

Università degli Studi di Palermo
Facoltà di ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Corso di Principi e metodologie
della progettazione Meccanica

del Prof Giuseppe Sala

**Progettazione e ottimizzazione
di una testata per motore endotermico a
quattro tempi con meccanismo di
distribuzione desmodromico**

AA. 1998- 1999

Giovanni Lo Iacono
Davide Tumino

INDICE

ANALISI FUNZIONALE	4
- Il coefficiente di efflusso	10
- Il coefficiente di riempimento	13
- Il diagramma della distribuzione	16
- La caratteristica di coppia	19
- Le leggi di alzata	21
Capitolo 1 – CINEMATICA	23
- Le camme	27
- Curve di Bezier	31
- Determinazione del diagramma delle alzate	36
- Costruzione dei profili: valvola di aspirazione	40
- Rilievo dei diagrammi di alzata originari	43
- Fasatura	46
- Valvola di scarico	50
Capitolo 2 – LA FASATURA	53
Capitolo 3 – DINAMICA	58
- Valvola	62
- Bilanciere	62
- Molla	63
- Ipotesi di vincolo	66
- Verifica dei cuscinetti	72
- Studio dell'albero iperstatico	73
- Storia di carico	81
- Forze centrifughe	95
- Fatica	99
- Diagramma di Goodman	101
- Considerazioni sulle concentrazioni di tensione	103
Capitolo 4 – USURA PER FATICA SUPERFICIALE	106
Capitolo 5 – RECUPERO GIOCO VALVOLA	115
- Valutazione del gioco minimo per deformazioni termiche	117
- Valutazione del gioco minimo per deformazioni centrifughe	121
Capitolo 6 – LE VIBRAZIONI	129
- La massa oscillante	139
- La rigidità del sistema	140
Capitolo 7 – OTTIMIZZAZIONE	149
Capitolo 8 – TOLLERANZE	164

***INTRODUZIONE,
ANALISI FUNZIONALE***

INTRODUZIONE, ANALISI FUNZIONALE

La funzione degli eccentrici è quella di comandare l'alzata delle valvole in fase di aspirazione e di scarico. Attraverso le valvole passa l'aria, che, essendo un fluido comprimibile, è soggetta ad una diminuzione della densità connessa alla perdita di carico che un qualsiasi fluido subisce in una tubazione in corrispondenza di un'irregolarità geometrica: si parla cioè di una perdita concentrata differente da quella distribuita perché la caduta di pressione in questione è di un altro ordine di grandezza.

Per fissare le idee si prenda in considerazione il caso in esame: il condotto di aspirazione può essere assimilato ad una tubazione dello stesso diametro. Il numero di Reynolds dà un'idea delle perdite distribuite.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1 \cdot 200 \cdot 0,02}{18e-6} = 200.000$$

dove

ρ (densità) = 1 kg/mc

V (velocità aria al limite subsonico) \cong 200 m/s

D (diametro medio condotto di aspirazione sul restringimento) = 20 mm

μ (viscosità cinematica dell'aria) = $18 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

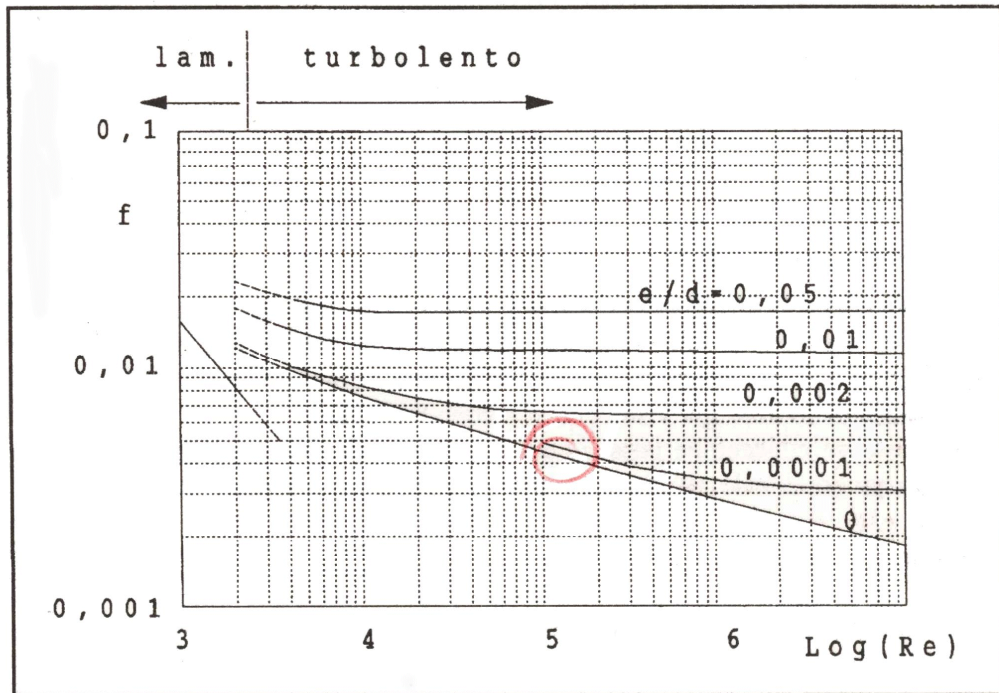


Diagramma di Moody: $f = f(Re, e/D)$.

μ (viscosità cinematica dell'aria) = $18 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$

In corrispondenza di tale valore del n. di Reynolds si è in presenza di moto altamente turbolento:

$$\text{Log } Re \cong 5$$

Con una rugosità relativa e/D minima (si suppone che le superfici siano ben lavorate), dall'abaco di Moody si legge un coefficiente $f = 0,005$

La perdita di carico è

$$R = \frac{4 \cdot f \cdot L}{g \cdot D} \cdot \frac{w^2}{2} = \frac{4 \cdot 0,005 \cdot 20e-3 \cdot 200^2}{9,8 \cdot 20e-2 \cdot 2} \cong 40\text{m}$$

Considerando invece, come effettivamente avviene, un rapporto di espansione sulla valvola

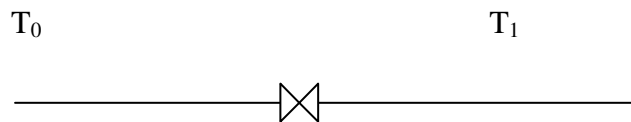
$$\beta = p_2/p_{01}$$

Il carico è:

$$H_0 = \frac{p_0}{\gamma_0} + \frac{v_0^2}{2g}$$

in presenza di una laminazione a temperature uguali agli estremi, e per un gas perfetto:

$$T_0 = T_1 \Rightarrow \frac{p_0}{\gamma_0} = \frac{p_1}{\gamma_1}$$



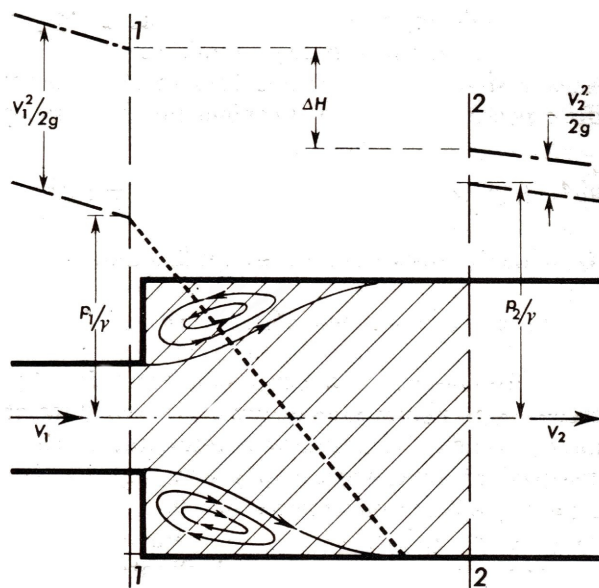
$$\text{La perdita di carico è } \Delta H = \Delta \left(\frac{V^2}{2g} \right) = \frac{V_0^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_0 \rho_0}{A_1 \rho_1} \right)^2 \right] \cong \frac{V_0^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{1}{4 \cdot \beta} \right)^2 \right]$$

Essendo 4 il rapporto area cilindro/area valvola (per un due valvole avente valvole con diametri pari a circa la metà di quello del cilindro. Con $\beta=0,8$ ad esempio

$$\Delta H \cong \frac{200^2}{20} \left[1 - \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right] = 1800\text{m}$$

Si osservi che la perdita concentrata qui considerata è parecchio simile alla cosiddetta perdita di Borda, o perdita per brusco allargamento pari all'altezza cinetica del moto perduto ed usata in presenza di fluidi incomprimibili:

$$\text{PerditadiBorda} = \frac{(\Delta V)^2}{2g}$$



La differenza è imputabile alla comprimibilità dell'aria, ma è chiaro che anche nel caso dell'aria il motivo della perdita di carico è lo stesso.

In base a questa considerazione di carattere assolutamente qualitativo, è possibile dedurre che sarebbe opportuno prestare la massima cura nel disegno della camera di combustione per favorire per quanto possibile uno sbocco "dolce" ai gas di ricarica (o di scarico).

Il nostro studio vuole però soffermarsi su di un altro aspetto della progettazione dell'impianto di distribuzione, anch'esso legato indirettamente alla fluidodinamica del motore, ma con una superiore possibilità di manipolazione, e cioè i diagrammi di alzata delle valvole.

Il diagramma di alzata rappresenta lo spostamento assiale delle valvole in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero a camme oppure dell'angolo di manovella. La posizione di riferimento, lo zero, è quella in cui il fungo della valvola poggia sulla sua sede garantendo la tenuta ermetica della camera di combustione.

I diagrammi di alzata sono determinati direttamente e più o meno univocamente dalla geometria degli eccentrici di comando, le camme, ed hanno parecchi gradi di libertà progettuali, quali:

- anticipo aspirazione
- ripidità delle rampe di accostamento

- valore dell'alzata massima
- durata del periodo di alzata
- valore dell'incrocio tra le fasi di scarico ed aspirazione

E' chiaro che, nel flussaggio, il rapporto di espansione di cui sopra è tanto più alto quanto più piccola è la luce di passaggio consentita al fluido, il cosiddetto "TIME AREA":

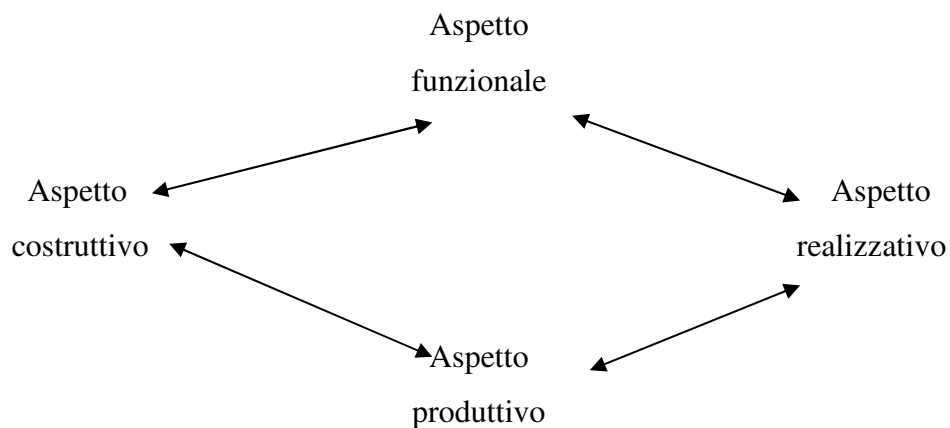
più tempo ci metterà a crescere il valore di alzata e maggiore sarà la perdita di carico media durante tutta la durata del flussaggio. Si ricordi infatti che, in meccanica dei fluidi vale la legge empirica:

$$\Delta H = \alpha \frac{v^2}{2g}$$

dove α è un fattore di forma tabellato in funzione del tipo di discontinuità geometrica.

Esigenze funzionali suggeriscono dunque rampe ripide, ma questo va in contrasto ad altri aspetti come ad esempio quello costruttivo o quello realizzativo: rampe ripide significano grossi gradienti di velocità delle valvole, cioè accelerazioni elevate. Dalla accelerazione dipende la gran parte delle sollecitazioni strutturali, le vibrazioni, ma soprattutto il valore delle pressioni Hertziane sulle camme, valore che oltre una certa soglia, porta al rapido deterioramento delle superfici di contatto per usura.

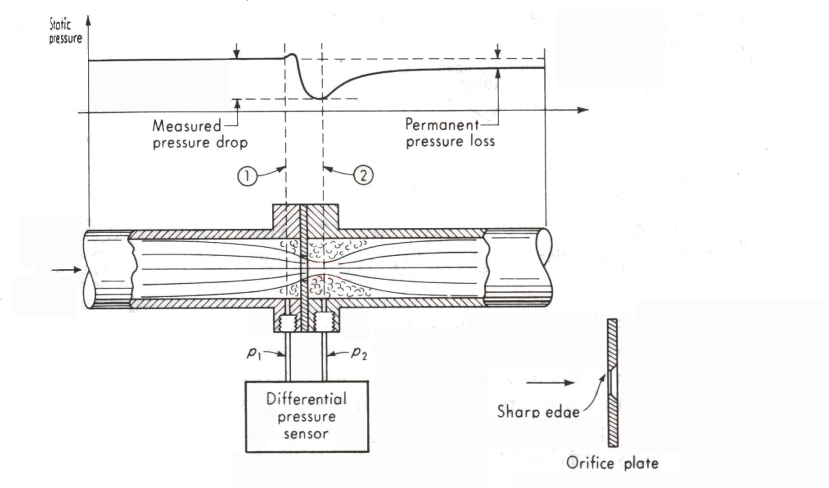
Ciò non toglie che anche volendo realizzare delle camme "spinte" non sempre esse sono compatibili con il cinematismo meglio con la sua realizzazione pratica. Può capitare ad esempio che un albero con camme troppo grosse abbia problemi di alloggiamento nelle sedi o di montaggio, oppure che un albero con camme troppo piccole, in un sistema a bilancieri non consenta il corretto posizionamento degli assi dei bilancieri.



Insomma una progettazione metodica guarda contemporaneamente ai diversi aspetti del problema per evitare di accorgersi a posteriori dell'incompatibilità di due aspetti fondamentali di un progetto.

Il coefficiente di efflusso

Quando in una tubazione un fluido attraversa un orifizio, su di un certo tratto a cavallo del restringimento geometrico il valore della pressione si abbassa perché la velocità aumenta. Se l'orifizio fosse ideale il valore della pressione tornerebbe a valle del restringimento a quello originario. L'idealità, condizione irraggiungibile auspicata da tutti i progettisti, sta nel



disegnare la tubazione in modo che essa si adatti perfettamente al tubo di flusso naturale dell'aria, le cui sezioni dipendono dal valore istantaneo della densità in una evoluzione isoentropica.

Applicando l'equazione di Bernoulli per moto permanente e per fluidi comprimibili tra sezione di monte e sezione ristretta, risulta:

$$\frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\gamma_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \right]$$

Occorre imporre la continuità della portata (si parlerà di portate di massa),

$$Q_p = \gamma_1 v_1 A_1 = \gamma_2 v_2 A_2 ;$$

ponendo $m=A_1/A_2$ il rapporto di strozzamento tra monte e sezione ristretta, sarà:

$$v_1 = m \frac{\gamma_2}{\gamma_1} v_2$$

Il rapporto tra i pesi specifici è funzione del rapporto di espansione, seguendo la politropica isoentropica:

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

per cui l'equazione di Bernoulli diventa:

$$\frac{v_2^2}{2g} \left(1 - m^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right) = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \right]$$

L'espressione della portata in funzione delle pressioni p_2 e p_1 e dei pesi specifici sulle sezioni di controllo, degli elementi geometrici caratteristici dell'apparecchio sarà dunque:

$$Q_t = \gamma_2 v_2 A_2 = \frac{\gamma_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/k} A_2}{\sqrt{\left(1 - m^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} \right)}} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1/k} \right]} \quad (\text{formulazione idraulica})$$

Questa portata è quella teorica, perché il procedimento seguito per calcolarla suppone che il fluido segua una trasformazione ideale.

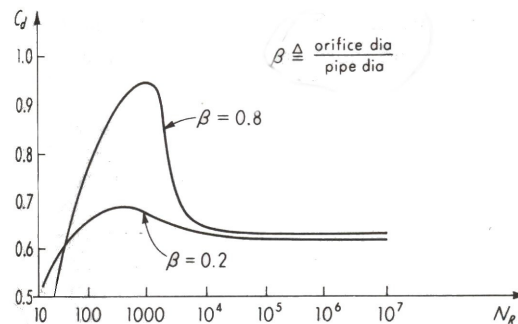
Nella realtà la trasformazione è sì adiabatica, ma non può essere reversibile per le inevitabili perdite di carico in corrispondenza del restringimento, pertanto, a parità di caduta di pressione tra sezione di monte e sezione ristretta, la portata effettiva sarà minore della teorica.

Si definisce *coefficiente di efflusso* il rapporto tra la portata effettiva e la portata teorica:

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{Q_t}$$

In alcuni studi fluidodinamici tale coefficiente si intende come rapporto tra la sezione contratta del fluido e la sezione geometrica della tubazione in corrispondenza del restringimento. Tale approccio non cambia nulla dal punto di vista numerico perché ingloba il coefficiente di efflusso nel termine A_2 . Suggerisce però una riflessione: se la perdita di carico

è associata alla contrazione della vena fluida, allora è presumibile che essa dipenda solo da fattori geometrici, e non termodinamici. Studi sperimentali dimostrano infatti che il coefficiente di efflusso si stabilizza a partire da un certo valore del numero di Reynolds in campo turbolento.



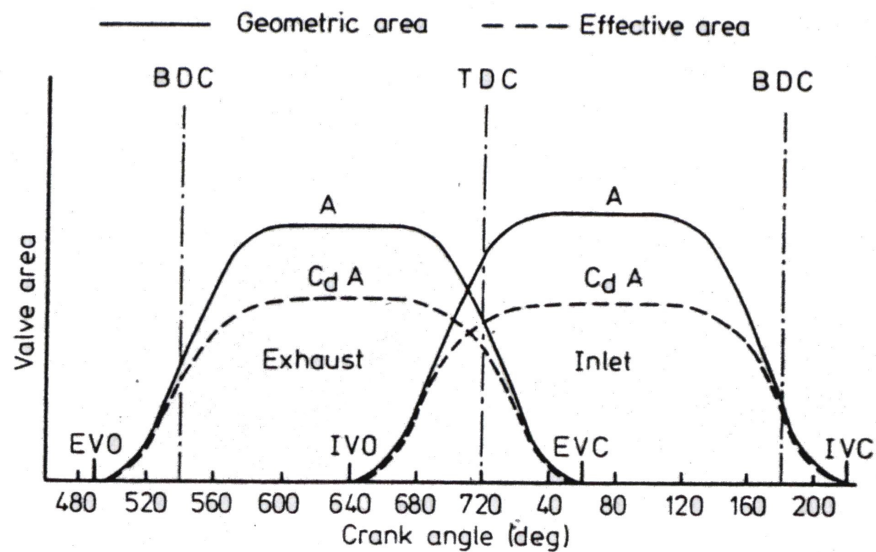
La trattazione che precede riguarda degli apparati, come gli orifizi, con una geometria regolare, spesso assialsimmetrica, ma è applicabile a qualsiasi discontinuità dove si registri una caduta di pressione, purché la portata effettiva venga misurata sperimentalmente.

Nel caso del sistema di aspirazione del motore a combustione interna il moto non è permanente, ma una analisi in condizioni stazionarie dà buone indicazioni sulla permeabilità al flusso del sistema. Inoltre se la perdita di carico sul sistema fosse, come prima accennato solo dipendente dalla geometria, allora si potrebbe ragionevolmente supporre che in un intervallo infinitesimo di tempo si instaurino le condizioni stazionarie dal punto di vista della perdita concentrata.

La seconda sezione di controllo può essere l'area di cortina, definita come l'area cilindrica avente per base la sede valvola e per altezza l'alzata, oppure la stessa area del cilindro. In dipendenza dalla scelta di tale riferimento si imposterà il corretto rapporto di strozzamento.

Si presuppone che la pressione sull'area di cortina sia la stessa che vige sul resto del sistema a valle: secondo questo modello per il brusco allargamento non si riesce a recuperare l'altezza cinetica perduta. Le condizioni di pressione che in un orifizio si verificano solo sulla sezione ristretta, sul sistema di aspirazione si mantengono anche a valle di essa.

Una ulteriore prova dell'analogia con gli orifizi si può dedurre dagli studi condotti da W, A.



Woods e S. R. Khan sul sistema di aspirazione: essi constatarono infatti che, da un certo valore del numero di Reynolds in poi, il coefficiente di efflusso si manteneva costante per fissato valore dell'alzata, e dunque per fissata geometria del sistema.

Il coefficiente di riempimento

Le perdite di carico, inducendo una caduta di pressione e di densità, riducono di fatto la massa di miscela che istantaneamente entra nel cilindro del motore a combustione interna. Consideriamo ora la formula che esprime la potenza istantanea di un motore in funzione della coppia C:

$$P = C \cdot \frac{2\pi n}{60} = \eta \cdot M_b \cdot H_i \cdot \frac{n}{60m}$$

dove

- η è il rendimento globale del motore
- M_b è la massa di combustibile introdotta per ciclo
- H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile
- n è il regime del motore espresso in giri per minuto
- $1/m$ è il rapporto tra corse di espansione e cicli del motore (2 per un motore a 4 tempi)

M_b si può esprimere come:

$$M_b = \lambda_v \cdot \rho_{aria} \frac{V}{\alpha}$$

dove

- V è la cilindrata
- ρ_{aria} è la densità atmosferica dell'aria (intesa come comburente)
- α la dosatura, cioè il rapporto aria – combustibile

Il coefficiente di riempimento λ_v esprime il rapporto $\frac{M_{aria}}{\rho_{aria} \cdot V}$, ossia

$$\lambda_v = \text{Massa d'aria introdotta} / \text{Massa d'aria teoricamente introducibile}$$

Tale coefficiente è espressione numerica di una perdita, la perdita di parte della massa d'aria teoricamente introducibile.

Tale perdita avviene però a monte del ciclo termodinamico, quindi non si perde una parte di energia (l'energia chimica) già trasformata. Per tale ragione non si parla qui di “rendimento”, bensì di “coefficiente”.

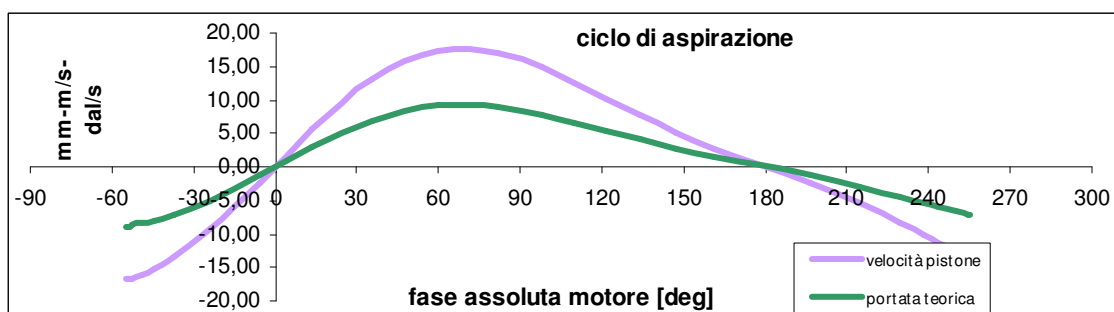
Inoltre, per la comprimibilità dell'aria, sfruttando l'inerzia delle masse fluide è possibile che la pressione dell'aria sia mediamente, sull'intero ciclo di aspirazione, superiore a quella atmosferica, facendo sì di fatto che il coefficiente di riempimento superi l'unità. Questo per un rendimento equivarrebbe a contraddire il secondo principio della termodinamica.

La massa d'aria introdotta durante un ciclo di aspirazione è funzione della portata istantanea di massa,

$$M_a = \int_{\text{anticipo}}^{\text{ritardo}} Q_{volumetrica} \cdot \rho_{aria} \cdot dt$$

(la densità dell'aria si intenda calcolata istantaneamente a valle della valvola di aspirazione).

Ecco quale è l'andamento della portata di volumica teorica di miscela aria combustibile in funzione dell'angolo di manovella sul motore che si vuole studiare, al regime di 6000 rpm:



Tale andamento sarebbe quello reale se il fluido fosse incomprimibile, dovendo un tale fluido rispettare l'equazione di continuità nella forma (nota come teorema di Leonardo):

$$Velocità_{s\ tan\ tuffo} \cdot Area_{s\ tan\ tuffo} = Velocità_{aria} \cdot Area_{sezionedipassaggio} \text{ (a densità costante)}$$

In tali condizioni il riempimento sarebbe unitario anche in presenza di grosse perdite di flussaggio: la perdita di carico si limiterebbe alla pressione, incidendo sulla PME ed indirettamente sul rendimento globale, ma non sulla massa aspirata. Per questo motivo nel grafico precedente non si riporta il diagramma di alzata, che diversamente ha molta importanza in presenza di un fluido comprimibile, “regolando” la valvola la portata, proprio come se fosse una valvola attuatrice. Naturalmente si tratta di una regolazione non voluta, ma imposta dal sistema di distribuzione.

Occorre osservare a questo punto che esiste una differenza fondamentale tra un sistema chiuso come il motore a combustione interna ed un normale circuito idraulico aperto. In un circuito di tale tipo infatti si conoscono le condizioni di monte e di valle, e le perdite sono numericamente note. Il sistema potrebbe dirsi impropriamente “isostatico”, cioè vi sono tante equazioni quante incognite, ed in questo caso una regolazione di portata si può fare inducendo una caduta di pressione. Nel sistema chiuso, nel caso idraulico l'incomprimibilità rende nota a priori la pressione (se la perdita è nota), anche in un sistema dinamico, ma non consente una regolazione di portata (si pensi al funzionamento delle pompe volumetriche). Nel caso pneumatico invece, in regime stazionario l'indeterminazione di una delle tre variabili dei gas rende le incognite sovrabbondanti rispetto a ciò che è calcolabile o tabellabile nel caso idraulico, per cui si rende necessaria una seconda misura sperimentale (la temperatura). In un sistema dinamico l'introduzione dell'ulteriore *variabile tempo* alza di un altro grado il sistema numerico: non essendo possibile, né pratica, una ulteriore misura, si utilizza allora un approccio “per tentativi”, impiegando condizioni di congruenza esterne al sistema, o meglio allargandolo anche ai condotti di aspirazione, che, in un sistema essenzialmente dinamico come il motore - per la natura stessa del manovellismo di spinta -, giocano un ruolo fondamentale nella nascita delle caratteristiche più specifiche di un propulsore.

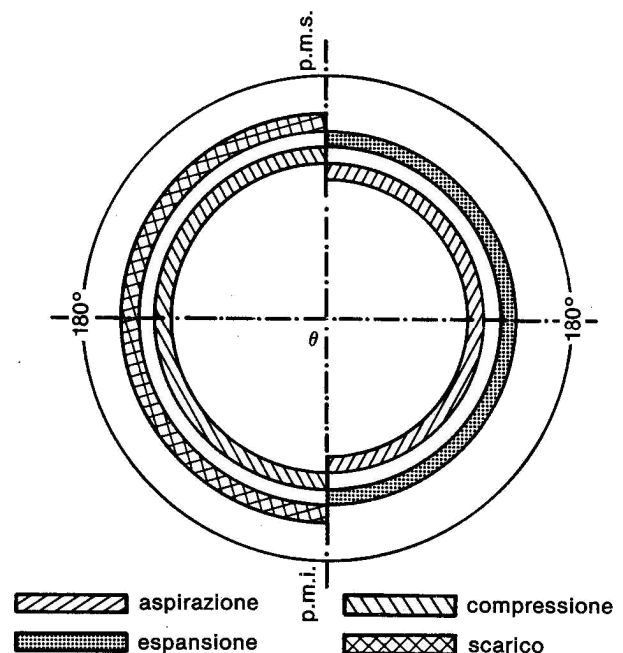
Nel caso reale dunque

- Velocità
- Densità
- Pressione

cambiano rispetto al caso ideale, mantenendo tra esse le relazioni determinate dalle equazione di Navier-Stokes, dall'equazione dell'energia e dalla legge dei gas ideali. Prescindendo dalla risoluzione dell'indeterminazione della temperatura, rimane il fatto che la perdita di pressione è causata da una irregolarità geometrica, e si rende indispensabile la misura di tale perdita, sperimentale o simulata che sia.

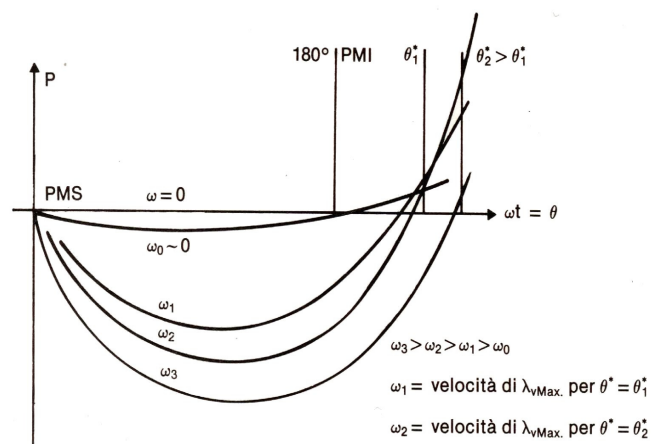
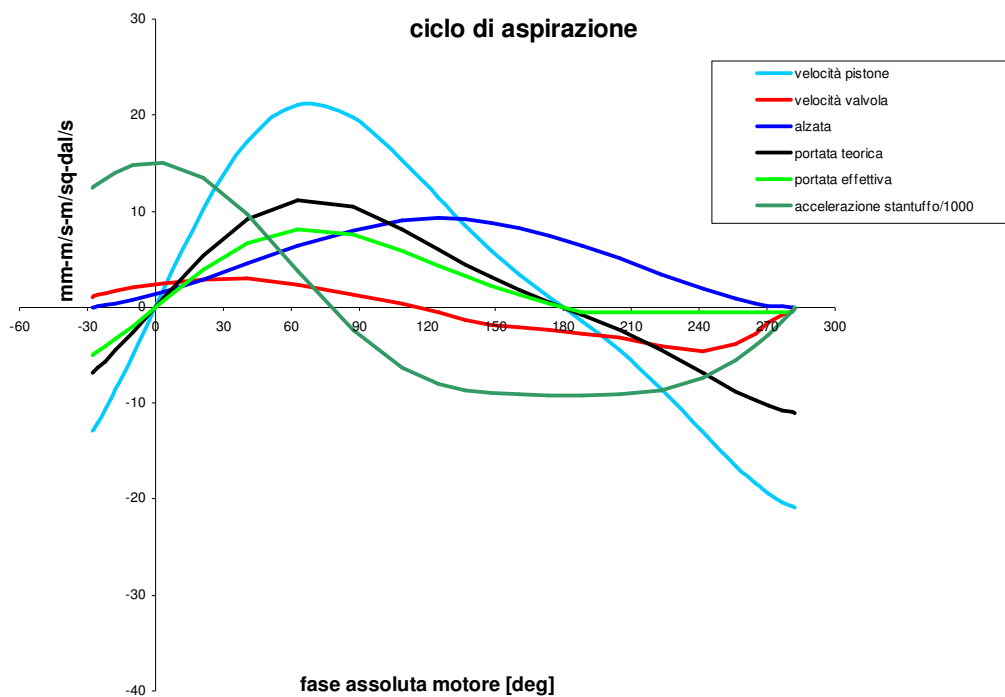
Il diagramma della distribuzione

Si mostra in figura il diagramma limite, quello cioè secondo il quale le fasi verrebbero idealmente confinate nei corrispettivi intervalli angolari cinematici: come ben si sa la fluidodinamica, per effetto della comprimibilità, ha infiniti gradi di libertà di corpo deformabile, mentre gli organi meccanici su grandi scale si considerano infinitamente rigidi. Occorre dunque sfruttare le inerzie della vena fluida per eliminare le piccole imperfezioni del motore. Se infatti si volessero limitare le perdite di flussaggio solo con una opportuna scelta dei condotti di aspirazione, questi dovrebbero avere sezioni infinite.



Per fissato regime l'andamento della portata volumica e massica dipenderà dalla legge di alzata della valvola di aspirazione. Si può prevedere che sarà più schiacciato e più spostato a destra rispetto all'andamento del caso teorico (impropriamente detto così).

Il prolungarsi del ciclo di aspirazione oltre il PMI è vincolato alla effettiva possibilità che il flusso di miscela si mantenga ancora positivo, cosa probabile agli alti regimi, ma improbabile ai bassi, laddove, non essendo elevato l'effetto della comprimibilità, l'andamento effettivo della portata assomiglierà parecchio a quello calcolato per fluido incomprimibile, generando un riflusso della ricarica nel condotto di aspirazione. Nel grafico si vede un possibile andamento della portata volumica. Si noti che spesso l'istante di chiusura della valvola di aspirazione arriva quasi ai 270° di manovella, fase nella quale l'accelerazione dello stantuffo cambia segno per ritornare positiva. Una simile fasatura dell'impianto della distribuzione è più votato per motori che girino alti, motori da allungo, che non richiedano grossi valori di coppia "ai bassi".

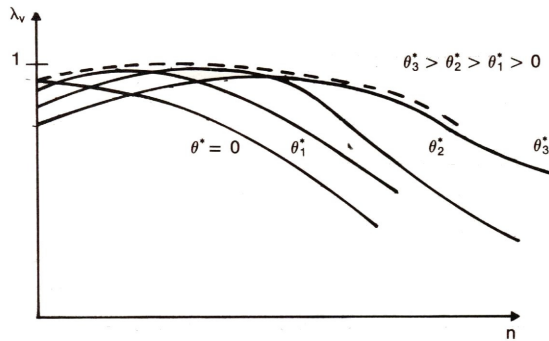


Questo significa che per ciascun regime si ha un diverso valore del coefficiente di riempimento, in

dipendenza dai parametri costruttivi esposti all'inizio della trattazione.

Come si può osservare nella figura adiacente, ciascuno dei valori di λ_v è determinato dalla diversa risposta che il sistema da in termini di pressione alla sollecitazione dinamica del manovellismo.

In relazione ai regimi preferenziali occorre mettere a punto il diagramma della distribuzione



che, nei motori a fasatura variabile, può addirittura adattarsi ad un ampio range di cicli. Nella figura... l'involuppo delle tangenti nei punti di massimo agli andamenti del coefficiente di riempimento per diverse fasature, descrive la curva ideale del λ_v realizzata mediante un eccentrico

bidimensionale.

Nello specchio che segue si riportano degli esempi di regolazione della fasatura.

	Function principle	Function	Main effects
1		Variable intake and/or outlet cam spread	Emissions, full load, fuel economy, running smoothness
2		Switchable intake/outlet valve lift, cylinder deactiv.	Fuel economy (full load)
3		Variable valve lift (variable duration)	Fuel economy (full load)
4		Variable intake closing (lost motion)	Fuel economy (full load)
5		Variable intake closing, variable intake opening	Fuel economy (full load)

La caratteristica di coppia

E' chiaro che, conoscendo i legami funzionali tra i valori di tutti i parametri e la risposta del sistema, questi possono essere impostati convenientemente: è cioè in teoria possibile “confezionare su misura” la caratteristica di coppia di un motore. L'impiego di una misura accurata delle perdite di carico, unita all'impiego di software avanzati per il calcolo del coefficiente di riempimento, può aiutare a fare delle previsioni non solo qualitative, ma anche quantitative sul comportamento di un propulsore.

Ecco di seguito riportati i dati relativi al motore oggetto dello studio gentilmente fornitici dalla DUCATI MECCANICA. Si tratta di un motore motociclistico, bicilindrico, che adotta un sistema di distribuzione desmodromico.

Dati propulsore			
Ducati 650 ala azzurra			
alesaggio	corsa	obliquità biella	rapp compressione ro
82	61,5	0,246	10
cilindrata unitaria V	anticipo asp	ritardo valvola asp	volume utile V1
324,61791	53	75,16929123	255,2434771
getto max.	diametro carburatori	lunghezza condotto aspirazione	d cond aspirazione
138	36	300	28
eta trasmissione	alfa stechiometrico	altezza camera di combustione	
0,9	13	5	

Questo motore ha dato nelle prove al banco i seguenti risultati nelle condizioni ambientali indicate nello specchio:

- Potenza massima 40,3 kW a 8400 rpm
- Coppia massima 55,6 Nm a 5900 rpm

Condizioni di prova	
temperatura di prova °C	26
pressione atmosferica bar	1,02
densità benzina kg/mc	733
densità aria kg/mc	1,168345277

Rilievi strumentali (in condizioni ambientali su indicate)								consumo specifico
giri/1000	coppia all'albero Nm	mo specifico all'alber	riempimento %	ssione media effettiva	coppia alla ruota Nm	potenza alla ruota kw	potenza all'albero Kw	dag/kwh
4,84	52,00	309,00	96,08	10,27	46,80	23,71	26,34	30,90
5,20	52,70	321,00	101,15	10,40	47,43	25,81	28,68	32,10
5,52	54,10	316,00	102,22	10,68	48,69	28,13	31,26	31,60
5,88	54,80	309,00	101,25	10,82	49,32	30,35	33,73	30,90
6,19	54,10	299,00	96,72	10,68	48,69	31,55	35,05	29,90
6,53	52,90	307,00	97,11	10,44	47,61	32,54	36,16	30,70
6,88	51,70	311,00	96,14	10,21	46,53	33,51	37,23	31,10
7,23	50,30	319,00	95,94	9,93	45,27	34,26	38,06	31,90
7,56	48,50	324,00	93,96	9,57	43,65	34,54	38,38	32,40
7,93	47,10	326,00	91,81	9,30	42,39	35,18	39,09	32,60
8,14	46,60	321,00	89,44	9,20	41,94	35,73	39,70	32,10
8,37	45,40	322,00	87,41	8,96	40,86	35,80	39,77	32,20
8,64	43,50	327,00	85,05	8,59	39,15	35,40	39,34	32,70
8,82	41,40	349,00	86,39	8,17	37,26	34,40	38,22	34,90
9,35	38,10	358,00	81,56	7,52	34,29	33,56	37,29	35,80

Nel seguente grafico riassuntivo delle prove si riporta anche l'andamento del coefficiente di

riempimento calcolato mediante la formula: $C = \eta \cdot M_b \cdot H_i \cdot \frac{n}{60m}$

Che si può scrivere anche nella forma

$$C \cdot 2\pi \frac{n}{60} = \eta \cdot \lambda_v \cdot \frac{H_i}{\alpha} \cdot \delta_a \cdot V \frac{n}{60m}$$

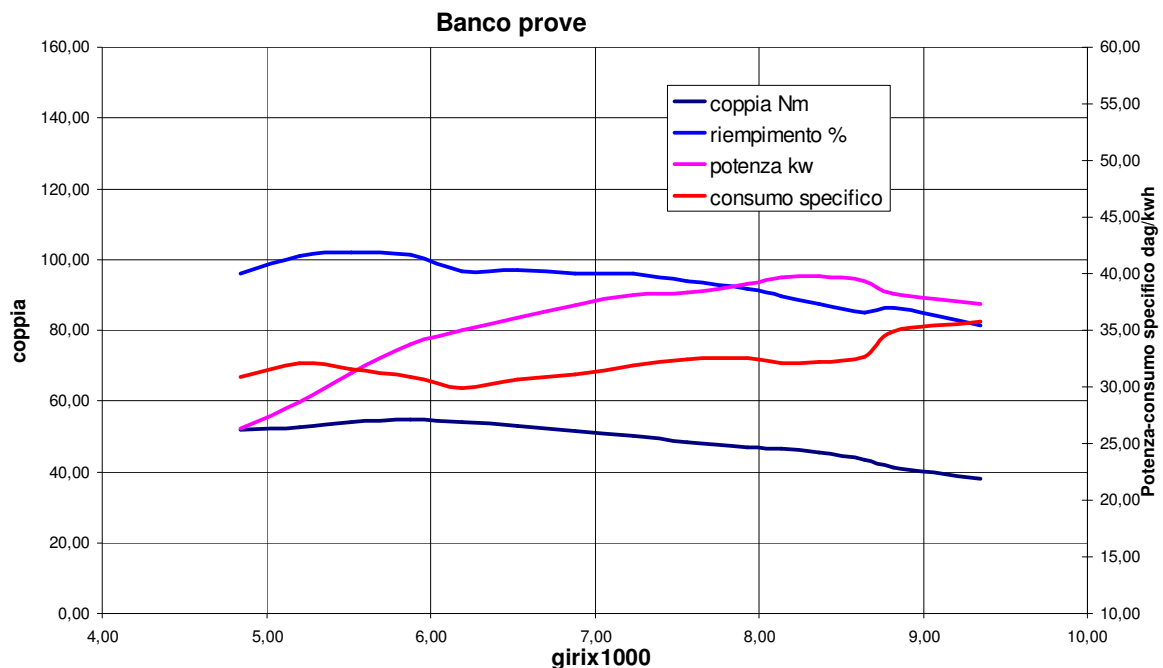
dove il prodotto $\eta \cdot H_i$ è pari all'inverso del consumo specifico, q_b i cui valori sono noti.

Dunque

$$\lambda_v = C \cdot 2\pi \frac{q_b}{\delta_a \cdot V} \alpha$$

Occorre invece, mancando dati sperimentali in merito, fare delle ipotesi sul valore della dosatura: si può, per semplicità, assumerlo costante e pari a quello stechiometrico, 15, ma è meglio, visto il tipo di propulsore non certo "economico", sbilanciarsi arricchendo la miscela fino a 13. Del resto, già così il coefficiente di riempimento supera l'unità su di un range di quasi 2000 giri, tra l'altro a ridosso del punto di coppia massima, cioè dove il motore "chiede" di più (in realtà il motore dà di più perché chiede il massimo e viceversa). Comunque è da osservarsi, solo incidentalmente, il fatto che, almeno sui motori a carburatore elementare, od anche con dispositivi elementari di correzione del rapporto aria-combustibile, tale valore dipende anch'esso da un coefficiente di efflusso, quello del getto benzina, motivo per cui è variabile sull'arco di coppia. Interesse fondamentale degli odierni costruttori di motori è dunque quello di assicurare la costanza di tale valore, non solo per garantire il funzionamento di dispositivi di servizio come il catalizzatore, ma anche per rendere agevole il calcolo istantaneo del valore della massa d'aria aspirata, in dipendenza dal quale regolare l'anticipo di

accensione, principale responsabile del rendimento di combustione, e quindi del rendimento dell'intero motore.

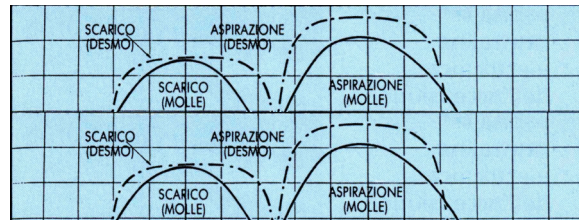
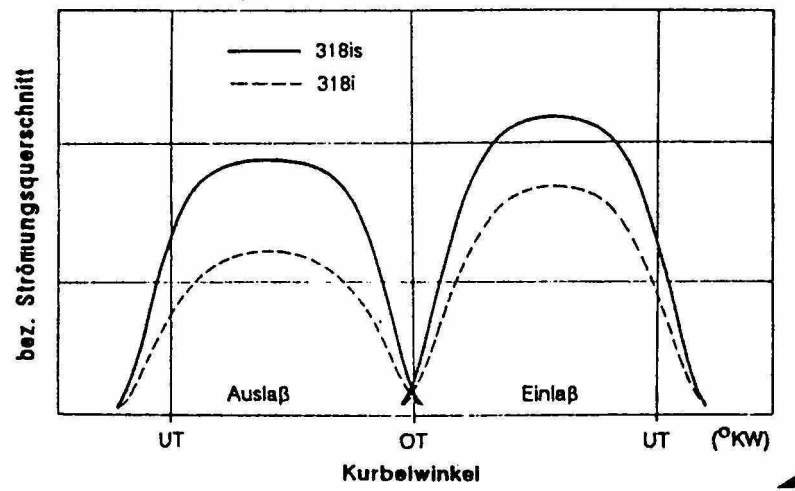


Come si può notare il diagramma di coppia si mantiene per lo più parallelo a quello del coefficiente di riempimento, cosa che fa pensare che quest'ultimo sia uno degli elementi maggiormente influenti appunto sulla caratteristica di coppia.

Le leggi di alzata

E' importante stabilire una legge di alzata che, compatibilmente ai limiti strutturali, cerchi i limiti in fatto di rigidità e di durata della massima alzata. Durante la massima alzata infatti, le perdite di carico sulla valvola sono ridotte al minimo essendo più lineare la traiettoria del flusso di aria, con meno brusche variazioni di direzione. Di conseguenza si può migliorare il coefficiente di riempimento a parità di altri parametri come anticipo, incrocio, ecc...

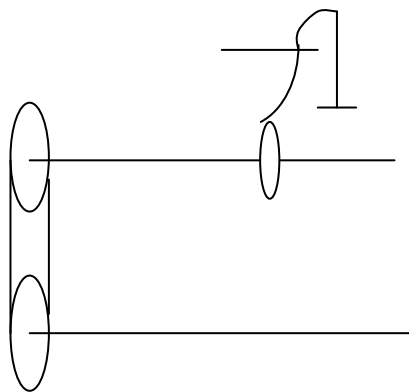
Si riportano i diagrammi relativi ad un motore BMW e quelli relativi ad un motore Ducati a distribuzione desmodromica. E' evidente lo sforzo di renderli "rettangolari". Nel primo grafico si vede il confronto con la versione precedente, mentre nel secondo si raffigura il confronto qualitativo con un sistema di distribuzione tradizionale.



1 - CINEMATICA

1 - CINEMATICA

Il cinematismo costituente il comando desmodromico che si vuole realizzare, è costituito da un albero ad asse parallelo all'asse motore. Da questo viene trasmessa la potenza mediante una cinghia dentata in gomma, collegata ad una ruota dentata posta all'estremità dell'albero a camme. Per ogni valvola esistono due moventi, uno di apertura e l'altro di chiusura, collegati ad altrettanti cedenti, in questo caso dei bilancieri che trasmettono un moto lineare alterno alle due valvole.



Ogni valvola è collegata a due cedenti, che ruotano attorno ai loro assi, comandati dai relativi eccentrici.

Per l'apertura il collegamento che trasforma il moto rotatorio in lineare, è realizzato a mezzo di un accoppiamento strisciante tra un piattello posto in testa alla valvola ed una estremità sagomata e lavorata del bilanciere.

Per la chiusura il sistema è analogo, ma questa volta sulla valvola è inserito un cilindretto con una superficie di battuta accoppiata all'estremità del bilanciere di chiusura, sagomata a forcella.



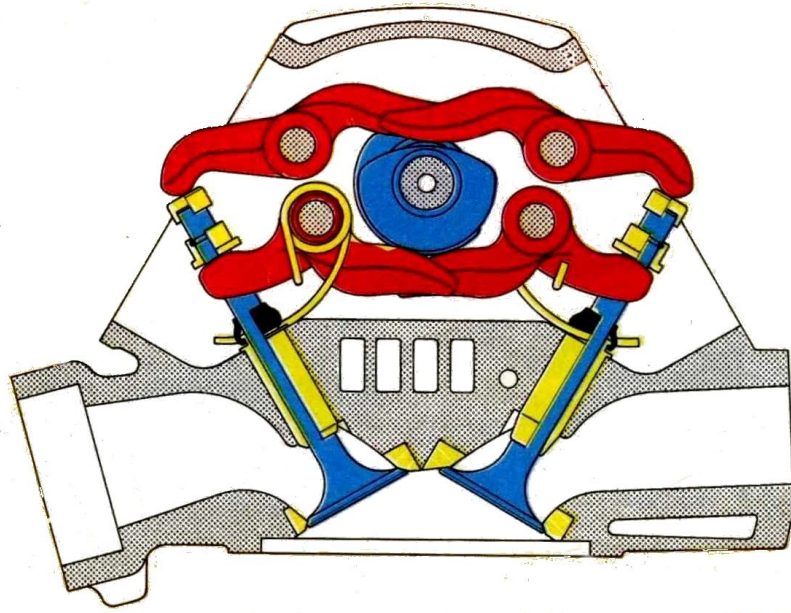
Uno degli eccentrici è positivo, cioè allontana da se il cedente quando questo si accoppia con l'arco attivo del movente. L'altro eccentrico sarà evidentemente negativo, dovendo assecondare il moto della valvola durante il periodo di alzata. Si può dire che l'eccentrico di chiusura svolga nel comando desmodromico la medesima funzione svolta dalla molla nei sistemi tradizionali, però per la sua rigidità, infinitamente più grande di quella della molla, è opportuno che il meccanismo mantenga un gioco da ripartire sui vari accoppiamenti istante per istante, altrimenti una compenetrazione geometrica tra due elementi della catena, darebbe luogo ad uno stato tensionale di precarico che usurerebbe rapidamente le superfici a contatto, assorbendo al contempo una notevole potenza dal sistema.

Occorrerà dunque:

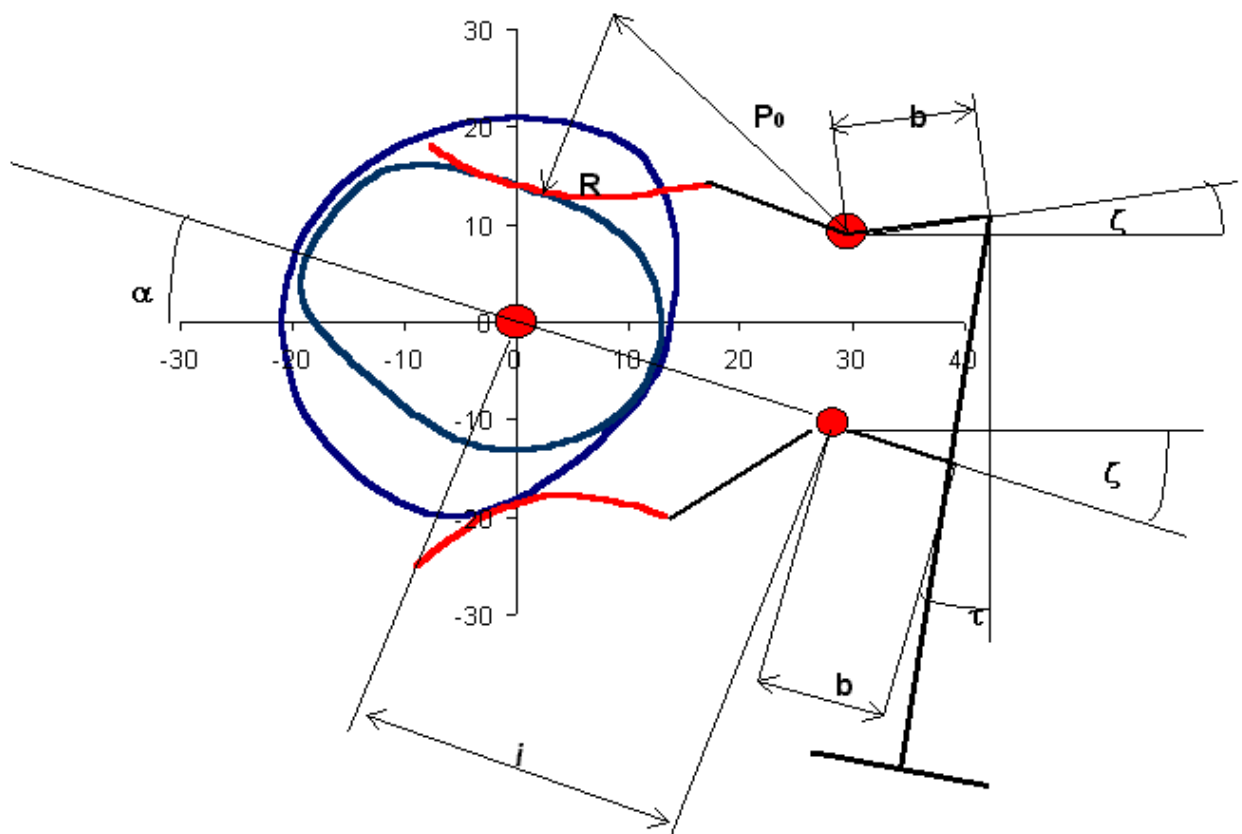
- scegliere la disposizione degli elementi della catena cinematica (assi di albero a camme, dei bilancieri, assi delle valvole)
- fissare la geometria dei bilancieri
- scegliere il profilo dell'eccentrico di apertura in base alle esigenze funzionali
- adattare il profilo del movente di chiusura alla legge di alzata imposta dal movente di apertura.

E' importante osservare che la disposizione di tali elementi è sempre subordinata alla effettiva possibilità di realizzazione del cinematismo, dovendo rispondere questo ad esigenze di: assemblabilità, facilità di montaggio, norme generali per la costruzione di sedi, appoggi, ecc.

La disposizione degli organi del cinematismo si presenta come in figura:



Mentre il singolo cinematismo si presenta globalmente così:



Parecchi sono i gradi di libertà progettuali:

- interassi eccentrici i

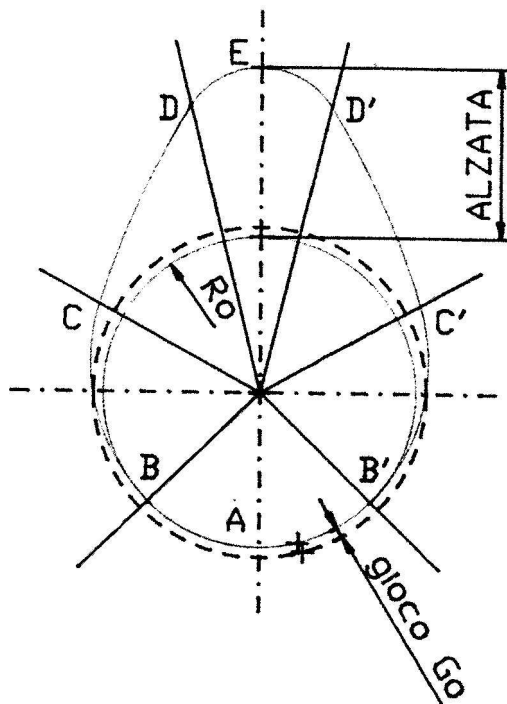
- angoli di interasse α tra gli interassi ed il riferimento
- posizioni del centro di curvatura sui bilancieri
- raggi curvatura bilancieri R
- angolo asse valvola τ
- braccio valvola b
- angolo di braccio ζ

cui vanno aggiunti i parametri per la determinazione della geometria degli eccentrici.

Le camme

Sono caratterizzate da diversi elementi geometrici, ognuno dei quali ne rappresenta una funzione specifica in termini di movimento delle valvole.

In figura si notano:



- cerchio di base, tratto A-B
- rampa di accostamento, di raccordo o di ripresa del gioco, tratto B-C
- fianco, tratto C-D
- testa o nasello, tratto D-E

Va anche considerato il cerchio fittizio determinato dal gioco sul cerchio di base.

La funzione del gioco è quella di recuperare gli effetti delle dilatazioni termiche, ed è indispensabile, a meno che non si disponga di punterie idrauliche.

Il cerchio di base rappresenta il diametro della camma nella fase in cui il cedente non riceve

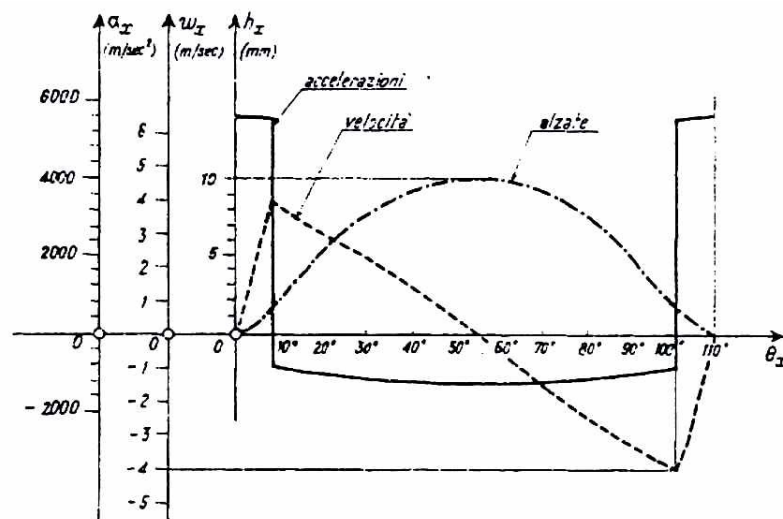
spinte radiali dal movente, la valvola è chiusa e vi è gioco sul meccanismo.

Nella rampa avviene l'accostamento tra movente e cedente. In base alla regolarità del moto del cedente in tale tratto, si riscontreranno maggiore o minore rumorosità derivanti da una ripresa istantanea del gioco. Occorre dunque controllare la velocità d'urto o minimizzare il gioco.

In corrispondenza del fianco C-D si hanno le maggiori sollecitazioni inerziali che determinano pressioni Hertziane ed anche vibrazioni derivanti dall'elasticità del sistema. Su questo tratto si ha l'effettiva alzata che culmina nel punto di massimo sul tratto D-E, dove si ha la massima accelerazione negativa. In E si annulla la velocità, e sul fianco D'-C' si ripropone la stessa situazione nel passaggio alle alzate nulle.

Il diametro del cerchio di base determina il raggio minimo di curvatura dell'eccentrico e non influisce sulle caratteristiche cinematiche: si può al limite elevare il valore dell'alzata massima diminuendolo. Deve essere il più ridotto possibile ai fini dell'ingombro, e il più ampio possibile per evitare pressioni Hertziane troppo elevate. Pressioni Hertziane elevate rompono il film di olio lubrificante determinando uno stato di usura abrasiva. Inoltre accelerano i processi di fatica sub-superficiale, il pitting, fenomeno di propagazione delle microcricche per effetto della penetrazione di olio ad elevata pressione fino all'apice delle cricche.

Il diagramma di alzata si ricava con vari metodi, di tipo grafico od analitico, e successivamente, per derivazione, si ottengono diagrammi di velocità ed accelerazione.

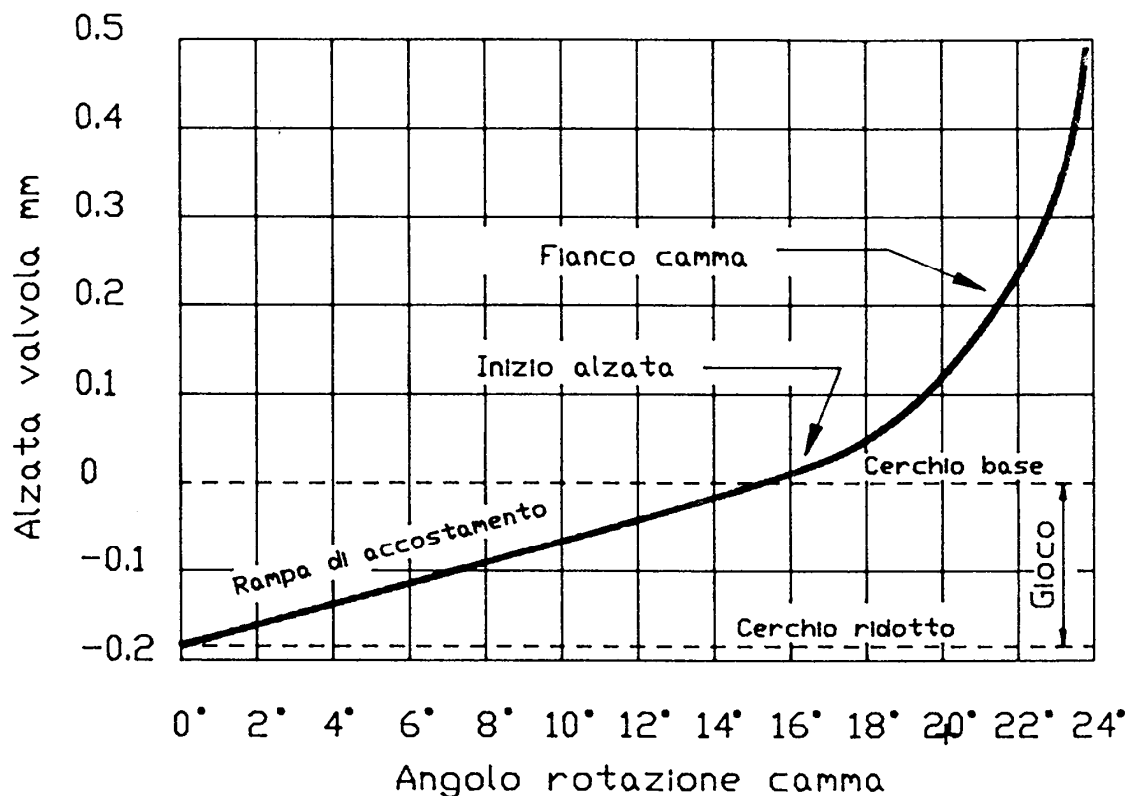


In figura si riporta un diagramma in cui le tre funzioni vengono rappresentate contemporaneamente, in ascissa vi è l'angolo di rotazione dell'albero a camme. Si tratta di un grafico preso da un vecchio testo: l'interesse principale era inizialmente la limitazione ai valori massimi dell'accelerazione, e per questo la derivazione è piuttosto semplificata. Oggi invece si tende a controllare le escursioni del valore dell'accelerazione, utilizzando anche la derivata terza dello spostamento, il jerk: esso deve essere il più basso possibile essendo indice

della variabilità delle forze trasmesse da movente a cedente, e quindi il principale responsabile della fatica, sia strutturale che superficiale.

A gioco nullo il diagramma di alzata rispecchierebbe esattamente quello teorico. In realtà la presenza del gioco fa sì che la valvola non si muova prima della ripresa del gioco, quindi nel diagramma di alzata la linea dello zero viene traslata verso valori positivi appunto del valore di tale gioco.

Effettivamente il diagramma di alzata andrebbe determinato a caldo, laddove parte del gioco viene recuperato dalle deformazioni termiche sul cinematismo. Bisogna osservare che anche anticipo ed incrocio mutano rispetto ai valori "a freddo". Questo scostamento dei parametri effettivi da quelli teorici è una delle principali cause della limitazione all'incremento teorico delle prestazioni nella elaborazione dell'apparato della distribuzione.



Anche le deformazioni di tipo strutturale causano errori di tale genere: per effetto dello schiacciamento delle superfici a contatto, il moto del cedente non sarà infinitamente rigido, come supposto in sede di calcolo dei diagrammi di alzata, motivo per cui questi non saranno mai aderenti a quelli teorici.

Studi avanzati prevedono di dare ai lobi una forma tale da compensare tali deformazioni in modo tale da mettersi nelle condizioni più vicine a quella ideali. Per questo motivo è necessario usare dei modelli matematici molto versatili per la definizione dei profili, in grado

cioè di modellare minuziosamente gli eccentrici: l'ideale sarebbe avere un profilo ad infiniti gradi di libertà.

In passato si usavano molteplici profili: policentrici, parabolici, trapezi, ecc.. Oggi vi sono anche quelli ad accelerazione imposta che derivano il profilo dei lobi per integrazione dell'accelerazione per avere l'alzata, ed in seguito per inviluppo del profilo o per tentativi. A questo approccio si adattano bene i profili polinomiali. Essi sono abbastanza complessi e per questo difficilmente eseguibili su macchine utensili tradizionali, ma notevoli sono vantaggi di calcolo e la versatilità: rispetto ai policentrici non danno discontinuità sul jerq, ovvero punti angolosi nei diagrammi di accelerazione, perché sono continui almeno fino alla derivata terza. Gli esponenti del polinomio sono infatti molto elevati, nell'ordine delle decine, e ciò assicura una enorme variabilità dei profili a parità di cerchio base ed alzata massima.

Evidentemente le alzate calcolate devono essere realizzabili in termini di modellabilità dei profili e di efficienza del cinematismo: in un sistema tradizionale i valori dell'accelerazione sono limitati dalla caratteristica della molla di contrasto, mentre ciò non avviene in un comando bilaterale. Su di un sistema tradizionale la molla deve reagire all'accelerazione negativa delle masse alterne con una forza che tenda a tenerle attaccate al profilo della camma: se ciò non avvenisse si verificherebbe il fenomeno dello "sfarfallamento".

Di contro le camme polinomiali hanno lo svantaggio, soprattutto rispetto alle policentriche; di essere poco intuitive dal punto di vista matematico. Ad esempio un polinomio a quattro esponenti è del tipo:

$$h = A \cdot \vartheta^a + B \cdot \vartheta^b + C \cdot \vartheta^c + D \cdot \vartheta^d$$

Chiaramente è parecchio difficile intuire gli effetti numerici sommati di esponenti e coefficienti sui valori della funzione.

Su una camma policentrica le posizioni dei centri indicano esattamente i vari tratti, dei quali si è parlato in precedenza. Ognuno di essi ha delle caratteristiche ben precise, e con l'esperienza è possibile modellare un lobo quasi a mano in base alle caratteristiche funzionali richieste dal sistema da realizzare. Si sa ad esempio che ritardando la rampa di accostamento di una decina di gradi si sposta il regime di funzionamento ottimale verso l'alto di un migliaio di giri, rendendo il motore più "da allungo" che non "da spunto". Con l'utilizzo del calcolatore si compensa la poca intuitività delle camme polinomiali, perché con un calcolo per tentativi si riesce comunque a raggiungere lo scopo. Però i tempi di calcolo si allungano esponenzialmente, secondo la teoria degli errori, con il grado di precisione richiesto. Un

programma commerciale può arrivare ad eseguire 200.000 analisi prima di “sfornare la soluzione”.

In questa sede si propone un profilo che è effettivamente una variante del profilo polinomiale: un profilo costituito da curve parametriche.

Della camma non viene espressa l'alzata in funzione dell'angolo, bensì si esprimono le coordinate planari dei punti del profilo in funzione di un parametro ausiliario che non ha una sua consistenza fisica.

Genericamente una curva parametrica piana si esprime nella forma:

$$p = p(u)$$
$$p = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$$

Si è detto che in questo caso si vuole esaltare il controllo delle zone del profilo. Il modello matematico più adatto è allora quello delle curve approssimanti a controllo globale, le cosiddette “curve di Bezier”.

