Esercitazione 1

Definiamo funzione di affidabilità:

$$R(t) = e^{-\frac{t}{MTBF}}$$

Dove **t** è il tempo di funzionamento per cui vogliamo calcolare l'affidabilità e **MTBF** (Mean Time Between Failure) è il tempo medio fra un guasto e il successivo.

a) Facendo variare opportunamente **MTFB** fino a 10^8 h, calcoliamo i valori di affidabilità per un ora di funzionamento (**t** = 1 h)

MTBF	R(t)
1,00E+00	0,3678794411714420000
1,00E+01	0,9048374180359600000
1,00E+02	0,9900498337491680000
1,00E+03	0,9990004998333750000
1,00E+04	0,9999000049998330000
1,00E+05	0,9999900000500000000
1,00E+06	0,9999990000005000000
1,00E+07	0,9999999000000050000
1,00E+08	0,9999999900000000000

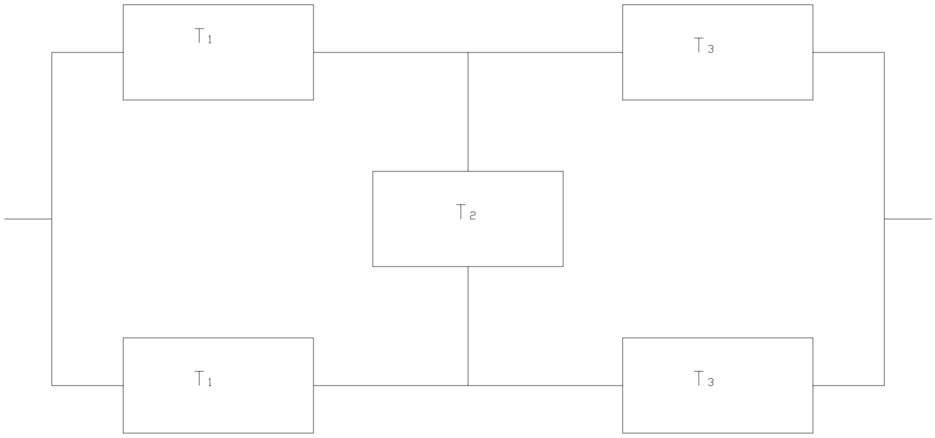
b) Assegnato un intervallo per la funzione di affidabilità vediamo come varia il **MTBF** per un ora di funzionamento. Invertiamo la funzione di affidabilità, scrivendo **MTBF** in funzione di **R(t)**, come

$$MTBF = -\frac{t}{\ln(R(t))}$$

Adesso, fissato **t** = 1, facciamo variare **R(t)** da 0.7 a 1 e otteniamo i seguenti valori per **MTBF**:

R(t)	MTBF	R(t)	MTBF
0,70	2,803673252057130	0,86	6,630293331203170
0,71	2,919790644807420	0,87	7,180706269462310
0,72	3,044102343138190	0,88	7,822683452596530
0,73	3,177520997922570	0,89	8,581200136822340
0,74	3,321099589363700	0,90	9,491221581029920
0,75	3,476059496782210	0,91	10,603253052640100
0,76	3,643825585602060	0,92	11,993052337608000
0,77	3,826070447222750	0,93	13,779667258736500
0,78	4,024770704078000	0,94	16,161510712013100
0,79	4,242279401627490	0,95	19,495725746223800
0,80	4,481420117724550	0,96	24,496598261601900
0,81	4,745610790514950	0,97	32,830795105290800
0,82	5,039028822088810	0,98	49,498316452509700
0,83	5,366834453799310	0,99	99,499162473424300
0,84	5,735477907117630	1,00	Infinito
0,85	6,153129380622040		

c) Dato il sistema in figura



vogliamo trovare l'affidabilità per un ora di funzionamento e il **MTBF**. Poiché il nostro sistema non rispecchia nessuna delle strutture da noi conosciute (serie e parallello), dividiamo il caso in due sottocasi:

- Se **T2** è funzionante, possiamo considerarlo come un corto circuito e possiamo quindi dire che l'affidabilità del sistema sarà data dall'affidabilità del blocco **T2** moltiplicata per la serie delle affidabilità del parallelo **T1**//**T1** e del parallelo **T3**//**T3**, in formule

$$R_{T2\,funzionante} = R_{T2}(2R_{T1} + R_{T1}{}^{2})(2R_{T3} + R_{T3}{}^{2})$$

- Se **T2** non è funzionante lo consideriamo come un circuito aperto e avremo così che l'affidabilità del nostro sistema sarà il complementare dell'affidabilità di **T2** moltiplicato per il parallelo delle due serie di **T1** e **T3**, otterremo quindi

$$R_{T2\,nonfunzionante} = \left(1 - R_{T2}\right)\left(2\left(R_{T1} + R_{T3}\right) - R_{T3}{}^{2} R_{T3}{}^{2}\right)$$

L'affidabilità di tutto il mio sistema in ogni situazione sarà quindi la somma dei due casi precedenti.
Assegnati i **MTBF** pari a

T1 = 10000 h
T2 = 1000 h
T3 = 20000 h

e posto **t** = 1 otteniamo che:

$\mathbf{R_{T1}}$	0,999900004999833
$\mathbf{R_{T2}}$	0,999000499833375
$\mathbf{R_{T3}}$	0,999950001249979

Da cui

R_{T2} funzionante	0,999999987501125
R_{T2} non funzionante	0,999999977503375

E infine

$\mathbf{R_{Sistema}}$	0,999999987491132
$\mathbf{MTBF_{Sistema}}$	79943286,33

d) Supponiamo che il nostro velivolo sia un quadrimotore e vogliamo calcolare l'affidabilità di questo, nel caso funzionino tutti i motori, tre motori, due motori e il caso in cui questi due motori siano su ali differenti. Riassumiamo con la tabella seguente tutti i casi possibili

Motore 1 Ala DX	Motore 2 Ala DX	Motore 1 Ala SX	Motore 2 Ala SX	Affidabilità
X	**X**	**X**	**X**	R^4
X	**X**	**X**		$4R^3(1-R)$
	X	**X**	**X**	
X		**X**	**X**	
X	**X**		**X**	
X	**X**			$6R^2(1-R)^2$
		X	**X**	
	X	**X**		
X		**X**		
	X		**X**	
X			**X**	

In generale l'affidabilità del nostro sistema sarà data da

$$R_s = \sum_{i=r}^{n} \binom{n}{i} R^i (1-R)^{n-1}$$

dove **r** sono i motori funzionanti sugli **n** disponibili.
Vogliamo ora calcolare l'affidabilità per una missione 1 h ed il relativo MTBF nel caso in cui il tempo medio di guasto di ogni singolo motore sia pari a 10000 h.
I risultati sono riassunti nella seguente tabella

4 motori funzionanti	0,999600079989334
3 motori funzionanti	0,999999940013998
2 motori funzionanti	0,999999999996001
MTBF	250054114397,80

Nel caso in cui i due motori funzionanti debbano essere su ali diverse, dobbiamo scartare due casi sopra considerati riducendo il valore di affidabilità dei soli due motori da $\mathbf{6R^2(1-R)^2}$ a $\mathbf{4R^2(1-R)^2}$.
Ricalcolando il tutto otteniamo

2 motori funzionanti su ali diverse	0,999999980002000
MTBF	50004999,92

e) Facciamo ora le stesse considerazioni per un velivolo bimotore che abbia la possibilità di volare con un motore solo. Otteniamo così

Motore Ala Destra	Motore Ala Sinistra	Affidabilità
X	**X**	R^2
X		$2R(1-R)$
	X	

2 motori funzionanti	0,999800019998667
1 motore funzionante	0,999999990001000
MTBF	100009999,78

Esercitazione 2

- **Calcolo della temperatura e della pressione al livello del mare**

Per prima cosa calcoliamo la quota, la pressione atmosferica e la temperatura dell'aeroporto, ottenendo:

$$z_{aer} = 400 \text{ ft} = 121{,}92 \text{ m}$$
$$p_{aer} = 1006 \text{ mbar}$$
$$T_{aer} = 27°C = 300{,}15 \text{ K}$$

Essendo il gradiente di temperatura *a* pari a 0,0065 K/m ottengo facilmente che la temperatura al livello del mare sarà

(2.1) $$T_{lm} = T_{aer} + az_{aer}$$

Sostituendo i valori otteniamo una temperatura T_0 pari a 300,94248 K.
Sfruttando la relazione

(2.2) $$p_{lm} = p_{aer}\left(1 - \frac{az_{aer}}{T_{lm}}\right)^{-5,25}$$

Possiamo quindi calcolare facilmente anche la pressione al livello del mare ottenendo un valore di p_{lm} = 1020,0231 mbar

- **Calcolo degli errori altimetrici**

Innanzitutto sappiamo che la nostra strumentazione è impostata per un T_0 pari a 288,15 K. Definiamo quindi

<u>Regolazione QFE</u>
la taratura dello strumento viene fatta sull'aeroporto, ossia viene regolato sulla pista o, in fase d'atterraggio, arriva una comunicazione dalla torre di controllo. Tale taratura si presta molto bene per le fasi di decollo e atterraggio

<u>Regolazione QNH</u>
la regolazione è fatta in modo tale da fornire la quota dell'aeroporto rispetto al livello del mare

<u>Regolazione QNE</u>
è la taratura in aria tipo internazionale. Essa genera errori rilevanti a bassa quota, ma è utile per il volo di crociera ad alta quota permettendo di separare le aerovie.

