



**ISTITUTO TECNICO INDUSTRIALE STATALE "L. NOBILI"**

Via Makallè, 10 - 42100 REGGIO EMILIA

tel. 0522 921433 - FAX 0522 517268

e-mail: [info@itisnobili.org](mailto:info@itisnobili.org) – <http://www.itisnobili.org>

A.S. 2009-2010

**CLASSE V<sup>a</sup> A MECCANICI SERALE PROGETTO SIRIO**

Prof. FERRETTI ORLES

Prof. PANARARI ZENO

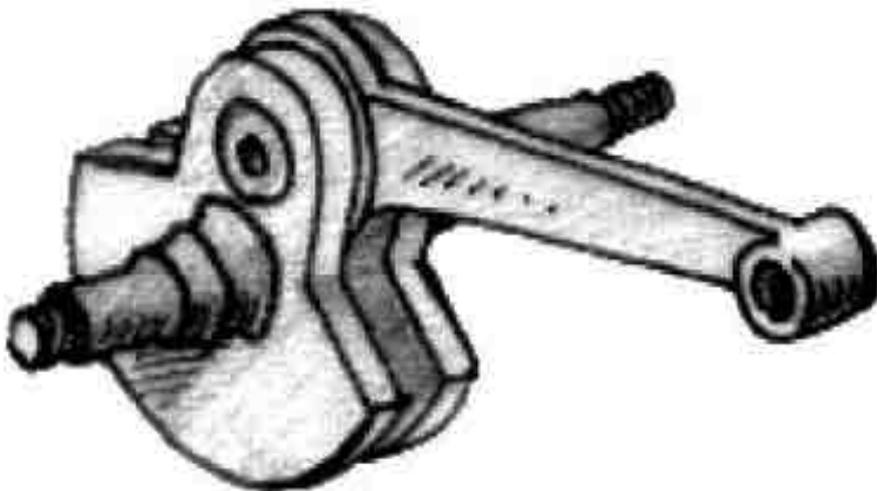
Prof. BONI STEFANO

**STUDIO CALCOLO E DISEGNO DI UN ALBERO**

**MOTORE PER UN MOTOPROPULSORE**

**ALTERNATIVO ENDOTERMICO**

**MONOCILINDRICO DIESEL**



## Obiettivi del progetto

Abbiamo svolto un processo di studio del manovellismo di spinta di un motopropulsore alternativo diesel teso al calcolo, alla progettazione e al disegno dell' albero motore.

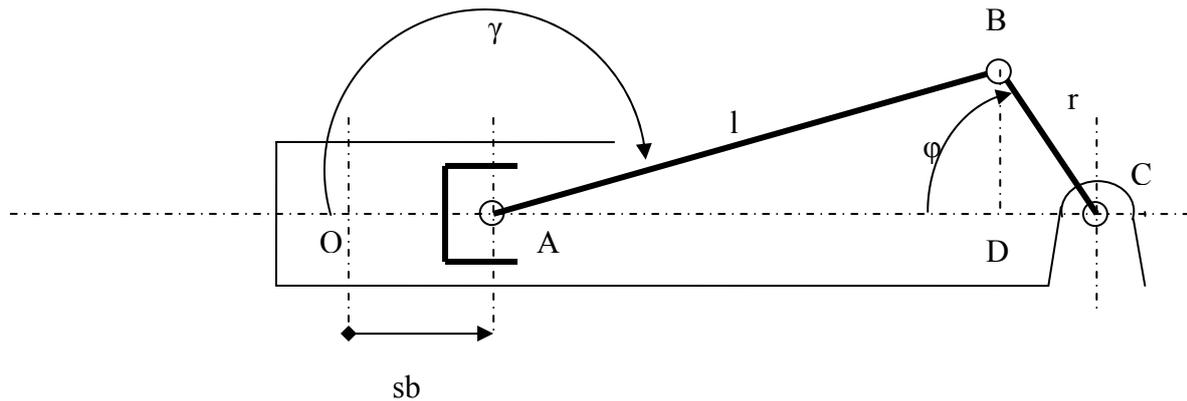
Il lavoro è basato sulle seguenti fasi:

- a) analisi cinematica del manovellismo di spinta, calcolo degli spostamenti, delle velocità, delle accelerazioni dei vari organi da cui è costituito: pag. 4;
- b) studio del ciclo termodinamico del motore: pag. 6;
- c) analisi dinamica del manovellismo di spinta, calcolo delle forze e dei momenti che agiscono sui vari organi da cui è costituito: pag. 9;
- d) dimensionamento dei perni di manovella e di banco, calcolo bronzine, portata e pressione di alimentazione olio: pag. 20;
- e) dimensionamento della maschetta: pag. 30;
- f) equilibramento dell'albero: pag. 32;
- g) disegno dell'albero.

Naturalmente tutto il lavoro è stato svolto in modo semplificato e non esatto come avviene nelle industrie modernamente organizzate dove vengono adottati programmi per la simulazione cinematica e dinamica del meccanismo e strumenti per il calcolo automatico degli organi meccanici che consentono delle precisioni più spinte.

Ringraziamo anticipatamente la Kholer Lombardini motori di Reggio Emilia in particolare l'ing. Duri e il sig. Gualandri per la gentile collaborazione nel mettere a disposizione i dati del motore necessari per lo svolgimento del progetto.

## Modello geometrico del manovellismo



O = punto morto superiore, origine spostamento pistone;

$sb$  = ascissa con cui definisco la posizione del pistone rispetto a O;

$\gamma$  = angolo che l'asse della biella forma con l'asse del manovellismo;

$l$  = interasse biella = 145mm;

$\varphi$  = angolo che l'asse manovella forma con l'asse del manovellismo;

$r$  = raggio manovella = 45mm.

# Analisi cinematica del manovellismo di spinta, calcolo degli spostamenti, delle velocità, delle accelerazioni dei vari organi da cui è costituito

## Determinazione della posizione del pistone in funzione dell'angolo di manovella

$sb = 1 + r - l \cdot \cos(\pi - \gamma) - r \cdot \cos\varphi$ ; dove dalla trigonometria  $\cos(\pi - \gamma) = -\cos\gamma$ ;

e considerando i triangoli rettangoli ABD e CBD essi hanno in comune il lato BD perciò

$l \cdot \sin(\pi - \gamma) = r \cdot \sin\varphi$ ; dove dalla trigonometria  $\sin(\pi - \gamma) = \sin\gamma$ ;

allora

$l \cdot \sin\gamma = r \cdot \sin\varphi$ ; ponendo  $\lambda = r/l$ ; ho  $\sin\gamma = \lambda \cdot \sin\varphi$ ;

dalla relazione fondamentale della trigonometria

$$\sin^2\gamma + \cos^2\gamma = 1;$$

nel nostro caso sostituendo abbiamo

$$\lambda^2 \cdot \sin^2\varphi + \cos^2\gamma = 1;$$

ricavo alla fine

$$\cos\gamma = -\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi} \quad \text{essendo } \gamma > \pi/2;$$

alla fine sostituendo tutti i termini ricavati

$$sb = 1 + r + l \cdot \cos\gamma - r \cdot \cos\varphi$$

$$sb = r \cdot (1/\lambda + 1 + 1/\lambda \cdot \cos\gamma - \cos\varphi)$$

$$sb = r \cdot (1 - \cos\varphi + 1/\lambda - 1/\lambda \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi})$$

$$sb = r \cdot [1 - \cos\varphi + 1/\lambda \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi})]$$

Per semplificare la trattazione matematica poniamo

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\varphi} \cong 1 - \frac{\lambda^2 \cdot \sin^2\varphi}{2} \quad \text{dove}$$

$$\frac{\sin^2\varphi}{2} = \frac{2 \cdot \sin^2\varphi}{4} = \frac{\sin^2\varphi + \sin^2\varphi}{4} = \frac{\sin^2\varphi + 1 - \cos^2\varphi}{4}$$

dalla trigonometria  $\sin^2\varphi - \cos^2\varphi = -\cos 2\varphi$  allora

$$\frac{\sin^2\varphi}{2} = \frac{1 - \cos 2\varphi}{4}$$

sostituendo

$$sb \approx r \cdot [1 - \cos\varphi + 1/\lambda - 1/\lambda \cdot (1 - \frac{\lambda^2 \cdot (1 - \cos 2\varphi)}{4})]$$

$$sb \approx r \cdot [1 - \cos\varphi + \lambda/4 - \lambda/4 \cdot \cos 2\varphi]$$

che da con buona precisione la posizione dell'asse del piede di biella o spinotto pistone rispetto al punto O.

## Determinazione della velocità del pistone

Ora la derivata prima rispetto al tempo di  $s_b$  determina il valore della velocità del pistone.

$$v_b \approx \frac{ds_b}{dt} = r * \left[ \frac{d\varphi}{dt} * \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} * \frac{d\varphi}{dt} \sin 2\varphi \right] \quad \text{dove } \frac{d\varphi}{dt} = \omega$$

$\omega$  = velocità angolare della manovella e quindi dell'albero motore.

Alla fine

$$v_b \approx r * \omega * \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} * \sin 2\varphi \right]$$

## Determinazione della accelerazione del pistone

La derivata seconda rispetto al tempo di  $s_b$  determina il valore della accelerazione del pistone, che è anche la derivata prima rispetto al tempo di  $v_b$ ;

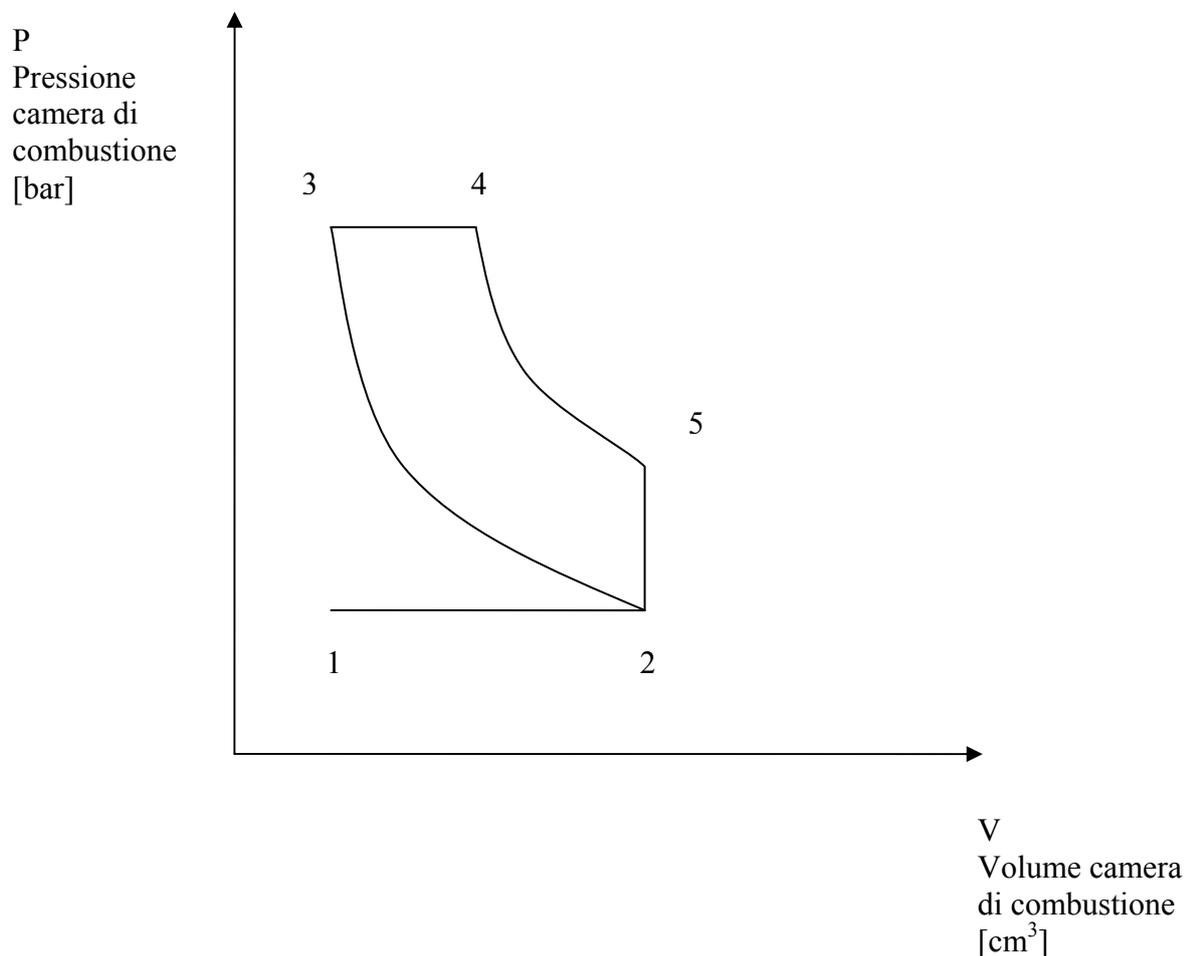
$$a_b \approx r * \omega * \left[ \frac{d\varphi}{dt} * \cos \varphi + \lambda * \frac{d\varphi}{dt} * \cos 2\varphi \right]$$

$$a_b \approx r * \omega^2 * [\cos \varphi + \lambda * \cos 2\varphi]$$

Introducendo i dati nelle espressioni che determinano  $s_b$ ,  $v_b$  e  $a_b$  ottengo per valori di  $\varphi \in [0...360^\circ]$  tutti i dati cinematica.