Curve di Bezier

Le curve di Bezier sono descritte da particolari equazioni parametriche. Tali tipi di equazioni sono particolarmente importanti perché modificando i valori dei parametri è possibile aggiornare iterativamente la forma delle superfici o delle curve per adattarle alle particolari esigenze del progetto. Con una curva parametrica tradizionale non è però possibile prevedere se le variazioni dei parametri avvengono nella direzione voluta dal progettista; Le curve di Bezier, proprio per la loro particolare forma presentano questa caratteristica, ci danno, cioè, la possibilità di controllare, prevedendole, le variazioni della curva.

La curva di Bezier è definita in funzione di $n+1$ punti di controllo di coordinate nel piano, ed al variare delle coordinate dei punti di controllo variano le coordinate dei punti della curva e, quindi, la sua forma. Importante notare che non tutti i punti di controllo giacciono sulla curva, ma ogni punto esercita una influenza sulla curva che potrebbe dirsi di attrazione, nel senso che un punto è più o meno vicino alla curva a seconda della sua molteplicità. Infatti proprio per la formulazione parametrica della funzione è possibile assegnare ad un punto una molteplicità maggiore di uno in modo da avere la curva più vicina ad esso.

E' possibile esprimere analiticamente l'equazione di una curva chiusa imponendo che il punto iniziale e finale sia lo stesso e quindi in pratica assegnando ad esso una molteplicità pari a due. Se si vuole inoltre che la continuità in quel punto sia del secondo ordine, cioè che non ci sia un punto angoloso, occorre che i lati estremi dei due poligoni adiacenti ai punti di controllo estremi giacciono sulla stessa retta.

Le curve di Bezier sono esprimibili a mezzo della seguente espressione, cioè in funzione della posizione di $n+1$ punti di controllo p_0, p_1, p_2, p_3

$$\bar{p}(u) = \sum_{i=0}^n \bar{p}_i B_{i,n} \quad (1)$$

dove

$$B_{i,n} = C(n,i) \cdot u^i \cdot (1-u)^{n-i} \quad (2)$$

$$C(n,i) = \frac{n!}{i!(n-i)!}$$

proiettando la (1) sugli assi si ottiene

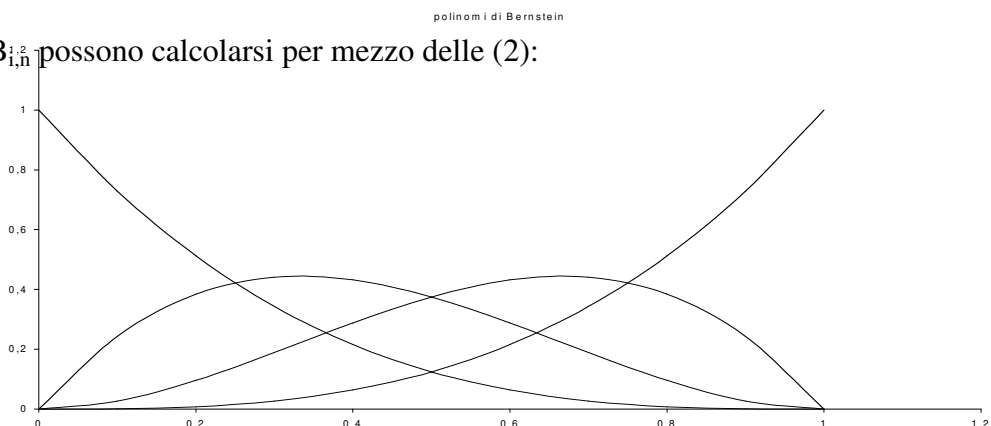
$$x(u) = x_0 B_{0,3}(u) + x_1 B_{1,3}(u) + x_2 B_{2,3}(u) + x_3 B_{3,3}(u)$$

$$y(u) = y_0 B_{0,3}(u) + y_1 B_{1,3}(u) + y_2 B_{2,3}(u) + y_3 B_{3,3}(u)$$

$$z(u) = 0$$

con ovvio significato dei simboli.

I valori di $B_{i,n}$ possono calcolarsi per mezzo delle (2):



Espressione polinomiale equivalente alla (1) sempre nel caso di 4 punti di controllo è la seguente:

$$\bar{p}(u) = (1-u)^3 \bar{p}_0 + 3u(1-u)^2 \bar{p}_1 + 3u^2(1-u) \bar{p}_2 + u^3 \bar{p}_3$$

$$x(u) = (1-u)^3 x_0 + 3u(1-u)^2 x_1 + 3u^2(1-u) x_2 + u^3 x_3$$

$$y(u) = (1-u)^3 y_0 + 3u(1-u)^2 y_1 + 3u^2(1-u) y_2 + u^3 y_3$$

$$z(u) = 0$$

L'andamento della curva risultante sarà il seguente:

Siano dati ad esempio gli estremi della poligonale di controllo

$$\bar{p}_0 = [0;1;0]$$

$$\bar{p}_1 = [1.5;1.2;0]$$

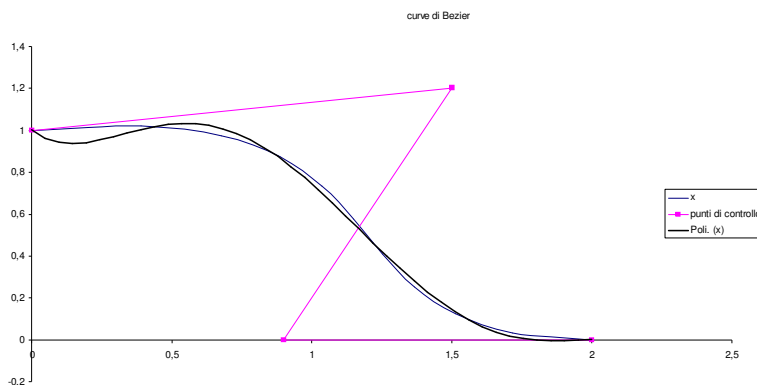
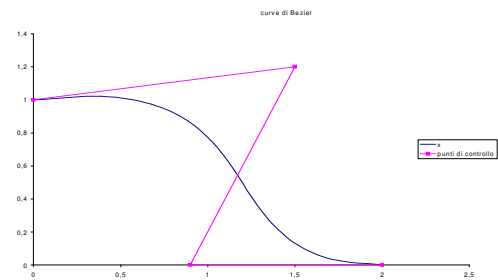
$$\bar{p}_2 = [0.9;0;0]$$

$$\bar{p}_3 = [2;0;0]$$

Si osservi l'andamento della curva che ne deriva: risulta sempre tangente ai tratti estremi della poligonale di controllo.

Un osservazione molto importante va fatta alla dolcezza della curva, tradotta in dolcezza di funzionamento nel caso pratico in questione. Essa è

garantita dal controllo che su di essa esercitano tutti i punti contemporaneamente. Per convincersene tentiamo di interpolare la curva con una polinomiale: in questo caso sarà sufficiente una sola perchè la parametrica risulta ad un sol valore in x.

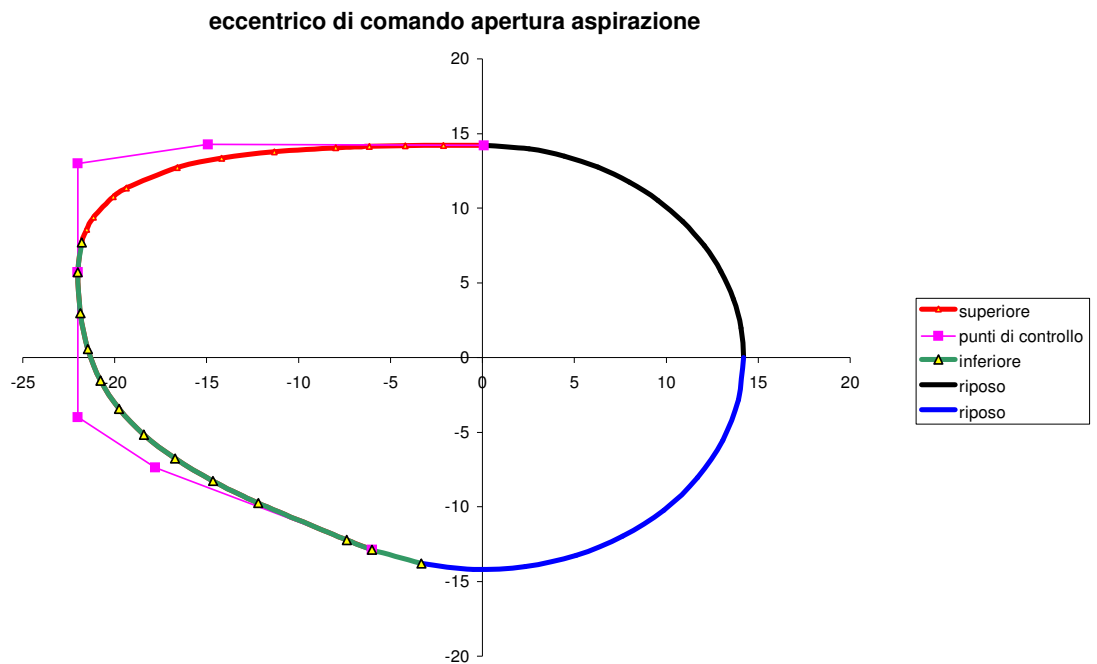


La miglior rappresentazione ottenuta è una polinomiale del quinto ordine: risulta chiaramente insufficiente a rendere

graficamente la parametrica.

Le polinomiali che rappresentano le camme sono più sensibili avendo gradi più elevati. Tali polinomi non sono però completi per esigenze di semplicità di utilizzo, diventano dunque numericamente instabili, dipendendo da coefficienti molto piccoli.

Una curva di Bezier ha il pregio di rendere malleabile la curva pur mantenendo basso l'ordine della polinomiale, che è sempre di grado n (dove $n+1$ sono i punti di controllo), con la stabilità numerica che ne deriva.

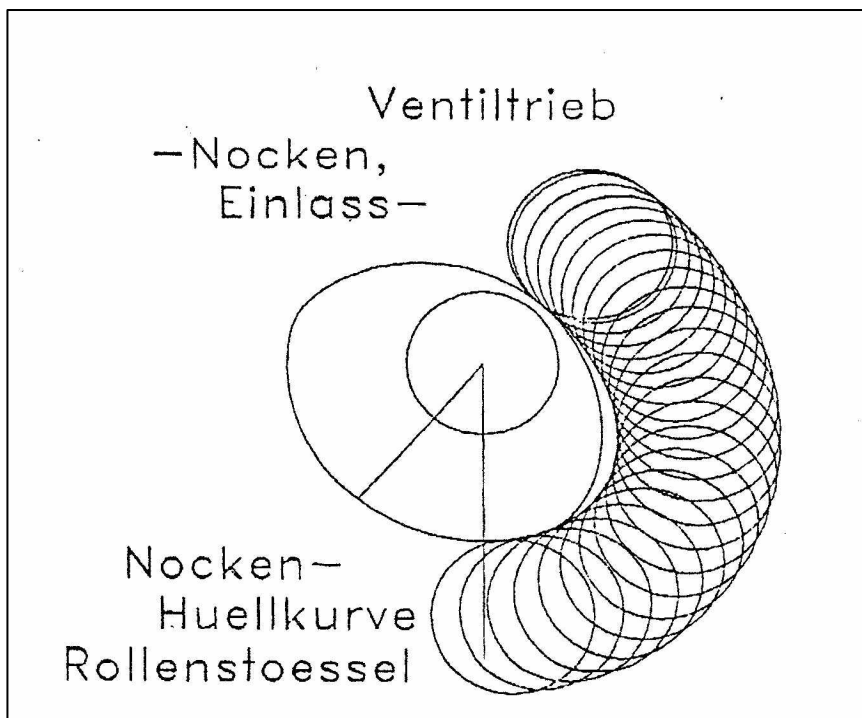
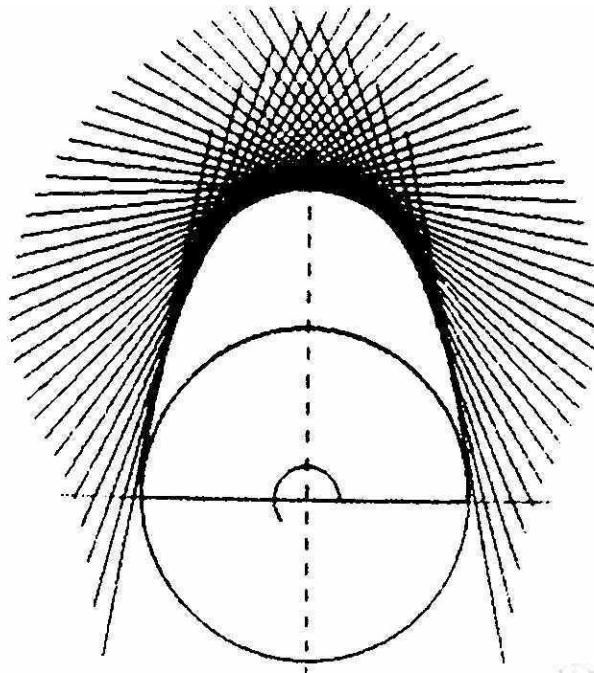


Nel caso delle camme occorre costruire una curva chiusa, non una curva ad un sol valore, e per far questo si può usare una poligonale di controllo chiusa, oppure affiancare più curve: un arco di circonferenza in corrispondenza del cerchio di riposo, e due curve di Bezier sull'arco attico. Queste vengono raccordate ai tratti circolari con continuità di primo ordine, imponendo cioè al tratto della poligonale di controllo adiacente tangenza uguale a quella dell'estremo del cerchio base. Affinché una seconda curva di Bezier abbia una continuità di ordine 1 in \bar{p}_3 è sufficiente che la poligonale di controllo di tale curva abbia il primo segmento parallelo all'ultimo segmento della precedente.

Nel caso delle camme tale continuità si tradurrà in continuità della velocità, mentre con costruzioni più complesse si raggiungono continuità di ordine superiore. Si osservi che una curva giace all'interno della porzione convessa definita dalla poligonale di controllo. Per tale ragione è opportuno che anche tale poligonale, derivante dall'unione delle due poligonali, sia convessa.

Ecco così dimostrate le potenzialità teoriche di tale soluzione rispetto alle precedenti: esse uniscono il pregio dell'intuitività delle camme policentriche alla dolcezza delle polinomiali.

Inoltre tale costruzione può essere considerata una esemplificazione del procedimento per involuppo, quello cioè che ricava i profili dell'eccentrico partendo dall'alzata o addirittura dall'accelerazione. Del resto, come si osserva nelle figure seguenti, l'involuppo di tante rette o di tanti cerchi, corrispondenti al moto relativo della punteria, piana o curva, rispetto alla camma, è poi quello dell'utensile che deve costruire la camma stessa.



Questo suggerisce qualcosa anche sulla realizzabilità alle macchine utensili: i disegni di una camma policentrica devono quotare centri e curvature. In questo caso si potrà semplicemente convertire le coordinate dei punti della parametrica in un DATABASE da fornire ad una macchina a controllo numerico, oppure, non disponendone, si può usare una macchina "a copiare",

avendo realizzato in qualche modo un esemplare, o ancora si potrebbe costruire il profilo policentrico più simile al dato per realizzarlo con una macchina più semplice senza mandare in pensione i vecchi metodi.

Determinazione del diagramma delle alzate

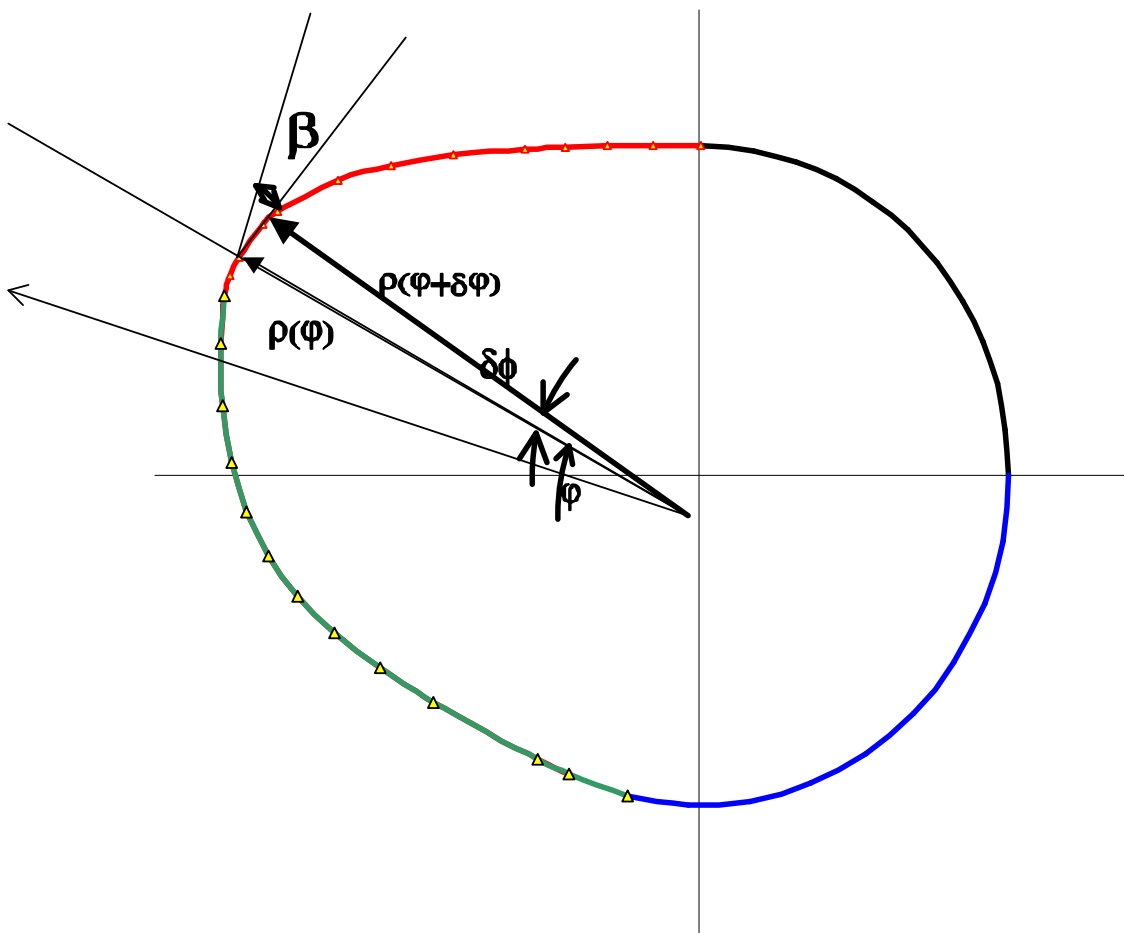
Usando curve parametriche aventi come parametro una variabile diversa dalla anomalia, occorre per ciascuno dei punti del profilo, determinare l'anomalia rispetto ad un riferimento solidale alla camma. Per determinare il riferimento solidale la camma viene fotografata nell'istante zero nel quale si trova al momento della modellazione. Gli assi coordinati hanno origine sull'asse dell'albero: dalla figura si deriva la convenzione sui segni. Per praticità si prende come asse di riferimento solidale l'asse che all'istante zero si trova sovrapposto all'asse x del riferimento fisso. Dalla figura risultano:

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$$

$$\pi - \varphi = \arctan \left[\frac{y}{x} \right]$$

$$\beta = \frac{d\rho}{\rho \cdot d\varphi} = \frac{\rho(\varphi + d\varphi) - \rho(\varphi)}{\rho \cdot d\varphi}$$

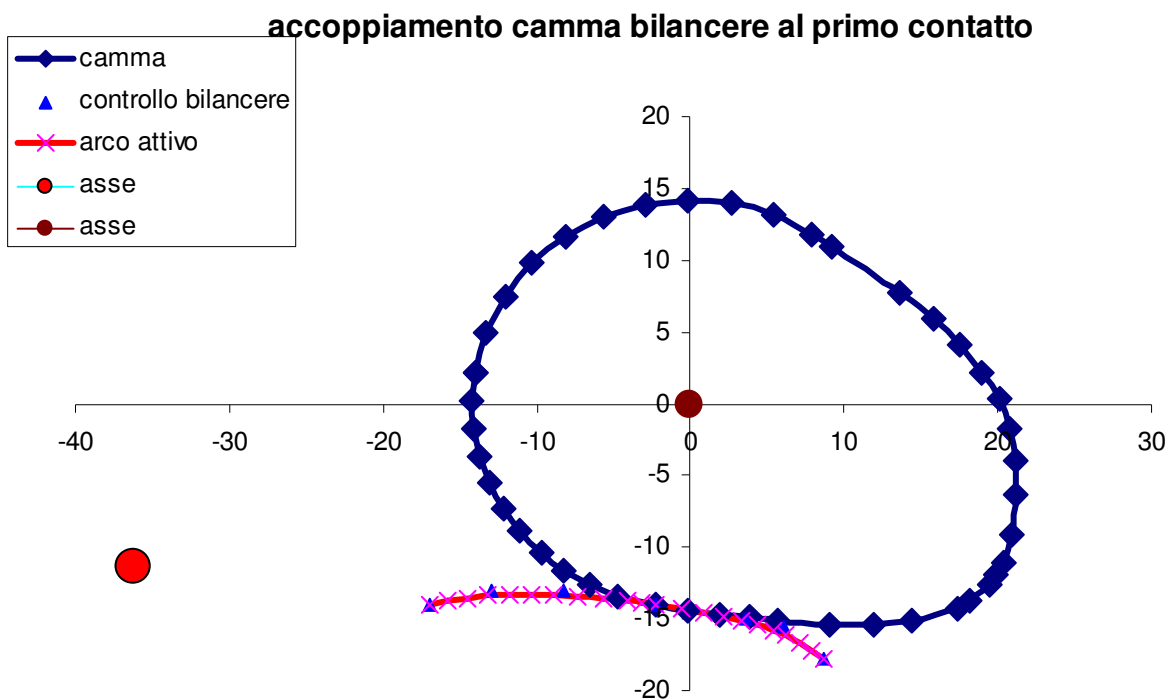
Avendo preso una spaziatura del parametro sufficientemente fitta da poter affermare che:



$$\Delta\rho \cong d\rho$$

$$\Delta\varphi \cong d\varphi$$

I bilancieri vengono analogamente costruiti con due curve di Bezier il cui punto di incontro si fa cadere in corrispondenza dell'inizio dell'arco attivo del movente ruotato nel sistema fisso dell'angolo desiderato, detto rotazione di primo contatto. Le due poligonali di controllo del bilanciere partono da tale punto con tangenza uguale alla corrispondente sulla camma. In tal modo si assicura una certa dolcezza di ingranamento. Nella realtà i bilancieri sono costruiti con semplici archi di cerchio, poiché l'incidenza della loro geometria sui diagrammi di



alzata non giustifica l'impiego di procedimenti di generazione più complessi. Comunque, in sede teorica, vista la possibilità di elaborare al meglio il cinematismo, si utilizzano curve di Bezier anche per i bilancieri, potendosi comunque considerare gli archi di circonferenza delle particolari curve parametriche.

Ciascuno dei punti che si vedono in figura marcati con un indicatore corrisponde ad un valore del parametro u , e le variabili angolari, e tutte le grandezze cinematiche (alzata, velocità e accelerazione), vengono calcolate in corrispondenza di tali punti.

Per i bilancieri il calcolo delle variabili β' , φ' , ρ' è analogo al caso delle camme, con la differenza che il sistema di riferimento solidale del bilanciere non è arbitrario ma dipende dalla posizione che questo assume quando si appoggia sul cerchio di base.

Si mostra di seguito il procedimento matematico mediante il quale si accoppiano le rotazioni dell'albero a camme θ a quelle del bilanciere θ' .

Si osservi in figura il triangolo scaleno formato istante per istante dall'interasse i e da i due vettori ρ e ρ' : con facili passaggi si ricava che

$$\delta = \beta' - \beta,$$

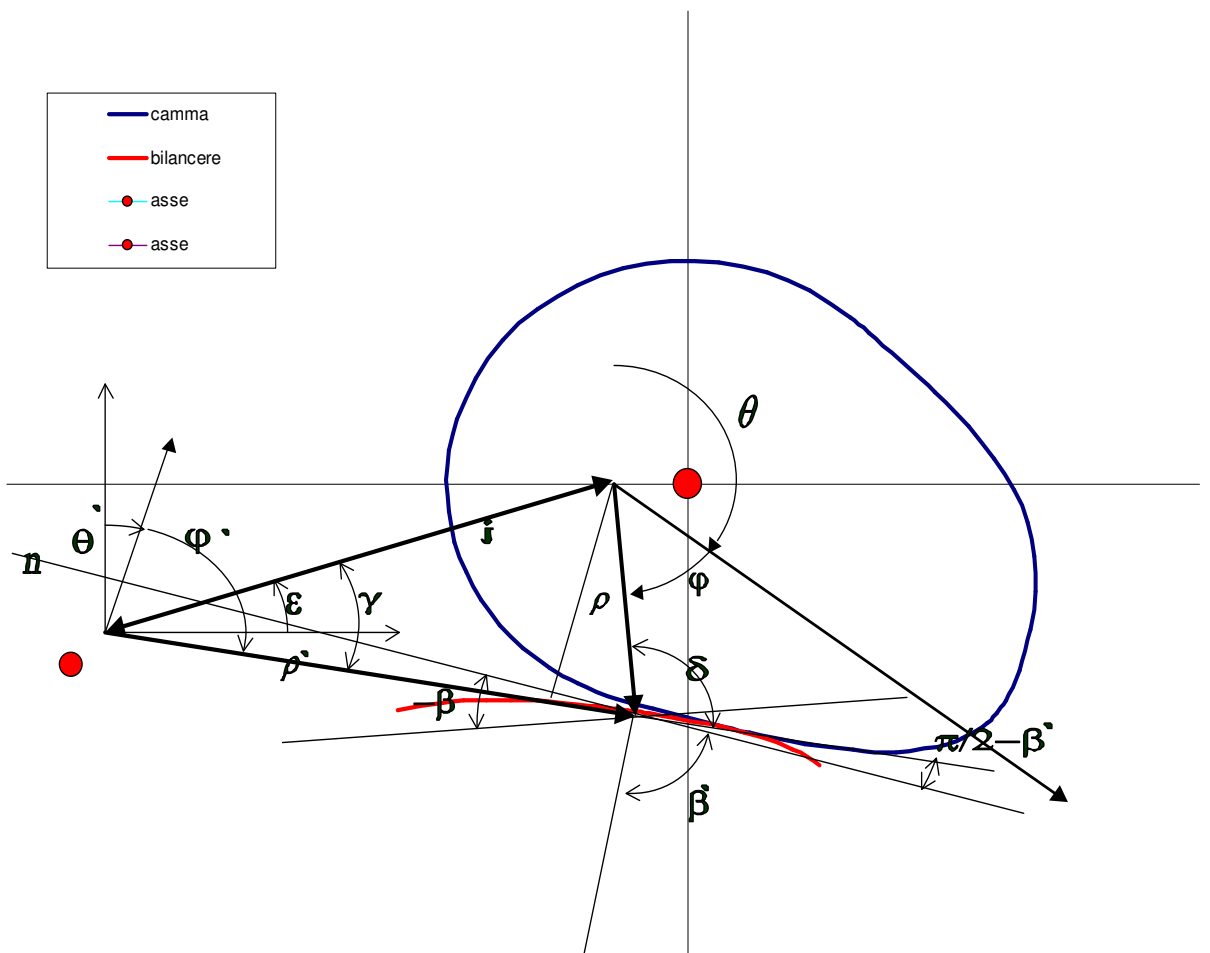
ed in base al teorema di Euclide:

$$\rho^2 + \rho'^2 + 2\rho\rho' \cos(\delta) = i^2$$

Risolvendo per tentativi questa equazione nelle variabili φ e φ' , essendo β e β' loro funzioni, per ciascuno degli accoppiamenti $\varphi - \varphi'$ ricavati si avrà:

$$\vartheta + \varphi - \beta - \frac{\pi}{2} + \beta' + \frac{\pi}{2} - \pi = \vartheta' + \varphi',$$

che esprime la condizione di equitangenza alla normale comune $\mathbf{n}-\mathbf{n}$.



Questa equazione si può mettere nella forma

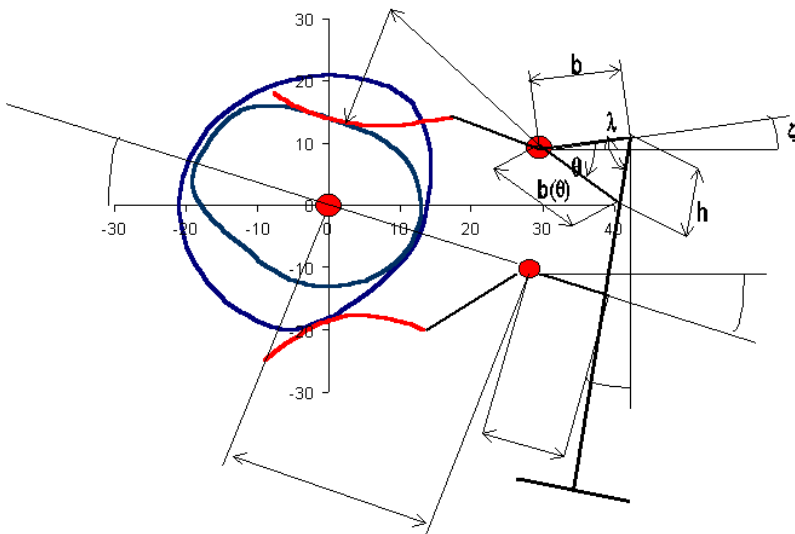
$$(\vartheta - \vartheta') + (\varphi - \varphi') + (\beta' - \beta) = \pi$$

$$\Delta\vartheta + \Delta\varphi = \pi - \delta$$

nelle due incognite ϑ e ϑ' . Bisogna allora sfruttare la conoscenza della disposizione degli organi:

$$\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \gamma = \vartheta' + \varphi'$$

$$\rho \cdot \sin(\delta) = i \cdot \sin(\gamma)$$



con le quali il sistema è risolvibile.

Una volta noti gli accoppiamenti $\vartheta - \vartheta'$ si risale al diagramma di alzata mediante la costruzione grafica seguente:

$$\text{posto } \lambda = \frac{\pi}{2} - \xi - \tau$$

$$b(\vartheta) \cdot \cos(\vartheta) + h \cdot \cos(\lambda) = b$$

$$b(\vartheta) \cdot \sin(\vartheta) = h \cdot \sin(\lambda)$$

dalle quali si ricava:

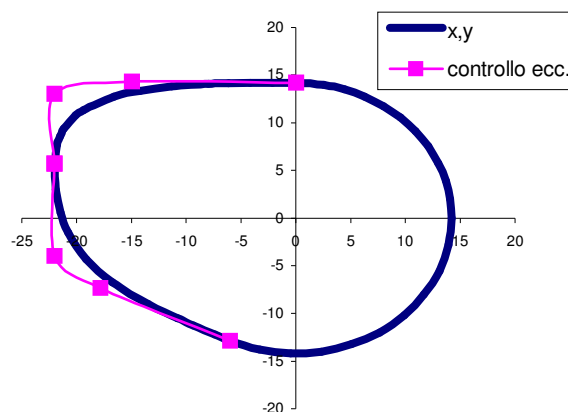
$$h = \frac{b}{\left[\frac{\sin(\lambda)}{\operatorname{tg}(\vartheta)} + \cos(\lambda) \right]}$$

Costruzione dei profili: valvola di aspirazione

Vediamo più nel dettaglio il procedimento di costruzione analizzando le variabili di ingresso del sistema. Ecco il quadro di controllo del programma realizzato con un foglio di lavoro EXCEL:

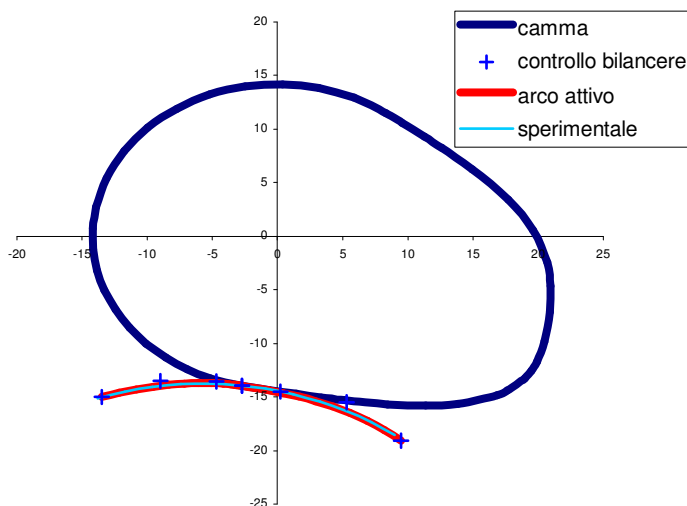
camma di apertura aspirazione

raggio cerchio riposo	14,2
alzata	7,8
arco riposo inf	115
arco riposo sup	89,7
ord.p di massimo	5,7
distanza p2	15
distanza p7	13
y3	13
y6	-4
rOmax	23,17



accoppiamento eccentrici

interasse eccentrici	38
inclinazione interasse	17,5
braccio	35
angolo di braccio	-10
angolo asse valvola	30
rot.eccentrico primo contatto	101
rot.bilancere sperimentale	11
verso rot. bilancere c=1;d=0	1
regime	10000



bilancere

profilo attivo sulla camma

p1	9,5	-19,1
p2	5,3	-15,5
distanza p3	3	
distanza p6	2	
p7	-9	-13,5
p8	-13,5	-15

Ciascuno dei valori in rosso rappresenta un input del sistema:

- CAMMA: 10 gradi di libertà
- BILANCIERE: 10 gradi di libertà
- ACCOPPIAMENTO : 8 gradi di libertà (escludendo il regime)

Nel disegno dell'eccentrico si possono dunque variare le durate delle varie fasi (riposo, rampa, ecc.) le tangenze nei vari punti. L'alzata massima si ottiene per differenza tra *ro max* e raggio di riposo. L'alzata è l'ascissa del punto di unione delle due curve parametriche. Anche l'ordinata di tale punto fa parte degli input della geometria dell'eccentrico, e da esso dipende la posizione angolare del punto di massima alzata.

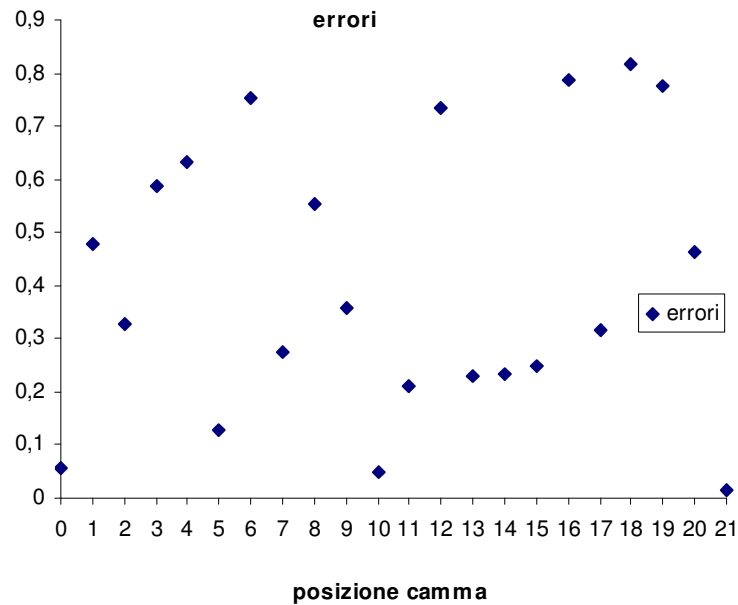
Le voci "distanza pi" riguardano l'estensione dei tratti estremi della poligonale di controllo (si ricorda che la parametrica è sempre tangente a tali tratti), mentre la pendenza ϕ è da specificarsi esplicitamente, oppure coincide con la pendenza dei tratti adiacenti.

In tutto il sistema possiede 28 gradi di libertà, ma l'eccentrico ne possiede solo 10, paragonabili agli 8 gdl delle camme polinomiali.

Per attuare il procedimento sovraesposto per il calcolo delle alzate, si dispongono i dati necessari al calcolo dell'interasse in vettori riga per l'eccentrico, ed in vettori colonna per il bilanciario. Quindi per ogni coppia $\phi - \phi'$ si calcola l'interasse: quello che presenta il minimo errore rispetto all'interasse reale determina l'accoppiamento. Ecco di seguito riportato una griglia di calcolo nella quale agli accoppiamenti di minimo errore viene attribuito il valore 1.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
logica																						
a	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
b	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
c	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
d	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
e	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
f	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
g	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
h	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
i	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
j	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
k	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
l	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
m	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
n	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
o	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
p	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
q	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0
r	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0
s	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
t	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
u	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

In base a tale griglia vengono determinati tutti gli accoppiamenti tra i parametri di interesse per semplice somma di prodotti riga per colonna, come se la griglia fosse una matrice di identità distorta per effetto della curvatura delle superfici striscianti.



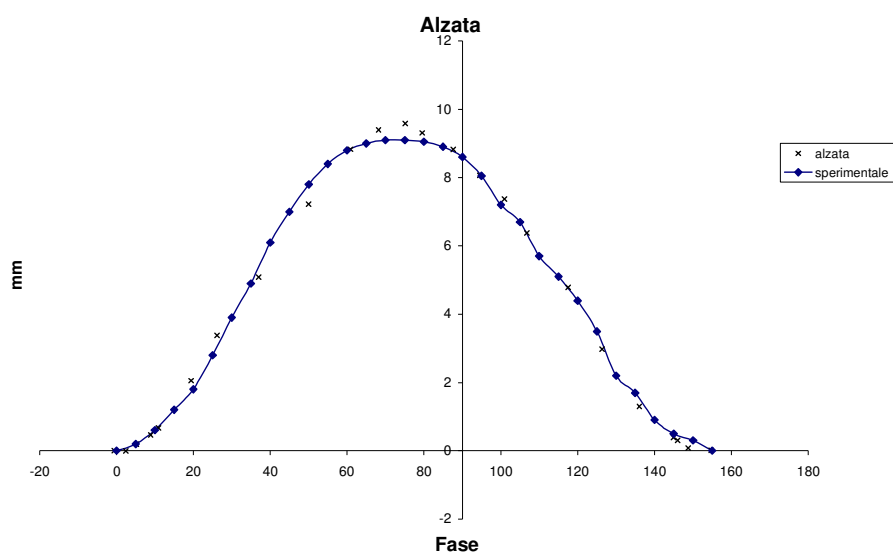
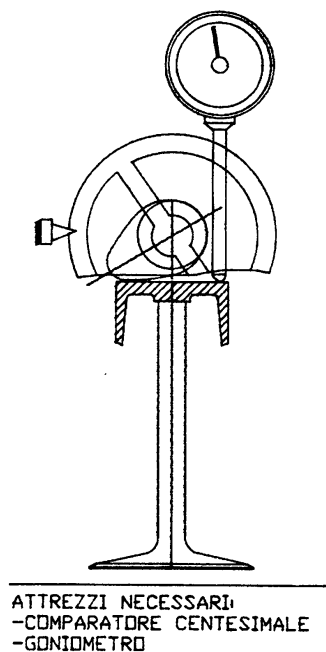
E' anche possibile calcolare l'errore del sistema in base all'errore nel calcolo dell'interasse:

$$errorepercent = 100 \frac{\sum \text{errori interasse}}{n \cdot \text{interasse}}$$

(n è il numero di accoppiamenti)

Rilievo dei diagrammi di alzata originari

Per stabilire i diagrammi sull'apparato di serie si esegue, per la valvola di aspirazione, un rilievo sperimentale con goniometro e comparatore centesimale, come si vede in figura.



Come prova della bontà del metodo di calcolo messo a punto si effettua anche un rilievo sull'eccentrico di apertura aspirazione tracciando su carta millimetrata il profilo. La stessa operazione viene condotta sul bilanciere originale.

camma di apertura aspirazione

raggio cerchio riposo	14,2
alzata	7,8
arco riposo inf	115
arco riposo sup	89,7
ord.p di massimo	5,7
distanza p2	15
distanza p7	13
y3	13
y6	-4
r _{omax}	23,17206

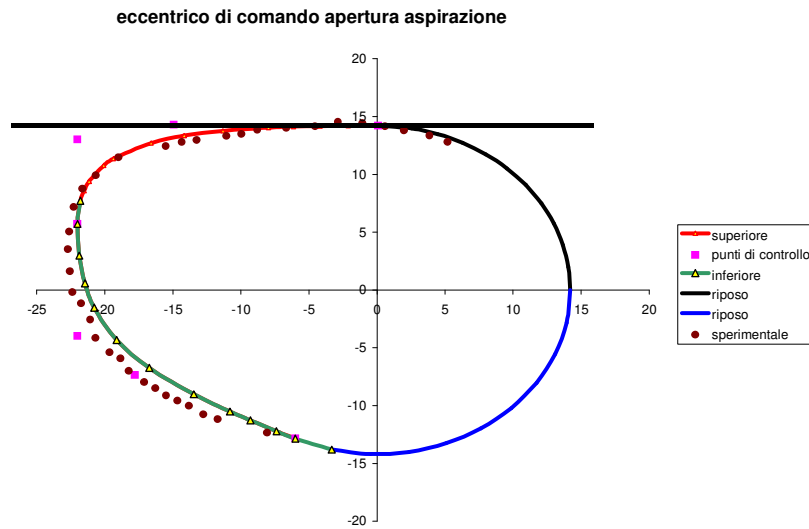
accoppiamento eccentrici

interasse eccentrici	38
inclinazione interasse	17,5
braccio	35
angolo di braccio	-10
angolo asse valvola	30
rot.eccentrico primo contatto	101
rot.bilanciere sperimentale	11
verso rot. bilanciere c=1;d=0	1
regime	10000

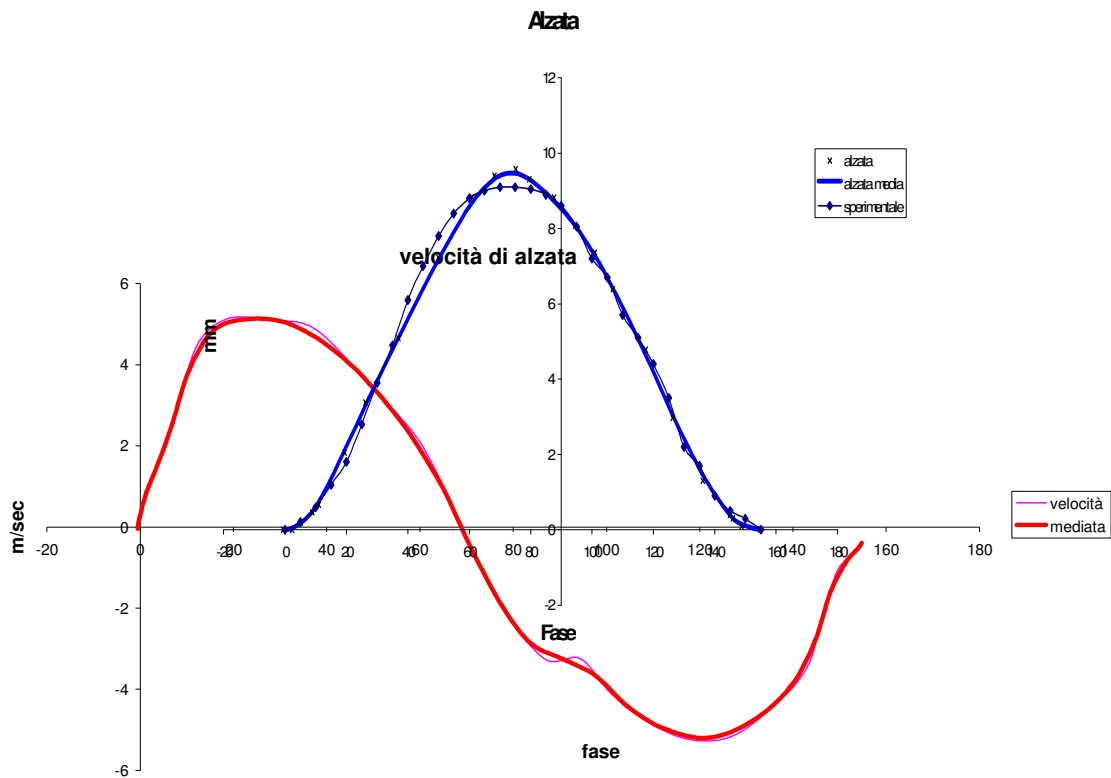
bilanciere

profilo attivo sulla camma

p1	9,5	-19,1
p2	5,3	-15,5
distanza p3		3
distanza p6		2
p7	-9	-13,5
p8	-13,5	-15



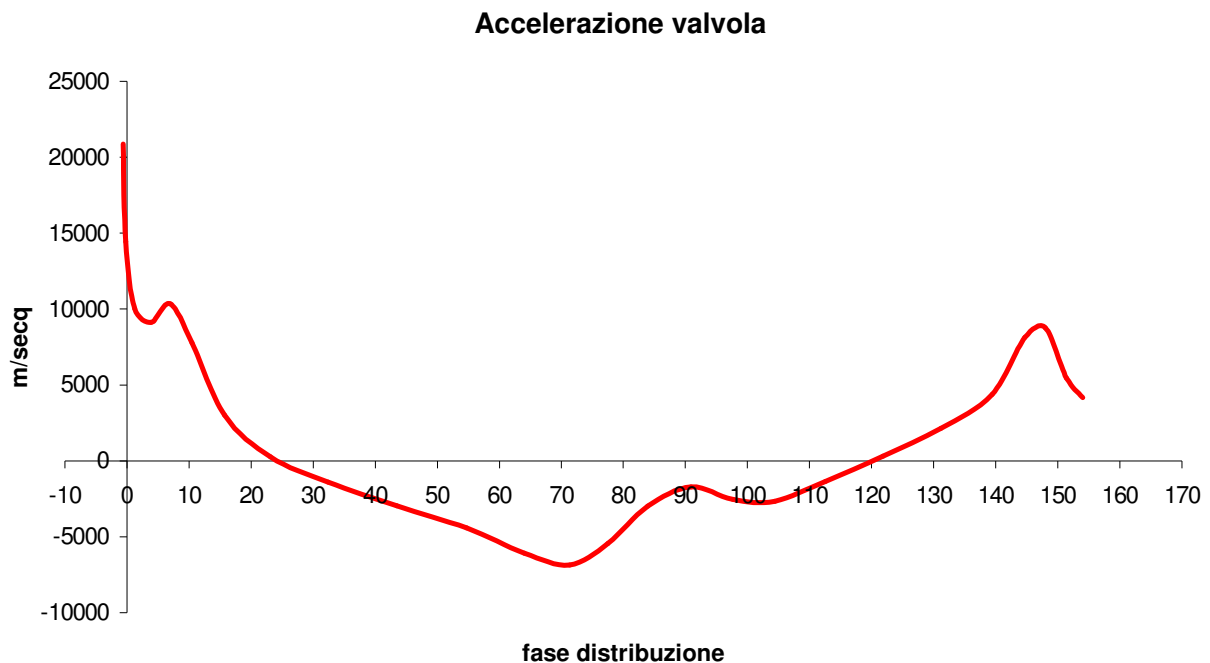
Si effettua anche il rilievo sperimentale degli angoli ζ, τ, α e dell'interasse i , relativo al solo bilanciere di apertura aspirazione. A fianco sono riportate tutte le grandezze necessarie al calcolo teorico del diagramma di alzata. Di sotto si riportano i due diagrammi, quello sperimentale e quello teorico, a confronto.



A questo punto è possibile calcolare le altre grandezze cinematiche derivanti dall'alzata. Il metodo di derivazione utilizzato è numerico, risente per cui dell'errore intrinseco del metodo per punti che è stato

adoperato nella determinazione del diagramma di alzata. Si è ritenuto opportuno mediare alcune volte i valori di alzata prima di calcolare la velocità e così di seguito per l'accelerazione.

I valori elevati di accelerazione che si riscontrano all'inizio sono dovuti a quell'errore numerico di cui sopra. Si considerano per cui massimi solo i massimi locali, in questo caso i valori vicini a 10000.



Per la particolare disposizione del comando desmodromico, occorre ora accoppiare alla camma di apertura la relativa camma di chiusura: esse agiscono contemporaneamente sui relativi cedenti, i bilancieri, e la valvola costituisce il punto di incontro dei due cinematismi. Per l'infinita rigidità della valvola l'intero cinematismo costituisce un meccanismo, cioè un cinematismo ad un solo grado di libertà.

Il cinematismo di chiusura funziona in modo simile a quello di apertura. La prima differenza sta nel fatto che, trattandosi di una camma negativa, occorre cambiare il segno all'alzata prima di confrontarla con quella della camma di apertura. Esiste poi un'altra differenza: la camma di apertura nella prima fase di alzata va contro il bilanciere, facendolo ruotare concordemente all'albero a camme. Diversamente quello di chiusura richiama in un certo senso a sé il bilanciere coniugato, che ruota in tale fase in modo discorde all'albero. Questa differenza dà all'apertura la possibilità di avere una rampa più ripida. A livello di calcolo tale differenza comporta alcune modifiche nei segni di alcuni angoli. Nel quadro di controllo del foglio di lavoro si specifica la modalità alla voce verso di rotazione del bilanciere. Analogamente all'altro caso occorre rilevare gli angoli ζ, τ, α e l'interasse i .

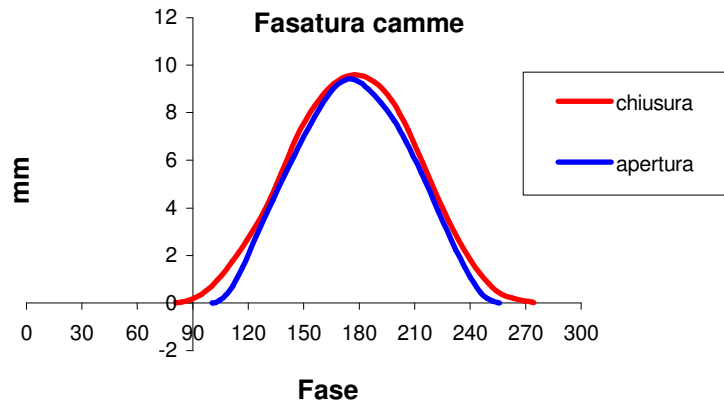
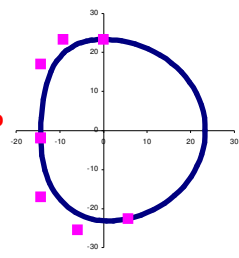
Una volta impostati tali parametri si può modellare la camma di chiusura con una precauzione: il diagramma di alzata relativo alla chiusura si deve mantenere sempre al disopra di quello relativo all'apertura. Il movente di chiusura deve sempre garantire alla valvola di potersi aprire un po' di più rispetto a quanto non faccia il movente di apertura. Perché si verifichi ciò infatti, il profilo di chiusura deve essere più piccolo di quello nominale, e di conseguenza insiste meno sulla valvola, garantendole il gioco necessario al corretto funzionamento. Il valore del gioco è dato proprio dalla differenza di alzata per ciascun angolo di rotazione dell'albero a camme, ed il suo

valore va stabilito in base alle deformazioni termiche che intervenendo sul meccanismo a regime, favoriscono il recupero dei giuochi.

Ecco quale profilo ha dato i migliori risultati:

camma di chiusura aspirazione

raggio cerchio riposo	23,32
alzata	-8,9
arco riposo inf	76
arco riposo sup	90
ord.p di massimo	-2
distanza p2	9,3
distanza p7	12
y3	17
y6	-17
ritardo angolare su camma apertura	-170,13
anticipo di gioco	20
rOmax	23,32



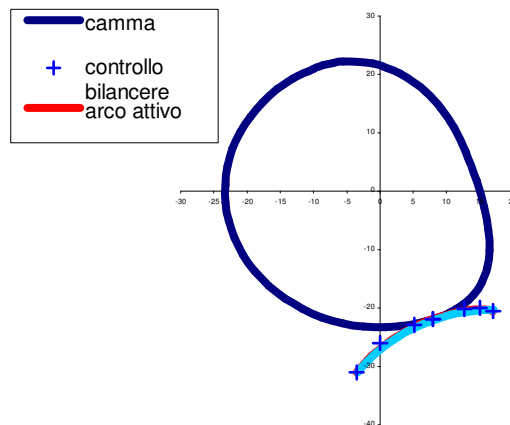
accoppiamento eccentrici

interasse eccentrici	33
inclinazione interasse	160
braccio	30
angolo di braccio	-20
angolo asse valvola	30
rot.eccentrico primo contatto	70
rot.bilancere sperimentale	-25
verso rot. bilancere c=1;d=0	0
regime	10000

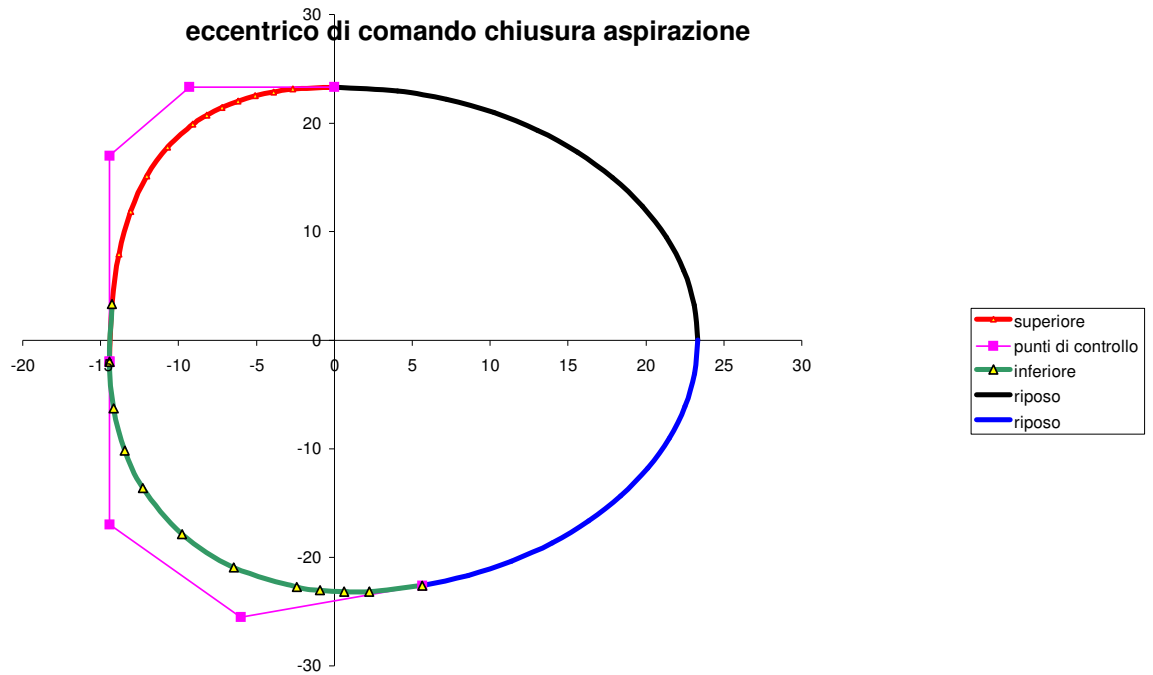
bilanciere

profilo attivo sulla camma

p1	17	-20,5
p2	15	-20
distanza p3		5
distanza p6		3
p7	0	-26
p8	-3,5	-31



Da un confronto qualitativo tra questo profilo e quello reale risulta che il profilo teorico risulta meno curvato in corrispondenza del taglio superiore (l'angolo in alto a sinistra nella prima figura del quadro), fatto imputabile al basso grado di molteplicità della curva in corrispondenza di tale punto, ma comunque abbastanza sovrapponibile all'originale su tutto il resto del profilo.



Fasatura

L'alzata del movente negativo è stata calcolata in un riferimento angolare assoluto. Occorre dunque fasare i due moventi in modo da poter costruire correttamente l'albero a camme.

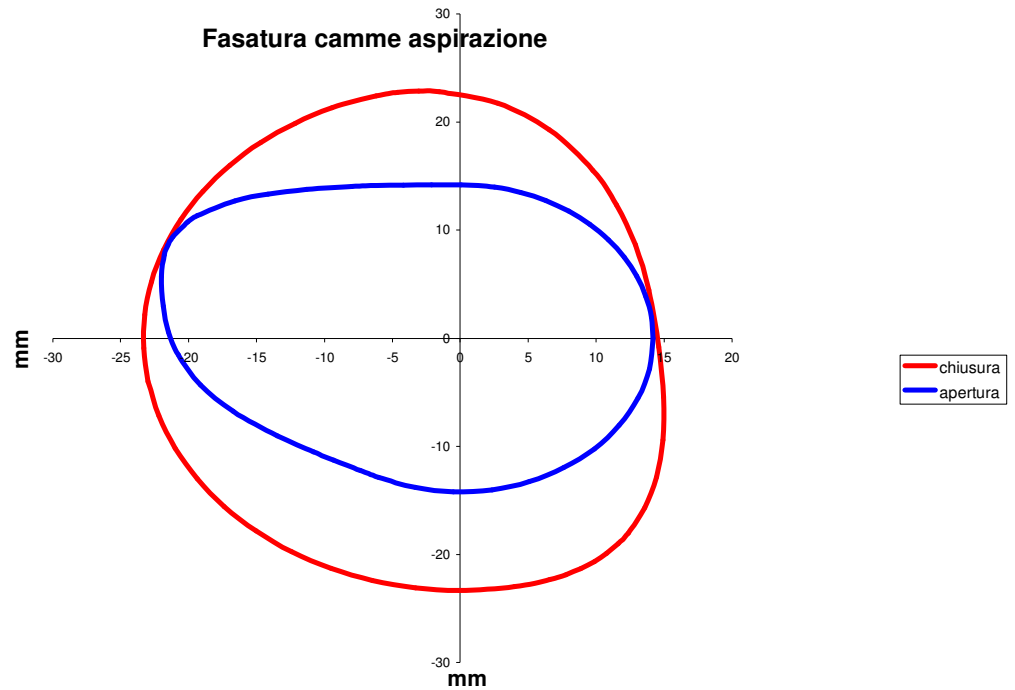
- I due cinematismi vengono posizionati in modo speculare rispetto ad un piano avente per normale direttrice l'asse della valvola, motivo per cui si genera un primo sfasamento di 180 gradi.
- Un secondo sfasamento è la differenza angolare nel riferimento assoluto tra le rotazioni di primo contatto.

$$\text{Sfasamento relativo} = \text{teta iniziale chiusura} - \text{teta iniziale apertura}$$

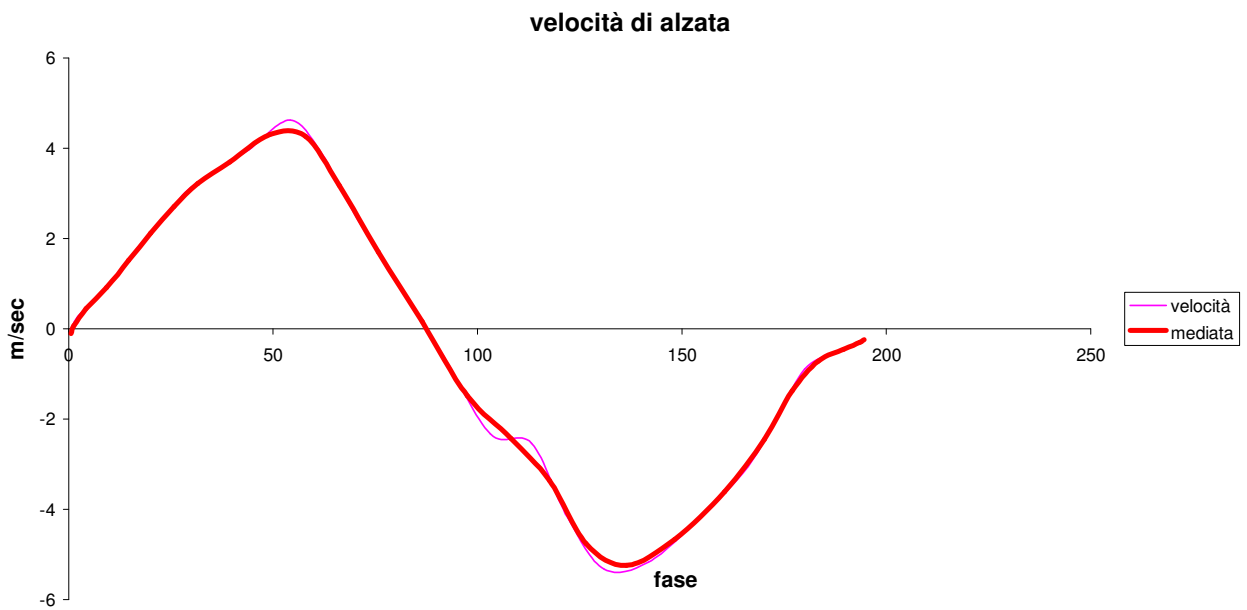
- Un terzo sfasamento, chiamato anticipo di gioco, viene appositamente aggiunto per consentire al cinematismo di chiusura di entrare nella fase attiva con anticipo sul cinematismo di apertura, allo scopo di assicurare il giuoco anche in questa delicata fase del diagramma. Una volta effettuato tale procedimento i due diagrammi di alzata sono perfettamente sovrapponibili in un sistema di riferimento angolare assoluto.

$$\text{Sfasamento angolare camme} = -(180 + \text{sfasamento relativo} + \text{anticipo di giuoco})$$

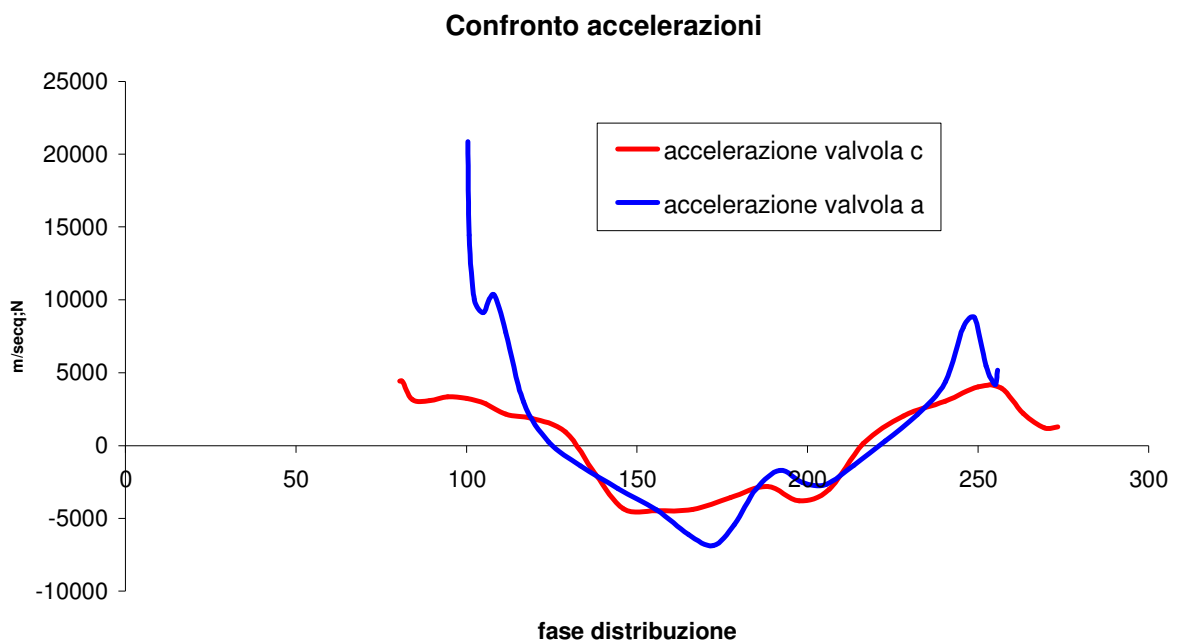
Tale è il ritardo angolare della camma di chiusura su quella di apertura. Il ritardo si riferisce alle rampe di accostamento.



Di seguito si riportano i diagrammi di velocità ed un diagramma che mette a confronto le accelerazioni derivate dalla legge di alzata determinata dal movente di chiusura con quelle ottenute in precedenza dal movente di apertura.



Le differenze di accelerazione sono dovute alle piccole inevitabili differenze sui diagrammi di alzata. Si noti che però le due funzioni cambiano segno quasi allo stesso istante. Dovendo la valvola, per effetto del giuoco, essere condotta istante per istante da uno soltanto dei due cinematismi, a condurla sarà quello di apertura quando l'accelerazione risulti positiva, quello di chiusura quando sarà negativa. Infatti l'eccentrico negativo vede come positiva una accelerazione negativa della valvola, e tende a sostenerla proprio come farebbe una molla di contrasto.



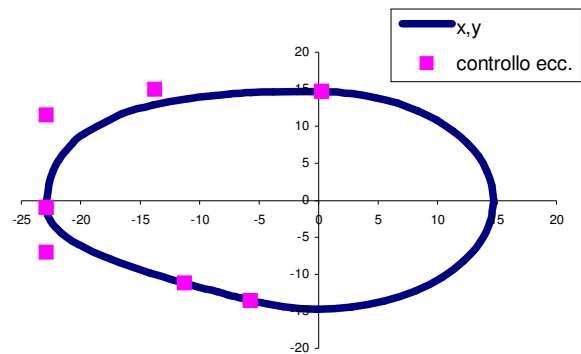
Valvola di scarico

Per quanto riguarda la valvola di scarico valgono le stesse considerazioni fatte per quella di aspirazione. Il meccanismo della valvola di scarico è asimmetrico rispetto a quello già visto, non potendo essere diversamente a causa del fatto che l'albero ruota in una direzione prestabilita, rendendo il problema geometrico non assialsimmetrico. Così il cinematismo di apertura sarà di tipo discorde e quello di chiusura concorde.

Si riportano di seguito i dati relativi ai profili ed i grafici di maggior interesse.