Nei casi QFE, QNH e QNE le pressioni saranno quindi impostate come

$$p_{QFE} = p_{aer} = 1006 \text{ mbar}$$
$$p_{QNH} = p_0 \text{ (calcolata con } T_0 = 288{,}15) = 1020{,}65$$
$$p_{QNE} = 1013 \text{ mbar}$$

Sfruttando quindi il fatto che

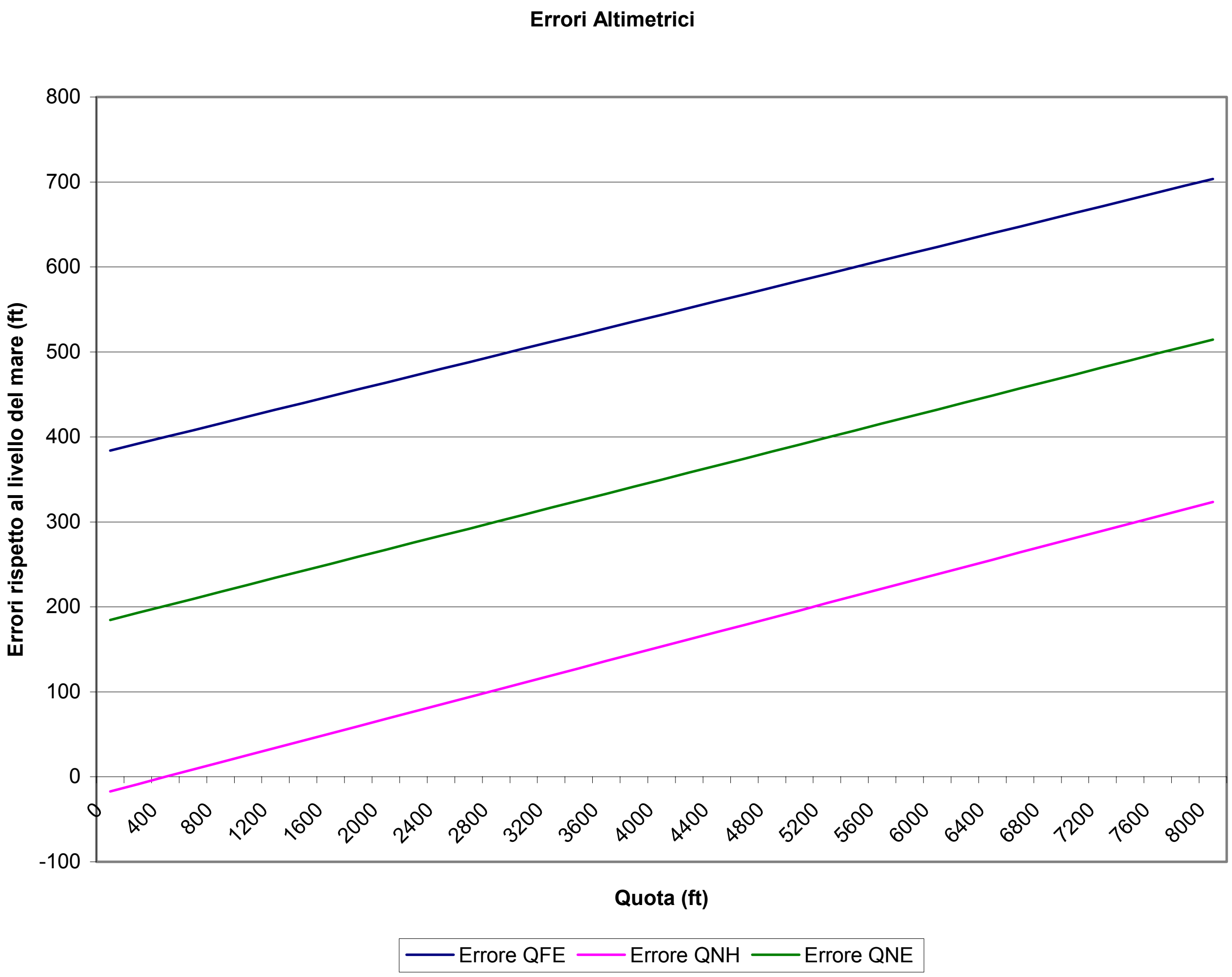
(2.3) $$z_i = \left(\frac{T_0}{a}\right)\left(1 - \left(\frac{p_{eff}}{p_i}\right)^{\frac{1}{5,25}}\right)$$

e conoscendo le vere condizioni al livello del mare (p_{lm} , T_{lm}) possiamo calcolare l'effettiva pressione al variare della quota e quindi le varie quote segnalate dagli altimetri al variare dell'impostazione della pressione di riferimento.

Calcolando il tutto fino a un'altezza pari a 8000 piedi otteniamo quanto segue

Quota Reale [ft]	Pressione Effettiva [mbar]	QFE [ft]	QNH [ft]	QNE [ft]	Errore QFE	Errore QNH	Errore QNE
0	1020,0231	-384,007996	17,04870758	-184,6907021	384,007996	-17,0487076	184,6907021
200	1012,991906	-192,0106613	208,5312946	7,057507873	392,0106613	-8,53129462	192,9424921
400	1006	0	400,0138817	198,8057178	400	-0,01388166	201,1942822
600	999,0472124	192,0106613	591,4964687	390,5539278	407,9893387	8,503531303	209,4460722
800	992,1333762	384,0213227	782,9790557	582,3021378	415,9786773	17,02094426	217,6978622
1000	985,2583241	576,031984	974,4616428	774,0503478	423,968016	25,53835723	225,9496522
1200	978,4218897	768,0426453	1165,94423	965,7985577	431,9573547	34,05577019	234,2014423
1400	971,6239068	960,0533067	1357,426817	1157,546768	439,9466933	42,57318315	242,4532323
1600	964,8642099	1152,063968	1548,909404	1349,294978	447,936032	51,09059611	250,7050223
1800	958,1426337	1344,074629	1740,391991	1541,043188	455,9253706	59,60800907	258,9568124
2000	951,4590138	1536,085291	1931,874578	1732,791398	463,9147093	68,12542204	267,2086024
2200	944,8131859	1728,095952	2123,357165	1924,539608	471,904048	76,642835	275,4603924
2400	938,2049865	1920,106613	2314,839752	2116,287818	479,8933866	85,16024796	283,7121825
2600	931,6342524	2112,117275	2506,322339	2308,036028	487,8827253	93,67766092	291,9639725
2800	925,1008209	2304,127936	2697,804926	2499,784237	495,872064	102,1950739	300,2157625
3000	918,60453	2496,138597	2889,287513	2691,532447	503,8614026	110,7124868	308,4675526
3200	912,1452179	2688,149259	3080,7701	2883,280657	511,8507413	119,2298998	316,7193426
3400	905,7227234	2880,15992	3272,252687	3075,028867	519,84008	127,7473128	324,9711326
3600	899,3368859	3072,170581	3463,735274	3266,777077	527,8294186	136,2647257	333,2229226
3800	892,9875451	3264,181243	3655,217861	3458,525287	535,8187573	144,7821387	341,4747127
4000	886,6745414	3456,191904	3846,700448	3650,273497	543,808096	153,2995517	349,7265027
4200	880,3977154	3648,202565	4038,183035	3842,021707	551,7974346	161,8169646	357,9782927
4400	874,1569085	3840,213227	4229,665622	4033,769917	559,7867733	170,3343776	366,2300828
4600	867,9519623	4032,223888	4421,148209	4225,518127	567,7761119	178,8517905	374,4818728
4800	861,7827191	4224,234549	4612,630797	4417,266337	575,7654506	187,3692035	382,7336628
5000	855,6490215	4416,245211	4804,113384	4609,014547	583,7547893	195,8866165	390,9854529
5200	849,5507128	4608,255872	4995,595971	4800,762757	591,7441279	204,4040294	399,2372429
5400	843,4876365	4800,266533	5187,078558	4992,510967	599,7334666	212,9214424	407,4890329
5600	837,4596369	4992,277195	5378,561145	5184,259177	607,7228053	221,4388553	415,7408229
5800	831,4665584	5184,287856	5570,043732	5376,007387	615,7121439	229,9562683	423,992613
6000	825,5082463	5376,298517	5761,526319	5567,755597	623,7014826	238,4736813	432,244403
6200	819,584546	5568,309179	5953,008906	5759,503807	631,6908213	246,9910942	440,496193
6400	813,6953036	5760,31984	6144,491493	5951,252017	639,6801599	255,5085072	448,7479831
6600	807,8403657	5952,330501	6335,97408	6143,000227	647,6694986	264,0259202	456,9997731
6800	802,0195791	6144,341163	6527,456667	6334,748437	655,6588372	272,5433331	465,2515631
7000	796,2327914	6336,351824	6718,939254	6526,496647	663,6481759	281,0607461	473,5033532
7200	790,4798505	6528,362485	6910,421841	6718,244857	671,6375146	289,578159	481,7551432
7400	784,7606047	6720,373147	7101,904428	6909,993067	679,6268532	298,095572	490,0069332
7600	779,0749031	6912,383808	7293,387015	7101,741277	687,6161919	306,612985	498,2587233
7800	773,4225948	7104,394469	7484,869602	7293,489487	695,6055306	315,1303979	506,5105133
8000	767,8035298	7296,405131	7676,352189	7485,237697	703,5948692	323,6478109	514,7623033

Rappresentando il tutto graficamente otteniamo



Esercitazione 3

Per dimensionare l'impianto idraulico a portata costante consideriamo il caso statico in cui il martinetto è completamente alzato per il dimensionamento del martinetto stesso, dopodiché a ritroso possiamo dimensionare tutto l'impianto.

- **Salita del martinetto**

Dall'equazione di equilibrio nel caso statico abbiamo

(3.1) $$p_m A_m = Mg + kL$$

Da cui imponendo al pistone del martinetto un diametro pari a 70 cm otteniamo una pressione agente su di esso pari a p_m = 10,3 Mpa. L'area del martinetto sarà quindi A_m = 38,465 cm^2.
Calcoliamo ora la portata di olio che fluisce lungo i condotti. Per far questo dobbiamo ricordarci che il martinetto deve percorrere il cilindro in un tempo t = 10s.
Considerando il moto uniformemente accelerato, ricaviamo la velocità di salita del martinetto come

(3.2) $$v_m = \frac{L}{t}$$

ottenendo un valore pari a 0,08 m/s. Otteniamo quindi il valore della portata semplicemente come

(3.3) $$Q = Av_m$$

che sarà pari a 0,000308 m^3/s.
Considerando il fatto che la velocità del fluido nei condotti non deve superare i 4 m/s facciamo l'ipotesi che questi abbiano un diametro D_t = 10 mm. Possiamo infatti verificare che con questa scelta la velocità del fluido nel tubo è pari a v_t = 3,92 m/s.
Esaminiamo ora i vari tratti.