## Studio del ciclo termodinamico del motore

Costruiamo per punti il diagramma di indicatore teorico che rappresenta il ciclo termodinamico che compie il motore.



Punto1

Pistone al punto morto superiore, inizio aspirazione:

$P = 1,013$  [bar] (pressione atmosferica);

$V = 25$  [cm<sup>3</sup>] (volume camera combustione);

$T = 293$  [°K] (temperatura ambiente).

Linea 1-2 fase di aspirazione comburente (aria), il pistone scende dal punto morto superiore fino al punto morto inferiore e la camera di combustione si riempie d'aria;

punto2

pistone al punto morto inferiore, fine aspirazione:

$P = 1,013$  [bar] (pressione atmosferica);

$V = 535$  [cm<sup>3</sup>] (volume camera combustione);

$T = 293$  [°K] (temperatura ambiente).

Curva 2-3 fase di compressione politropica del comburente, il pistone sale e comprime l'aria fino al punto morto superiore. Uso le equazioni della trasformazione politropica, in cui a partire dai valori calcolati nel punto i-esimo della curva  $P_i, V_i$  e  $T_i$  determino i valori nel punto successivo  $i+1$  sulla medesima curva  $P_{i+1}, V_{i+1}, T_{i+1}$ .

Esponente politropica di compressione = 1.32 [GIACOSA]

$$\begin{cases} T_i * V_i^{0.32} = T_{i+1} * V_{i+1}^{0.32} \\ P_i * V_i^{1.32} = P_{i+1} * V_{i+1}^{1.32} \end{cases}$$

Costruisco un diagramma per punti che rappresenta il valore della pressione presente nella camera di combustione nella fase compressione politropica da 2 a 3. Uso il foglio elettronico per determinare tutti i valori

punto3

pistone al punto morto superiore, fine compressione.

$$\begin{cases} T_2 * V_2^{0.32} = T_3 * V_3^{0.32} \\ P_2 * V_2^{1.32} = P_3 * V_3^{1.32} \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_3 = \frac{T_2 * V_2^{0.32}}{V_3^{0.32}} \\ P_3 = \frac{P_2 * V_2^{1.32}}{V_3^{1.32}} \end{cases}$$

$$P = 57.93 \text{ [bar]}$$

$$V = 25 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$T = 781.24 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Linea 3-4 fase di ignizione carburante a pressione costante, trasformazione isobara, mentre il pistone scende dall'iniettore esce il gasolio polverizzato. Ipotizziamo che la fase di agnizione si svolga per un angolo di manovella pari a  $30^\circ$  a partire dal punto morto superiore.

Punto 4

Il pistone scende dal punto morto superiore attraverso una espansione isobara.

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_4}{T_4}$$

$$T_3 = \frac{V_3}{V_4} * T_4$$

$$P = 57.93 \text{ [bar]}$$

$$V = 69.12 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$T = 2159.87 \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Curva 4-5 espansione politropica, l'ignizione cessa e il pistone continua a scendere fino al punto morto inferiore.

Esponente politropica di espansione= 1.65 [GIACOSA]

Costruisco un diagramma per punti che rappresenta il valore della pressione presente nella camera di combustione nella fase espansione politropica da 4 a 5.

Uso le equazioni della trasformazione politropica, in cui a partire dai valori calcolati nel punto i-esimo della curva  $P_i, V_i$  e  $T_i$  determino i valori nel punto successivo  $i+1$  sulla medesima curva  $P_{i+1}, V_{i+1}, T_{i+1}$ . Uso il foglio elettronico per determinare tutti valori.

$$\begin{cases} T_i * V_i^{0.65} = T_{i+1} * V_{i+1}^{0.65} \\ P_i * V_i^{1.65} = P_{i+1} * V_{i+1}^{1.65} \end{cases} \quad \begin{cases} T_{i+1} = \frac{T_i * V_i^{0.65}}{V_{i+1}^{0.65}} \\ P_{i+1} = \frac{P_i * V_i^{1.65}}{V_{i+1}^{1.65}} \end{cases}$$

Punto 5

ho completato l'espansione e il pistone è al punto morto inferiore.

$$\begin{cases} T_4 * V_4^{0.65} = T_5 * V_5^{0.65} \\ P_4 * V_4^{1.65} = P_5 * V_5^{1.65} \end{cases}$$

$$\begin{cases} T_5 = \frac{T_4 * V_4^{0.65}}{V_5^{0.65}} \\ P_5 = \frac{P_4 * V_4^{1.65}}{V_5^{1.65}} \end{cases}$$

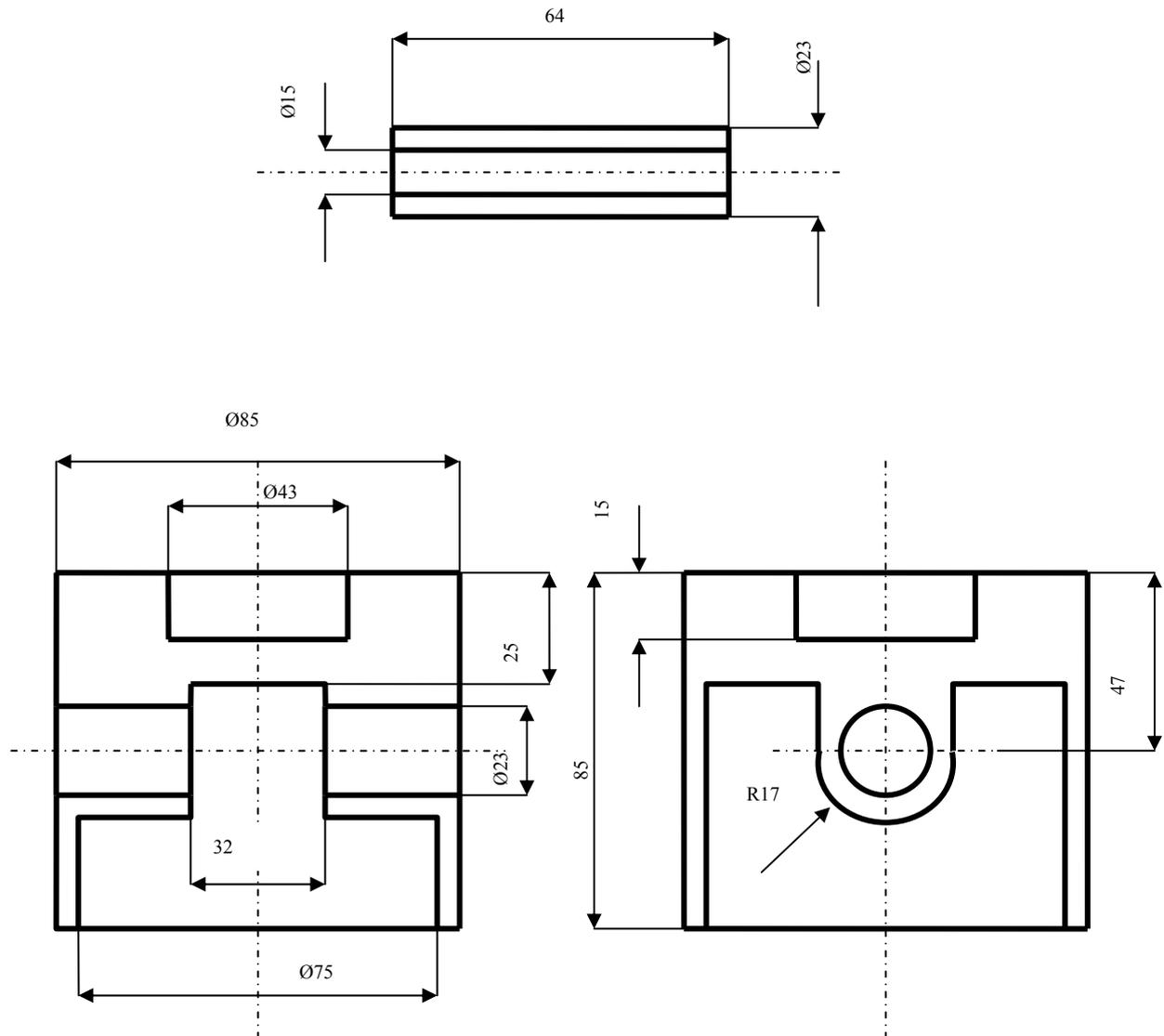
$$P = 1.97 \text{ [ bar]}$$

$$V = 535 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$T = 570.63 \text{ [}^\circ\text{K ]}$$

# Analisi dinamica del manovellismo di spinta, calcolo delle forze e dei momenti che agiscono sui vari organi da cui è costituito

## Modello geometrico dello spinotto e del pistone



Calcoliamo il volume del pistone

parete laterale:

$$V_{p1} = \pi \cdot (8.5^2 - 7.5^2) \cdot 6/4 = 75.36 \text{ cm}^3;$$

parte alta

$$V_{p2} = \pi \cdot 8.5^2 \cdot 2.5/4 - \pi \cdot 4.3^2 \cdot 1.5/4 = 120.01 \text{ cm}^3;$$

mozzi per spinotto

$$V_{p3} = (4.7-2.5)*3.4*(7.5-3.2) + \pi*3.4^2*(7.5-3.2)/(4*2) - \pi*2.3^2*(8.5-3.2)/4 = 29.66 \text{ cm}^3.$$

Calcoliamo il volume dello spinotto

$$V_{s1} = \pi*(2.3^2-1.5^2)*6.4/4 = 15.27 \text{ cm}^3.$$

Calcolo la massa del pistone

$$\rho_p = \text{densità materiale pistone} = 2.7 \text{ gr/cm}^3;$$

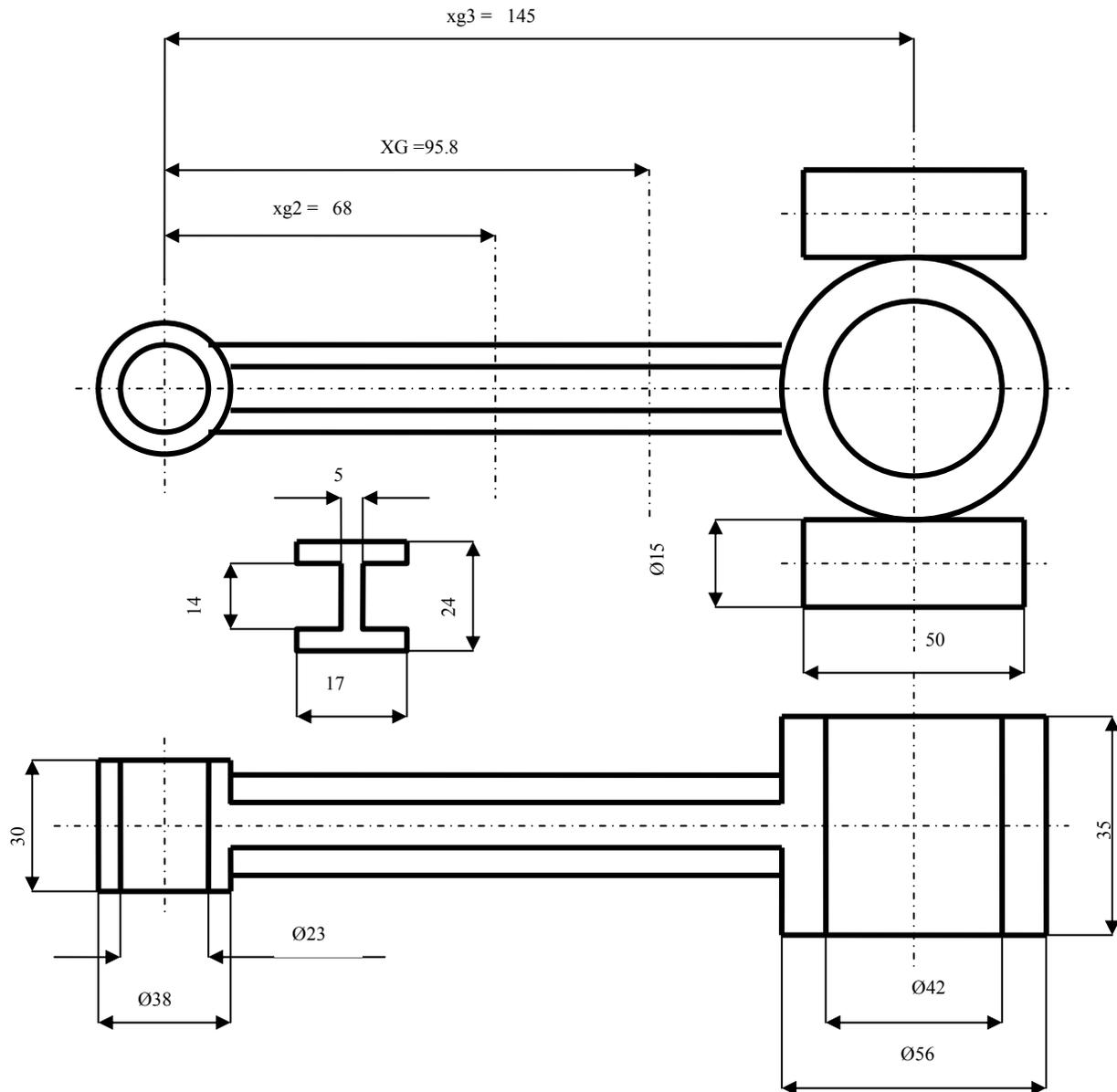
$$M_p = (V_{p1} + V_{p2} + V_{p3}) * \rho_p = 607 \text{ gr} = 0.607 \text{ kg}.$$