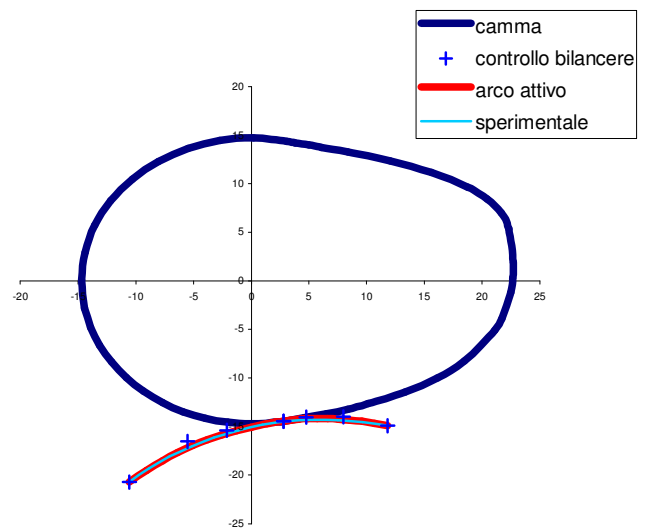
camma di apertura scarico

raggio cerchio riposo	14,7
alzata	8,2
arco riposo inf	113
arco riposo sup	89
ord.p di massimo	-1
distanza p2	14
distanza p7	6
y3	11,5
y6	-7
rOmax	22,92183



accoppiamento eccentrici

interasse eccentrici	38
inclinazione interasse	162,5
braccio	35
angolo di braccio	-10
angolo asse valvola	30
rot.eccentrico primo contatto	79
rot.bilancere sperimentale	-12
verso rot. bilanciere c=1;d=0	0
regime	10000



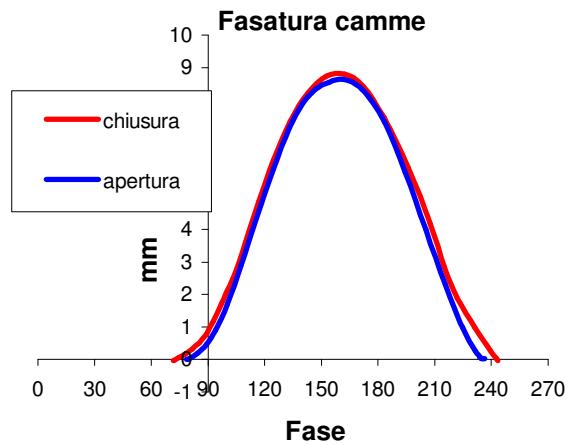
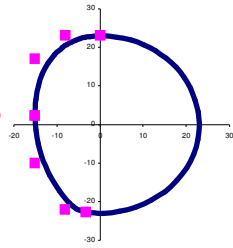
bilanciere

profilo attivo sulla camma

p1	11,8	-14,9
p2	8	-14
distanza p3	2	
distanza p6	5	
p7	-5,5	-16,5
p8	-10,55	-20,7

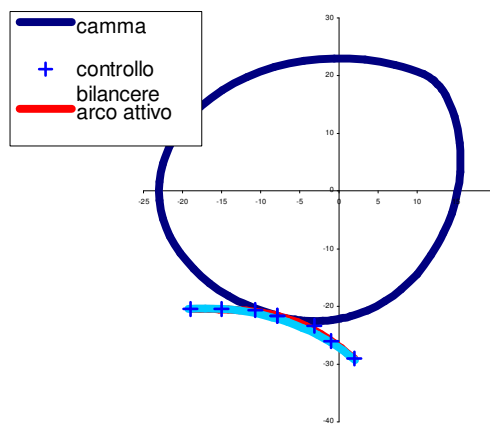
camma di chiusura scarico

raggio cerchio riposo	23
alzata	-7,9
arco riposo inf	98
arco riposo sup	90
ord.p di massimo	2,3
distanza p2	8
distanza p7	5
y3	17
y6	-10
ritardo angolare su camma apertura	-219,77
anticipo di gioco	7
rOmax	23



accoppiamento eccentrici

interasse eccentrici	33
inclinazione interasse	20
braccio	30
angolo di braccio	-20
angolo asse valvola	30
rot.eccentrico primo contatto	110
rot.bilancere sperimentale	25
verso rot. bilanciere c=1;d=0	1
regime	10000

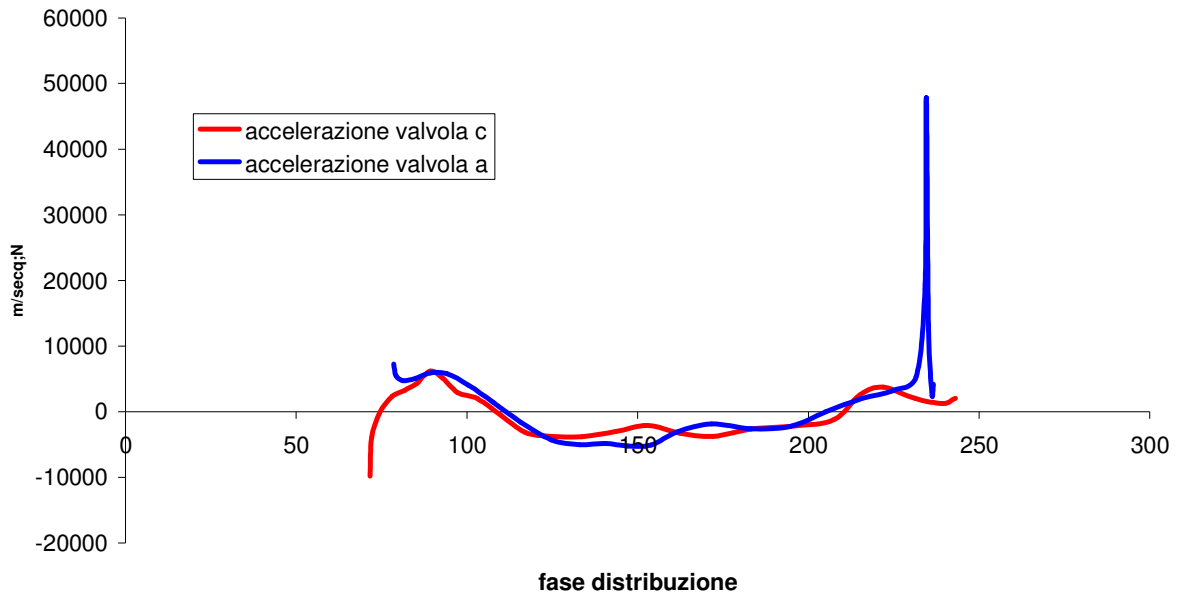


bilanciere

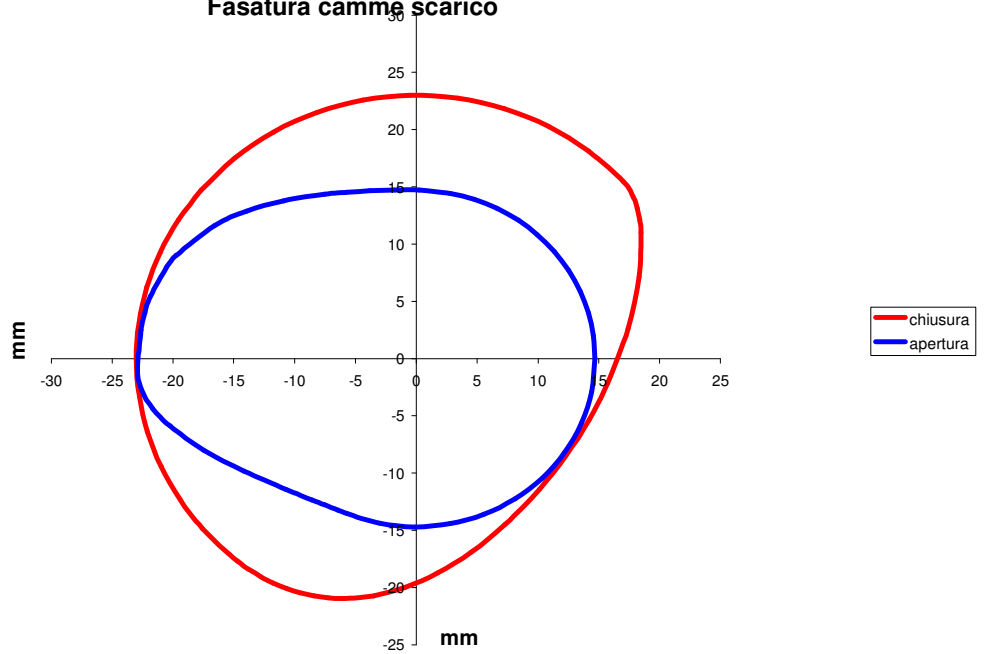
profilo attivo sulla camma

p1	2	-29
p2	-1	-26
distanza p3		5
distanza p6		3
p7	-15	-20,45
p8	-19	-20,4

Confronto accelerazioni



Fasatura camme scarico



2 - LA FASATURA

2 - LA FASATURA

Oltre alla fasatura tra eccentrici di apertura ed eccentrici di chiusura, procedura specifica del solo comando desmodromico, occorre mettere a punto la fasatura tra cinematismo di aspirazione e cinematismo di scarico.

Tale fasatura, a differenza della prima, atta a garantire i giochi di funzionamento, non viene studiata per esigenze meccaniche. Da questo punto di vista il diagramma della distribuzione non è vincolante ai fini del funzionamento meccanico, ma lo è per il rendimento.

Il motore originale adotta tale diagramma:

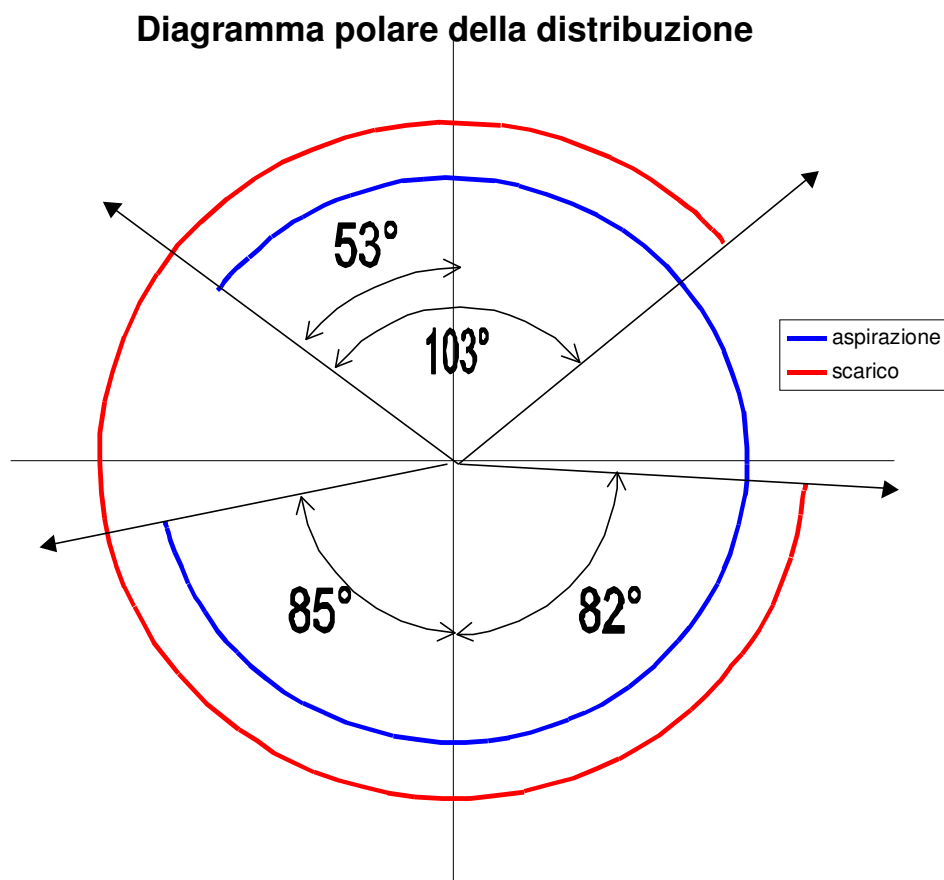
aspirazione

- anticipo apertura 53° ppms
- fine ciclo 265° dpms

scarico

- anticipo apertura 82° ppmi
- fine ciclo 230° dpmi

si deduce che il valore dell'incrocio è di $230^\circ - 180^\circ + 53^\circ = 103^\circ$



Occorrerà dunque costruire sull'albero a camme i profili delle due coppie di eccentrici in modo tale da avere tale diagramma della distribuzione.

Data la natura del comando bilaterale, sorge la necessità di specificare rispetto a quale dei due diagrammi di alzata, generati dai moventi di apertura e chiusura, riferire il diagramma della distribuzione. Se i giochi fossero nell'ordine dei centesimi di millimetro il problema non si porrebbe. Ma a freddo il gioco raggiunge valori ben più alti (nell'ordine di 0,5 mm), ed una tale differenza di alzata tra nominale ed effettiva, specie nella fase di incrocio, può cambiare sensibilmente la fluidodinamica del sistema, rendendo inutili eventuali sofisticati studi sui moti di swirl e tumble condotti sulla geometria delle valvole.

Come visto nel capitolo Cinematica le camme di chiusura, per avere il gioco necessario, si realizzano con un arco attivo più largo rispetto a quelle di apertura. Occorre però osservare che estremi dell'arco attivo gli eccentrici negativi non possono imprimere alle valvole una accelerazione positiva. Di conseguenza sono le camme di apertura a comandare il moto in queste fasi, e dunque ad imporre i limiti superiore ed inferiore dei diagrammi di alzata. Di seguito ci si riferirà quindi ai diagrammi di alzata generati dagli eccentrici positivi.

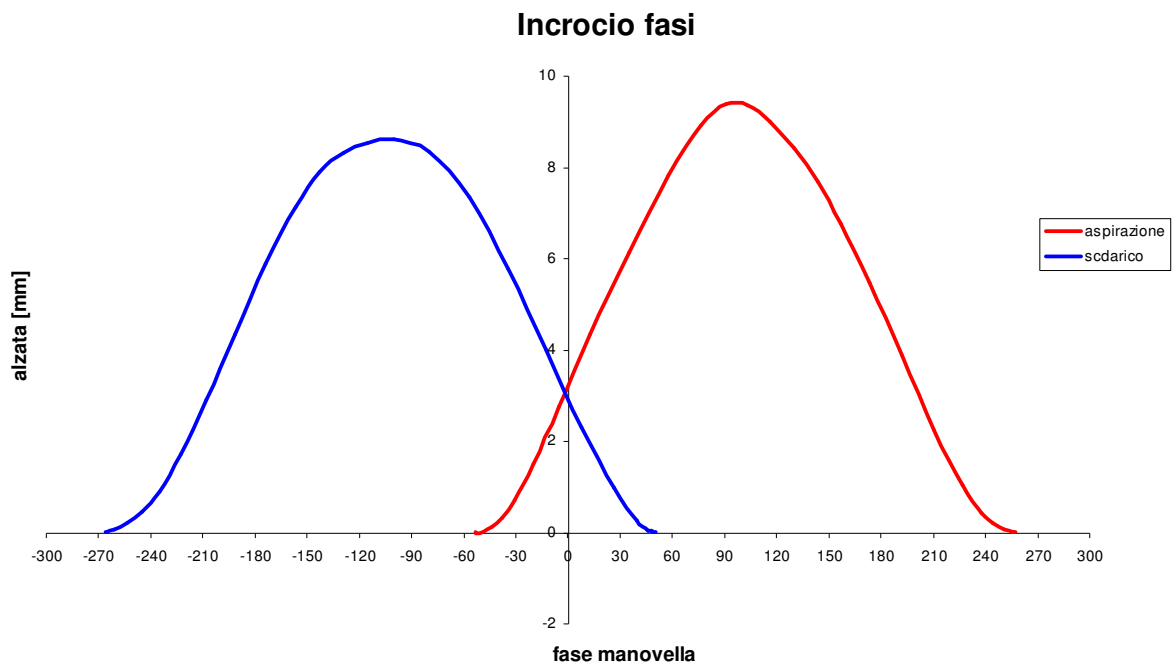
Si riportano nella tabella sottostante i principali angoli atti a mettere a punto la fasatura.

Incrocio	Tetainsc	Fasedfins	Fasefinsc
103	78,6	156	50
anticipo	Tetatinas	Fasedinas	Tetascfin
53	100,4	104,5	195,1

Si prenda in considerazione la camma di alzata della valvola di scarico: il relativo diagramma di alzata assume valori positivi dai $78,6^\circ$ (tetainsc) nel riferimento locale, ed ha una durata di 156° di rotazione dell'albero a camme (fasedfinsc), corrispondenti a 312° di angolo di manovella. L'ampiezza è dunque corretta.

Occorre ora fasare rispetto al PMS. In pratica bisognerà creare sull'albero un riferimento in grado di misurare la sfasamento tra le rampe di accostamento di camma apertura scarico e camma apertura aspirazione di

$$156^\circ - 0,5 \cdot 103^\circ = 104,5^\circ \text{ (fasedinas)}$$

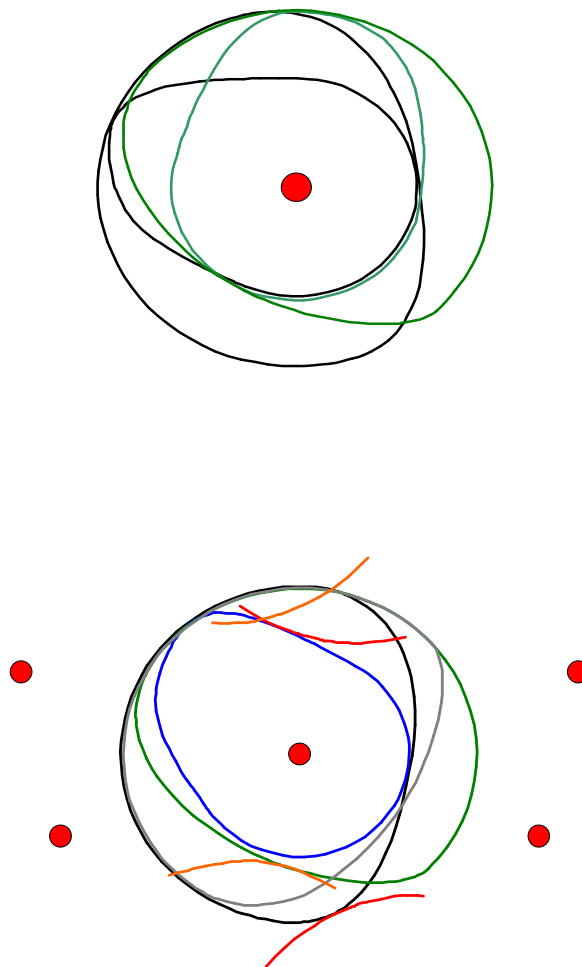


Gli altri angoli riportati in tabella, servono ad accoppiare i riferimenti locali dei due cinematismi:

$$\text{Tetascfm} = \text{tetainsc} + \text{fasedinas}$$

è l'angolo, calcolato nel riferimento locale del cinematismo di scarico, in corrispondenza del quale inizia la fase di aspirazione. Serve a calcolare il momento di inerzia di tutte le camme in un unico riferimento angolare.

Seguono i grafici dei profili delle camme fasate sull'albero relative ai diagrammi di alzata già visti.



3 – *DINAMICA*

3 - DINAMICA

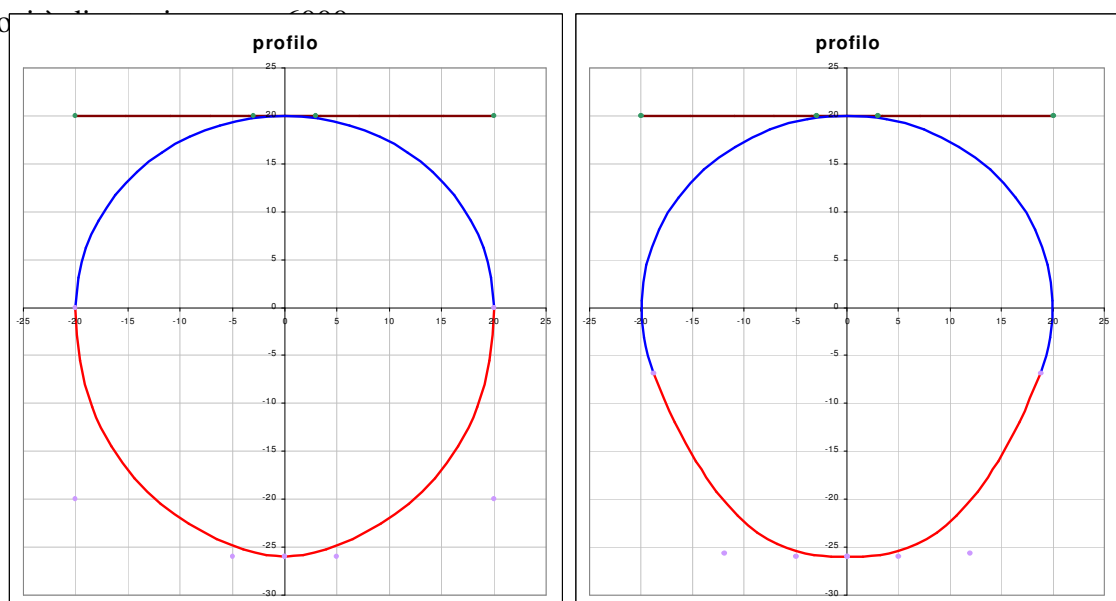
Nella sezione relativa alla cinematica sono stati calcolati i valori di alzata, velocità ed accelerazione del cinematismo relativi ad ogni singola coppia di eccentrici camma-bilanciere in ogni istante di funzionamento ed in un sistema di riferimento fisso nello spazio. I valori ottenuti nascono esclusivamente dai profili geometrici e non è detto che siano compatibili con le caratteristiche effettive del sistema. Infatti il caso in esame si presenta come il classico problema di chi progetta un componente meccanico: ricercare le migliori prestazioni possibili compatibilmente con le caratteristiche di resistenza dei materiali adoperati. Nel caso del sistema di distribuzione, il fine di ottimizzare i diagrammi di alzata, incrementando così il riempimento del cilindro, si scontra con le sollecitazioni a cui vengono sottoposti gli elementi del sistema che possono anche superare i valori massimi ammissibili. Concretamente è facile capire come il tendere verso diagrammi di alzata pseudo-rettangolari provoca valori di incrementi di velocità e quindi di accelerazioni tendenti all'infinito e quindi meccanicamente non validi.

Nell'esempio di seguito riportato si può vedere come una modifica anche piccola nella geometria possa provocare variazioni nei valori delle accelerazioni determinanti. Si sono confrontati due sistemi camma-piattello differenti soltanto nell'estensione dell'arco di riposo. I parametri fondamentali come raggio di riposo e alzata sono identici:

raggio di riposo $r = 20 \text{ mm}$

alzata $h = 6 \text{ mm}$

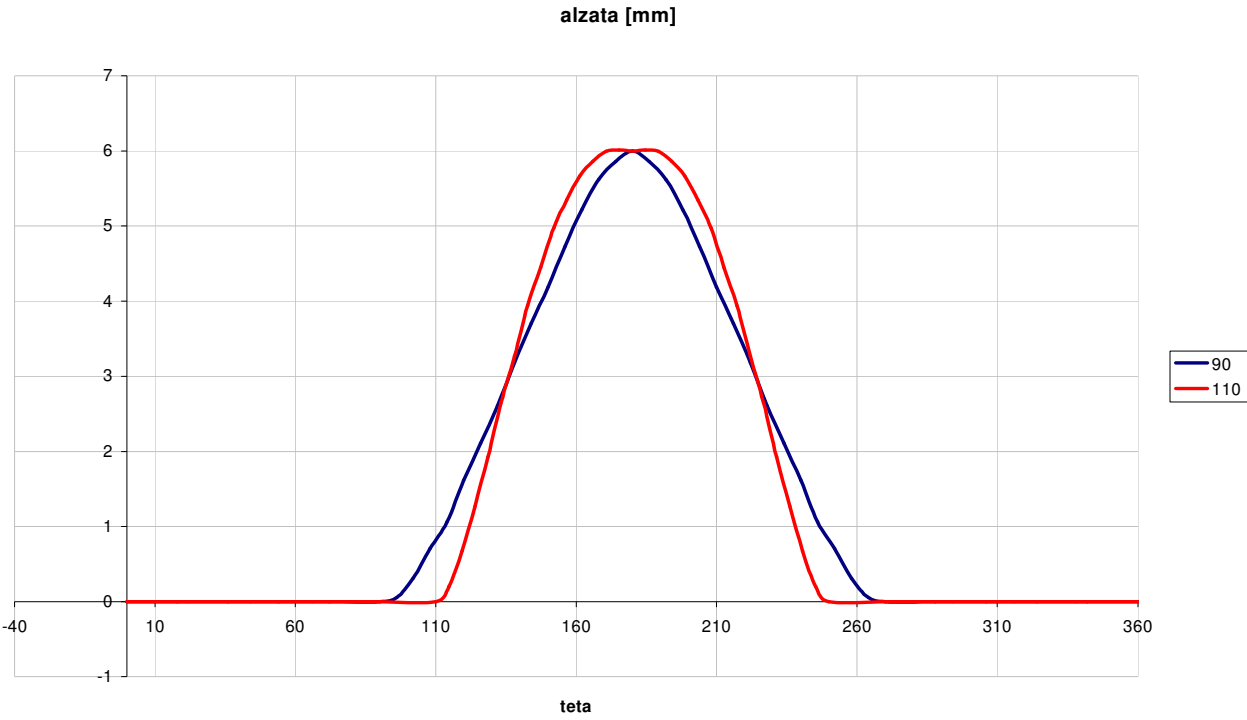
velocità



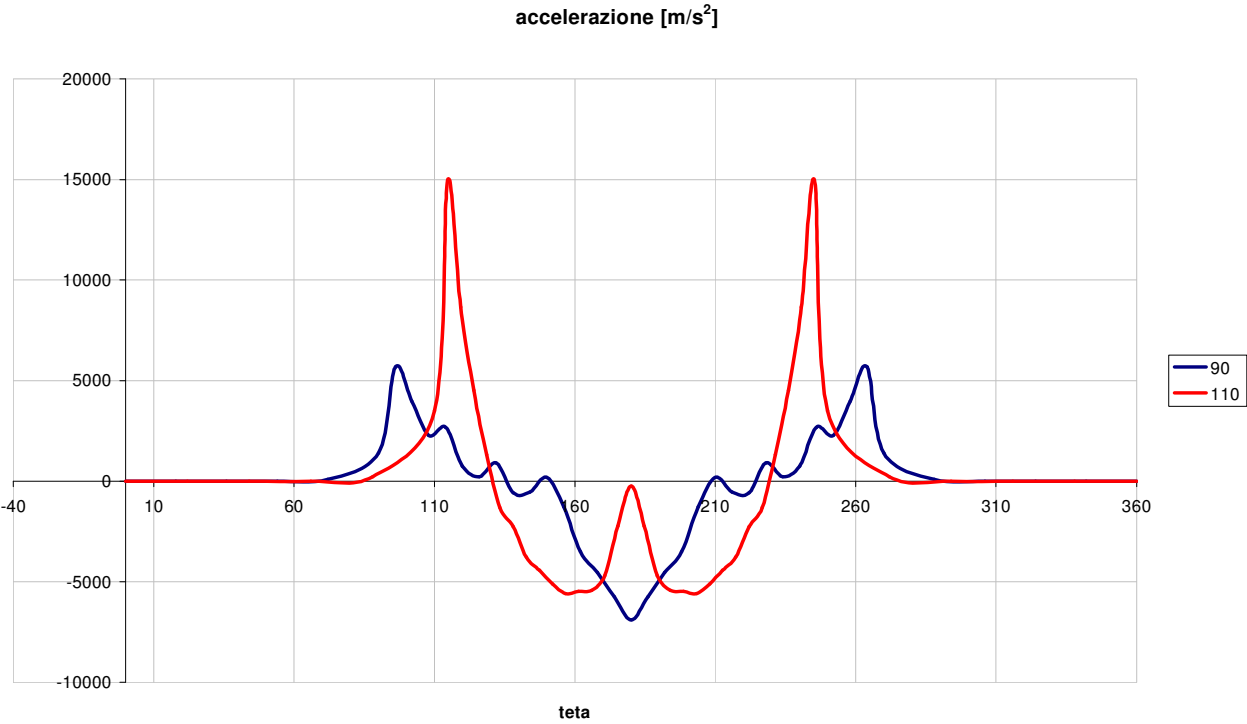
$a = 90^\circ$

$b = 110^\circ$

Da questi due profili si ricavano diagrammi di alzata della valvola decisamente diversi:



Ma ancora più interessante è vedere come siano diversi i valori delle accelerazioni della valvola:



Nel caso di 110° i valori di accelerazione massima sono circa triplicati rispetto il caso di 90°, ciò comporta che tutte le grandezze ad essa correlate subiranno lo stesso innalzamento e quindi anche la sollecitazione meccanica degli organi a contatto.

In questa sezione ci occuperemo dello studio dei carichi a cui è sottoposto il sistema e della stretta correlazione tra cinematica e dinamica ai fini della migliore scelta dei profili.

Innanzitutto dobbiamo distinguere i tipi di sollecitazione a cui è sottoposto il sistema:

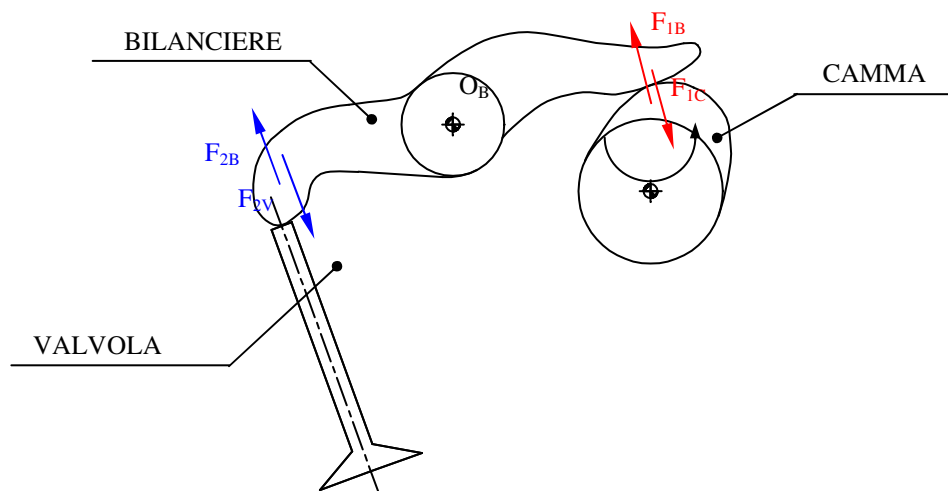
- Sollecitazioni dinamiche
- Sollecitazioni termiche

A loro volta le sollecitazioni dinamiche possono essere suddivise in:

- Sollecitazioni inerziali
- Sollecitazioni centrifughe
- Vibrazioni

Per ora ci occuperemo soltanto delle sollecitazioni inerziali e verificheremo i componenti del sistema soggetti a questo tipo di azioni.

Gli elementi di cui ci interesseremo sono: la valvola, il bilanciere, l'albero a camme.



Per ognuno di essi è possibile scrivere le equazioni cardinali della dinamica:

$$\vec{R}^{(m)} + \vec{R}^{(e,a)} + \vec{R}^{(e,v)} = 0$$

$$\vec{M}_T^{(m)} + \vec{M}_T^{(e,a)} + \vec{M}_T^{(e,v)} = 0$$

Dove $\vec{R}^{(e)}$ è la risultante delle forze esterne applicate attive e vincolari, $\vec{R}^{(m)}$ è la risultante delle forze di inerzia, $\vec{M}_T^{(e)}$ è il momento risultante rispetto un polo T delle azioni esterne attive e vincolari, $\vec{M}_T^{(m)}$ è il momento risultante rispetto un polo T delle azioni di inerzia.

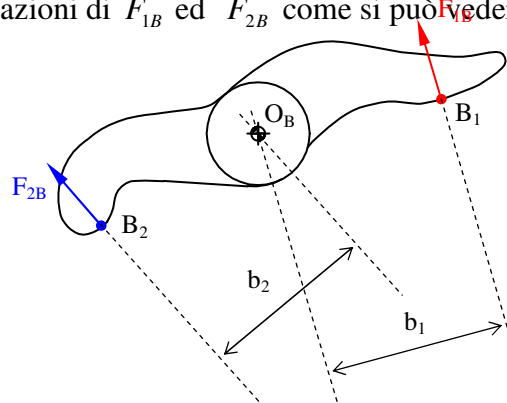
Valvola

Dato che la valvola può soltanto traslare nella direzione impostale, consideriamo la prima delle eq. cardinali. Per come viene definito un sistema di forze di inerzia possiamo scrivere $\vec{R}^{(m)} = -m_v \vec{a}_G$, dove m è la massa della valvola ed \vec{a}_G l'accelerazione del baricentro della valvola ovvero di un qualsiasi punto della valvola stessa \vec{a}_v . La retta di applicazione di \vec{a}_v coincide con l'asse valvola dato che l'unica possibilità di movimento per la valvola è quella concessa dalla guida. Le forze esterne attive, trascurando la forza peso, si riducono soltanto alla forza di contatto \vec{F}_{2V} per cui possiamo scrivere $\vec{R}^{(e,a)} = \vec{F}_{2V}$. Anche la retta di applicazione di \vec{F}_{2V} è parallela all'asse valvola in quanto la \vec{F}_{2V} si esplica tramite il contatto tra superfici e quindi risulterà normale alla tangente unica nel punto di contatto tra cappuccio della valvola e pattino del bilanciere. Dato che la superficie del cappuccio è piana ed ortogonale all'asse valvola si deduce che in ogni istante \vec{F}_{2V} sarà parallela all'asse valvola. La $\vec{R}^{(e,v)}$ deriva dalla composizione di $\vec{R}^{(e)}$ con $\vec{R}^{(m)}$ che, avendo posto $\vec{R}^{(e,a)} = \vec{F}_{2V}$, risultano allineate lungo la stessa direzione, per cui anche la direzione di $\vec{R}^{(e,v)}$ sarà quella dell'asse valvola. Comunque, dato che l'entità di questa componente deriva esclusivamente della viscosità del lubrificante e che per le temperature in gioco tale valore di viscosità risulterà modesto, possiamo ritenere trascurabile $\vec{R}^{(e,v)}$ e scrivere quindi in forma scalare lungo l'asse della valvola:

$$F_{2V} = m_v a_v$$

Bilanciere

Dato che il bilanciere può soltanto ruotare attorno alla cerniera, utilizziamo la seconda delle eq. cardinali, prendendo come polo la traccia O_B sul piano xy dell'asse di rotazione del bilanciere. Per come viene definito un sistema di forze di inerzia possiamo scrivere: $\vec{M}_{O_B}^{(m)} = -\vec{O_B G_B} \wedge m_B \vec{a}_{O_B} - I_d \alpha_B \vec{k}$, dove $\vec{O_B G_B}$ è il vettore posizione del baricentro del bilanciere G_B rispetto il centro di rotazione O_B , m_B è la massa del bilanciere, \vec{a}_{O_B} è l'accelerazione del centro di rotazione, \vec{k} è il versore della direzione ortogonale al piano passante per O_B (asse di rotazione del bilanciere d), $\vec{\alpha}_B$ è l'accelerazione angolare del bilanciere rotante attorno al suo asse, I_d è il momento polare di inerzia del bilanciere attorno all'asse di rotazione d . Anche per il bilanciere è possibile trascurare le azioni vincolari $\vec{M}_{O_B}^{(e,v)}$ dovute alla viscosità del lubrificante presente tra la superficie cilindrica del bilanciere e quella dell'asse di rotazione, per cui possiamo porre $\vec{M}_{O_B}^{(e)} = \vec{M}_{O_B}^{(e,a)}$. Il momento $\vec{M}_{O_B}^{(e,a)}$ deriva dalla composizione delle azioni di \vec{F}_{1B} ed \vec{F}_{2B} come si può vedere nella figura sottostante.



Scriviamo quindi il momento delle forze esterne rispetto O_B come: $\vec{M}_{O_B}^{(e,a)} = \vec{O_B B_1} \wedge \vec{F}_{1B} + \vec{O_B B_2} \wedge \vec{F}_{2B}$ dove B_1 e B_2 sono i punti di istantaneo contatto rispettivamente fra pattino e camma e fra pattino e valvola. Nel caso del momento delle forze di inerzia, essendo $\vec{a}_{O_B} = \vec{0}$, si ha che il vettore $\vec{M}_{O_B}^{(m)}$ è parallelo all'asse d . Similmente, essendo tutti i vettori $\vec{O_B B_1}$, \vec{F}_{1B} , $\vec{O_B B_2}$, \vec{F}_{2B} sul piano xy i prodotti vettoriali saranno ortogonali a questo piano e quindi paralleli all'asse d . I vettori contenuti nell'equazione cardinale sono tutti paralleli tra loro e l'equazione può quindi essere scritta in forma scalare lungo l'asse di rotazione d come:

$$F_{1B}b_1 - F_{2B}b_2 = I_d \alpha_B$$

Lo scopo principale di questa indagine è riuscire a ricavare in ogni istante il vettore \vec{F}_{1C} in modo da potere effettuare la verifica a flessione dell'albero a camme. Mettendo a sistema le equazioni scalari ottenute

$$\begin{cases} F_{2V} = m_V a_V \\ F_{1B}b_1 - F_{2B}b_2 = I_d \alpha_B \end{cases}$$

vediamo che il problema risulta chiuso. Infatti per il principio di azione e reazione deve essere: $F_{2V} = F_{2B} = F_2$ ed $F_{1C} = F_{1B} = F_1$, data la geometria del problema le quantità m_V e I_d sono note, ed inoltre dalla sezione cinematica sono noti in ogni istante $b_1(\square)$, $b_2(\square)$, $a_V(\square)$, $\square(\square)$. Avremo dunque due equazioni nelle uniche due incognite F_1 ed F_2 .

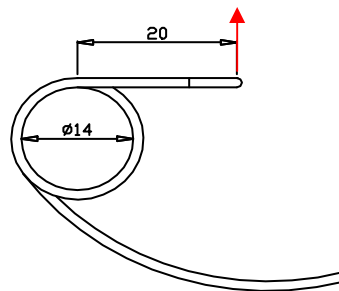
I valori ricavati di F_1 durante un ciclo sono le intensità dei vettori \vec{F}_1 le cui direzioni sono in ogni istante ortogonali al piano tangente alle superfici di contatto fra bilanciare e camma. Dalla sezione cinematica è possibile ricavare in ogni istante la posizione sulla camma del punto di contatto e da questa si può conoscere l'inclinazione del piano tangente in un sistema fisso nello spazio. Da qui in avanti quindi opereremo su due piani ortogonali: il piano xz su cui agiscono le forze F_{1x} ed il piano yz su cui agiscono le forze F_{1y} .

Molla

Nel cinematismo è presente una molla di flessione la cui funzione è ben diversa dalle consuete molle viste nei sistemi di distribuzione con molla di richiamo. Infatti in questo caso il suo compito è di mantenere a contatto il bilanciare di chiusura con la valvola in modo da evitare urti non appena viene interessato il bilanciare di chiusura. Le sue ridotte dimensioni inoltre non potrebbero mai fare pensare a una funzione di richiamo. La molla è inserita sull'asse di rotazione del bilanciare di chiusura ed è agganciata al bilanciare ad un estremo, l'altro estremo tocca la testata. La molla viene precaricata in quanto l'angolo fra gli estremi consentito nella sede è minore di quello formato dalla molla scarica. E' chiaro che l'angolo della molla varierà nel tempo in base alla rotazione del bilanciare. Una volta scelto l'angolo di precarico \square_{pre} , dato che la rotazione del bilanciare \square' di chiusura è nota dalla cinematica del sistema, l'angolo di effettiva flessione della molla sarà la somma dei due:

$$Teta_{molla} = Teta_{re} + Teta'$$

Si tratta adesso di vedere in quali fasi di funzionamento del cinematismo la molla agisce attivamente. Durante la fase di apertura della valvola (sia in aspirazione che in scarico) la camma attiva è quella di apertura, il bilanciere di chiusura è comunque a contatto con la valvola ed è invece staccato dalla camma di chiusura, proprio per la presenza della molla. In questo modo dell'azione della molla ne risente la testa della valvola, il bilanciere di apertura e quindi anche la camma di apertura. Durante la fase di chiusura invece la molla agisce sempre sul bilanciere di chiusura, ma della sua azione non risente il bilanciere di apertura che in questa fase è accoppiato con gioco sufficiente alla valvola ed alla camma. Dunque possiamo dire che conseguenze della presenza della molla si hanno soltanto in fase di apertura e consistono in un incremento del valore della forza F_1 . Questo incremento non tiene conto degli effetti inerziali, che per la molla vengono trascurati, ed è chiaramente valutabile noti la geometria della molla e l'angolo \square_{molla} .



Infatti la forza F_{molla} applicata sul bilanciere si ricava da :

$$F_{molla} = \frac{K\theta_{molla}}{r'} \quad \text{dove} \quad K = \frac{d^4 E}{64DN}$$

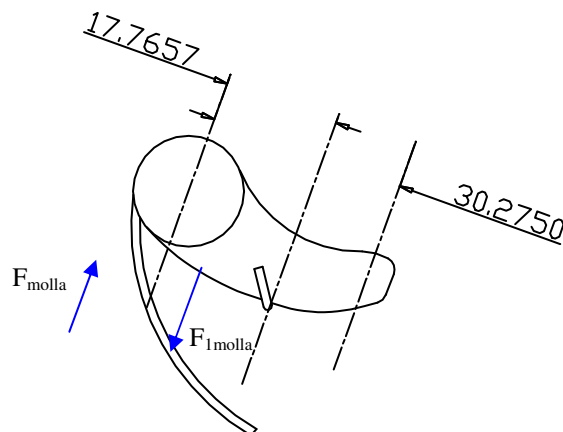
dove r' è la distanza ortogonale tra il centro delle spire e la retta di applicazione della forza, K è la costante della molla, d è il diametro del filo, D è il diametro medio delle spire, N è il numero di spire attive. Nel nostro caso risulta:

$$\begin{aligned} r &= 17,77 \text{ mm} \\ d &= 2,6 \text{ mm} \\ D &= 16,6 \text{ mm} \\ E &= 210000 \text{ Mpa} \\ N &= 4,5 \end{aligned}$$

e quindi:

$$K = 2007,3 \text{ Nmm}$$

La forza ricavabile tramite la costante K e l'angolo \square_{molla} non è ancora il valore corretto da sommare alla F_1 . Infatti si deve tenere conto dei diversi punti di contatto fra molla e bilanciere e fra bilanciere e valvola.



Per l'equilibrio alla rotazione del bilanciere attorno al proprio asse deve essere:

$$F_{molla} \cdot 17,7657 = F_{1molla} \cdot 30,2750 \Rightarrow$$

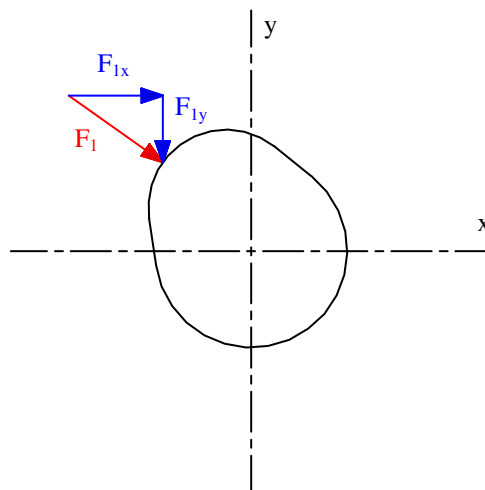
$$F_{1molla} = 0,59 F_{molla}$$

Quindi alla fine la forza che la valvola trasmette al bilanciere di apertura durante la fase di apertura a causa della presenza della molla di flessione si ricava in ogni istante da :

$$F_{1molla} = 0,59 \cdot 2007,3 \cdot \frac{\theta_{molla}}{r'}$$

Dato l'andamento della rotazione del bilanciere di chiusura è noto anche l'andamento della forza F_{1molla} .

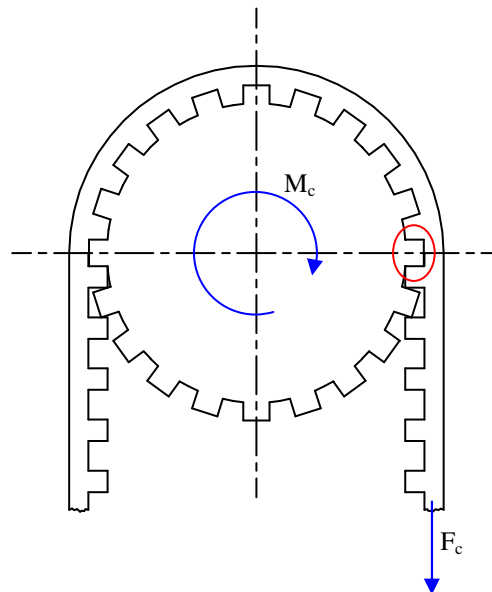
Disponiamo dunque di tutti gli elementi per studiare l'albero a camme secondo i criteri della Scienza delle Costruzioni. Il sistema dei carichi provenienti dai bilancieri è infatti noto, bisogna solamente scomporre le forze agenti istantaneamente sull'albero in due piani xz e yz e studiare gli effetti flessionali e torsionali di questi carichi.



Ma d'altra parte le forze esterne agenti sull'albero provengono anche dalla cinghia di distribuzione. L'albero a camme è trascinato dall'albero motore tramite una cinghia dentata che trasferisce il moto di rotazione alla puleggia accoppiata all'albero a camme con l'interposizione di una linguetta americana. A regime, la velocità angolare dell'albero a camme deve essere costante per cui devono farsi equilibrio tutti i momenti lungo l'asse z . Il momento M_c fornito dalla cinghia dovrà equilibrare, a meno di resistenze dovute all'attrito, il risultante dei momenti torcenti dati dalle azioni sulle camme. Noti in ogni istante i momenti forniti da ogni singola camma e sommate le azioni si ottiene il momento torcente che deve essere fornito dalla cinghia per permettere la rotazione dell'albero.

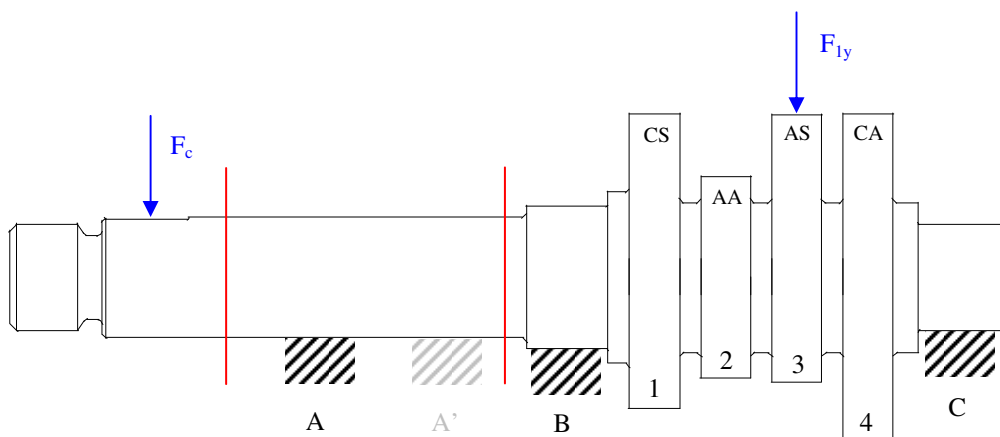
Chiaramente oltre al momento torcente l'azione della cinghia si esplica in maniera semplificata come un carico F_c che possiamo pensare con retta di applicazione parallela all'asse y . L'ipotesi è semplificativa ma data l'entità del carico risultante può essere ritenuta valida. Questo si traduce praticamente nel supporre che in presa vi sia un solo dente della cinghia data la flessibilità della cinghia stessa. Nella figura ad essere attivo sarà solo il dente cerchiato in rosso. Una volta noto quindi l'andamento del momento torcente, per conoscere F_c , la cui direzione sarà sempre quella dell'asse y , dovremo dividere il momento torcente risultante per il raggio medio della puleggia r_p . Nel nostro caso risulta:

$$r_p = 26 \text{ mm}$$



Ipotesi di vincolo

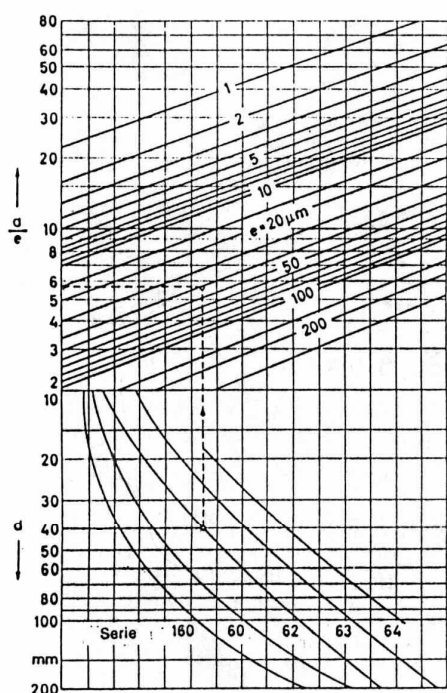
Il sistema dei carichi sull'albero è noto, bisogna adesso fare delle considerazioni sui vincoli. Le ipotesi sul tipo di vincoli usati sono semplici per quanto riguarda i vincoli B e C. Infatti in questi punti l'albero viene appoggiato a due cuscinetti a sfere che, per i valori di estensione assiale e di gioco radiale, possono tranquillamente essere assimilati ad appoggi.



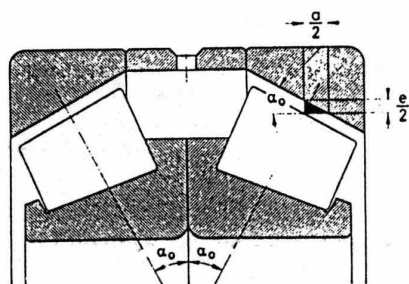
Camma 1 : Chiusura Scarico Camma 2 : Apertura Aspirazione Camma 3 : Apertura Scarico Camma 4 : Chiusura Aspirazione
--

Il problema è un po' più complicato per il vincolo A. Infatti apparentemente il contatto fra albero e testata è esteso alla superficie cilindrica compresa tra le due linee in rosso, il che farebbe pensare ad un vincolo di tipo incastro, quindi con limitazioni relative alla possibilità di rotazione in quella zona. Le strade da seguire sono almeno due e comunque sono analoghe: ipotizzare la presenza nella zona interessata di due appoggi A e A', ipotizzare la presenza di un incastro. Il problema però va studiato progressivamente, ovvero risolvendo in prima istanza l'albero facendo un'ipotesi di vincolo precisa (3 appoggi), calcolando i valori di deformazione e di rotazione nella zona A e confrontare questi valori con quelli tollerati dalle dimensioni dei cuscinetti adottati.

I cuscinetti adottati sono:



	A, A'	B	C
Tipo	Radiale rigido a sfere con schermi stagni	Radiale rigido a sfere con schermi stagni	Radiale rigido a sfere con schermi stagni
Diametro interno [mm]	17	20	15
Diametro esterno [mm]	35	42	34
Spessore [mm]	10	12	10
Appellativo	6003-2RS	6004-2RS	6002-2RS
classe	normale	normale	normale
Coeff. di carico C [N]	4650	7200	3550
Gioco min [μm]	3	5	3
Gioco max [μm]	18	20	18
n max [rpm]	13000	11000	14000



Entriamo nell'abaco della pagina precedente che fornisce la relazione tra gioco radiale e gioco assiale per cuscinetti radiali rigidi a sfere ed otteniamo per i vari cuscinetti:

- A

diametro medio $T = (17+35)/2 = 26 \text{ mm}$

Nel caso di disassamento rispetto il centro del cuscinetto si trova:

$a/e = 5,5$

gioco assiale $a = 0,018 \cdot 5,5 \approx 0,1 \text{ mm}$

La rotazione consentita risulta:

$$\theta_m = \frac{a}{T} = 3,8 \cdot 10^{-3}$$

Nel caso di disassamento rispetto alla sfera inferiore si ha:

$e^* = 2e = 36 \text{ } \mu\text{m}$

$a^*/e^* = 4$

gioco assiale $a^* = 0,036 \cdot 4 \approx 0,144 \text{ mm}$

La rotazione consentita risulta:

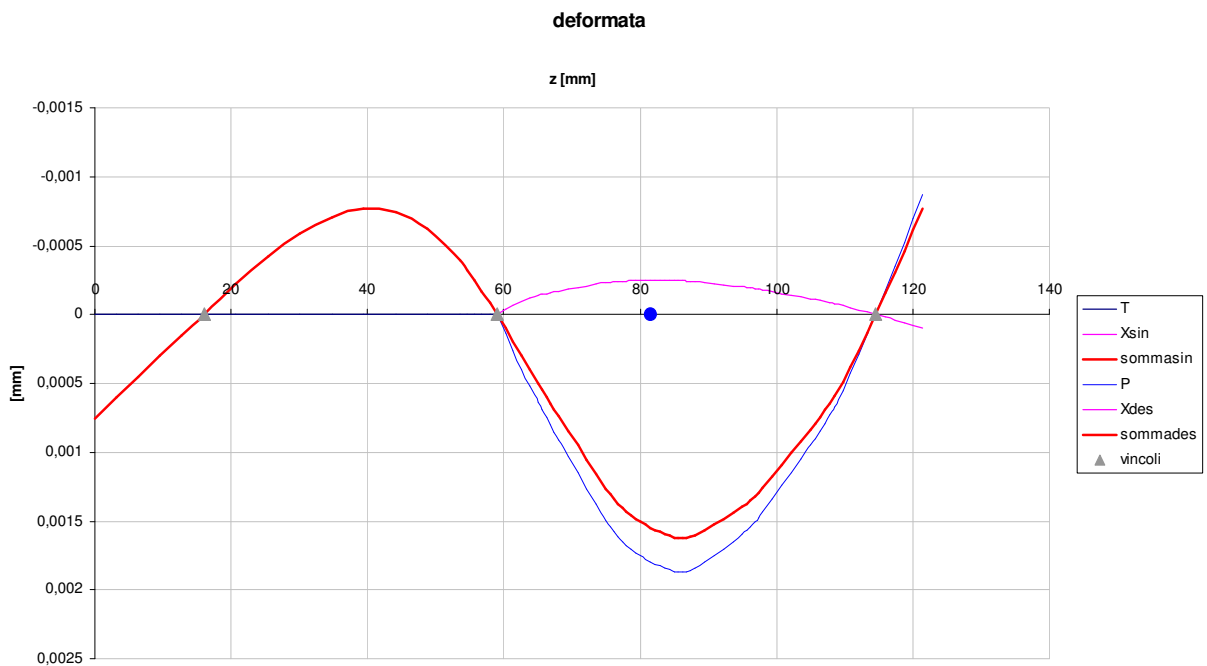
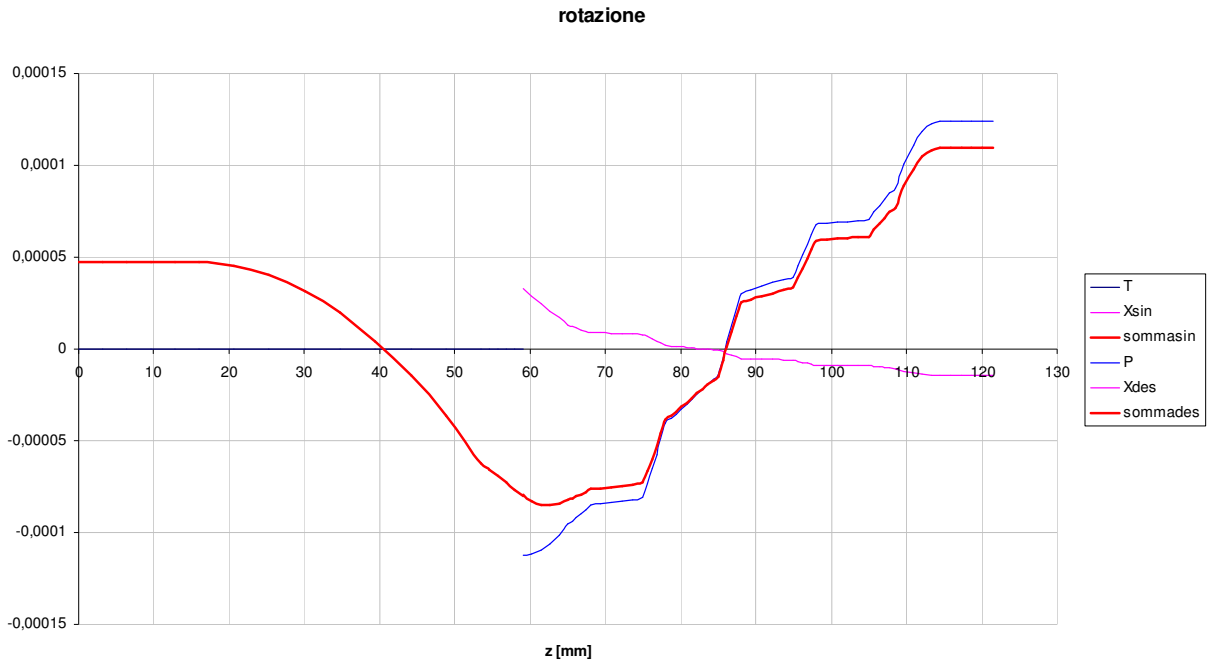
$$\theta_m = \frac{a^*}{2T} = 2 \cdot 10^{-3}$$

Come vedremo in seguito, nell'istante di maggiore sollecitazione sul piano yz la forza F_y è applicata sulla seconda camma ed ha un valore pari a :

$$F_{yaamax} = 2607 \text{ N}$$

In questo istante l'angolo assoluto di rotazione dell'albero a camme è $\alpha_{ass} = 116,5^\circ$, ci troviamo sulla rampa di accostamento per cui il momento torcente è trascurabile e con esso quindi il carico di cinghia T.

Riportiamo i grafici di rotazione e deformazione dell'albero relativi a questo istante di funzionamento:



In corrispondenza di $z = 16 \text{ mm}$ si ha:

$$\square_A = 5 \cdot 10^{-5}$$

valore inferiore al minimo valore ammesso

$$\theta_m = \frac{a^*}{2T} = 2 \cdot 10^{-3}$$

- B

diametro medio $T = (20+42)/2 = 31 \text{ mm}$

Nel caso di disassamento rispetto alla sfera inferiore si ha:

$$e^* = 2e = 40 \text{ } \mu\text{m}$$

$$a^*/e^* = 4$$

$$\text{gioco assiale } a^* = 0,040 \cdot 4 = 0,16 \text{ mm}$$

La rotazione consentita risulta:

$$\theta_m = \frac{a^*}{2T} = 3,8 \cdot 10^{-3}$$

In corrispondenza di $z = 59 \text{ mm}$ si ha:

$$\square_A = 8 \cdot 10^{-5}$$

valore inferiore al minimo ammesso.

- C

$$\text{diametro medio } T = (15+34)/2 = 24,5 \text{ mm}$$

Nel caso di disassamento rispetto alla sfera inferiore si ha:

$$e^* = 2e = 36 \text{ } \mu\text{m}$$

$$a^*/e^* = 3,7$$

$$\text{gioco assiale } a^* = 0,036 \cdot 3,7 = 0,133 \text{ mm}$$

La rotazione consentita risulta:

$$\theta_m = \frac{a^*}{2T} = 2,7 \cdot 10^{-3}$$

In corrispondenza di $z = 114,5 \text{ mm}$ si ha:

$$\square_A = 1,1 \cdot 10^{-4}$$

valore inferiore al minimo ammesso.

I valori sono stati ottenuti utilizzando il valore massimo del gioco radiale e ; si può verificare che le relazioni di disuguaglianza sono ancora soddisfatte utilizzando il gioco minimo.

- A'

In corrispondenza dell'eventuale cuscinetto A' , per $z = 40 \text{ mm}$ avremmo :

$$v_{A'} = 7,65 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

ed il gioco radiale minimo ammesso è

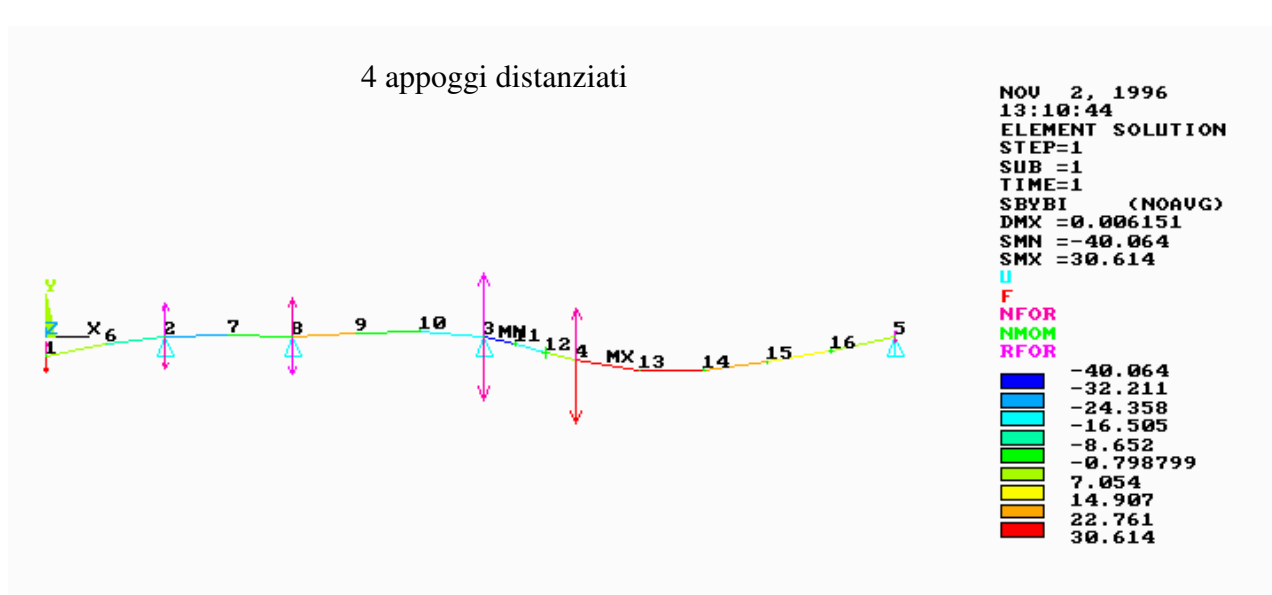
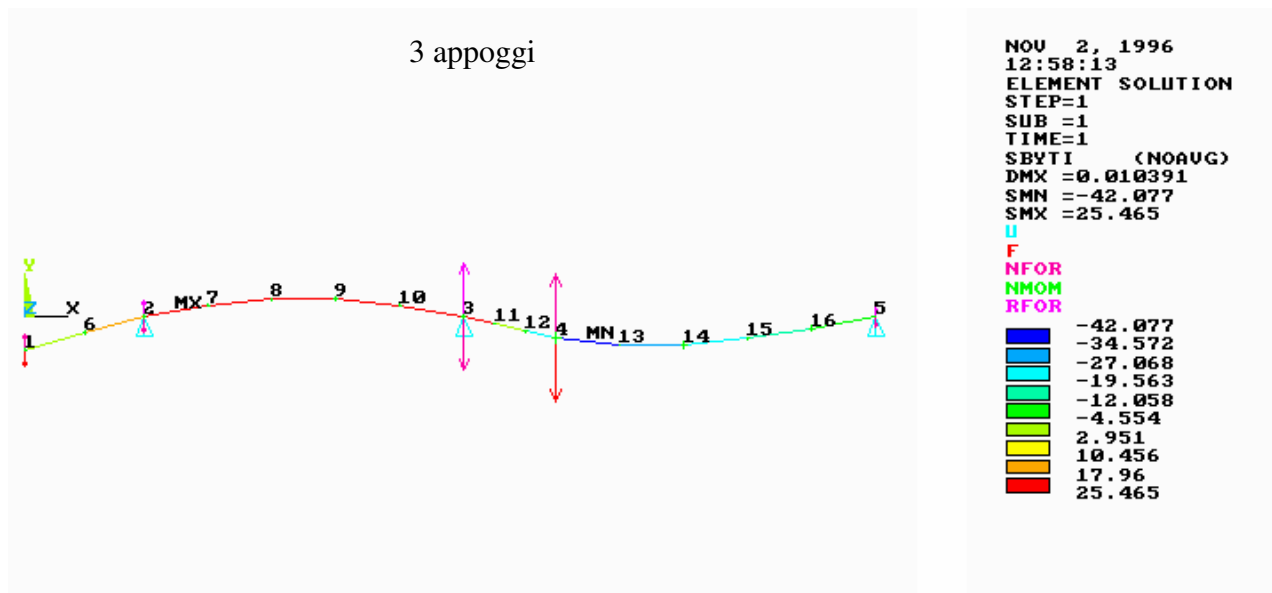
$$e = 0,003 \text{ mm}$$

che è maggiore di v_A .

Pertanto i valori di deformazione e rotazione riscontrati in presenza dei massimi carichi di esercizio sono tali da non consentire ad un eventuale cuscinetto A' di entrare in funzione e quindi sarebbe scorretto adottare un modello a 4 appoggi. Una possibile spiegazione alla effettiva presenza di un quarto cuscinetto A' affiancato al cuscinetto A può provenire dal fatto che è necessario assicurare un facile posizionamento dell'albero nella sua sede ed una distanza stabilita fra i cuscinetti A e B. In questo modo A' diventa una boccia distanziatrice che non è necessario calettare sull'albero, ma che resta nella sua sede sulla testata. Il diverso utilizzo che viene fatto di A ed A' è intuibile anche osservando la superficie di un albero usato. Questa appare diversamente usurata nelle due zone a dimostrazione che le pressioni cui sono state sottoposte sono diverse.

