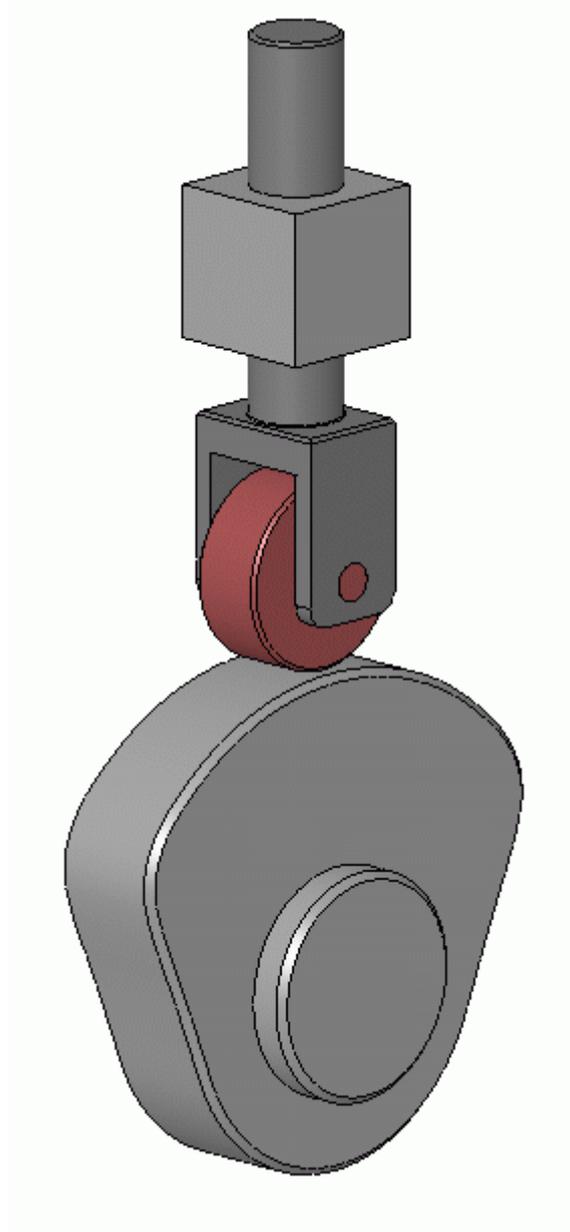


CHIEREGATO MARCO

LE CAMMIE



**TESINA D'ESAME
DI**

**CHIEREGATO MARCO
CLASSE 5°A MECCANICA
ANNO SCOLASTICO 2010/2011**

1. COSA SONO LE CAMME E PERCHÉ VENGONO UTILIZZATE

2. TIPI DI CAMME

- CAMME A DISCO;
- CAMME A TAMBURO;
- CAMME FRONTALI

3. CAMPO DI UTILIZZO DELLE CAMME

- MOTORI
- MACCHINE AUTOMATICHE
- TRE TRATTI DI CURVA CHE SI PRESENTANO NELLE CAMME DELLE MACCHINE AUTOMATICHE E COME SI POSSONO INDIVIDUARE

4. FUNZIONAMENTO DELLA DISTRIBUZIONE NEL MOTORE (ASPIRAZIONE, COMPRESSIONE, SCOPPIO)

5. LEGGI CHE SI UTILIZZANO PER LA COSTRUZIONE GRAFICA DELLE CAMME

- SPOSTAMENTI,
- VELOCITÀ,
- ACCELERAZIONE/DECELLERAZIONE,
- COEFFICIENTI DI VELOCITA' ED ACCELERAZIONE

- ARMONICA
- CICLOIDALE



DI OGNI LEGGE DEL MOTO CITATA , SPIEGARE COSA SI INTENDE PER SPOSTAMENTO, VELOCITÀ E ACCELERAZIONE (CON RELATIVI GRAFICI E DIMOSTRAZIONE MATEMATICA)

6. CAUSE DI DEFORMAZIONE DELLA LEGGE DEL MOTO CHE SI POSSONO VERIFICARE NEI VARI TIPI DI CAMME

- ALTRE CAUSE DI DEFORMAZIONE DELLA LEGGE DEL MOTO
- LA SCELTA DELLA LEGGE DI MOVIMENTO
- DOLCEZZA DI FUNZIONAMENTO
- LIMITAZIONE DELL'ACCELERAZIONE MASSIMA
- LIMITAZIONE DELLA MASSIMA ACCELERAZIONE NEGATIVA
- LIMITAZIONE DELLA VELOCITÀ MASSIMA
- LEGGE TRAPEZIOIDALE
- LIMITAZIONE DELLE VIBRAZIONI
- POLINOMIALI

7. LA TRASMISSIONE DEL MOVIMENTO

- ANGOLO DI PRESSIONE
- CRITERI PER RISOLVERE PROBLEMI DI ANGOLI DI PRESSIONE
- CRITERI PER RISOLVERE PROBLEMI DI ANGOLI DI PRESSIONE
- CAMME SPAZIALI
- RAGGIO DI CURVATURA E SOTTOTAGLIO PER CAMME RADIALI E SUO VALORE MINIMO
- CRITERI PER RISOLVERE I PROBLEMI DI RAGGIO DI CURVATURA

8. PROGETTO DUCATI

- ALBERO A CAMME
- CAMME DI CHIUSURA ASPIRAZIONE/SCARICO
- SPOSTAMENTO
- CAMMA APERTURA ASPIRAZIONE/SCARICO
- SPOSTAMENTO
- DISENO 3D/2D (CON PROFILO LOBI/SENZA PROFILO LOBI)
- RELAZIONE TECNICA DESMODROMICO
- CICLO DI LAVORO

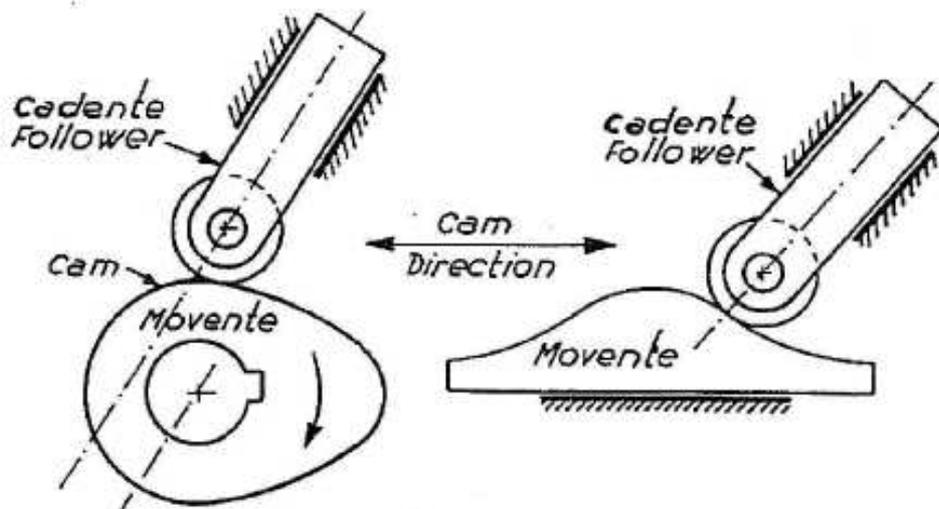
LE CAMME

COSA SONO LE CAMME E PERCHÉ VENGONO UTILIZZATE

Le camme sono organi meccanici capaci di trasformare il moto rotatorio costante di un albero in moto alternato rettilineo o rotatorio, con una legge predefinita.

Dalla meccanica applicata è noto il principio di funzionamento delle camme, universalmente **usate per il comando delle valvole di distribuzione nei motori endotermici** (albero a camme), **per il comando delle macchine automatiche** e semiautomatiche, ecc. Quando in queste ultime si vogliono montare su uno stesso manicotto diverse camme, la forma che queste assumono può essere molto varia.

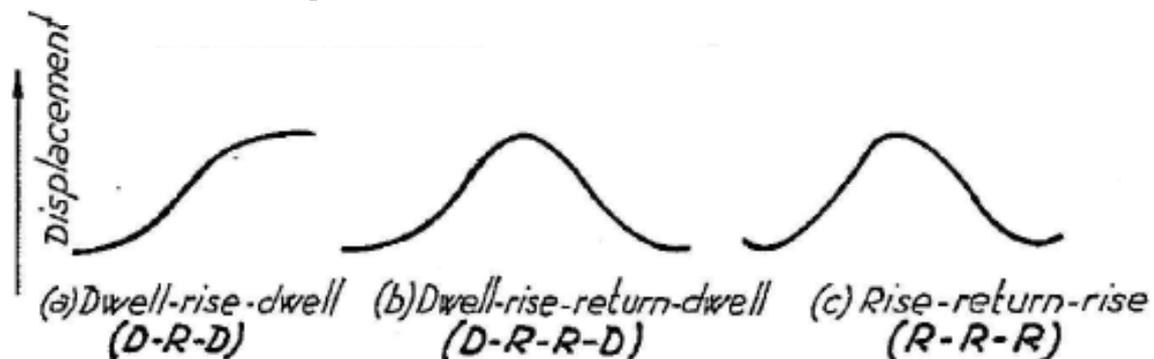
Nei meccanismi a camma si possono riconoscere due organi fondamentali: il movente (camma) e il cedente; tali organi secondo le esigenze possono assumere forme diverse.



Le camme si possono dividere secondo il moto che imprimono al cedente in tre famiglie fondamentali; all'interno di queste famiglie si potranno riconoscere altri tipi di camme in funzione della forma.