<u>Tratto 5 – 6</u>
La pressione all'uscita del distributore è

(3.4) $$p_5 = p_6 + \frac{1}{2}\lambda\frac{L}{D_t}\rho v_t^2$$

svolgendo i conti otteniamo un valore della pressione p_5 = 10310000 Pa.
Dalla tabella realizziamo che per un portata di 308 cm^3/s abbiamo un Δp = 760000 Pa e quindi ricaviamo che p_4 = 11070000 Pa.

<u>Tratto 3 – 4</u>
Su questo tratto possiamo trascurare le perdite di carico dovute alla valvola di non ritorno. Possiamo quindi ricavarci p_3 come

(3.5) $$p_3 = p_4 + \frac{1}{2}\lambda\frac{L}{D_t}\rho v_t^2$$

che sarà pari a p_3 = 11100000 Pa.

Tratto 2 – 3

La potenza fornita dalla pompa è determinabile mediante il prodotto tra portata di fluido Q che passa attraverso essa e il salto di pressione al suo interno, approssimabile con il valore in uscita, in formule abbiamo

(3.6) $$W_p = Qp_3$$

Facendo i calcoli otteniamo una W_p = 3415,692 W.
Possiamo risalire alla cilindrata della pompa essendo noti il rendimento volumetrico e il numero di giri

(3.7) $$V = \frac{Q}{\eta_v n}$$

e otteniamo un valore V = 6,4 cm^3.

Tratto 1 – 2

Con l'ipotesi di avere nel serbatoio una pressione pari a quella atmosferica possiamo scrivere che p_1 = 101325 Pa e quindi con un diametro di 10 mm

(3.8) $$p_2 = p_1 - \frac{1}{2}\lambda\frac{L}{D_t}\rho v_t^2$$

ricaviamo p_2 = 81717 Pa
Il salto di pressione abbastanza contenuto e pari a 19608 Pa.
Abbiamo quindi finito di esaminare la corsa di salita, passiamo quindi alla discesa del martinetto.

- **Discesa del martinetto**

L'olio fluisce dal martinetto al serbatoio passando attraverso il condotto 5 – 6, già dimensionato, il distributore, il condotto 7 – 8 e la strozzatura. La corsa di discesa deve avvenire in un tempo superiore ai 10 s, supponiamo 14 s. Ovviamente P_6 sarà la stessa che abbiamo determinato prima e anche le dimensioni geometriche del martinetto resteranno inalterate.
Ricalcoliamo quindi la nuova velocità di discesa del martinetto utilizzando la (3.2) e otteniamo un valore pari a v_m = 0,057 m/s. Per il dimensionamento precedente abbiamo che la velocità del fluido nei condotti sarà quindi v_t = 2,8 m/s.

Tratto 5 – 6
La pressione all'uscita del distributore è

(3.9) $$p_5 = p_6 + \frac{1}{2}\lambda\frac{L}{D_t}\rho v_t^2$$

svolgendo i conti otteniamo un valore della pressione p_5 = 10295000 Pa.

Tratto 5 – 7

Dalla tabella realizziamo che le perdite di carico dovute al distributore sono Δp_{57} = 387000 Pa e quindi ricaviamo che p_7 = 9908000 Pa.

Tratto 7 – 8

Sapendo che $p_8 = p_1 = 101325$ Pa e che oltre alle perdite di carico distribuite, in questo tratto, vi è anche una strozzatura, posso scrivere

(3.10)
$$p_8 = p_7 - \frac{1}{2}\lambda\frac{L}{D_t}\rho v_t^2 - \frac{1}{2}k\rho v_t^2$$

da cui ricavo il valore di k. Imponendo un diametro di 5 mm ottengo che k = 168,95.
Dalla tabella fornitaci possiamo quindi ricavare il rapporto di strozzatura As/At = 0,132.

La taratura della valvola di sicurezza avviene a circa il 20% in più rispetto alla massima pressione presente nell'impianto, ovvero in p_3, ottenendo quindi una p_t = 13,32 MPa

RIASSUMENDO I DATI OTTENUTI ABBIAMO

Punti di Pressione	**Salita**	**Discesa**	**Condizioni di riposo**
$\mathbf{P_1}$	101325 Pa	101325 Pa	101325 Pa
$\mathbf{P_2}$	81717 Pa	101325 Pa	101325 Pa
$\mathbf{P_3}$	11100000 Pa	101325 Pa	101325 Pa
$\mathbf{P_4}$	11070000 Pa	101325 Pa	101325 Pa
$\mathbf{P_5}$	10310000 Pa	10310000 Pa	10310000 Pa
$\mathbf{P_6}$	10300000 Pa	10300000 Pa	10300000 Pa
$\mathbf{P_7}$	101325 Pa	9908000 Pa	101325 Pa
$\mathbf{P_8}$	101325 Pa	101325 Pa	101325 Pa

Elettropompa

- Potenza idraulica 3416 W
- Cilindrata 6,4 cm^3
- Numero di giri 3000 giri/min
- Rendimento volumetrico 0,96

Valvola di sicurezza

- Pressione di taratura 13,32 MPa

Martinetto

- Diametro interno 70 mm
- Corsa 800 mm

Strozzatura

- Rapporto sezioni As/At = 0,132

Tubazioni

Tratto	Lunghezza [m]	Diametro [mm]
1-2	1	10
3-4	1,5	10
5-6	0,5	10
7-8	2,5	5

Esercitazione 4

- **Dimensionamento dei martinetti**

Per il dimensionamento dei martinetti, come nel caso statico, calcoliamo la forza massima agente su di essi come

(4.1)
$$F_{1\max} = 10000 + 25000L_1$$
$$F_{2\max} = -10000 + 50000L_2$$

ottenendo come risultato F_{1max} = 30000 N e F_{2max} = 20000 N
A questo punto possiamo ricavarci l'area dei martinetti semplicemente dividendo la forza massima di ogni martinetto per la pressione fornitaci dalla pompa e ottenendo quindi

(4.2)
$$A_1 = \frac{F_{1\max}}{P}$$
$$A_2 = \frac{F_{2\max}}{P}$$

con valori di $A_1 = 0.0015\ m^2$ e $A_2 = 0.001\ m^2$.

- **Limitazione delle velocità di azionamento**

Il procedimento che ora illustreremo per la limitazione delle velocità è uguale per entrambi i martinetti e quindi ci limiteremo a descriverlo per il primo.
Per limitare la velocità di azionamento abbiamo due strade possibili: la prima è quella di considerare la perdita di carico concentrata, la seconda è di considerarla distribuita. Risulta conveniente scegliere la seconda strada in quanto la prima ci porterebbe a dover risolvere un'equazione differenziale non lineare.
Considerando delle perdite di carico distribuite possiamo quindi scrivere

(4.3)
$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho v_t^2 \frac{L}{d}\lambda$$

dove L è la lunghezza del condotto, d il diametro del condotto, λ il coefficiente di attrito che possiamo assumere a 64/Re, ρ la massa volumica dell'olio e v_t la velocità del fluido nei condotti.
Per l'equilibrio inoltre avremo che

(4.4)
$$A_t v_t = A_m \dot{x}$$

Scriviamo quindi l'equilibrio dinamico per il martinetto 1 e otteniamo

(4.5)
$$M_{eq}\ddot{x} = PA_m - \Delta PA_s - F_1$$

dove per A_s indentiamo l'area dove c'è lo stelo che e' pari a 3/4 A_m.
Svolgendo i vari passaggi e sostituendo le relazioni prima introdotte abbiamo

(4.6)
$$M_{eq}\ddot{x} = PA_m - \frac{1}{2}\rho v_t^2 \frac{L}{d}\frac{64}{\mathrm{Re}}\frac{3}{4}A_m - 10000 - 25000x$$

e sostituendo i valori numerici ricaviamo

(4.7) $$1500\ddot{x} + (2{,}2E-6)\frac{L}{d^4}\dot{x} + 25000x = 20000$$

Ponendo a = 1500 b = 2,2E-6 e c=25000, possiamo ricavare immediatamente l'integrale particolare, che sarà uguale a 0,8 e esprimere quello generale come

(4.8) $$x(t) = k_1 e^{\lambda_1 t} + k_2 e^{\lambda_2 t}$$

con

(4.9) $$\lambda_{1,2} = \frac{-b\dfrac{L}{d^4} \pm \sqrt{b^2\dfrac{L^2}{d^8} - 4ac}}{2a}$$

Ricaviamo k_1 e k_2 con le condizioni al contorno del tipo

(4.10) $$\begin{cases} x(0) = 0 \\ \dot{x}(0) = 0 \end{cases}$$

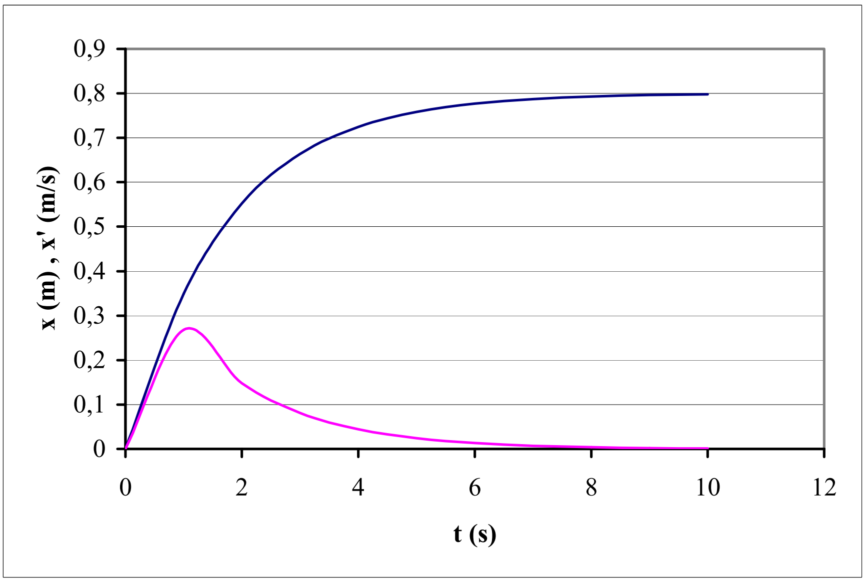
ottenendo

(4.11) $$x(t) = \left(\frac{0{,}8\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2}\right)e^{\lambda_1 t} + \left(\frac{0{,}8\lambda_1}{\lambda_2 - \lambda_1}\right)e^{\lambda_2 t} + 0{,}8$$

A questo punto necessario è scegliere i valori di L e d tali per cui l'azionamento del martinetto avviene in un tempo di 10 secondi.