Calcolo la massa dello spinotto

$$\rho_s = \text{densità materiale spinotto} = 7.8 \text{ gr/cm}^3;$$

$$M_s = V_{s1} * \rho_s = 119 \text{ gr} = 0.119 \text{ kg}.$$

## Modello geometrico e dinamico della biella



Calcolo volume biella:

piede di biella

$$V_{b1} = \pi \cdot (3.8^2 - 2.3^2) \cdot 3/4 = 21.54 \text{ cm}^3;$$

fusto

$$V_{b2} = (2.4 \cdot 1.7 - 2 \cdot 1.4 \cdot 0.6) \cdot 9.8 = 23.52 \text{ cm}^3;$$

bottoni di manovella

$$V_{b3_1} = \pi \cdot (5.6^2 - 4.2^2) \cdot 3.5/4 = 37.69 \text{ cm}^3$$

$$Vb_2 = 2 * \pi * 1.5^2 * 5/4 = 17.66 \text{ cm}^3$$

$$Vb_3 = Vb_{3_1} + Vb_{3_2} = 55.35 \text{ cm}^3$$

Calcolo la massa della biella

$$\rho_b = \text{densità materiale biella} = 7.8 \text{ gr/cm}^3;$$

$$M_b = (Vb_1 + Vb_2 + Vb_3) * \rho_b = 783 \text{ gr}; 0.783 \text{ kg};$$

Calcolo il baricentro della biella nella direzione longitudinale rispetto all'asse del piede di biella;

$x_{g1} = 0 \text{ cm} = 0 \text{ mm}$  perché la parte della biella con asse coincidente con il piede di biella ha il baricentro sul medesimo asse.

$$XG = \frac{\sum_{i=1}^3 \rho_b * V_{bi} * x_{gi}}{\sum_{i=1}^3 \rho_b * V_{bi}} = \frac{7.8 * (21.54 * 0 + 23.52 * 6.8 + 55.35 * 14.5)}{783} = 9.58 \text{ cm} = 95.8 \text{ mm}$$

Calcolo il momento d'inerzia di massa della biella rispetto all'asse trasversale passante per il baricentro XG.

Uso il teorema di Huygens- Steiner che mi riporta il momento d'inerzia rispetto ad un asse passante per  $x_g$  al momento d'inerzia rispetto all'asse baricentrico della biella passante per XG

$$IX_{Gb} = IX_{gb} + \rho_b * V_b * (XG - x_g)^2$$

Piede di biella rispetto al suo asse

$$IX_{gb1} = \text{anello} = 1/2 * \rho_b * V_{b1} * [(3.8/2)^2 + (2.3/2)^2] = 414 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

lo calcolo rispetto all'asse per XG

$$IX_{Gb1} = IX_{gb1} + \rho_b * V_{b1} * (XG - x_{g1})^2 = 414 + 7.8 * 21.54 * (9.58)^2 = 15833 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

fusto rispetto al suo asse

$$IX_{gb2} = \text{asta} = 1/12 * \rho_b * V_{b2} * 9.8^2 = 1/12 * 7.8 * 23.52 * 9.8^2 = 1468 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

lo calcolo rispetto all'asse per XG

$$IX_{Gb2} = IX_{gb2} + \rho_b * V_{b2} * (XG - x_{g2})^2 = 1468 + 7.8 * 23.52 * (9.58 - 6.8)^2 = 2885 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

bottoni di manovella

$$IX_{g3_2} = 2 \text{ aste} = 1/12 * \rho_b * V_{b3_2} * 5^2 = 1/12 * 7.8 * 17.66 * 5^2 = 286 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

$$IX_{g3_1} = \text{anello} = 1/2 * \rho_b * V_{b3_1} * [(5.6/2)^2 + (4.2/2)^2] =$$

$$IX_{g3_1} = 1/2 * 7.8 * 37.69 * [(5.6/2)^2 + (4.2/2)^2] = 1800 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

lo calcolo rispetto all'asse per XG

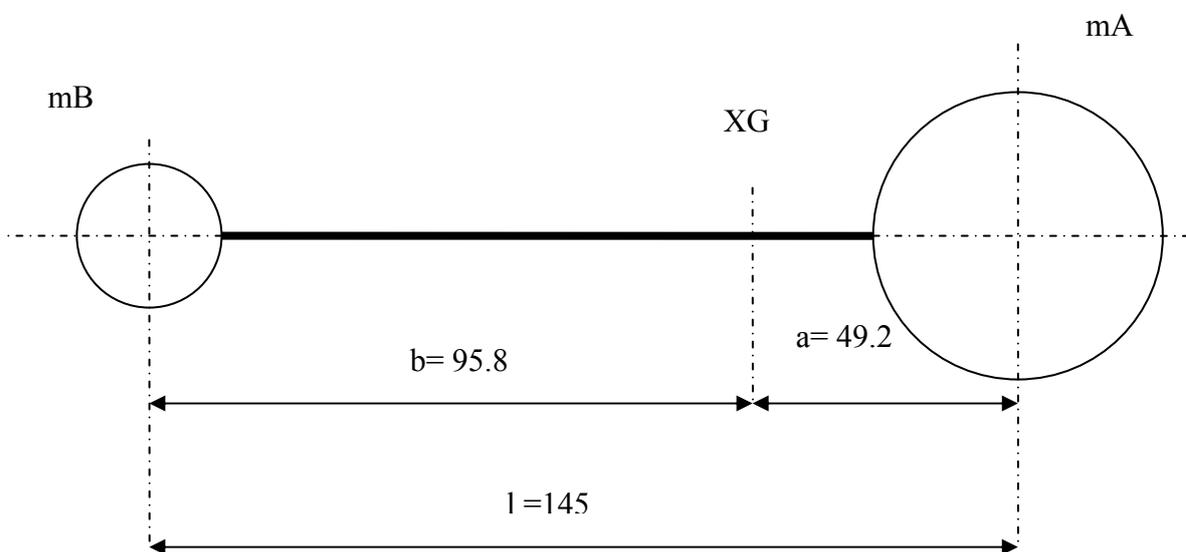
$$IXGb3 = Ixg3_1 + Ixg3_2 + \rho b * [ Vb3_2 * d^2 + + Vb3_1 * (XG-xg3)^2 ] =$$

$$IXGb3 = 1800 + 286 + 7.8 * [ 17.66 * (3.55^2 + 4.92^2) + 37.69 * (4.92)^2 ] = 14272 \text{ gr} * \text{cm}^2$$

Il momento d'inerzia totale rispetto a XG sarà

$$IXGb = \sum_{i=1}^3 IXGbi = 15833 + 2885 + 14272 = 32990 \text{ gr} * \text{cm}^2 = 0.0032 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Sostituiamo la biella reale con una biella virtuale dinamicamente equivalente costituita da due masse concentrate poste alle sue estremità e da un momento d'inerzia di massa puro posto nel baricentro. La biella virtuale ha lo stesso interasse della biella reale e la medesima posizione del baricentro.



Per determinare i valori delle masse alle estremità della biella  $mA$  e  $mB$  e del momento d'inerzia puro  $I_o$  posto nel baricentro  $XG$ . Impongo l'equivalenza dinamica tra biella reale e biella virtuale con le seguenti equazioni:

$$\begin{cases} mA + mB = Mb \\ mA * a = mB * b \\ mA * a^2 + mB * b^2 + I_o = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb - mB \\ (Mb - mB) * a = mB * b \\ mA * a^2 + mB * b^2 + I_o = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb - mB \\ Mb * a = mB * (b + a) \\ mA * a^2 + mB * b^2 + I_o = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb - mB \\ Mb * a = mB * (b + a) \\ mA * a^2 + mB * b^2 + I_o = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb - mB \\ Mb * a = mB * l \\ mA * a^2 + mB * b^2 + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb - mB \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ mA * a^2 + mB * b^2 + Io = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb - Mb * \frac{a}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ mA * a^2 + mB * b^2 + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb * (\frac{l-a}{l}) \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ mA * a^2 + mB * b^2 + Io = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ mA * a^2 + mB * b^2 + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Mb * \frac{b}{l} * a^2 + Mb * \frac{a}{l} * b^2 + Io = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Mb * \frac{b * a}{l} * a + Mb * \frac{a * b}{l} * b + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Mb * \frac{b * a}{l} * (a + b) + Io = IXGb \end{cases}$$

$$\begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Mb * \frac{b * a}{l} * (a + b) + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Mb * b * a + Io = IXGb \end{cases} \quad \begin{cases} mA = Mb * \frac{b}{l} \\ Mb * \frac{a}{l} = mB \\ Io = IXGb - Mb * a * b \end{cases}$$

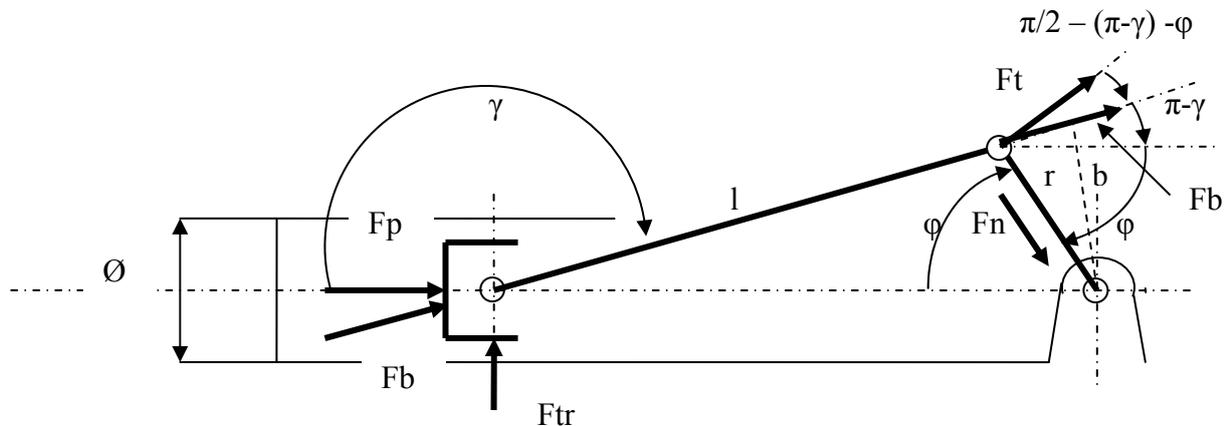
$$\begin{cases} mA = 0.783 * \frac{0.0958}{0.145} = 0.517 \text{ kg} \\ mB = 0.783 * \frac{0.0492}{0.145} = 0.265 \text{ kg} \\ Io = IXGb - Mb * a * b = 0.0032 - 0.783 * 0.0492 * 0.0958 = -0.000049 \text{ kg} * m^2 \end{cases}$$

mA la considero concentrata sul bottone di manovella;

mB la considero concentrata sul piede di biella con il pistone e lo spinotto;

Il segno di Io è negativo a causa del tipo di modello geometrico della biella scelto comunque lo trascuro in quanto è molto basso.

