

ESAME DI STATO PER L'ABILITAZIONE ALLA PROFESSIONE DI INGEGNERE

PRIMA SESSIONE 2024 – SEZIONE A

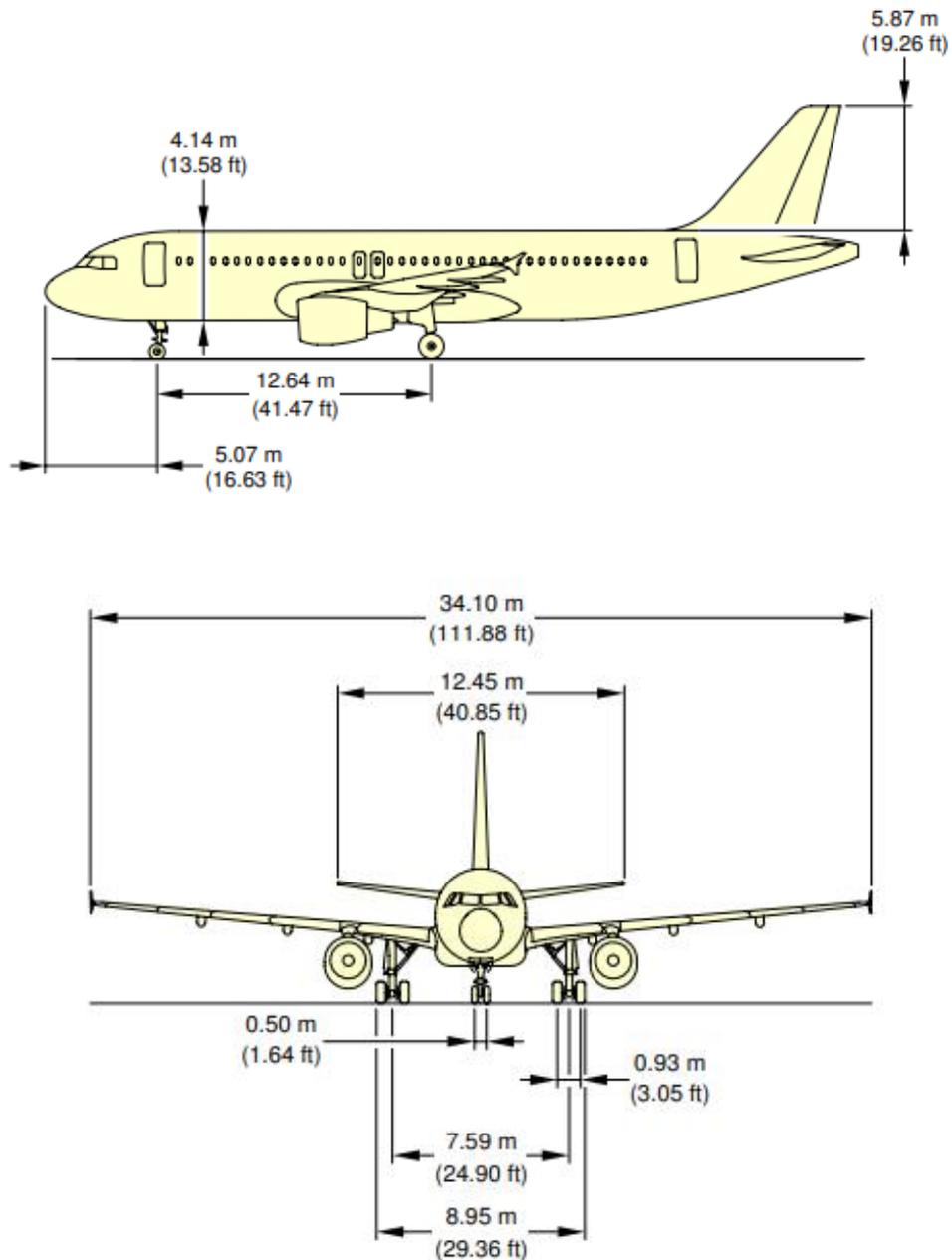
SETTORE INDUSTRIALE

COMMISSIONE 2A

PROVA SCRITTA

TEMA 1: AEROSPAZIALE

Si consideri il velivolo bimotore da trasporto passeggeri illustrato in Figura 1:



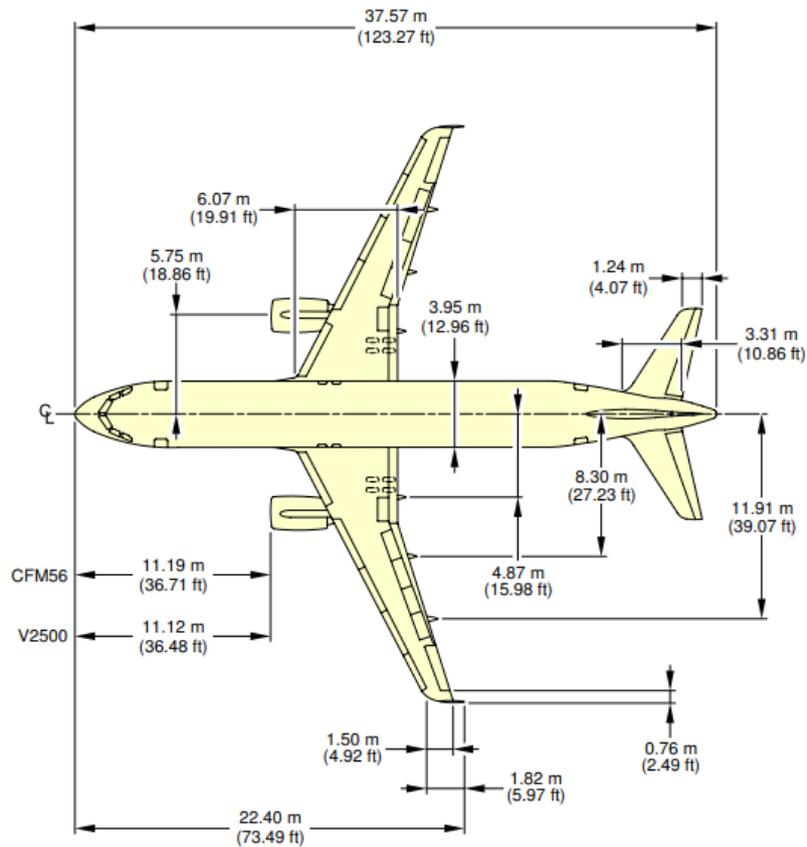


Figura 1 - Trittico quotato del velivolo considerato

Il suddetto velivolo ha le seguenti caratteristiche:

- Lunghezza 37,57 m
- Apertura alare 34,10 m
- Diametro fusoliera 4,14 m
- Freccia alare 25°
- Superficie alare 122,6 m²
- Peso a vuoto 42600 kg
- Peso carico 73900 kg
- Peso max al decollo 73000 kg
- Passeggeri fino a 195
- Capacità combustibile 23859 litri
- Propulsione: 2 turboventole (Spinta Massima: 120 kN/motore)

Inoltre, trascurando in prima approssimazione gli effetti dovuti agli impennaggi e alla fusoliera, si assuma la seguente polare parabolica del velivolo: $C_D = 0.024 + 0.0375 \cdot C_L^2$

Quesiti:

1. L'aereo, partendo da una quota h pari a 10.000 *ft*, inizia una manovra di risalita con velocità uniforme. A quel livello di volo, con una massa complessiva m pari a 64 tonnellate, le prestazioni tipiche del velivolo indicano una TAS di 289 *nodi* ed un rateo di salita h_e (velocità verticale) pari a 2760 *ft/min*. Nell'ipotesi che l'angolo di salita γ dell'aereo (angolo di rampa) sia piccolo (ossia, $\gamma \ll 1$), calcolare:
 - a) il suddetto angolo di salita γ
 - b) la spinta necessaria T , erogata complessivamente dai due propulsori in queste condizioni di volo
2. Successivamente, il velivolo raggiunge la sua quota di crociera (11000 *metri*). In tali condizioni di volo (ovvero, volo orizzontale, stabile e rettilineo a velocità costante), determinare:
 - a) la velocità di volo corrispondente alle condizioni di massima efficienza aerodinamica
3. In Figura 2 è schematizzata la geometria dell'impennaggio verticale del velivolo.

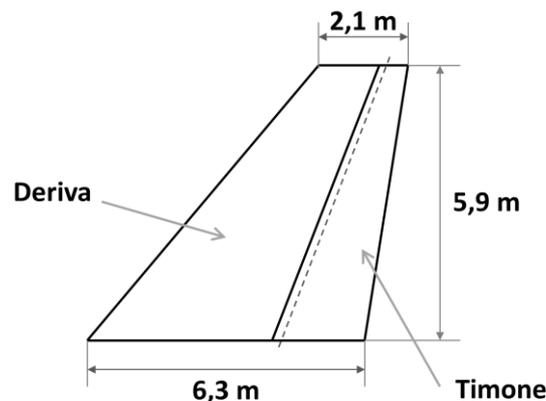


Figura 2 – Schematico dell'impennaggio verticale del velivolo

L'impennaggio verticale, composto dall'insieme deriva + timone illustrato in Figura 2, è costituito da una velatura a profilo biconvesso simmetrico (Figura 3).

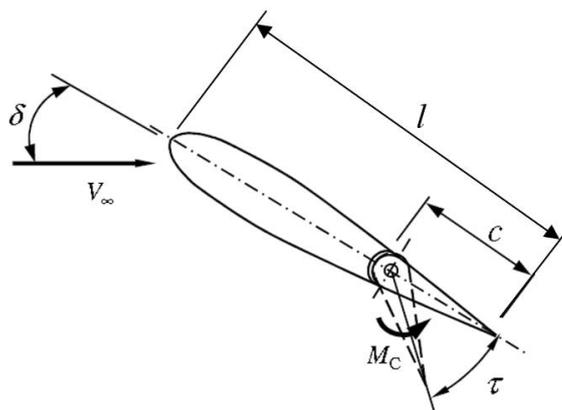


Figura 3 – Schematico dell'impennaggio verticale del velivolo

L'impennaggio verticale è caratterizzato da una rastremazione in apertura costante con $c = l/3$. Il massimo angolo di derapata (o di *sideslip*) previsto in tali condizioni di volo è $\delta_{max} = \pm 10^\circ$.

Il requisito di velocità dell'azionamento che movimentata il timone prevede il raggiungimento dell'angolo di barra massimo ($\tau_{max} = \pm 20^\circ$) in un tempo pari a 1,2 secondi.

Il momento di cerniera M_C sviluppato dal timone può essere modellato dall'equazione linearizzata

$$M_C = C_{mc} \frac{1}{2} \rho V^2 S c$$

in cui il coefficiente di momento può essere espresso come:

$$C_{mc} = k_0 + k_a \delta + k_b \tau$$

Si assumano $k_a = 0,201 \left[\frac{1}{rad} \right]$ e $k_b = 0,186 \left[\frac{1}{rad} \right]$.