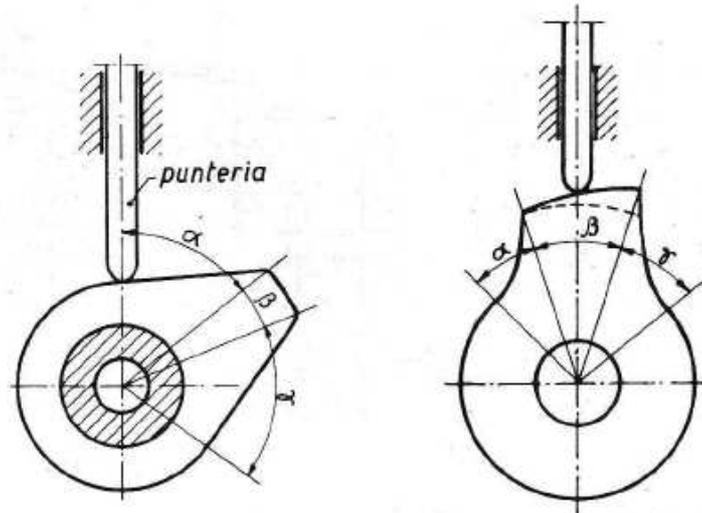
Le tre famiglie fondamentali sono:

- a) **D.R.D.** - Camme con le quali il cedente ha un movimento di sosta, salita, sosta
- b) **D.R.R.D.** - Camme con le quali il cedente ha un movimento di sosta salita, ritorno, sosta.
- c) **R. R.R.** - Camme con le quali il cedente ha un movimento di salita, ritorno, salita, ritorno, ecc.



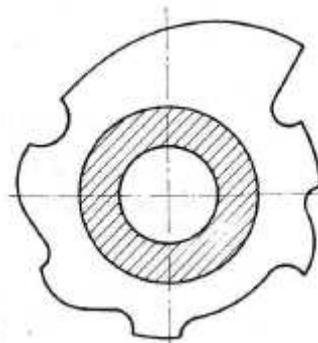
Ogni camma ha il profilo costituito da tre tratti di curva, ciascuno comandante una delle fasi dell'operazione cui la camma si riferisce ad esempio le tre parti del profilo della camma comandante una valvola di un motore a scoppio, corrispondono rispettivamente:

1. alla fase di apertura graduale della valvola,
2. alla fase di alimentazione del motore con ammissione massima costante,
3. alla fase di chiusura rapida della valvola.



Invece, per il movimento di una slitta di una macchina automatica, si hanno le fasi di:

1. accostamento rapido,
2. fase di lavoro con avanzamento lento per alimentazione,
3. la fase di ritorno rapido.



Poiché l'albero cui è fissata una camma ruota generalmente con velocità costante, i tre tratti di curva determinanti il profilo della camma si disegnano in corrispondenza alle leggi dei movimenti che la parte comandata dalla camma deve assumere ed ai tre angoli α ; β ; γ ; che data la velocità dell'albero, corrispondono ai tempi in cui devono compiersi le tre fasi.

È noto che in pratica una camma può agire direttamente sull'organo che essa deve comandare; oppure con interposizione di un puntale a rotella o ancora per mezzo di un bilanciere a leva.

In questo caso occorre che sia prevista un'azione antagonista (generalmente una molla) perché possa essere assicurato un rapido ritorno dell'organo comandato alla posizione iniziale.

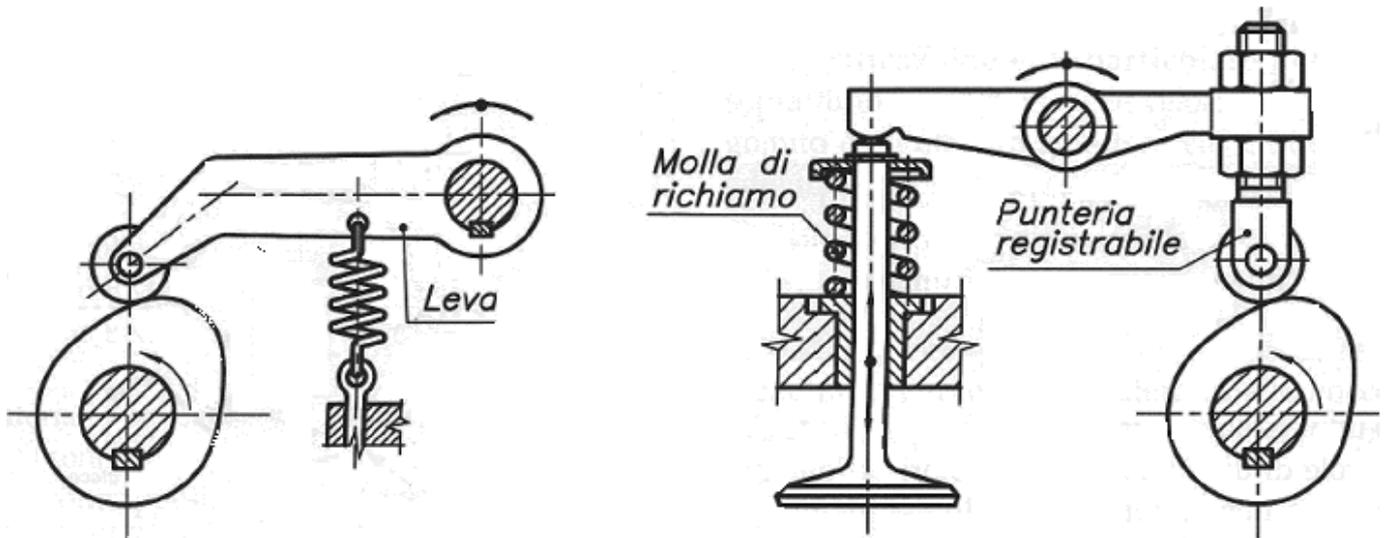
I vari tipi di camme vengono definiti in funzione della forma della superficie su cui si sviluppa il profilo. Si distinguono pertanto:

1. camme a disco;
2. camme a tamburo;
3. camme frontali.

CAMME A DISCO

Il profilo della camma si sviluppa sulla superficie esterna di un disco. La camma, costituita da un disco piatto, viene trascinata in rotazione dall'albero a cui è rigidamente collegata. Il movimento alternato viene trasmesso ad una punteria o corsoio che si appoggia sulla superficie esterna della camma mediante una sua estremità che può essere a punta o a rullino o a piattello.

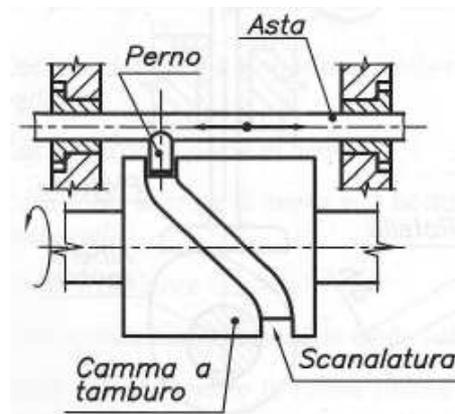
L'asta comandata può anche essere a leva o a bilanciere con possibilità di registrazione per la posizione della punteria.



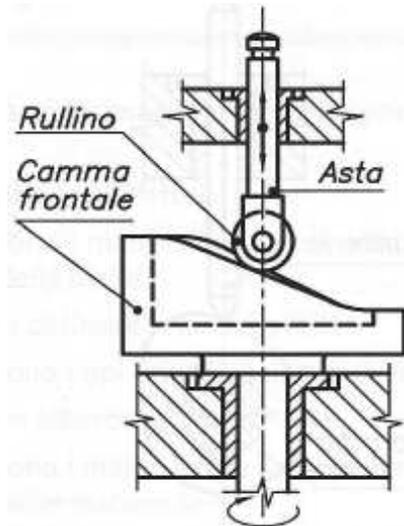
In questa ultima figura si può notare la presenza di un altro elemento importante: la molla di richiamo per la fase di ritorno. Essa ha il compito di garantire il contatto punteria camma anche quando, alle alte velocità, le forze d'inerzia tenderebbero a far perdere il contatto fra i due elementi.

CAMME A TAMBURO

Il profilo della camma si sviluppa sulla superficie laterale di un cilindro. La camma è costituita da un tamburo sulla cui superficie esterna cilindrica è stata ricavata una scanalatura. In questa scanalatura si impegna un apposito perno o un rullino collegato ad un'asta che riceve il moto alternato durante la rotazione della camma.



Il profilo della camma si sviluppa sulla superficie frontale di un cilindro. La camma è costituita da un cilindro sulla cui superficie frontale sagomata poggia l'asta comandata il cui asse perciò risulta parallelo alla generatrice del cilindro stesso.



TIPI DI CEDENTI

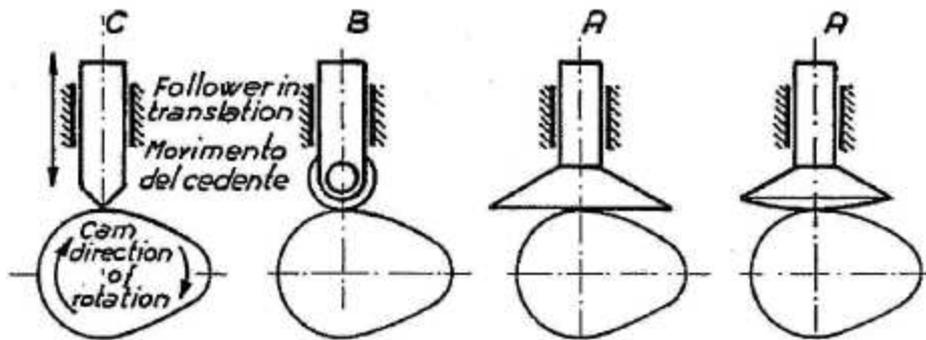
Il cedente può avere due forme costruttive fondamentali secondo dal tipo di movimento che si vuole derivare dal movente:

- a) cedente traslante (punteria)
- b) cedente oscillante (bilancere)

Con la prima soluzione si realizza un movimento del cedente di tipo rettilineo alternativo; con la seconda un movimento rotatorio alternativo.