**Studio dell'andamento delle forze che agiscono sul pistone e sulla biella e del momento che agisce sull'albero motore.**



$\varnothing = 85\text{mm} = \text{alesaggio pistone};$

$P = \text{pressione dei gas combusti nella camera di combustione nella fase di espansione [bar];}$

$b = \text{braccio tra asse longitudinale biella e perno di banco [mm].}$

$F_p = P * \pi * \varnothing^2 / 4 = \text{forza longitudinale sul pistone [N];}$

$F_{tr} = F_p * \tan(\pi - \gamma) = F_p * \tan(-\gamma) = -F_p * \tan\gamma = -F_p * (\sin\gamma / \cos\gamma) =$

$F_{tr} = F_p * (\lambda * \sin\varphi / (\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi})); \text{forza trasversale sul pistone [N];}$

$F_b = F_p * 1 / \cos(\pi - \gamma) = F_p * 1 / (\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi}) \text{forza longitudinale lungo la biella [N];}$

$F_t = F_b * \cos(\pi/2 - (\pi - \gamma) - \varphi) = F_b * \cos(-\pi/2 + \gamma - \varphi) = F_b * [\cos(-\pi/2)\cos(\gamma - \varphi) - \sin(-\pi/2)\sin(\gamma - \varphi)]$

$F_t = F_b * [0 * \cos(\gamma - \varphi) + 1 * \sin(\gamma - \varphi)] = F_b * [\sin\gamma \cos\varphi - \cos\gamma \sin\varphi] =$

$F_t = F_b * [\lambda * \sin\varphi \cos\varphi + \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi} * \sin\varphi]; \text{forza tangenziale perpendicolare alla manovella [N];}$

$F_n = F_b * \sin(\pi/2 - (\pi - \gamma) - \varphi) = F_b * \sin(-\pi/2 + \gamma - \varphi) = F_b * [\sin(-\pi/2) * \cos(\gamma - \varphi) + \cos(-\pi/2) * \sin(\gamma - \varphi)] =$

$F_n = F_b * [-\cos(\gamma - \varphi) + 0 * \sin(\gamma - \varphi)] = -F_b * [\cos\gamma \cos\varphi + \sin\gamma \sin\varphi] =$

$F_n = F_b * [\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi} * \cos\varphi - \lambda * \sin\varphi * \sin\varphi] = \text{forza radiale longitudinale alla manovella [N];}$

$$M = Fb * b = Fb * r * \sin(\pi - \gamma + \varphi)$$

dalla trigonometria

$$\sin(\pi - \gamma + \varphi) = \sin[\pi - (\gamma - \varphi)] = \sin(\gamma - \varphi)$$

sostituendo

$$M = Fb * r * \sin(\gamma - \varphi) = Fb * r * (\sin \gamma * \cos \varphi - \cos \gamma * \sin \varphi)$$

Dalla parte della relazione che trattava l'analisi cinematica sappiamo che

$$\cos \gamma = -\sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi} ;$$

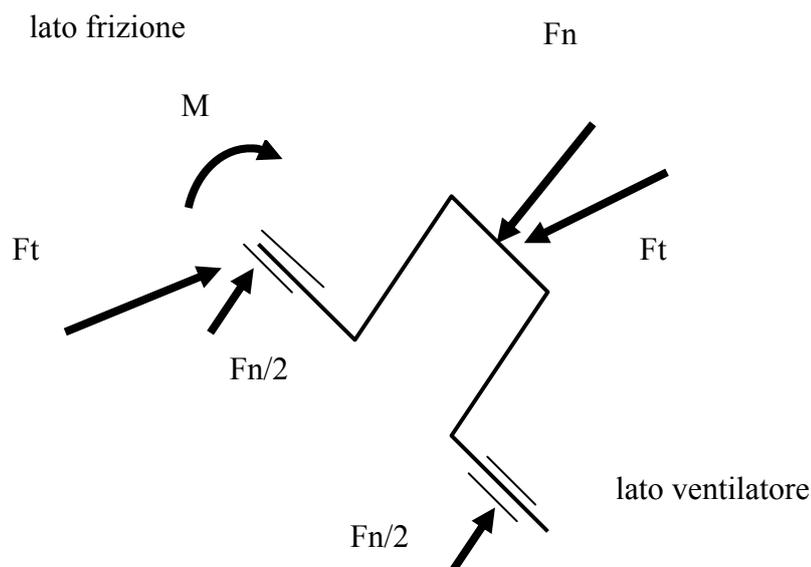
$$\sin \gamma = \lambda * \sin \varphi ;$$

Perciò sostituendo

$$M = Fb * r * \left[ \lambda * \sin \varphi * \cos \varphi + \sqrt{1 - \lambda^2 * \sin^2 \varphi} * \sin \varphi \right] \text{ [Nm]}$$

Che da il valore del momento motore in funzione dell'angolo della manovella e della pressione dei gas nella camera di combustione.

### Studio dei carichi che agiscono sull'albero motore

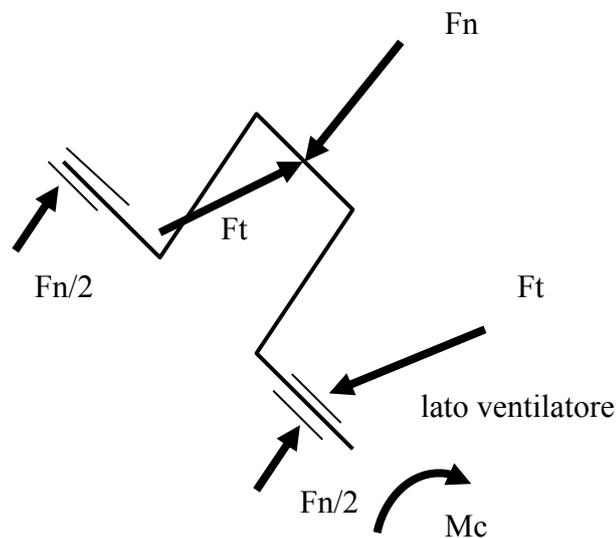


### FASE DI ESPANSIONE (è la più critica)

Nella nostra analisi consideriamo il perno di manovella, il supporto di banco nel lato frizione, la maschetta del lato frizione, dove si scarica la maggior parte delle spinte dovute alla pressione dei gas e li dimensioniamo considerandole caricate dalle forze rappresentate nella figura superiore. La maschetta e il perno di supporto del lato ventilatore di raffreddamento le dimensioniamo allo stesso modo di quelli del lato frizione anche se sono meno sollecitati; in questo modo evitiamo che l'albero venga equilibrato con masse diverse dal lato opposto alle due maschette.

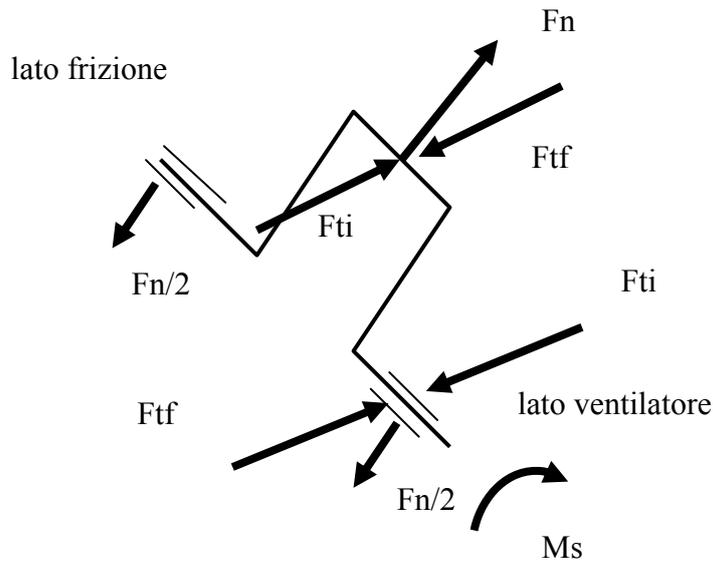
Ho la forza radiale longitudinale alla maschetta che circa a metà della corsa cambia direzione.

lato frizione



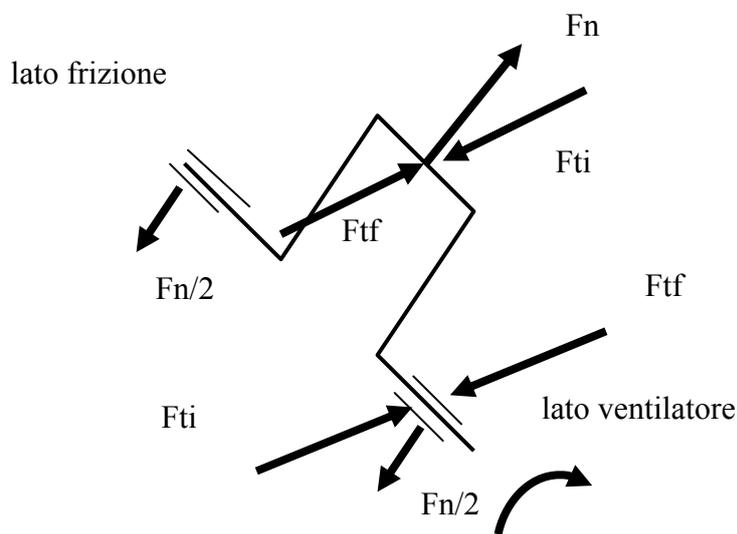
### FASE DI COMPRESSIONE (mediamente critica)

Nella nostra analisi consideriamo il perno di manovella, il supporto di banco nel lato ventilatore e volano, la maschetta del lato ventilatore e volano, dove si scarica la maggior parte delle spinte dovute alla pressione dei gas e li dimensioniamo considerandole caricate dalle forze rappresentate nella figura superiore. Ho la forza radiale longitudinale alla maschetta che circa a metà della corsa cambia direzione.



#### FASE DI ASPIRAZIONE (non molto critica)

Qui abbiamo solo le forze d'inerzia dovute al pistone, allo spinotto, e alla massa concentrata sul piede di biella. All'inizio dell'aspirazione la biella accelera il pistone perciò è tesa; alla fine dell'aspirazione la biella rallenta il pistone perciò è compressa.



#### FASE DI SCARICO (non molto critica)

Qui abbiamo solo le forze d'inerzia dovute al pistone, allo spinotto, e alla massa concentrata sul piede di biella. All'inizio dello scarico la biella accelera il pistone perciò è compressa; alla fine dello scarico la biella rallenta il pistone perciò è tesa.

# Dimensionamento dei perni di manovella e di banco, calcolo bronzine, portata e pressione di alimentazione olio

Per il dimensionamento dei cuscinetti a strisciamento presenti sul perno di manovella e sul perno di banco sul lato frizione faccio riferimento alla teoria elementare sviluppata nel corso di meccanica applicata con l'aggiunta dello studio dell'effetto delle dilatazioni termiche. I valori ottenuti saranno quelli minimi ammissibili che potranno essere modificati durante il disegno dell'albero per risolvere problemi costruttivi

## Cuscinetto del perno di manovella

Come materiale per il cuscinetto scelgo un metallo antifrizione supportato da un guscio in acciaio. Come materiale del perno e dell'albero scelgo un 36NiCrMo4

Assumo il valore della pressione specifica media di funzionamento del cuscinetto

$$P_{amm} = 10 \text{ N/mm}^2$$

Il primo passo per dimensionare il cuscinetto è quello di determinare i valori di b e d attraverso le seguenti relazioni:

$$P_{amm} \geq F_{bm} / (b \cdot d);$$

$$b/d = 0.5;$$

in cui

$F_{bm}$  = forza media longitudinale sulla biella presente nel ciclo = 5137 [N];

b = lunghezza cuscinetto [mm];

d = diametro nominale interno cuscinetto o esterno albero [mm].

Da questo studio ricavo il diametro dell'albero e la lunghezza del cuscinetto

$$b = 0.5 \cdot d;$$

$$P_{amm} = F_{bm} / (0.5 \cdot d^2); \text{ da cui } d = \sqrt{\frac{F_{bm}}{0.5 \cdot P_{amm}}} = 32.05 \text{ [mm]}$$

$$\text{Prendo } d = 35 \text{ [mm]}$$

in seguito otterremo arrotondando  $b = 18 \text{ [mm]}$

Calcolo la velocità relativa tra la superficie interna del cuscinetto e il diametro esterno del perno

$$v = 3000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot d / (2 \cdot 60) = 5.5 \text{ [m/s]}$$

Assumo che le condizioni di funzionamento del cuscinetto siano tali da rispettare la seguente limitazione considerata per il valore massimo della pressione dei gas e al regime massimo di rotazione di 3000 giri/min.

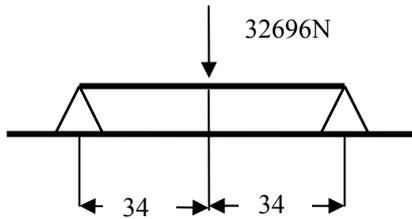
$$P_{amm} \cdot v = 60 \text{ [N/mm}^2 \text{] [m/s]}$$

nel nostro caso

$$P_{amm} \cdot v = 55 \text{ [N/mm}^2 \text{] [m/s]} \text{ che non supera il valore fissato.}$$

Fino a qui abbiamo dimensionato il cuscinetto a strisciamento.

Ora dimensioniamo il perno di manovella in modo che resista alla spinta della biella. Lo consideriamo come una trave appoggiata sulle due maschette come in figura caricata in mezzeria con la spinta massima della biella.



Le reazioni vincolari  $i$  sono uguali sui due appoggi.