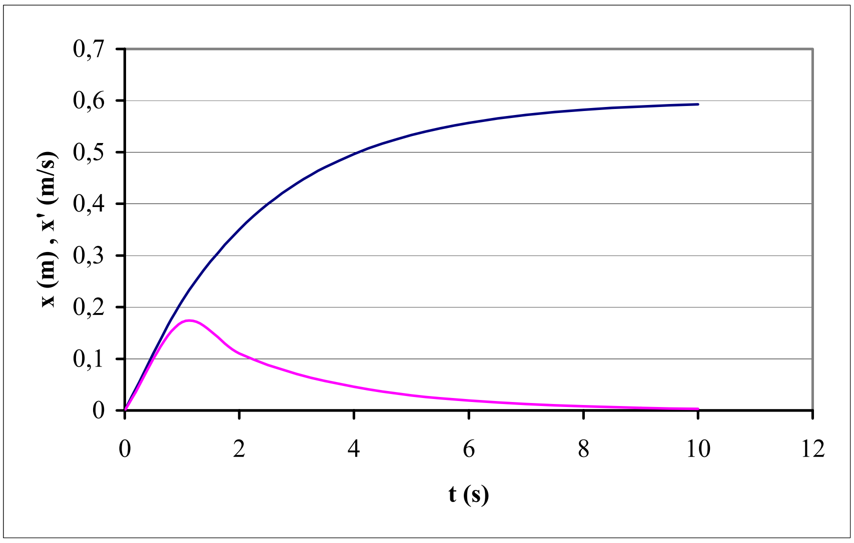
Per L = 5 m e d = 0,004 m si ottiene

tempo (s)	x(t) [m]	v_m(t) [m/s]
0	0	0
1	0.34968	0.268486
2	0.551921	0.147908
3	0.663334	0.081482
4	0.724712	0.044888
5	0.758524	0.024728
6	0.777151	0.013623
7	0.787413	0.007505
8	0.793066	0.004134
9	0.79618	0.002278
10	0.797896	0.001255



Procedendo analogamente per il martinetto 2 e scegliendo L = 30 m e d = 0,004 otteniamo

tempo (s)	x(t) [m]	$v_m(t)$ [m/s]
0	0	0
1	0.21155	0.171154
2	0.349976	0.110162
3	0.439073	0.070905
4	0.49642	0.045638
5	0.533331	0.029375
6	0.557089	0.018907
7	0.572381	0.012169
8	0.582223	0.007833
9	0.588558	0.005041
10	0.592635	0.003245

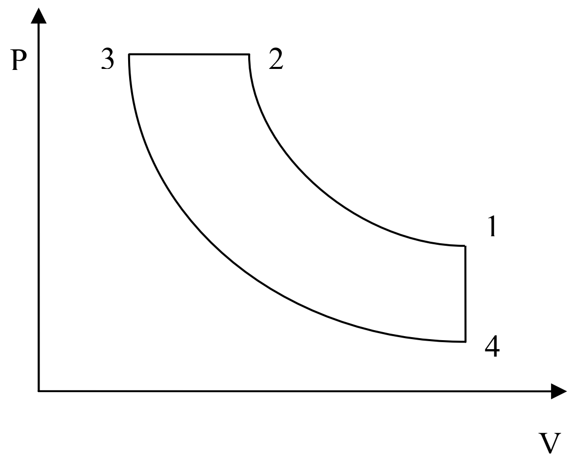


Esercitazione 5

Dobbiamo analizzare l'effetto sul dimensionamento dell'accumulatore e del martinetto delle variazioni di pressione minima utile nell'accumulatore e calcolare la temperatura alla quale si porta il gas nell'accumulatore durante il suo caricamento e durante il suo impiego in emergenza nell'ipotesi di comportamento politropico nelle fasi di carica e scarica con un coefficiente $\gamma = 1{,}15$.
Sappiamo dai dati fornitici che l'impianto è alimentato con una pressione pari a 16 MPa. L'accumulatore inserito nel circuito permette il funzionamento del martinetto anche in caso di rottura della pompa. Possiamo quindi calcolare la forza massima agente sul martinetto come

(5.1) $$F_{\max} = 15000 + 30000L$$

dove L è la corsa massima del martinetto.
Svolgendo i conti otteniamo così un valore F_{max} = 39000 N.
Sappiamo che il gas ha un comportamento politropico, quindi avremo una fase di carica 1-2 che può essere considerata adiabatica, una fase 2-3 di raffreddamento dove il gas torna alla temperatura ambiente che può essere considerata isobara e una fase 3-4 di scaricamento che considereremo anch'essa adiabatica. Quest'ultimo tratto sarà ovviamente percorso solo in caso di rottura della pompa. Il grafico del ciclo sarà quindi



Dal grafico notiamo che la pressione minima P_4 alla quale dobbiamo dimensionare l'apparato non coincide con la pressione di precarica P_1. Questo è dovuto al fatto che nella fase 2-3 si verifica una perdita di energia dovuta al ritorno a temperatura ambiente dell'accumulatore. Calcoliamo quindi i punti del ciclo come volume, pressione e temperatura.
Sappiamo che P_3 = 16 Mpa è la pressione imposta con cui l'impianto viene alimentato.
Notiamo inoltre che la differenza tra i volumi V_3 e V_4 è pari al volume di olio scaricato dal martinetto, quindi scriviamo

(5.2) $$\begin{cases} A_m = \dfrac{F_{\max}}{P_4} \\ V_4 - V_3 = A_m \\ P_3 V_3^{\gamma} = P_4 V_4^{\gamma} \end{cases}$$

Dove l'ultima equazione rappresenta l'adiabatica 3-4

Svolgendo il sistema ricaviamo

(5.3)
$$V_4 = \frac{P_3^{\frac{1}{\gamma}} A_m L}{P_3^{\frac{1}{\gamma}} - P_4^{\frac{1}{\gamma}}}$$

Poiché la pressione minima P_4 la otteniamo per il volume massimo dell'accumulatore, imponiamo che $\frac{\partial V_4}{\partial P_4} = 0$, che ci permette di ottenere

(5.4)
$$P_4 = \left(\frac{\gamma}{\gamma + 1} \right)^{\gamma} P_3$$

e quindi una $P_4 = 7791450$ Pa.
Ricaviamo quindi anche il volume $V_4 = 0{,}008609\ m^3$ e $V_3 = 0{,}004605\ m^3$.
Essendo poi $P_2 = P_3 = 16000000$ Pa e $V_1 = V_4 = 0{,}008609\ m^3$ ci rimangono da calcolare solo P_1 e V_2.
Dall'isoterma 1-3 otteniamo immediatamente che

(5.5)
$$P_1 = P_3 \frac{V_3}{V_1}$$

e quindi $P_1 = 8558140$ Pa mentre per la 1-2 possiamo scrivere

(5.6)
$$V_2 = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} V_1$$

trovando $V_2 = 0{,}004997\ m^3$.
A questo punto determiniamo l'area del martinetto con il relativo diametro. Dalla prima equazione del sistema (5.2) abbiamo che $A_m = 0{,}005005\ m^2$ da cui otteniamo $D_m = 80$ mm.
Infine ci restano solo da determinare le temperature di esercizio del nostro impianto. Essendo la temperatura ambiente pari a 20 °C abbiamo che $T_1 = T_3 = 293{,}15$ K. Essendo 2-3 una trasformazione isobara otteniamo che

(5.7)
$$T_2 = \frac{V_2}{V_3} T_3$$

e ricaviamo $T_2 = 318{,}0785$ K. Per trovare T_4 sfruttiamo il fatto che $V_1 = V_4$ e quindi abbiamo

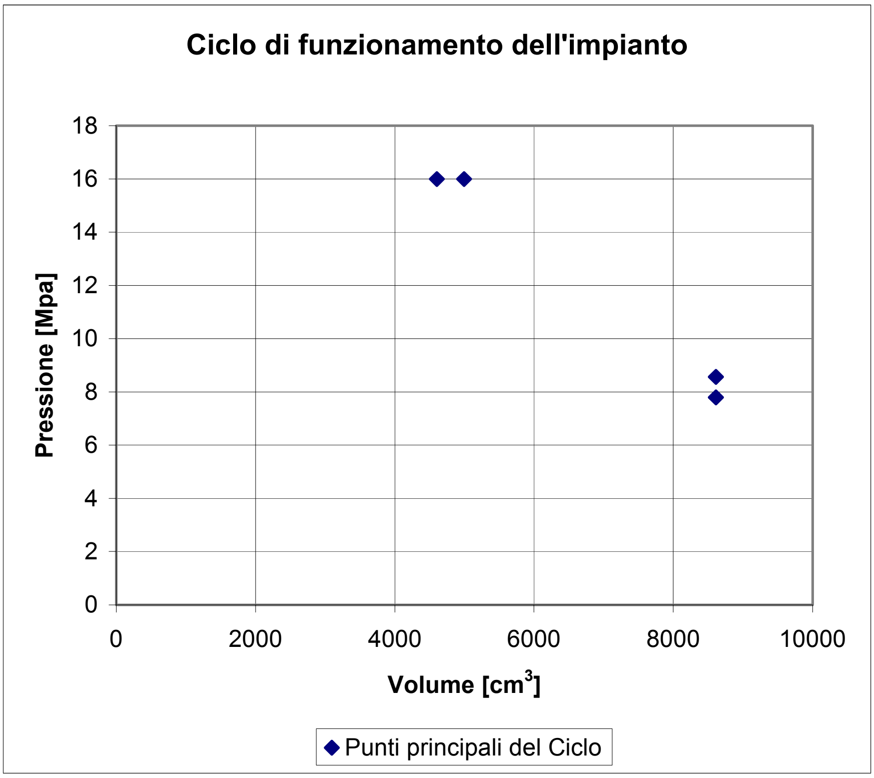
(5.8)
$$T_4 = \frac{T_1}{P_1} P_4$$

da cui $T_4 = 266{,}8879$ K.