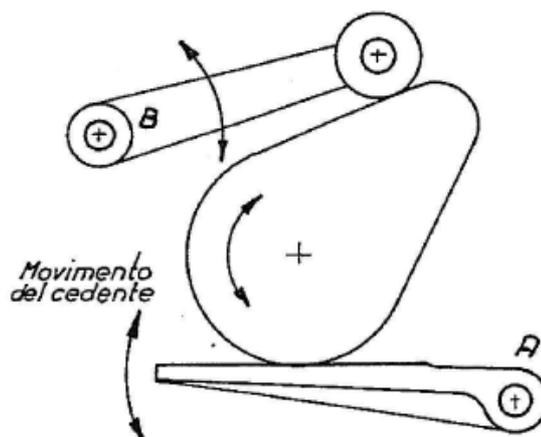
il cedente traslante può essere realizzato in diversi modi:

- a) punteria con piattello (piano o bombato)
- b) punteria con rotella
- c) punteria a scalpello



Il cedente oscillante come quello traslante può assumere forme diverse in funzione delle esigenze:

- a) bilanciere con piattello
- b) bilanciere con rotella



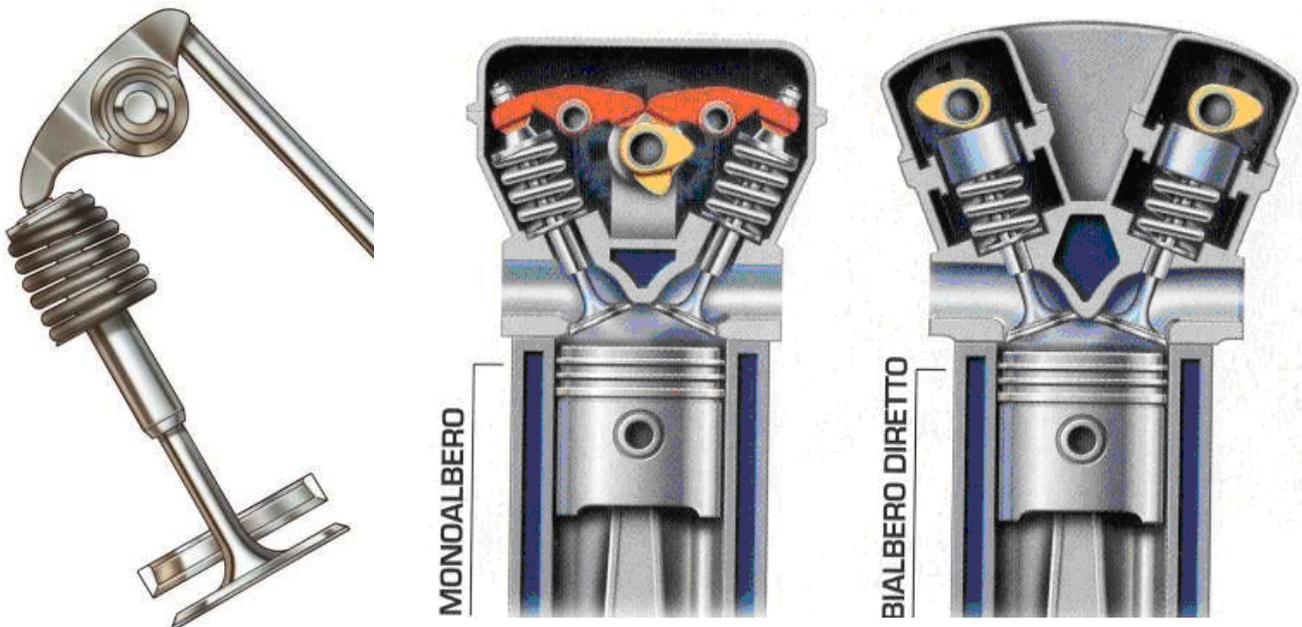
FUNZIONAMENTO DELLA DISTRIBUZIONE NEL MOTORE QUATTRO TEMPI (ASPIRAZIONE – COMPRESSIONE – SCOPPIO -SCARICO)

LA DISTRIBUZIONE

Ha lo scopo di eseguire e regolare il cambio di gas all'interno del motore. Nei motori a quattro tempi essa comprende:

1. L'ASSE A CAMME E LA TRASMISSIONE DAL SUO MOTO;
2. LE VALVOLE DI ASPIRAZIONE E DI SCARICO IN TESTA;
3. LE MOLLE DI RICHIAMO;
4. I GUIDAVALVOLE, I SISTEMI DI REGOLAZIONE DEL GIOCO;

Gli schemi più comuni di distribuzione a valvole sono ripostati in figura:



Con il termine “distribuzione” si intende l’insieme di meccanismi che provocano aperture e chiusure dei condotti di alimentazione e di scarico consentendo, con la loro giusta ritmicità, lo svolgimento delle fasi descritte nel ciclo teorico.

In un motore a quattro tempi, la distribuzione è assicurata da un sistema di valvole che si aprono sotto l'azione di eccentrici (o camme) calettati su un albero rotante, parallelo a quello principale e da esso azionato (albero a camme), e si richiudono perché respinte sul proprio sedgio da molle opportunamente tarate.

Nei motori veloci, l'inerzia delle molle produce spesso ritardi alla chiusura delle valvole provocando irregolarità di funzionamento; si preferisce perciò adottare sistemi di distribuzione più complessi (distribuzione desmodromica) nei quali sia l'apertura che la chiusura delle valvole sono comandate da camme.

Nei motori comuni, sono sufficienti una valvola per l'aspirazione della miscela ed una per lo scarico dei gas combusti, in ogni cilindro; nei motori spinti, destinati alle competizioni o a articolari prove, si ricorre ad un numero di valvole maggiore per assicurare un perfetto riempimento dei cilindri, in seguito all'espulsione quasi completa dei prodotti della combustione.

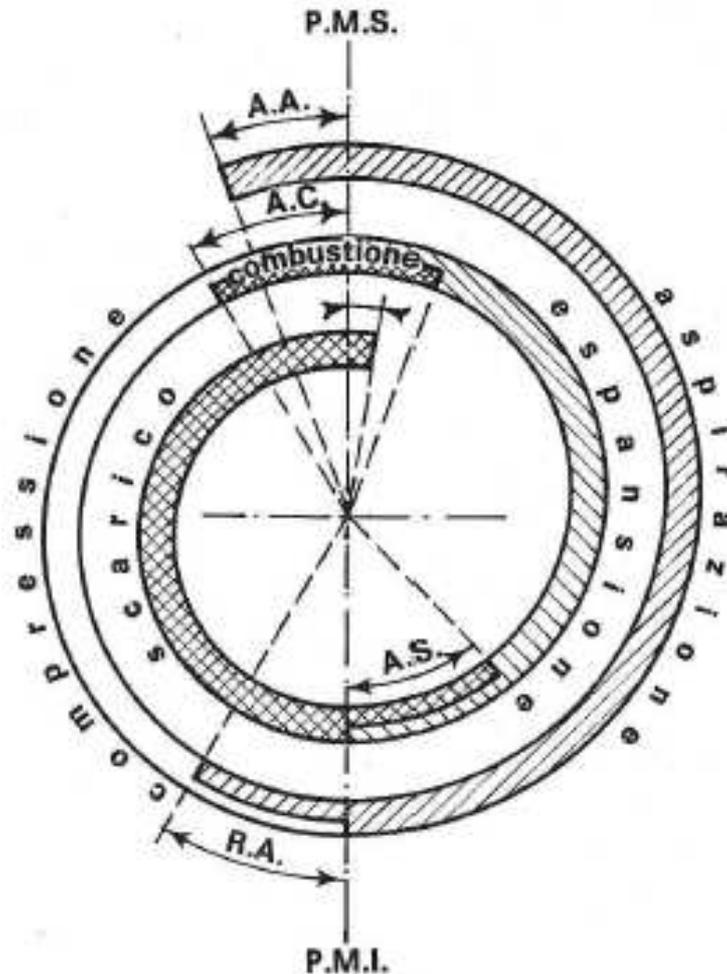


Il profilo della camma, il suo sviluppo angolare ed il suo orientamento sull'albero, devono essere tali da assicurare l'apertura e la chiusura della valvola negli istanti voluti; poiché dal punto di vista puramente teorico, la fase di aspirazione (ed anche quella di scarico) deve avere durata pari alla corsa dello stantuffo, lo sviluppo angolare del nasello dovrebbe essere tale da consentire lo svolgimento di detta fase nel tempo corrispondente a mezzo giro dell'albero motore.

Ricordando che il ciclo termico dei motore a quattro tempi si compie in due giri dell'albero motore (720°), ed ogni valvola si apre una sola volta durante il ciclo, è facile concludere che l'albero a camme deve compiere un numero di giri al minuto pari alla metà di quello compiuto dall'albero principale; ne segue che il nasello della camma dovrebbe avere, nel caso teorico, uno sviluppo angolare di 90° .

In realtà la durata delle fasi di apertura delle valvole è maggiore di quanto previsto dal ciclo teorico, in considerazione degli effetti prodotti dall'inerzia al moto opposta dal fluido nell'istante dell'apertura e della chiusura.

DIAGRAMMA DI DISTRIBUZIONE

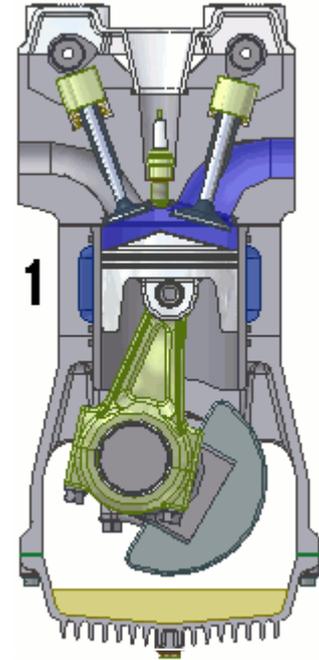


- AAVA:** anticipo apertura valvola aspirazione
- RCVA:** ritardo chiusura valvola aspirazione
- AAVS:** anticipo aspirazione valvola scarico
- RCVS:** ritardo chiusura valvola scarico
- AA:** anticipo accensione (pochi gradi prima del p.m.s.)