Scelto il modello a tre appoggi, a discapito di quello a quattro appoggi e di quello con incastro, abbiamo comunque fatto un'analisi comparativa agli Elementi Finiti utilizzando il programma ANSYS 5.3 con lo scopo di determinare quale dei tre sistemi avesse un comportamento migliore. Il parametro di giudizio è il cemento strutturale dell'albero per cui sarà apprezzato quello dei tre modelli che assicura uno stato tensionale medio inferiore all'altro. Il modello utilizza elementi trave (BEAM) che possono essere sollecitati a sforzo normale ed a flessione. Come si vedrà nella pagina seguente, del modello a quattro appoggi abbiamo considerato un tipo con appoggi distanziati ed uno con appoggi ravvicinati a simulare un incastro. Si può vedere dai grafici che i tre modelli non presentano particolari differenze, anche se i segni delle tensioni si invertono, alla destra del vincolo B (nodo 3), mentre proprio in prossimità di B il modello a tre appoggi assicura una tensione massima di flessione inferiore (21 MPa contro 30 MPa).

Possiamo concludere quindi dicendo che la scelta del modello a tre appoggi, oltre che legittima, è anche vantaggiosa in termini di sollecitazione flessionale sull'albero.



4 appoggi ravvicinati



Verifica dei cuscinetti

Le equazioni che regolano la durata dei cuscinetti a rotolamento sono ricavate sotto ipotesi di carico esterno costante. La vita raggiungibile dal 90% degli elementi di un campione di cuscinetti in rotazione, sottoposti ad un carico costante P e caratterizzati da un coefficiente di carico C è fornita da:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

dove, nel caso di cuscinetti a sfere, si ha $n = 3$.

Nel nostro caso i carichi sui cuscinetti variano nel tempo. Il valore massimo $P = 2600 \text{ N}$ viene raggiunto soltanto per un breve istante ed inoltre per un intervallo di tempo di circa 90 gradi l'albero non è sollecitato da alcun carico esterno. Da ciò se ne deduce che la stima della durata che faremo è senz'altro in notevole sicurezza.

Le reazioni vincolari per il carico P predetto risultano:

$$R_A = 133,6 \text{ N} ; R_B = -1783 \text{ N} ; R_C = -950,55 \text{ N}$$

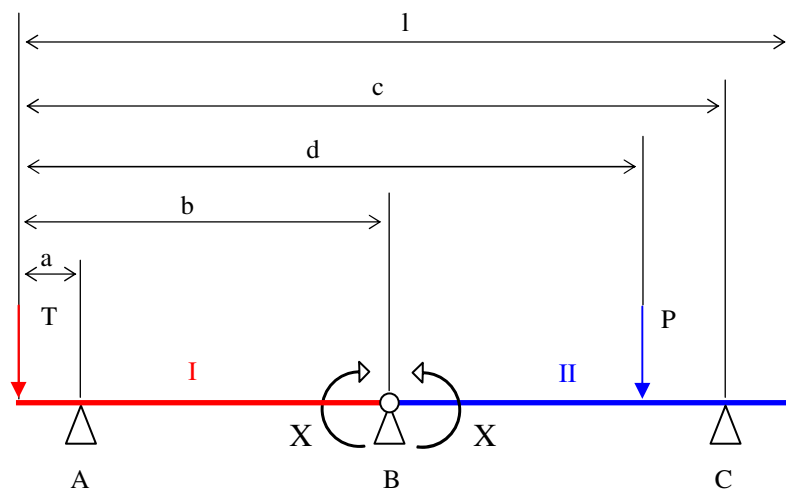
da cui le durate per i cuscinetti:

$$\begin{aligned} L_{10A} &= 4,2 \cdot 10^{10} \text{ cicli} \\ L_{10B} &= 6,5 \cdot 10^7 \text{ cicli} \\ L_{10C} &= 5,2 \cdot 10^7 \text{ cicli} \end{aligned}$$

Il cuscinetto A può a ragione considerarsi a vita infinita, data l'entità ridotta dei carichi. Il più a rischio risulta il cuscinetto C che deve sopportare carichi dello stesso ordine di B ma che ha un coefficiente C minore. In ogni caso i valori ottenuti (dato che ipotizzano condizioni di esercizio eccezionalmente sfavorevoli non riscontrabili nella realtà) sono in linea con la durata a fatica degli altri elementi del sistema.

Studio dell'albero iperstatico

Il problema è quindi calcolare le caratteristiche di sollecitazione e le deformazioni di un albero appoggiato in tre punti. Le difficoltà nascono dal fatto che il problema risulta una volta iperstatico e che in più l'albero è a diametro variabile. Nel caso di albero a sezione costante la soluzione è relativamente semplice e si può trovare analiticamente. Infatti se introduciamo una sconnessione nell'albero in corrispondenza del vincolo B consistente nella sostituzione del vincolo di continuità con una cerniera, siamo in presenza di due alberi I e II ciascuno vincolato isostaticamente per i quali sono note le equazioni della linea elastica.



L'introduzione della sconnessione porta una incognita iperstatica X che va considerata come carico esterno. Le rotazioni in prossimità di B per l'albero I e per l'albero II dovute a tutti i carichi agenti risultano:

$$\varphi_{B,I} = -\frac{Ta}{6EI}(b-a) - \frac{X}{3EI}(b-a)$$

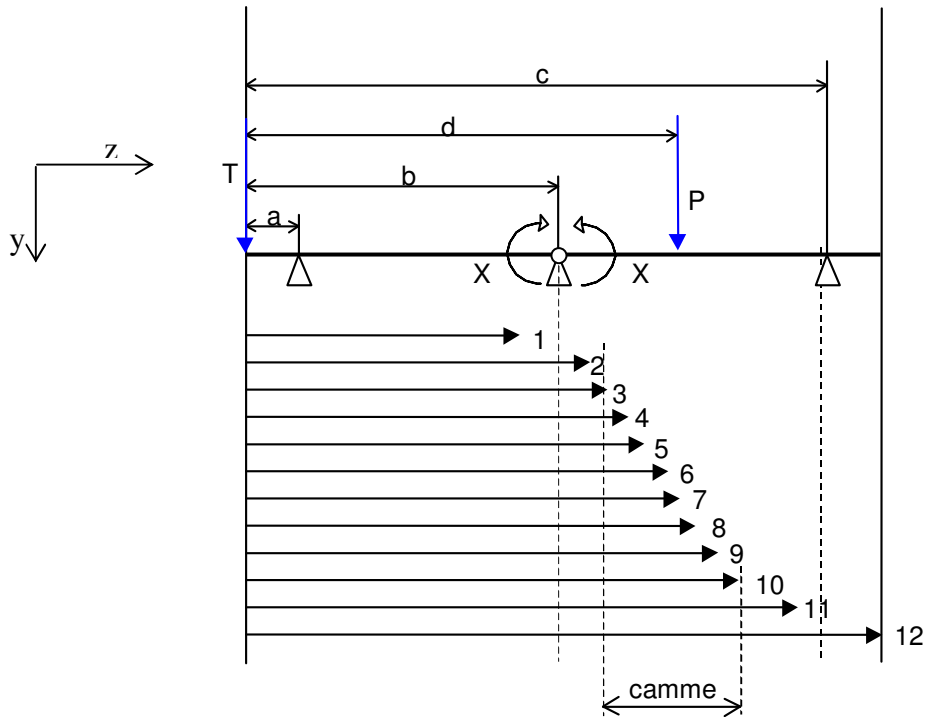
$$\varphi_{B,II} = -\frac{P(c-d)}{6EI(c-b)} \left[(c-d)^2 - (c-b)^2 \right] + \frac{X}{3EI}(c-b)$$

Per la congruenza queste rotazioni devono essere uguali e quindi si ottiene una equazione nella sola incognita X, da cui:

$$X = -\frac{T}{2} a \frac{b-a}{c-a} - \frac{P}{2} \frac{c-d}{(c-b)(c-a)} \left[(c-d)^2 - (c-b)^2 \right]$$

Nel caso reale di albero a sezione variabile la soluzione analitica appare notevolmente complessa. S

si preferisce dunque adottare un metodo iterativo che è di facile applicazione utilizzando un calcolatore.



Nella figura di sopra sono indicate con le frecce piene le sezioni in corrispondenza delle quali vi è una variazione di diametro. Anche la presenza delle camme è vista come una variazione di diametro. Il procedimento prevede, dopo avere assegnato un valore di tentativo all'incognita iperstatica X, di iterare le operazioni:

- trovare i diagrammi di taglio e momento per entrambi gli alberi I e II
- trovare le rotazioni e le deformazioni
- confrontare le rotazioni in B dei due alberi
- aggiornare il valore di X

La fine delle iterazioni si avrà quando sarà soddisfatta l'equazione di congruenza, ovvero quando la differenza fra le due rotazioni in B dell'albero I e II sarà trascurabile. La rotazione φ e la freccia v delle varie sezioni sono state trovate per integrazione dalle formule note:

$$\frac{d\varphi}{dz} = \frac{M}{EI}, \quad \frac{dv}{dz} = -\varphi$$

A seguito della i -esima iterazione avremo un valore X_i ed un valore φ_i diverso da zero. Per aggiornare il valore di X si è pensato ad un metodo che ipotizza una relazione di tipo lineare fra l'incognita X_i e le rotazioni in B $\varphi_{B,I}^i$ e $\varphi_{B,II}^i$, cioè:

$$X_i = K_I^i \varphi_{B,I}^i; \quad X_i = K_{II}^i \varphi_{B,II}^i$$

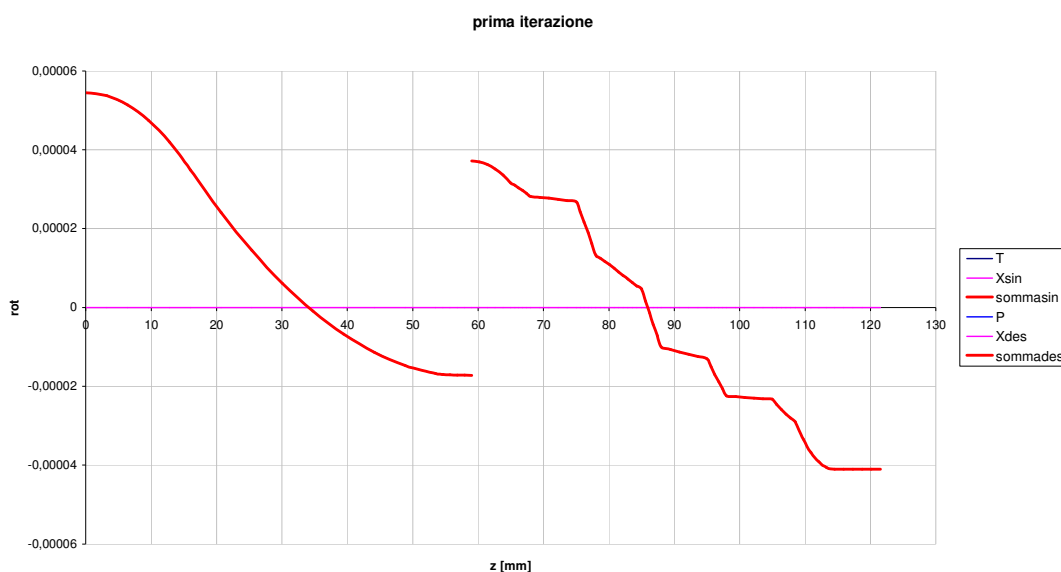
E' chiaro che da queste formule si ricaveranno due diversi valori di K^i . Prendiamo un valore medio tra i due e lo moltiplichiamo per il $\Delta\varphi_i$ in modo da ottenere l'aliquota ΔX_i da sommare ad X_i per aggiornare il valore dell'incognita iperstatica:

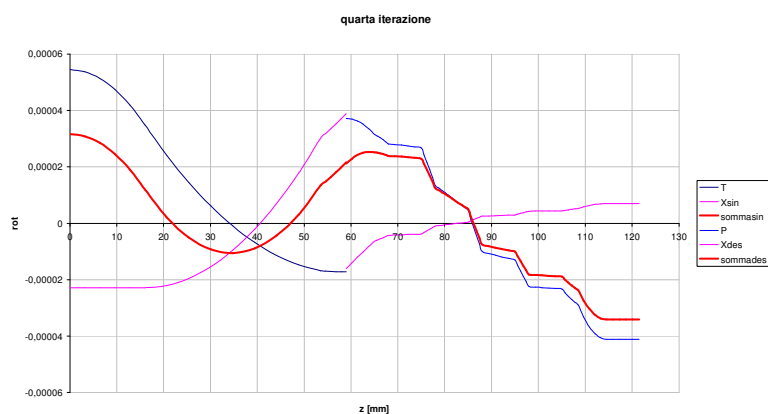
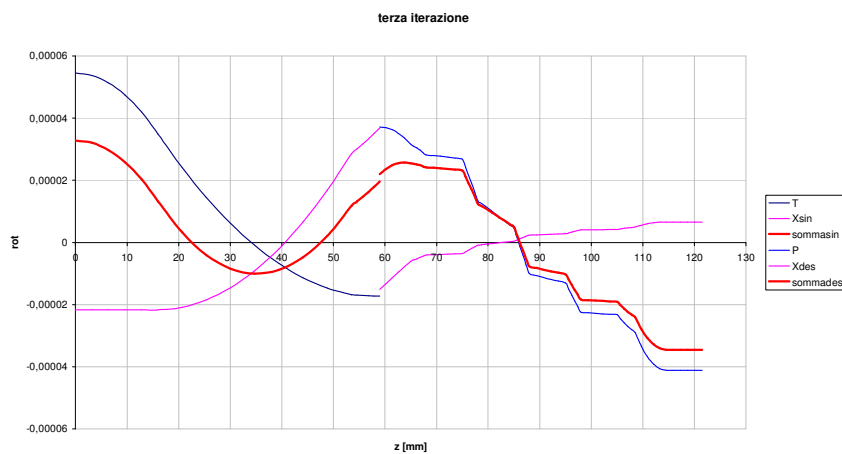
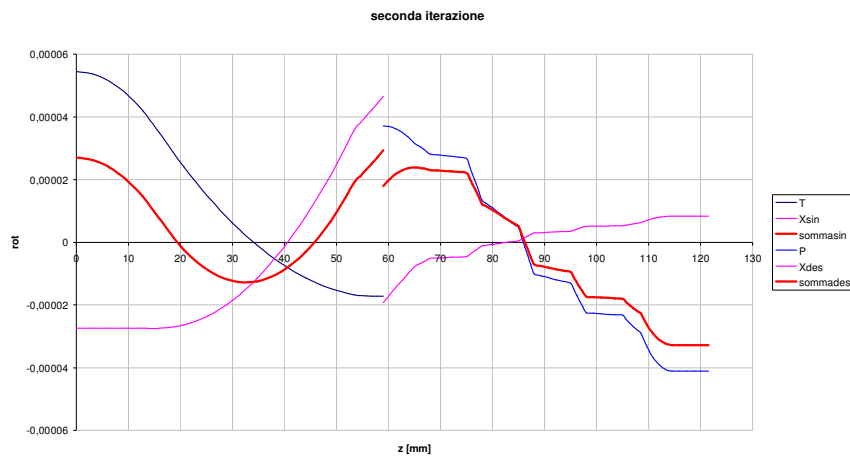
$$X_{i+1} = X_i - K_i \Delta\varphi_i / 2$$

Nella pagine seguente vediamo un esempio di come funziona il procedimento. Si vede che bastano quattro iterazioni per ottenere un valore di $\Delta\varphi_i$ trascurabile. In questo caso siamo partiti da un valore di X quasi nullo.

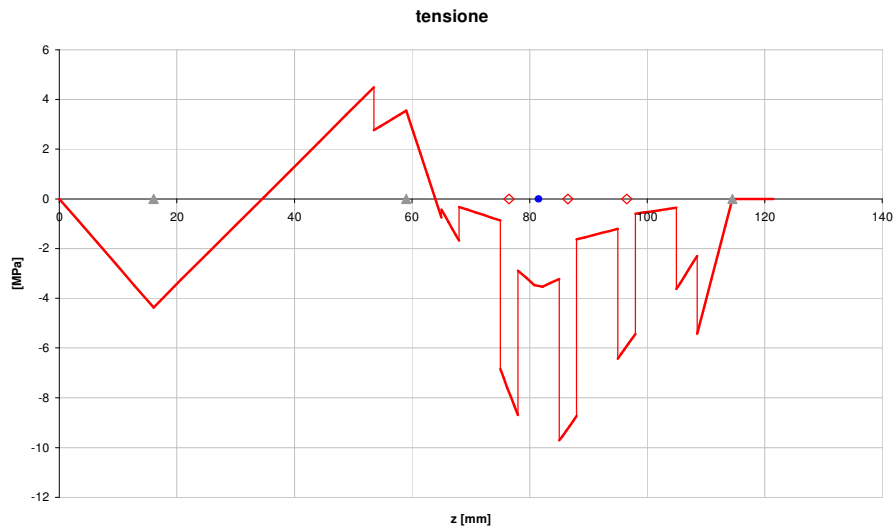
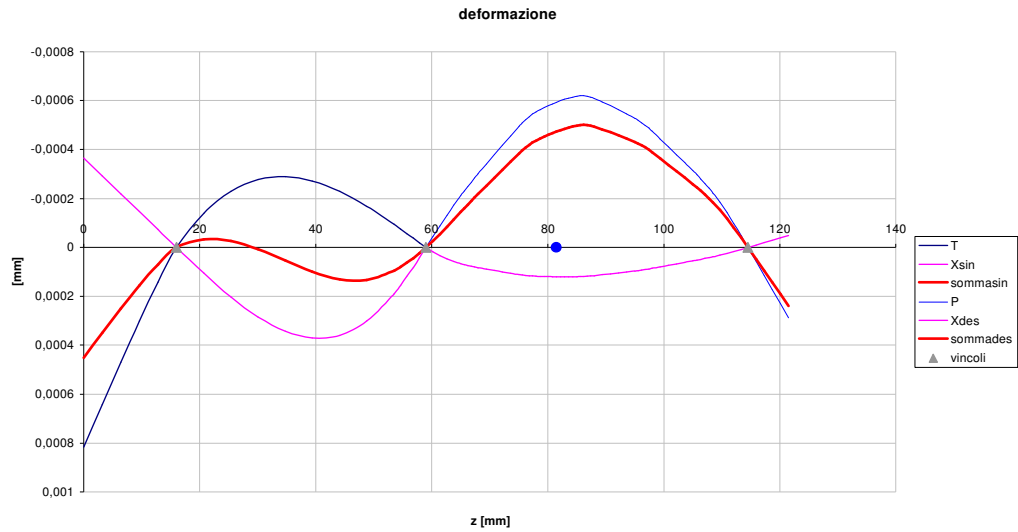
a	16
b	59
c	114,5
camma	seconda
E	210000
P	-862,834225
T	131,511806
Luno	53,5
Ldue	65
Ltre	68
Lquattro	75
Lcinque	78
Lsei	85
Lsette	88
Lotto	95
Lnove	98
Ldieci	105
Lundici	108,5
Ldodici	121,5
Duno	17
Ddue	20
Dtre	24
Dquattro	41,8110086
Dcinque	21
Dsei	30,3231871
Dsette	21
Dotto	36,7579767
Dnove	21
Ddieci	43,700792
Dundici	20
Ddodici	15

A fianco sono riportati i dati relativi alla geometria dell'albero ed ai carichi. In questo caso il carico P agisce soltanto sulla seconda camma da sinistra, mentre le altre tre restano scariche. Una situazione simile si verifica per quasi tutto il ciclo di funzionamento, ovvero quasi sempre si ha soltanto una camma sollecitata. Soltanto in un ristretto intervallo di tempo si hanno due camme sollecitate e questo avviene durante l'incrocio delle fasi. I diametri che compaiono in corrispondenza delle camme (Dquattro, Dsei, Dotto, Ddieci) sono dei diametri equivalenti, ovvero dei diametri che forniscono lo stesso momento di inerzia calcolato dalla effettiva geometria della camma.

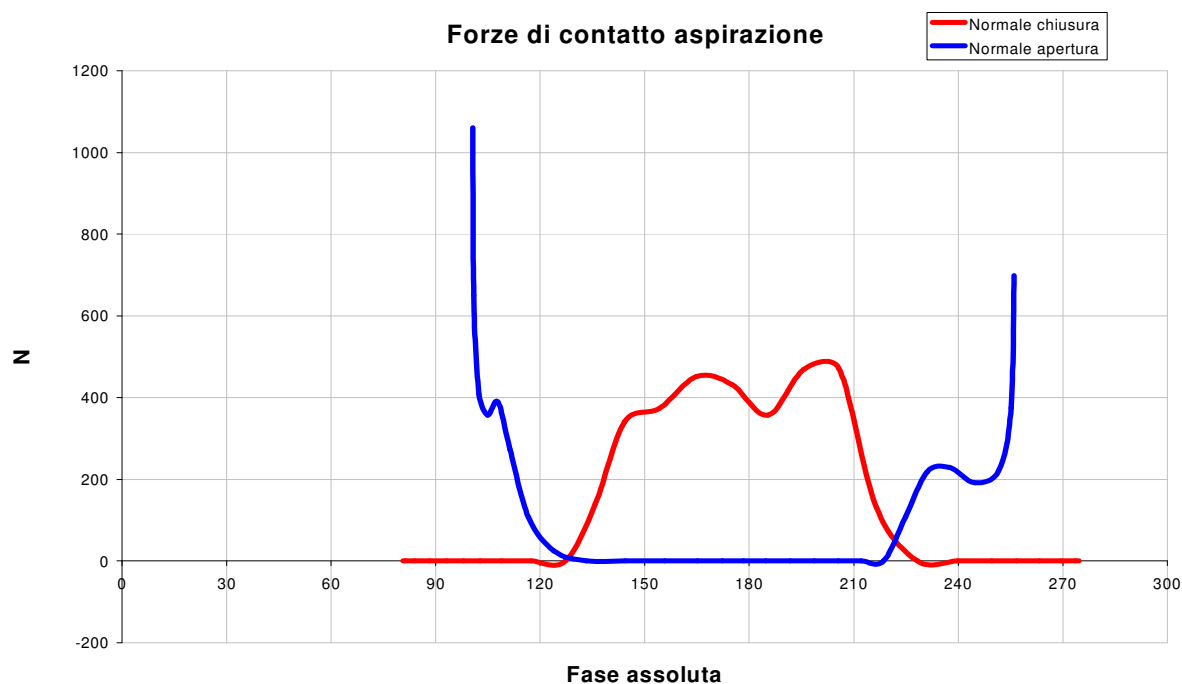
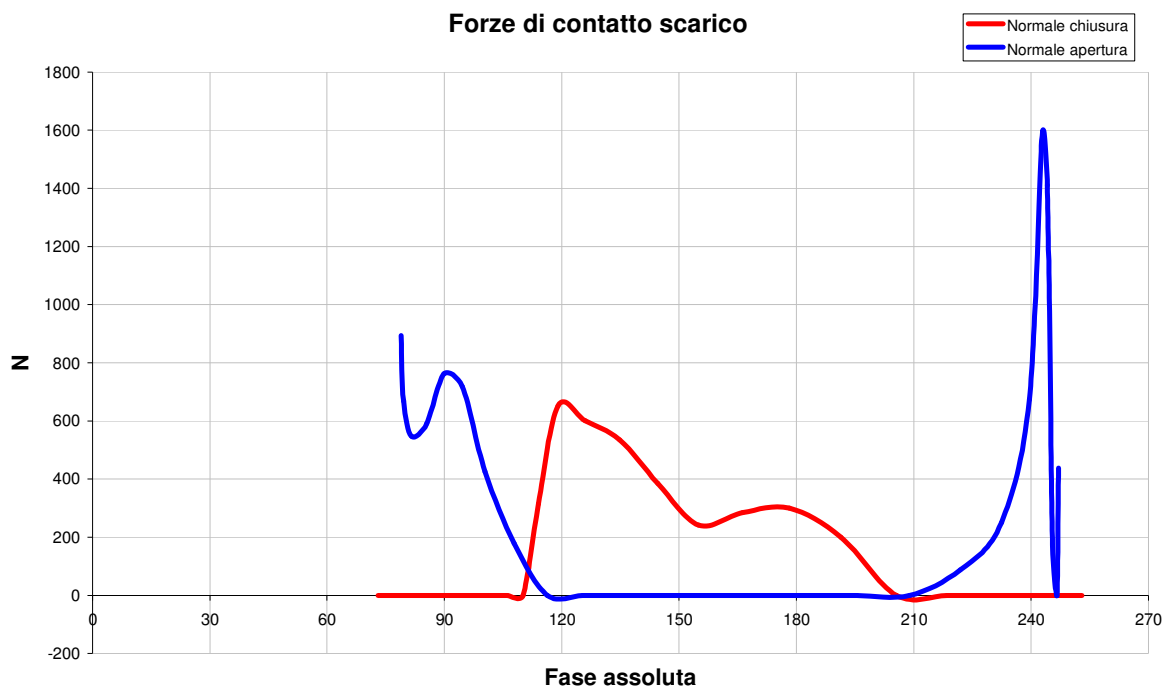




L'andamento scalinato della rotazione, soprattutto nella parte destra, si giustifica col fatto che il momento di inerzia I varia parecchio con l'ascissa, per cui quando I assume valori elevati (in corrispondenza delle camme) si ha un ridotto incremento di \square , mentre quando I assume valori ridotti (tra una camma ed un'altra) si ha un grosso incremento di \square .
 Per la configurazione imposta possiamo ricavare anche i diagrammi di deformazione e di tensione massima:

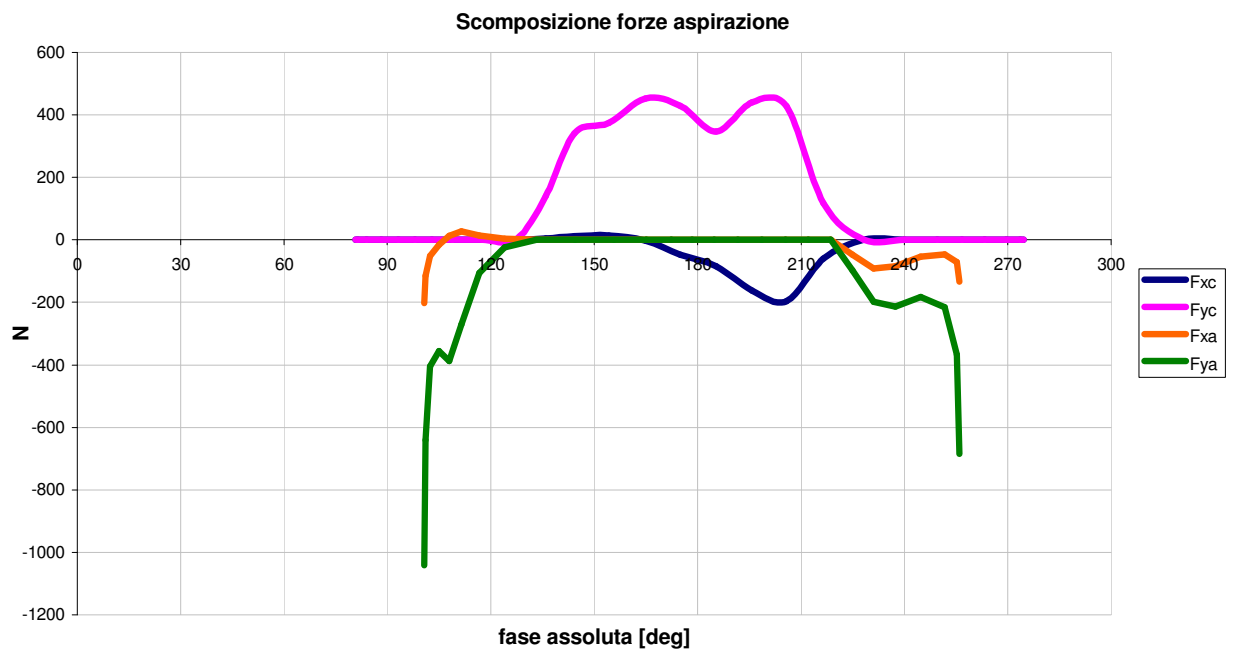
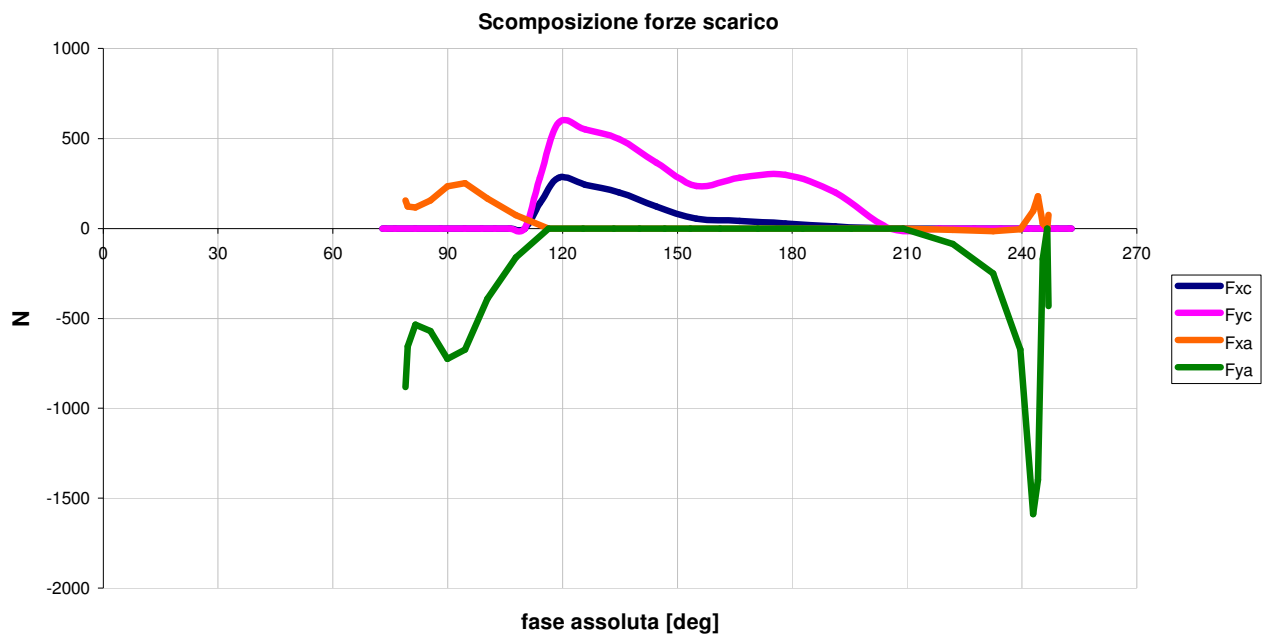


Per conoscere compiutamente il funzionamento dell'albero non possiamo arrestarci alla conoscenza di un istante particolare ma dobbiamo conoscere le sollecitazioni a cui esso è sottoposto durante tutto un ciclo. Nella parte cinematica abbiamo ricavato i diagrammi di accelerazione relativi alle camme di apertura e di chiusura sia per la fase scarico che per quella di aspirazione. Tenendo presente anche la presenza della molla questi diagrammi forniscono l'andamento completo delle forze cui è sottoposto l'albero durante un ciclo. Riportiamo i diagrammi dell'andamento della forza normale alla superficie della camma durante lo scarico e durante l'aspirazione.

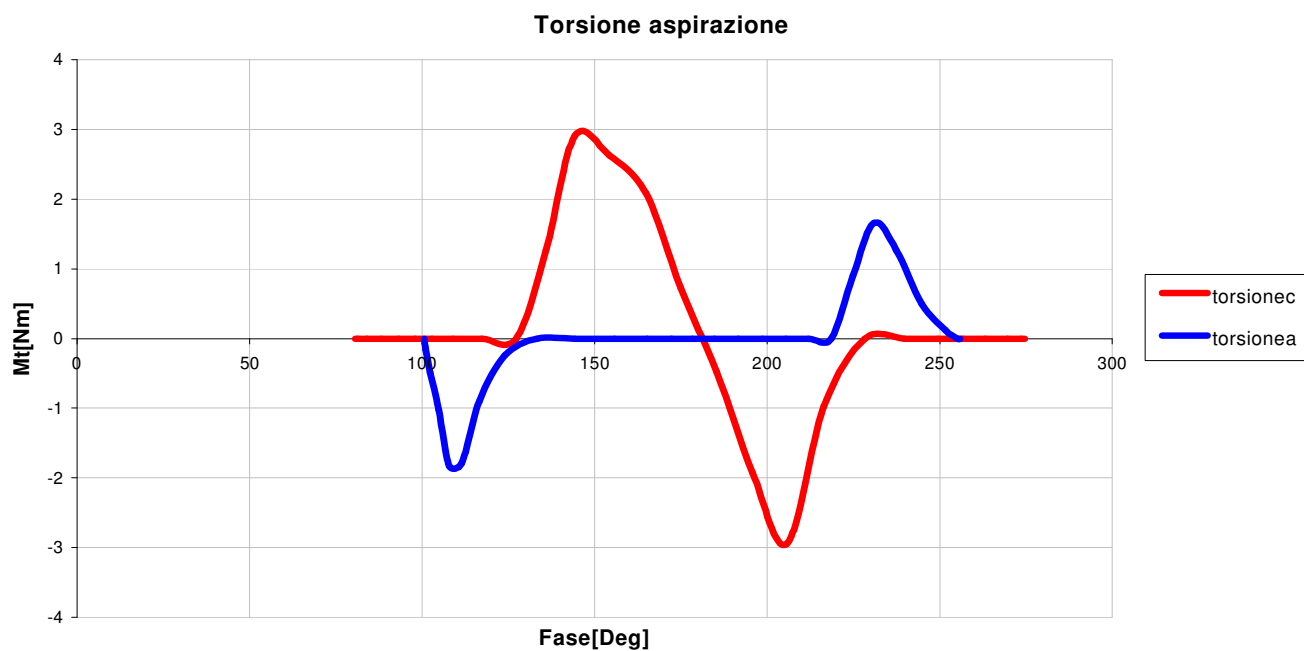
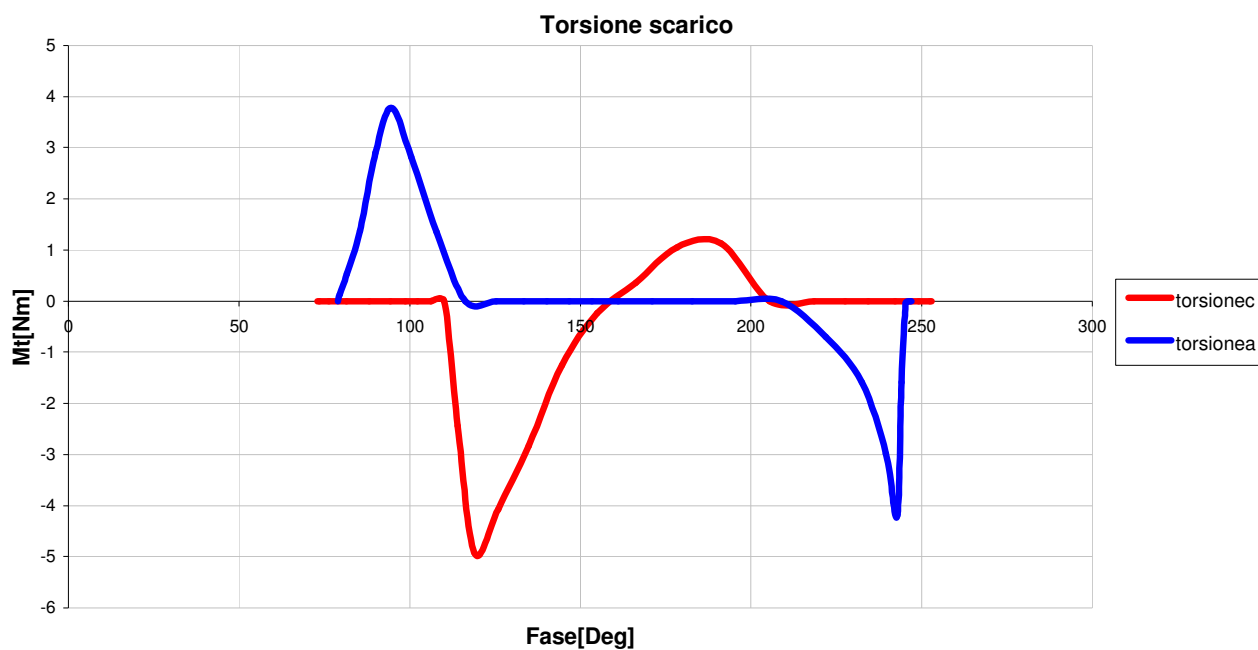


I grafici riportano l'andamento della forza normale su ogni camma, cioè ognuno è relativo alla camma preposta ad una definita funzione. Consideriamo per esempio lo scarico: le forze di contatto appaiono ovviamente sulla camma di apertura ed hanno una massimo nei momenti iniziali laddove si incomincia a scalare la rampa di alzata, la sollecitazione va diminuendo fino a circa 110°, adesso la camma di apertura non viene più sollecitata, lo sforzo passa sulla camma di chiusura per tutto il tempo a cavallo del massimo del diagramma di alzata fino ai 210° dove torna in azione la camma di apertura. Considerazioni del tutto analoghe si possono fare per l'aspirazione.

Le forze sono state scomposte nelle direzioni x e y e si riportano in seguito i diagrammi relativi.

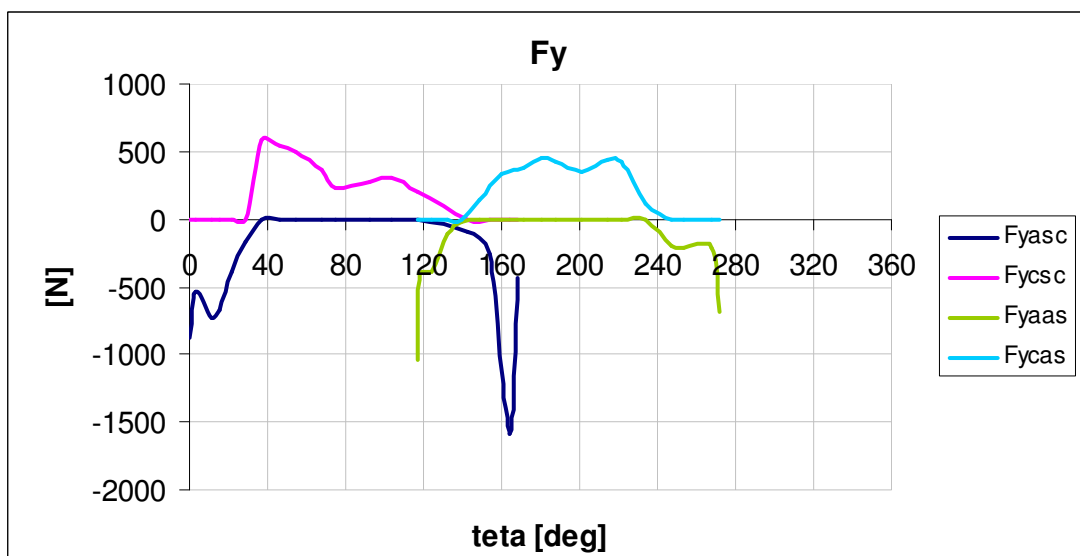
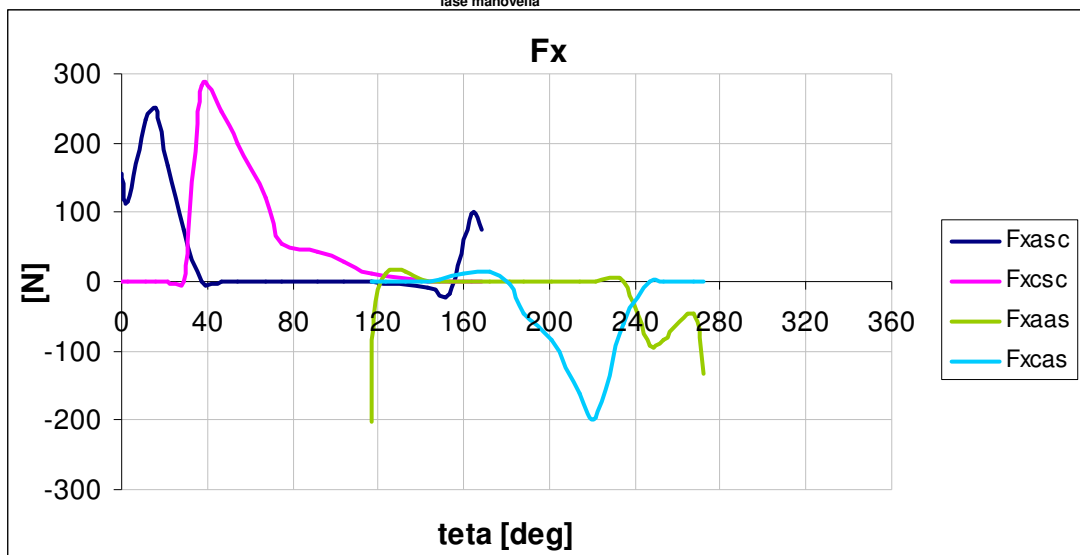
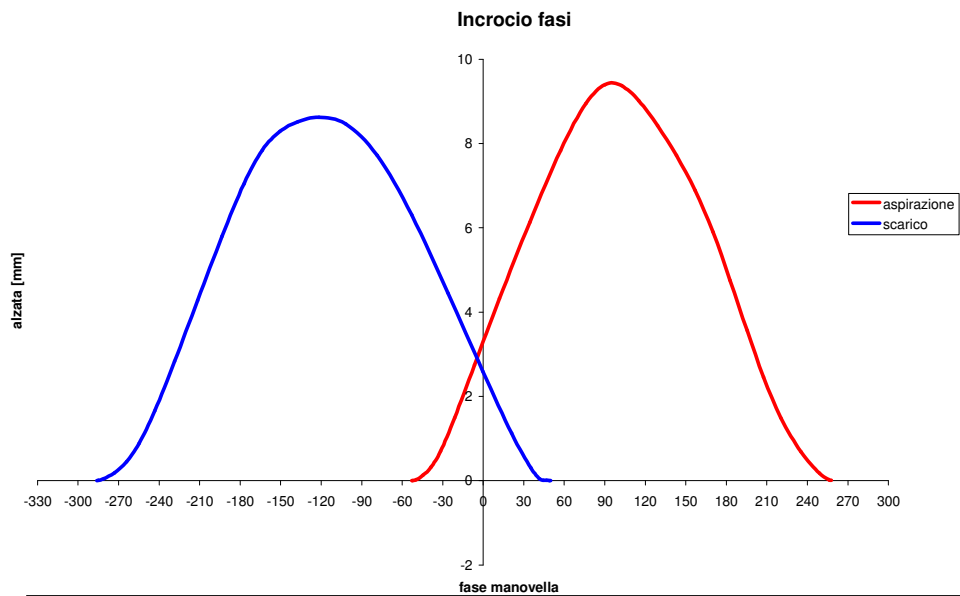


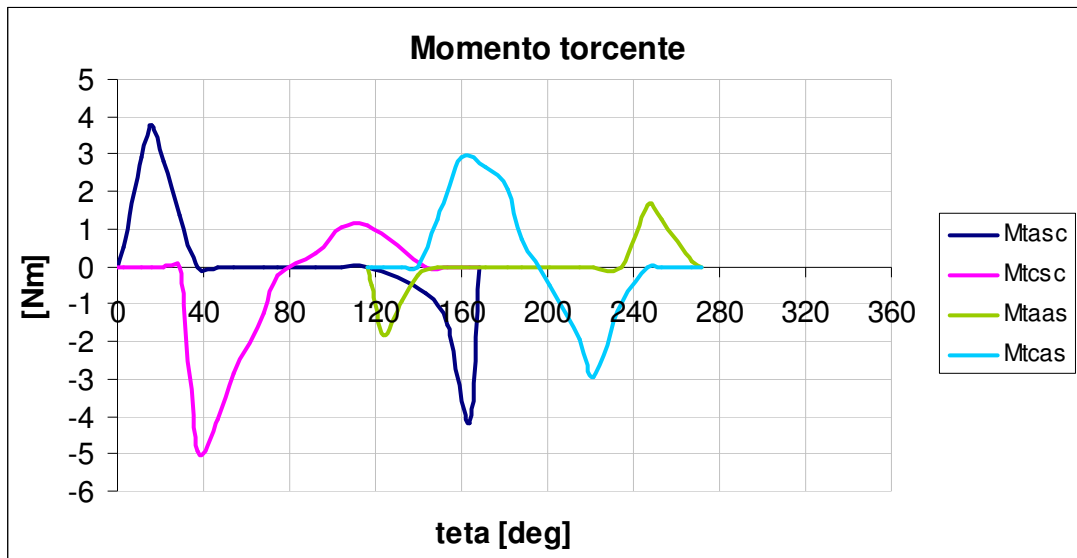
L'andamento del momento torcente durante le due fasi è riportato sotto.



Tenendo conto del diagramma di alzata riportato a pagina seguente si può giustificare il fatto che durante l'incrocio delle fasi si avranno sollecitazioni contemporanee su camme diverse mentre per il resto del ciclo si avrà sempre una sola camma sollecitata per volta. Se per esempio consideriamo il diagramma di F_y vediamo che durante la fase di scarico la linea di chiusura si discosta da zero quando si annulla quella di chiusura e viceversa. Analogamente

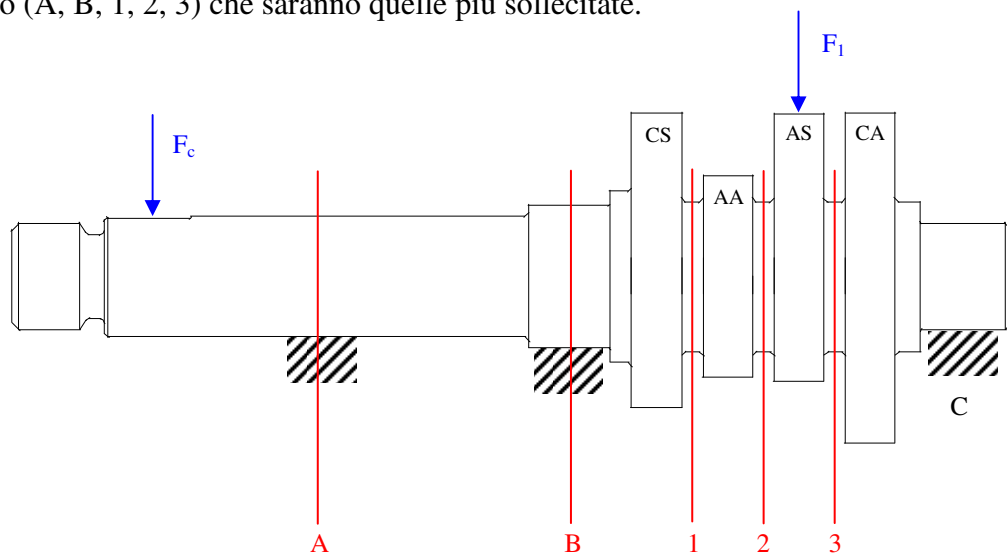
discorso vale per le F_x o per il momento. Soltanto nel periodo fra 120° e 155° si hanno due linee contemporaneamente diverse da zero.





Storia di carico

Adesso da questi diagrammi dobbiamo ottenere le storie di carico in alcune sezioni stabilite dell'albero (A, B, 1, 2, 3) che saranno quelle più sollecitate.

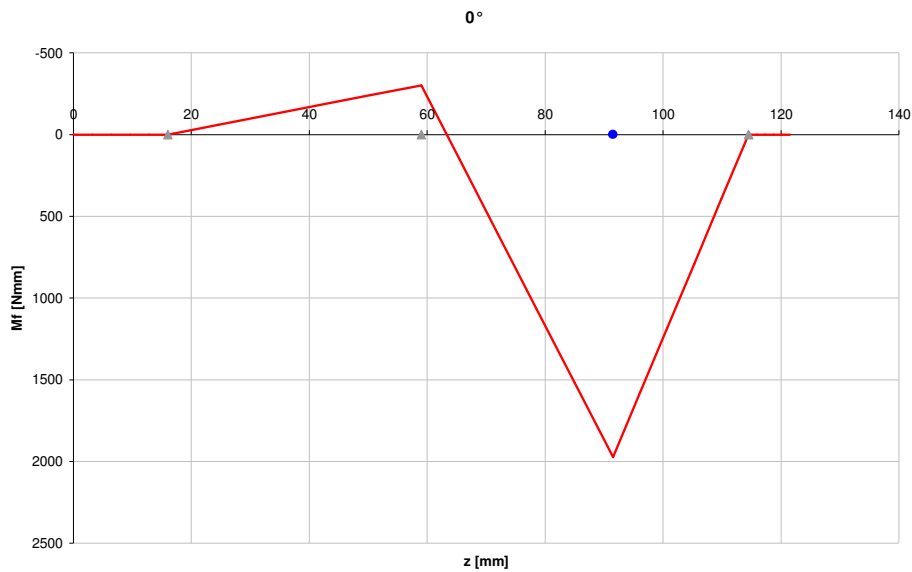


Per fare ciò dovremmo risolvere il problema iperstatico per ognuno degli istanti di funzionamento. Questo renderebbe il calcolo eccessivamente oneroso. Pertanto abbiamo evidenziato di un ciclo una serie di istanti in cui le sollecitazioni sono ragguardevoli ed abbiamo ricavato i diagrammi di tensione massima di flessione dovuta alle sole forze inerziali. I punti presi durante la fase di scarico sono cinque, quelli nella fase di aspirazione quattro e sono definiti nella tabella seguente.

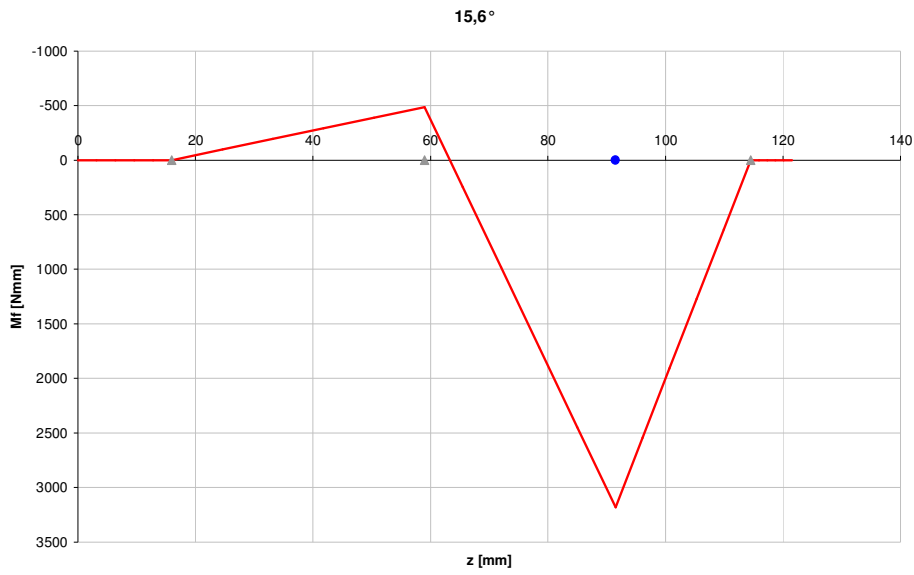
punti	Scarico					Aspirazione			
	0	1	2	3	4	3'	4'	5	6
fase	0	15,6	46,3	116,5	163,9	118,2	160,2	221,4	267,4
F_{xasc}	155,784	251,146	0	0	98,231	0	0	0	0
F_{xcsc}	0	0	243,837	11,412	0	0	0	0	0
F_{yasc}	-880,776	-673,900	0	0	-1589,162	0	0	0	0
F_{ycsc}	0	0	548,700	200,546	0	0	0	0	0
M_{tasc}	0	3,7809	0	0	-4,2098	0	0	0	0
M_{tcsc}	0	0	-4,0750	1,1220	0	0	0	0	0
F_{xaas}	0	0	0	0	0	-51,9588	0	0	-46,8597
F_{xcas}	0	0	0	0	0	0	12,128	-197,1719	0
F_{yaas}	0	0	0	0	0	-404,749	0	0	-216,3347
F_{ycas}	0	0	0	0	0	0	340,2899	427,377	0
M_{taas}	0	0	0	0	0	-0,49375	0	0	0,12263
M_{tcas}	0	0	0	0	0	0	2,9069	-2,94351	0

Riportiamo in seguito tutti i diagrammi di tensione massima di flessione nei piani xz ed yz negli istanti selezionati in tabella.

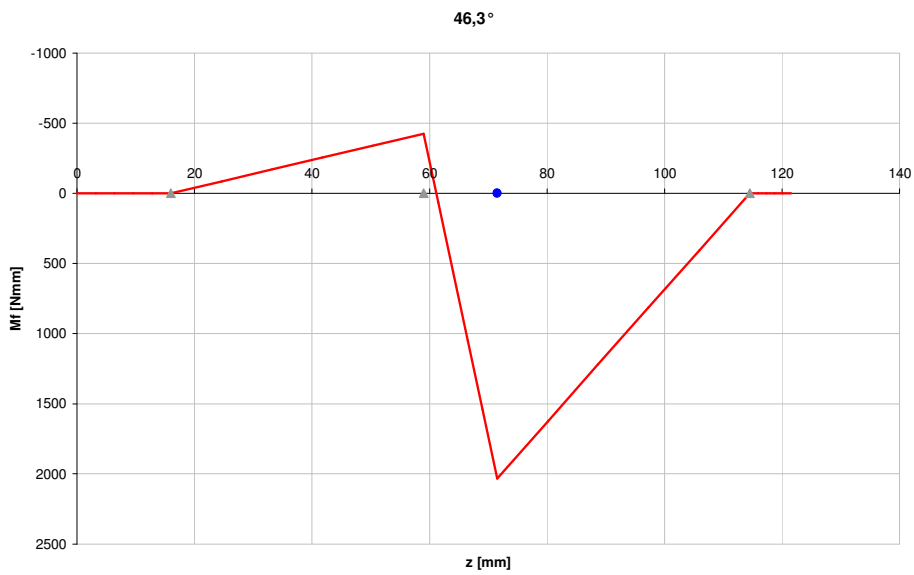
Piano xz



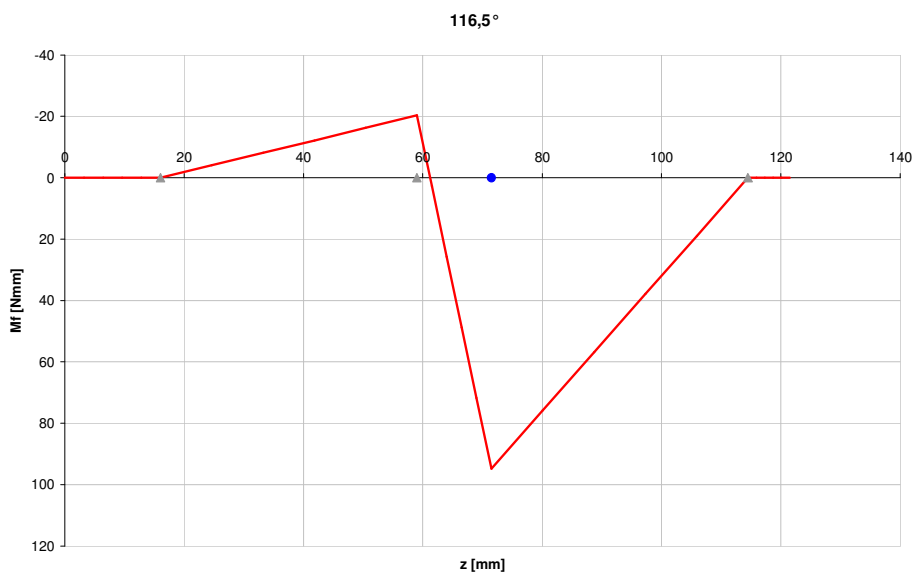
$F_{xasc} = 155,784 \text{ N}$
Camma 3



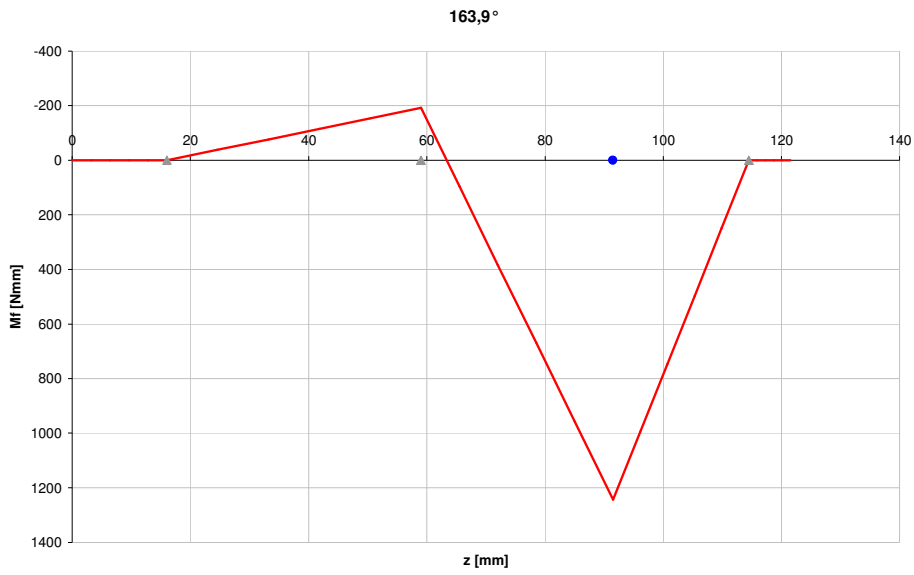
$F_{xasc} = 251,146 \text{ N}$
 Camma 3



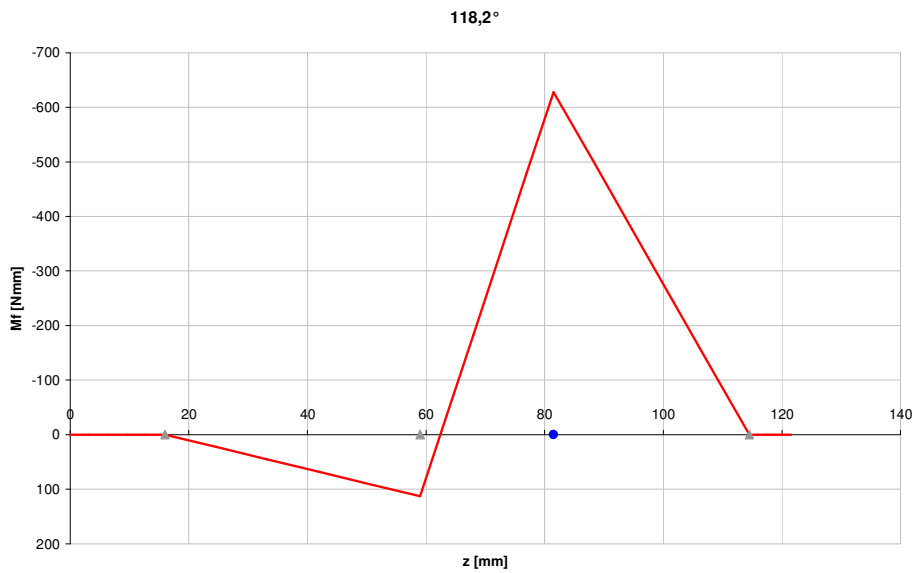
$F_{xcsc} = 243,838 \text{ N}$
 Camma 1



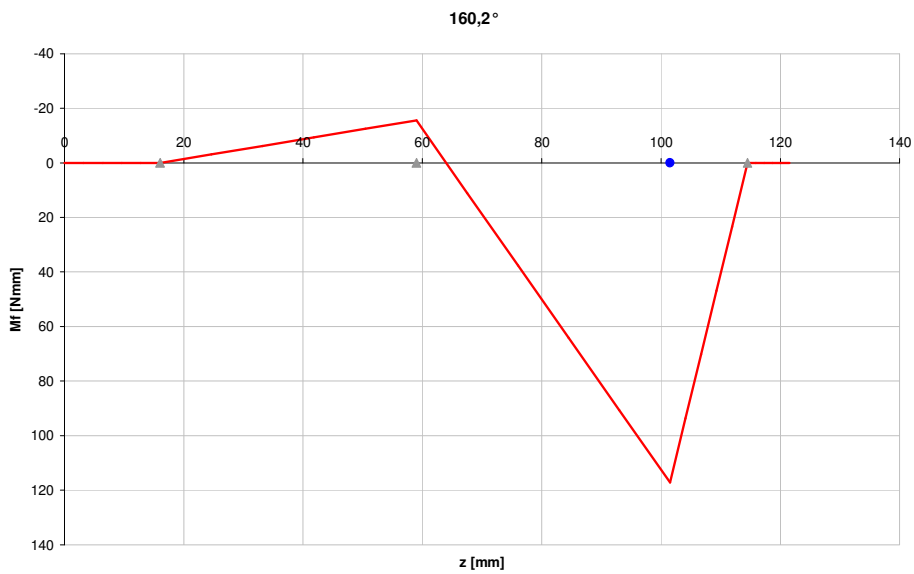
$F_{xcsc} = 11,4127 \text{ N}$
 Camma 1



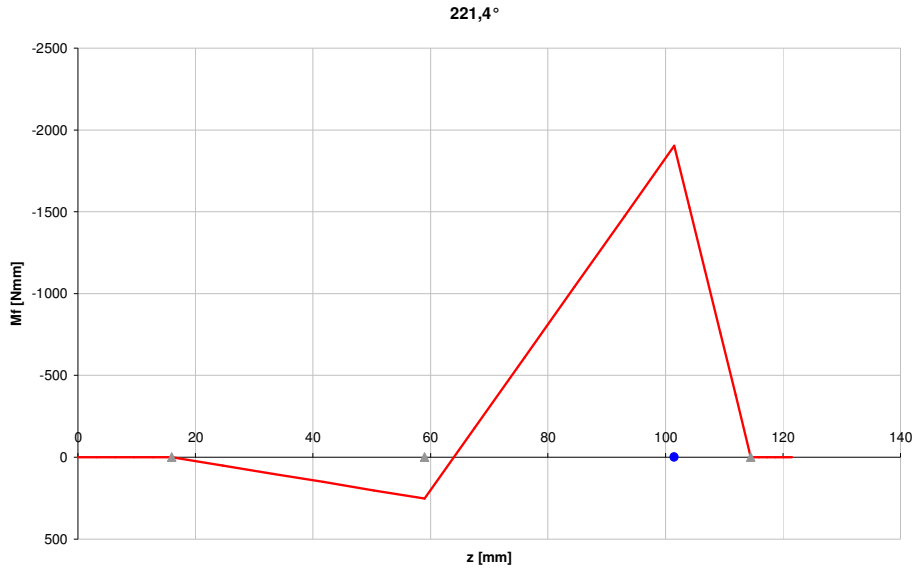
$F_{xasc} = 98,232 \text{ N}$
Camma 3



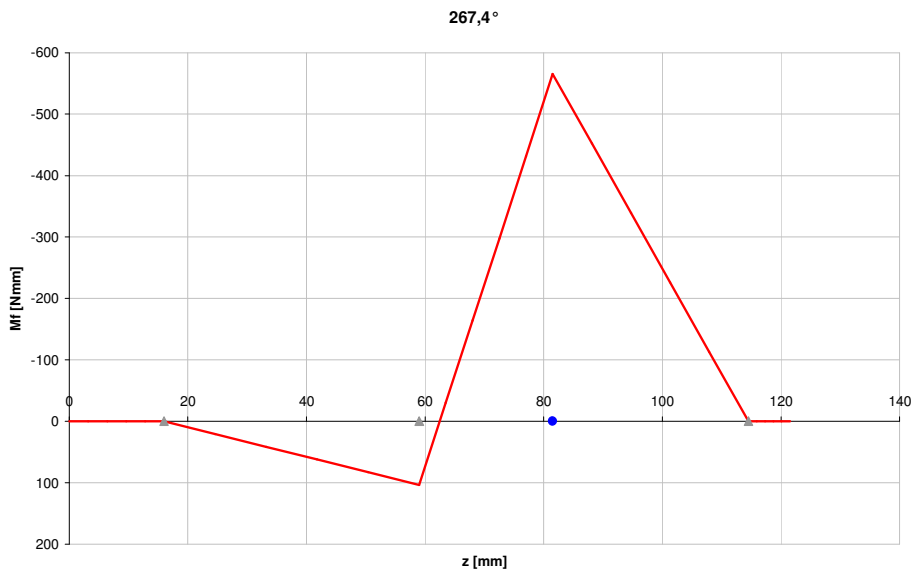
$F_{xaas} = -51,959 \text{ N}$
Camma 2



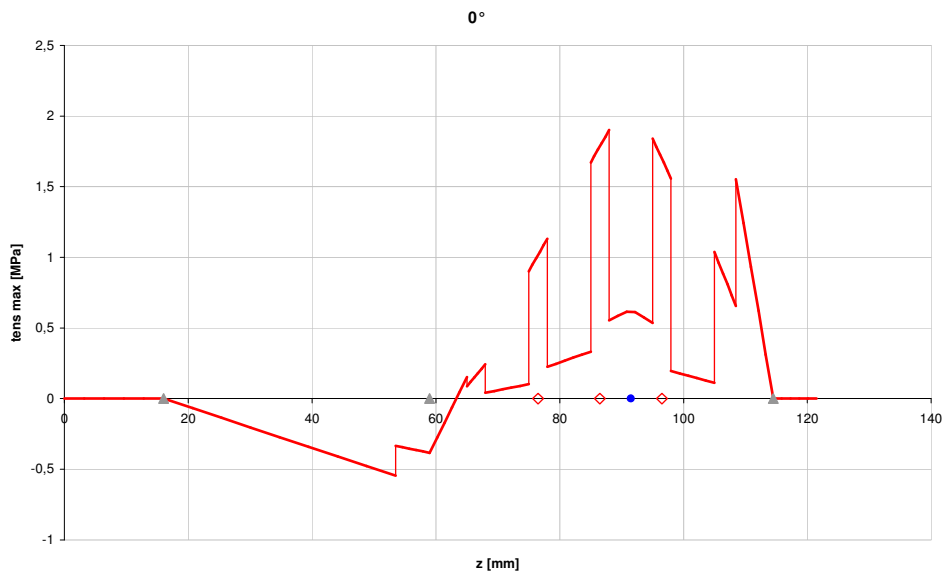
$F_{xcas} = 12,128 \text{ N}$
Camma 4



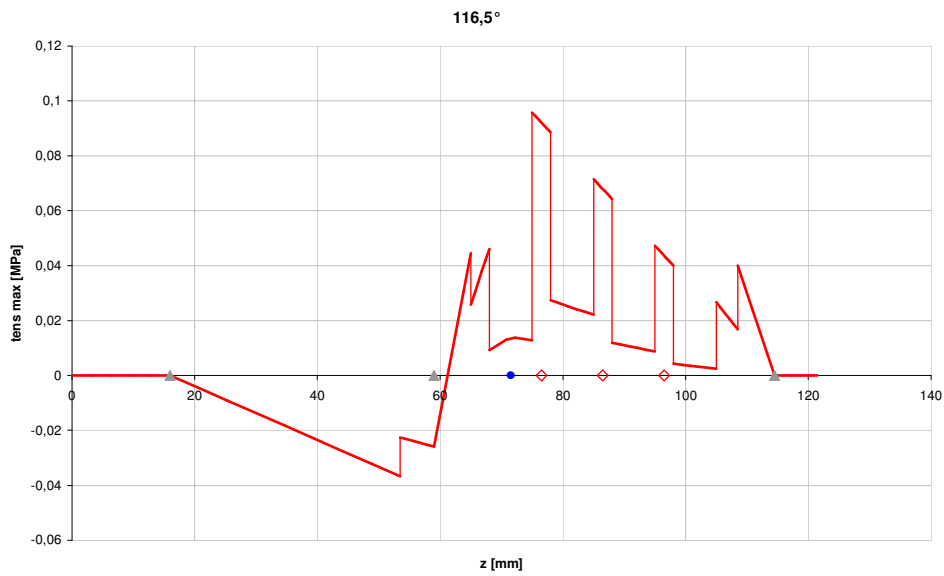
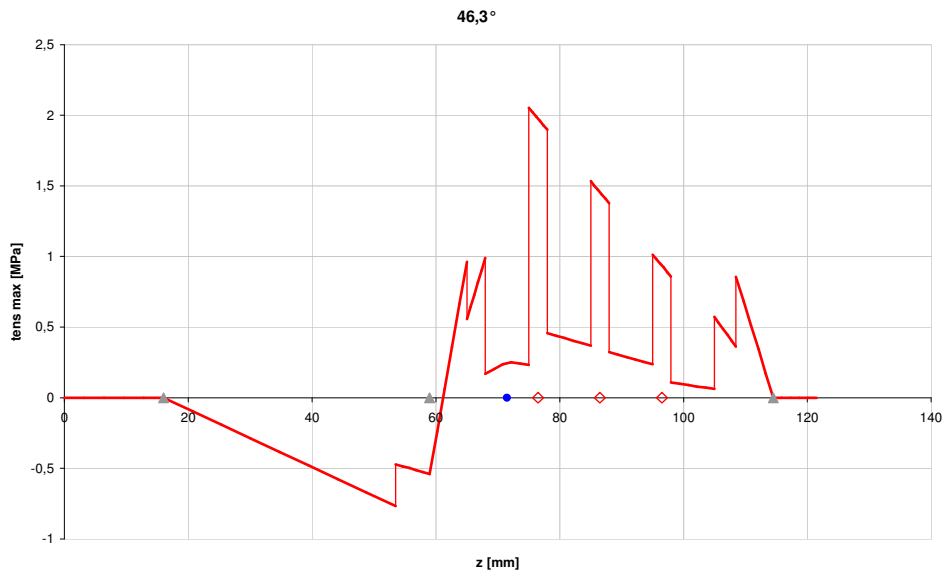
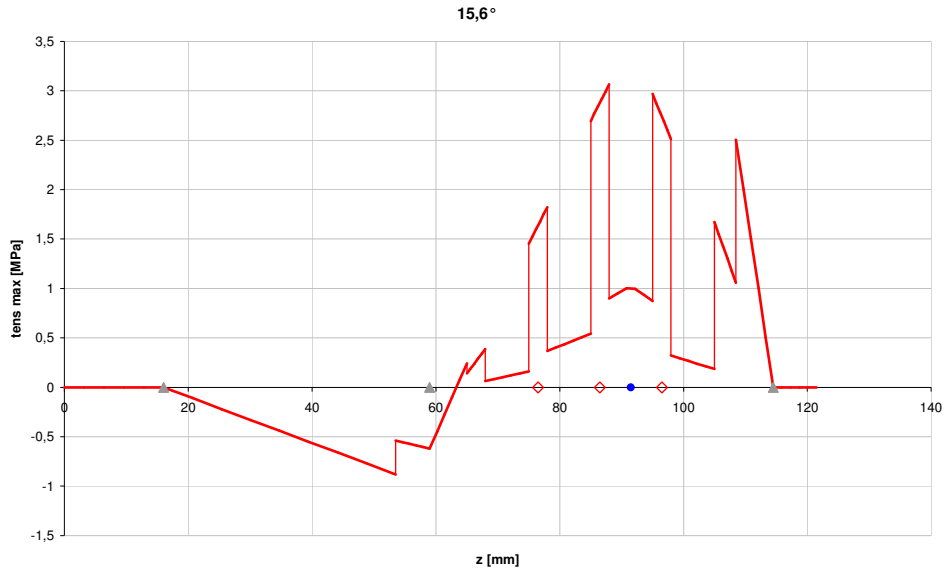
$F_{x_{cas}} = -197,172 \text{ N}$
 Gamma 4