Riassumiamo quindi le caratteristiche ottenute nella seguente tabella

Punto	Volume [m^3]	Pressione [Pa]	Temperatura [K]
1	0,008609	8558140	293,15
2	0,004997	16000000	318,0785
3	0,004605	16000000	293,15
4	0,008609	7791450	266,8879

e rappresentiamo il grafico dei punti principali di funzionamento del nostro impianto



Esercitazione 6

- **Determinazione della curva caratteristica della pompa**

Ipotizziamo un andamento parabolico per la curva caratteristica della pompa e scriviamola come

(6.1) $$\Delta p = \Delta p_{max} \left(A\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right)^2 + B\left(\frac{Q}{Q_{max}}\right) + C \right)$$

per trovare i coefficienti A, B, C impongo le tre condizioni dettate dal problema, ovvero

(6.2) $$\begin{aligned} &\Delta P\left(Q_{max}\right) = 0 \\ &\Delta P\left(\frac{1}{10} Q_{max}\right) = \Delta P_{max} \\ &\left.\frac{\partial P}{\partial Q}\right|_{\frac{1}{10} Q_{max}} = 0 \end{aligned}$$

Ottenendo così A = -100/81 = -1,23457 ; B = 20/81 = 0,246914 ; C = 80/81 = 0,987654
I valori p_{max} e q_{max} li determineremo poi.

- **Analisi delle condizioni di funzionamento**

Le pompe che stiamo dimensionando devono essere in grado di vincere sia le perdite di carico distribuite che quelle concentrate nei condotti, garantendo la pressione massima e minima all'ingresso dei motori ad una certa portata di combustibile. La curva caratteristica determinata parzialmente nel punto precedente deve cadere dentro le due cosiddette curve limite. Per determinarle dobbiamo considerare tre casi:

1) Condizioni normali di esercizio: entrambe le pompe sono operative
2) Condizione di emergenza: alimentazione da un solo serbatoio, linea di cross-feed vicino ai serbatoi
3) Condizione di emergenza: alimentazione da un solo serbatoio, linea di cross-feed vicino ai motori

Possiamo scrivere che

(6.3) $$\Delta P_{tot} = \Delta P_{distribuite} + \Delta P_{concentrate} = 1,25 \frac{1}{2} \lambda \frac{L}{D} \rho v^2$$

Se scegliamo un diametro D = 25 mm e calcoliamo la velocità di flusso del carburante, otteniamo V = 0,363 m/s, calcolato con la portata Q fornitaci, e quindi un numero di Reynolds pari a 3540. Questo è indice che il moto nel condotto è turbolento e quindi è soddisfatto il coefficiente delle perdite di carico λ = 0,03. L'area del condotto sarà quindi A = 0,000491 m^2.
Scriviamo ora il ΔP_{tot} come

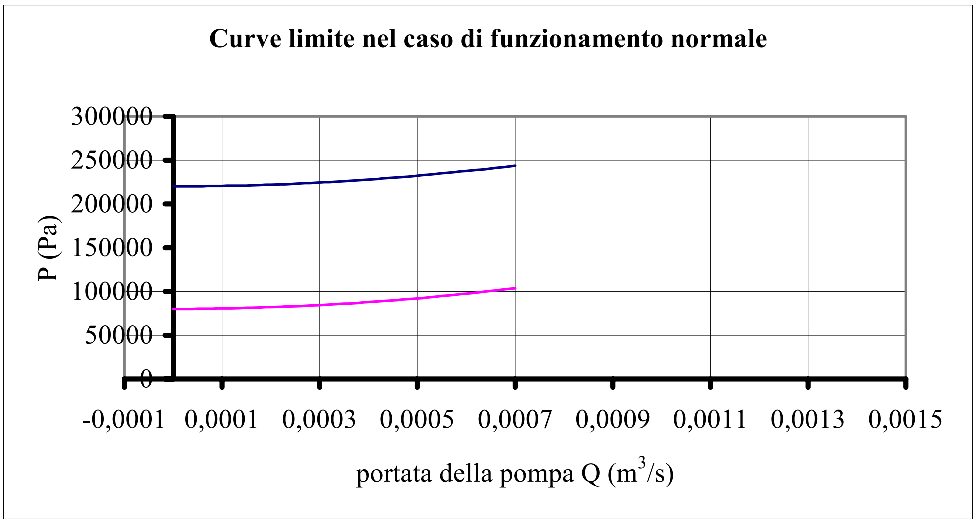
(6.4) $$\Delta P_{tot} = 1,25 \frac{1}{2} \lambda \frac{L}{D} \rho \left(\frac{Q}{A}\right)^2 = KQ^2$$

Nel nostro caso K = 48605622946 [Pa·s^2/m^6]
Le curve limite nel caso 1) sono quindi date da

(6.5)
$$P_{sup} = P_{max} + KQ^2$$
$$P_{inf} = P_{min} + KQ^2$$

per un portata Q che varia da 0 a 0,000712 m^3/s

Graficamente otteniamo

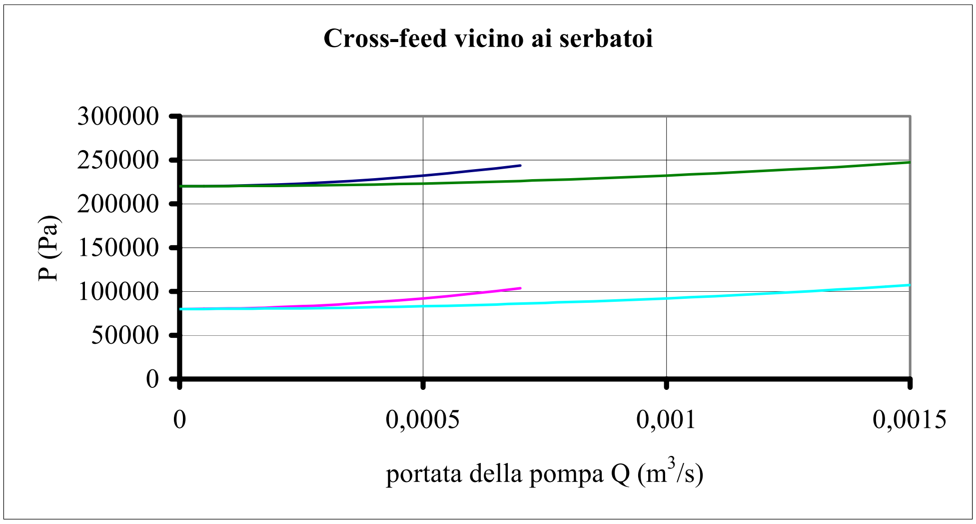


Le curve limite nel caso 2) saranno caratterizzate dalle stesse perdite di carico e da una portata doppia. Avremo quindi che

(6.6)
$$P_{sup} = P_{max} + K\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$
$$P_{inf} = P_{min} + K\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

per un portata Q che varia da 0 a 0,001428 m^3/s

Graficamente otteniamo

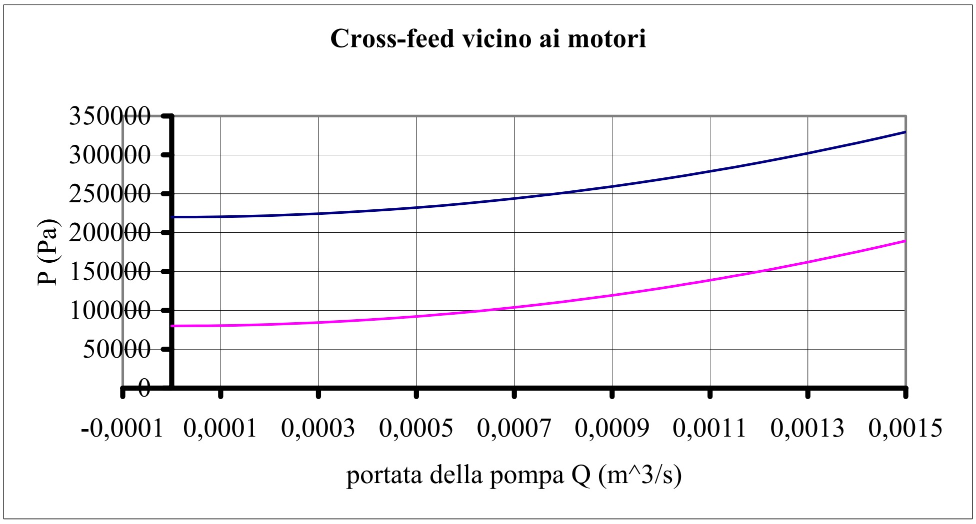


Nell'ultimo caso infine oltre ad avere una portata doppia, avremo anche delle perdite di carico doppie, ovvero

(6.7)
$$P_{sup} = P_{max} + 4K\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$
$$P_{inf} = P_{min} + 4K\left(\frac{Q}{2}\right)^2$$

per un portata Q che varia da 0 a 0,001428 m^3/s.

