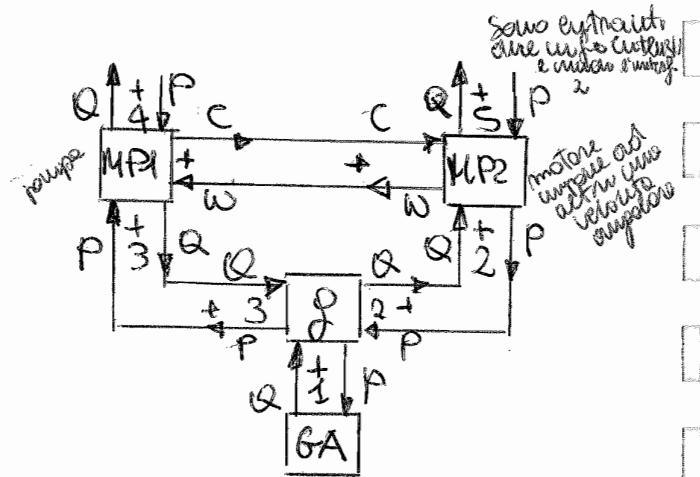
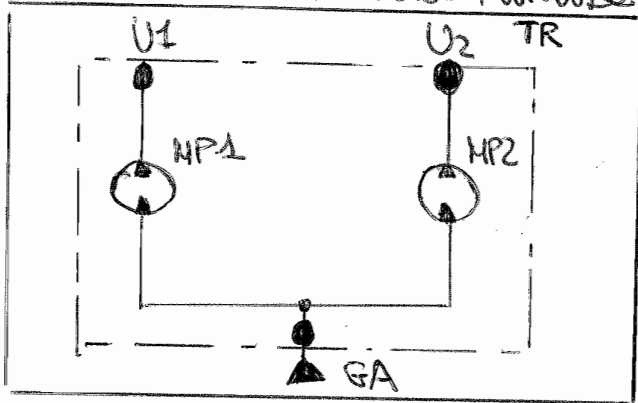


TRASFORMATORI

ad una linea verso l'utente



2 due linee verso l'utente



Sono macchine idrofittiche collegate ad una unica sbera si dividono in due famiglie: ad una linea verso l'utente o due linee verso l'utente.

Intervenire sulle variabili di potenza, sulla p e sulla Q che l'utente fanno? quando i pallini rossi, il trasformatore è in grado di ottenere le variabili nelle interfacce su di esse
 es: Possa aumentare la portata a scada all'utente o viceversa
 secondo facendo la pressione

Ad una linea

Il primo amplifica la pressione o scapito di una portata
 secondo " di portata

Terzo sistema

Problema: io nel sistema ho un motore - pompa, ma lo non so chi sia uno e chi sia l'altro.

Scrivo le eq. non sapendo chi sia motore chi pompa

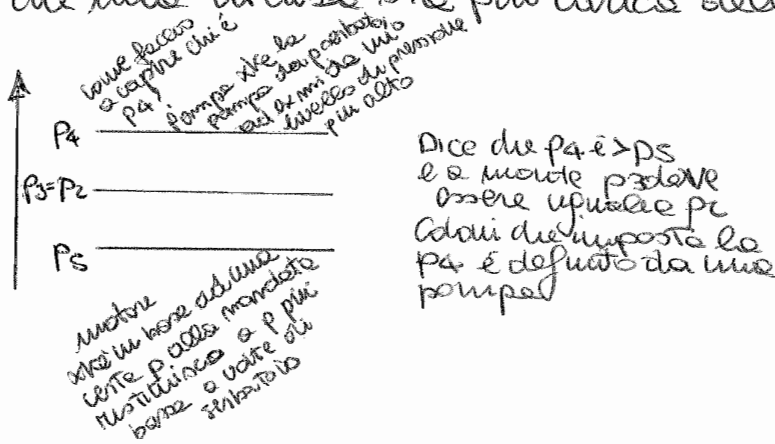
$$V_{MP1} \cdot \Delta p_{MP1} = V_{MP2} \cdot \Delta p_{MP2}$$

se cilindrate uguali allora:

$$\Delta p_{MP1} = \Delta p_{MP2}$$

Collego tutto e nei blocchi non conosco i punti che portavano da p e vanno su MP1 e MP2, e il idrog. albero c, w

Può che una utenza sia più carica dell'altra, ex $p_4 > p_5$



Blocchi

$$Q_2 = Q_1 - Q_3 = Q_1 - \omega \cdot V_{MP1}$$

$$\omega \cdot V_{MP2} = Q_1 - \omega \cdot V_{MP1}$$

$$Q_{U1} = \frac{Q_p}{2}$$

$$P_p = \frac{P_{U1} + P_{U2}}{2}$$

divisore di flusso UA...
 media aritmetica delle pressioni imposte dai carichi

noto che su U_1 arriva metà portata, allora tale sistema ripartisce una portata, come se fosse un divisore di flusso, e si ricorda che nel DIVF la pressione nel GA era la più alta del valore del più alto dei due carichi, e si scopre che la pressione però non è legata al valore più alto del valore più alto dei due carichi ma alla media aritmetica delle due pressioni.