Il momento flettente sarà massimo in mezzera è pari a

$$M_f = 32696 \cdot 0.034 / 2 = 556 \text{ [Nm]} = 556000 \text{ [Nmm]}$$

La tensione ammissibile del materiale scelto, che è il C45 da bonifica per pezzi stampati a caldo, è dato da  $\sigma_{amm} = 200 \text{ [N/mm}^2]$

sappiamo che  $\sigma_{amm} = M_f / W_f$

dove

$$W_f = \pi \cdot d^3 / 32 \text{ modulo di resistenza a flessione [m}^3]$$

allora

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{amm}}} = 31 \text{ [mm]}$$

Perciò tengo buono  $d = 35 \text{ [mm]}$

Supponiamo che il diametro esterno del cuscinetto sia di  $DE = d + 2 \cdot 4 \text{ mm}$  (cioè impongo che lo spessore del cuscinetto sia di 4 mm) e che, per effetto del riscaldamento del motore durante il suo funzionamento, si dilati solo sul diametro interno  $d$

$$DE = 43 \text{ [mm]}$$

Con la formula seguente calcolo l'incremento del volume del cuscinetto

$$\Delta V_c = 3\alpha_c \cdot V_c \cdot (t_{max} - t_{min})$$

dove

$$V_c = \pi \cdot (DE^2 - d^2) \cdot b / 4 \text{ volume nominale cuscinetto [mm}^3]$$

$$\alpha_c = \text{coefficiente di dilatazione materiale cuscinetto} = 0.00001821 \text{ [1/}^\circ\text{C]}$$

$$t_{max} = \text{valore massimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = 130 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{min} = \text{valore minimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$V_c = 8818 \text{ [mm}^3]$$

$$\Delta V_c = 68 \text{ [mm}^3]$$

Ipotizzo che la variazione di volume coinvolga solo una variazione del valore del diametro interno del cuscinetto

$$\Delta V_c + V_c = \pi \cdot (DE^2 - D^2) \cdot b / 4$$

da cui

$$D = \sqrt{DE^2 - \frac{4 \cdot (\Delta V_c + V_c)}{\pi \cdot b}} = 34.93 \text{ [mm]}$$

Che è il valore esatto più piccolo che può assumere il diametro interno del cuscinetto.

Con la formula seguente calcolo l'incremento di volume dell'albero

$$\Delta V_a = 3\alpha_a \cdot V_a \cdot (t_{max} - t_{min})$$

dove

$$V_a = \pi \cdot d^2 \cdot b / 4 = \text{volume nominale albero [mm}^3]$$

$$\alpha_a = \text{coefficiente di dilatazione materiale albero} = 0.0000124 \text{ [1/}^\circ\text{C]}$$

$$t_{max} = \text{valore massimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = 130 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{min} = \text{valore minimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$V_a = 17310[\text{mm}^3]$$

$$\Delta V_a = 91 [\text{mm}^3]$$

allo stesso modo

$$\Delta V_a + V_a = \pi * d a^2 * b / 4$$

da cui

$$d a = \sqrt{\frac{4 * (\Delta V_a + V_a)}{\pi * b}} = 35.09 [\text{mm}]$$

Che è il valore esatto più grande che può assumere il diametro esterno dell' albero.

Con i valori di d, De e de vado a cercare il tipo di accoppiamento tra bronzina e albero considerando che a motore freddo (-10°C) il gioco deve essere maggiore che a caldo (+150°C).

De = valore esatto del diametro interno bronzina [mm];

de = valore esatto del diametro esterno albero [mm].

A 130°C

De = 34.93[mm];

de = 35.09[mm];

qui ho interferenza perciò scelgo, lavorando sul diametro dell'albero, un accoppiamento che a -10°C dia i valori sottostanti che sono con gioco massimo e che con l'aumentare della temperatura vengono recuperati

A -10°C

de = d - (de - De) - 0.06 = 34.78[mm];

De = 35[mm];

dove ho imposto un gioco a 130°C di 0.06[mm] tra albero e bronzina.

Con i valori iniziali De, e de, nelle due condizioni di temperatura stabilisco una corretta lubrificazione e uno smaltimento del calore sufficiente

Per lo studio della lubrificazione del cuscinetto ci limitiamo alle formule che sono note agli alunni ipotizzando che l'olio formi una pellicola di spessore costante su tutta la superficie del perno attorno alla quale rotola il cuscinetto montato sul bottone di biella e che un velo d'olio a spessore costante separi l'interno della bronzina dall'esterno del perno di manovella.

Con

$$P_a = \frac{3000}{2 * 60} * \left( \sum_{i=1}^{18} F_{bei} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{bci} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{si} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{ai} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} \right) [W]$$

Dove

f = coefficiente d'attrito lubrificato tra albero e bronzina ( da diagramma) = 0.003

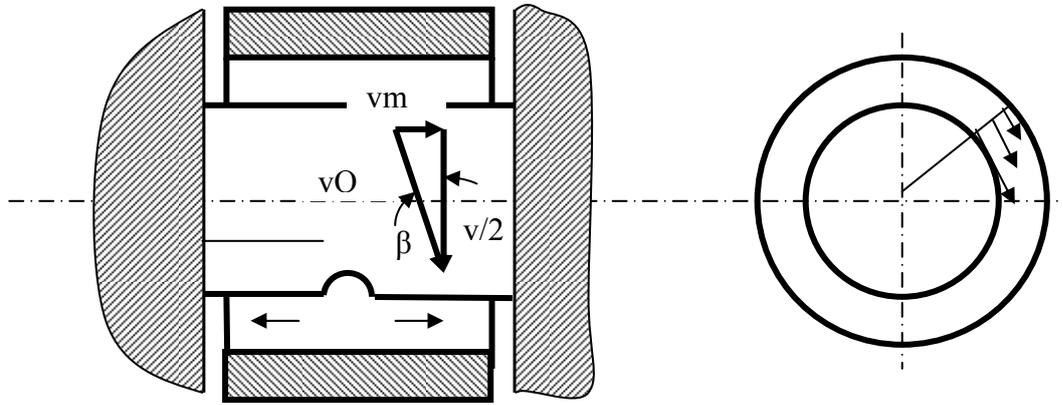
F<sub>bei</sub> = valore i-esimo della forza longitudinale sulla biella in espansione [N]

F<sub>bci</sub> = valore i-esimo della forza longitudinale sulla biella in compressione [N]

F<sub>si</sub> = valore i-esimo della forza d'inerzia longitudinale sulla biella in scarico [N]

F<sub>ai</sub> = valore i-esimo della forza d'inerzia longitudinale sulla biella in aspirazione [N]

P<sub>a</sub> = potenza dispersa per attrito sul cuscinetto del piede di biella = 90[W]



La quantità d'olio al secondo necessaria allo smaltimento di calore sarà ottenuta con la formula

$$MO = Pa/[c * (tu-ti)] \text{ [kg/s]}$$

dove

$c$  = calore specifico dell'olio =  $1600 \text{ [J/(kg } ^\circ\text{C)]}$

$t_u$  = temperatura di uscita dell'olio riscaldato =  $100 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$t_i$  = temperatura di uscita dell'olio riscaldato =  $80 \text{ [}^\circ\text{C]}$

$$MO = 0.0028 \text{ [kg/s]} = 2,8 \text{ [g/s]}$$

La portata d'olio necessaria per il raffreddare e lubrificare il cuscinetto sarà

$$QO = MO/\rho \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$\rho$  = densità olio =  $900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

$$QO = 0.00000311 \text{ [m}^3\text{/s]} = 3.11 \text{ [cm}^3\text{/s]}$$

La pressione di alimentazione necessaria a pompare la portata d'olio  $QO$  sarà dalla pressione necessaria a vincere le forze d'attrito che nascono dal flusso d'olio tra il punto d'alimentazione e l'uscita laterale della bronzina. Considerando il valore medio della velocità e la portata  $QO$  distribuita in parti uguali a sinistra e a destra del foro d'alimentazione presente sul perno di manovella

$$vm = QO/[2 * \pi * (De^2 - de^2)/4] = 0.472 \text{ [m/s]}$$

La velocità del fluido è data approssimativamente dalla composizione dei valori della velocità  $vm$  con la velocità media  $v/2$  di strisciamento del perno all'interno della bronzina perché il profilo della velocità dell'olio è quello in figura (sulla bronzina la velocità è nulla sull'albero la velocità è  $v$ )

$$vO = \sqrt{vm^2 + (v/2)^2} = 2.79 \text{ [m/s]}$$

la traiettoria descritta dall'olio che esce dal foro e lubrifica la bronzina è elicoidale e lo spazio percorso dall'olio lo si trova calcolando la lunghezza della traiettoria elicoidale.

Il tempo impiegato dall'olio per passare dal foro di alimentazione all'uscita laterale è dato dalla

$$tO = (b/2)/vm = 0.0191 \text{ [s]}$$

in questo tempo percorro il seguente numero di giri

$$nO = 3000 * tO / 60 = 0.95 \text{ giri}$$

cioè il seguente spazio

$$l_0 = n_0 \cdot \pi \cdot d / \cos \beta \text{ [m]}$$

$$\text{dove } \tan \beta = v_m / (v/2)$$

e

$$\beta = \arctan [v_m / (v/2)] = 9.7[^\circ];$$

$$l_0 = 0.1059 \text{ [m]}$$

La pressione d'alimentazione considerando approssimativamente un tubo di lunghezza  $l_0$  e diametro idraulico  $D_i$  percorso dall'olio con velocità  $v_0$ , sarà

$$P_0 = \lambda \cdot \rho \cdot v_0^2 \cdot l_0 / (2 \cdot D_i)$$

Dove

$D_i$  = diametro idraulico del canale =  $4 \cdot \text{Area sezione tubo} / \text{perimetro bagnato tubo}$

$$D_i = 4 \cdot \pi \cdot (D_e^2 - d_e^2) / [4 \cdot \pi \cdot (D_e + d_e)] = 0.00006 \text{ [m]}$$

$\lambda$  = coefficiente d'attrito che determino conoscendo il numero di Reynolds NR ipotizzando che l'intercapedine in cui passa l'olio sia un tubo liscio (tutte zone soggette a rettificazione).

$$NR = \rho \cdot l_0 \cdot v_0 / \mu$$

dove

$$\mu = 0.015 \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$$

$NR = 17730$  sono in regime laminare data la piccola intercapedine tra albero e bronzina e dal diagramma di Moody

$$\lambda = 0.1$$

allora

$$P_0 = 618252 \text{ [Pa]} = 6.1 \text{ [bar]}$$

### **Cuscinetto del perno di banco lato frizione (il più sollecitato)**

Come materiale per il cuscinetto scelgo un metallo antifrizione supportato da un guscio in acciaio. Come materiale del perno e dell'albero scelgo un 36NiCrMo4

Assumo il valore della pressione specifica media di funzionamento del cuscinetto

$$P_{amm} = 6 \text{ N/mm}^2.$$

Il primo passo per dimensionare il cuscinetto è quello di determinare i valori di  $b$  e  $d$  attraverso le seguenti relazioni:

$$P_{amm} \geq F_{ba} / (b \cdot d);$$

$$b/d = 0.7;$$

in cui

$F_{ba}$  = forza media sul cuscinetto di banco presente nel ciclo = 2766 [N];

$b$  = lunghezza cuscinetto [mm];

$d$  = diametro nominale interno cuscinetto o esterno albero [mm].

Da questo studio ricavo il diametro dell'albero e la lunghezza del cuscinetto

$$b = 0.6 \cdot d;$$

$$P_{amm} = F_{ba} / (0.6 \cdot d^2); \text{ da cui } d = \sqrt{\frac{F_{ba}}{0.6 \cdot P_{amm}}} = 27.71 \text{ [mm]}$$

Prendo  $d = 30 \text{ [mm]}$

in seguito otterremo arrotondando  $b = 20 \text{ [mm]}$

Calcolo la velocità relativa tra la superficie interna del cuscinetto e il diametro esterno del perno  
 $v = 3000 * 2 * \pi * d / (2 * 60) = 4.71 \text{ [m/s]}$

Assumo che le condizioni di funzionamento del cuscinetto siano tali da rispettare la seguente limitazione considerata per il valore massimo della pressione dei gas e al regime massimo di rotazione di 3000 giri/min.

$$P_{amm} * v = 50 \text{ [N/mm}^2 \text{] [m/s]}$$

nel nostro caso

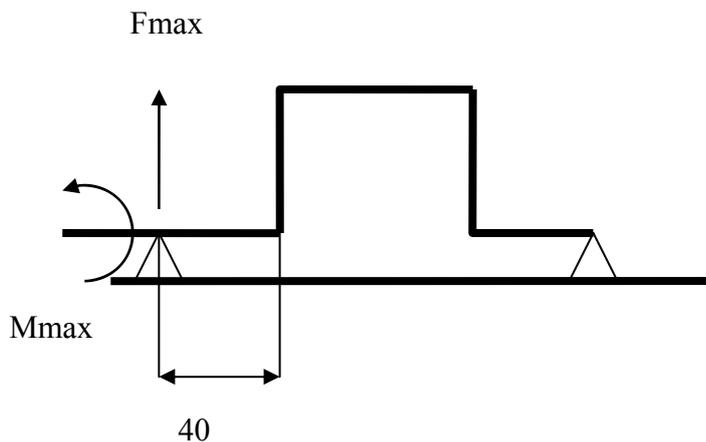
$$P_{amm} * v = 28.26 \text{ [N/mm}^2 \text{] [m/s]} \text{ che rientra nel valore fissato}$$

Ora dimensiono il perno di banco a resistenza scegliendo il valore massimo del momento motore e la forza massima che agisce sul cuscinetto di banco e che determina il valore massimo di momento flettente nel punto in cui il perno si congiunge con la maschetta.

$$M_{max} = 924.45 \text{ [Nm]} = 924450 \text{ [Nmm]}$$

$$F_{max} = 24161 \text{ [N]}$$

$$M_{fmax} = F_{max} * 40 = 966940 \text{ [Nmm]}$$



Nella sezione più critica sulla periferia della superficie dell'albero ho torsione e flessione  
 E uso il criterio di resistenza di Von Mises.

$$\sigma_{id} = 200 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \geq \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = \sqrt{\left( \frac{32 * M_{fmax}}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 * \left( \frac{16 * M_{max}}{\pi * d^3} \right)^2}$$

Introduco nella formula i valori di  $M_{fmax}$ ,  $M_{max}$  e  $d$  alla fine le tensioni ideali calcolate non debbono superare il valore di  $200 \text{ [N/mm}^2 \text{]}$

Con  $d = 40 \text{ mm}$  ottengo della tensioni di  $199 \text{ [N/mm}^2 \text{]}$  che sono appena sotto il limite.