Graficamente otteniamo



- **Dimensionamento nelle condizioni di cross – feed vicino ai serbatoi**

Scriviamo la potenza della pompa come

(6.8)
$$W = Q\Delta P = \Delta p_{max}\left(A\frac{Q^3}{Q_{max}^2} + B\frac{Q^2}{Q_{max}} + CQ\right)$$

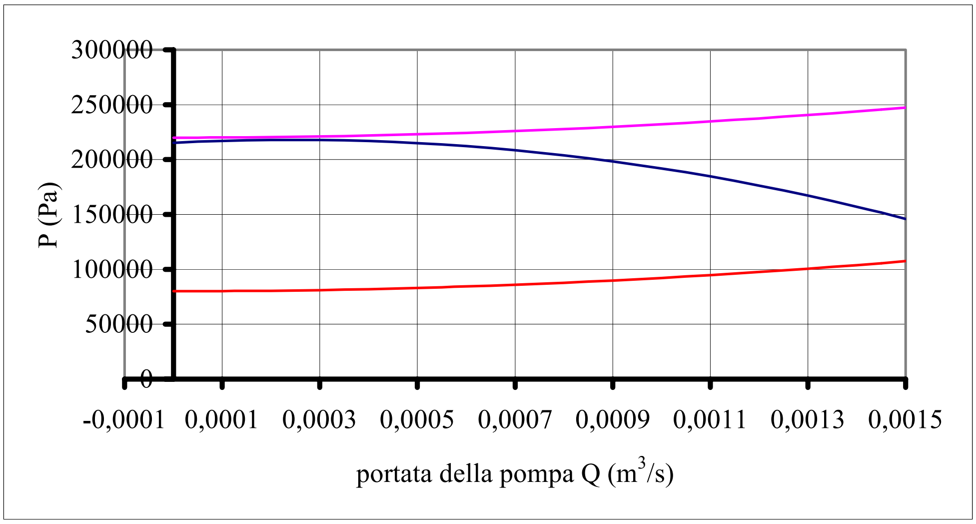
Imponiamo la condizione di potenza massima della pompa per la portata pari a 0,001428 m^3/s, ovvero

(6.9)
$$\frac{\partial W}{\partial Q} = \Delta p_{max}\left(3A\frac{Q^2}{Q_{max}^2} + 2B\frac{Q}{Q_{max}} + C\right) = 0$$

da cui ricaviamo che Q_{max} = 0,002431 m^3/s.
Consideriamo inoltre un piccolo scarto tra la pressione massima di ingresso al motore e quella limite di funzionamento dello stesso. Imponiamo quindi ΔP_{max} = 218000 Pa
Otteniamo così un'espressione per ΔP pari a

(6.10)
$$\Delta p = -45542000000Q^2 + 22141000Q + 215297$$

Rappresentandola graficamente abbiamo

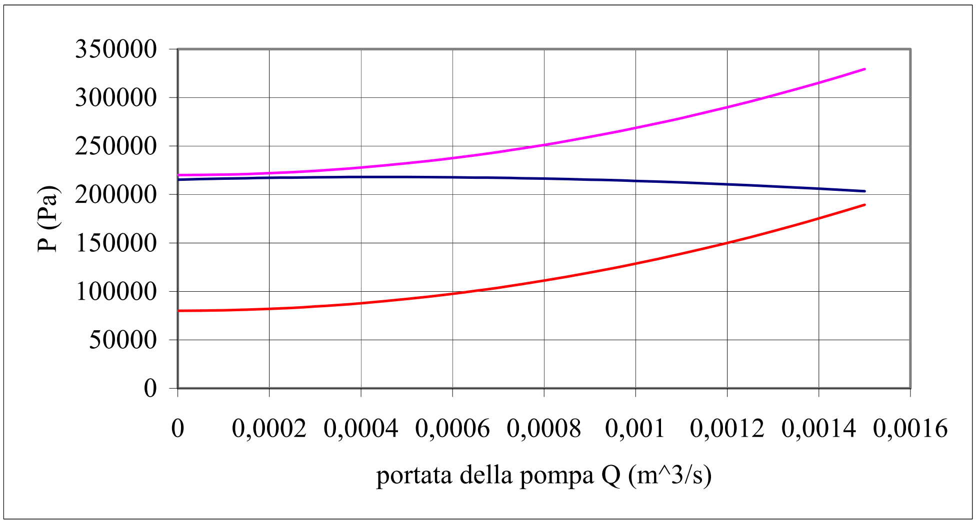


- **Dimensionamento nelle condizioni di cross – feed vicino ai motori**

In questo caso fissiamo ancora una volta ΔP_{max} = 218000 Pa e poi studiamo come varia la curva caratteristica al variare di Q_{max}. Non procediamo come prima in quanto otterremmo la stessa curva che non starebbe nei vincoli. Scegliamo quindi noi una Q_{max} = 0,0045 m^3/s che ci permette di restare tra i limiti. Infatti sostituendo i valori otteniamo una curva caratteristica

(6.11) $$\Delta p = -13290656912Q^2 + 11961591Q + 215308$$

che rappresentandola graficamente conferma quanto detto.



Esercitazione 7

- **Dimensionamento dei freni del velivolo**

Il numero dei dischi necessari all'arresto del velivolo si calcola applicando un equilibrio energetico tra l'energia cinetica da smaltire durante la frenata e l'energia dissipata nell'impianto frenante.
Possiamo quindi scrivere che

(7.1) $$E_c = \frac{1}{2}MV^2 = mc\Delta T = E_d$$

dove m è la massa frenante, c la capacità termica del materiale e ΔT è la differenza massima di temperatura sopportabile dall'impianto. Otteniamo così un valore di Ec = 37500 KJ. Ricordando che il 60 % dell'energia viene smaltita dai freni, e ipotizzando che i dischi del freno siano inizialmente alla temperatura ambiente di 15 °C si ricava la massa totale frenante necessaria per ruota come:

(7.2) $$m = \frac{0,6E_c}{4c\Delta T} = 27,70649Kg$$

Adesso immaginiamo di avere un solo disco di massa m e per calcolarne le dimensioni consideriamo un disco di diametro massimo pari a d_{max} = 34 cm e di diametro minimo pari a d_{min} = 17 cm.
Ricaviamo quindi lo spessore del disco come

(7.3) $$s = \frac{m}{\pi\rho\left(\left(\frac{d_{max}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{min}}{2}\right)^2\right)}$$

dove sostituendo i valori otteniamo s = 0,052165 m. Scegliamo quindi di mettere 4 freni a disco su ciascuna delle 4 ruote ottenendo per ciascun disco le seguenti caratteristiche

diametro massimo di un disco	34 cm
diametro minimo di un disco	17 cm
spessore di un disco	14 mm
massa di un disco	7,436 Kg

- **Dimensionamento delle pastiglie dei freni del velivolo** (consideriamo una sola ruota)

Bilanciando la forza frenante con la forza d'inerzia del velivolo abbiamo

(7.4) $$F_{fr} = F_i = Ma$$

dove F_i = 120000 N. Riferendoci ad una sola ruota possiamo calcolare la coppia frenante come

(7.5) $$C_f = \frac{D}{2n}F_{fr}$$

dove n è il numero di ruote frenante e pari a 4. Otteniamo cosi un valore di C_f = 9000 Nm.

La potenza massima quindi richiesta per la frenata sarà

(7.6) $$W_{\max} = \frac{F_{fr} v}{n}$$

ottenendo un W_{max} = 1500 KW.
L'area minima delle pastiglie sarà immediatamente ricavabile da

(7.7) $$A_{p\min} = \frac{W_{max}}{W_{spec}}$$

e la distanza del baricentro dal mozzo sarà

(7.8) $$b = \frac{1}{2}\left(\frac{d_{\max}}{2} + \frac{d_{\min}}{2}\right)$$

Sostituendo i valori otteniamo A_{pmin} = 0,340136 m^2 e b = 0,1275 m.
Ricaviamo quindi la pressione necessaria per la frenata come

(7.9) $$P = \frac{C_f}{b A_{p\min} \mu}$$

Sostituendo otteniamo P = 691764,7 Pa.

- **Calcolo del numero di atterraggi consentiti** (consideriamo una sola ruota)

Calcoliamo il volume di pastiglie usurato ad ogni atterraggio come

(7.10) $$V_{pu} = \frac{0,6 E_c}{nu}$$

dove u è il coefficiente di usura delle pastiglie. Da questo ricaviamo immediatamente lo spessore delle pastiglie usurato

(7.11) $$s_{pu} = \frac{V_{pu}}{\left(A_{p\min}\right)}$$

Otteniamo così un valore di s_{pu} = 0,00520833 mm. Ricaviamo quindi direttamente che con 10 mm di pastiglie posso effettuare un numero di atterraggi pari a circa 1920

- **Dilatazioni del disco**

Per calcolare le dilatazioni del disco ragioniamo in due modi: il primo è quello di considerare l'area imposta costante e calcolare la sola variazione di spessore, mentre la seconda è quella di considerare spessore e diametro interni costanti e calcolare la variazione del diametro esterno. Così facendo non riproduciamo esattamente quello che accade nella realtà ma comunque ci mettiamo a favore della sicurezza in quanto le dilatazioni che calcoleremo saranno massime.
Procediamo quindi con il primo calcolo

La variazione dello spessore è immediatamente ricavabile come

(7.12) $$\Delta s = \alpha s \Delta T_{\max}$$

svolgendo i conti troviamo un $\Delta s = 0{,}081$ mm.
Scriviamo similmente la variazione di volume come

(7.13) $$\Delta V = \alpha V \Delta T_{\max}$$

ricaviamo quindi un $\Delta V = 5548{,}3$ mm^3.
Ricaviamo quindi il volume del disco dilatato sommando al volume di partenza il ΔV appena ottenuto e quindi ricalcoliamo il diametro esterno, ottenendo $d_{max,dilatato} = 340{,}74$ mm.