- Nel caso del profilo considerato, stimare un valore opportuno del coefficiente k_0
- Calcolare il valore massimo del momento di cerniera $M_{C_{max}}$ agente sul timone dell'impennaggio verticale nelle condizioni di volo definite al punto 2 (velivolo in crociera a 11000 metri)

4. Il timone è attuato mediante il servocomando idraulico illustrato in Figura 4:

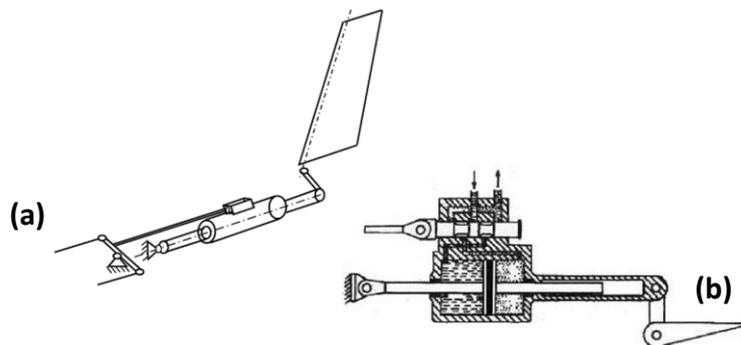


Figura 4 – Architettura del servocomando del timone (a) e relativo attuatore idraulico (b)

Il comando illustrato in Figura 4 è basato su un servomeccanismo idromeccanico con martinetto lineare simmetrico a stelo passante controllato dal pilota mediante trasmissione meccanica reversibile.

- Descrivere sinteticamente questa architettura di sistema, evidenziando le caratteristiche peculiari dei diversi elementi che la compongono e la loro mutua interazione al fine di garantire l'asservimento della superficie.
 - Confrontarla con un equivalente comando flight-by-wire illustrando le principali differenze, vantaggi e criticità delle due architetture di sistema
5. Per semplicità, si trascuri la trasmissione meccanica reversibile e si assuma il seguente schema per il potenziamento del comando di volo:

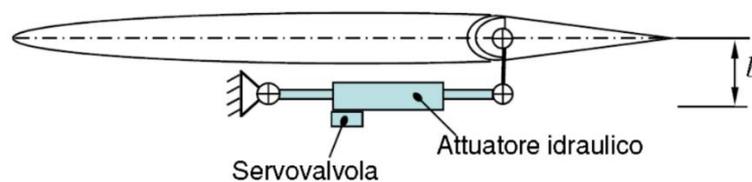


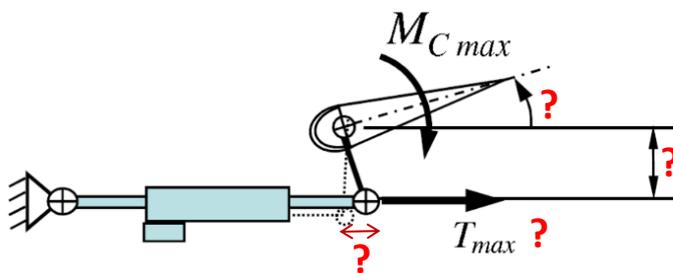
Figura 5 – Schematico del servomeccanismo di attuazione del timone

Il cinematismo che collega lo stelo dell'attuatore idraulico al timone ha un braccio $b = 0.1 [m]$.

Considerando quanto già definito ai punti 2, 3 e 4, e ipotizzando che:

- la valvola in mandata possa erogare una pressione differenziale massima $\Delta p_{max} = 200 [bar]$
- in condizione di funzionamento a vuoto, l'attuatore possa generare una velocità angolare di fuga del timone di $30 [^\circ/s]$

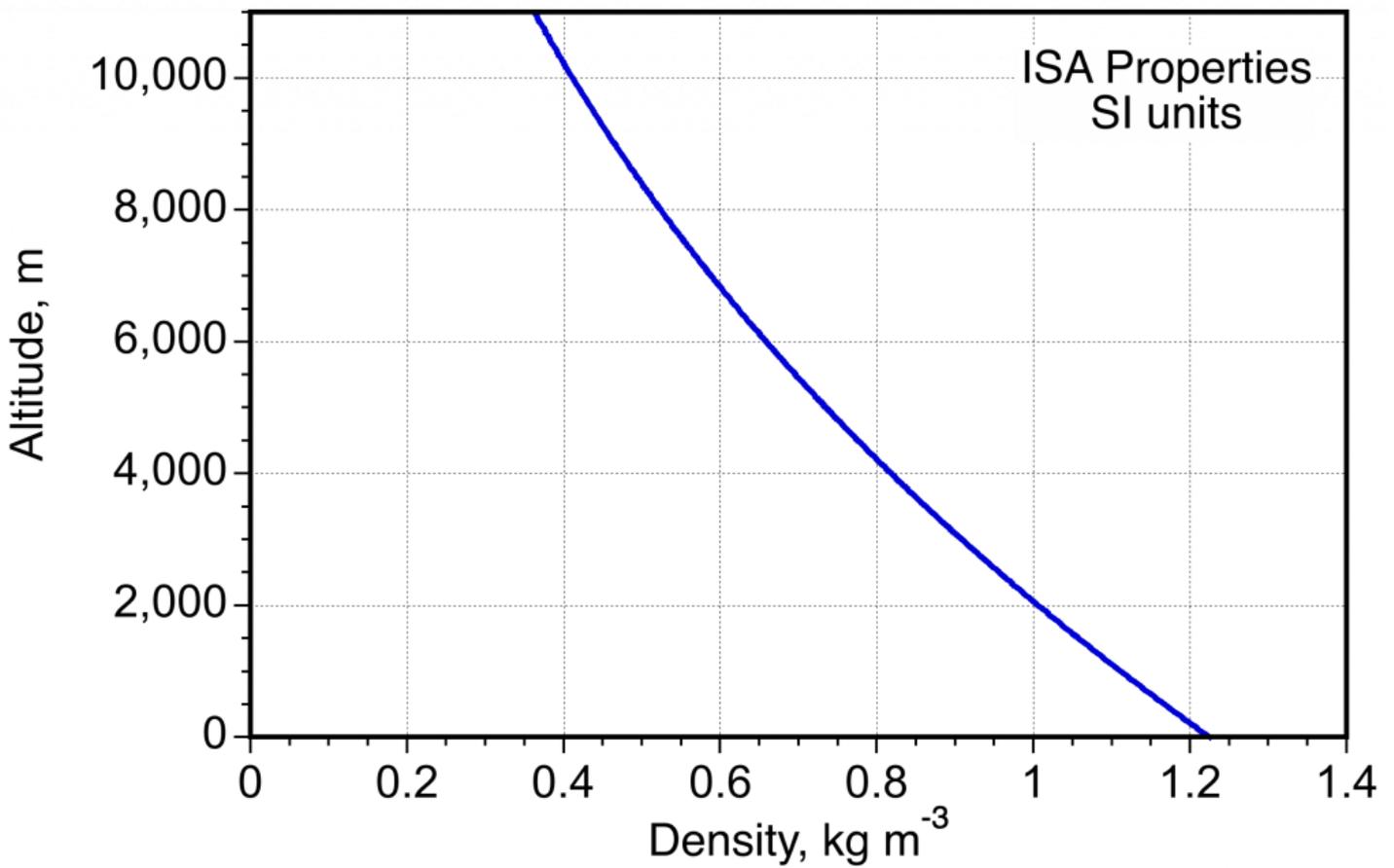
- sia applicabile il metodo del dimensionamento semplificato degli attuatori idraulici basato sul funzionamento ottimo