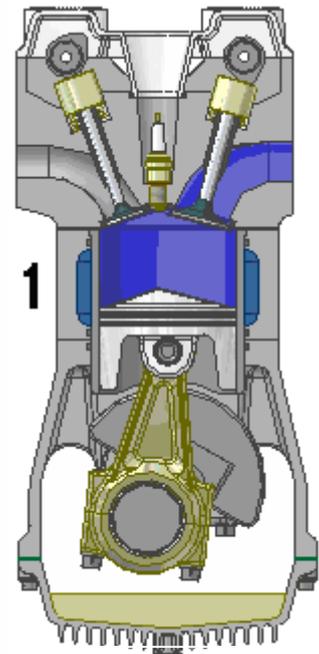
**IL DIAGRAMMA DELLA DISTRIBUZIONE
RAPPRESENTA LE FASI DI FUNZIONAMENTO DEL
MOTORE ANGOLARMENTE**

PRIMA FASE - ASPIRAZIONE

Consideriamo la figura sottostante il pistone al PMS (punto morto superiore); all'inizio dell'aspirazione il pistone si muove verso il PMI (punto morto inferiore), mentre si ha un anticipo dell'apertura della valvola di aspirazione (AAVA), perché rispetto ai giri del motore l'apertura della valvola è relativamente lenta, quindi se si aprisse perfettamente quando il pistone è al P.M.S. il motore si troverebbe ad aspirare con la valvola praticamente chiusa, provocando una forte depressione, e quindi condizioni sfavorevoli perchè si creerebbe il fenomeno della rarefazione dell'aria (ovvero , aumenta il volume, l'aria si espande ed ha un grande volume a fronte di una piccola quantità in massa) e il pistone spinto dall'energia accumulata nel volano dovrebbe spendere un gran lavoro per arrivare al P.M.I. in forte depressione. Per questo si ha un anticipo di apertura della valvola di circa 12° e al P.M.S. la valvola deve essere aperta del 50%. mettendo così in comunicazione l'interno del cilindro con il carburatore al quale è collegato il collettore di immissione.



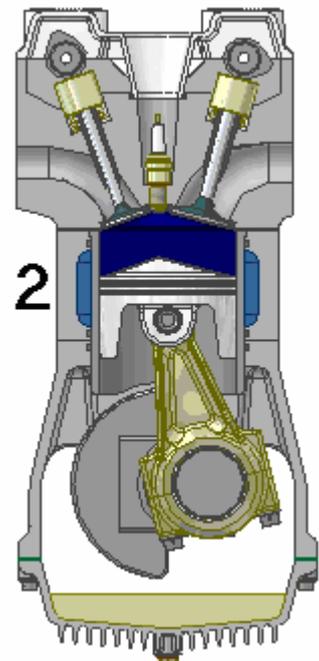
Nella corsa discendente verso il PMI il pistone, che corre a perfetta tenuta nel cilindro, provoca un vuoto (depressione) tale da richiamare attraverso l'unica apertura che mette in comunicazione il cilindro con l'ambiente esterno, una forte corrente d'aria e per sfruttare tutta l'energia cinetica iniziale accumulata dalla velocità della colonna di miscela in entrata nel cilindro, si ha un ritardo di circa 60° dopo il P.M.I. della chiusura della valvola di aspirazione (RCVA) , e questa si deve chiudere un attimo prima che la pressione generata dal pistone superi la pressione della miscela , aumentando il rendimento volumetrico.



:

SECONDA FASE – COMPRESSIONE

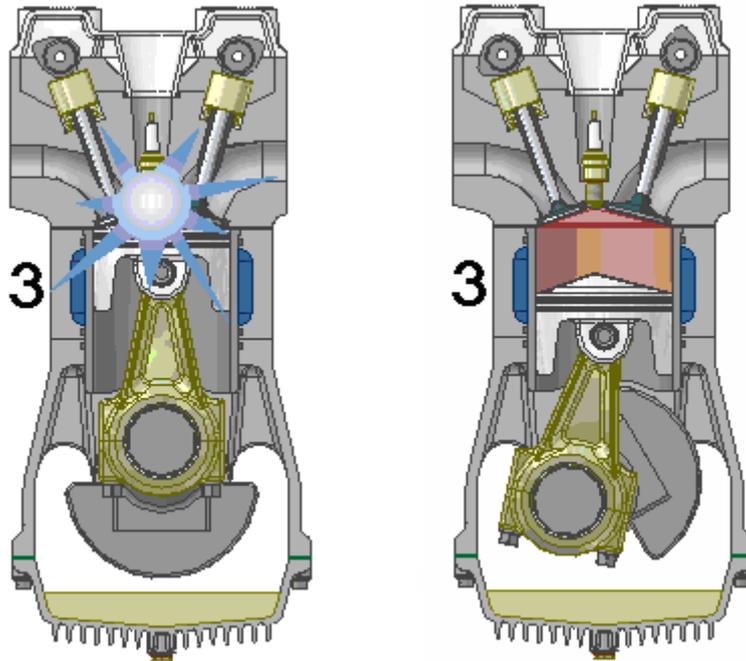
Il pistone alla fine della fase di aspirazione risale dal PMI al PMS ed inizia la fase di compressione. Per effetto della corsa ascendente del pistone, la miscela che al termine della fase di aspirazione occupava tutto il cilindro, viene progressivamente spinta verso l'alto in modo che, quando il pistone giunge al PMS tutta la miscela viene a trovarsi compressa tra pistone e testata, in quello spazio che viene chiamato camera di scoppio (raggiungendo le 8-10 atmosfere con una temperatura di 250°-300°C).



TERZA FASE - SCOPPIO ED ESPANSIONE

La terza fase inizia pochi gradi prima che il pistone raggiunga il P.M.S. quando si ha l'anticipo dell'accensione (**AA**) mediante una scintilla scoccante tra gli elettrodi della candela, in modo da sfruttare il picco massimo di pressione dopo il P.M.S., e di conseguenza sfruttare al meglio l'unica fase utile che è l'espansione dove si scarica tutto il lavoro.

La scintilla provoca l'innalzamento di temperatura (di circa 2000° C) tale da creare, nella camera di scoppio, un forte pressione (30-35 atmosfere) e sul pistone, una forte spinta verso il PMI. I gas combusti, espandendosi, diminuiscono di pressione e di temperatura, talché, giunto il pistone al PMI, hanno trasmesso una parte della energia posseduta all'atto dell'accensione. Durante la fase di espansione, dovendosi evitare ogni fuoriuscita di gas dal cilindro per sfruttare il lavoro di espansione, entrambe le valvole di aspirazione e di scarico restano chiuse.

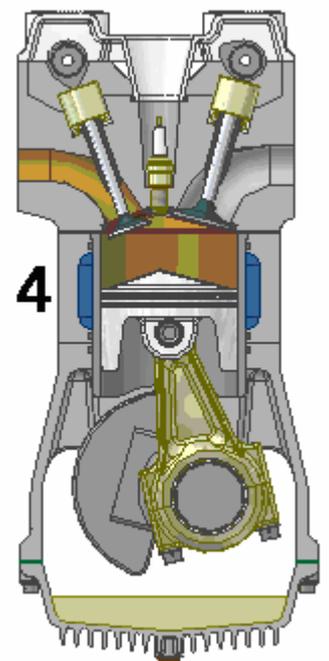


QUARTA FASE - SCARICO

La quarta fase inizia circa 60° prima del P.M.I. quando si ha l'anticipo dell'apertura della valvola di scarico (**AAVS**), per permettere ai gas esausti combusti di uscire spontaneamente dal cilindro.

Successivamente il pistone risalirà verso il P.M.S. dove si ha un ritardo nella chiusura della valvola di scarico (**R.C.V.S.**) per permettere l'unica parte del diagramma ove hanno luogo due fasi contemporaneamente, cioè il pistone risolvendo al P.M.S. sta spingendo fuori i rimanenti gas di scarico che vengono richiamati dalla grande velocità inerziali dello scarico spontaneo; ed in parte l'**AAVA** inizia a far entrare la miscela fresca nel cilindro incentivata nell'aspirazione dalla depressione dovuta al veloce passaggio dei gas di scarico dalla valvola di scarico.

Questo minima sovrapposizione di fasi permette un incremento del rendimento volumetrico.



Ci si ritrova così col pistone e le valvole nelle condizioni già individuate all'inizio della fase di aspirazione ed il motore è in grado di ripetere periodicamente una sequenza di fasi del tutto uguali a quelle sopra descritte. Poiché ad ogni passaggio del pistone dal PMS al PMI corrisponde un mezzo giro dell'albero a gomiti (l'intero ciclo avviene in due giri dell'albero motore).

Da quanto sopra descritto appare subito evidente che, delle quattro fasi svolte nell'interno del cilindro, una sola è attiva ovvero **l'espansione** mentre le altre 3 fasi: **aspirazione, compressione e scarico** non solo non producono lavoro utile, ma ne assorbono per:

- vincere l'attrito delle diverse parti in movimento;
- superare le resistenze che la miscela, aspirata attraverso il carburatore, incontra nel collettore e nel passaggio attraverso la luce di ammissione;
- effettuare la compressione della miscela;
- scaricare all'esterno i gas combusti.

LEGGI CHE SI UTILIZZANO PER LA COSTRUZIONE GRAFICA DELLE CAMME

SPOSTAMENTO , VELOCITÀ E ACCELERAZIONE / DECELERAZIONE

Generalmente i costruttori di camme forniscono all'utilizzatore tabulati che riportano i valori di:

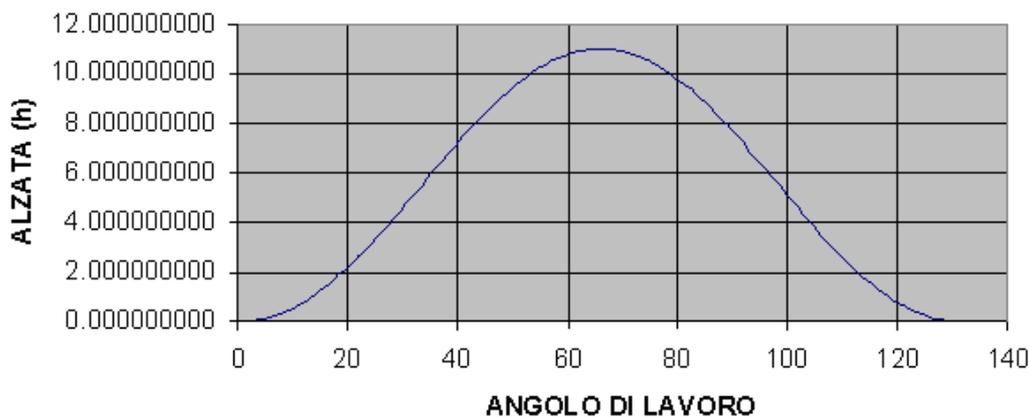
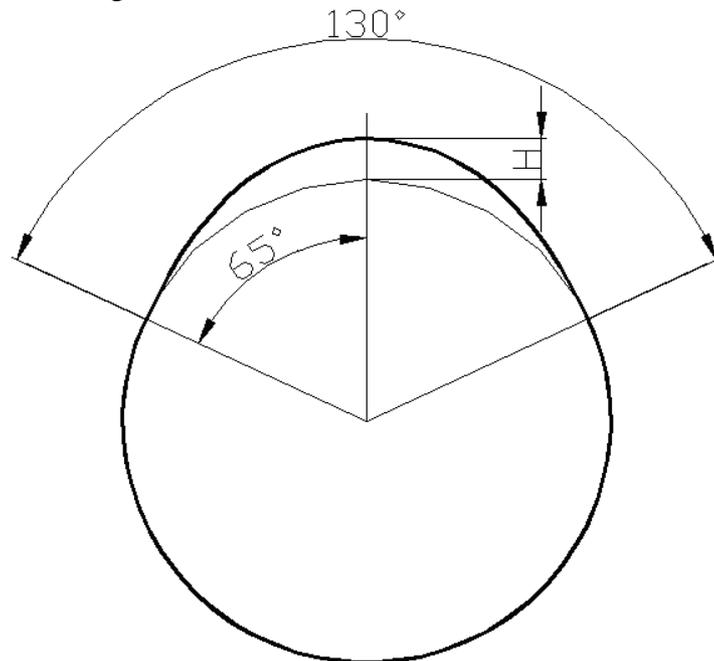
1. ANGOLI,
2. SPOSTAMENTI,
3. VELOCITÀ,
4. ACCELERAZIONE,
5. ANGOLO DI PRESSIONE,
6. RAGGIO DI CURVATURA.

Per ora si esaminano solo i primi quattro valori, perché si vuole sottolineare un fatto generalmente trascurato, ma molto importante: mentre velocità e accelerazione sono interessanti soprattutto per il movimento finale del meccanismo, invece angolo di pressione e raggio di curvatura riguardano esclusivamente la camma.

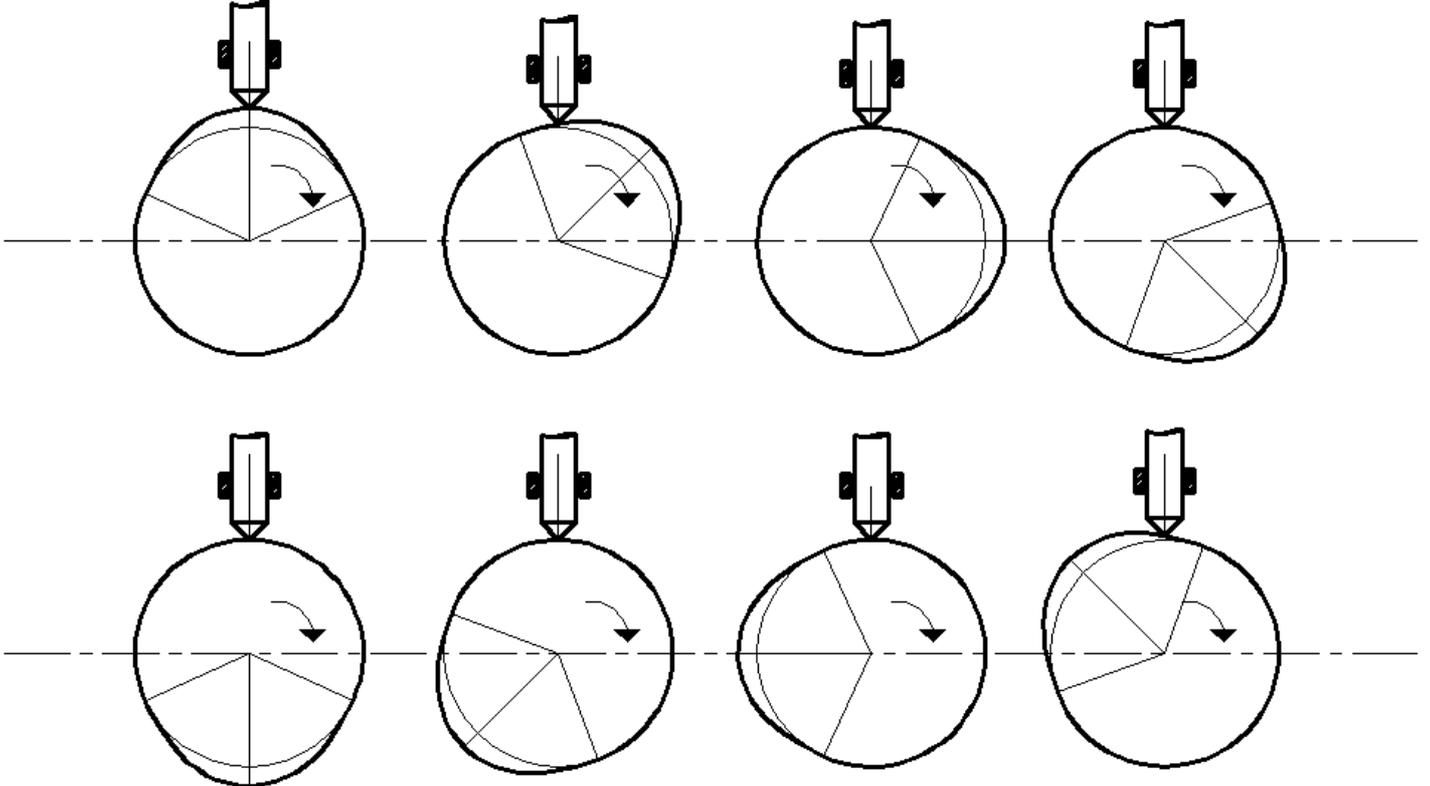
SPOSTAMENTO

Le camme vengono generalmente tagliate in base a leggi matematiche producono uno spostamento in un certo tempo, che poi possono o meno venire deformate da varie cause.

Siccome quello che interessa è il profilo della camma, che è generalmente su un albero rotante a velocità costante, si preferisce considerare lo spostamento in funzione dell'angolo di rotazione misurandolo generalmente in gradi come nella figura sottostante.



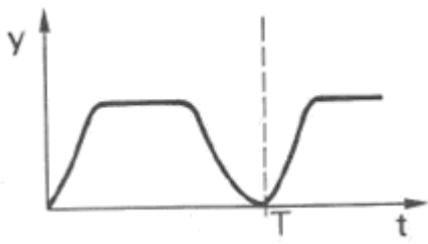
Pertanto il diagramma delle alzate rappresenta l'effettivo comportamento del meccanismo in quanto illustra chiaramente il vincolo che esso impone tra le rotazioni α del movente delle alzate y del cedente. Il meccanismo, una volta costruito, obbliga il cedente a muoversi con la legge $y(\alpha)$; quindi per ottenere la legge $y(t)$ prevista bisogna che il movente ruoti con velocità angolare costante eguale al valore prefissato. Per velocità angolari costanti, ma diverse da tale valore, si ha che i tempi variano inversamente ad ω , le velocità proporzionalmente ad ω e le accelerazioni proporzionalmente ω^2



Nelle macchine automatiche, oltre al moto uniforme, in generale interessa avere moti periodici cioè moti che si ripetono identicamente ad intervalli regolari di tempo. Tali moti periodici possono essere distinti in :