Esercitazione 8

La condizione più gravosa che deve sostenere il carrello è sicuramente in fase di atterraggio, dove deve essere in grado di assorbire tutta l'energia cinetica relativa alla componente verticale della velocità del velivolo all'istante del contatto con il terreno e la variazione di energia potenziale.
Dalla conservazione dell'energia abbiamo

(8.1) $$\frac{1}{2}mv_z^2 + mg\delta = \int_0^\delta L d\delta + \int_0^\delta R d\delta$$

dove δ è la coordinata dello spostamento del pistone e R la reazione scambiata tra l'ammortizzatore e il terreno. In volo la portanza L è naturalmente uguale al peso Q del velivolo, mentre una volta toccata terra, come da norme, la portanza si riduce ad un valore definito per lo schiacciamento massimo, indicato con Δ, pari a un terzo del peso del velivolo. Possiamo quindi scrivere

(8.2) $$\int_0^\Delta L d\delta = \frac{1}{2}\left(Q + \frac{Q}{3}\right)\Delta = \frac{2}{3}mg\Delta$$

Introduciamo ora il rendimento dell'ammortizzatore

(8.3) $$\eta = \frac{R d\delta}{R_{\max}\Delta}$$

Sostituendo il tutto nell'equazione di bilancio possiamo scrivere quindi che

(8.4) $$\frac{1}{2}mv_z^2 + mg\delta = \frac{2}{3}mg\Delta + \eta R_{\max}\Delta$$

La condizione che ci manca per risolvere il bilancio è data dalla limitazione strutturale che è rappresentata dal fattore di contingenza, definito come

(8.5) $$n_{\max} = \left(\frac{L+R}{Q}\right)_{\max} \Rightarrow R_{\max} = (n-1)mg$$

da cui possiamo ricavare R_{max} = 784800 N
Considerando un rendimento η = 0,89 possiamo quindi ricavarci dalla (8.4) lo schiacciamento massimo Δ = 0,223284 m. Osserviamo che noi abbiamo sostituito L = mg nell'equazione (8.5) anche se non sappiamo il valore reale di L. Così facendo tuttavia ci siamo posti dalla parte della sicurezza.

- **Dimensionamento dell'ammortizzatore**

Ipotizziamo che la compressione del gas sia una trasformazione adiabatica e scriviamo l'equazione prendendo come riferimento gli istanti iniziale e finale:

(8.6) $$\frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}}\right)^\gamma$$

con

(8.7)
$$V_{\min} = V_{\max} - A_s\Delta$$
$$A = 1{,}96A_s$$

dove A è l'area del martinetto e A_s è l'area dello stelo.
Indicando con P_1 la pressione che agisce su A e con P_2 la pressione agente su A_2 definita come l'area utile soprastante, ovvero A - A_s, abbiamo

(8.8)
$$R = P_1 A - P_2\left(A - A_s\right)$$

In condizioni statiche $P_1 = P_2$, osserviamo che quando R = R_{max} abbiamo $P_1 = P_2 = P_{max}$.
Dobbiamo quindi ipotizzare delle pressioni minime e massime di esercizio dell'ammortizzatore.
Scegliamo quindi

(8.9)
$$P_{\max} = 75000000Pa$$
$$P_{\min} = 25000000Pa$$

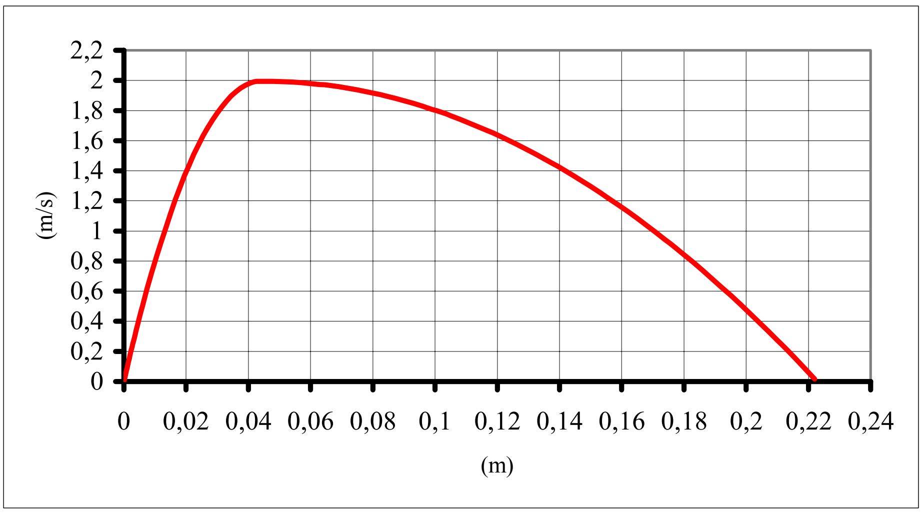
il che significa che la pressione non potrà superare gli 80 Mpa (scelta di P_{max}) e che la sospensione è già in pressione (scelta di P_{min}).
Da quanto detto possiamo scrivere che

(8.10)
$$R_{\max} = P_{\max} A - P_{\max}\left(A - A_s\right) = P_{\max} A_s$$

Da cui ricaviamo che A_s = 0,010464 m^2 e di conseguenza D_s = 0,115455 m. Dato il rapporto che avevamo stimato in partenza è immediato ricavare che A = 0,020509 m^2 con D = 0,161637 m.
Dal punto di vista dinamico considerando un rapporto politropico γ = 1,3 possiamo ricavare dalla (8.6) e dalla (8.7) i volumi massimo e minimo del gas, ottenendo V_{max} = 0,004096 m^3 e V_{min} = 0,001759 m^3.

- **Dimensionamento dell'orifizio**

La prima cosa da fare è trovare l'andamento della velocità dello stelo in funzione dello spostamento. Si suppone un andamento parabolico, con due parabole che si incontrano nel punto di massima altezza. Disegnandolo graficamente otteniamo



Ora si deve determinare l'andamento della R sullo stelo ed essa dovrà avere valore simile a quello ricavato precedentemente in prima approssimazione, con un errore sulla valutazione di R_{max} del 10 - 15%. Scriviamo quindi

(8.11)
$$\begin{cases} R(\delta) = P_1 A - P_2 (A - A_s) \\ P_2 = P_1 - \Delta P \end{cases}$$

da cui ricaviamo

(8.12)
$$R(\delta) = P_1 A_s + \Delta P (A - A_s)$$

Utilizzando l'equazione dell'adiabatica possiamo scrivere

(8.13)
$$\begin{cases} \dfrac{P_1}{P_{\min}} = \left(\dfrac{V_1}{V_{\min}} \right)^{\gamma} \\ V_1 = V_{\max} - A_s \delta \end{cases}$$

Da cui ricaviamo che

(8.14)
$$P_1(\delta) = P_{\min} \left(\frac{V_{\max}}{V_{\max} - A_s \delta} \right)^{\gamma}$$

Scriviamo inoltre le perdite di carico dovute all'orifizio come

(8.15)
$$\Delta P = \frac{1}{2} \lambda \rho v^2$$

e l'equazione di conservazione della massa

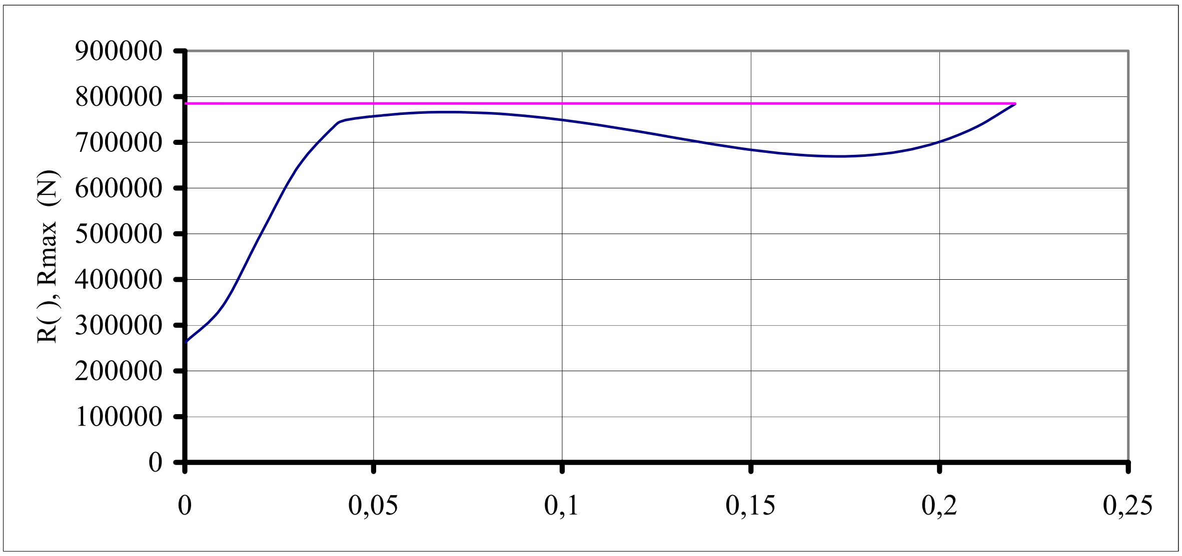
(8.16)
$$(A - A_s) \frac{d\delta}{dt} = v A_{orifizio}$$

Adesso possiamo scrivere la funzione R(δ) sostituendo quanto ricavato in precedenza, ovvero

(8.17)
$$R(\delta) = P_{\min} \left(\frac{V_{\max}}{V_{\max} - A_s \delta} \right)^{\gamma} A_s + \frac{1}{2} \lambda \rho \left(\frac{(A - A_s)}{A_{orifizio}} \frac{d\delta}{dt} \right)^2 (A - A_s)$$

A questo punto occorre fare delle ipotesi per i valori di $A_{orifizio}$ e per il rapporto L/d dal quale, attraverso il grafico fornito dall'esercizio, si ricava il valore di λ.