- calcolare lo sforzo massimo T_{max} previsto sull'attuatore in condizioni di $M_{C max}$
- calcolare l'area efficace del martinetto S_{att} (maggiorandola opportunamente in modo da compensare le perdite dovute agli attriti interni agenti sulle guarnizioni)
- stimare la cilindrata C e la corsa massima dell'attuatore
- calcolare la forza prodotta dall'attuatore e la corrispondente velocità angolare del timone in condizioni di funzionamento "ottime" (rispettivamente F_{ott} e V_{ott})
- calcolare il massimo valore di potenza meccanica erogabile dall'attuatore nelle condizioni definite al punto precedente (ossia $P_{max} = F_{ott} \cdot V_{ott}$)
- calcolare la portata idraulica assorbita dal martinetto in tali condizioni (Q_{Pmax})

APPENDICE 1

INTERNATIONAL STANDARD ATMOSPHERE



- $g = 9.81 \text{ m/s}^2$.
- $R = 287 \text{ J/(kgK)}$.
- $\alpha_T = 6.5 \cdot 10^{-3} \text{ K/m}$.
- $\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3$.
- $T_0 = 288.15 \text{ K}$.
- $ISA : \rho = \rho_0 \left(1 - \frac{\alpha_T h}{T_0}\right)^{\frac{gR}{\alpha_T} - 1}$

APPENDICE 2

DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DELL'ATTUATORE: CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO "OTTIME"

Una volta definita la massima forza sviluppabile dall'attuatore in condizioni di stallo (F_{stallo}) e la relativa velocità angolare di fuga v_{fuga} (ossia la massima velocità di attuazione ottenibile a vuoto) è possibile calcolare le condizioni di funzionamento "di ottimo", ossia le condizioni associate alla massima potenza meccanica erogabile dal martinetto, facendo riferimento alle seguenti considerazioni e al grafico illustrato in Fig. A2-1.

In prima approssimazione, è possibile correlare la forza di attuazione $F(v)$, sviluppata da un martinetto lineare, alla corrispondente velocità di attuazione v mediante il seguente modello semplificato:

$$F(v) = F_{stallo} - k \cdot v^2$$

Pertanto, la corrispondente velocità di fuga varrà:

$$v_{fuga} = \sqrt{\frac{F_{stallo}}{k}}$$

La potenza meccanica può essere espressa come:

$$P(v) = F(v) \cdot v = F_{stallo} \cdot v - k \cdot v^3$$

Quindi, le condizioni di ottimo della potenza meccanica si ricavano come segue:

$$\frac{dP(v)}{dv} = 0 \rightarrow F_{stallo} \cdot v - 3 \cdot k \cdot v^2 = 0$$

Da cui si ricavano i valori di ottimo della forza e della velocità di attuazione:

$$F_{ott} = F_{Pmax} = \frac{2}{3} F_{stallo}$$

$$v_{ott} = v_{Pmax} = \frac{v_{fuga}}{\sqrt{3}}$$

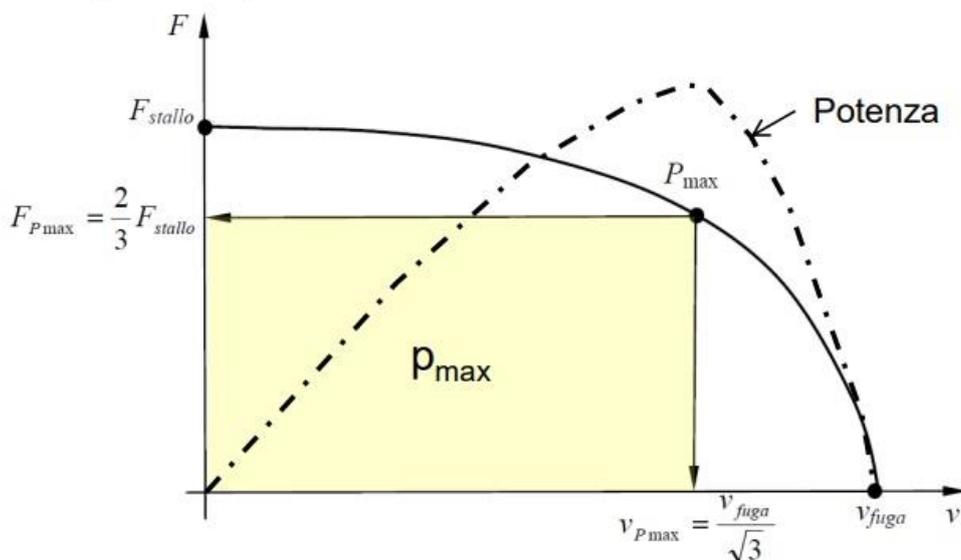


Figura A2-1

TEMA 2: MECCANICA

Il sistema per la trasmissione del moto mostrato in Figura 1 è costituito da un motore M1 e da due utilizzatori U1 e U2. La trasmissione del moto e la ripartizione delle coppie avvengono attraverso gli ingranamenti tra la ruota dentata 1 e la ruota dentata 2, entrambe a denti elicoidali, e tra le ruote dentate 3, 4, 5 e 6, tutte a denti dritti. La ruota dentata 1 è calettata sull'albero A1, la ruota dentata 2 e la ruota dentata 3 sono calettate sull'albero A2, la ruota dentata 4 è calettata sull'albero A3, la ruota dentata 5 è calettata sull'albero A4 e la ruota dentata 6 è calettata sull'albero A5. Si hanno a disposizione i seguenti dati:

- Coppia motrice erogata dal motore M1: $C_m=200$ Nm.
- Potenza assorbita dall'utilizzatore 2: $P_{u2}=10000$ W.
- La velocità angolare della ruota 4: 50 rad/s.
- I numeri di denti (indicati di seguito con la lettera z) di tutte le ruote: $z_1=27$, $z_2=41$, $z_3=33$, $z_4=47$, $z_5=53$, $z_6=81$;
- Angolo d'elica β della ruota dentata 1: 15° . **Si consideri il verso dell'elica rappresentato in Figura 1.**
- Fattore di larghezza di fascia assunto uguale per tutte le ruote, $\lambda=15$.
- Si assuma per le ruote dentate e per tutti gli alberi un acciaio con caratteristiche simili a quelle dell'acciaio 14CrMoV6 - Cementato e temprato e con le seguenti proprietà: Tensione di snervamento $R_{p0.2}=850$ MPa, Carico di rottura, $\sigma_R=1100$ MPa, limite di fatica $\sigma_{D-1}=550$ MPa, durezza Brinnel: 792 HB, modulo elastico $E=200000$ MPa.
- Albero A2, quote: $a_2=50$ mm, $b_2=150$ mm, $c_2=50$ mm.
- Albero A1, quote: $a_1=100$ mm, $b_1=60$ mm, $l_s=29$ mm.

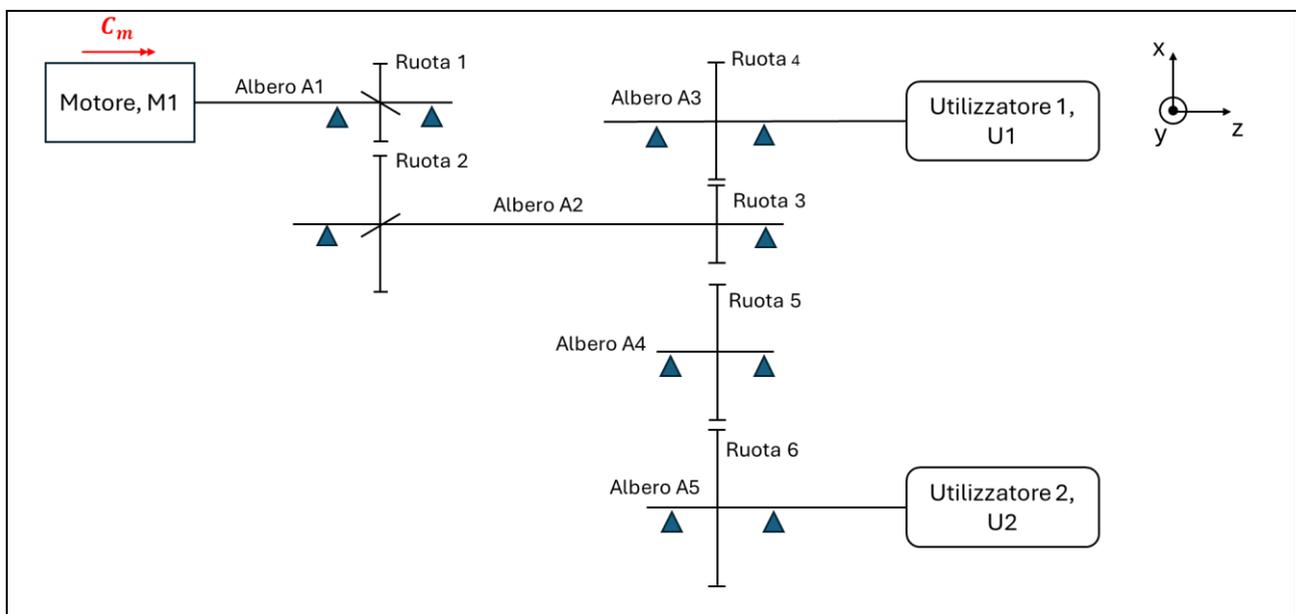


Figura 1: schema del sistema di trasmissione (non in scala).

Si richiede di progettare o di verificare i principali componenti, secondo le seguenti richieste:

1. Si calcoli il modulo di tutte le ruote dente. In particolare, si definisca il **modulo minimo unificato** che devono avere le ruote dentate per garantire un coefficiente di sicurezza pari a **3** rispetto al carico di snervamento (**resistenza a flessione statica**).
2. Si calcolino le **forze scambiate** tra le ruote dentate.