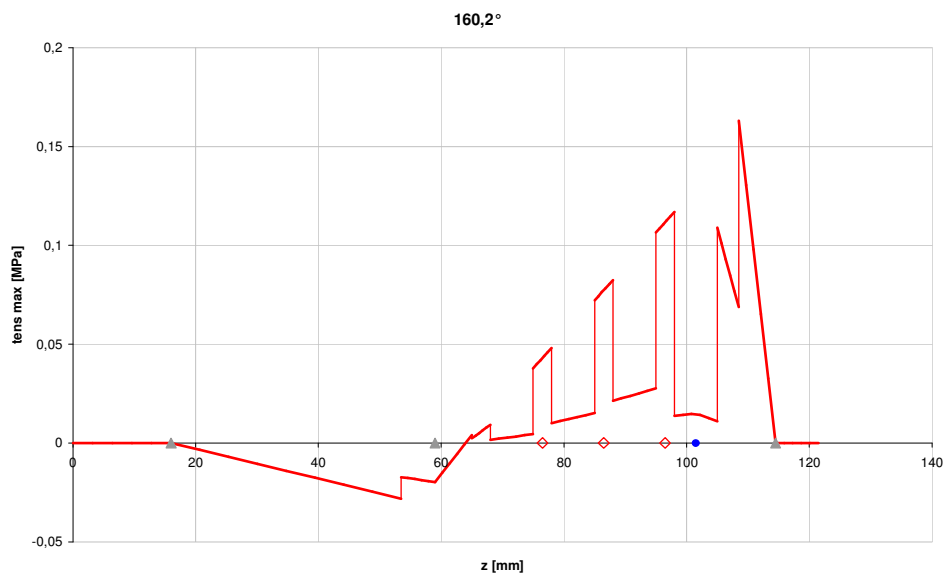
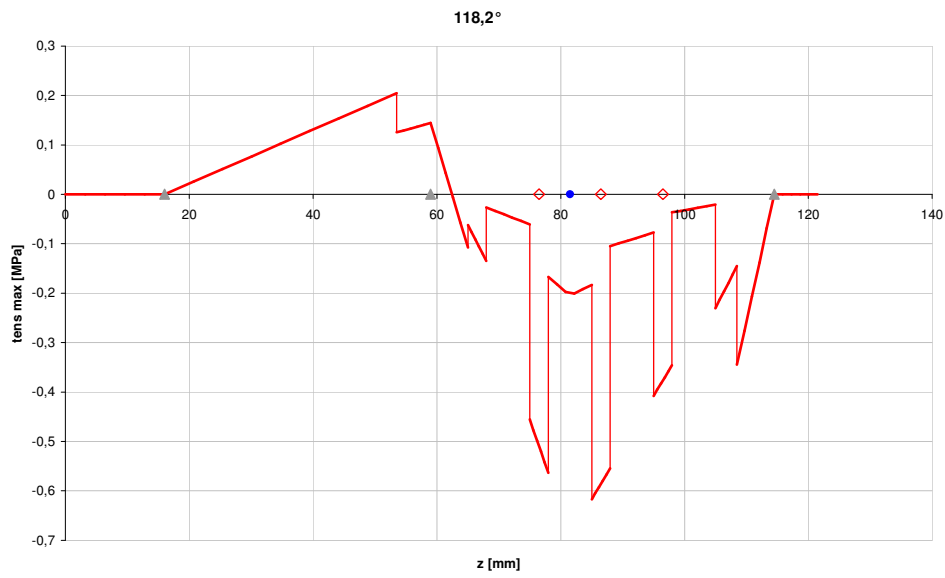
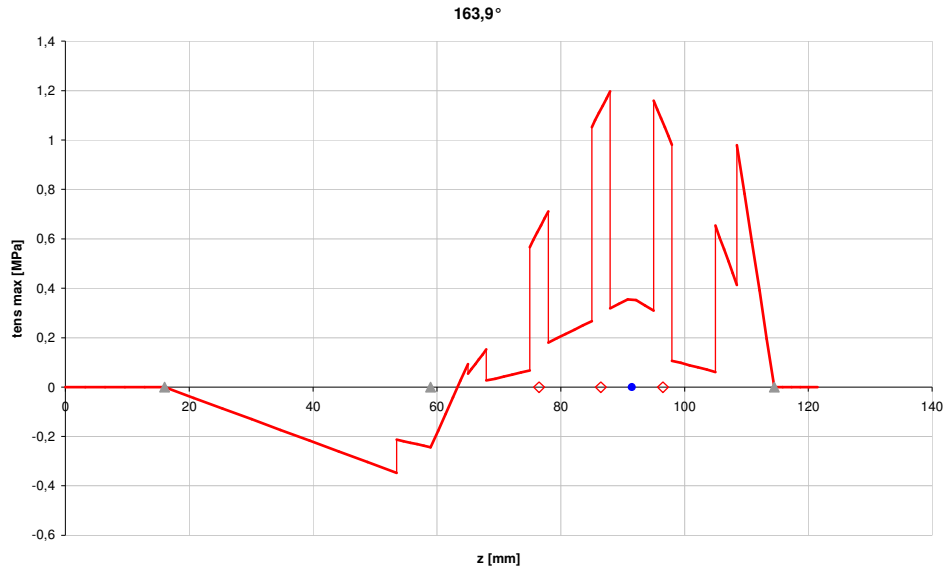
$F_{x_{aas}} = -46,859 \text{ N}$
 Gamma 2



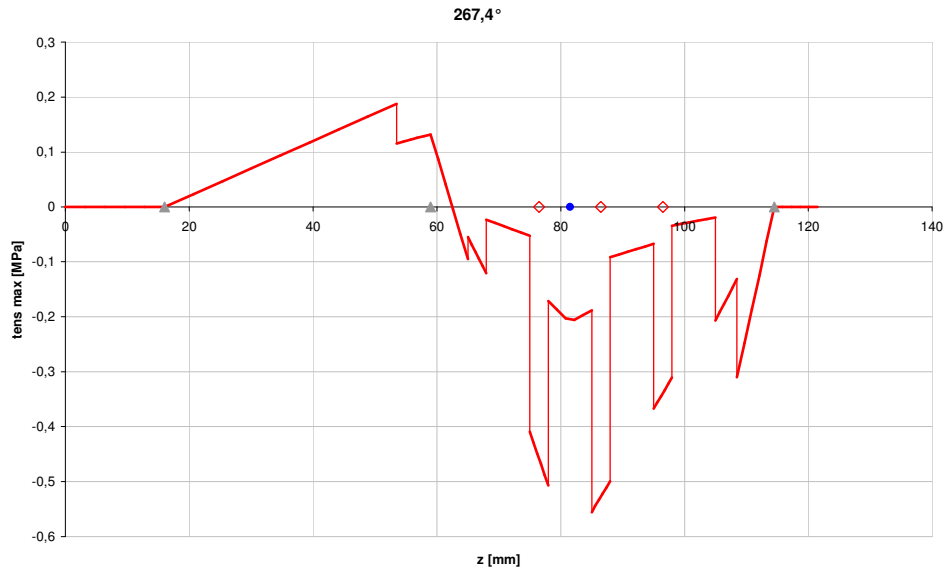
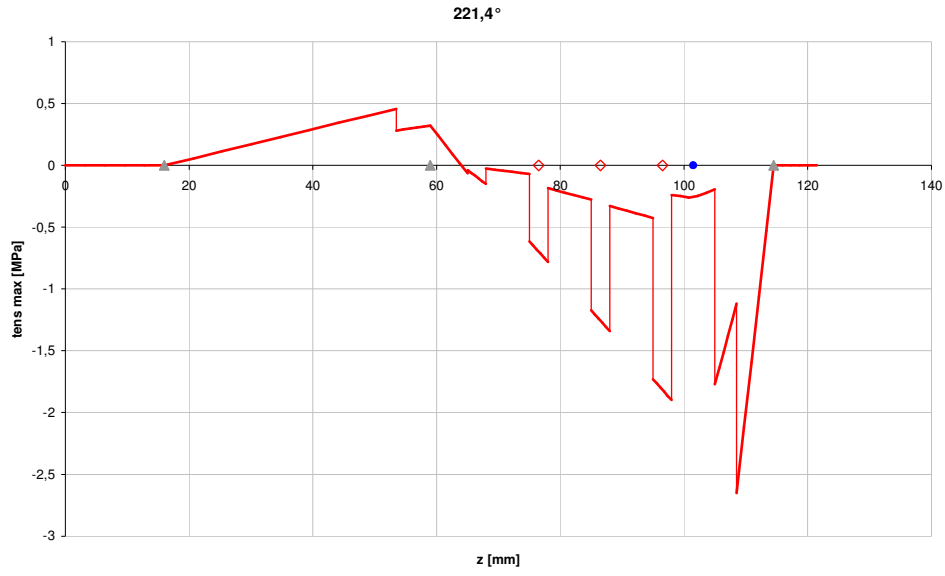
$F_{x_{asc}} = 155,784 \text{ N}$
 Gamma 3



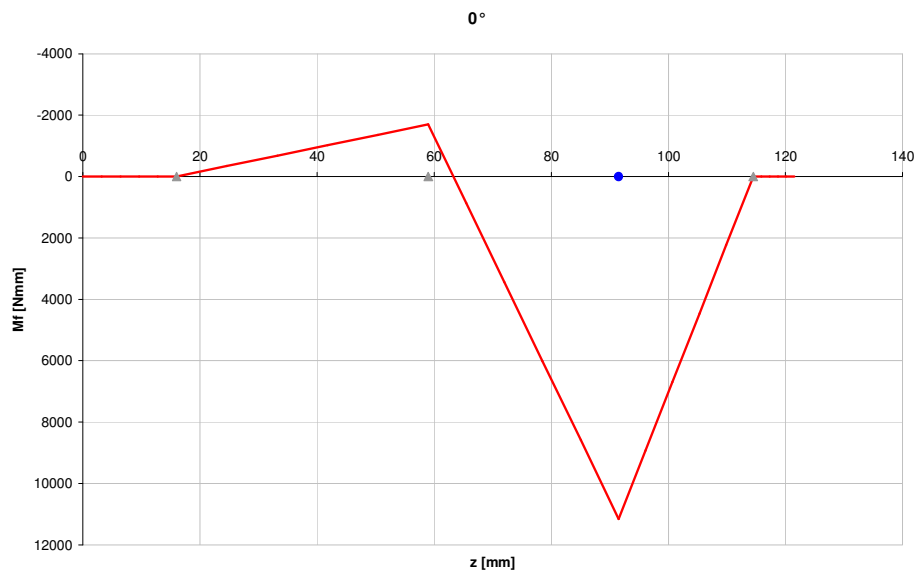
$F_{xcsc} = 11,4127 \text{ N}$
 Camma 1



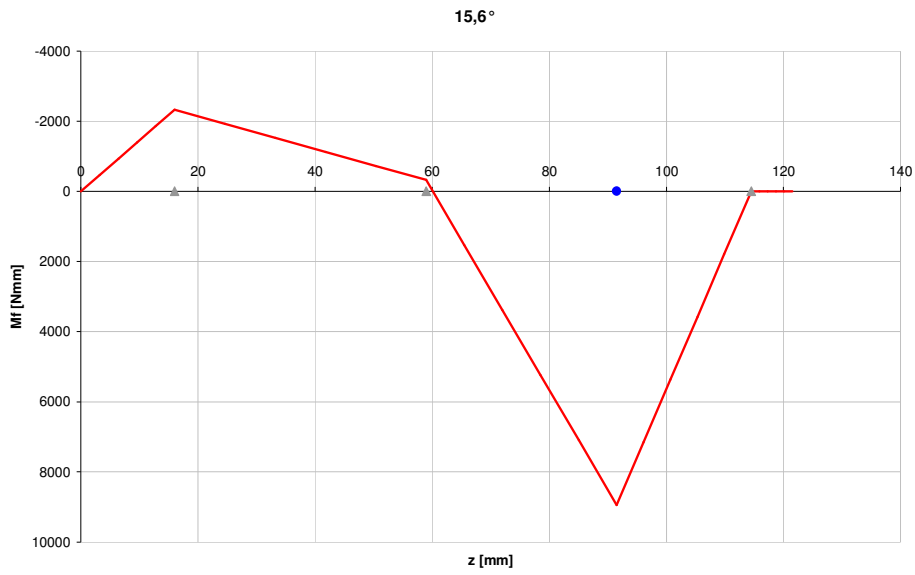
$F_{xcas} = 12,128 \text{ N}$
Camma 4



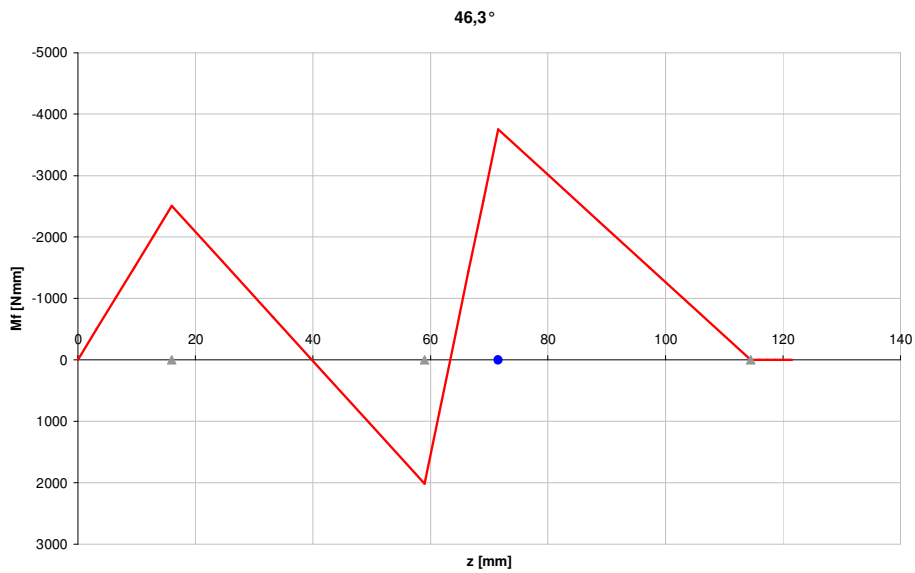
Piano yz



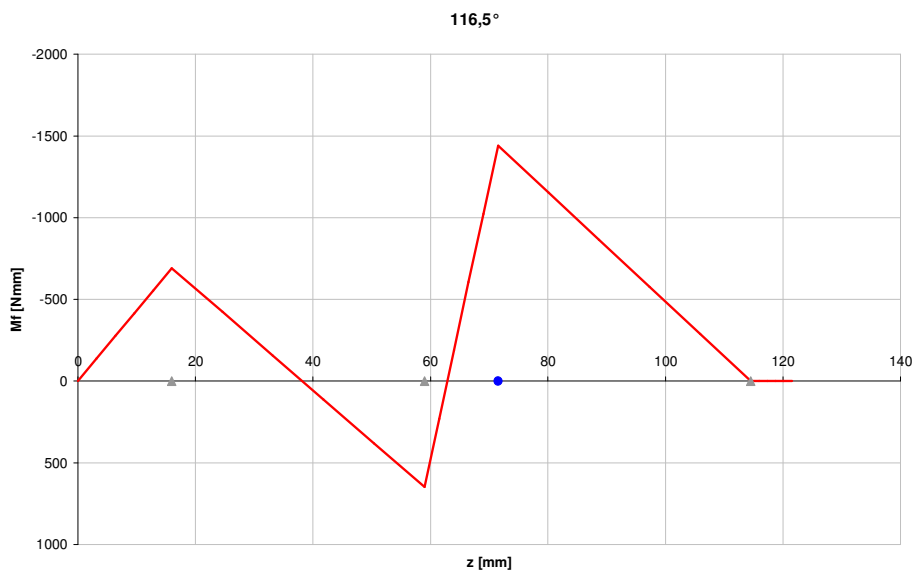
$F_{yasc} = -880,776 \text{ N}$
 $T = 0$
 Gamma 3

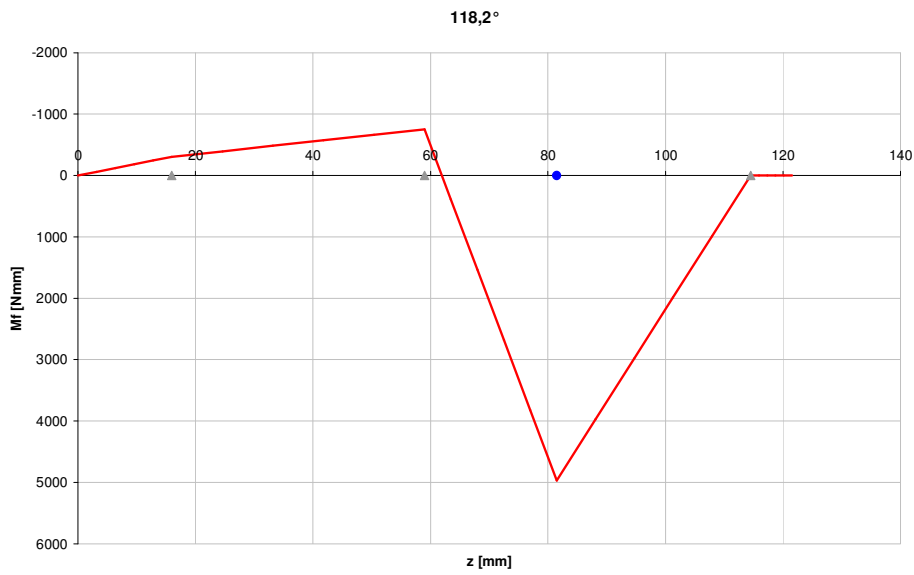
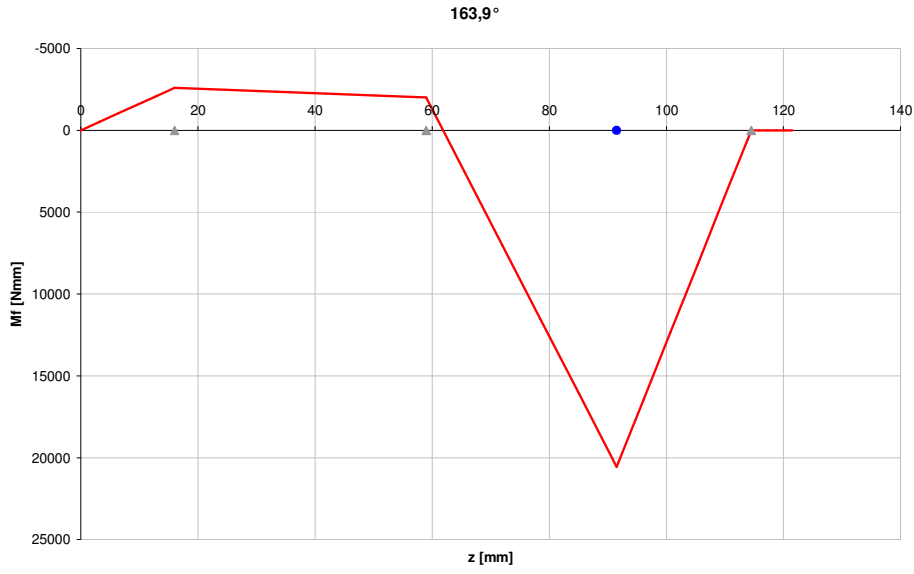


$F_{yasc} = -673,9 \text{ N}$
 $T = 145,422 \text{ N}$
 Camma 3

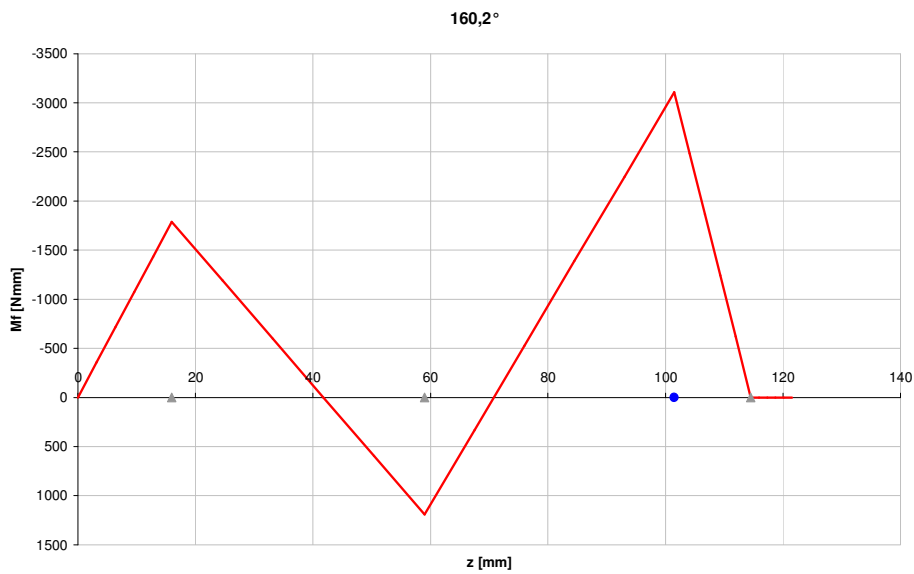


$F_{yasc} = 548,7 \text{ N}$
 $T = 156,73 \text{ N}$
 Camma 1

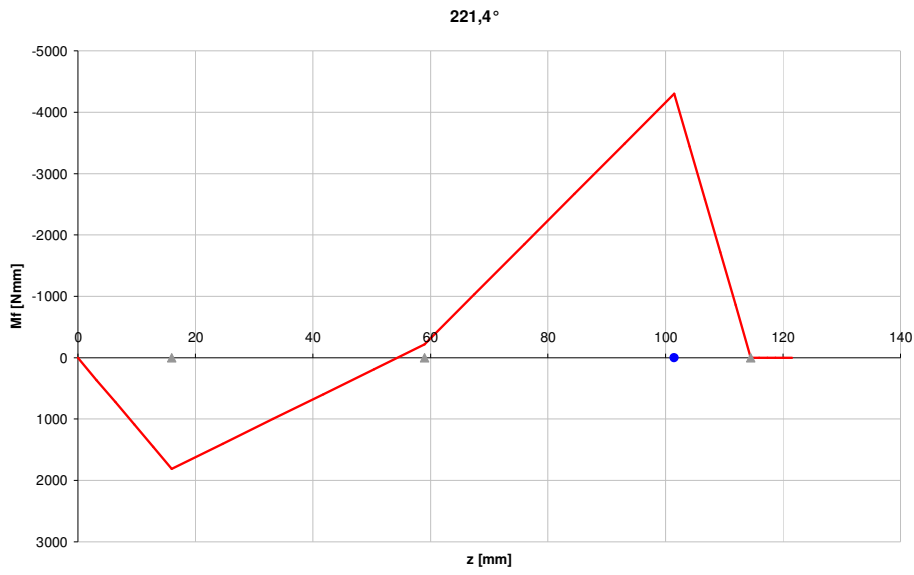




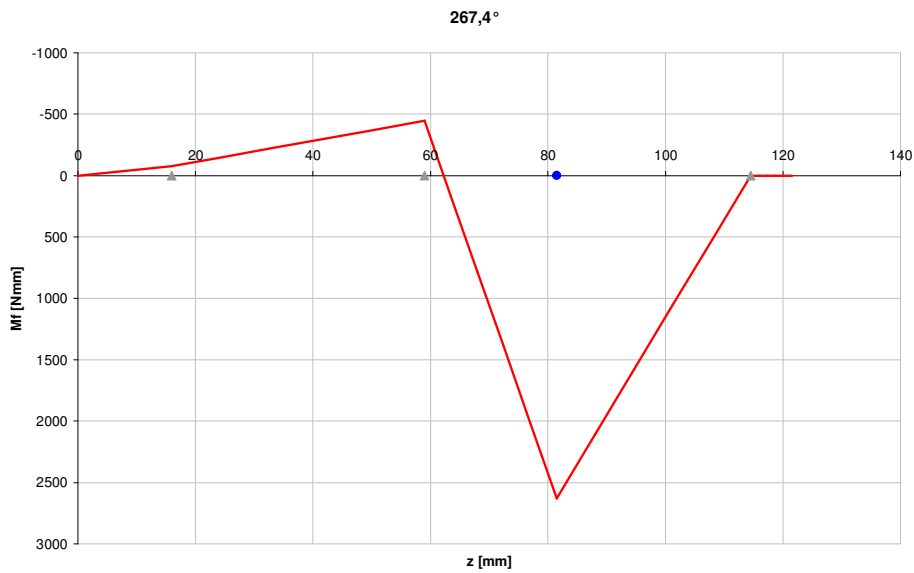
$F_{yaas} = -404,75 \text{ N}$
 $T = 18,96 \text{ N}$
 Camma 2



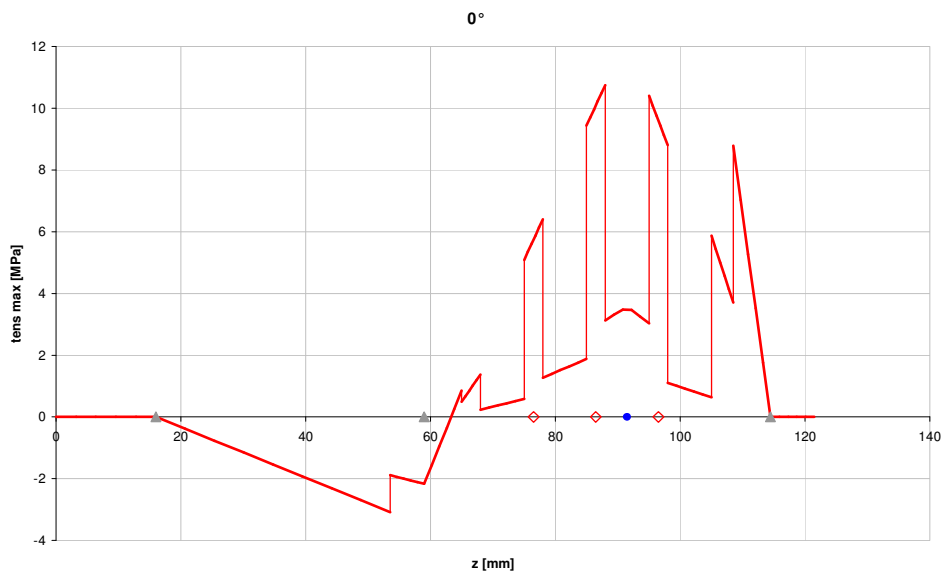
$F_{ycas} = 340,29 \text{ N}$
 $T = 111,8$
 Camma 4

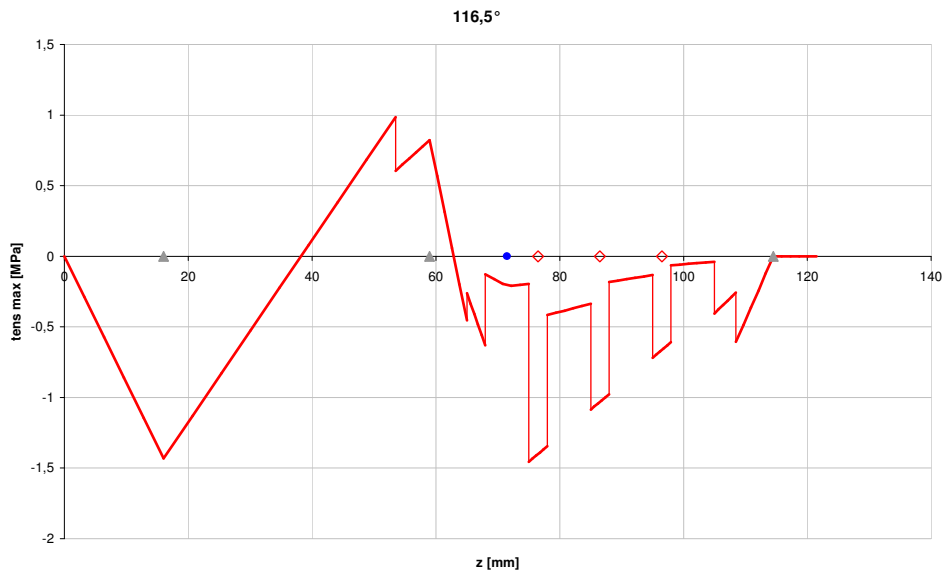
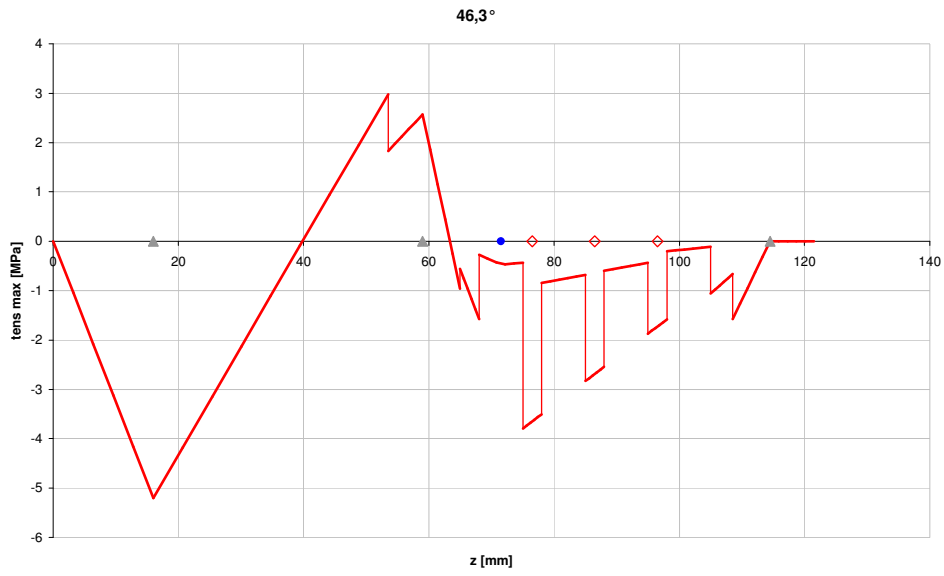
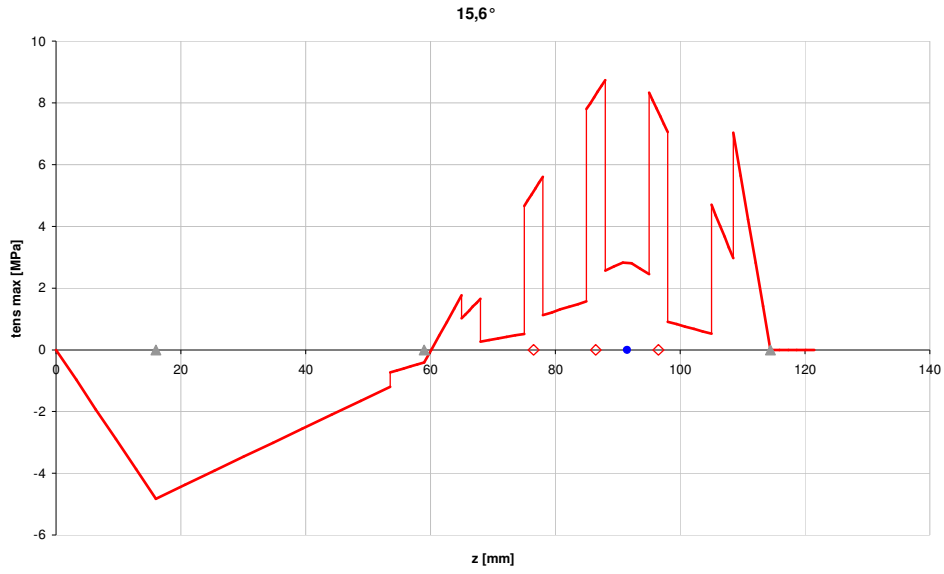


$F_{y_{cas}} = 427,377 \text{ N}$
 $T = 113,21 \text{ N}$
 Camma 4

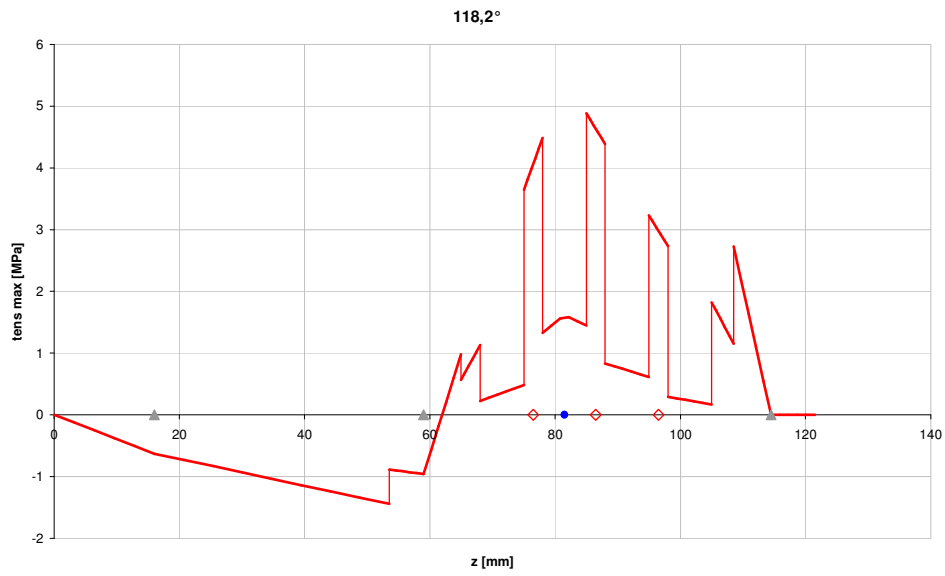
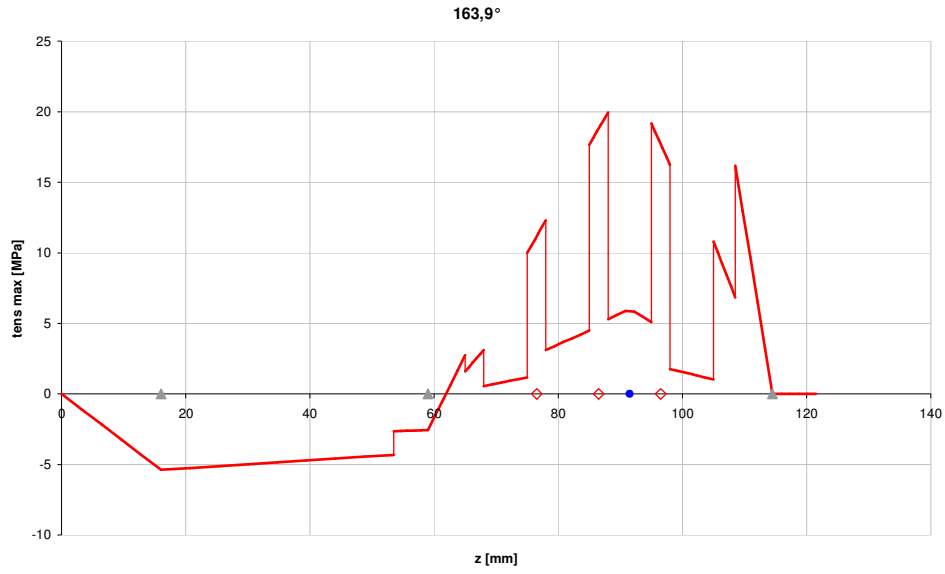


$F_{y_{aas}} = -216,335 \text{ N}$
 $T = 4,71 \text{ N}$
 Camma 2

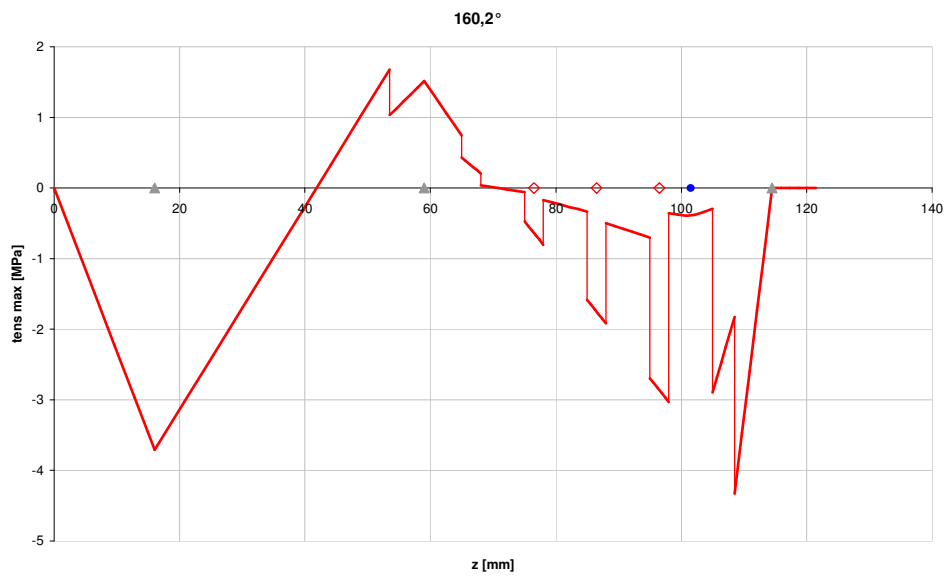




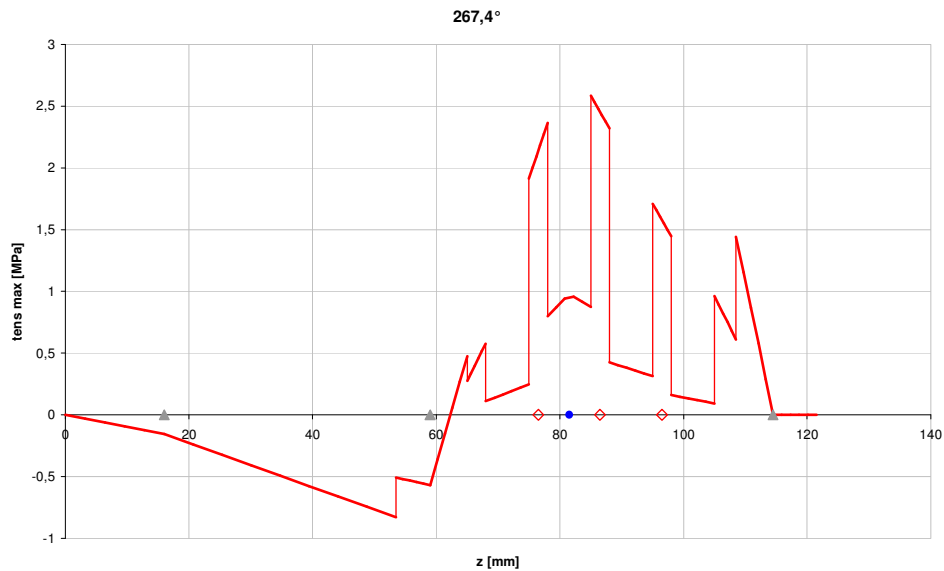
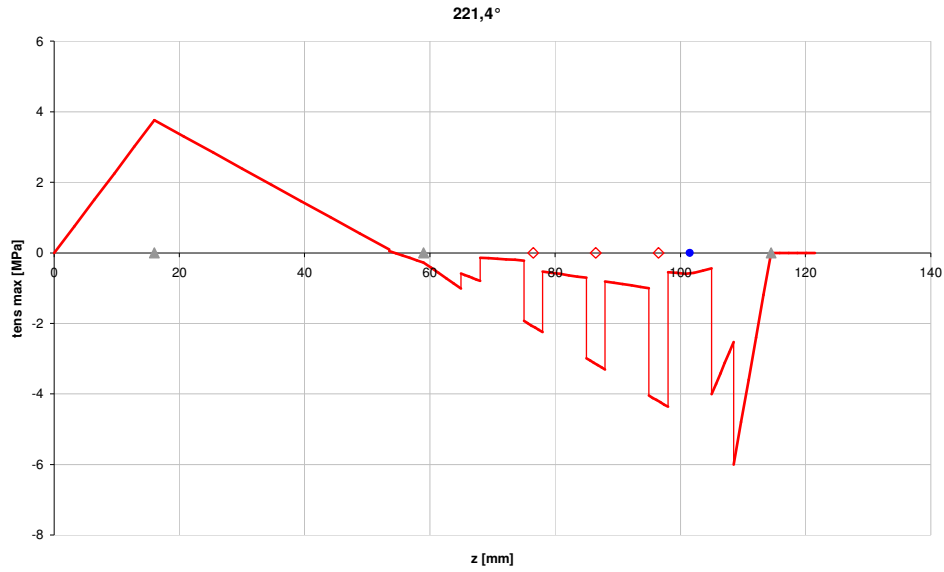
$F_{yesc} = 548,7 \text{ N}$ $T = 156,73 \text{ N}$ Camma 1



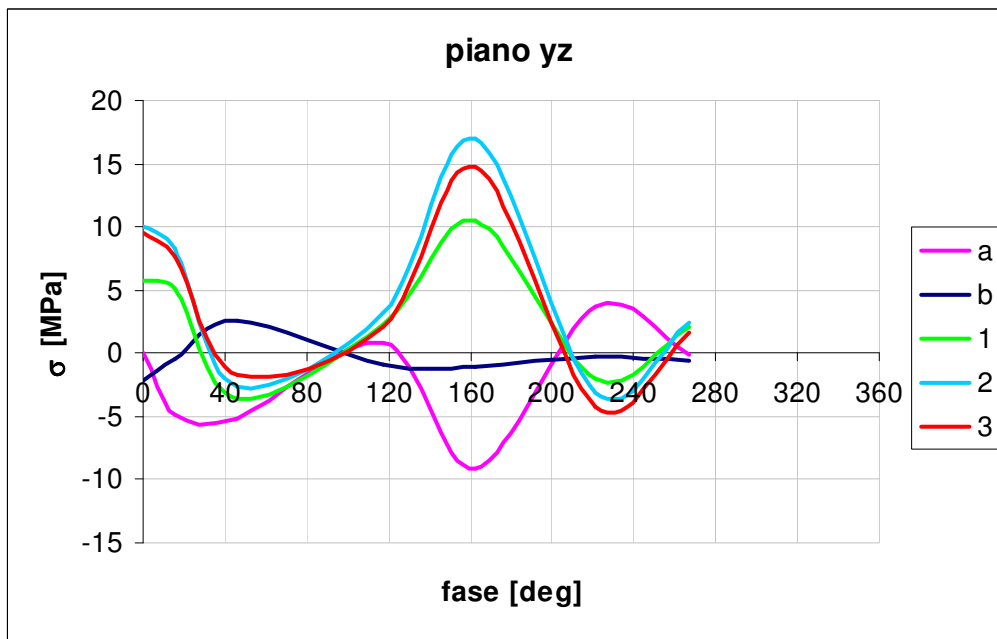
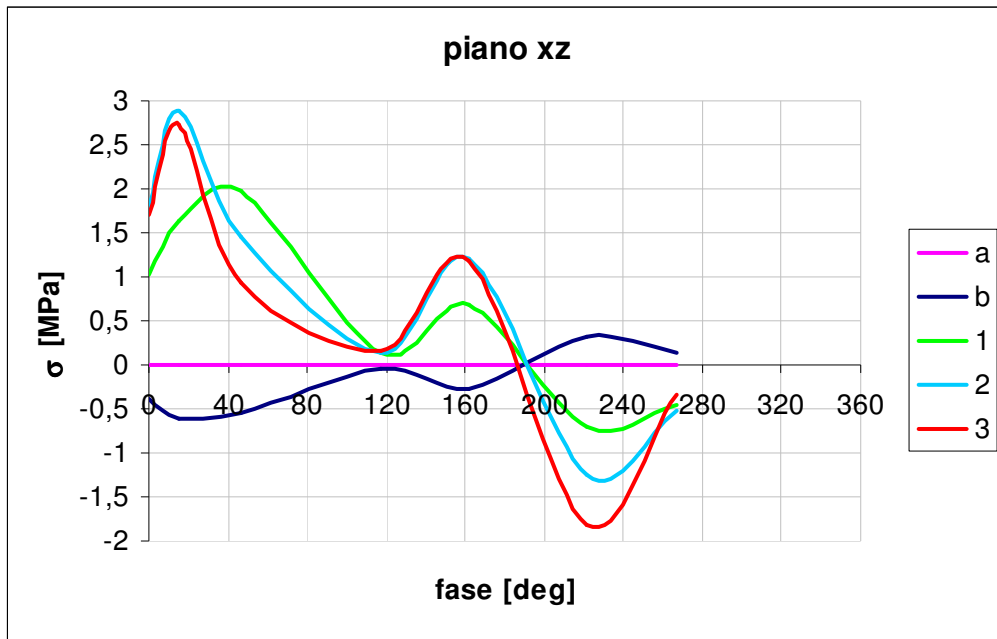
$F_{y_{aas}} = -404,75 \text{ N}$
 $T = 18,96 \text{ N}$
 Camma 2

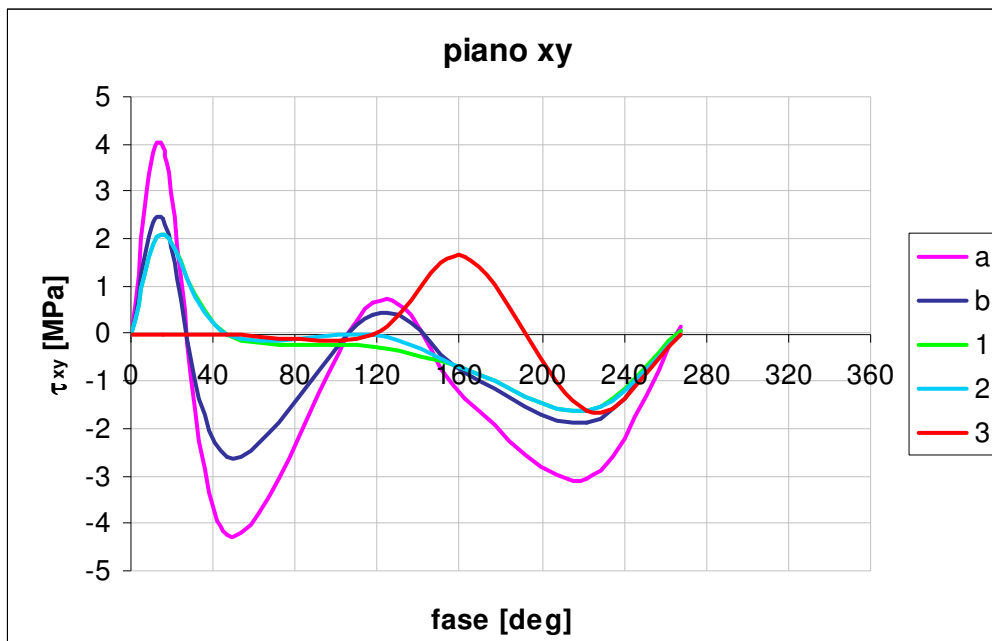


$F_{y_{cas}} = 340,29 \text{ N}$
 $T = 111,8$
 Camma 4



Adesso possiamo ragionare in termini di andamento della tensione massima in una determinata sezione nel tempo. Infatti scelte le sezioni, ovvero fissati determinati valori delle ascisse z nei diagrammi di tensione sopra riportati, possiamo visualizzare nei diversi piani sia le tensioni normali che le tensioni tangenziali dovute alla torsione.

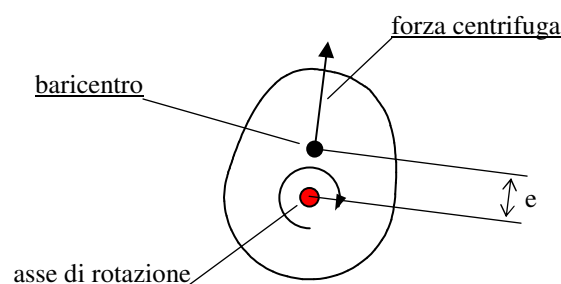




Questi comunque sono diagrammi relativi ad un punto fisso nello spazio in corrispondenza dell'asse x o dell'asse y ma non rappresentano la sollecitazione di fatica di un punto rotante con l'albero. Per ottenere i diagrammi della sollecitazione di fatica dobbiamo innanzitutto quantificare la sollecitazione centrifuga e poi scrivere le equazioni del moto per un punto rotante. C'è da notare che ogni sezione risulta cimentata per un periodo pari circa a 270° di rotazione. I 90° inutilizzati corrispondono a 180° di angolo di manovella ed è il periodo in cui entrambe le camme restano chiuse per permettere l'accensione nella camera di combustione.

Forze centrifughe

La prima grossa differenza fra le sollecitazioni inerziali e le centrifughe è che le prime sono per l'albero un sistema dinamico mentre le seconde costituiscono un sistema statico perché rotante insieme all'albero stesso. Le forze centrifughe nascono dal fatto che le camme sono eccentriche, per cui, messe in rotazione generano una risultante diversa da zero in direzione ortogonale all'asse di rotazione.



La meccanica dei solidi ci dice che il sistema di vettori radiali che rappresenta la sollecitazione centrifuga \vec{F}_c è riconducibile ad un'unica forza radiale di intensità pari a:

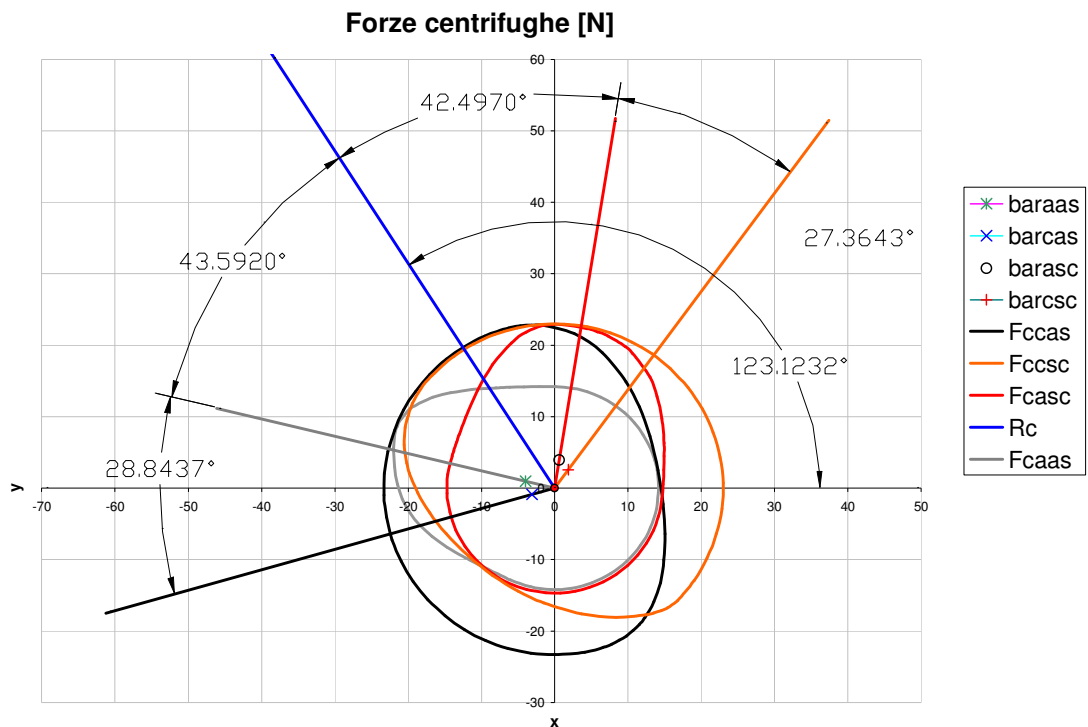
$$F_c = m \omega^2 e$$

dove m è la massa dell'eccentrico, ω è la velocità angolare, e l'eccentricità, e con direzione la congiungente tra il centro di rotazione e il baricentro.

In tabella sono riportati le aree trasversali delle camme, le coordinate dei baricentri, l'intensità delle forze.

	Chiusura Scarico	Apertura Aspirazione	Apertura Scarico	Chiusura Aspirazione
area trasversale [mm ²]	1335,81	777,318	877,013	1322,81
spessore [mm]	7	7	7	7
massa [gr]	72,935	42,441	47,885	72,225
velocità angolare [1/s]	523,6	523,6	523,6	523,6
x_0 [mm]	1,873	-3,965	0,634	-3,095
y_0 [mm]	2,577	0,960	3,946	-0,886
eccentricità [mm]	3,186	4,080	3,996	3,219
intensità [N]	63,646	47,428	52,414	63,678

Il diagramma delle forze centrifughe e della risultante è qui riportato.



Con \vec{R}_c si è indicata la risultante delle azioni centrifughe. Dalla composizione vettoriale deriva che questa ha un'intensità:

$$R_c = 114,776 \text{ N}$$

e forma un angolo con l'asse x pari a $123,1232^\circ$.

La massima tensione statica a cui vengono sottoposte le cinque sezioni a causa della forza centrifuga risultante è riportata in tabella.

	σ_c [Mpa]
a	0
b	-1,95532
1	4,473215
2	5,131339
3	3,298718

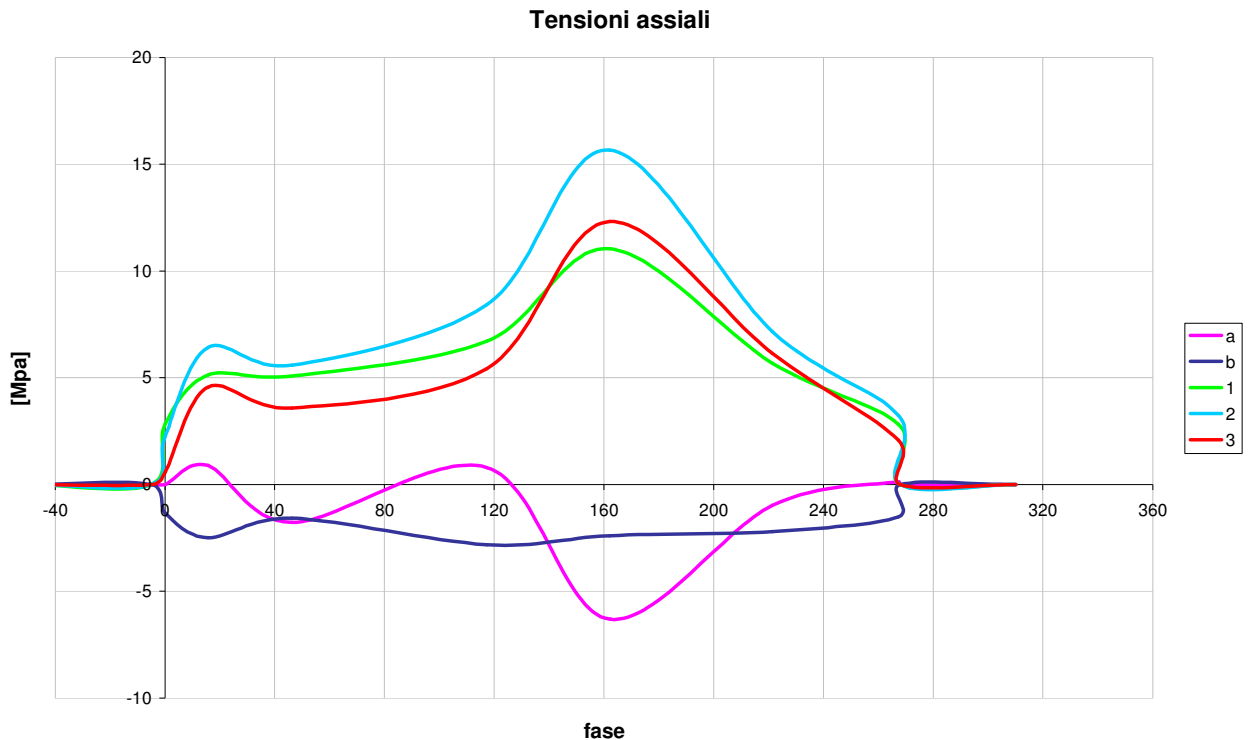
Le equazioni che forniscono le tensioni di fatica sono state ottenute proiettando sul piano della \vec{R}_c le forze calcolate sui piani xz ed yz e tenendo conto della rotazione dell'albero:

$$\sigma_{fat} = \sigma_c + \sigma_{xz} \cos(27^\circ + fase) + \sigma_{yz} \sin(27^\circ + fase)$$

ottenendo in questo modo la tabella delle tensioni di fatica normali e tangenziali nelle sezioni

	0	15,6	46,3	117,35	162,05	221,4	267,4
	sigma	sigma	sigma	sigma	sigma	sigma	sigma
a	0	0,897803	-1,77599	0,797217	-6,29717	-0,976675	0,136939
b	-1,337392	-2,48797	-1,58666	-2,81213	-2,39105	-2,194706	-1,52047
1	2,8367559	5,126024	5,084154	6,717354	11,04501	5,6910901	2,82281
2	2,2547379	6,420111	5,581505	8,422347	15,67353	7,1633088	3,239833
3	0,562192	4,556177	3,58811	5,418766	12,31415	6,1447825	2,08275
	tau	tau	tau	tau	tau	tau	tau
a	0	3,932	-4,23777	0,653375	-1,35492	-3,061075	0,127528
b	0	2,41474	-2,60252	0,401254	-0,83209	-1,879883	0,078318
1	0	2,085943	0	-0,2724	-0,71879	-1,623914	0,067654
2	0	2,085943	0	0	-0,71879	-1,623914	0
3	0	0	0	0	1,603754	-1,623914	0

Possiamo dunque ottenere l'andamento durante un ciclo delle tensioni di fatica per le cinque sezioni. Questi diagrammi rappresentano adesso l'andamento della sollecitazione su un punto dell'albero rotante e da questi sarà possibile estrarre i parametri caratteristici di una sollecitazione di fatica quali valori medi ed alternati.



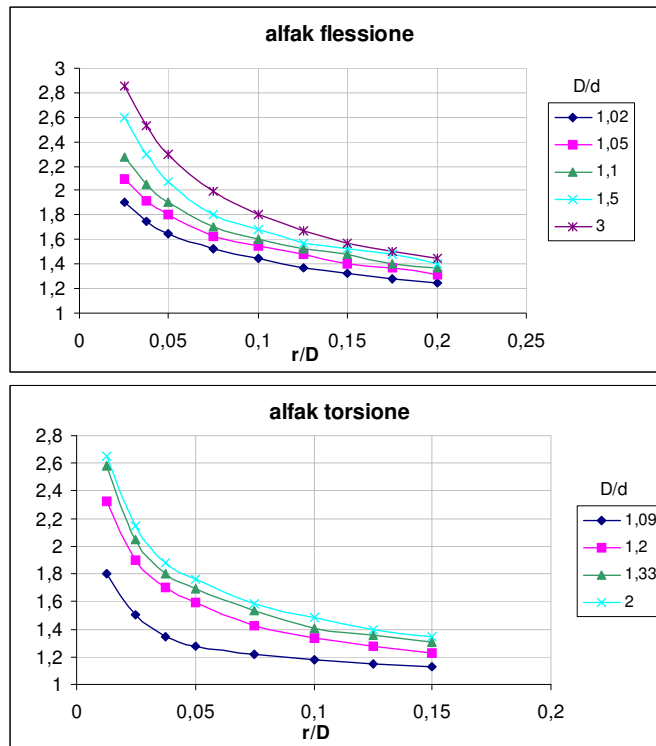
Ricaviamo quindi i valori di tensione media ed alternata per ognuna delle sezioni. I valori di tensione media sono stati ottenuti su un periodo di funzionamento di 360°. In realtà sappiamo

che l'albero risulta cementato per 270° ma sarebbe stato scorretto mediare i valori di tensione solo su quell'intervallo.

	σ_m	σ_a	σ_m	σ_a
a	-0,80199	3,597487	-0,43787	4,084887
b	-1,59227	1,406065	-0,26891	2,508631
1	4,369244	4,111098	-0,05128	1,854928
2	5,417263	6,709395	-0,02853	1,854928
3	3,851881	5,875978	-0,00224	1,613834

Fatica

Prima di passare alla verifica di resistenza per carichi di fatica dobbiamo fare alcune precisazioni sui fattori di concentrazione di tensione da usare nelle sezioni scelte sia in relazione alla flessione che alla torsione.



- Flessione

Per la sezione A il problema non si pone perché non vi è variazione di diametro.

Per la sezione B si passa da un diametro $d = 20$ mm ad un diametro $D = 24$ mm.

Dalla tabella si trova un fattore di concentrazione di tensione statico $\sigma_k = 2,225$. Con un raggio di raccordo $r = 0,5$ mm il fattore di sensibilità all'intaglio è $q = 0,85$ da cui il fattore di concentrazione di tensione per sollecitazioni di fatica:

$$k_f = 1 + q (\sigma_k - 1) = 2,041$$

Per la sezione 1 dati: $d = 21$ mm , $D = 41,811$ mm , $r = 0,3$ mm si trovano:

$$\sigma_k = 2,64 ; q = 0,8 ; k_f = 2,312$$

Per la sezione 2 dati: $d = 21$ mm , $D = 30,323$ mm , $r = 0,3$ mm si trovano:

$$\square_k = 2,39 ; q = 0,8 ; k_f = 2,113$$

Per la sezione 3 dati: $d = 21 \text{ mm}$, $D = 43,7 \text{ mm}$, $r = 0,3 \text{ mm}$ si trovano:

$$\square_k = 2,675 ; q = 0,8 ; k_f = 2,34$$

- Torsione

Per la sezione A valgono le stesse considerazioni fatte per la flessione.

Per la sezione B si passa da un diametro $d = 20 \text{ mm}$ ad un diametro $D = 24 \text{ mm}$.