Scegliendo i valori di L/d = 1,6 otteniamo λ = 1,6 e imponendo $A_{orifizio}$ = 0,00007854 m^2 troviamo $D_{orifizio}$ = 0,01 m. Sostituendo della (8.17) possiamo rappresentare il tutto graficamente ottenendo



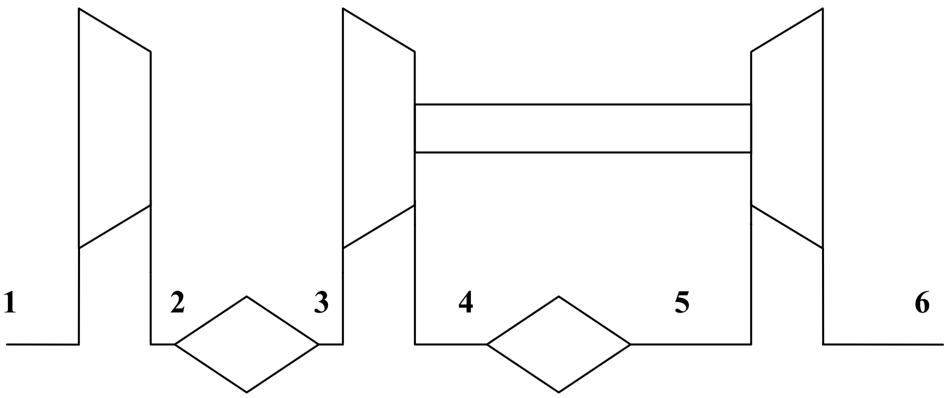
Calcoliamo numericamente le aree sottese ai grafici di $R(\delta)$ e R_{max} ottenendo un valore pari a

(8.18)
$$\int_0^{\Delta} R d\delta = 147354$$
$$\eta R_{max} \Delta = 153802$$

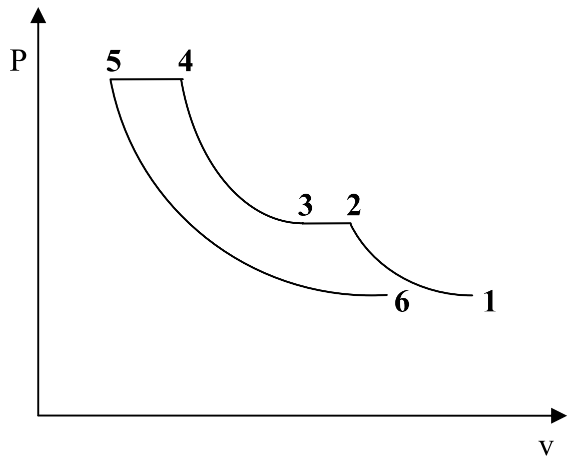
Dal confronto dei valori otteniamo che l'errore che abbiamo commesso è pari a 4,38% che è del tutto accettabile.

Esercitazione 9

Il ciclo bootstrap consiste in una prima compressione adiabatica compiuta dal compressore del motore del velivolo, seguita da una scambio termico (supposto isobaro) compiuto da uno scambiatore di calore e quindi da un'altra compressione isoentropica eseguita da un secondo scambiatore di calore. Infine si ha una espansione isoentropica in una turbina che fornisce il lavoro necessario al compressore dell'impianto. Riassumiamo schematicamente l'impianto qui sotto e il ciclo ad esso associato nel piano P-v.



Impianto di condizionamento a ciclo bootstrap



Piano P-v del ciclo Bootstrap dell'impianto

- **Velivolo fermo a quota zero**

Passiamo quindi al calcolo di tutti i punti del ciclo assumendo che questo sia ideale.
Innanzitutto possiamo ricavare la pressione massima come

(9.1) $$P_4 = P_5 = P_1\beta$$

e otteniamo un valore pari a P_4 = 1520398 Pa.
Sappiamo anche che $P_6 = P_1$ = 101359,9 Pa.

Ricaviamo quindi la temperatura nel punto 5 come

(9.2) $$T_5 = T_6 \left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

e otteniamo T_5 = 602,98 K.
Indicando con il L il lavoro possiamo dire che

(9.3) $$L_{34} = L_{56} \Rightarrow T_4 - T_3 = T_5 - T_6$$

Da cui ricaviamo immediatamente T_4 = 674,98 K.
Grazia alle adiabatiche possiamo inoltre determinare

(9.4) $$P_3 = P_4 \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

e

(9.5) $$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

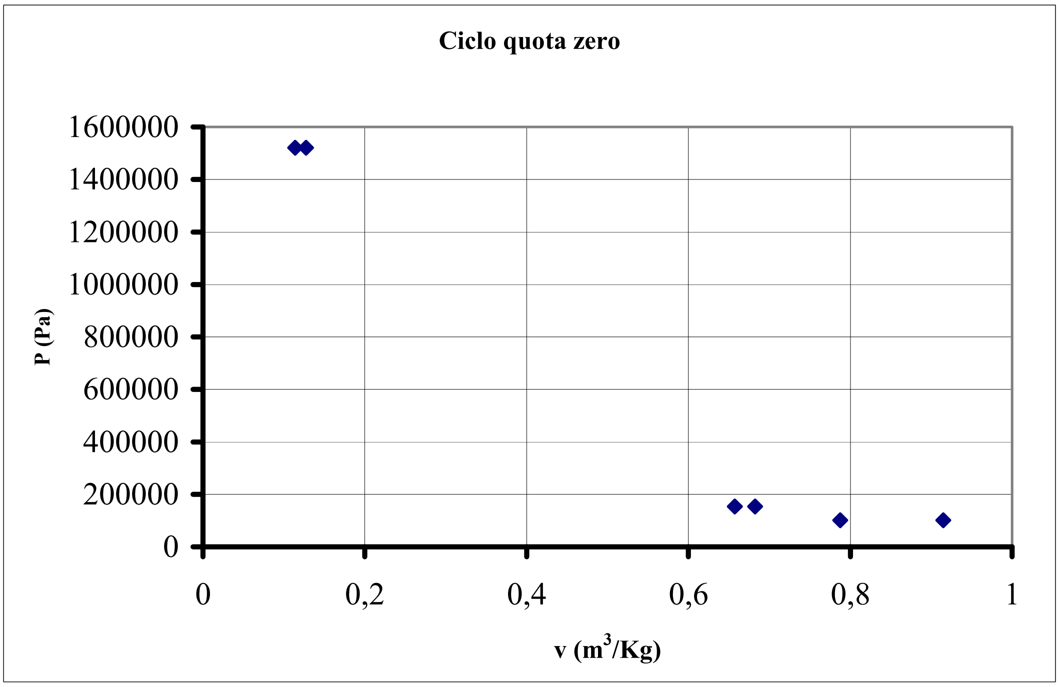
ottenendo $P_2 = P_3$ = 152869,8 Pa T_2 = 363,4055 K.
Ci rimangono quindi da calcolare i volumi specifici, che ricaviamo grazie all'equazione dei gas perfetti come

(9.6) $$v = \frac{RT}{P}$$

ottenendo v_1 = 0,914998 m^3/Kg, v_2 = 0,682263 m^3/Kg, v_3 = 0,657377 m^3/Kg, v_4 = 0,127414 m^3/Kg, v_5 = 0,113823 m^3/Kg, v_6 = 0,78758 m^3/Kg
Riassumendo abbiamo ottenuto i seguenti punti

Punto	**v [m^3/Kg]**	**P [Pa]**	**T [K]**
1	0,914998	101359,9	323,15
2	0,682263	152869,8	363,4055
3	0,657377	152869,8	350,15
4	0,127414	1520398	674,983
5	0,113823	1520398	602,9831
6	0,78758	101359,9	278,15

Rappresentandoli graficamente otteniamo conferma di quanto disegnato in precedenza



A questo punto ipotizziamo che le efficienze ε_a e ε_b degli scambiatori rimangano invariate e quindi le possiamo ricavare dal caso di quota zero nel modo seguente

(9.7)
$$\varepsilon_a = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1}$$
$$\varepsilon_b = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1}$$

ottenendo $\varepsilon_a = 0{,}329284$ e $\varepsilon_b = 0{,}204642$

- **Velivolo in volo alla quota di 8000m con velocità di 480 kts**

Date le nuove condizioni di esercizio possiamo ricavarci innanzitutto il numero di Mach di volo del velivolo come

(9.8)
$$M = \frac{V}{c} = \frac{V}{\sqrt{\gamma R T_{8000}}}$$

ottenendo dai dati fornitici M = 0,801632.
Possiamo quindi ricavare dalle formule del moto comprimibile isoentropico

(9.9)
$$T_1 = T_{8000}\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)$$
$$P_1 = P_{8000}\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

ottenendo $P_1 = 54316{,}4$ Pa $T_1 = 266{,}5006$ K.

Supponendo che il rapporto di compressione del punto 1-2 del caso precedente rimanga inalterato possiamo scrivere

(9.10) $$P_2 = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right) P_1$$

e otteniamo $P_2 = P_3$ = 81919,36 Pa. Proseguendo come fatto prima abbiamo dalla (9.5) che T_2 = 299,6992 K.
Dalle efficienze prima calcolate, supponendole invariate, e dallo scambio di lavoro tra compressore e turbina, essendo nota T_6, scriviamo

(9.11) $$\begin{aligned} T_3 &= -\varepsilon_a\left(T_2 - T_1\right) + T_2 \\ T_4 &= \frac{\left(T_3 - T_6\right)}{\varepsilon_b} + T_1 \\ T_5 &= T_4 - T_3 + T_6 \\ P_4 &= P_5 = P_6\left(\frac{T_5}{T_6}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{aligned}$$

ricavando T_3 = 288,7674 K, T_4 = 333,0432 K, T_5 = 319,4258 K, $P_4 = P_5$ = 133920,2 Pa.
Come prima dalla (9.6) ricaviamo i volumi specifici ottenendo v_1 = 1,408151 m^3/Kg, v_2 = 1,04998 m^3/Kg, v_3 = 0,1,011681 m^3/Kg, v_4 = 0,713734 m^3/Kg, v_5 = 0,684551 m^3/Kg, v_6 = 0,994047 m^3/Kg
Riassumendo in tabella i valori ottenuti e rappresentando il tutto graficamente otteniamo

Punto	v [m^3/Kg]	P [Pa]	T [K]
1	1,408151	54316,4	266,5006
2	1,04998	81919,36	299,6992
3	1,011681	81919,36	288,7674
4	0,713734	133920,2	333,0432
5	0,684551	133920,2	319,4258
6	0,994047	79441	275,15