3. Si verifichi il **coefficiente di sicurezza rispetto alla massima tensione Hertziana** garantita dal materiale per le ruote 3,4,5,6.
4. **Verifica statica:** si calcolino le caratteristiche di sollecitazione per l'albero A2, riportando i relativi diagrammi. Si considerino le quote riportate in Figura 2. Il cuscinetto Cu4 è montato in modo tale da reggere il carico assiale.
5. **Verifica statica:** per l'albero 2, si calcoli, nel punto maggiormente sollecitato, il **diametro minimo** tale da garantire un coefficiente di sicurezza almeno pari 3 rispetto al carico di snervamento. Si considerino le quote riportate in Figura 2.
6. **Verifica a fatica:** Si consideri l'albero A1. Ad una distanza pari a l_s dal centro della ruota (si veda lo schema in figura 3a) è previsto uno spallamento uguale a quello mostrato in Figura 3b, con conseguente concentrazione di tensioni. Assumendo un rapporto tra i diametri D/d pari a 1.2 e ragionevolmente i possibili dati mancanti, si calcoli il diametro tale da garantire un **coefficiente di sicurezza a fatica pari a 2** in questa sezione. Si consideri una coppia pari al 90% della coppia in ingresso fornita e che il cuscinetto preposto per reggere i carichi assiali sia il cuscinetto Cu1. Si consideri il caso "vita infinita" per il dimensionamento.
7. Si consideri l'albero A2: si discuta quali cuscinetti (tipologia e configurazione di montaggio) si ritengono idonei. Si commenti inoltre come potrebbe essere effettuato il bloccaggio dei cuscinetti, sulla base della configurazione di montaggio scelta.

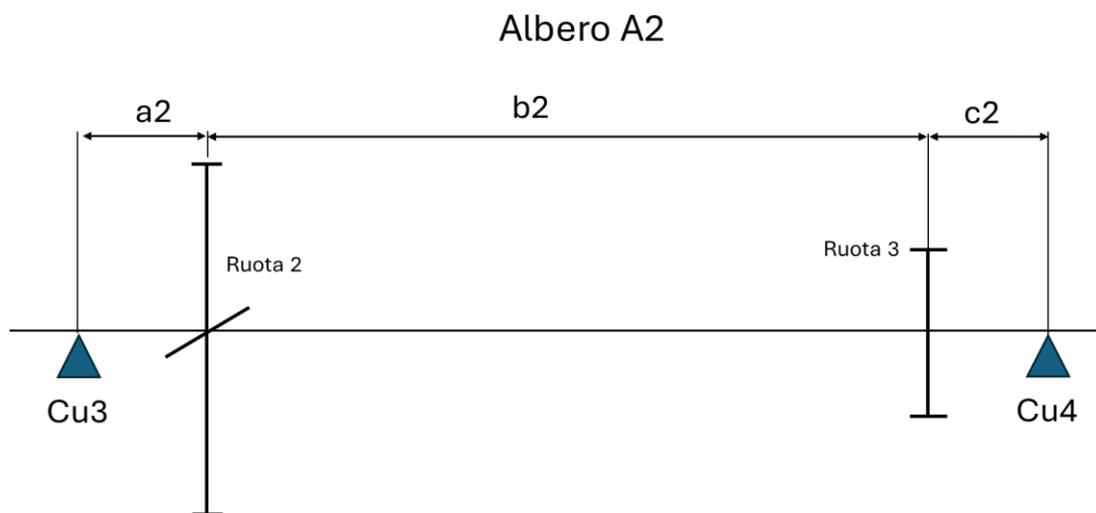
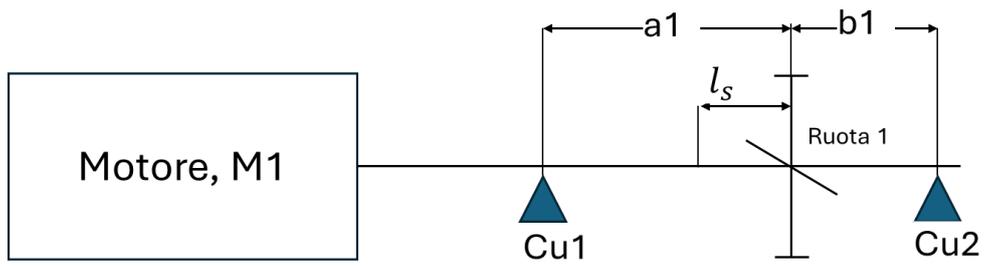
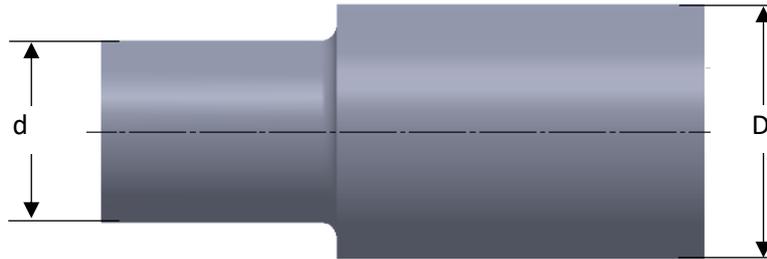


Figura 2: dettaglio dell'albero A2 e relative quote (non in scala)

Albero A1



(a)



(b)

Figura 3: dettagli dell'albero A1 per il dimensionamento a fatica: a) schema; b) dettagli del tipo di intaglio (non in scala).