Come si vede debbo cambiare il diametro del perno per fare in modo che resista al carico dovuto alla spinta della manovella.

Prendo  $d = 40 \text{ [mm]}$  e  $b = 25 \text{ [mm]}$ ;

Le dimensioni del perno necessarie alla sua resistenza sono più grandi di quelle necessarie alla bronzina perciò con gli ultimi valori la bronzina è ancora meno sollecitata.

Supponiamo che il diametro esterno del cuscinetto sia di  $DE = d + 2 \cdot 4\text{mm}$  (cioè impongo che lo spessore del cuscinetto sia di 4 mm) e che, per effetto del riscaldamento del motore durante il suo funzionamento, si dilati solo sul diametro interno  $d$

$$DE = 48[\text{mm}]$$

Con la formula seguente calcolo l'incremento del volume del cuscinetto

$$\Delta V_c = 3\alpha_c \cdot V_c \cdot (t_{\max} - t_{\min})$$

dove

$$V_c = \pi \cdot (DE^2 - d^2) \cdot b / 4 \text{ volume nominale cuscinetto } [\text{mm}^3]$$

$$\alpha_c = \text{coefficiente di dilatazione materiale cuscinetto} = 0.00001821 [1/^\circ\text{C}]$$

$$t_{\max} = \text{valore massimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = 130 [^\circ\text{C}]$$

$$t_{\min} = \text{valore minimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = -10 [^\circ\text{C}]$$

$$V_c = 13816 [\text{mm}^3]$$

$$\Delta V_c = 106 [\text{mm}^3]$$

Ipotesizzo che la variazione di volume coinvolga solo una variazione del valore del diametro interno del cuscinetto

$$\Delta V_c + V_c = \pi \cdot (DE^2 - D^2) \cdot b / 4$$

da cui

$$D = \sqrt{DE^2 - \frac{4 \cdot (\Delta V_c + V_c)}{\pi \cdot b}} = 39.93 [\text{mm}]$$

Che è il valore esatto più piccolo che può assumere il diametro interno del cuscinetto.

Con la formula seguente calcolo l'incremento di volume dell'albero

$$\Delta V_a = 3\alpha_a \cdot V_a \cdot (t_{\max} - t_{\min})$$

dove

$$V_a = \pi \cdot d^2 \cdot b / 4 = \text{volume nominale albero } [\text{mm}^3]$$

$$\alpha_a = \text{coefficiente di dilatazione materiale albero} = 0.0000124 [1/^\circ\text{C}]$$

$$t_{\max} = \text{valore massimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = 130 [^\circ\text{C}]$$

$$t_{\min} = \text{valore minimo della temperatura di funzionamento del cuscinetto} = -10 [^\circ\text{C}]$$

$$V_a = 31400 [\text{mm}^3]$$

$$\Delta V_a = 164 [\text{mm}^3]$$

allo stesso modo

$$\Delta V_a + V_a = \pi \cdot da^2 \cdot b / 4$$

da cui

$$da = \sqrt{\frac{4 \cdot (\Delta V_a + V_a)}{\pi \cdot b}} = 40.10 [\text{mm}]$$

Che è il valore esatto più grande che può assumere il diametro esterno dell'albero.

Con i valori di  $d$ ,  $De$  e  $de$  vado a cercare il tipo di accoppiamento tra bronzina e albero considerando che a motore freddo ( $-10^\circ\text{C}$ ) il gioco deve essere maggiore che a caldo ( $+150^\circ\text{C}$ ).

$De$  = valore esatto del diametro interno bronzina [mm];

$de$  = valore esatto del diametro esterno albero [mm].

A  $130^\circ\text{C}$

$$De = 39.93 [\text{mm}];$$

$d_e = 40.10[\text{mm}]$ ;

qui ho interferenza perciò scelgo, lavorando sul diametro dell'albero, un accoppiamento che a  $-10^\circ\text{C}$  dia i valori sottostanti che sono con gioco massimo e che con l'aumentare della temperatura vengono recuperati

A  $-10^\circ\text{C}$

$d_e = d - (d_e - D_e) - 0.06 = 39.76[\text{mm}]$ ;

$D_e = 40[\text{mm}]$ ;

dove ho imposto un gioco a  $130^\circ\text{C}$  di  $0.06[\text{mm}]$  tra albero e bronzina.

Con i valori iniziali  $D_e$ , e  $d_e$ , nelle due condizioni di temperatura stabilisco una corretta lubrificazione e uno smaltimento del calore sufficiente

Per lo studio della lubrificazione del cuscinetto ci limitiamo alle formule che sono note agli alunni ipotizzando che l'olio formi una pellicola di spessore costante su tutta la superficie del perno che rotola sul cuscinetto montato sul banco motore e che un velo d'olio a spessore costante separi l'interno della bronzina dall'esterno del perno di banco.

Con

$$P_a = \frac{3000}{2 \cdot 60} * \left( \sum_{i=1}^{18} F_{bei} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{bci} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{si} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} + \sum_{i=1}^{18} F_{ai} * f * \frac{d}{2} * \frac{\pi}{18} \right) [W]$$

Dove

$f$  = coefficiente d'attrito lubrificato tra albero e bronzina ( da diagramma) =  $0.003$

$F_{bei}$  = valore i-esimo della forza longitudinale sul perno di banco in espansione [N]

$F_{bci}$  = valore i-esimo della forza longitudinale sul perno di banco in compressione [N]

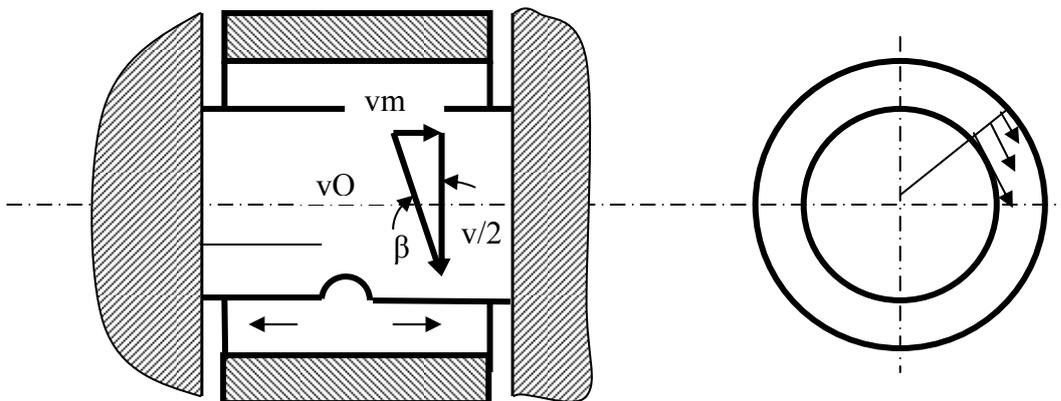
$F_{si}$  = valore i-esimo della forza d'inerzia longitudinale sul perno di banco in scarico [N]

$F_{ai}$  = valore i-esimo della forza d'inerzia longitudinale sul perno di banco in aspirazione [N]

$P_a$  = potenza dispersa per attrito sul cuscinetto del perno di banco =  $55[W]$

Calcolo la velocità relativa tra la superficie interna del cuscinetto e il diametro esterno del perno

$$v = 3000 * 2 * \pi * d / (2 * 60) = 6.28 [\text{m/s}]$$



La quantità d'olio al secondo necessaria allo smaltimento di calore sarà ottenuta con la formula

$$M_O = P_a / [c * (t_u - t_i)] [\text{kg/s}]$$

dove

$c$  = calore specifico dell'olio =  $1600[\text{J}/(\text{kg } ^\circ\text{C})]$

$t_u =$  temperatura di uscita dell'olio riscaldato = 100 [°C]

$t_u =$  temperatura di uscita dell'olio riscaldato = 80 [°C]

$MO = 0.0017[\text{kg/s}] = 1.7[\text{g/s}]$

La portata d'olio necessaria per il raffreddare e lubrificare il cuscinetto sarà

$$QO = MO/\rho \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$\rho =$  densità olio = 900[kg/m<sup>3</sup>]

$$QO = 0.000019[\text{m}^3/\text{s}] = 1.9 \text{ [cm}^3/\text{s]}$$

La pressione di alimentazione necessaria a pompare la portata d'olio QO sarà dalla pressione necessaria a vincere le forze d'attrito che nascono dal flusso d'olio tra il punto d'alimentazione e l'uscita laterale della bronzina. Considerando il valore medio della velocità e la portata QO distribuita in parti uguali a sinistra e a destra del foro d'alimentazione presente sul perno di manovella

$$v_m = QO/[2*\pi*(D_e^2-d_e^2)/4] = 0.252[\text{m/s}]$$

La velocità del fluido è data approssimativamente dalla composizione dei valori della velocità  $v_m$  con la velocità media  $v/2$  di strisciamento del perno all'interno della bronzina perché il profilo della velocità dell'olio è quello in figura (sulla bronzina la velocità è nulla sull'albero la velocità è  $v$ )

$$vO = \sqrt{v_m^2 + (v/2)^2} = 3.15[\text{m/s}]$$

la traiettoria descritta dall'olio che esce dal foro e lubrifica la bronzina è elicoidale e lo spazio percorso dall'olio lo si trova calcolando la lunghezza della traiettoria elicoidale.

Il tempo impiegato dall'olio per passare dal foro di alimentazione all'uscita laterale è dato dalla

$$tO = (b/2)/v_m = 0.049 \text{ [s]}$$

in questo tempo percorro il seguente numero di giri

$$nO = 3000*tO/60 = 2.4 \text{ giri}$$

cioè il seguente spazio

$$lO = nO*\pi*d/\cos\beta \text{ [m]}$$

dove  $\tan\beta = v_m/(v/2)$

e

$$\beta = \arctan [v_m/(v/2)] = 4.5[^\circ];$$

$$lO = 0.312[\text{m}]$$

La pressione d'alimentazione considerando approssimativamente un tubo di lunghezza  $lO$  e diametro idraulico  $D_i$  percorso dall'olio con velocità  $vO$ , sarà

$$PO = \lambda*\rho*vO^2*lO/(2*D_i)$$

Dove

$D_i =$  diametro idraulico del canale =  $4*\text{Area sezione tubo}/\text{perimetro bagnato tubo}$

$$D_i = 4 \cdot \pi \cdot (D_e^2 - d_e^2) / [4 \cdot \pi \cdot (D_e + d_e)] = 0.00006 [\text{m}]$$

$\lambda$  = coefficiente d'attrito che determino conoscendo il numero di Reynolds NR ipotizzando che l'intercapedine in cui passa l'olio sia un tubo liscio (tutte zone soggette a rettifica).

$$NR = \rho \cdot l_0 \cdot v_0 / \mu$$

dove

$$\mu = 0.015 [\text{Pa} \cdot \text{s}]$$

NR = 57078 sono in regime laminare data la piccola intercapedine tra albero e bronzina e dal diagramma di Moody

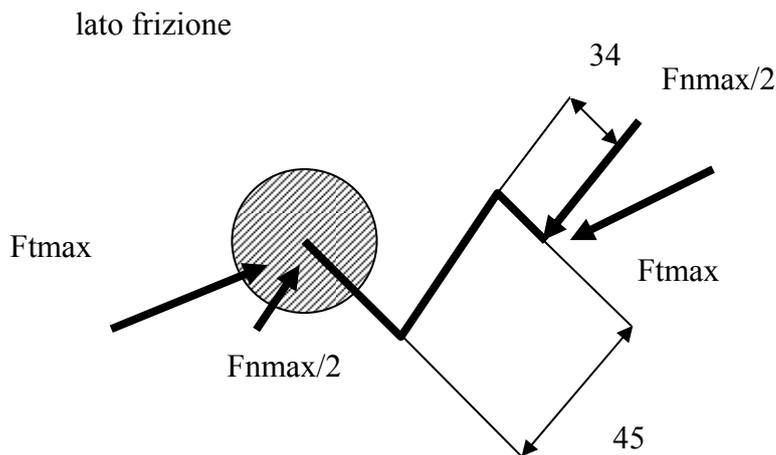
$$\lambda = 0.1$$

allora

$$P_0 = 2325371 [\text{Pa}] = 23.2 [\text{bar}]$$

Che è un po' alta ma il calcolo della pressione di mandata è fatto con un modello non sperimentato.