Dalla tabella si trova un fattore di concentrazione di tensione statico $\square_k = 1,817$. Con un raggio di raccordo $r = 0,5 \text{ mm}$ il fattore di sensibilità all'intaglio è $q = 0,85$ da cui il fattore di concentrazione di tensione per sollecitazioni di fatica:

$$k_f = 1 + q (\square_k - 1) = 1,695$$

Per la sezione 1 dati: $d = 21 \text{ mm}$, $D = 41,811 \text{ mm}$, $r = 0,3 \text{ mm}$ si trovano:

$$\square_k = 2,286 ; q = 0,8 ; k_f = 2,029$$

Per la sezione 2 dati: $d = 21 \text{ mm}$, $D = 30,323 \text{ mm}$, $r = 0,3 \text{ mm}$ si trovano:

$$\square_k = 2,006 ; q = 0,8 ; k_f = 1,805$$

Per la sezione 3 dati: $d = 21 \text{ mm}$, $D = 43,7 \text{ mm}$, $r = 0,3 \text{ mm}$ si trovano:

$$\square_k = 2,325 ; q = 0,8 ; k_f = 2,06$$

Secondo la teoria di Von Mises, in presenza di uno stato multiplo di sollecitazione con valori medi ed alternati diversi da zero, si definiscono delle tensioni di confronto:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_{zm}^2 + 3\tau_{zm}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(k_{ff} \sigma_{za})^2 + 3(k_{ft} \tau_{za})^2}$$

dove k_{ff} e k_{ft} sono i fattori di concentrazione di tensione dinamica per la flessione e per la torsione ottenuti in precedenza.

In questo modo le tensioni di confronto per le sezioni risultano:

	\square'_m	\square'_a
a	1,103804	7,937306
b	1,658989	7,716216
1	4,370146	11,54032
2	5,417489	16,60116
3	3,851883	14,6664

Diagramma di Goodman

Questi valori vanno inseriti in un diagramma di Goodman noto che sia il limite di resistenza a fatica L_f effettivo del pezzo. Per il materiale 16NiCr11 si hanno:

$$\sigma_R = 1200 \text{ Mpa} ; \sigma_S = 980 \text{ Mpa}$$

Per un acciaio ad alta resistenza come questo è consigliato un limite di resistenza a fatica dato da:

$$L'_f = 0,33 \sigma_R = 396 \text{ Mpa}$$

Per avere L_f dobbiamo considerare tutti i fattori che indeboliscono il pezzo nel suo funzionamento a fatica tranne il fattore di concentrazione di tensione K_e già presente nelle formule delle tensioni di confronto di Von Mises:

$$L_f = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_f \cdot K_g \cdot L'_f$$

- K_a

E' il fattore che tiene conto delle finitura superficiale del pezzo. Per le sezioni A e B possiamo considerare una buona finitura superficiale ottenuta per rettifica, per cui possiamo prendere $K_a = 0,9$. Per le sezioni 1, 2, 3 va considerato il materiale laminato a freddo e quindi, essendo $\sigma_R = 1200 \text{ Mpa}$, troviamo $K_a = 0,67$.

- K_b

E' il fattore che tiene conto delle dimensioni del pezzo. Per tutte le sezioni possiamo prendere un valore $K_b = 0,92$

- K_c

E' il fattore che tiene conto dell'affidabilità. Ipotizzando un'affidabilità del 90%, si trova un valore dello scostamento unitario dal valore medio $z = 1,28$. Da questo, per tutte le sezioni possiamo prendere un valore $K_c = 1 - 0,08 \cdot z = 0,8976$.

- K_d

E' il fattore che tiene conto degli effetti della temperatura sulla resistenza del pezzo. Da riviste abbiamo ricavato valori di temperatura della testata fra i 100°C e 200°C chiaramente a seconda delle condizioni di funzionamento e di fattori come la temperatura ambiente ecc...

Prendendo un valore di temperatura $T = 150^\circ\text{C}$ si trova $K_d = \frac{620}{494 + \frac{9}{5}T} = 0,811$.

- K_f, K_g

Tengono conto rispettivamente di effetti vari (difetti interni, anisotropia, corrosione) e di eventuali trattamenti termici. Posto $K_f = 1$, dato che l'albero viene cementato possiamo porre un coefficiente $K_g = 1,3$.

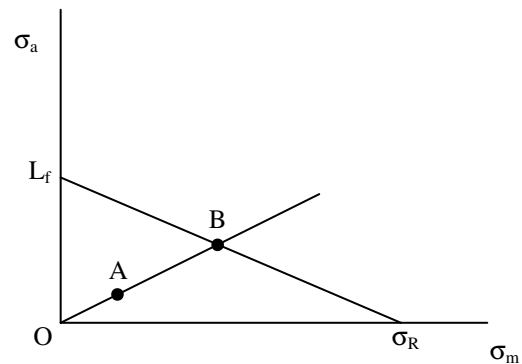
Quindi alla fine risulterà:

- A, B

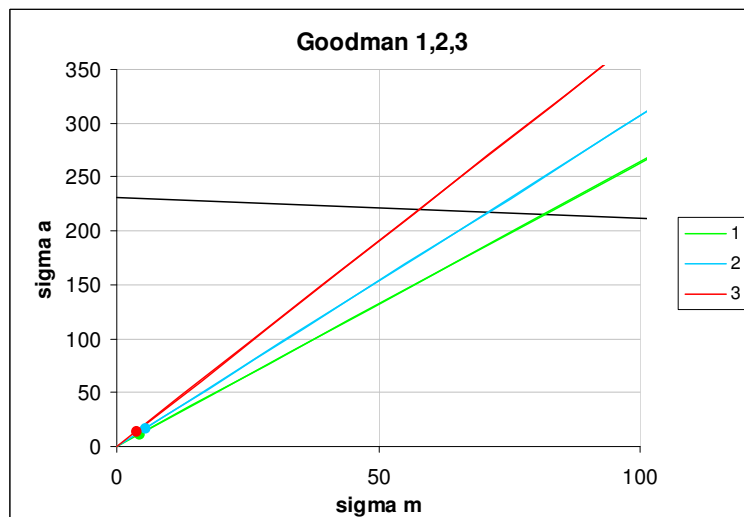
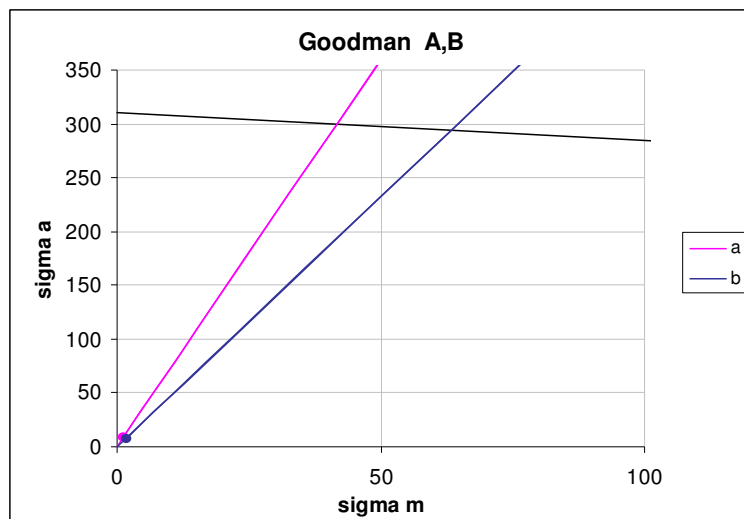
- 1, 2, 3 $L_{fA,B} = 0,9 \cdot 0,92 \cdot 0,8976 \cdot 0,811 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot L'_f = 310,3 \text{ MPa}$

$L_{f1,2,3} = 0,67 \cdot 0,92 \cdot 0,8976 \cdot 0,811 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot L'_f = 231 \text{ MPa}$

Accanto è riportato un diagramma di Goodman di esempio. La retta di rottura unisce il L_f sull'asse delle ordinate con il σ_R sull'asse delle ascisse, i punti A sono rappresentativi degli stati di tensione nelle varie sezioni, i coefficienti di sicurezza si sono ricavati come rapporto tra la lunghezza del segmento OB e il segmento OA.



Sotto si riportano le zone caratteristiche dei diagrammi di Goodman relativi alle sezioni scelte.



Come si può vedere i punti rappresentativi sono molto lontani dalla retta di rottura pertanto i coefficienti di sicurezza che troveremo saranno abbastanza alti.

Risultano infatti i coefficienti:

	A	B	1	2	3
n	35,7	39	19	13	15,4

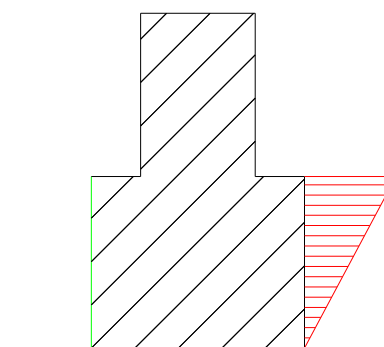
Appare chiaro dunque che la vita a fatica ottenuta per sollecitazioni inerziali e centrifughe non è un parametro determinante ai fini del proporzionamento. I coefficienti di sicurezza ricavati sono molto espliciti a riguardo: il dimensionamento della casa costruttrice è stato fatto in grande sicurezza. D'altra parte la tipologia di moto scelta è quella di una moto da turismo per la quale importanza fondamentale assume l'affidabilità di ogni sua parte soprattutto dei componenti il gruppo termico. Possiamo dunque dire che l'albero di distribuzione risulta in sicurezza per vita infinita riguardo le sollecitazioni di origine inerziale e centrifuga.

Considerazioni sulle concentrazioni di tensione

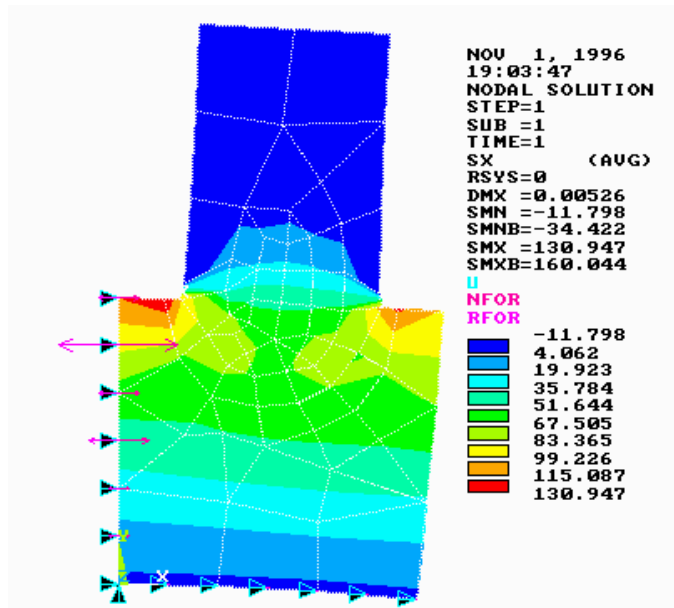
Il procedimento seguito parte da alcune ipotesi di base che sono state rispettate durante tutto il calcolo. Queste ipotesi hanno semplificato il problema e ci hanno permesso di risolverlo con i mezzi che la teoria fornisce. In particolare dobbiamo ricordare come è stata interpretata la presenza delle camme ai fini della verifica dell'albero. I calcoli effettuati per determinare, dai diagrammi del momento flettente, la rotazione delle sezioni, la deformata dell'albero per poi ricavare le tensioni normali e tangenziali partivano dall'ipotesi di considerare le camme come variazioni di diametro dell'albero e quindi impostare per la sezione dell'albero in corrispondenza di una camma un valore di momento di inerzia di figura pari proprio a quello della camma. Ciò ha comportato un andamento della rotazione, come visto, scalettato. Ma l'interpretazione fornita è in effetti una forzatura in quanto gli studi fatti sugli alberi a sezione variabile partono dall'ipotesi in cui i tratti a diametro variabile abbiano una lunghezza assiale paragonabile. Per l'albero di distribuzione in studio questo non è vero in quanto lo spessore di ogni singola camma è di soli 7 mm. Nella realtà la presenza della camma, anche se indubbiamente modifica il comportamento dell'albero localmente, globalmente non ne altera sensibilmente le capacità di resistenza. La rigidità dell'albero non viene effettivamente modificata quanto si potrebbe credere.

Ma le conseguenze più evidenti si hanno nella valutazione dei coefficienti di concentrazione di tensione che abbiamo fatto in prossimità delle camme. Fermi restando i coefficienti ottenuti per la sezione B, per la quale le ipotesi sulla paragonabilità dei tratti a diametro diverso sono valide, per le sezioni 1, 2, 3 si sono ottenuti valori di σ_k che vedremo essere eccessivi.

Lo studio dell'effettiva concentrazione di tensione statica è stato affrontato tramite ANSYS sottoponendo una parte di albero ad un sistema di carichi affine a quello che si presenta nel nostro problema. Abbiamo sottoposto l'albero ad una distribuzione di tensione di trazione triangolare che rappresentasse una sollecitazione di flessione, come visibile nella figura a lato. I vincoli di continuità e di simmetria sono rappresentati dalle linee in verde.



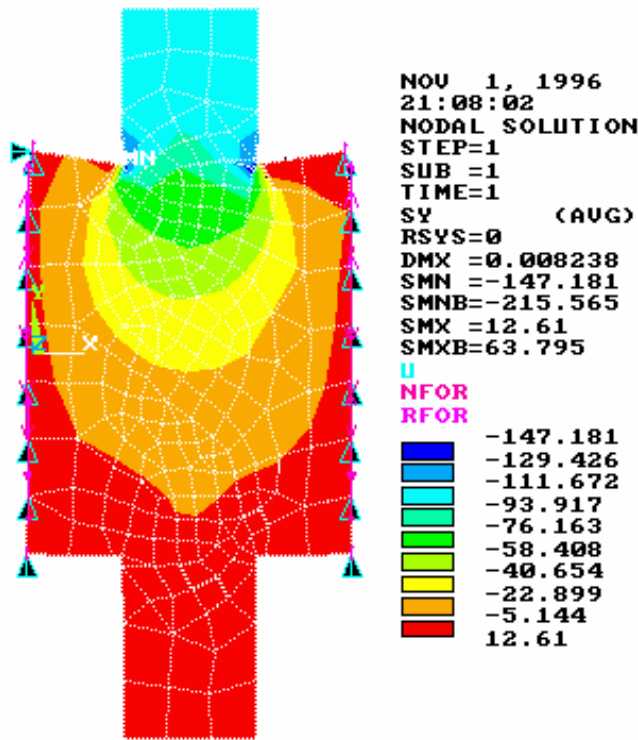
Il valore massimo della tensione di trazione ad una certa distanza dalla discontinuità è pari a 100 MPa. Come si può vedere dalle figure seguenti, in prossimità della variazione di diametro la tensione assume valori più elevati, circa 130 MPa. Il coefficiente di concentrazione delle tensioni a seguito di un'analisi numerica risulta quindi $\sigma_k = 130/100 = 1,3$.



Nonostante l'incremento vi sia stato, sicuramente è inferiore rispetto a quello previsto dalle tabelle. Infatti con un raggio di raccordo $r = 0,3$ mm, un diametro minore $d = 21$ mm ed uno maggiore $D = 40$ mm si ricava $\sigma_k = 2,286$.

La spiegazione consiste quindi nella limitata estensione assiale della camma. Infatti se vediamo la figura ... si può apprezzare come le linee di flusso in realtà non riescono a risalire sulla camma che rimane pertanto scarica. Un'analogia idrodinamica rende facile l'interpretazione: il moto di un fluido (le linee di tensione) che scorre nella direzione dell'asse viene interessato dalla presenza di un'apertura sulla parete; la velocità del fluido all'interno di questa apertura (l'intensità della tensione) sarà tanto più elevata quanto più estesa sarà l'apertura. Al tendere a zero dell'estensione dell'apertura il fluido ristagnerebbe senza muoversi (la camma sarebbe del tutto scarica).

Abbiamo riportato anche l'andamento delle tensioni in direzione ortogonale all'asse caricando l'elemento con una pressione uniforme sul lato più alto pari a 100 MPa. Dalle mappe si intuisce che anche in questo caso, in prossimità della discontinuità, si ha una concentrazione di tensione quantificabile con un $\sigma_k = 1,47$.



In conclusione possiamo dire che le verifiche fatte secondo la teoria dell'elasticità partono da un'ipotesi che rende i calcoli conservativi. Lo studio numerico ha dimostrato che in realtà le discontinuità geometriche non danno l'effetto negativo che si pensava.

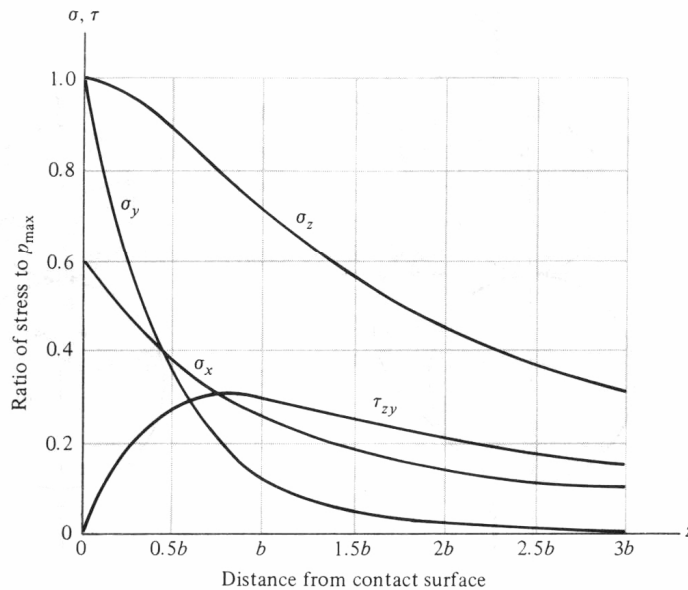
***4 - USURA
PER FATICA SUPERFICIALE***

4 - USURA PER FATICA SUPERFICIALE

Di grandissima importanza nello studio dei sistemi di distribuzione assumono le pressioni di contatto, le pressioni Hertziane. A rigore lo studio di Hertz è rivolto ai moti di puro rotolamento, mentre sul cinematismo oggetto di studio è presente una componente tangenziale della velocità. Lo strisciamento tra movente e cedente che ne consegue favorisce l'insorgere di altri tipi di usura, quali l'usura abrasiva.

Una regolare abbondante lubrificazione permette l'instaurarsi di un regime idrodinamico, e quindi l'eliminazione dell'usura superficiale, restringendone lo studio ai periodi di funzionamento irregolare, in assenza temporanea di lubrificante, o di pressione del lubrificante. Tuttavia forti pressioni di contatto, unite a forti velocità relative, possono sviluppare calore in misura tale che il corrispondente rialzo termico porta all'interruzione del velo di lubrificante, in seguito all'eccessiva perdita di viscosità. Ne segue lo sfregamento diretto delle superfici con conseguenti rigature, fino al limite del grippaggio.

Una delle conseguenze più comuni in contatti misti rotolamento – strisciamento è il cosiddetto Pitting, ovvero la vaiolatura delle superfici di contatto che può portare anche alla formazione di crateri. Questo fenomeno comporta malfunzionamenti nel cinematismo ed, alla lunga, danneggiamenti del sistema. In accordo con la teoria di Hertz, si è dimostrato che la causa principale del pitting è la tensione tangenziale che in questi casi raggiunge valori molto elevati ad una certa profondità dalla superficie (vedi figura sottostante). Quando questa supera il valore del limite di resistenza a fatica del materiale per sollecitazioni tangenziali si incorre in fenomeni di pitting.



La verifica di resistenza nella pratica più diffusa si opera utilizzando il metodo di Buckingham. Partendo dalle conclusioni ottenute da Hertz relativamente al contatto per linea, possiamo scrivere che la semilarghezza b dell'impronta effettiva fra due superfici cilindriche a contatto risulta:

$$b = \sqrt{\frac{2P}{\pi l} \cdot \frac{2 \cdot (1-\nu^2) / E}{1/d_1 + 1/d_2}},$$

avendo indicato con

- P il valore del carico normale alla superficie di contatto
- ν il modulo di Poisson ($\approx 0,3$)
- E il modulo dell'elasticità (≈ 210.000 Mpa)
- d_1 raggio di curvatura del primo elemento
- d_2 raggio di curvatura del secondo elemento
- l lunghezza assiale del contatto (≈ 7 mm)

Le caratteristiche del materiale vengono implicitamente supposte uguali dal tipo di formula usata, ed in particolare riferite all'acciaio.

Il valore della pressione massima di contatto sarà:

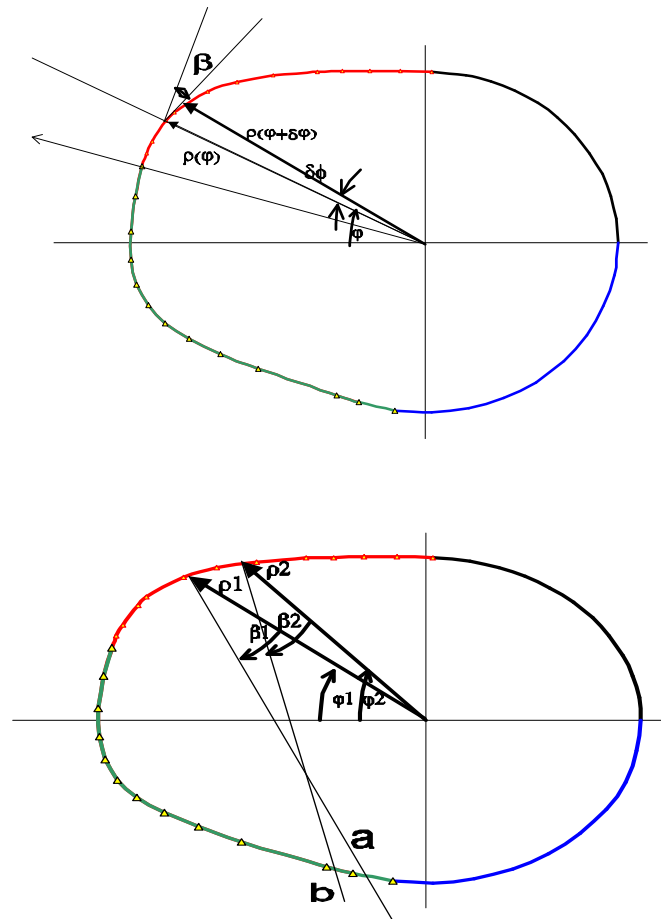
$$p_{Hz} = \frac{2P}{\pi b l}$$

Occorrerà dunque avere informazioni su tutti questi parametri per ogni istante di accoppiamento tra le superfici a contatto.

Il valore del carico normale P è stato dedotto nel capitolo *Dinamica*.

Il raggio di curvatura di tutti i bilancieri è di 25 mm.

Per il calcolo del raggio di curvatura degli eccentrici per ogni valore dell'anomalia φ , si fa riferimento alla figura a pagina seguente:



Considerando β formato dal vettore posizione ρ e dalla normale alla tangente al profilo a, il centro di curvatura, per una coppia di punti del profilo di vettori ρ_1 e ρ_2 , è dato dall'intersezione tra le rette a e b.

Tali rette hanno equazioni:

$$y = y_1 + tg(\pi - \varphi_1 - \beta_1) \cdot (x - x_1)$$

ed

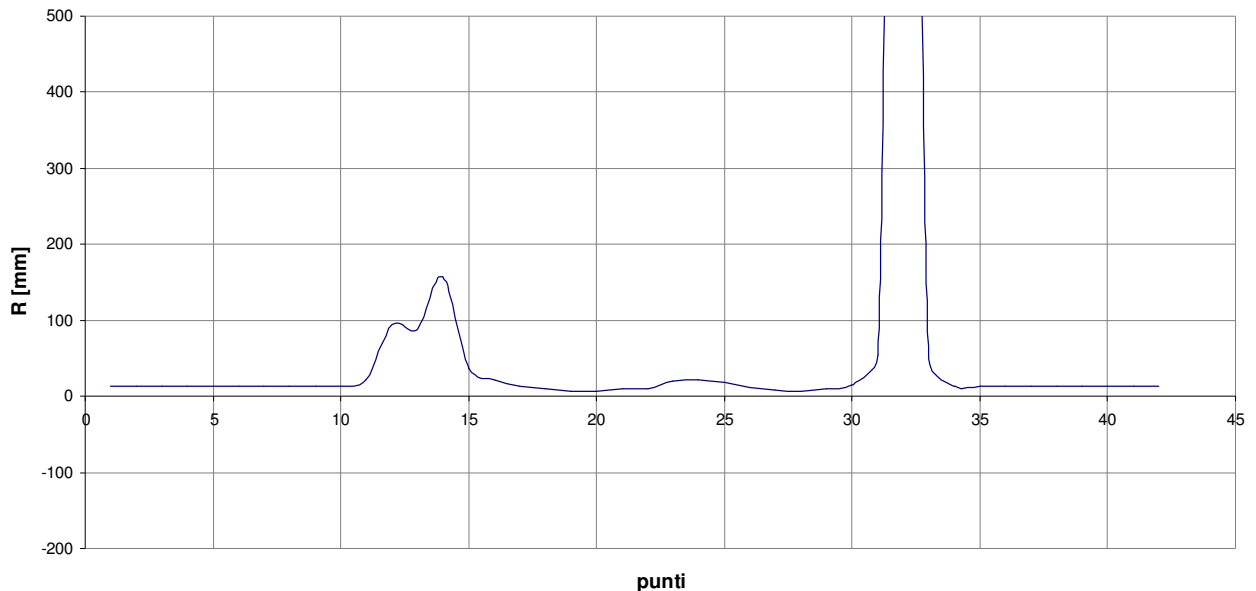
$$y = y_2 + tg(\pi - \varphi_2 - \beta_2) \cdot (x - x_2)$$

Trovato il punto di intersezione (\bar{x}, \bar{y}) tra le due rette il raggio di curvatura è:

$$r = \sqrt{(x_1 - \bar{x})^2 + (y_1 - \bar{y})^2}$$

Nel grafico seguente si può osservare l'andamento del raggio di curvatura su camma di apertura. Tale valore non deve scendere mai al disotto dei 5 mm, motivo per cui bisogna limitare molteplicità elevate soprattutto vicino alle rampe.

Raggio di curvatura



La pressione massima va confrontata con un valore limite che assicura che il pezzo non si danneggi per un certo numero di cicli. Quando il numero di cicli di riferimento è 10^8 il valore di pressione di confronto si chiama limite di resistenza a fatica superficiale e si indica con S_{fe} . Non potendo trovare sperimentalmente il valore di S_{fe} per l'albero a camme ci basiamo su una formula empirica che ci consente di ottenerlo nota la durezza del materiale:

$$S_{fe} = 400 HB - 10000 \quad [psi]$$

dove HB è la durezza Brinell espressa in daN/mm^2 .

Per il materiale utilizzato si trova $HB = 3 \cdot \sigma_R = 360 daN/mm^2$, da cui:

$$S_{fe} = 134000 psi = 920 Mpa$$

Si tratta effettivamente di un limite piuttosto alto, ma in linea con le qualità costruttive giustificate dal tipo di sistema.

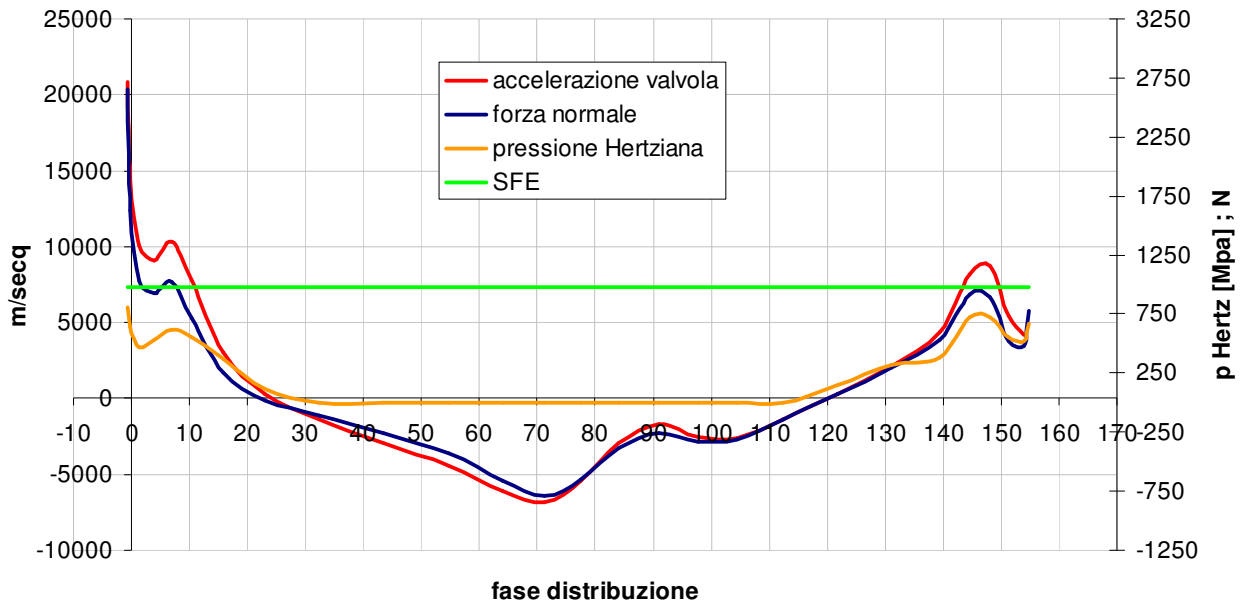
La condizione di sicurezza si ha fin quando viene soddisfatta la disuguaglianza:

$$p_{max} \leq S_{fe}$$

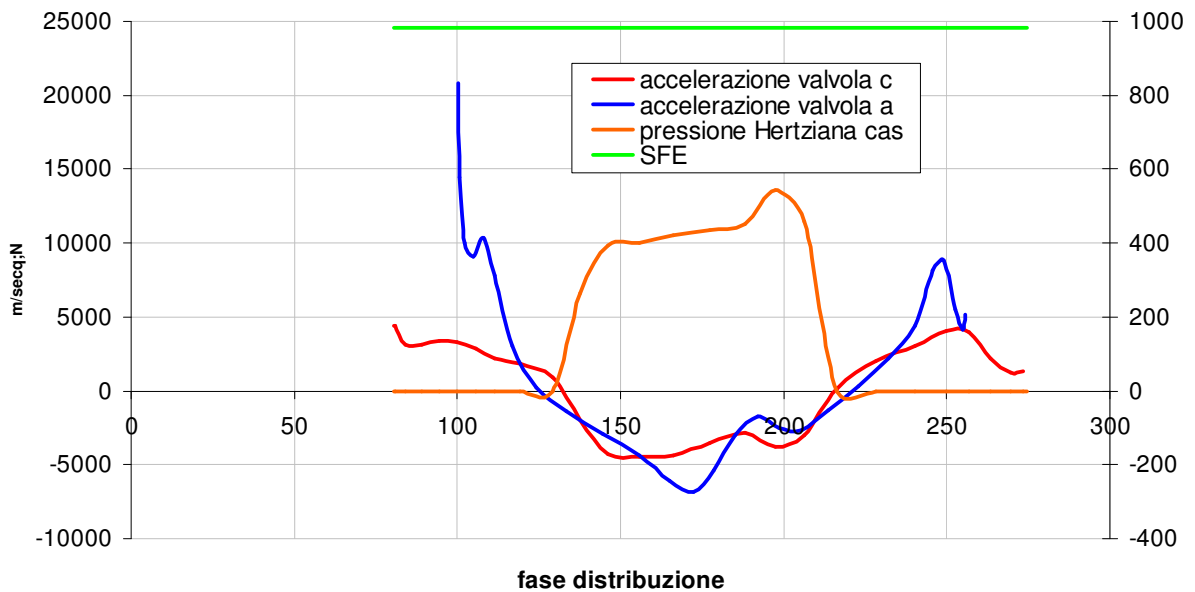
Ecco quello che succede in funzionamento: quando la valvola ha accelerazione positiva le forze di contatto si scaricano sul movente positivo, diversamente sul negativo.

Al massimo regime di funzionamento, 5000 rpm, per le camme rispettivamente di apertura e chiusura aspirazione, si ha il seguente andamento della pressione Hertziana al variare dell'angolo di rotazione dell'albero a camme.

Camma di apertura aspirazione: pressione Hertziana



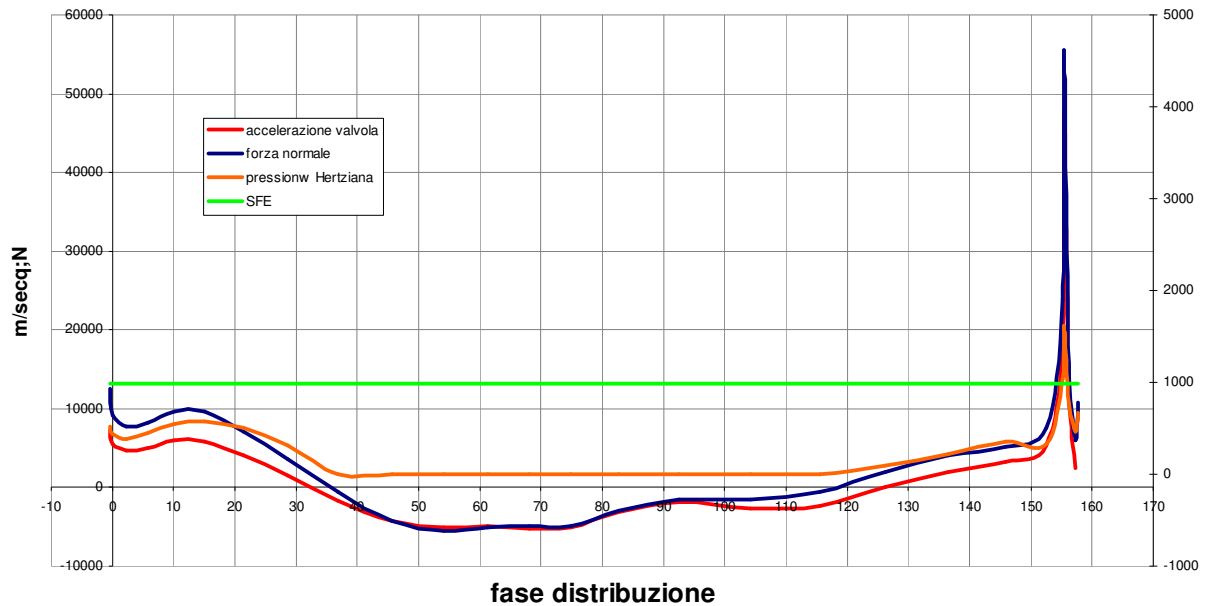
Camma di chiusura aspirazione: pressione Hertziana



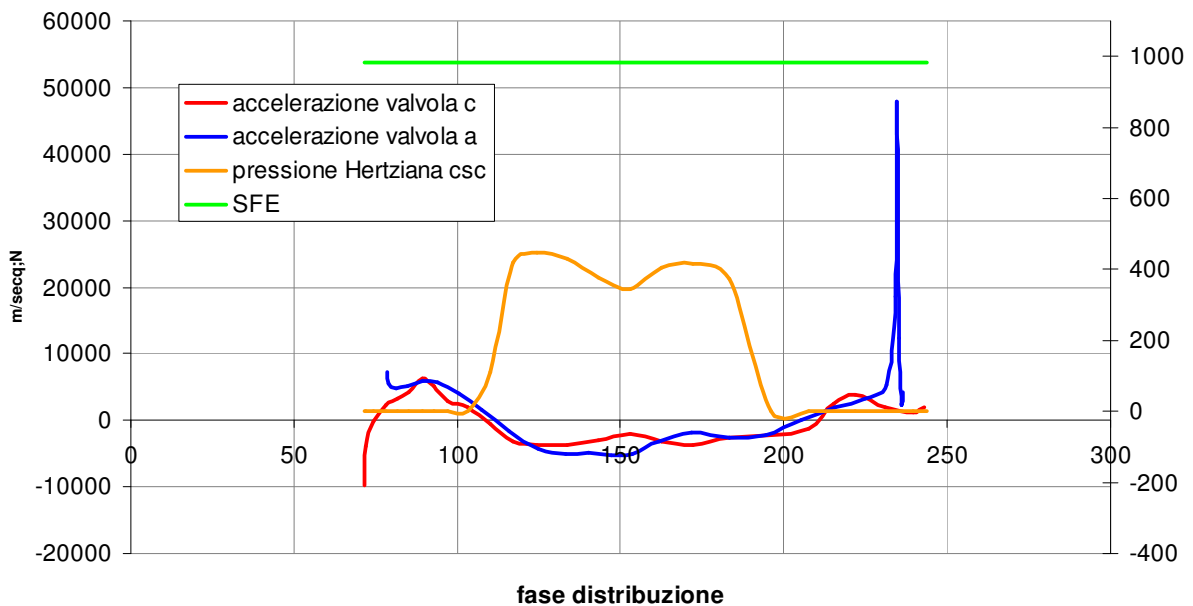
Vista la vicinanza dei massimi valori a quelli limite, si deduce che il limite strutturale più evidente sono proprio le forze di contatto, soprattutto appurato che la fatica flessionale ha coefficienti di sicurezza a vita infinita che sono quasi di un ordine di grandezza superiori a quelli delle pressioni Hertziane.

Si riportano di seguito anche i grafici relativi alla valvola di scarico.

Camma di apertura scarico: pressione Hertziana



Camma di chiusura scarico: pressione Hertziana



Si osservi ora il picco nel grafico relativo alla camma di apertura scarico: sembrerebbe in effetti che il limite di fatica venga superato. In effetti, se il regime di funzionamento del motore fosse sempre quello massimo, allora su questo eccentrico si verificherebbe una rottura per Pitting superficiale prima dei 10^8 cicli, vita solitamente richiesta per tale tipo di organo. Ovviamente, anche nell'impiego più spinto, è difficile che si verifichi tale circostanza.

Considerando che le pressioni di contatto sono proporzionali alla radice quadrata del carico normale, e che quest'ultimo è proporzionale all'accelerazione, a sua volta quadratica con il regime, ne consegue che:

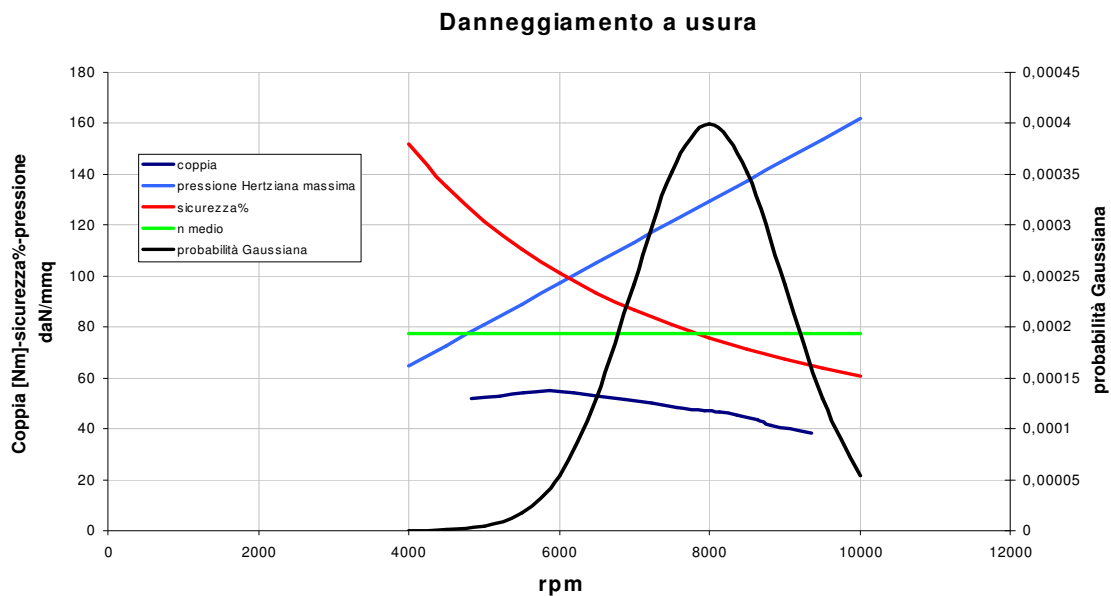
$$p_{Hz} = C \cdot n,$$

dove C è una costante di proporzionalità. Se la pressione hertziana è proporzionale, per ciascun angolo di rotazione dell'albero, al regime di rotazione, allora lo sarà anche l'inverso del più piccolo coefficiente di sicurezza.

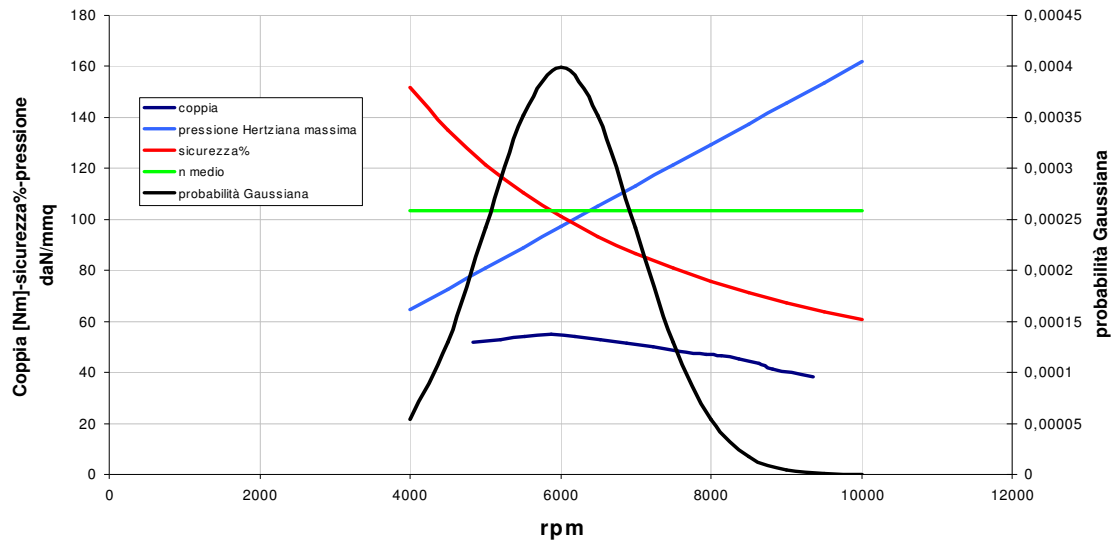
Se ne deduce che, nei riguardi della fatica superficiale, il coefficiente di sicurezza per il limite di 10^8 cicli ha un andamento iperbolico sull'arco di utilizzo.

Centrando una curva di distribuzione gaussiana sull'arco di coppia si può trovare il valore di compenso del coefficiente di sicurezza durante l'intera vita dell'organo.

Come si vede dagli ultimi due grafici seguenti, un utilizzo normale, nel quale il motore gira soprattutto intorno al regime di coppia massima, il coefficiente di sicurezza compensato è superiore all'unità, mentre, al contrario, un impiego di tipo estremo limita la vita degli organi della distribuzione al disotto dei 100 milioni di cicli, circa 280 ore di funzionamento.



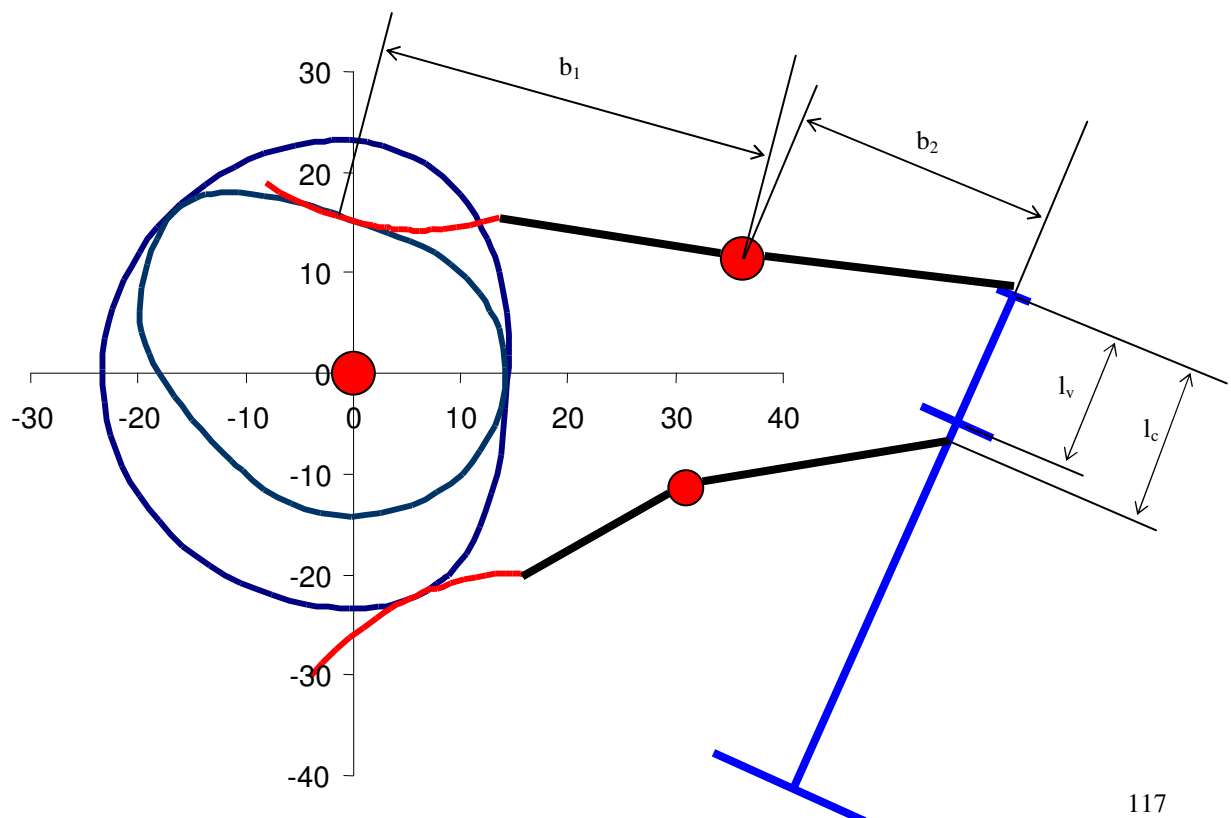
Danneggiamento a usura



5 - RECUPERO GIOCO VALVOLA

5 - RECUPERO GIOCO VALVOLA

Come abbiamo visto nel capitolo 1, l'accoppiamento valvola – bilancieri è un accoppiamento con gioco. Questo gioco è stato quantificato tenendo conto delle posizioni imposte dai cinematismi di apertura e chiusura della valvola. La presenza di un gioco consistente sulla valvola è un accorgimento di fondamentale importanza nei motori termici; esso nasce dalla necessità di prevedere variazioni dimensionali di ogni elemento del cinematismo durante il funzionamento. Le cause sono sia le sollecitazioni centrifughe che quelle termiche mentre la conseguenza dal punto di vista cinematico, qualora non si prevedesse il gioco richiesto, sarebbe la compenetrazione tra bilancieri e valvola. Dato che compenetrazione non ve ne può essere, si presenterà uno stato tensionale che può essere nocivo al corretto funzionamento del sistema: i bilancieri risulteranno sottoposti a flessione mentre la valvola risulterà compressa nella parte compresa tra i due pattini. Oltre le conseguenze tensionali ci saranno anche variazioni nei diagrammi di alzata perché le posizioni occupate dai bilancieri in un istante fissato non saranno più quelle calcolate nella sezione Cinematica ma dovranno tenere conto delle deformazioni a cui i bilancieri sono sottoposti.



Valutazione del gioco minimo per deformazioni termiche

Come si può vedere nella figura a pagina precedente il gioco è valutabile come differenza tra la lunghezza l_c imposta dal cinematismo e la lunghezza l_v della parte della valvola compresa tra cappuccio ed anello. Ci poniamo su di un asse parallelo all'asse valvola e consideriamo ogni componente di spostamento su questo asse. La situazione peggiore si avrebbe qualora entrambi i bilancieri fossero in contatto con le rispettive camme in corrispondenza del raggio massimo. Questa situazione però non si può presentare per come sono state fatte le camme: quando una delle camme è in contatto nella zona di raggio massimo, l'altra è in contatto nella zona di raggio minimo. Operiamo quindi una valutazione qualitativa prendendo sia per la camma di chiusura che per quella di apertura un raggio medio. Ricavata per ogni camma lo spostamento radiale $\square\square$ per avere lo spostamento del pattino del bilanciere lungo l'asse valvola si dovrà tenere conto dei bracci del bilanciere e dell'angolo di inclinazione della valvola. La deformazione dovuta alla dilatazione libera di un corpo è data da:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \alpha \Delta T$$

Data una variazione di temperatura $\square T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ed un coefficiente di dilatazione termica lineare per l'acciaio $\alpha = 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ si possono eseguire i calcoli sotto riportati.

- *Apertura*

raggio minimo

$$\square_{min} = 14,2 \text{ mm}$$

raggio massimo

$$\square_{max} = 23,17 \text{ mm}$$

raggio medio

$$\bar{\rho} = 18,68 \text{ mm}$$

variazione raggio

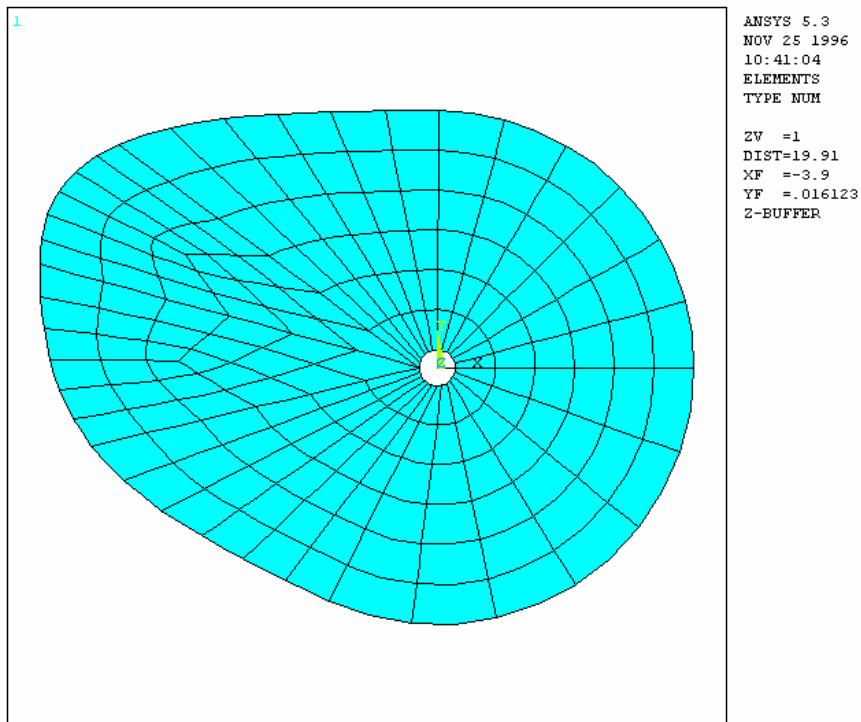
$$\Delta\bar{\rho} = \alpha \bar{\rho} \Delta T = 2,43 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

variazione posizione bilanciere

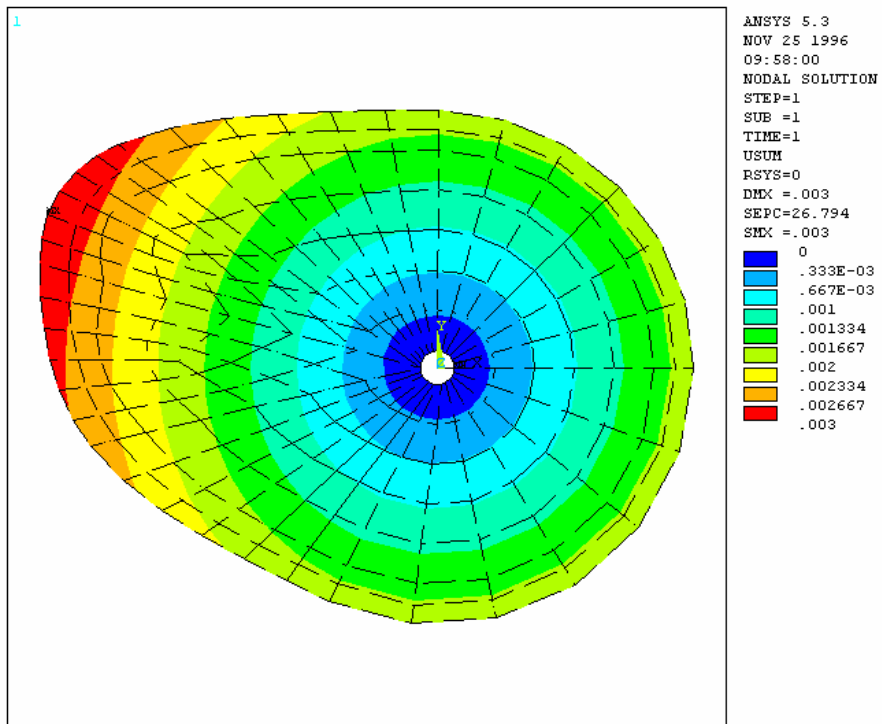
$$\square_{bil,a} = \frac{\bar{b}_1}{\bar{b}_2} \Delta\bar{\rho} = \frac{32,71}{32,89} 2,43 \cdot 10^{-3} = 2,417 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Ci siamo serviti del programma agli elementi finiti ANSYS 5.3 per visualizzare, in ogni punto, lo spostamento radiale cui le camme sono sottoposte a seguito di una variazione di

temperatura uniforme $\Delta T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$. Abbiamo così importato la geometria dei profili, tramite i parametri caratteristici definiti nella sezione Cinematica, in ambiente ANSYS ed operato la meshatura. In figura seguente è riportata la camma di apertura meshata.



Si è scelto un elemento quadrangolare ad otto nodi (PLANE 82) adatto a rappresentare uno stato piano di tensione. Il file *.bas che genera il file *.log per ANSYS è stato compilato per dare alla camma il profilo esterno richiesto ed un raggio interno diverso da zero. Questo perché è necessario vincolare diversamente la camma a seconda del tipo di sollecitazione cui essa è sottoposta. Nel caso della sollecitazione termica libera, la camma non andrebbe vincolata, ma per come è compilato il programma è necessario dare un raggio interno. Abbiamo preso per comodità di calcolo un raggio $r = 1 \text{ mm}$ che non compromette l'esito dei risultati dato che a noi interessa lo spostamento sul profilo esterno, ad una distanza consistente, dunque, dal punto di vincolo. Riportiamo la mappa degli spostamenti radiali per la camma di apertura. Come si può vedere i valori ottenuti con i due procedimenti sono molto simili. A fine capitolo abbiamo riportato il file *.log da fare leggere al programma.



- *Chiusura*

raggio minimo

$$\square_{min} = 14,42 \text{ mm}$$

raggio massimo

$$\square_{max} = 23,32 \text{ mm}$$

raggio medio

$$\bar{\rho} = 18,87 \text{ mm}$$

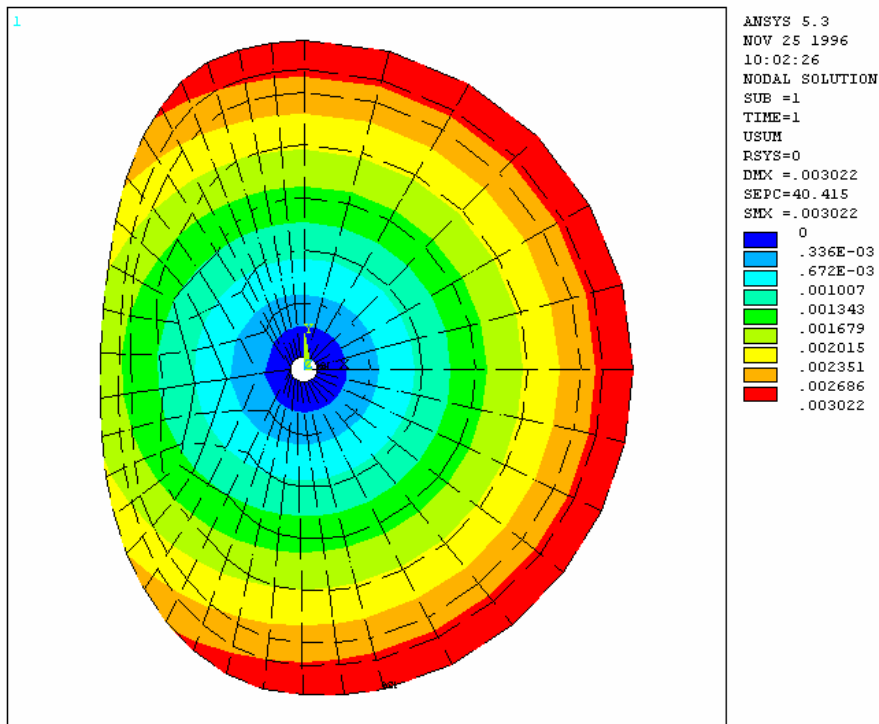
variazione raggio

$$\Delta\bar{\rho} = \alpha \bar{\rho} \Delta T = 2,45 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

variazione posizione bilanciare

$$\square_{bil,c} = \frac{\bar{b}_1}{b_2} \Delta\bar{\rho} = \frac{26,37}{29,54} 2,45 \cdot 10^{-3} = 2,187 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Similmente a quanto fatto per la camma di apertura, riportiamo la mappa degli spostamenti radiali per quella di chiusura. Anche in questo caso i risultati ottenuti sono molto simili.



La variazione di posizione dei bilancieri è data da:

$$\Delta l_c = \Delta l_{bil,a} + \Delta l_{bil,c} = 4,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- Valvola

lunghezza

$$l_v = 20 \text{ mm}$$

variazione lunghezza

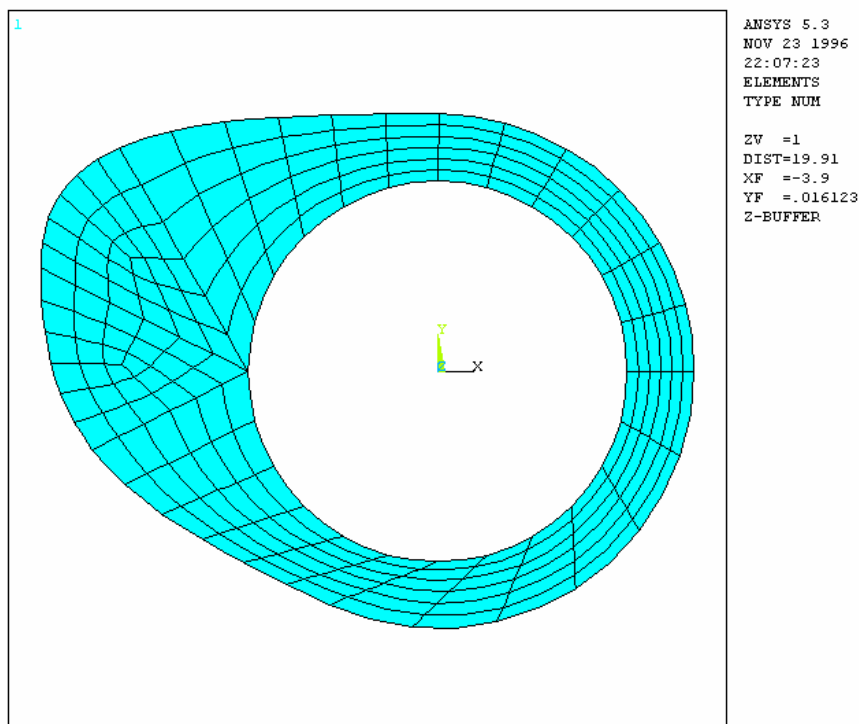
$$\square l_v = \alpha l_v \Delta T = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Possiamo quindi dare una valutazione orientativa del minimo valore di gioco che deve esistere nell'accoppiamento bilancieri – valvola al fine di permettere la libera deformazione termica del sistema:

$$g_{min,T} = \square l_c + \square l_v = 7,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

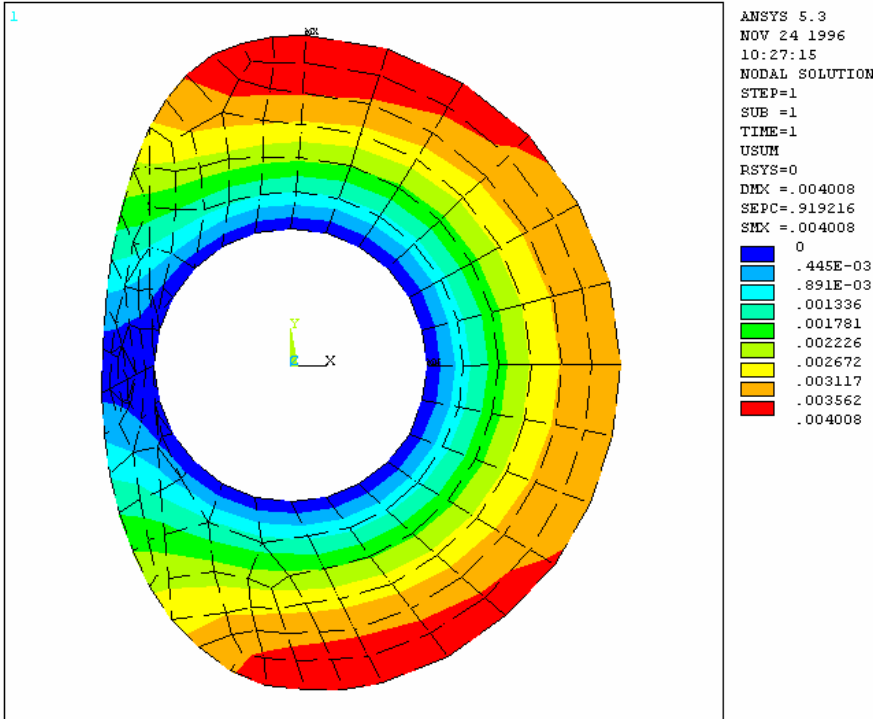
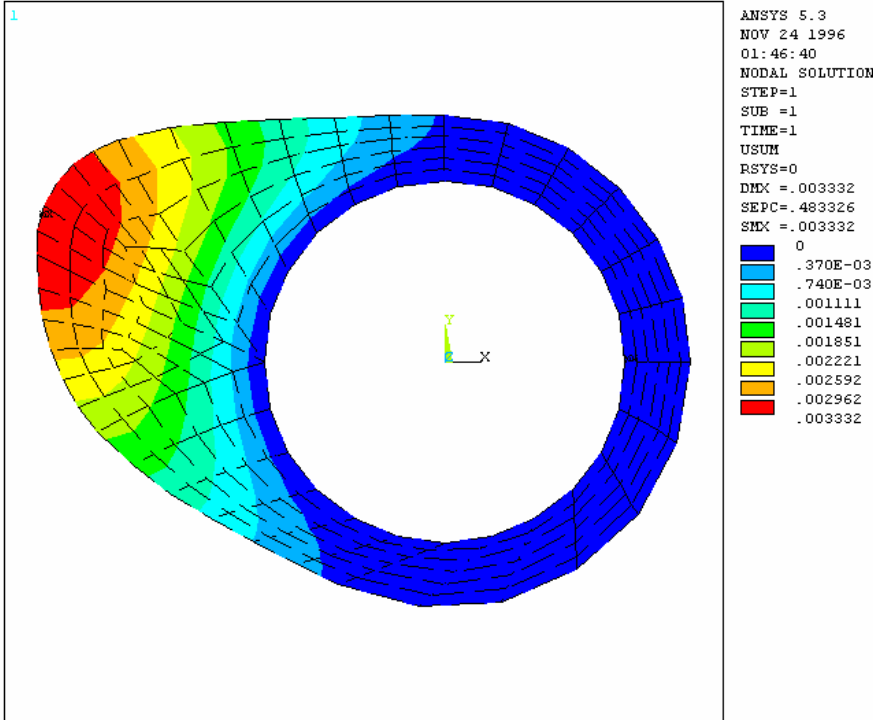
Valutazione del gioco minimo per deformazioni centrifughe

Come detto in precedenza un altro fattore che influenza la scelta del gioco minimo da dare all'accoppiamento valvola – bilancieri è la deformazione dei profili degli eccentrici dovuta alla rotazione dell'albero di distribuzione. Sia la camma di apertura che la camma di chiusura tendono ad espandersi a seguito della rotazione e quindi, come nel caso delle deformazioni termiche, la lunghezza l_c in funzionamento diminuisce. Quella che praticamente possiamo considerare invariante è la lunghezza l_v della valvola, per cui il gioco minimo per deformazioni centrifughe tiene conto solo della variazione dimensionale degli eccentrici. Per valutare l'entità di questa variazione ci siamo serviti del programma agli elementi finiti ANSYS 5.3 , che ci ha permesso di visualizzare, in ogni punto, lo spostamento radiale cui le camme sono sottoposte a seguito di una velocità di rotazione dell'albero a camme $n = 5000$ rpm. Abbiamo così importato la geometria dei profili, tramite i parametri caratteristici definiti nella sezione Cinematica, in ambiente ANSYS ed operato la meshatura. In figura seguente è riportata la camma di apertura meshata.