Appendice

Dimensionamento a fatica

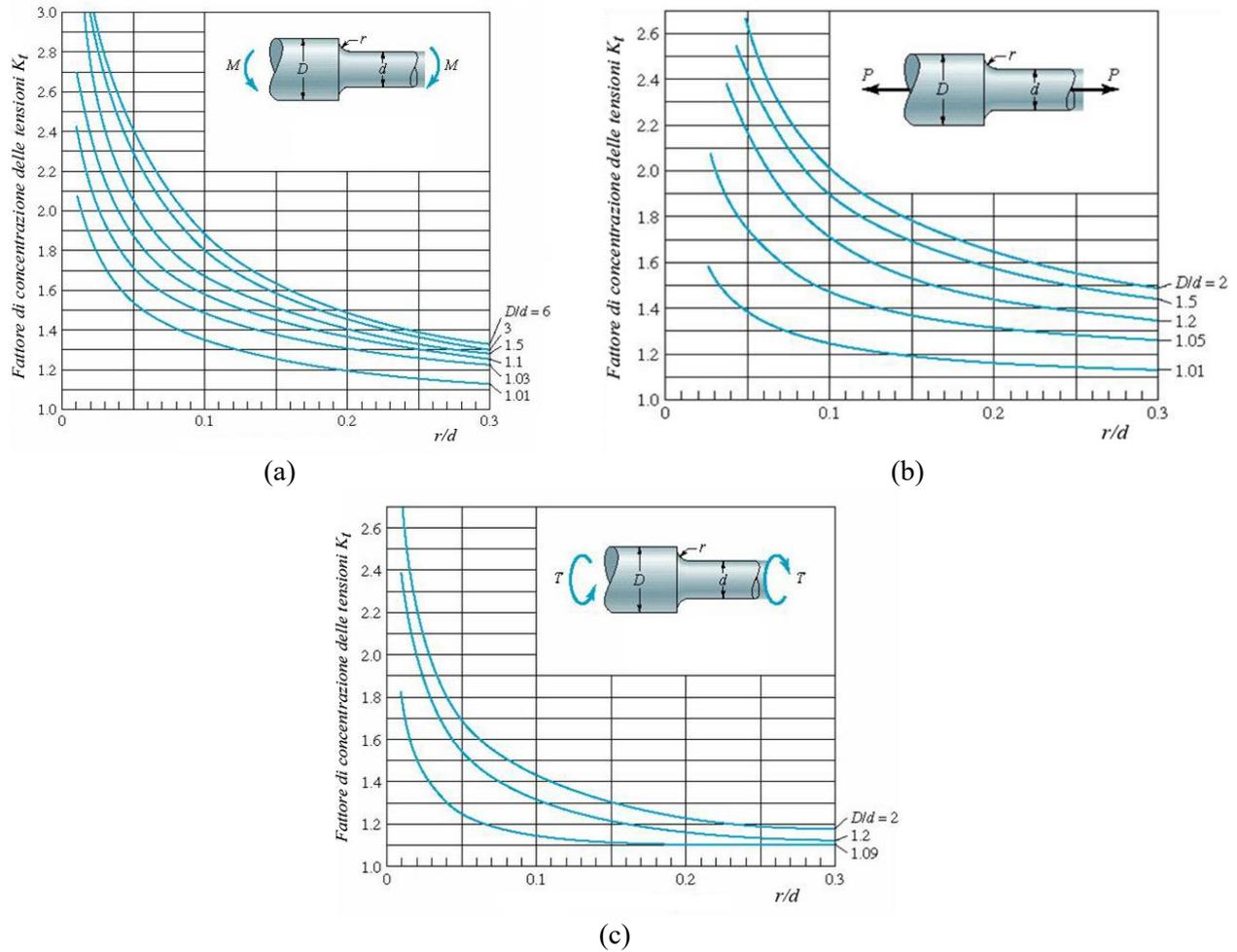


Figura A1: fattori di concentrazione delle tensioni (Collins 1981).

- Fattore di intaglio a fatica, K_f :

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

- Fattore di sensibilità all'intaglio:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}}$$

r : raggio di gola dell'intaglio.

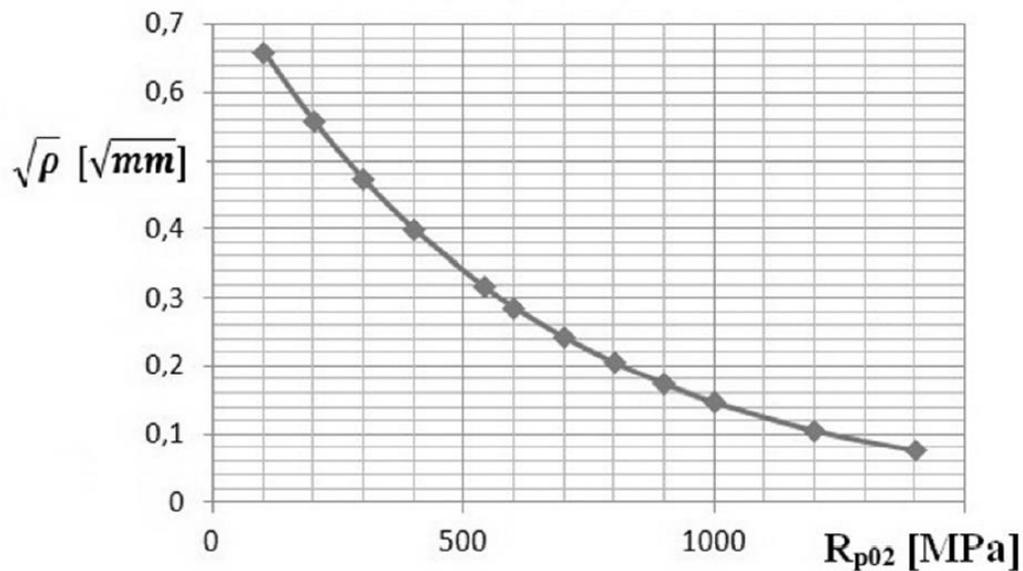


Figura A2: parametro $\sqrt{\rho}$ in funzione della tensione di snervamento Rp0.2.

Equazione di Goodman: $\frac{\sigma_a}{\sigma_{D-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = 1$, con σ_a tensione alterna, σ_m tensione media, σ_R tensione di rottura e σ_{D-1} limite di fatica.

Diagramma di Goodman Smith: regioni di validità e relative equazioni.