## Dimensionamento della mascheretta



Supponiamo che tutto lo sforzo venga trasmesso al lato frizione e sovrappongo i seguenti effetti:

$M_t = F_{tmax} \cdot 34 = 20543 \cdot 34 = 698462 [\text{Nmm}]$  momento torcente sulla mascheretta all'incontro con il perno di banco.

$M_{f1} = F_{tmax} \cdot 45 = 20543 \cdot 45 = 924435 [\text{Nmm}]$  momento flettente sulla mascheretta all'incontro col perno di banco causato dalla  $F_{tmax}$ .

$M_{f2} = F_{nmax} \cdot 34/2 = 25435 \cdot 34/2 = 432395 [\text{Nmm}]$  momento flettente sulla mascheretta all'incontro col perno di banco causato dalla  $F_{nmax}$ .

$N = F_{nmax}/2 = 25435/2 = 12717 [\text{N}]$  forza longitudinale alla mascheretta.

Come si vede dal disegno sotto che rappresenta la sezione della mascheretta ho due sollecitazioni di flessione date da  $M_{f1}$  e  $M_{f2}$  e uno sforzo normale dato da  $N$  che sovrappongo tra di loro.

Poi ho la sollecitazione di torsione che compongo con quelle tre precedenti tramite Von Mises.

$$W_{f1} = (27 \cdot 50^2) / 6 = 11250 [\text{mm}^3]$$

$$W_{f2} = (50 \cdot 27^2) / 6 = 6075 [\text{mm}^3]$$

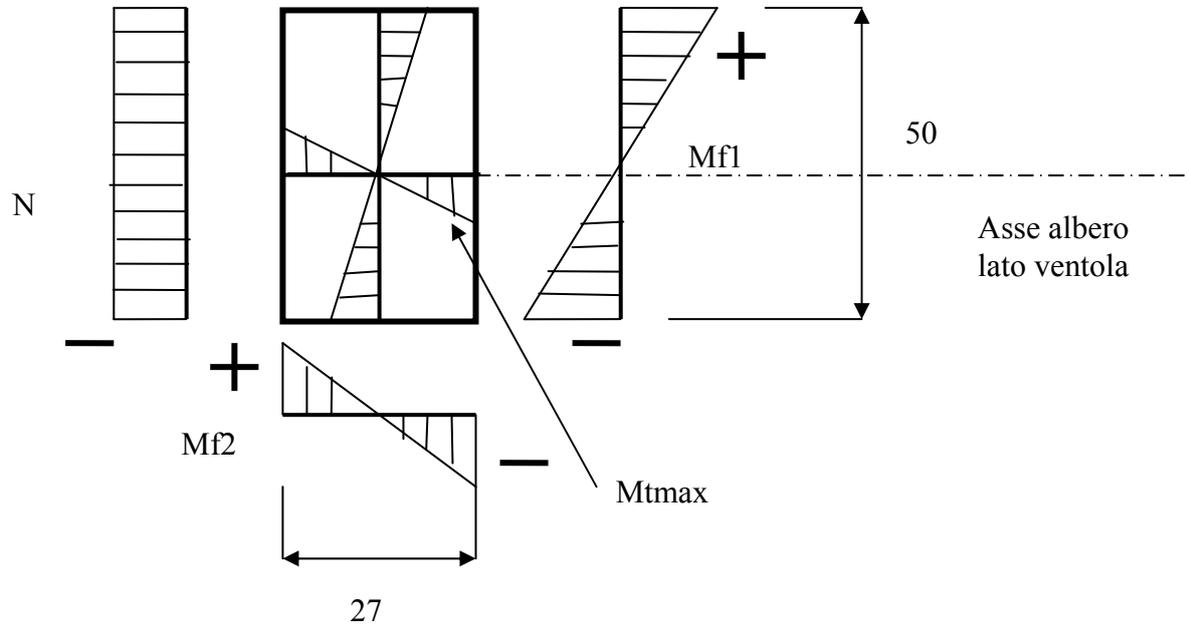
$$A = 50 \cdot 27 = 1350 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$J_t = (50 \cdot 27^3) / 3 = 328050 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma = M_{f1} / W_{f1} + M_{f2} / W_{f2} + N / A = 182 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau = M_t \cdot 27 / J_t = 57 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

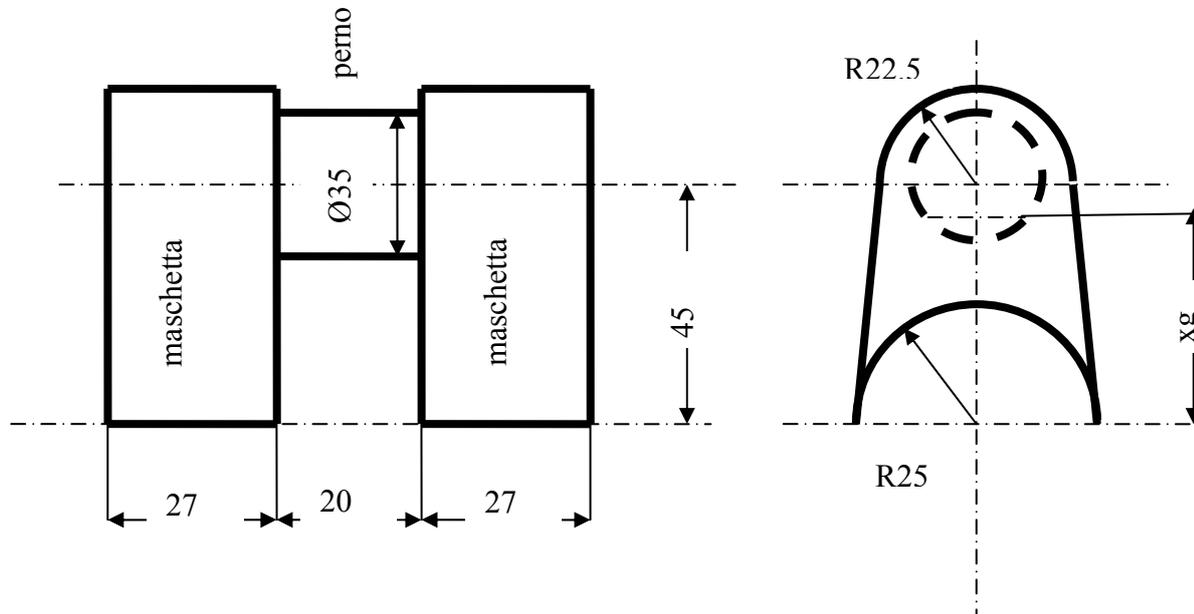
$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 190 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$



Quella in figura è la sezione della mascheretta quando si incontra con il perno di banco.  
 La dimensioniamo a uniforme resistenza riducendo la sua larghezza a 45 [mm] all'altezza del perno di manovella mantenendo inalterato lo spessore 27[mm].

## Equilibramento dell'albero

Ora calcolo le masse dell'albero che determinano una forza centrifuga che dovrà poi essere bilanciata dalle contromosse di equilibramento



Determino il baricentro della maschetta supponendola composta da un area trapezoidale A1 con baricentro  $x_{g1}$  a cui sottraggo un area semicircolare nel suo lato inferiore A2 con baricentro  $x_{g2}$  e a cui aggiungo un area semicircolare nel suo lato superiore A3. I baricentri sono tutti valutati rispetto all'asse principale dell'albero

$$A1 = (base1 + base2) * altezza / 2 = (50 + 45) * 45 / 2 = 2137.5 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$x_{g1} = \frac{altezza * (base1 + 2 * base2)}{3 * (base1 + base2)} = \frac{45 * (50 + 2 * 45)}{3 * (50 + 45)} = 22.1 \text{ [mm]}$$

$$A2 = \pi * R2^2 / 2 = 3.14 * 25^2 / 2 = 981.7 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$x_{g2} = 4 * R2 / (3 * \pi) = 4 * 25 / (3 * 3.14) = 10.6 \text{ [mm]}$$

$$A3 = \pi * R3^2 / 2 = 3.14 * 22.5^2 / 2 = 795.2 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$x_{g3} = 45 + 4 * R3 / (3 * \pi) = 45 + 4 * 22.5 / (3 * 3.14) = 54.5 \text{ [mm]}$$

$$x_{g \text{ maschetta}} = \frac{A1 * x_{g1} - A2 * x_{g2} + A3 * x_{g3}}{A1 - A2 + A3} = 41.09 \text{ [mm]}$$

Determino la massa della maschetta

$$M_m = (A_1 - A_2 + A_3) \cdot s_p \cdot \rho_a / 100$$

$$s_p = \text{spessore maschetta} = 27 [\text{mm}] = 2.7 [\text{cm}]$$

$$\rho_a = \text{densità acciaio} = 7.88 [\text{gr/cm}^3]$$

$$M_m = 415 [\text{gr}] = 0.415 [\text{kg}]$$

Determino la massa del perno di manovella

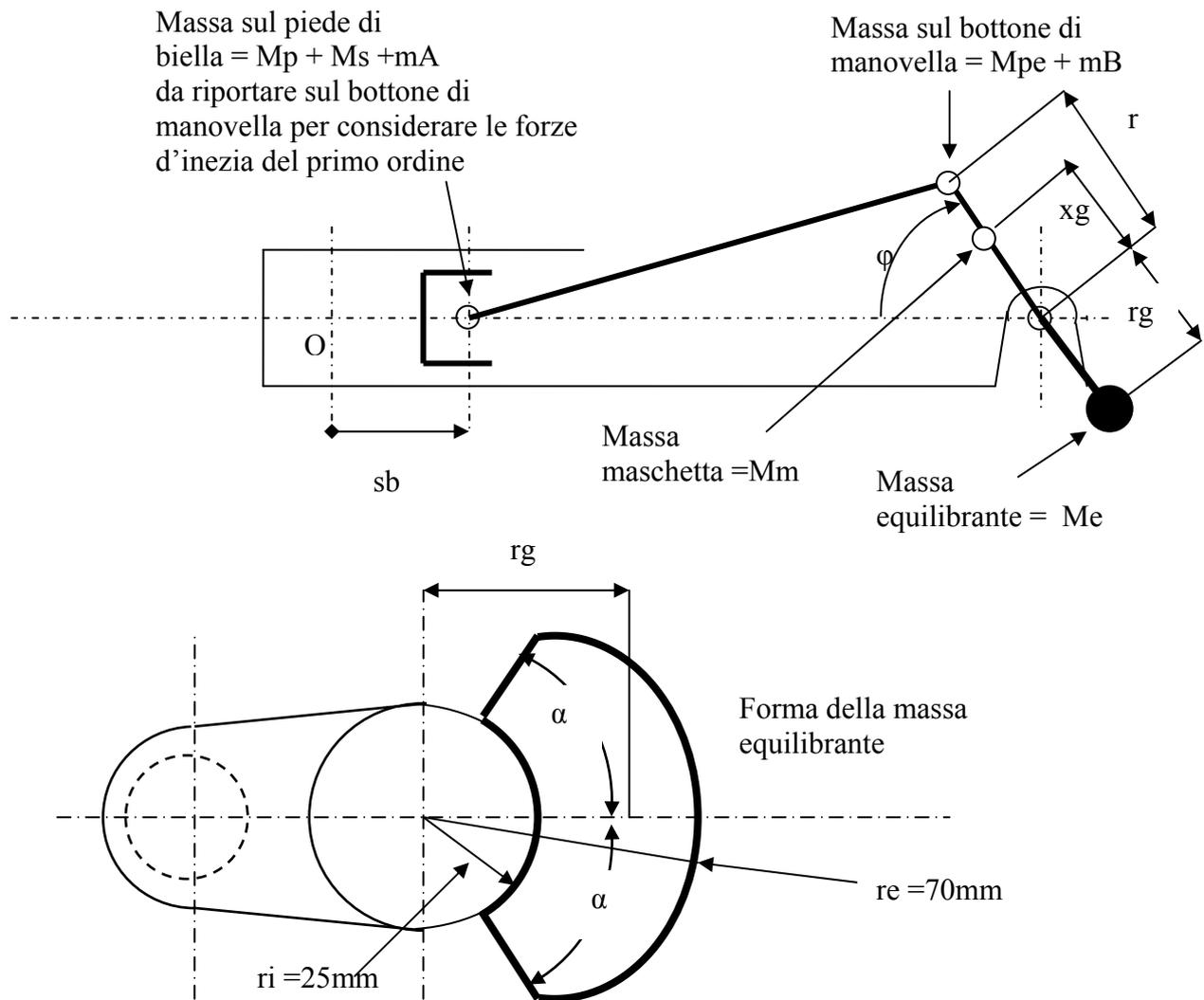
$$M_{pe} = \pi \cdot 35^2 \cdot 20 \cdot \rho_a / (4 \cdot 1000) = 151.5 [\text{gr}] = 0.1515 [\text{kg}]$$