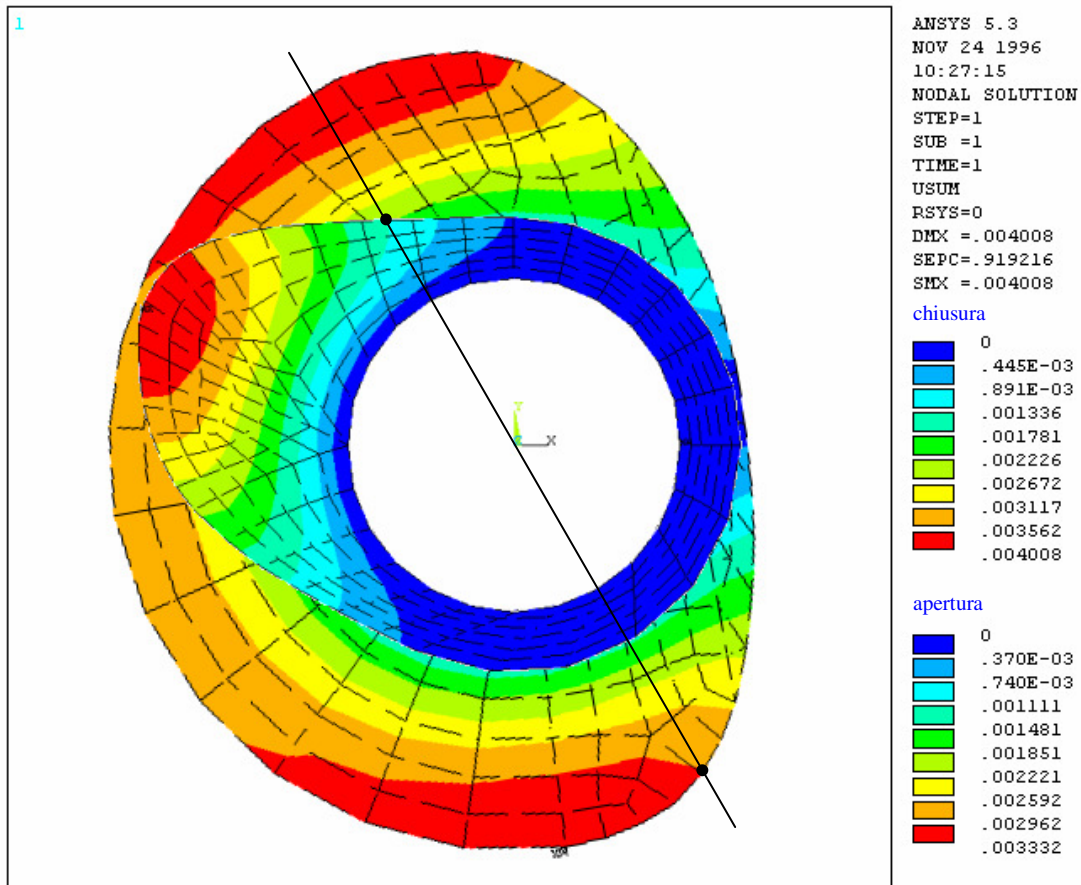


I vincoli nelle direzioni x e y sono applicati a tutti i nodi della circonferenza interna che coincide con quella dell'albero. Si è implicitamente ipotizzando che l'albero potesse essere considerato di rigidità infinita e quindi non soggetto a deformazione. L'ipotesi è confortata anche dal fatto che l'estensione assiale dell'albero è notevolmente più grande di quella della

camma. Nei diagrammi sottostanti sono riportate le mappe degli spostanti radiali per entrambe le camme.



Nella pagina seguente le camme sono state messe in fase.



Come si può vedere dalle tabelle i valori massimi di spostamento radiale sono:

- apertura

$$\square \square_{max,a} = 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- chiusura

$$\square \square_{max,c} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Come visto prima, gli istanti di massimo spostamento radiale per le due camme non sono contemporanei, per cui sommare i valori massimi non sarebbe corretto. Semplificando la situazione, ponendo cioè i due punti di contatto diametralmente opposti, la situazione più critica è quella prospettata sopra con i due punti di contatto evidenziati. In questa configurazione gli spostamenti sono:

- apertura

$$\square \square_a = 1,37 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- chiusura

$$\square \square_c = 2,96 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

da cui le variazioni di posizione dei bilancieri:

- apertura

$$\square l_{bil,a} = \frac{\bar{b}_1}{b_2} \Delta \rho_a = \frac{32,71}{32,89} 1,37 \cdot 10^{-3} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

- chiusura

$$\square l_{bil,c} = \frac{\bar{b}_1}{b_2} \Delta \rho_c = \frac{26,37}{29,54} 2,96 \cdot 10^{-3} = 2,64 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Pertanto il gioco minimo nell'accoppiamento valvola – bilancieri per le sollecitazioni centrifughe risulta:

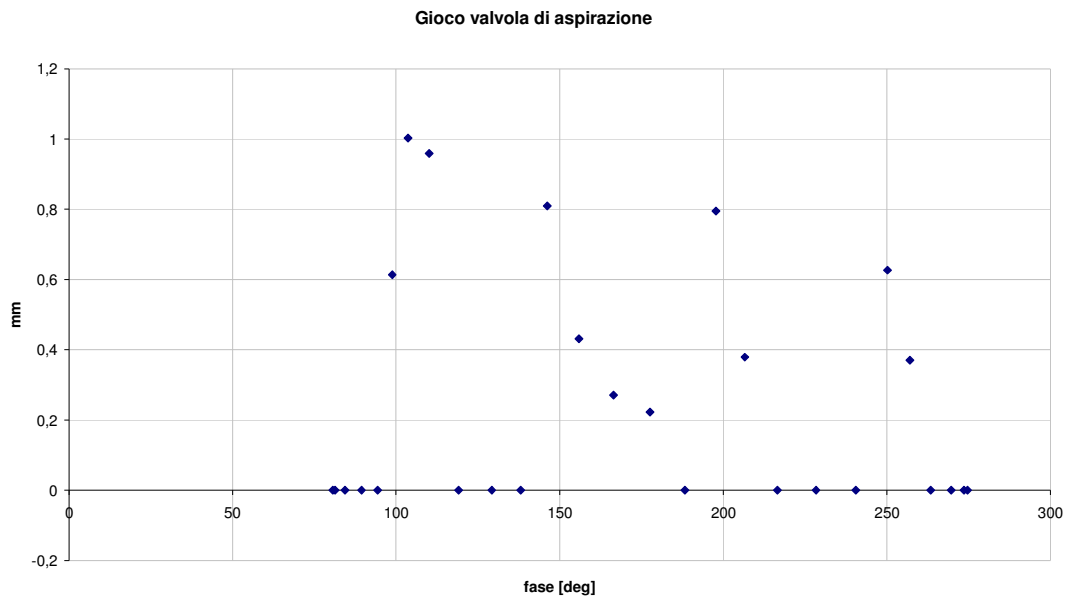
$$g_{min,\square} = \Delta l_c = \Delta l_{bil,a} + \Delta l_{bil,c} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Da quanto calcolato per sollecitazioni termiche e centrifughe si trova un valore di gioco minimo:

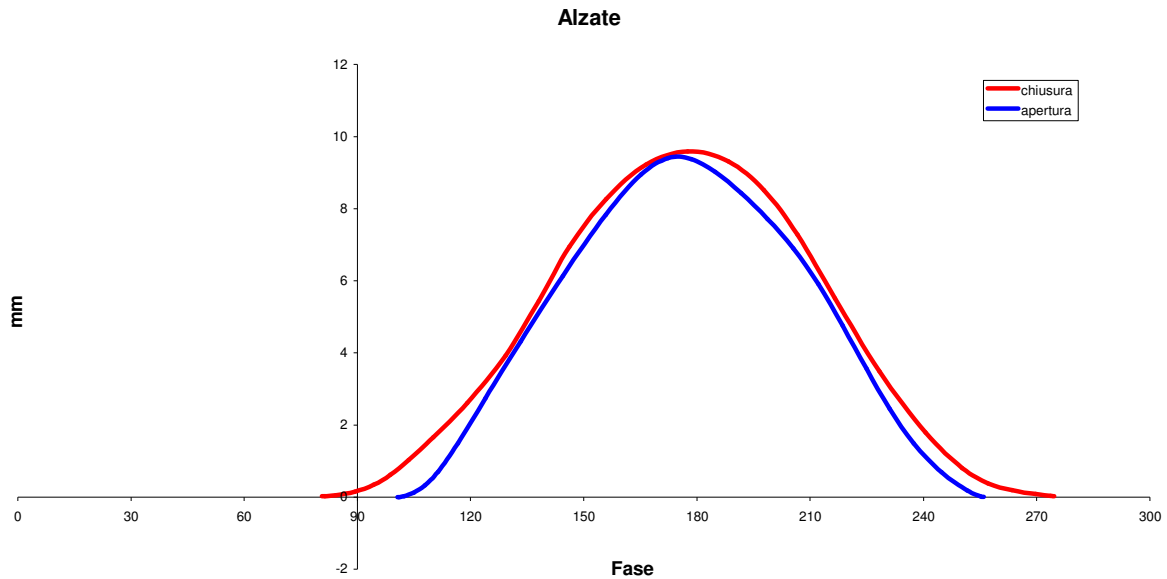
$$g_{min} = g_{min,T} + g_{min,\square} = 11,2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Questo gioco ha in effetti un valore poco indicativo in quanto nella pratica di montaggio non avrebbe senso misurare una quantità che è dello stesso ordine di grandezza delle tolleranze dimensionali ed inoltre difficilmente apprezzabile con i più comuni spessimetri adoperati per questo scopo. D'altra parte la letteratura a riguardo ci dice che le case costruttrici consigliano valori di gioco pari a qualche decimo di millimetro, di un ordine di grandezza superiore quindi rispetto a quello determinato da noi. La spiegazione si trova nel fatto che, in effetti, le sollecitazioni termiche e centrifughe non hanno una funzione prevalente nella deformabilità del sistema. Come vedremo nella sezione relativa alle Vibrazioni, l'entità della freccia cui è sottoposto un bilanciere nell'istante in cui incomincia ad essere spostato, arriva fino al decimo di millimetro. Ciò significa che il ciclo di un bilanciere sarà caratterizzato da un moto vibratorio che, sull'asse valvola, si può quantificare con un $\square l_{bil}$ dell'ordine del decimo di millimetro. Da questo si capiscono i valori di gioco consigliati.

Nel caso del cinematismo di aspirazione i valori di gioco, calcolati come differenza tra i diagrammi di alzata della camma di chiusura e di quella di apertura, sono riportati nel grafico seguente.



I valori massimi vanno presi tenendo conto dell'errore inevitabile derivante dalla difficoltà di modellazione delle camme nei tratti di accostamento (dovuto ai limitati gradi di libertà) e dalla procedura di messa in fase delle due camme per cui ad un istante fissato del diagramma di apertura corrisponde un intervallo su quello di chiusura. Il principio di selezione dei punti corrispondenti è quello di minimizzare gli errori, ma oltre un certo valore si ottengono pochi punti validi lungo un intero ciclo. Osservando il grafico possiamo comunque renderci conto di come la distribuzione dei valori sia tale da non preoccupare sul corretto funzionamento del cinematismo.



Infatti, come si può vedere più agevolmente dai diagrammi di alzata, lo scarto maggiore si ha proprio nei tratti di accostamento dove il moto è comandato da una sola camma, per cui un gioco eccessivo non ha alcuna conseguenza. I tratti più delicati sono le rampe, corrispondenti ai momenti in cui si ha il passaggio di carico da una camma all'altra. Qui è importante che il gioco sia ridotto al minimo per evitare urti che accorcerebbero drasticamente la durata delle superfici. Come si può vedere, proprio sulle rampe si è riusciti ad ottenere valori di gioco prossimi ai 2 decimi di millimetro, quindi in linea con quelli tratti in letteratura.

In conclusione quindi, è accertato che i profili degli eccentrici sono tali da:

- assicurare il gioco minimo necessario a compensare le dilatazioni termiche e centrifughe e le vibrazioni dovute alle pressioni hertziane
- assicurare la massima precisione negli istanti in cui i carichi passano da una camma all'altra

File .log per sollecitazione termica-centrifuga-hertziana

```

/COM,ANSYS RELEASE 5.3  UP071096
/PREP7
FLST,3,9,8
FITEM,3,0,0,0
FITEM,3, 14.2 , 0, 0
FITEM,3,-22 , 5.7 ,0
FITEM,3,-21.51891 , 8.594961 ,0
FITEM,3,-20.06446 , 10.77234 ,0
FITEM,3,-17.61987 , 12.32587 ,0
FITEM,3,-14.1684 , 13.34931 ,0
FITEM,3,-9.693267 , 13.93638 ,0
FITEM,3, 8.562066E-02 , 14.19974 ,0
K, ,P51X
FLST,3,6,8
FITEM,3,-21.70359 , 1.732348 ,0
FITEM,3,-20.76928 , -1.553938 ,0

```

```

FITEM,3,-19.12946,-4.328853,0
FITEM,3,-16.71651,-6.76239,0
FITEM,3,-13.46283,-9.024545,0
FITEM,3,-5.988082,-12.87567,0
K, ,P51X
FLST,3,4,8
FITEM,3, 1,0,0
FITEM,3,0, 1,0
FITEM,3,-1,0,0
FITEM,3,0,-1,0
K, ,P51X
KPLOT
FLST,3,4,3
FITEM,3,3
FITEM,3,4
FITEM,3,5
FITEM,3,6
BSPLIN, ,P51X
FLST,3,4,3
FITEM,3,6
FITEM,3,7
FITEM,3,8
FITEM,3,9
BSPLIN, ,P51X
FLST,3,4,3
FITEM,3,3
FITEM,3,10
FITEM,3,11
FITEM,3,12
BSPLIN, ,P51X
FLST,3,4,3
FITEM,3,12
FITEM,3,13
FITEM,3,14
FITEM,3,15
BSPLIN, ,P51X
LARC,9,2,1, 14.2,
LARC,15,2,1, 14.2,
LARC,16,17,1, 1,
LARC,17,18,1, 1,
LARC,18,19,1, 1,
LARC,19,16,1, 1,
LPLOT
LSTR, 16, 2
LSTR, 17, 9
LSTR, 18, 6
LSTR, 18, 3
LSTR, 18, 12
LSTR, 19, 15
LPLOT
FLST,2,4,4
FITEM,2,5
FITEM,2,12
FITEM,2,7
FITEM,2,11
AL,P51X
FLST,2,4,4
FITEM,2,2
FITEM,2,13
FITEM,2,8
FITEM,2,12
AL,P51X
FLST,2,3,4
FITEM,2,13
FITEM,2,1
FITEM,2,14
AL,P51X
FLST,2,3,4
FITEM,2,3
FITEM,2,14
FITEM,2,15
AL,P51X
FLST,2,4,4
FITEM,2,4
FITEM,2,16
FITEM,2,9
FITEM,2,15

```



```

AL,P51X
FLST,2,4,4
FITEM,2,10
FITEM,2,11
FITEM,2,6
FITEM,2,16
AL,P51X
APLOT
ET,1,PLANE82
KEYOPT,1,3,3
KEYOPT,1,5,0
KEYOPT,1,6,0
R,1,1,
UIMP,1,EX, , ,210000,
UIMP,1,DENS, , ,0000078,
UIMP,1,NUXY, , ,3,
UIMP,1,ALPX, , ,1e-6,
LESIZE,ALL, , ,6,1,1
FLST,5,6,5,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,-6
CM,_Y,AREA
ASEL, , , ,P51X
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'
CMSEL,S,_Y
ESHAPE,2,0
AMESH,_Y1
ESHAPE,0,0
CMDEL,_Y
CMDEL,_Y1
CMDEL,_Y2
FINISH
/SOLU
ANTYPE,0
TUNIF, 130 ,
FLST,2,1,1,ORDE,1
FITEM,2,14
OMEGA,0,0, 0,0
EPLOT
FLST,2,4,1,ORDE,3
FITEM,2,134
FITEM,2,-136
FITEM,2,265
SF,P51X,PRES, 0 ,
FLST,2,4,4
FITEM,2,8
FITEM,2,9
FITEM,2,10
FITEM,2,7
DL,P51X, ,SYMM
FLST,2,4,4
FITEM,2,7
FITEM,2,8
FITEM,2,9
FITEM,2,10
DL,P51X, ,ASYM
SAVE
/STAT,SOLU
SOLVE
/POST1
PLNSOL,S,XY,0
/REPLOT,RESIZE

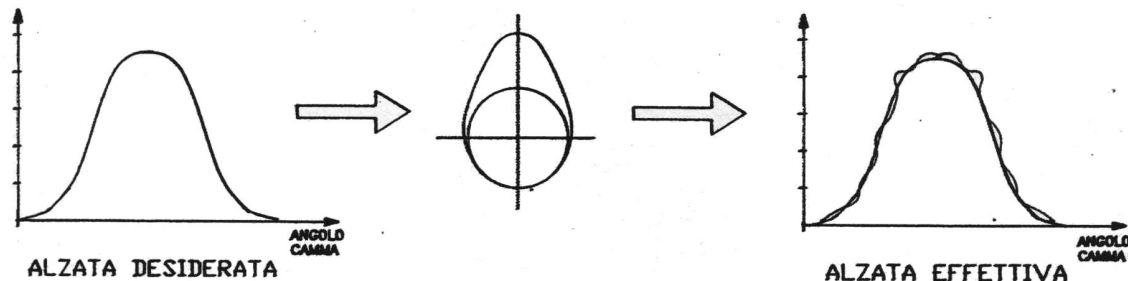
```

6 - LE VIBRAZIONI

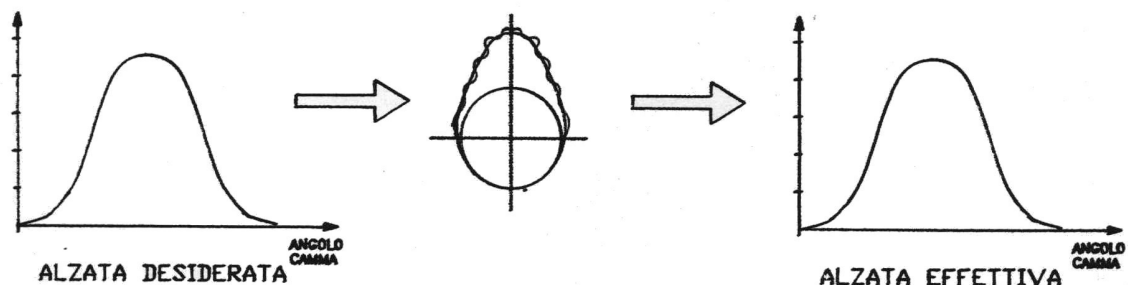
6 - LE VIBRAZIONI

Nei comuni procedimenti, analitici o grafici, adoperati per la determinazione dei diagrammi di alzata, si formula l'ipotesi di infinita rigidezza del sistema. Gli eccentrici, i bilancieri, le valvole e quant'altro può presentarsi in un cinematismo, sono invece elementi elastici, si deformano cioè sotto l'applicazione dei carichi di esercizio. Di conseguenza le leggi di alzata non rispecchiano quelle teoriche, ma se ne discostano di quantità pari alla somma di tutte le deformazioni che si verificano sul sistema. Tali deformazioni possono venire anche amplificate da bilancieri troppo grandi, oppure da una scelta sbagliata dei materiali che, pur

SENZA TENERE CONTO DELLA ELASTICITA' DEL SISTEMA



TENENDO CONTO DELLA ELASTICITA' DEL SISTEMA



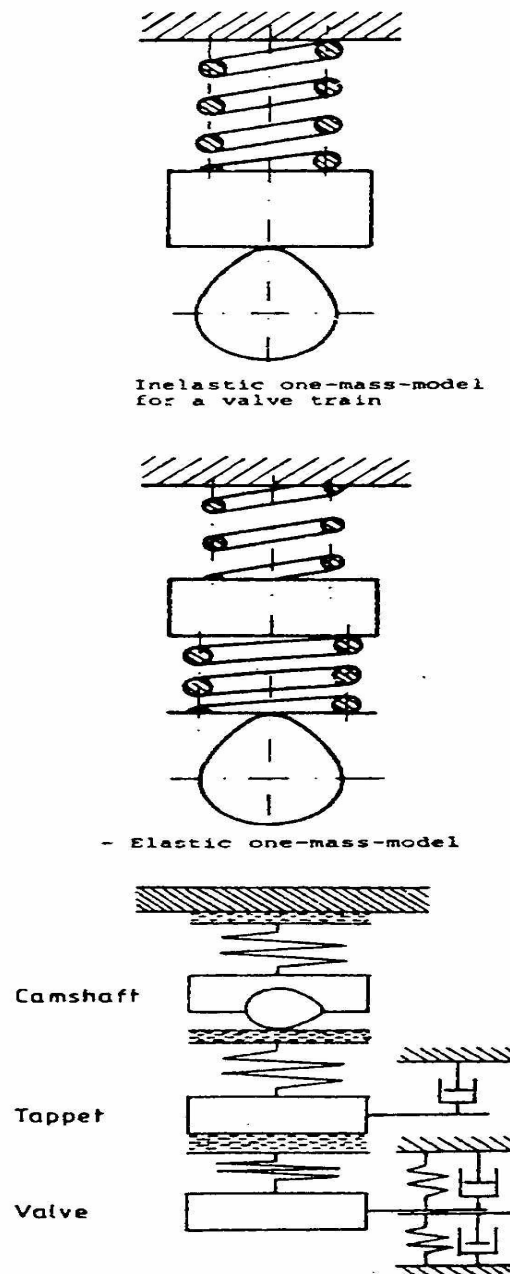
QUANDO SI TIENE CONTO DELLA ELASTICITA' (POLYDYNE) IL PROFILO VIENE SAGOMATO IN MODO DA COMPENSARE LE DEFORMAZIONI DEL MECCANISMO CAUSATE DAI CARICHI INERZIALI E DALLA MOLLA

resistendo alle sollecitazioni strutturali, non garantiscono una risposta adeguata del sistema.

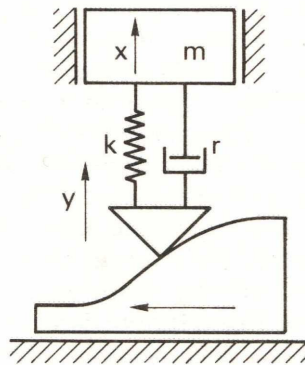
Nella figura precedente si mostra un tentativo di compensare le deformazioni modellando le camme con un modello “polydyne”, consistente in polinomi a controllo locale tali da controllare variazioni del profilo di questi ordini di grandezza. Naturalmente tali modello necessitano per la realizzazione procedimenti molto precisi.

Per risolvere numericamente il problema è necessario schematizzare il sistema, che è a parametri distribuiti, in un sistema a parametri concentrati, cioè masse, elementi elastici e smorzatori che simulino le dissipazioni. La complessità del modello viene scelta in base al livello di precisione richiesto.

Nella figura seguente si vede il passaggio logico dallo schema a parametri concentrati ad un modello ad una massa e non smorzato ed in un altro a più masse che considera anche la freccia dell'albero.



Naturalmente la complessità del modello è vincolata dai mezzi matematici di cui si dispone per risolverlo, dunque, volendo risolvere facilmente il problema occorre adottare la più semplice delle schematizzazioni, quella dell'oscillografo.



La camma è rappresentata mediante la sua sagoma di traslazione ideale, la legge di alzata. La deformazione del sistema è rappresentata dall'accorciamento della molla

$$z = y - x.$$

L'elasticità della molla è pari all'elasticità del sistema. Lo smorzatore in parallelo alla molla simula l'attrito esercitando una forza costantemente opposta alla velocità relativa \dot{z} .

Se la forza smorzante è di tipo viscoso, allora l'equazione differenziale che regge il moto della massa equivalente m è:

$$m\ddot{x} = r\dot{z} + kz$$

Indicando con

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

la *pulsazione propria* del meccanismo; e con:

$$\varepsilon = \frac{r}{2m\omega_0}$$

il coefficiente adimensionale di smorzamento; ed essendo inoltre:

$$\ddot{x} = \ddot{y} - \ddot{z},$$

si pone l'equazione differenziale nella forma:

$$\ddot{z} + 2\varepsilon_0\omega_0\dot{z} + \omega_0^2 z = \ddot{y}$$

Questa evidenzia il legame funzionale tra la grandezza di ingresso, l'accelerazione imposta \ddot{y} , e la grandezza di uscita, lo scostamento z , ossia la vibrazione.

L'integrale generale dell'equazione fornisce la cosiddetta soluzione a regime, per $\ddot{y} = 0$:

Per $\varepsilon < 1$ le *vibrazioni libere* hanno equazione:

$$z = C(t)\sin(\omega_1 t + \varphi)$$

(soluzione dell'equazione omogenea), dove

$$\omega_1 = \omega_0 \sqrt{1 - \varepsilon^2}$$

e

$$C(t) = C_0 e^{-\varepsilon\omega_0 t}$$

è l'ampiezza della vibrazione: risulta decrescente nel tempo per effetto dello smorzamento. Il moto oscillatorio ha periodo:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = \frac{T_0}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

Tale moto si smorza al 37% dell'ampiezza originaria dopo un periodo $T_s = \frac{1}{\varepsilon\omega_0}$ detto

costante di tempo di smorzamento.

La soluzione particolare dell'equazione del moto ha invece soluzione in forma chiusa solo per una funzione di ingresso \ddot{y} sinusoidale.

Per ricondursi al questo caso basterà *sviluppare in serie di Fourier* l'effettiva funzione di ingresso.

L'accelerazione è una funzione periodica ed ammette un numero finito di salti nel periodo, dunque se ne può ricavare lo spettro.

La funzione di ingresso diventerà dunque:

$$\ddot{y} = \sum_{i=1}^n C_i \cdot \sin(i \cdot x + \phi_i)$$

dove:

$$C_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$$

è l'ampiezza della i-ma armonica di fase

$$\phi_i = \arctg\left(\frac{B_i}{A_i}\right)$$

dove

$$A_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \ddot{y} \cdot \cos(i \cdot x) dx$$

$$B_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \ddot{y} \cdot \sin(i \cdot x) dx$$

La variabile x è la variabile della campionatura: in presenza di funzioni continue nel tempo, come il segnale analogico dell'oscilloscopio, o di un segnale digitale con un intervallo di campionamento costante, tale variabile è proprio il tempo.

Nel caso in esame il segnale di ingresso è una funzione a dispersione, una stringa di valori della grandezza in questione, accoppiati ai relativi angoli di rotazione dell'albero a camme.

Per questo motivo non è stato possibile inserire la funzione accelerazione nel dominio del tempo, e si è dovuto lavorare su una campionatura discreta. Ponendo:

- α intervallo angolare in gradi cui si riferisce la campionatura (arco attivo della camma)
- k numero dei campioni

Si verifica che:

$$\frac{\text{Periodo campionatura}}{\text{Periodo funzione seno}} = \text{frazione angolare arco attivo}$$

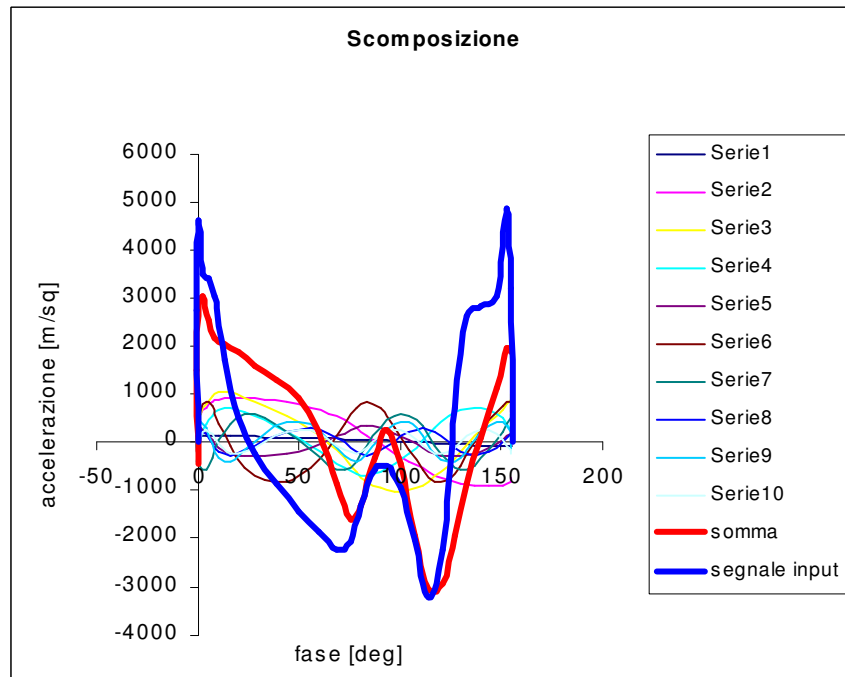
cioè

$$k \cdot dx : 2\pi = \alpha : 360$$

quindi l'incremento finito della variabile x sarà:

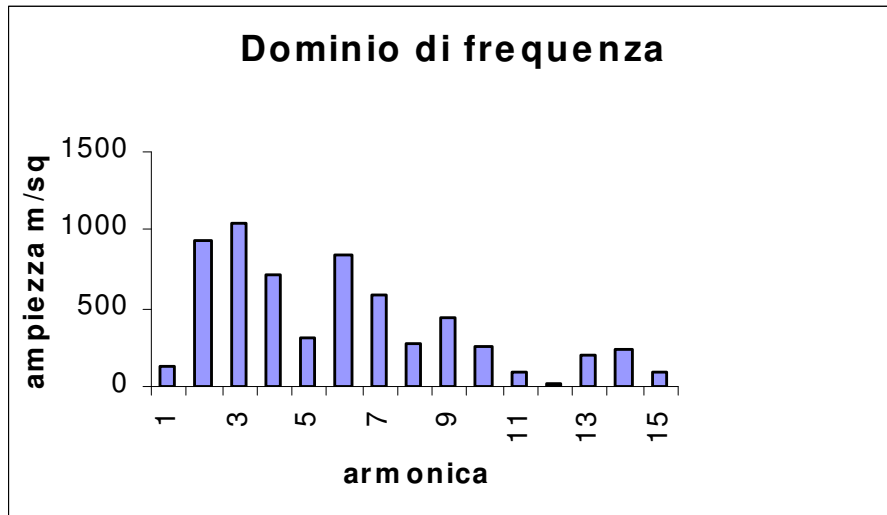
$$dx = \frac{2\pi}{k \cdot 360 / \alpha}$$

I risultati di questo procedimento di scomposizione si possono osservare nel seguente grafico:



Come si può ben vedere l'errore tra la funzione ricostruita ed il "segnale" originario non è trascurabile, ed è imputabile senz'altro al procedimento. Tuttavia, qualitativamente, l'andamento della funzione è corretto ed i dati sono sufficienti allo scopo. L'errore del procedimento infatti, è sicuramente di tipo *random*: si deduce dal fatto che sui primi punti la funzione sembra dilatata rispetto all'originaria, mentre sembra compressa sugli ultimi. Questo significa che valori di ampiezza delle armoniche fondamentali sono mediamente corretti.

In assenza di urti, ossia di valori dell'accelerazione tendenti ad infinito, è possibile troncare la serie di Fourier ad un certo valore di n . Lo spettro a righe della funzione accelerazione si presenta come nella figura a pagina seguente:



La risposta in frequenza all'i-ma eccitazione sinusoidale

$$\ddot{y}_i = C_i \sin(ix + \varphi_i)$$

è quella caratteristica dei sistemi smorzati a massa oscillante (sistemi del secondo ordine), e la *funzione di trasferimento* è nella rappresentazione complessa:

$$\frac{z_i}{\ddot{y}_i} = \frac{1}{-\Omega^2 + i\bar{i}2\varepsilon\omega_0\Omega + \omega_0^2} = G_1(\Omega)$$

nella quale \bar{i} rappresenta l'unità immaginaria, da non confondersi con i indice di armonica.

$$\Omega = i\omega \quad (i=1,2,\dots,n)$$

è la pulsazione della i -ma armonica, essendo ω il regime di funzionamento.

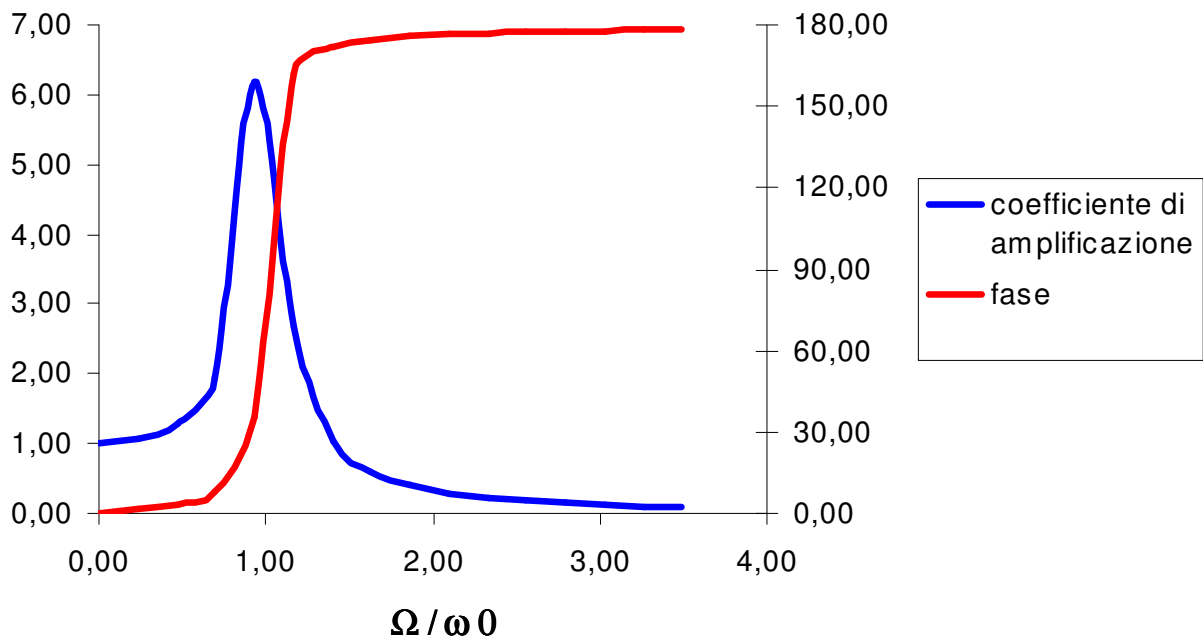
In forma esponenziale si ha:

$$G_1 = C_1 \cdot e^{-i\delta_1}$$

essendo C_1 il modulo della funzione di trasferimento, mentre la fase è:

$$\delta_1 = \arctg \left(\frac{2\varepsilon \Omega / \omega_0}{1 - (\Omega / \omega_0)^2} \right)$$

Amplificazione



Per ogni armonica l'ampiezza Z della vibrazione z si ottiene moltiplicando l'ampiezza C di \ddot{y} per il coefficiente C_1 mentre la fase φ_i si ottiene sottraendo a ψ lo sfasamento δ_1 .

Cioè:

$$z_i = C_{1i} \cdot C_i \sin(ix + \varphi_i - \delta_{1i})$$

La vibrazione effettiva sarà:

$$z = \sum_{i=1}^n z_i$$

Per quanto detto la vibrazione è dunque funzione di:

- massa equivalente del sistema m
- rigidità del sistema k
- coefficiente di smorzamento ε
- regime di funzionamento ω

Per avere una idea dell'influenza di queste grandezze, si consideri il coefficiente di amplificazione per $\varepsilon = 0,05$ (valore comunemente usato)

$$\omega_0^2 C_1 \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)$$

e

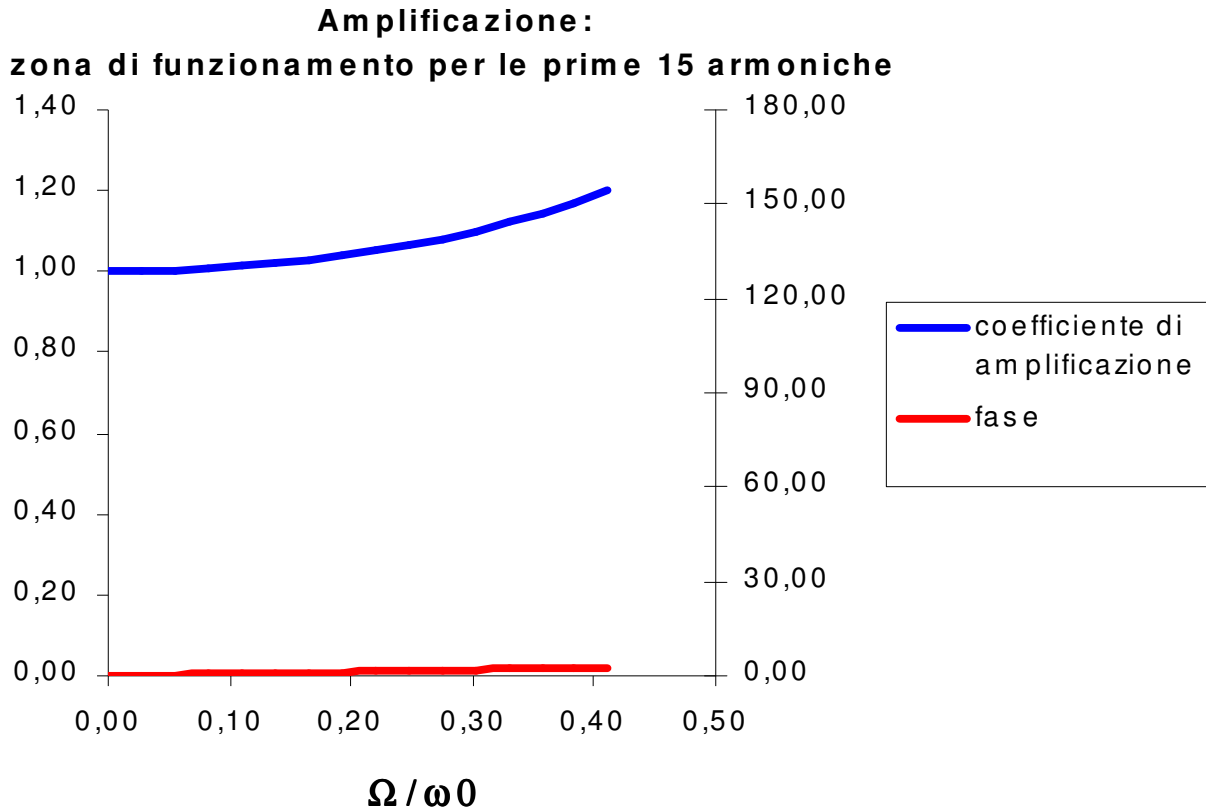
$$\delta_1 \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)$$

La rigidità del meccanismo dovrà essere tale che $\omega_0 \ll 1$ in modo almeno che le armoniche più basse, quelle più ampie, cadano nella zona di comportamento rigido e il cedente esegua almeno qualitativamente il movimento richiesto.

Nello spettro ricavato in precedenza le armoniche superiori alla decima sono abbastanza piccole da garantire queste condizioni.

In questa zona di funzionamento la funzione $Z(t)$ ha lo stesso andamento della \ddot{y} , ridotto del rapporto $1/\omega_0^2$.

Per avere dei risultati quantitativi allora occorre calcolare il valore della pulsazione naturale. Essa dipende dalla massa oscillante equivalente e dalla rigidità del sistema.



La massa oscillante

Trattandosi in questo caso di un meccanismo a bilancieri, l'equazione differenziale del moto è diversa da quella usata per risolvere il modello semplificato:

$$m \cdot a \cdot b + I \cdot \alpha = m_{eq} \cdot a \cdot b$$

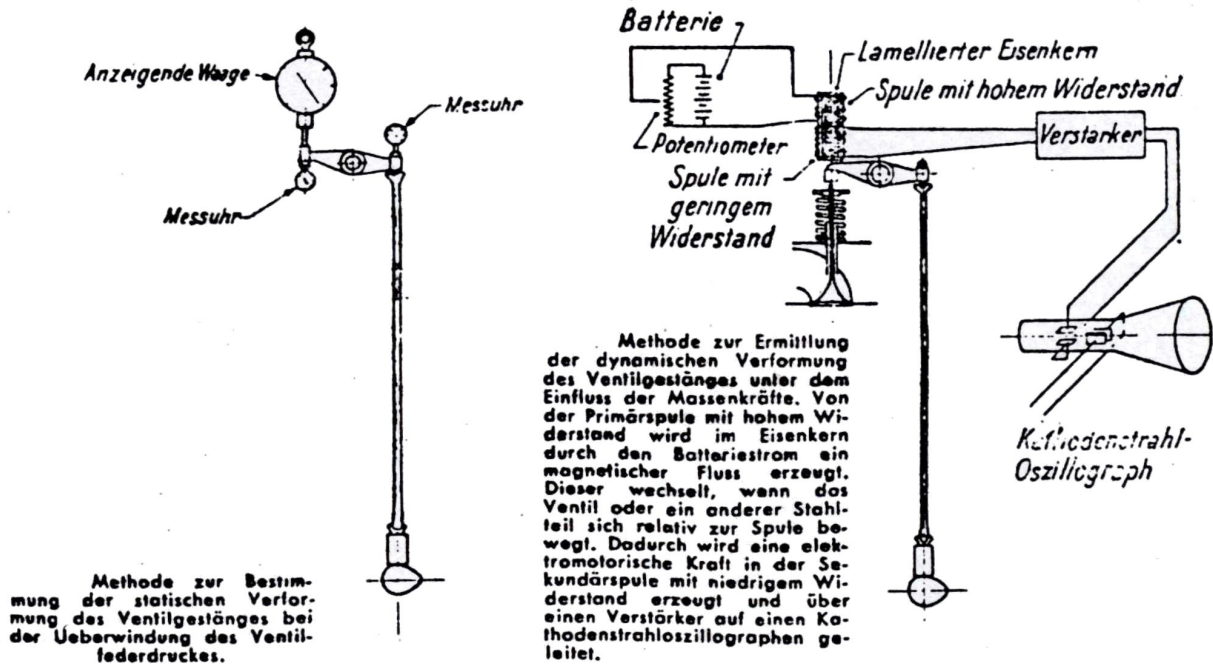
dove m è la massa della valvola, a è l'accelerazione lineare, b il braccio del bilanciere, I è il momento di inerzia del bilanciere, α la relativa accelerazione angolare.

Dalla precedente si ricava:

$$m_{eq} = m + \frac{I}{b^2} \rho_{acciaio} = 0,0829 + \frac{3636000}{32^2} \cdot 7800E-9 = 0,11 \text{ kg}$$

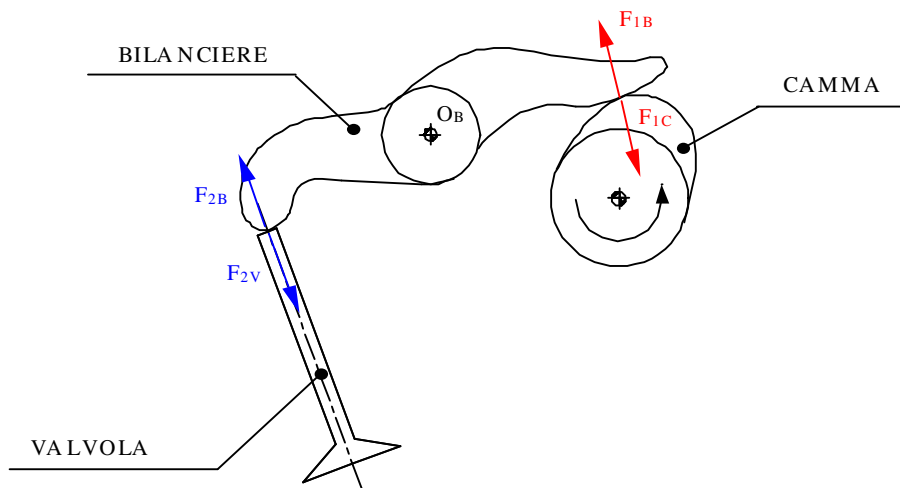
La rigidità del sistema

Per calcolarla a rigore occorrerebbe sottoporre tutte le parti del meccanismo ai carichi di esercizio mediante prove statiche, al fine di misurarne gli spostamenti e calcolare le rigidità.



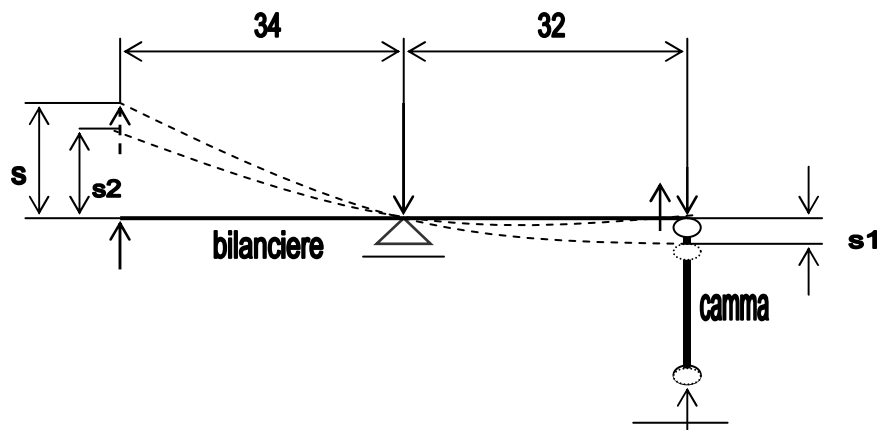
Qui ci si servirà invece di un procedimento teorico, con il quale si prevede di valutare le singole deformazioni quando il sistema è sottoposto al carico massimo, che è di 2000 N. Ma per la supposta linearità della struttura nell'intervallo di carico non fa differenza che questo carico di prova sia il carico massimo.

Il comando è bilaterale, ma per ogni istante è una sola la camma che trasmette il carico alla valvola mediante il bilanciere coniugato. Considerando quindi "inerte" il resto del meccanismo lo schema di carico è il seguente:



Le parti soggette a deformazione sono in questo schema la camma ed il bilanciere, mentre la valvola, non essendo soggetta ad una reazione di appoggio si considera infinitamente rigida. Il sistema è effettivamente labile, ma si può considerare istantaneamente isostatico considerando come un appoggio il piattello valvola.

Schematicamente:

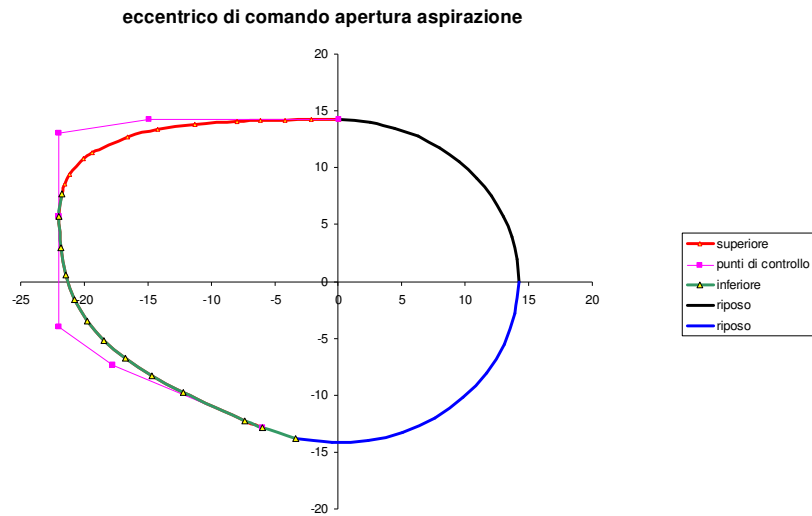


In questa schematizzazione la camma costituisce un vincolo cedevole per il resto della struttura.

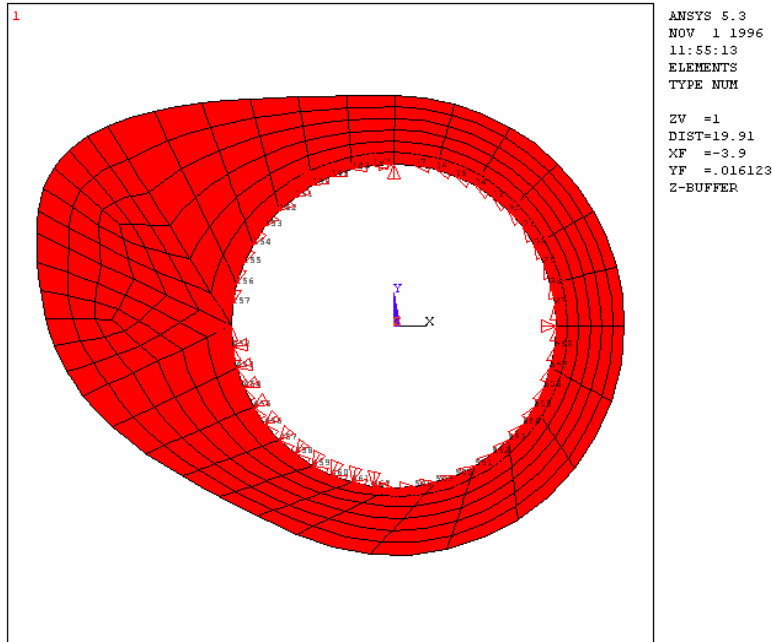
La deformazione totale ha dunque due componenti:

- schiacciamento della camma
- freccia del bilanciere

La camma è quella riportata in figura, ed è relativa alla configurazione originaria del cinematismo.

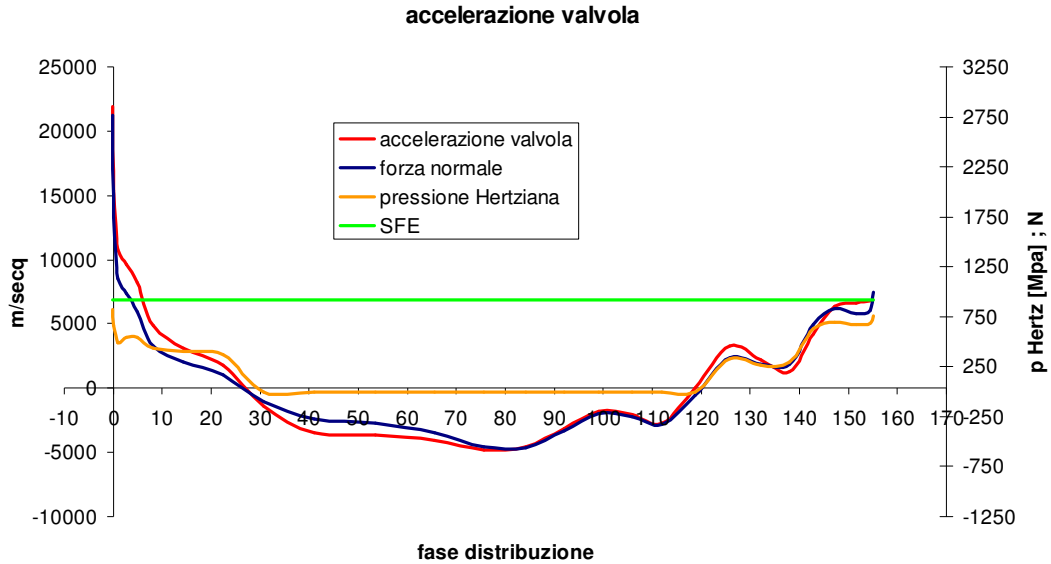


Per valutare lo schiacciamento della camma si può ricorrere ad un comune codice ad elementi finiti, in questo caso si adopera ANSYS 5.3. Disegnato il profilo della camma, si interpretano le condizioni di vincolo e si esegue la mesh che discretizza il pezzo in una serie di elementi di spessore unitario. Si applica poi una forza normale alla superficie in un punto della rampa di accostamento.



Trattandosi di un contatto di tipo Hertziano, occorre applicare una pressione il cui valore sia dedotto da quella Hertziana teorica, ed in seguito verificare che il carico totale sia quello teorico dal quale si è dedotta la pressione Hertziana.

Nel grafico che segue si può vedere come, in corrispondenza della rampa di accostamento si ha, per la camma scelta a 10000 rpm una pressione Hertziana massima di circa 900 Mpa con un valore del carico di 2000 N.



Il carico per unità di spessore è dunque $2000/7=285$ N/mm

Applicando su tre nodi della rampa una pressione di 100 Mpa (si ricordi che la distribuzione delle pressioni Hertziane non è lineare), la soluzione nodale da le seguenti reazioni vincolari:

***** POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING *****

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1

TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

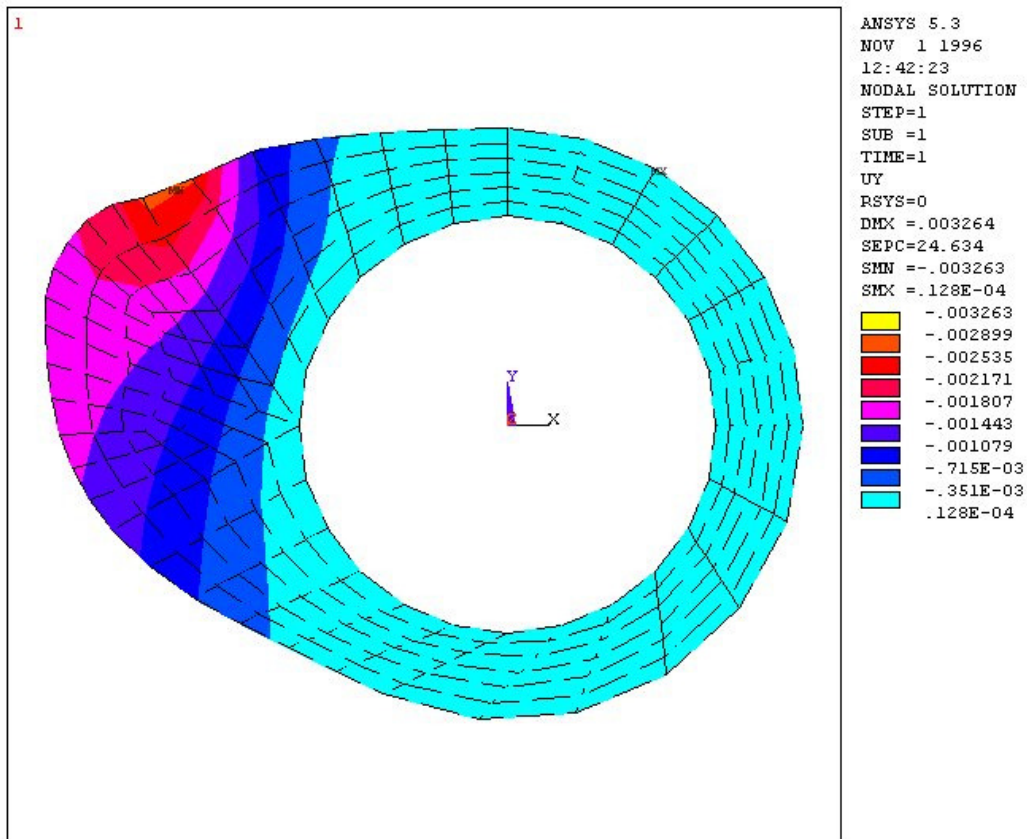
NODE	FX	FY
548	-1.9020	-.54896
549	-.60631	-.30180
550	-.88944	-.53859
551	-.27288	-.23926

552 -0.38855 -0.40208
 553 -0.11281 -0.16377
 554 -0.15858 -0.27289
 555 -0.44704E-01 -0.10963
 556 -0.64926E-01 -0.19557
 557 -0.20133E-01 -0.86190E-01
 558 -0.28296E-01 -0.18285

TOTAL VALUES

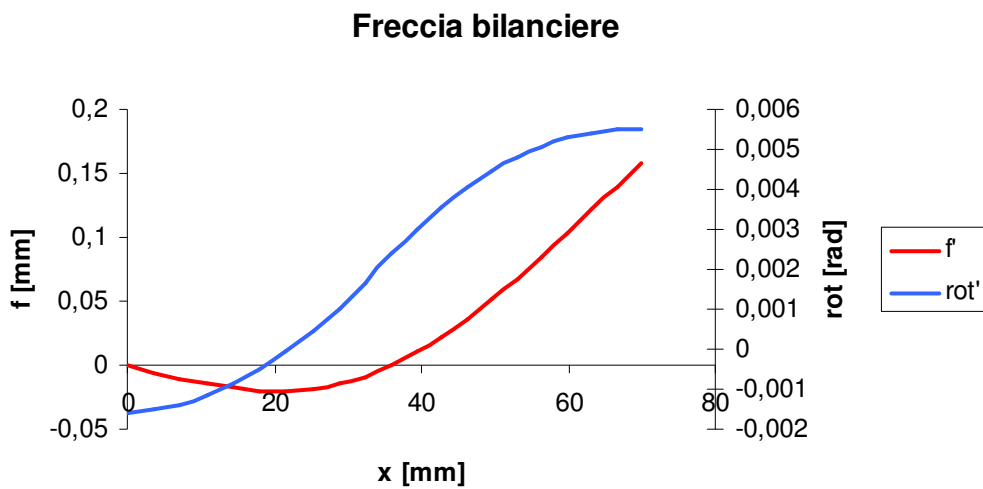
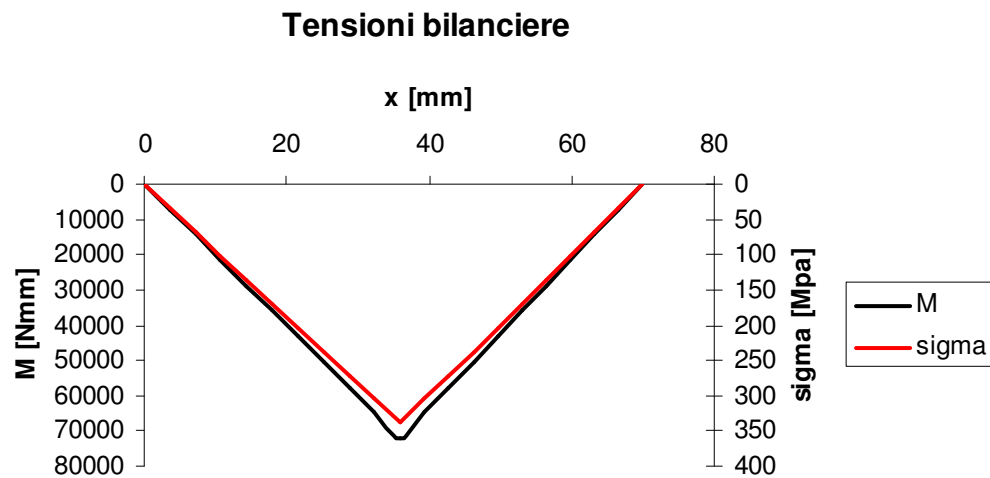
VALUE -88.664 284.70

Se ne deduce che la soluzione nodale relativa a tale distribuzione è compatibile con il carico totale.



Per cui la componente u_y dello schiacciamento è nell'ordine dei $2,5E-3$ mm.

Passiamo ora al bilanciere. E' comodo schematizzarlo come una trave a sezione costante, il cui momento di inerzia è 1700 mm^4 . Questo è l'andamento del momento e della tensione lungo l'asse: in realtà la zona centrale è soggetta ad una tensione ben minore, essendo il bilanciere parecchio esteso assialmente in quella zona.



Con il procedimento dell'integrazione numerica si risale alla freccia: l'ordine di grandezza è del decimo di mm. Pur trascurando il fatto che il bilanciere sia rastremato il dato è sufficiente per capire che la rigidità del sistema dipende principalmente dai bilancieri.

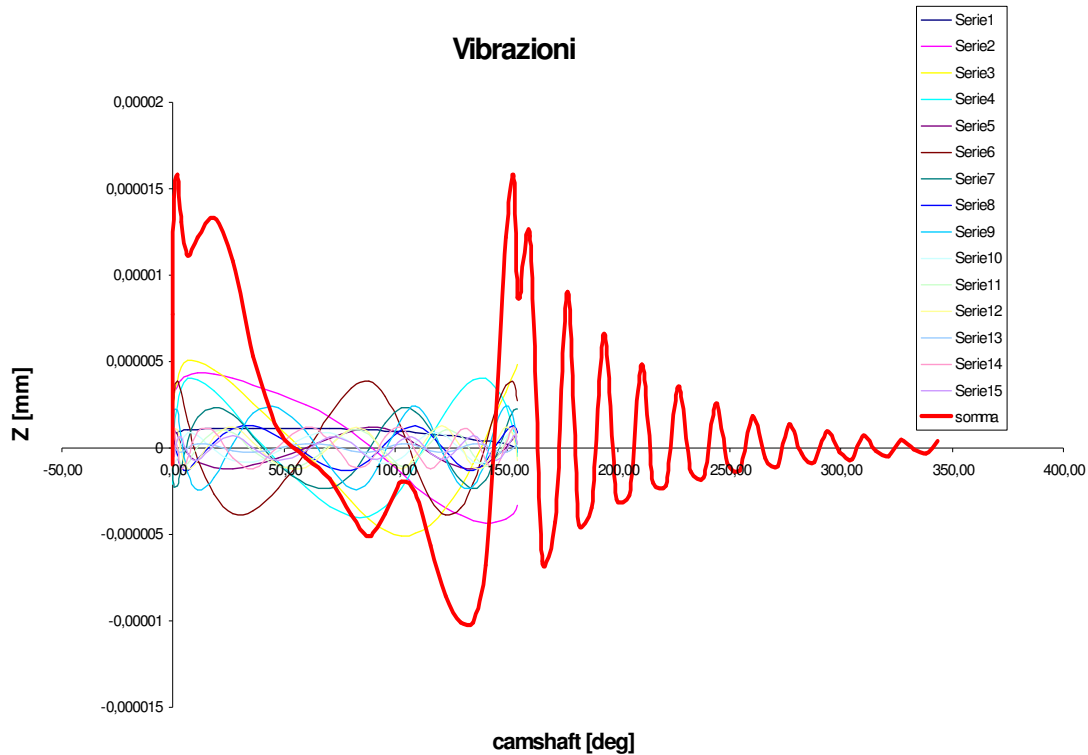
Per calcolare la rigidità degli elementi in serie ricorriamo alla:

$$P = K \cdot \sum s$$

$$\text{dunque } K = \frac{2000}{2,5E-3 + 0,1} \cong 2000 \cdot 10 = 2E4 [N / mm]$$

$$\text{La pulsazione naturale del sistema sarà: } \omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{2E7}{0,11}} \sqrt{\frac{N}{kg \cdot m}} = 13484 \frac{1}{s}$$

Con questo risultato è possibile vedere quantitativamente la risposta in termini di vibrazioni.



E' possibile dunque separare due periodi:

- il transitorio, in corrispondenza dell'arco attivo della camma, nel quale l'accelerazione ha valori non nulli, e l'andamento della vibrazione è dato dalla composizione delle risposte alle n eccitazioni sinusoidali nelle quali si sviluppa l'accelerazione della valvola
- le vibrazioni libere, moto oscillatorio smorzato che si instaura alla fine dell'arco attivo, cioè sul cerchio di riposo.

E' interessante notare che, se tali vibrazioni non si smorzano abbondantemente prima dei 360° di rotazione dell'albero a camme, al seguente ciclo la vibrazione si troverà con una ampiezza iniziale che potrebbe innescare un processo di implementazione delle ampiezze fino alla risonanza.

E' dunque opportuno cercare di allontanare il regime di risonanza aumentando per quanto possibile la rigidezza del sistema. Essendo questa dipendente soprattutto dalle frecce dei bilancieri è conveniente ridurne l'estensione, non essendo opportuno aumentare il momento di inerzia.

7 - OTTIMIZZAZIONE

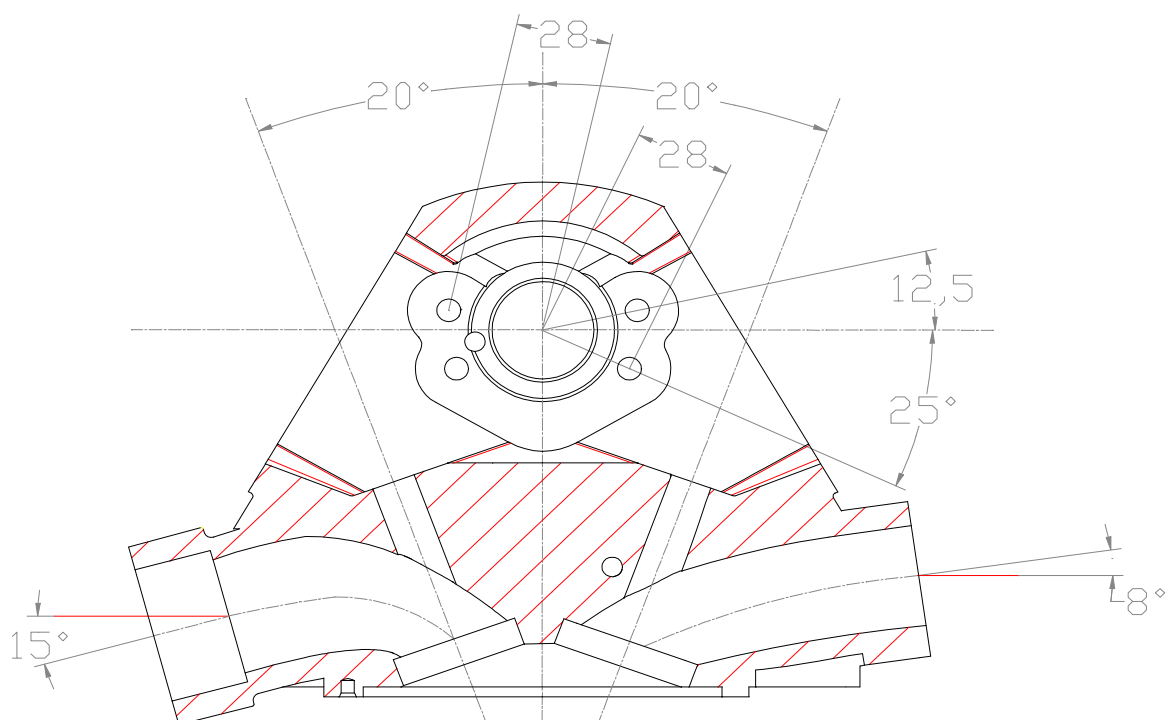
7 - OTTIMIZZAZIONE

Il miglioramento delle prestazioni del motore passa per la fluidodinamica dei condotti di aspirazione nella misura in cui questa riesca a massimizzare il coefficiente di riempimento. Come abbiamo visto però, anche una opportuna legge di alzata influisce notevolmente sul comportamento fluidodinamico, motivo per cui ottimizzare in questo caso significa variare i profili degli eccentrici.

Altra modifica opportuna riguarda la disposizione degli assi valvola, che, come riscontrato sperimentalmente, influiscono sui moti di “swirl”, quelli di propagazione turbolenta della miscela: una corrente di pensiero moderna li vuole il più possibile vicini alla verticale, anche per una questione di propagazione del fronte di fiamma.