Regione	Campo di validità di σ_m	Equazione di collasso
a	$-\sigma_s \leq \sigma_m \leq \sigma_N - \sigma_s$	$\sigma_{max} - 2\sigma_m \geq \sigma_s$
b	$\sigma_N - \sigma_s \leq \sigma_m \leq 0$	$\sigma_{max} - \sigma_m \geq \sigma_N$
c	$0 \leq \sigma_m \leq \frac{\sigma_s - \sigma_N}{1 - \sigma_N/\sigma_R}$	$\sigma_{max} - \sigma_m \left(\frac{\sigma_R - \sigma_N}{\sigma_R} \right) \geq \sigma_N$
d	$\frac{\sigma_s - \sigma_N}{1 - \sigma_N/\sigma_R} \leq \sigma_m \leq \sigma_s$	$\sigma_{max} \geq \sigma_s$

Tabella A1: regioni e relative equazioni nel diagramma di Goodman-Smith

Ruote dentate

Formula di Lewis: $\sigma_L = \frac{W \cdot Y_L}{b_{eff} \cdot m_n}$, con $b_{eff} = \frac{b}{\cos(\beta)}$ (b larghezza di fascia), Y_L fattore di forma, m_n modulo normale e $W = \frac{F_t}{\cos(\beta)}$ (F_t : forza tangenziale scambiata durante l'ingranamento), raggio primitivo $r = \frac{z \cdot m_n}{2 \cdot \cos(\beta)}$.

Numero di denti virtuale: $z_{vn} = \frac{z}{(\cos(\beta))^3}$

Contatto Hertziano, ruote a denti dritti: $\sigma_H = 0.417 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot E}{b \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)} \cdot \frac{r_1 + r_2}{r_1 \cdot r_2}}$

$\sigma_H < \sigma_0$, con $\sigma_0 = (2:2.5) HB$

Moduli unificati: 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20

z_n	Fattore di forma Y_L in funzione del coefficiente di spostamento x																				
z_{vn}	-0.6	-0.5	-0.4	-0.3	-0.2	-0.1	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1	1.1	1.2	1.3	1.4
7												2.84									
8											2.98	2.69	2.47								
9											2.84	2.6	2.4	2.22							
10										2.99	2.73	2.52	2.34	2.18							
11									3.15	2.87	2.65	2.46	2.3	2.16	2.05						
12									3.03	2.79	2.58	2.41	2.27	2.14	2.04						
13									2.93	2.72	2.53	2.38	2.24	2.12	2.03	1.96					
14							3.36	3.1	2.86	2.66	2.48	2.34	2.22	2.11	2.03	1.95					
15							3.25	3.01	2.79	2.6	2.44	2.31	2.2	2.1	2.02	1.95	1.89				
16						3.45	3.16	2.95	2.74	2.56	2.42	2.29	2.18	2.09	2.02	1.95	1.89				
17						3.35	3.09	2.88	2.69	2.53	2.39	2.27	2.17	2.08	2.01	1.95	1.89	1.85			
18					3.53	3.26	3.02	2.82	2.65	2.5	2.37	2.26	2.16	2.08	2.01	1.95	1.9	1.86			
19				3.72	3.44	3.2	2.96	2.78	2.61	2.47	2.35	2.24	2.15	2.07	2.01	1.95	1.9	1.87	1.83		
20				3.62	3.35	3.12	2.91	2.74	2.58	2.45	2.33	2.23	2.14	2.07	2.01	1.95	1.9	1.87	1.84		
21				3.53	3.28	3.07	2.87	2.7	2.55	2.43	2.32	2.22	2.14	2.06	2.01	1.95	1.91	1.87	1.84	1.82	
22				3.45	3.2	3.01	2.83	2.67	2.52	2.41	2.3	2.21	2.13	2.06	2	1.95	1.91	1.88	1.85	1.83	
23			3.64	3.38	3.15	2.96	2.8	2.64	2.5	2.39	2.29	2.2	2.12	2.06	2	1.95	1.91	1.88	1.85	1.83	1.82
24			3.55	3.3	3.1	2.92	2.75	2.61	2.48	2.37	2.28	2.19	2.12	2.06	2	1.95	1.91	1.88	1.86	1.84	1.83
25		3.73	3.45	3.25	3.05	2.88	2.72	2.58	2.46	2.36	2.27	2.19	2.12	2.05	2	1.95	1.92	1.88	1.86	1.84	1.83
30	3.61	3.35	3.18	3.01	2.85	2.72	2.6	2.48	2.38	2.3	2.22	2.16	2.1	2.04	2	1.96	1.93	1.9	1.88	1.86	1.85
40	3.15	3	2.86	2.75	2.63	2.54	2.45	2.37	2.3	2.24	2.18	2.13	2.08	2.04	2.01	1.97	1.95	1.93	1.91	1.9	1.89
50	2.9	2.78	2.68	2.59	2.5	2.43	2.36	2.31	2.25	2.2	2.15	2.11	2.07	2.03	2.02	1.98	1.97	1.94	1.93	1.92	1.91
60	2.75	2.65	2.57	2.5	2.42	2.37	2.32	2.25	2.22	2.17	2.13	2.1	2.08	2.04	2.02	1.99	1.98	1.96	1.94	1.94	1.93
100	2.46	2.4	2.35	2.32	2.26	2.24	2.21	2.17	2.15	2.12	2.1	2.08	2.06	2.04	2.03	2.01	2	1.99	1.98	1.98	1.97
200	2.27	2.24	2.21	2.19	2.17	2.15	2.14	2.12	2.1	2.1	2.1	2.07	2.05	2.04	2.04	2.02	2.02	2.01	1.98	2	2
400	2.17	2.15	2.14	2.13	2.12	2.11	2.1	2.09	2.08	2.08	2.08	2.07	2.06	2.06	2.05	2.04	2.04	2.04	2.03	2.03	2.03
¥	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07	2.07

Figura A3: Fattore di forma per le ruote dentate