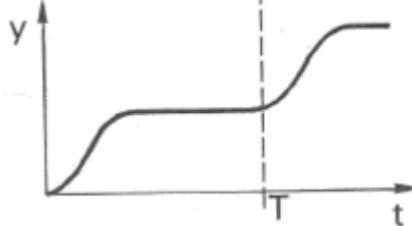
INTERMITTENTI

ALTERNATIVI

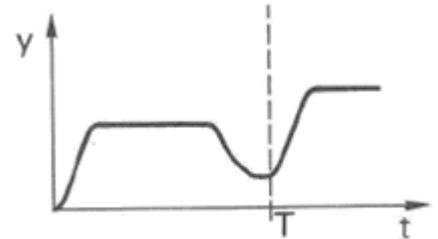


PROGRESSIVI

UNIDIREZIONALI

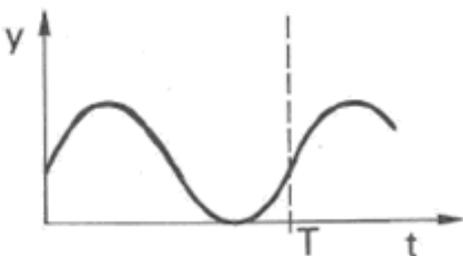


PASSO DI PELLEGRINO



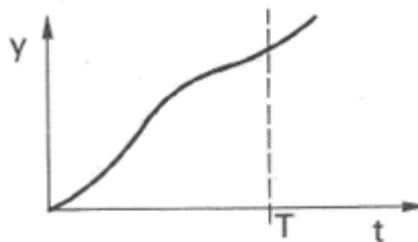
CONTINUATIVI

ALTERNATIVI

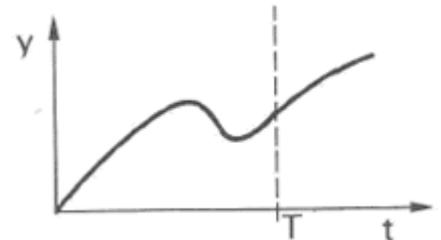


PROGRESSIVI

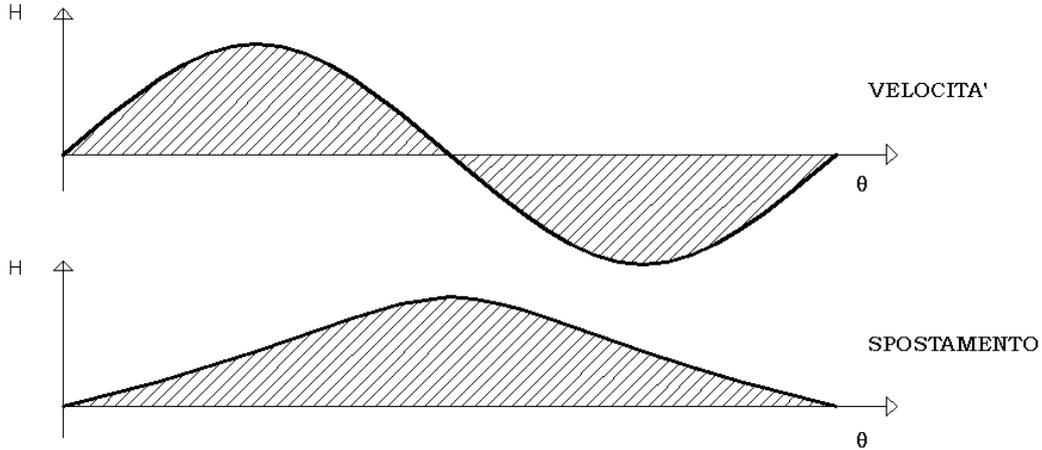
UNIDIREZIONALI



PASSO DI PELLEGRINO



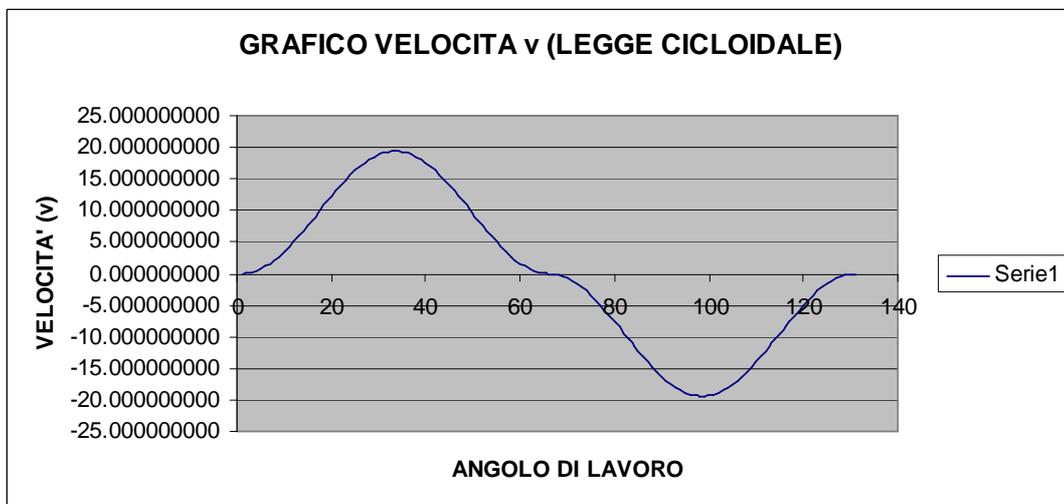
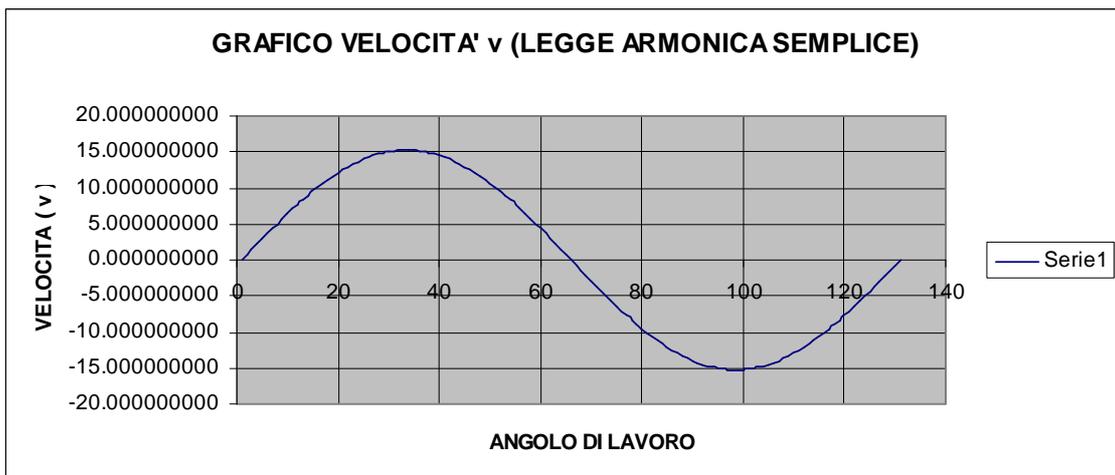
La velocità è la derivata prima dello spostamento. Inizia con velocità zero per poi cresce fino ad un massimo per poi ritornare a zero ma possono verificarsi rari casi in cui la velocità raggiunge un massimo intermedio, per poi calare e crescere nuovamente.



Per conoscere la velocità bisogna conoscere il numero di giri della macchina.

Il diagramma della velocità esprime la velocità (espressa in mm/sec) in funzione dell'angolo dell'albero a camme; tale diagramma è comunemente usato per variare velocità di impatto sul prodotto.

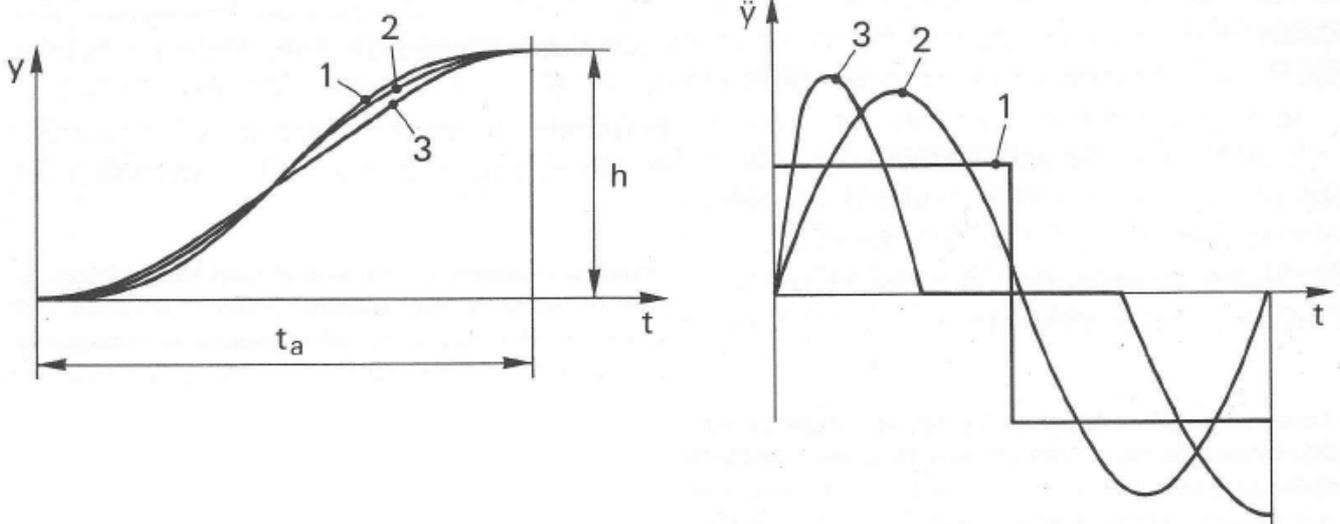
I diagrammi di velocità sono non molto diversi fra loro, al variare delle leggi di matematiche delle camme:



Frequentemente gli organi delle macchine sono animati di moti composti da una successione di tratti di salita, o discesa, ciascuno dei quali è caratterizzato da una alzata h (corsa) e dal corrispondente tempo di avanzamento t_a , (di salita o di discesa), intendendosi in questo caso con alzata lo spostamento compiuto tra due istanti di velocità nulla.

Nella maggior parte dei casi pratici sono assegnati i valori di h e di t_a , mentre non è strettamente fissata la legge di moto $y(t)$ che deve essere seguita in tale intervallo di tempo, ma è sufficiente che essa assuma un andamento non troppo dissimile da quelli indicati nell'esempio sottostante.

È importante osservare che leggi di moto $y(t)$ sono abbastanza simili tra loro, possono comportare valori ed andamenti dell'accelerazione $\ddot{y}(t)$ molto diversi; ad esempio le tre leggi di moto indicate nella figura sottostante hanno diagrammi dell'accelerazione $\ddot{y}(t)$ assai diversi, come mostra la figura a destra. **Ne segue che, a meno che non si tratti di movimenti lentissimi e quindi con inerzie in gioco trascurabili, il progetto di un meccanismo capace di dare l'alzata h in un tempo t_a va fatta sulla base del diagramma delle accelerazioni $\ddot{y}(t)$ e non semplicemente su quello degli spostamenti $y(t)$.**

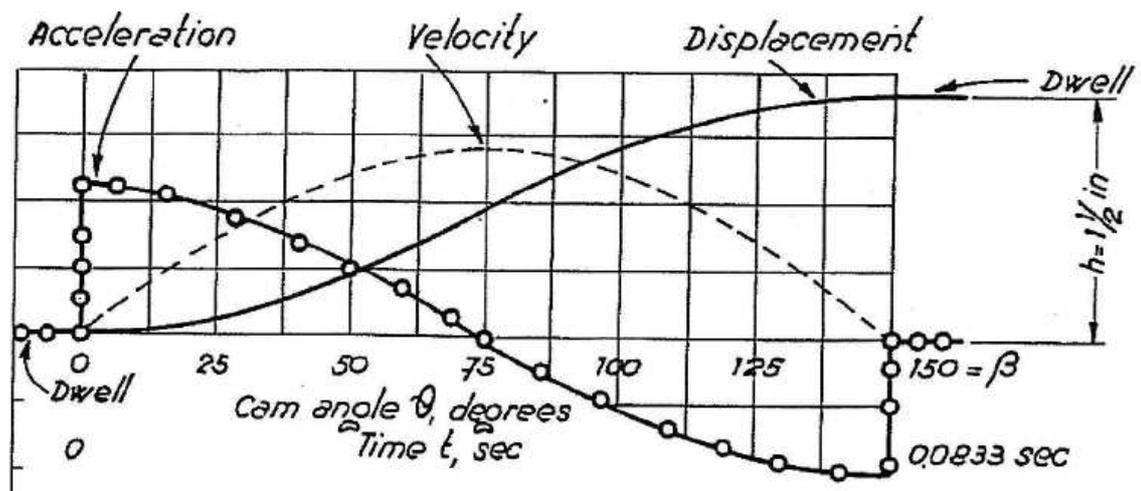


Infatti per mitigare le azioni d'inerzia le leggi di moto debbono essere opportunamente "dolci", ed il loro grado di "dolcezza", lo si può rilevare correttamente solo esaminando il diagramma delle accelerazioni.