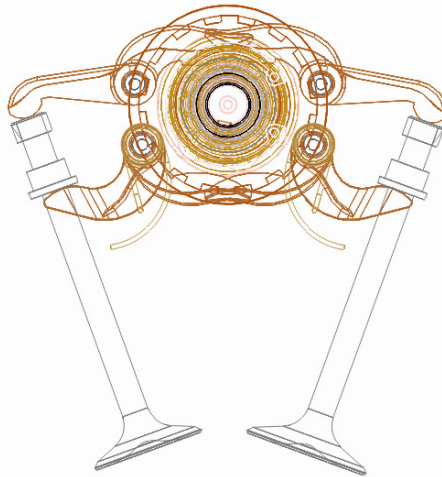
Il nostro lavoro si concentrerà dunque su questi due aspetti:

- Geometria degli assi valvole
- Geometria degli eccentrici di comando (camme e bilancieri)



I vincoli della ottimizzazione sono, in campo costruttivo:

- che la nuova disposizione geometrica sia conciliabile con la topologia del sistema
- che il nuovo assieme sia assemblabile



In campo strutturale:

- che la sollecitazione prevalente (la pressione Hertziana) sia controllata e mantenuta entro certi limiti
- che il picchiamento sulle valvole sia contenuto

In campo funzionale

- che l'eventuale incremento delle sollecitazioni, o dei costi di produzione per scelte più sofisticate, sia giustificato dall'entità dell'incremento delle prestazioni
- che i moti vibratorii innescati dal meccanismo siano controllati entro certi limiti.

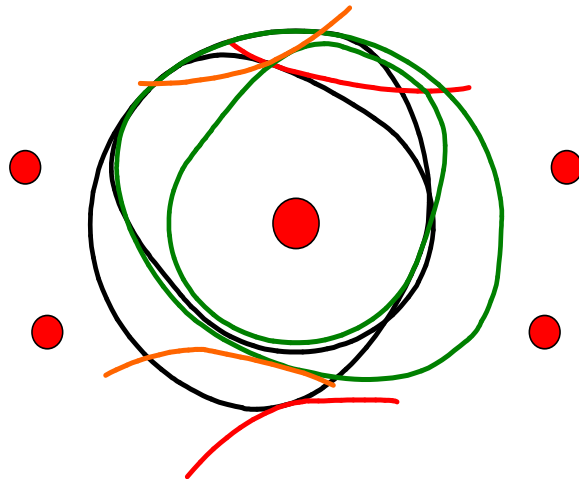
La semplice elencazione dei problemi di progettazione costituisce un loop da sfruttare per raggiungere la funzione obiettivo.

Si procederà per tentativi cercando configurazioni via via più raffinate, aggiornando ciascun aspetto ad ogni *loop*.

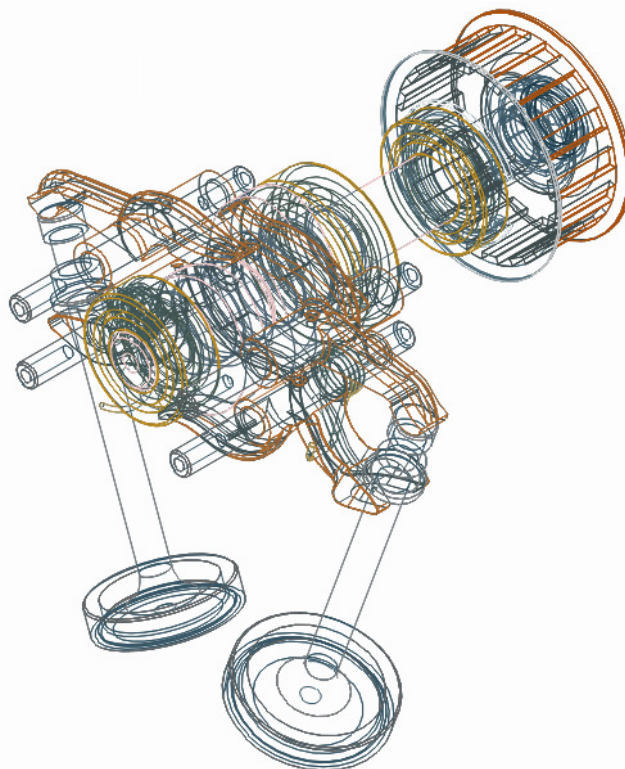
Si parte dalla geometria degli assi valvola, condizione necessaria ma non sufficiente per l'obiettivo finale, per cui tanto vale imporla a monte di tutto.

Si passa dai 30° di inclinazione ai 20°: in verità si è fatto anche un tentativo a 17°, fallito per inconciliabilità topologica con la geometria degli eccentrici.

Il posizionamento degli assi bilancieri è stato vincolato dal massimo raggio di ingombro delle nuove camme, che, più piccole permettono l'impiego di bilancieri proporzionalmente più piccoli: questo vuol dire masse rotanti in gioco inferiori ed carichi inerziali minori.

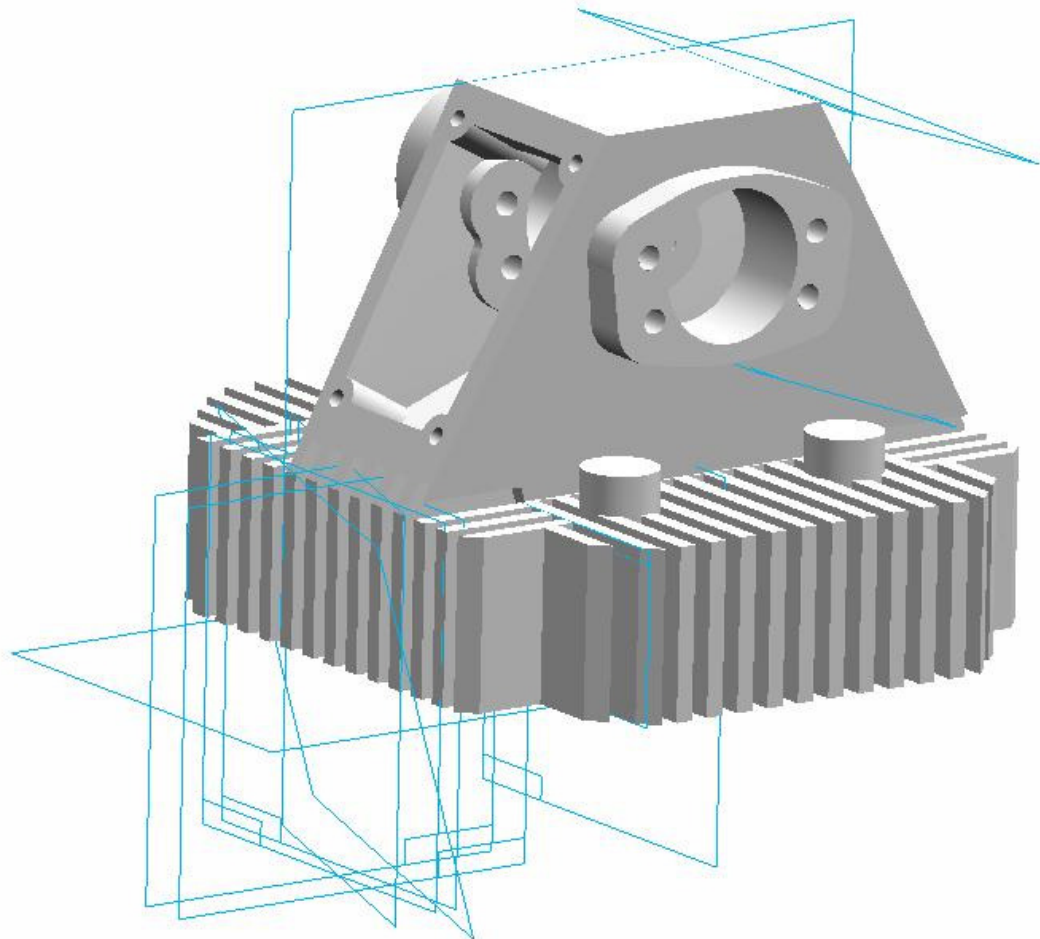


La posizione degli assi dei bilancieri deve essere tale che la distanza tra i bordi dei fori assi ed il bordo del foro di introduzione dell'albero sia sufficiente da evitare il taglio del labbro. Il



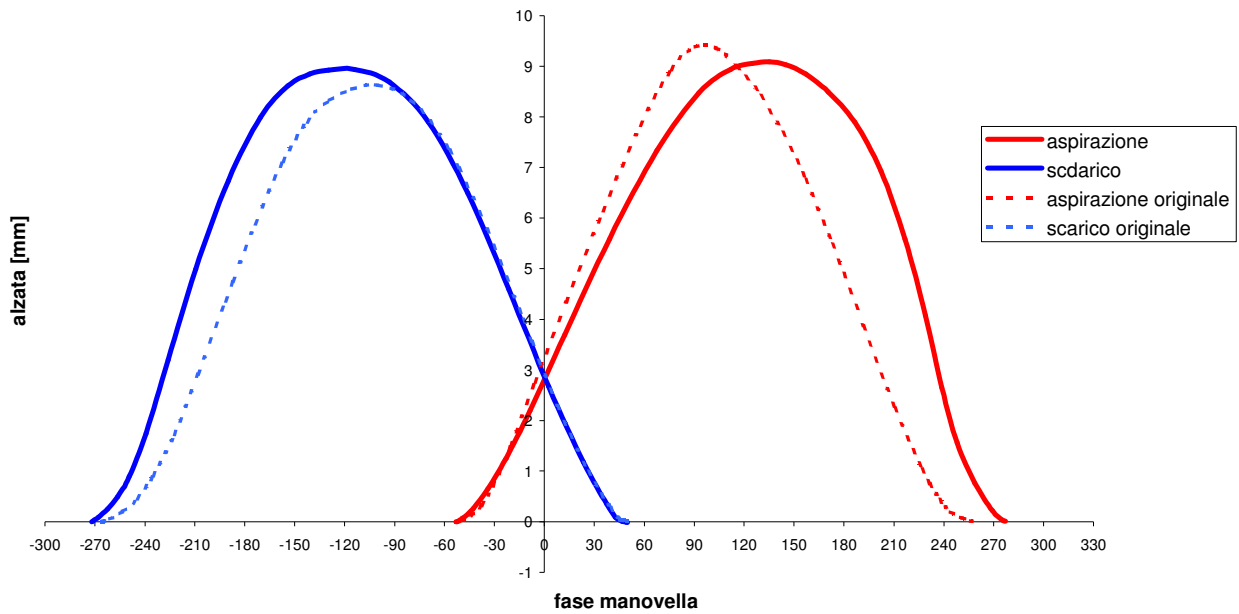
foro di introduzione dell'albero (il foro sull'asola anteriore), deve avere come diametro minimo il diametro di ingombro dell'albero, per garantire l'assemblabilità del sistema. Tale diametro è pari al doppio del maggiore raggio di riposo delle camme di chiusura.

Questa verifica si può fare direttamente sul modello solido creato con SOLID EDGE:



Una volta verificato che la nuova disposizione cinematica è topologicamente corretta se ne studiano i relativi diagrammi di alzata per dedurne le sollecitazioni.

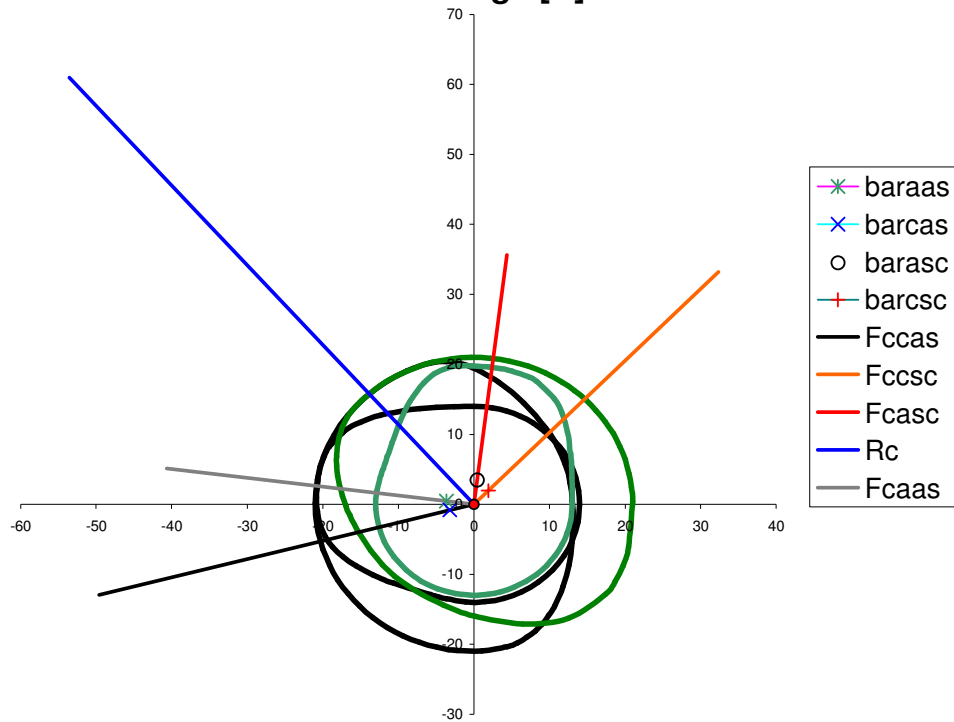
Confronto diagrammi di alzata



L'intento è stato quello di rettangolarizzare il più possibile i diagrammi per massimizzare il numero degli istanti in cui la perdita di carico è bassa in modo da migliorare il riempimento. Non si è intervenuto in questa fase nella correzione della fasatura, ma una regolazione del genere è facilmente eseguibile a posteriori con una semplice rotazione relativa dei sistemi di riferimento delle camme.



Forze centrifuge [N]



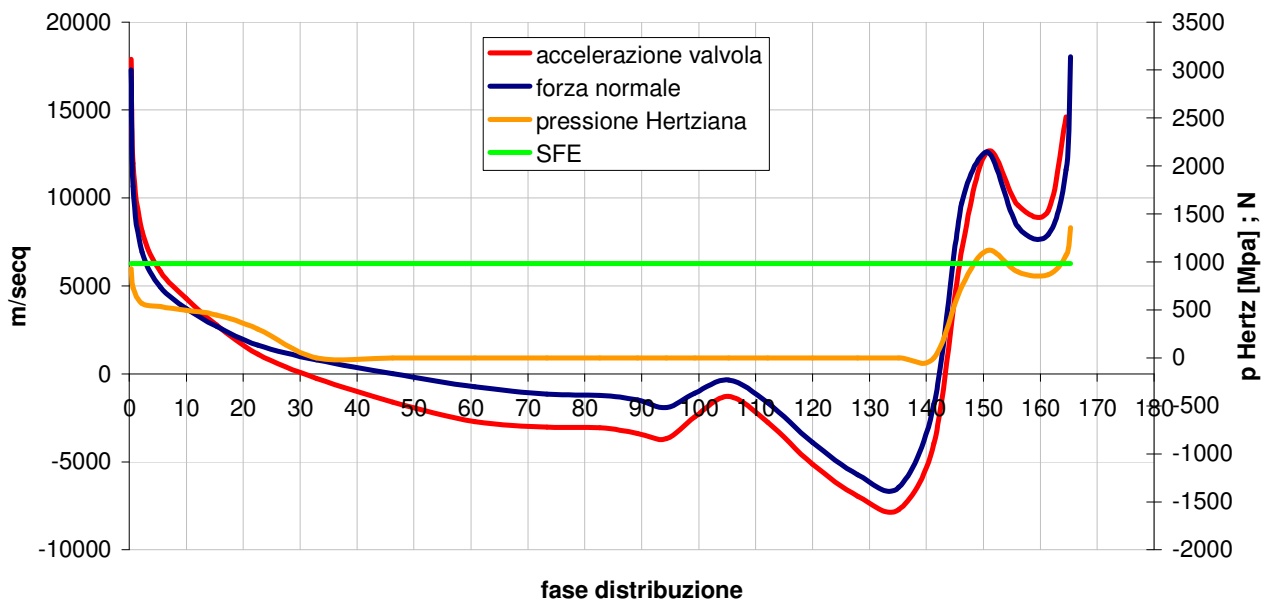
Le forze centrifughe, unitamente alle componenti inerziali, generano una sollecitazione flessionale come visto trascurabile, mentre le forze di contatto, che nascono dalle sole componenti inerziali, costituiscono il vincolo più restrittivo per la costruzione di eccentrici più spinti.

Per ciascuna delle valvole si ha una coppia di sollecitazioni Hertziane.

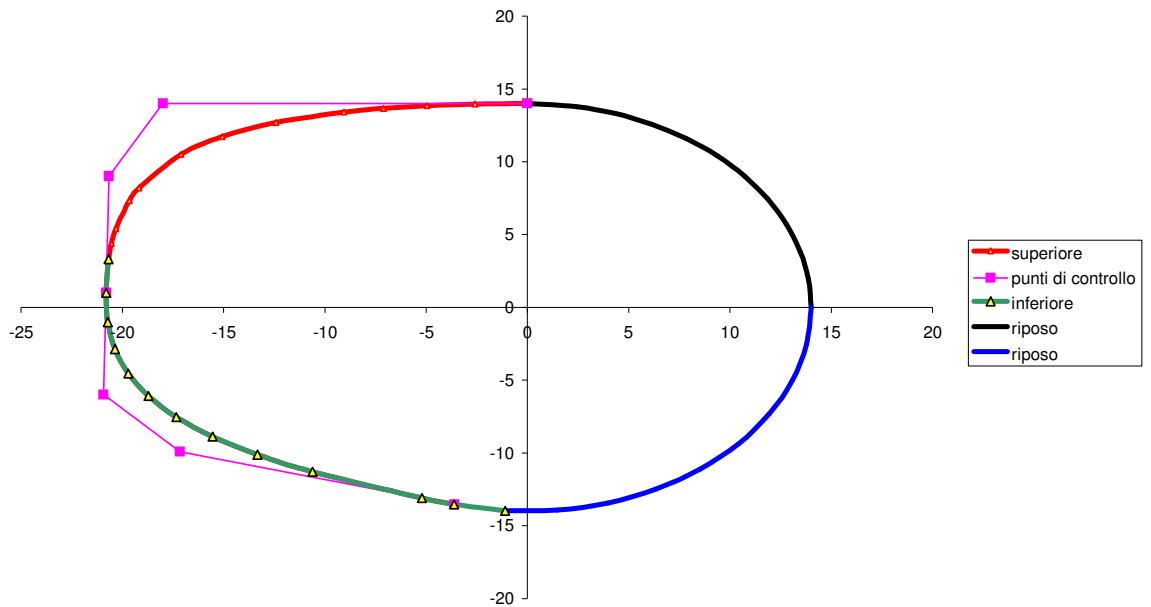
Il limite di fatica (peraltro valutato in modo conservativo) viene superato a 10000 rpm in un solo punto. La situazione è accettabile anche alla luce delle considerazioni statistiche fatte nel capitolo

sull'usura superficiale.

Gamma di apertura aspirazione: pressioni Hertziane

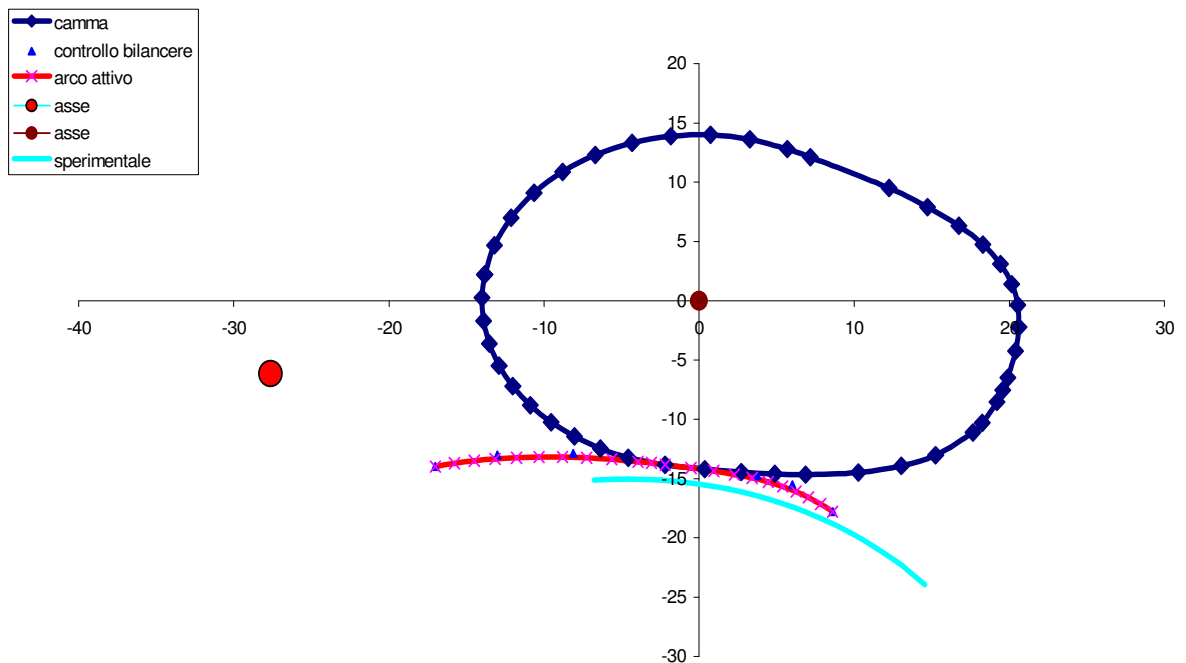


eccentrico di comando apertura aspirazione



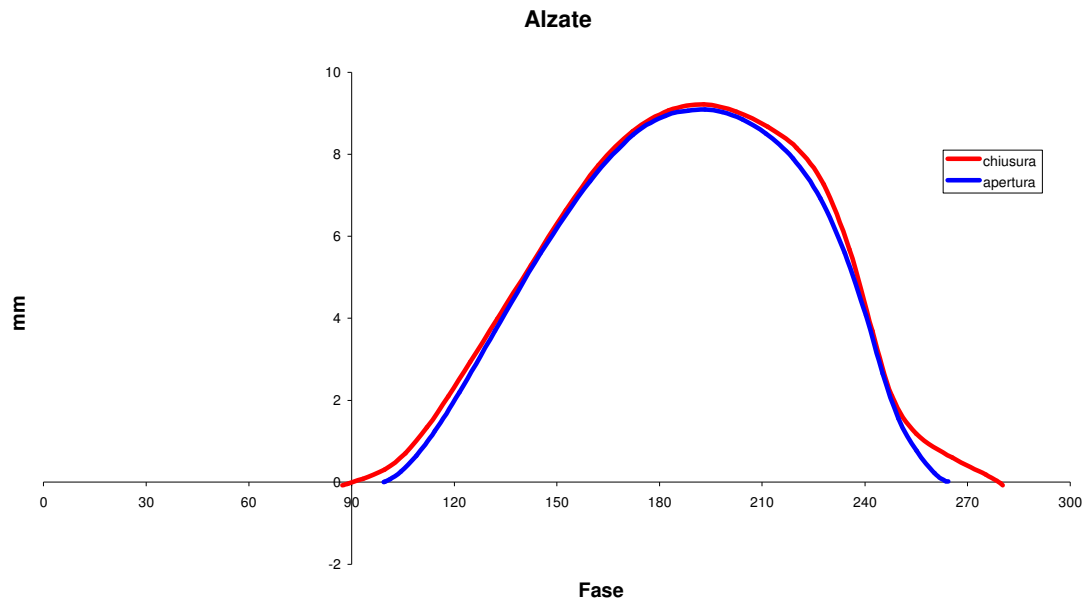
L'eccentrico pare meno spinto dell'originale, ed infatti lo è: la migliore prestazione deriva infatti solo dalla nuova disposizione geometrica degli assi bilancieri.

accoppiamento camma bilanciere al primo contatto

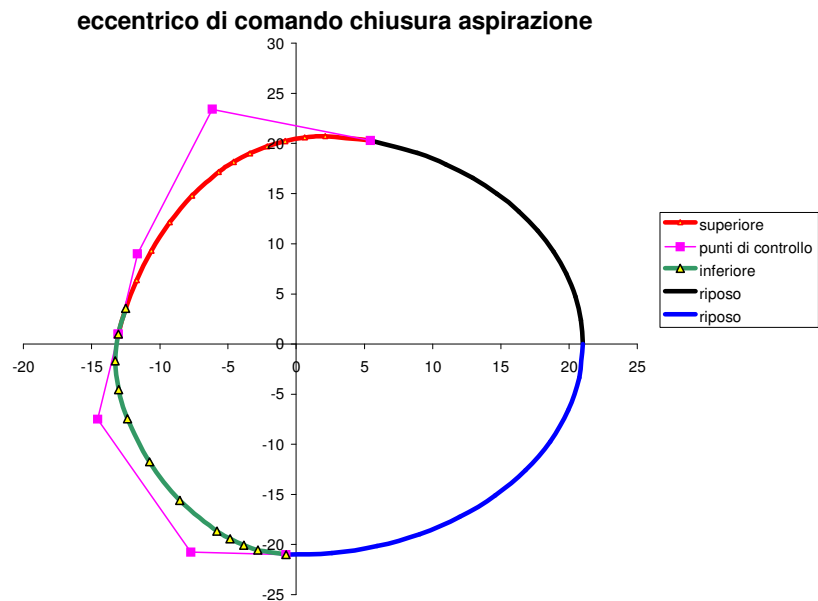


Come si vede in figura, rispetto alla disposizione originale (sperimentale), una minore distanza del punto di contatto sul bilanciere dal suo asse assicura, a parità di accelerazione

rotazionale, una minore sollecitazione per il fatto che si riduce il momento di inerzia rotazionale.

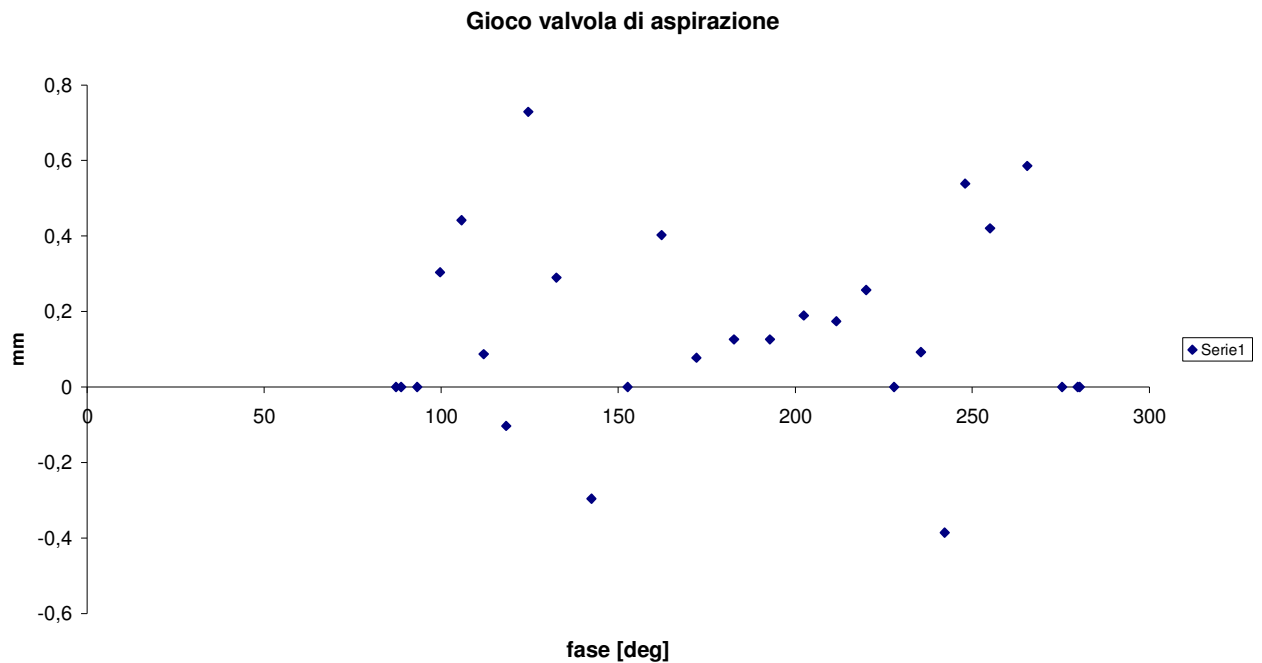


La fasatura con la camma di chiusura si effettua con lo stesso procedimento impiegato sulla configurazione originale, avendo sempre cura di mantenere bassi i giochi di funzionamento nelle zone di inversione del segno dell'accelerazione (i punti di flesso nel diagramma delle alzate).

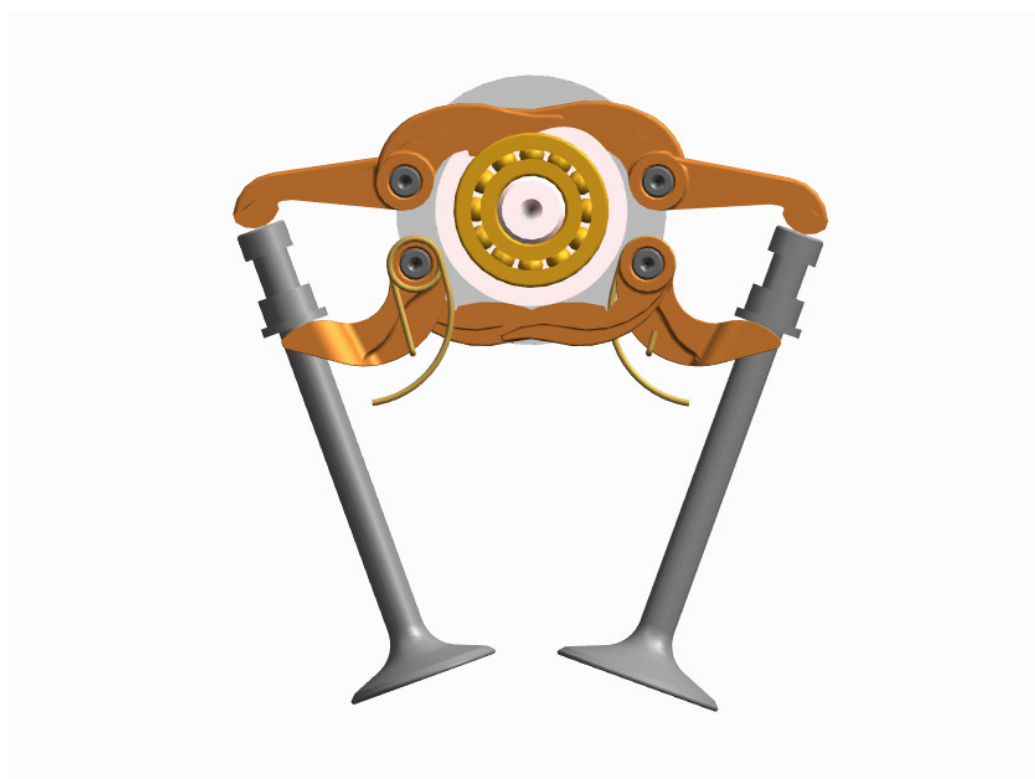


Anche questa camma risulta essere meno spinta.

Le pressioni Hertziane sulla camma di chiusura sono sempre inferiori a quelle sulla camma di apertura, sia per i minori valori delle forze normali derivanti da minori accelerazioni, sia per la minore curvatura degli eccentrici negativi. Si omettono pertanto, per semplicità della trattazione, i diagrammi relativi a tali sollecitazioni.

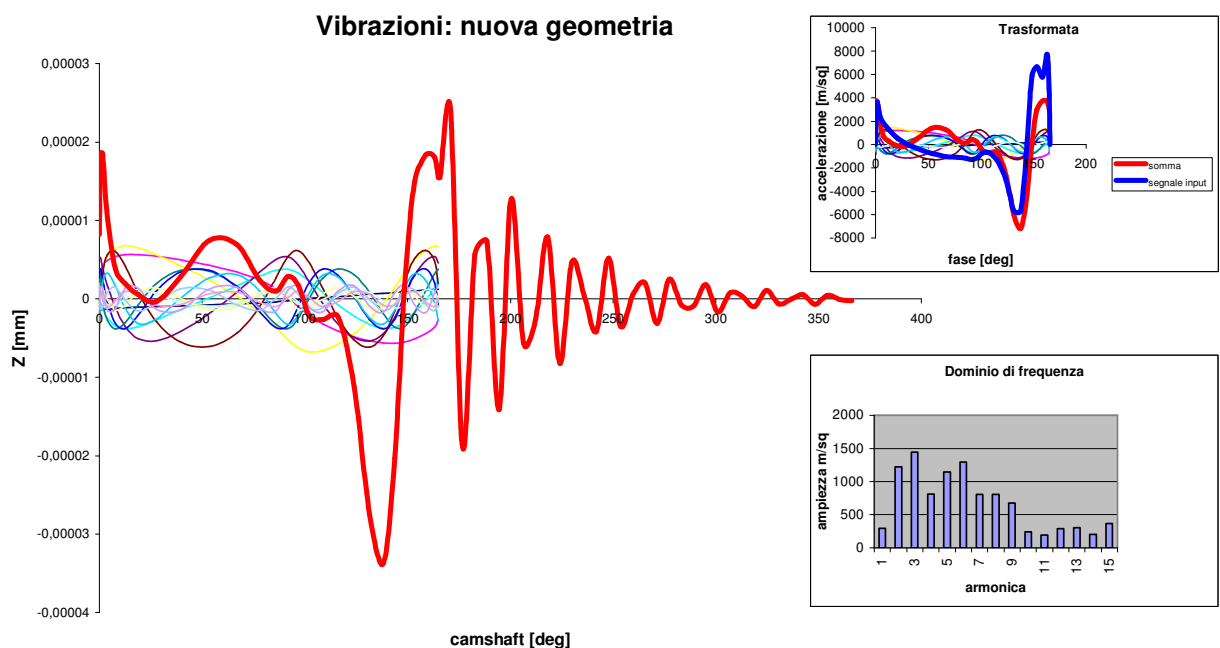
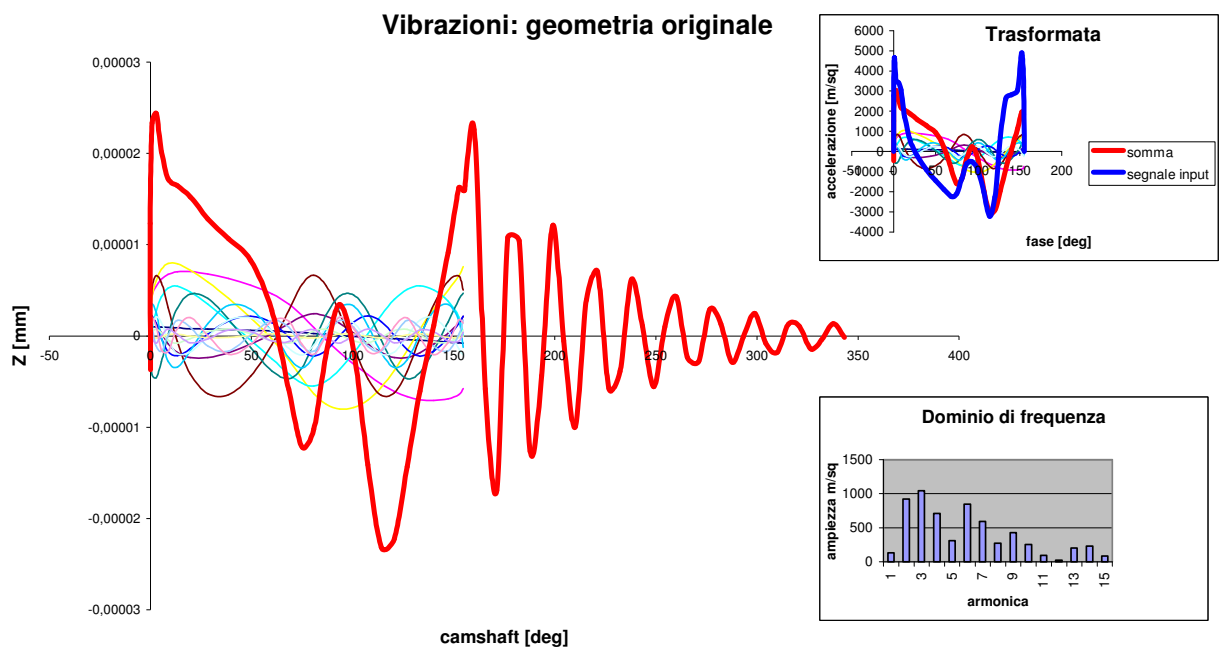


Naturalmente i punti a gioco negativo non hanno significato dal punto di vista geometrico. E' infatti evidente dal grafico delle alzate che la curva rossa si mantiene sempre al disopra della blu. Il diagramma dei giochi è infatti ottenuto da due diagrammi, quelli di alzata, a dispersione: essi non hanno cioè gli stessi angoli di riferimento. Tra i due diagrammi vengono accoppiati gli angoli di minimo errore, di conseguenza il sistema è soggetto ad un errore di dispersione dello stesso ordine di grandezza del valore assoluto del più piccolo gioco



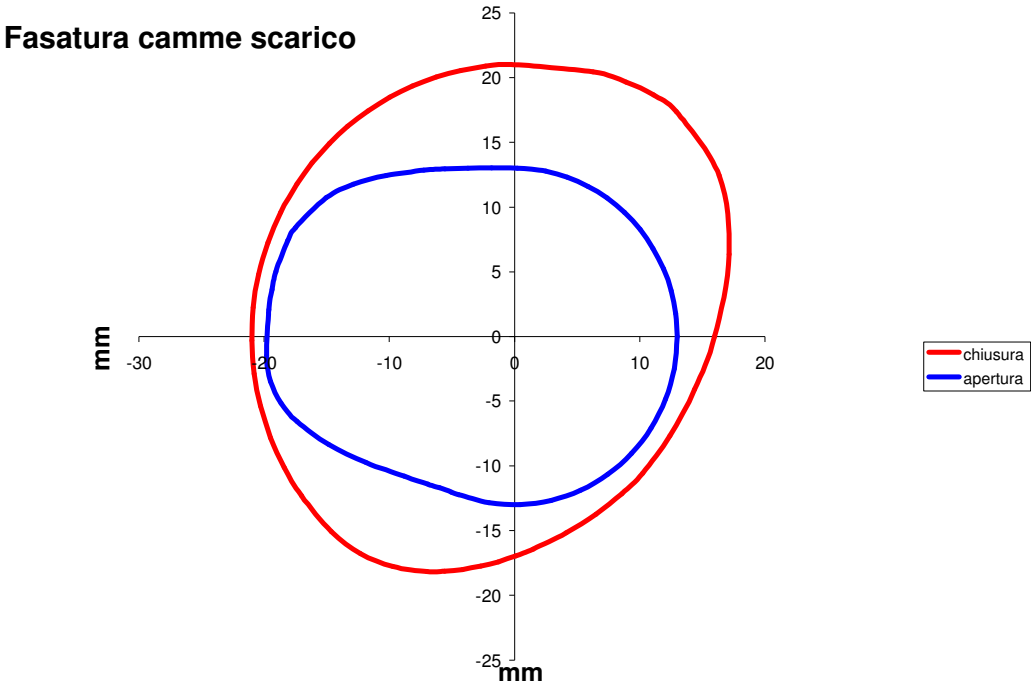
negativo. Questo vuol dire che il massimo gioco potrebbe essere 1,1 mm anziché di 0,7 mm. Il risultato si può ritenere accettabile ai fini del problema, che è quello di controllare l'intervallo di gioco. Non lo sarebbe nel caso fosse richiesta una quantificazione puntuale, essendo l'errore dell'ordine del 36% sulla base di misura.

Per quanto riguarda le vibrazioni basti il confronto tra i diagrammi relativi alla vecchia ed alla nuova configurazione ad uno stesso regime di funzionamento, ad esempio il regime di coppia massima, circa 6000 giri rpm.

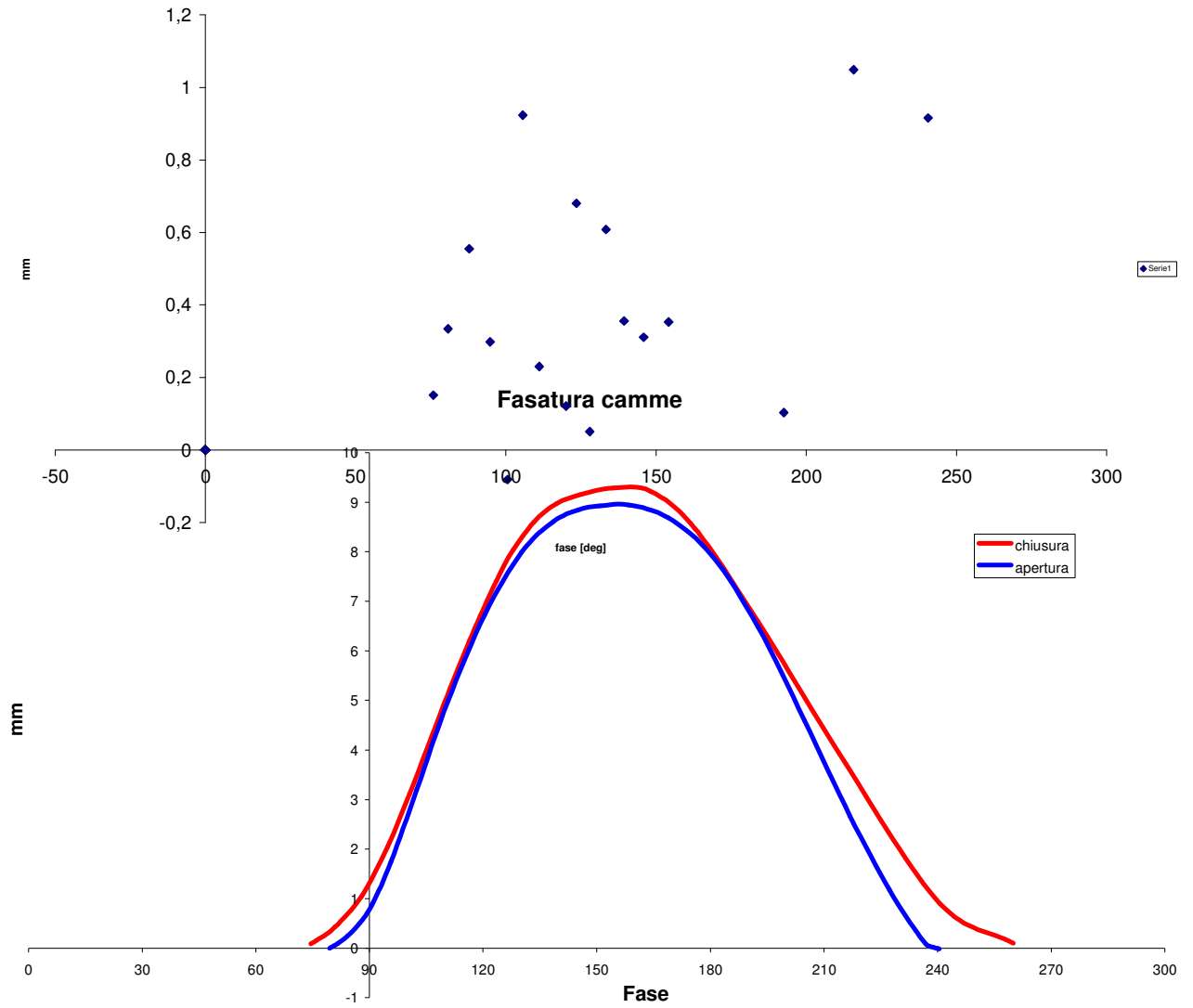


Essendo ridotto il braccio del bilanciere, diminuisce la freccia di quest'ultimo rispetto alla configurazione originale, motivo per cui il sistema ha una rigidità superiore, con la conseguenza che l'oscillazione vibrante viene smorzata prima.

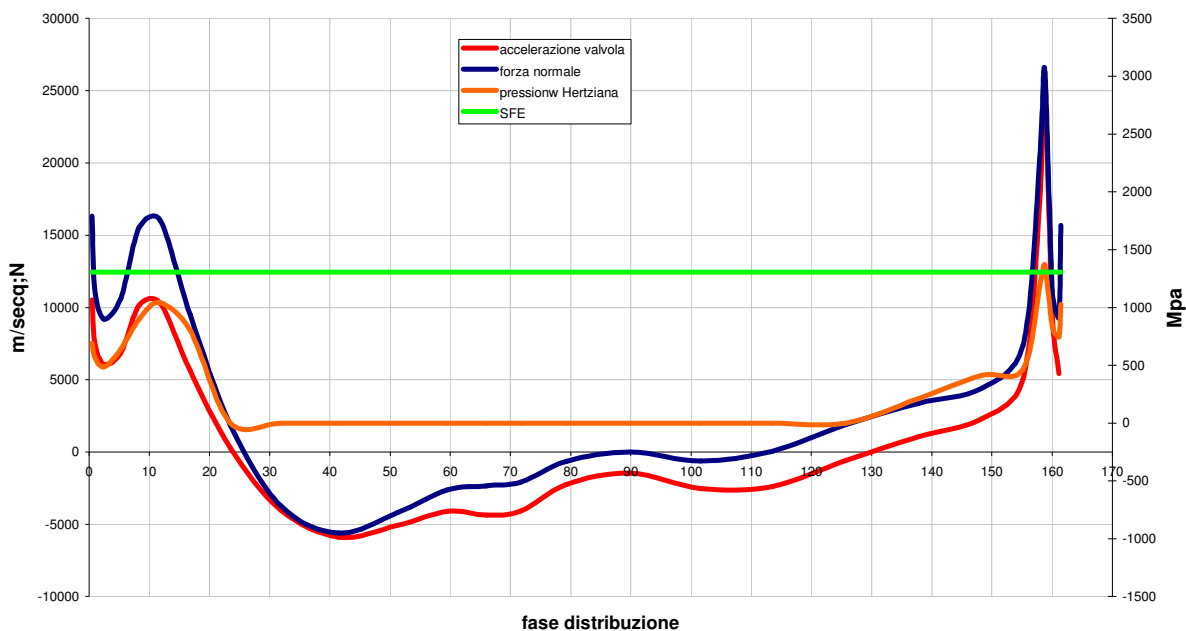
Si riportano di seguito anche i diagrammi relativi alla valvola di scarico, per i quali valgono le stesse considerazioni fatte per i diagrammi relativi al meccanismo della valvola di aspirazione.



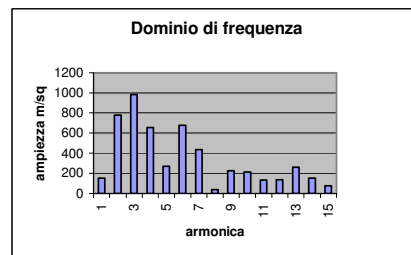
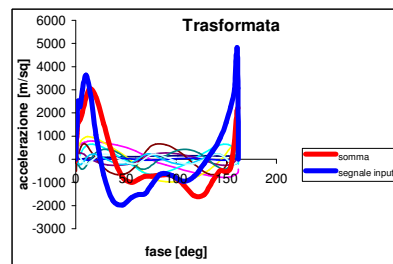
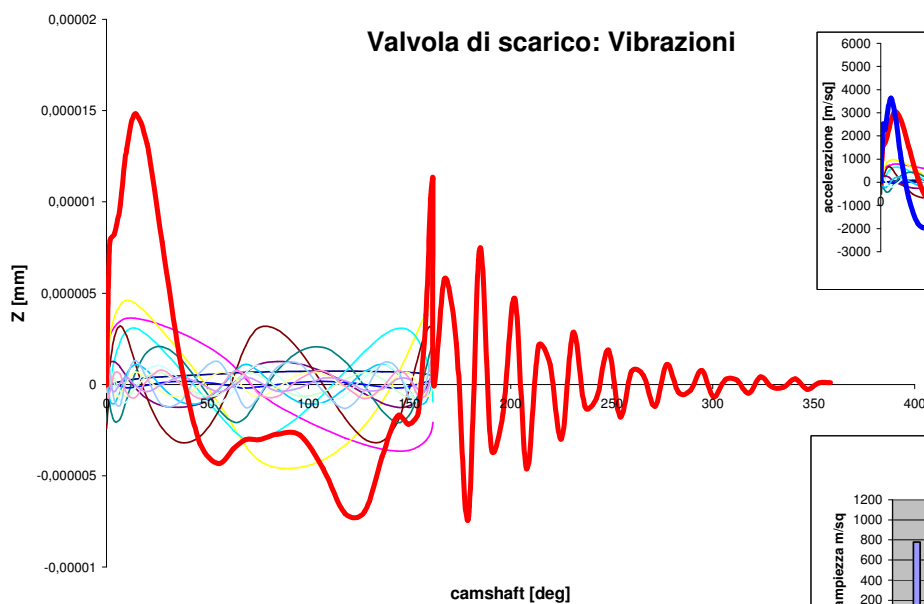
Gioco valvola di scarico



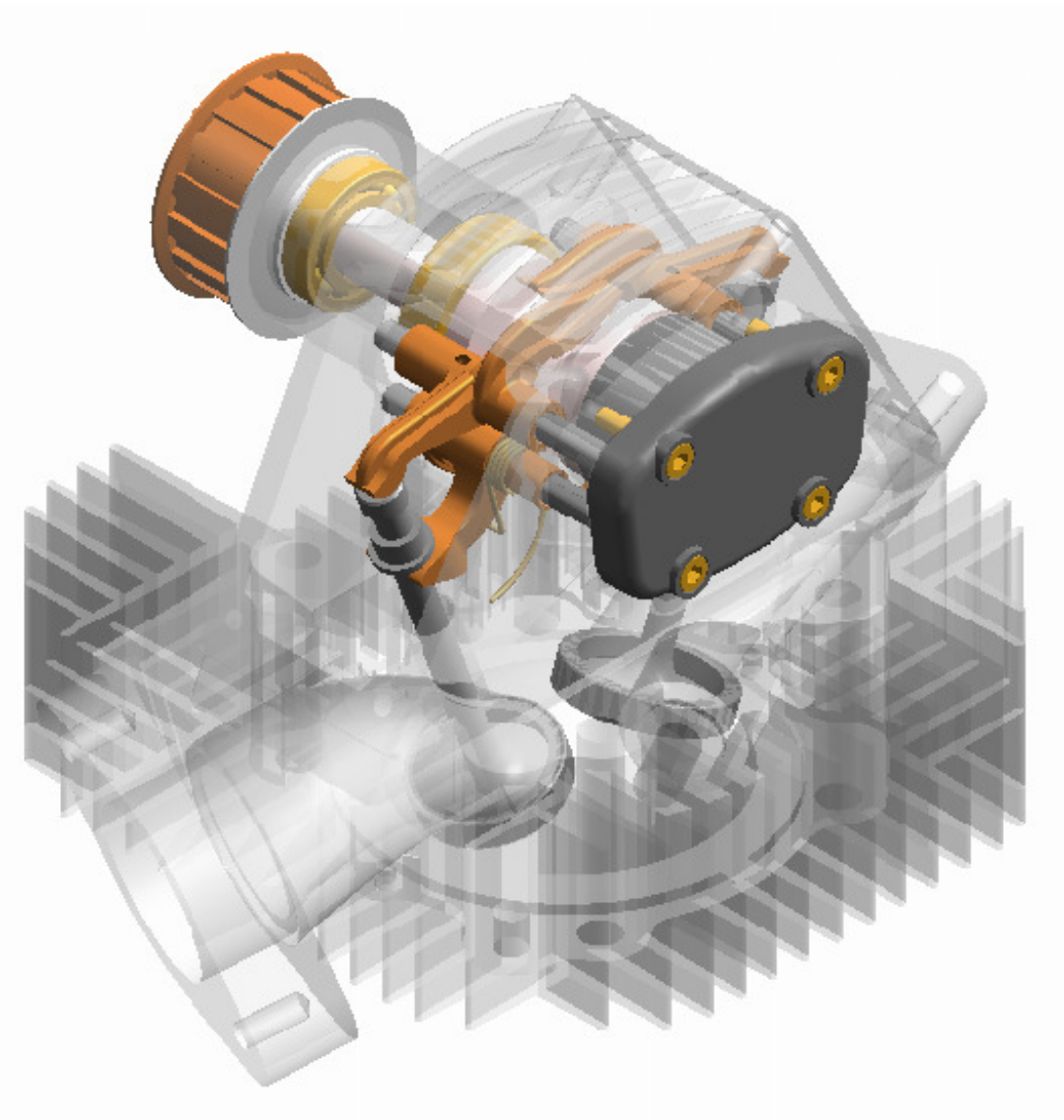
Camma di apertura scarico: pressioni Hertziane



Valvola di scarico: Vibrazioni



Analizzate la cinematica e la dinamica del sistema, e constatati gli effettivi miglioramenti, per lo meno dal punto di vista strutturale, unitamente ai presunti miglioramenti fluidodinamici, si può passare alla fase di assemblaggio, nella quale il cinematismo viene posizionato ad hoc sul telaio, che è rappresentato dal pezzo di fusione unico della testata. Se nella fase della modellazione solida infatti ci si è occupati di conciliare ingombri e performance del cinematismo, la successiva fase si occupa degli aggiustaggi, ossia quegli accorgimenti che rendono efficiente, e soprattutto producibile in serie, l'impianto progettato.



8 - TOLLERANZE

8 - TOLLERANZE

Accoppiamenti Albero - Foro

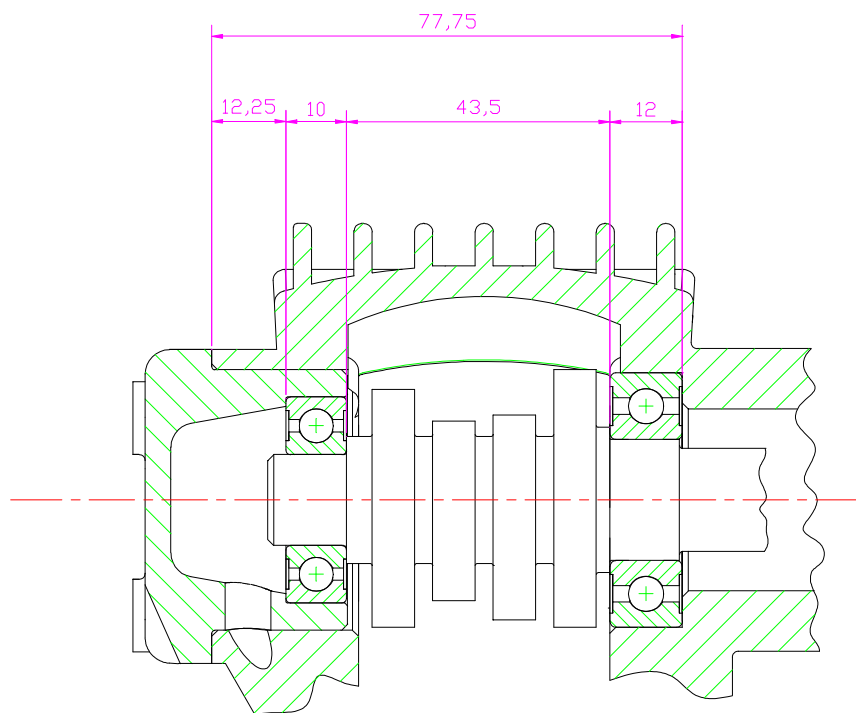
Elementi	diametro [mm]	accoppiamento ISO	tipo	descrizione
Testata – sede valvola aspirazione	41,5	H6 – n6	con interferenza $I_{\min} = 1 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 17 \text{ } \mu\text{m}$	bloccato alla pressa extra preciso
Testata – sede valvola scarico	37,5	H6 – n6	con interferenza $I_{\min} = 1 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 17 \text{ } \mu\text{m}$	bloccato alla pressa extra preciso
Testata – guide valvola	13	H7 – n6	incerto $g_{\max} = 6 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 23 \text{ } \mu\text{m}$	bloccato serrato preciso
Guide valvola – valvole	7,975	H6 – h6	con gioco $g_{\min} = 0 \text{ } \mu\text{m}$ $g_{\max} = 9 \text{ } \mu\text{m}$	con scorrimento extra preciso
Testata – assi bilanciere	7	H7 – m6	incerto $g_{\max} = 15 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 9 \text{ } \mu\text{m}$	bloccato normale preciso
Bilancieri – assi bilanciere	7	EF7 – m6	con gioco $g_{\min} = 3 \text{ } \mu\text{m}$ $g_{\max} = 27 \text{ } \mu\text{m}$	libero normale preciso
Testata – tappo	43	H7 – k6	incerto $g_{\max} = 24 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 17 \text{ } \mu\text{m}$	bloccato leggero preciso
Anello – albero	14	J _s 7 – h6	incerto $g_{\max} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 9 \text{ } \mu\text{m}$	di scorrimento preciso
Anello – puleggia	14	J _s 7 – h6	incerto $g_{\max} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ $I_{\max} = 9 \text{ } \mu\text{m}$	di scorrimento preciso

Elementi	Diametro sede [mm]	Diametro ralla esterna [mm]	Diametro albero [mm]	Diametro ralla interna [mm]
Cuscinetto A	35 N7 $_{-0,033}^{-0,008}$	35 $_{-0,013}^0$	17 h6 $_{-0,011}^0$	17 $_{-0,008}^0$

Cuscinetto B	42 N7 $\begin{matrix} -0,008 \\ -0,033 \end{matrix}$	42 $\begin{matrix} 0 \\ -0,013 \end{matrix}$	20 h6 $\begin{matrix} 0 \\ -0,013 \end{matrix}$	20 $\begin{matrix} 0 \\ -0,010 \end{matrix}$
Cuscinetto C	34 M6 $\begin{matrix} -0,004 \\ -0,020 \end{matrix}$	34 $\begin{matrix} 0 \\ -0,013 \end{matrix}$	15 g6 $\begin{matrix} -0,006 \\ -0,014 \end{matrix}$	15 $\begin{matrix} 0 \\ -0,012 \end{matrix}$

CATENE DI QUOTE

Catena 1



Come si vede in figura la catena 1 è costituita da 5 elementi: la testata, il cuscinetto B, l'albero, il cuscinetto C, il tappo. Le dimensioni nominali sono:

$$L_T = 77,75 \text{ mm}$$

$$L_B = 12 \text{ mm}$$

$$L_A = 43,5 \text{ mm}$$

$$L_C = 10 \text{ mm}$$

$$L_{TP} = 12,25 \text{ mm}$$

Dato che in condizioni di funzionamento l'albero si allungherà a causa di deformazioni termiche, è necessaria la presenza di un gioco g sulla catena. Al montaggio il cuscinetto B viene portato a battuta sulla testata e l'albero sul cuscinetto B; il cuscinetto C viene forzato nel tappo fino al raggiungimento della corretta posizione e quindi il tappo viene montato e serrato sulla testata. Da ciò deriva che l'albero potrà dilatarsi assialmente del gioco impostato. La temperatura massima che può raggiungere l'albero è attorno ai 200°C da cui ne deriva un allungamento assiale:

$$\Delta L = \alpha L \Delta T \approx 0,01 \text{ mm}$$

L'interesse principale è quello di assicurare un corretto funzionamento dei cuscinetti B e C anche in presenza di deformazione termica, mentre non è particolarmente vincolante il perfetto posizionamento reciproco tra albero e bilancieri, dato che le superfici dei pattini hanno per l'appunto uno spessore maggiorato rispetto a quello delle camme. Per cui come valore del gioco minimo andrebbe preso almeno l'allungamento dovuto alle deformazioni termiche ($g'_{\min} = 0,01 \text{ mm}$) come gioco massimo possiamo prendere $g'_{\max} = 0,3 \text{ mm}$. Le relazioni che forniscono i valori massimo e minimo del gioco sono:

$$g_{\min} = L_{T\min} - L_{B\max} - L_{A\max} - L_{C\max} - L_{TP\max}$$

$$g_{\max} = L_{T\max} - L_{B\min} - L_{A\min} - L_{C\min} - L_{TP\min}$$

Le tolleranze sulle dimensioni assiali dei cuscinetti sono unificate e sono $0,1 \text{ mm}$ per entrambi in posizione h, per cui risulta:

$$L_{B\max} = 12 \text{ mm}$$

$$L_{B\min} = 11,9 \text{ mm}$$

$$L_{C\max} = 10 \text{ mm}$$

$$L_{C\min} = 9,9 \text{ mm}$$

La tolleranza sul gioco è circa 3 decimi e va suddivisa tra i vari elementi costituenti la catena. Sottratti i 2 decimi relativi alle tolleranze sui cuscinetti, rimane un decimo da assegnare alla testata, all'albero ed al tappo. Di questo decimo diamo 50 centesimi alla testata e i restanti ad albero e tappo. Da ciò deriva una qualità per la testata IT8 corrispondente ad un'ampiezza della tolleranza pari a 0,046 mm, e per l'albero una qualità IT7 corrispondente ad un'ampiezza della tolleranza pari a 0,025 mm. Le posizioni scelte per testata ed albero sono quindi rispettivamente F8 ed n7. Le dimensioni del tappo che soddisfano il gioco imposto sono:

$$L'_{TP_{max}} = 77,78 - 12 - 43,542 - 10 - 0,01 = 12,228 \text{ mm}$$

$$L'_{TP_{min}} = 77,826 - 11,9 - 43,517 - 9,9 - 0,3 = 12,209 \text{ mm}$$

Scegliendo per il tappo una tolleranza ISO del tipo e7 si ricavano le dimensioni normalizzate:

$$L_{TP_{max}} = 12,218 \text{ mm}$$

$$L_{TP_{min}} = 12,200 \text{ mm}$$

e quindi i valori di gioco normalizzati sono:

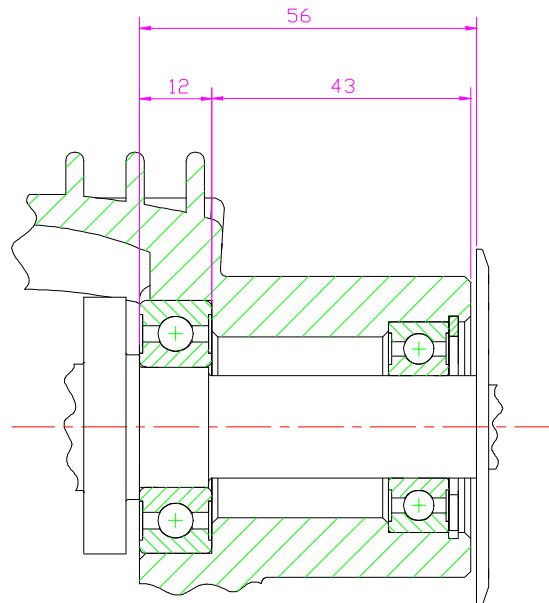
$$g_{min} = 0,020 \text{ mm}$$

$$g_{max} = 0,309 \text{ mm}$$

Riassumendo in tabella si ha:

elemento	dimensioni nominali [mm]	tolleranza [mm]	dimensioni normalizzate
L _T	77,75	0,046	77,75 F8 $\begin{matrix} +0,076 \\ +0,030 \end{matrix}$
L _A	43,5	0,025	43,5 n7 $\begin{matrix} +0,042 \\ +0,017 \end{matrix}$
L _{TP}	12,25	0,018	12,25 e7 $\begin{matrix} -0,032 \\ -0,050 \end{matrix}$

Catena 2



La catena 2 è costituita da tre elementi: la testata, l'albero ed il cuscinetto B. Le dimensioni nominali sono:

$$L_T = 43 \text{ mm}$$

$$L_B = 12 \text{ mm}$$

$$L_A = 56 \text{ mm}$$

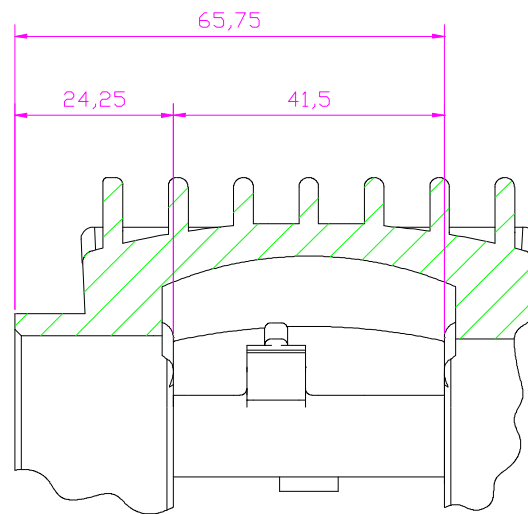
La funzionalità dell'accoppiamento è quella di mantenere una luce l tra anello e testata in modo che l'anello possa ruotare liberamente. Come si può vedere dalle dimensioni, la catena di quote non è chiusa, infatti è stata imposta una luce nominale $l = 1 \text{ mm}$. A parte la dimensione assiale del cuscinetto B che risulta $12_{-0,1}^0 \text{ mm}$, per le altre due quote è definita una tolleranza generale di progetto t.g. = IT 11.

In questo modo le luci minima e massima saranno:

$$l_{\min} = L_{A\min} - L_{B\max} - L_{T\max} = 55,905 - 12 - 43,08 = 0,825 \text{ mm}$$

$$l_{\max} = L_{A\max} - L_{B\min} - L_{T\min} = 56,095 - 11,9 - 42,92 = 1,275 \text{ mm}$$

Catena 3



La catena 3 è costituita da tre quote: due sulla testata più lo spessore del bilanciante. Le dimensioni nominali sono:

$$L_{T1} = 24,25 \text{ mm}$$

$$L_{Bil} = 41,5 \text{ mm}$$

$$L_{T2} = 65,75 \text{ mm}$$

Per assicurare un corretto movimento del bilanciante è necessaria la presenza di un gioco assiale contenuto sulla catena, gioco che deve però consentire l'allungamento per deformazione termica (anche in questo caso si può prendere un allungamento di 0,01 mm)

Le scelte sull'accoppiamento sono riportate in tabella

elemento	dimensioni nominali [mm]	tolleranza [mm]	dimensioni normalizzate
L_{T1}	24,25	0,084	$24,25 \text{ } h10 \begin{matrix} 0 \\ -0,084 \end{matrix}$
L_{Bil}	41,5	0,062	$41,5 \text{ } d9 \begin{matrix} -0,080 \\ -0,142 \end{matrix}$
L_{T2}	65,75	0,120	$65,75 \text{ } H10 \begin{matrix} +0,120 \\ 0 \end{matrix}$

da cui i valori di gioco:

$$g_{\min} = 0,08 \text{ mm}$$

$$g_{\max} = 0,396 \text{ mm}$$