La massa della maschetta  $M_m$ , quella del perno  $M_{pe}$  e quella della biella virtuale  $m_A$  sul bottone di manovella contribuiscono a formare delle forze centrifughe che debbono essere equilibrate con delle contro masse. Considero anche il contributo delle forze d'inerzia dovute alla massa del pistone  $M_p$ , alla massa dello spinotto  $M_s$  e alla massa della biella virtuale  $m_B$  posta sul piede di biella sottoposta al primo termine della espressione dell'accelerazione  $a_b = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi$  che da una forza una forza la cui componente lungo l'asse del cilindro è la stessa componente, lungo il medesimo asse, di una forza centrifuga che segue la manovella.

$$F_c = \omega^2 \cdot [M_m \cdot x_g + 45 \cdot (M_{pe} + m_A + M_p + M_s + m_B)] / 1000 = \text{forza centrifuga totale agente sui perni di banco ed equamente suddivisa sui due appoggi}$$

$$F_c = 9040 [\text{N}]$$

Questo valore deve essere equilibrato con una massa posta su ogni maschetta dal lato opposto alla manovella di cui vado a calcolare le dimensioni. Queste masse debbono essere costruite di pezzo integrale con tutto l'albero.



il valore del baricentro della massa equilibratrice è dato dalla

$$rg = \frac{(re^3 - ri^3) * \sin \alpha}{(re^2 - ri^2) * \alpha}$$

L'area della superficie laterale della massa equilibratrice

$$A = \alpha * (re^2 + ri^2)$$

Dove i valori di re e ri sono definiti rispettando la simmetria degli ingombri della manovella con la biella montata

Il valore della massa equilibratrice

$$M_e = A * \rho$$

La forza equilibratrice per ogni mascheretta è data da

$$F_e = F_c / 2 = 4520 \text{ [N]}$$

La formula per definire la forma della massa equilibratrice è data dalla

$$F_e = M_e \cdot \omega^2 \cdot r_g =$$

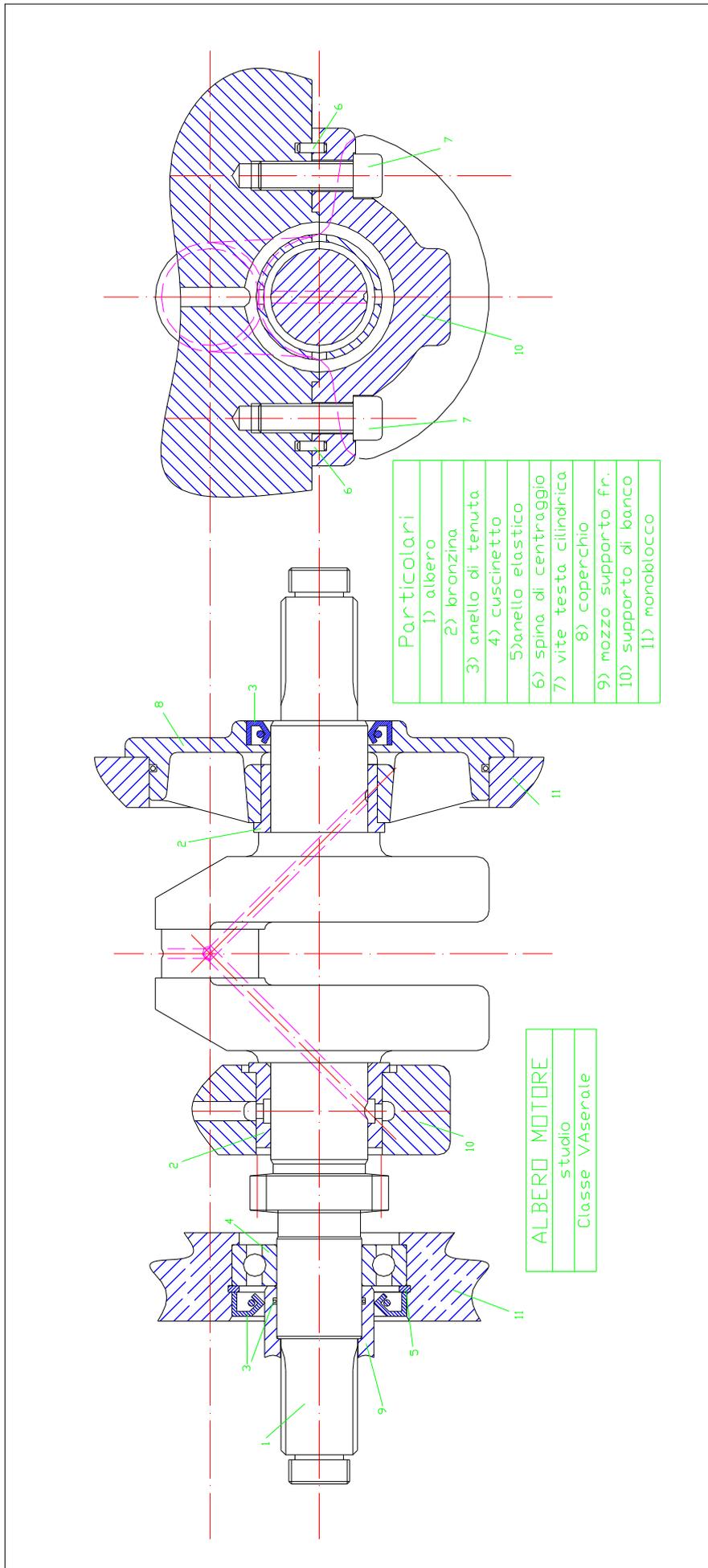
$$\alpha \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot sp \cdot \rho_a \cdot \omega^2 \cdot \frac{2 \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot \sin \alpha}{3 \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} = sp \cdot \rho_a \cdot \omega^2 \cdot \frac{2 \cdot (r_e^3 - r_i^3) \cdot \sin \alpha}{3}$$

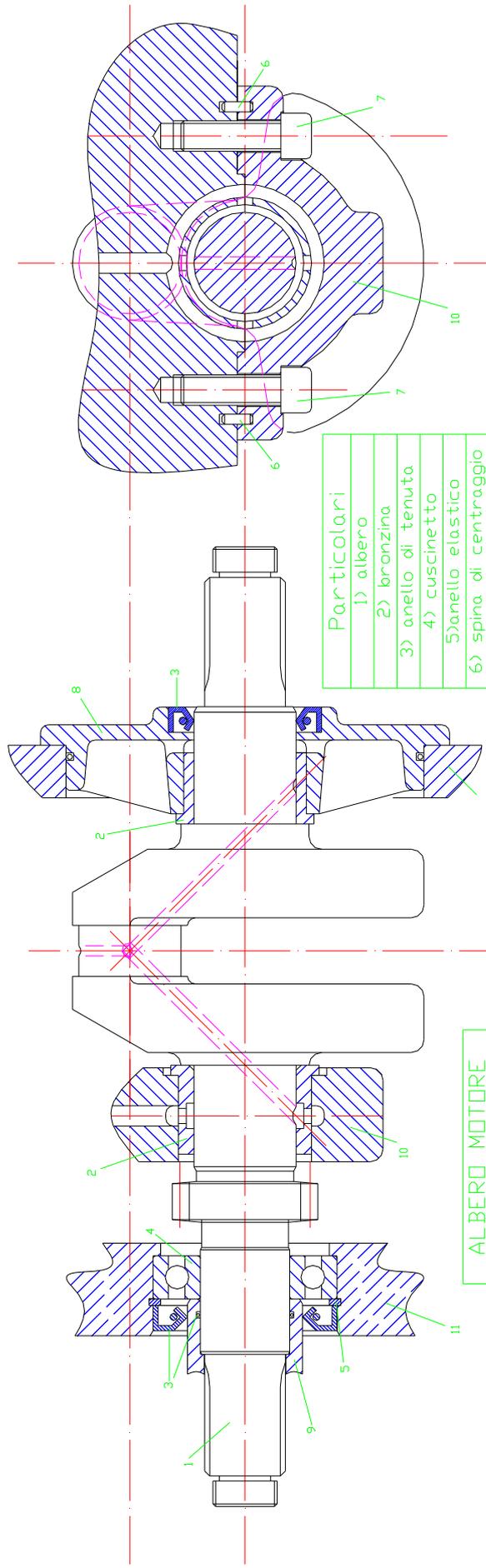
Da cui

$$\alpha = \arcsen \left[ \frac{F_e \cdot 3}{sp \cdot \rho_a \cdot \omega^2 \cdot 2 \cdot (r_e^3 - r_i^3)} \right] = \arcsen \left[ \frac{4520 \cdot 3}{0.027 \cdot 7880 \cdot 314^2 \cdot 2 \cdot (0.07^3 - 0.025^3)} \right]$$

$$\alpha = 81[^\circ]$$

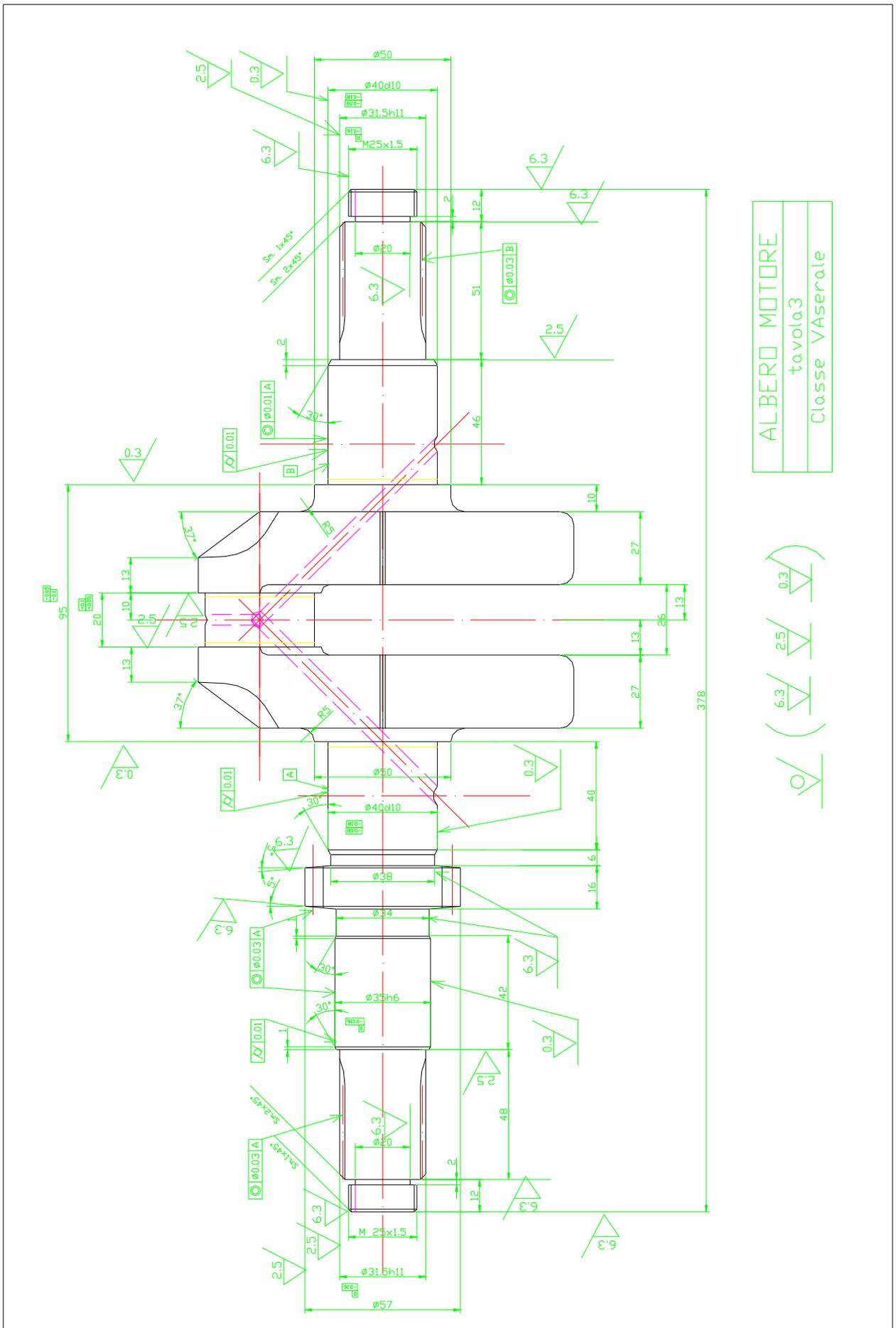
che è il semiangolo d'apertura della massa equilibratrice su ogni mascheretta.





- Particolari
- 1) albero
  - 2) bronzina
  - 3) anello di tenuta
  - 4) cuscinetto
  - 5) anello elastico
  - 6) spina di centraggio
  - 7) vite testa cilindrica
  - 8) coperchio
  - 9) mozzo supporto fr.
  - 10) supporto di banco
  - 11) monoblocco

ALBERO MOTORE  
 studio  
 Classe VAsolare



ALBERO MOTORE  
 tavola 3  
 Classe VASerale