Pertanto nel caso di meccanismi a camma si sceglie dapprima il diagramma delle accelerazioni $\ddot{y}(t)$ e poi, mediante doppia integrazione, si ottiene il diagramma degli spostamenti $y(t)$, dal quale si passa infine alla determinazione del profilo da assegnare alla camma.

Mentre spostamento e velocità, sono sempre di segno eguale nella stessa rampa di camma, l'accelerazione varia di segno nella stessa rampa; infatti il movimento parte da fermo con velocità zero, poi la velocità cresce fino ad un massimo, e finché la velocità cresce il valore della accelerazione è positivo; poi, raggiunto il massimo di velocità, questa diminuisce fino a tornare a zero alla fine del movimento, e se la velocità diminuisce il valore dell'accelerazione è negativo, l'accelerazione negativa è detta decelerazione.

Come si può ben notare nel grafico qui a fianco la velocità e lo spostamento hanno lo stesso segno cioè quello di segno positivo; mentre l'accelerazione varia di segno.

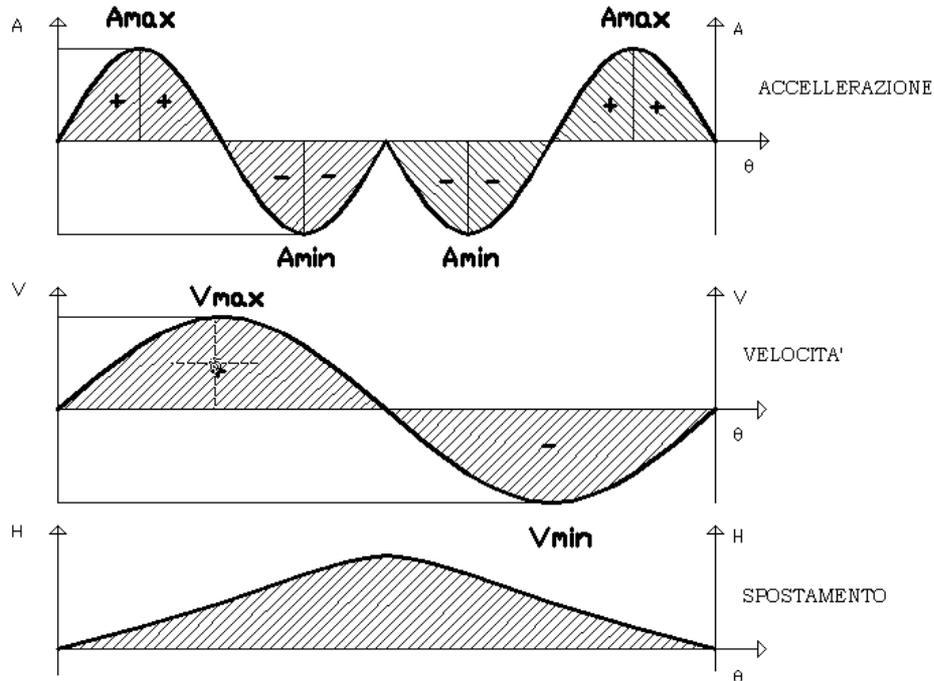


COEFFICIENTI DI VELOCITA' ED ACCELERAZIONE

La conoscenza dei diagrammi di accelerazione e di velocità sono utili per:

1. valutare la continuità ;
2. valutare il valore massimo positivo (A_{max} e V_{max});
3. valutare il valore massimo negativo (A_{min} e V_{min}).

ESEMPIO:



Per paragonare e giudicare differenti diagrammi di accelerazione si usano alcuni valori caratteristici della funzione detti coefficienti di accelerazione e di velocità.

COEFFICIENTE DI VELOCITÀ

Si chiama coefficiente di velocità, e lo si indica con C_v il rapporto tra la velocità massima $y'(t_v)$ del cedente e la sua velocità media (h/t_a).

Pertanto:

$$C_v = \frac{V_{max}}{V_{media}} \text{ oppure } y'_{max} = c_v \cdot \frac{h}{t_a}$$

dove:

$$V_{media} = \frac{h}{t_a} = \frac{\text{spazio}}{\text{tempo}}$$

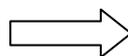
$$\text{quindi} \rightarrow y'_{max} = C_v \cdot \frac{h}{t_a}$$

Per poter dimostrare questo bisogna collegare la meccanica con la matematica. Dal punto di vista matematico si può ragionare in questo modo:

Si prendano in considerazione i diagrammi sopra disegnati: si può ben notare che si ha un'alzata h a un tempo di avanzamento t_a . Dovendo essere nulla la velocità all'inizio ed alla fine di tale tratto valgono le due relazioni seguenti:

Se si calcola l'accelerazione in 0 e t_a si ottiene che :

$$\int_0^{t_a} y'' dt = y'(t_a) - y'(0) = 0$$



questo perchè se si applica la regola degli integrali definiti si ottiene che :

$$\int_a^b f(x)dx = F(b) - F(a)$$

dove F è la primitiva

Infatti se ci si fa caso la velocità in 0 e in t_a è uguale a zero

Se si calcola l'integrale dell'accelerazione per il tempo si ottiene che :

$$\int_0^{t_a} y'' \cdot dt$$

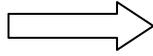
SAPENDO

$$f = t \rightarrow f' = 1$$

$$g' = y'' \rightarrow g = y'$$

DIVENTA

$$= [y't]_0^{t_a} - \int_0^{t_a} y' dt = -h$$

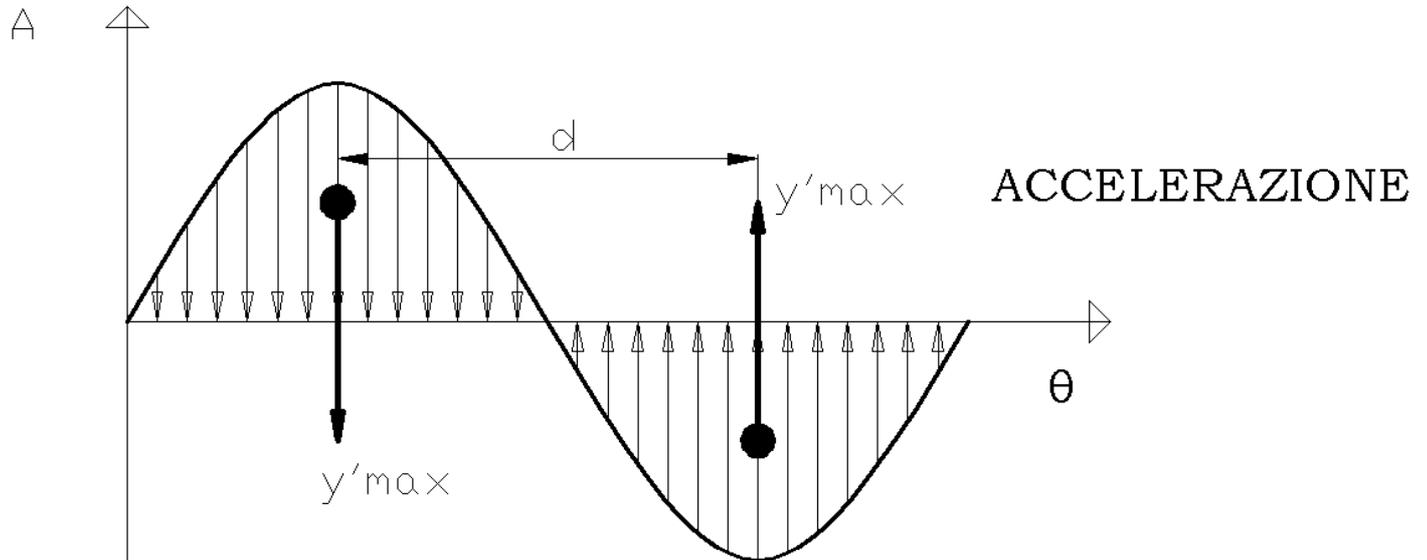


questo perchè se si applica la regola di integrazione per parti si ottiene che :

$$\int_0^{t_a} f(x) \cdot g(x) dt = f(x) \cdot g(x) - \int f'(x) \cdot g(x) dx$$

Il risultato equivale a $-h$ perché nel caso precedente era stato dimostrato che $\int_0^{t_a} y'' dt = 0$ e che moltiplicato per t dà sempre zero; di conseguenza si deve calcolare solamente l'integrale della velocità che è uguale allo spostamento h .

Dal punto di vista meccanico, invece; il diagramma delle accelerazioni può essere visto come un carico distribuito su una trave, dove le aree sottese si annullano, mentre il momento da esse prodotto è uguale a $y'_{max} \cdot d$ dove, y'_{max} è il carico risultante per ciascuna delle due aree e d è uguale a $\frac{1}{2} \cdot t_a$, questo perché essendo le forze applicate nei baricentri dei carichi applicati si può dedurre molto facilmente che d è la metà di t_a



Pertanto unendo i due ragionamenti si può concludere che :

$$y'_{max} \cdot d = h$$

A questo punto il problema si semplifica perché sapendo che $y'_{max} \cdot d = h$ lo si va a sostituire nella formula della velocità massima si ha che:

$$y'_{max} = cv \cdot \frac{h}{t_a}$$

$$y'_{max} = cv \cdot \frac{y'_{max} \cdot d}{t_a}$$

$$\frac{y'_{max}}{y'_{max}} \cdot \frac{t_a}{d} = C_v \rightarrow \frac{t_a}{d} = C_v$$

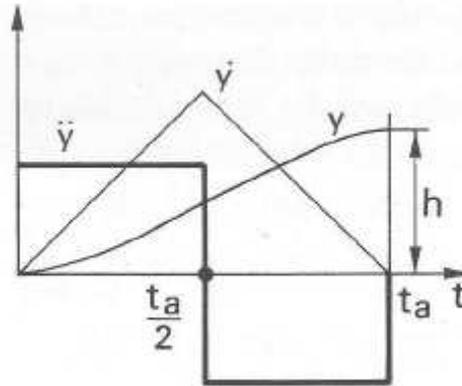
Ricordando che d è uguale a $\frac{1}{2} \cdot t_a$ si ottiene:

$$\frac{t_a}{d} = \frac{t_a}{\frac{1}{2} \cdot t_a} = 2 = C_v$$

Si indica coefficiente C_{a+} il valore corrispondente alla massima accelerazione positiva, con C_{a-} il valore assoluto corrispondente alla massima accelerazione negativa, e con C_a il più grande dei due.

Pertanto si avrà che $\rightarrow y''_{\max} = c_a \cdot \frac{h}{t_a^2}$

È facile convincersi che la legge di moto che dà luogo al minimo valore possibile per C_a , e quindi al minimo valore possibile per l'accelerazione massima, è quella detta ad accelerazione costante indicata nella figura sottostante.



È ovvio infatti che l'alzata massima che si può ottenere senza superare un certo valore massimo consentito dell'accelerazione, è quella corrispondente ad una legge di moto con l'accelerazione costantemente uguale a tale massimo consentito: quindi per tale alzata h, questa stessa legge di moto implicherà il minimo valore dell'accelerazione massima.

La legge ad accelerazione costante, che dà il minimo valore di C_a , è composta da un primo tratto con accelerazione costante positiva, y''_{\max} e da un secondo tratto con accelerazione costante negativa, $-y''_{\max}$ i due tratti durano ciascuno metà del tempo t_a , in modo che le aree sottese siano uguali.

Poiché la distanza fra i baricentri di queste aree è evidentemente uguale $d = 1/2 \cdot t_a$ si può benissimo utilizzare il ragionamento precedentemente citato per arrivare alla conclusione che $C_v = 2$

Una volta che si conosce il C_v si può procedere per ricavare mediante qualche passaggio matematico il C_a facendo sempre riferimento alla figura soprastante.

Pertanto :

DATI:	SAPENDO CHE:
$C_v = 2$ $d = 1/2 \cdot t_a$ FORMULA RISOLUTIVA $\rightarrow y''_{\max} = c_a \cdot \frac{h}{t_a^2}$	$y'_{\max} = C_v \cdot \frac{h}{t_a} \rightarrow y'_{\max} = 2 \cdot \frac{h}{t_a} = \frac{2h}{t_a}$ $y'_{\max} = y''_{\max} \cdot d$
	$\left. \begin{array}{l} \frac{2h}{t_a} = y''_{\max} \cdot d \end{array} \right\}$

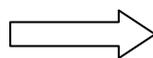
Sapendo che la velocità massima è uguale all'area sottesa dal tratto di accelerazione positiva si ha che:

$$\frac{2h}{t_a} = y''_{\max} \cdot d$$

Andiamo a ricavare h in modo da poterlo sostituire nella formula risolutiva:

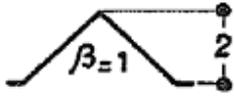
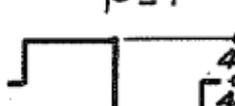
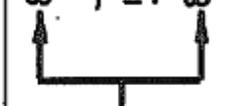
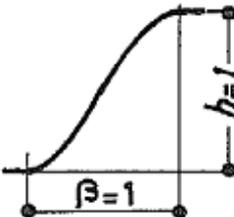
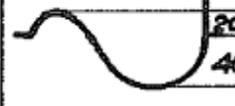
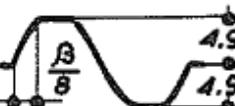
$$h = \frac{y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot t_a}{2}$$

Si va a sostituire h nella formula risolutiva per estrarne il coefficiente C_a



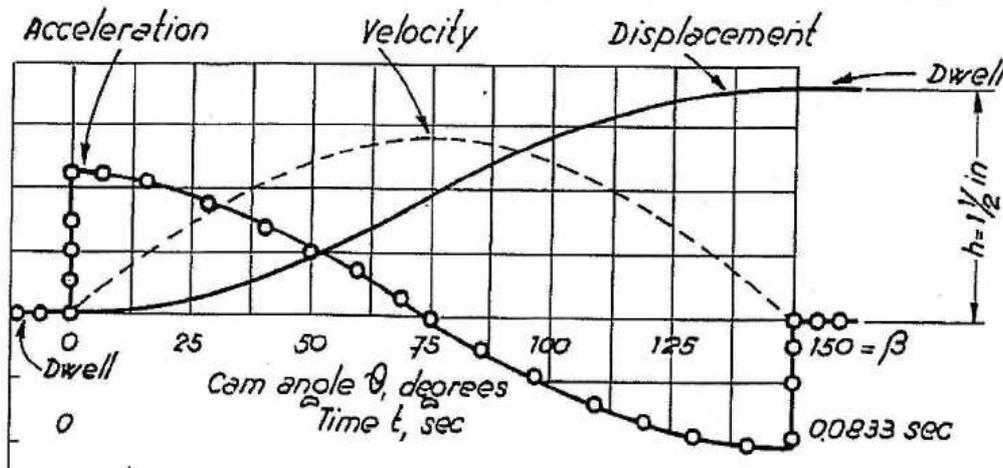
RISOLVIAMO
$y''_{\max} = c_a \cdot \frac{y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot t_a}{\frac{2}{t_a^2}} = c_a \cdot \frac{y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot t_a}{2} \cdot t_a^2$
$\frac{2 \cdot y''_{\max}}{y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot t_a} = c_a \rightarrow \frac{2 \cdot y''_{\max}}{y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot t_a \cdot t_a} \cdot t_a^2 = c_a \rightarrow \frac{2}{\frac{1}{2}} = c_a = 4$

TUTTI I COEFFICIENTI DI VELOCITÀ E ACCELERAZIONE

	Spostamento	Cv	Ca	JERK	ck
Parabol. o Acc. Cost.					8
Cubica 1					37.5
Cubica 2					3.4
Polinom. 3-4-5					
Polinom. 4-5-6-7					
Armonic. o Acc. Cosin.					3.87
Cicloidale o Acc. Sinus.					8.16
Doppia Armonic.					
Acceler. Trapezoi.					
Acceler. Trapezoi. Modific.					10.36
Acceler. Sinusoi. Modific.					6.2

$\infty = \text{Infinito}$

**LEGGE DI MOTO : ARMONICO SEMPLICE O ACCELERAZIONE
 COSINUSOIALE**



COEFFICIENTE DI VELOCITÀ (C_v) = 1,57

COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE (C_a) = 4,9

EQUAZIONI DELLA LEGGE DEL MOTO:

SPOSTAMENTO	}	DOVE:	<p>h = corsa totale del cedente β = angolo di rotazione della camma in cui si ha la corsa h. ω = velocità angolare della camma. θ = angolo di rotazione della camma in cui si ha l'incremento di corsa y.</p>
VELOCITÀ			
ACCELERAZIONE			

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$$

$$v = \frac{\pi \cdot h}{2\beta} \sin \frac{\pi \vartheta}{\beta}$$

$$a = \frac{\pi^2 \cdot h}{2\beta^2} \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$$

È una delle leggi del moto più usate nelle macchine con velocità non particolarmente elevate pur essendo migliore delle leggi precedentemente esaminate anch'essa presenta all'inizio e alla fine del movimento di salita o discesa un brusco cambiamento dell'accelerazione cui corrispondono urti.

DIMOSTRAZIONE MATEMATICA

<p style="text-align: center;">PROCEDIMENTO</p> $y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$ $y' = \frac{h}{2} \cdot \left[0 + \text{sen} \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right] \cdot \frac{\pi}{\beta} + 0 \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $y' = \frac{h\pi}{2\beta} \cdot \text{sen} \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$ </div>	<p style="text-align: center;">SAPENDO CHE:</p> <p>La funzione può essere schematizzata in questo modo: $y = K \cdot [1 - f(g(\vartheta))]$</p> <p>essendoci una funzione composta la si svolgerà nel seguente modo: $y = K \cdot [1 - f(g(\vartheta))]$</p> $y = K \cdot [0 - f'(g(\vartheta)) \cdot (g'(x))] + 0 \cdot [1 - f(g(x))]$
<p>$y' = \frac{h\pi}{2\beta} \cdot \text{sen} \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$</p> <p style="text-align: center;">COSTANTE VARIABILE</p> $y'' = \frac{h\pi}{2\beta} \cdot \left(\cos \cdot \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \cdot \left(\frac{\pi}{\beta} \right) \right) = \frac{\pi^2 \cdot h}{2\beta^2} \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$	<p style="text-align: center;">SAPENDO CHE:</p> <p>essendo $\frac{h \cdot \pi}{2\beta}$ una costante quando viene derivata diventa 0 pertanto è superfluo sviluppare tutta la derivazione ma basta derivare solo $g(x) = \cos \cdot \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$ e mantenere costante $f(x) = \text{sen}(x)$</p> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 10px auto;"> $K = \frac{h \cdot \pi}{2\beta}$ $f(x) = \text{sen}(x)$ $g(x) = \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$ </div>

ESEMPIO DI CALCOLO DI UNA CAMMA CON LEGGE ARMONICA

DATI:	FORMULE:
ALZATA → h = 11 mm	SPOSTAMENTO $y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$ VELOCITÀ : $v = \frac{\pi \cdot h}{2\beta} \sin \frac{\pi \vartheta}{\beta}$ ACCELERAZIONE $a = \frac{\pi^2 \cdot h}{2\beta^2} \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$
ANGOLO DI LAVORO → $\vartheta =$ varia al variare dell'angolo preso in considerazione (va da 1 a 130)	
ESCURSIONE ANGOLARE → $\beta = 65^\circ$	

SPOSTAMENTO LEGGE ARMONICA

GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA
0	0.00000000	41	7.696505210	82	9.245587223	123	0.311785027
1	0.006422752	42	7.937553501	83	9.046632170	124	0.229647940
2	0.025676009	43	8.172908773	84	8.839393793	125	0.159820004
3	0.057714803	44	8.402021343	85	8.624356107	126	0.102464306
4	0.102464306	45	8.624356107	86	8.402021343	127	0.057714803
5	0.159820004	46	8.839393793	87	8.172908773	128	0.025676009
6	0.229647940	47	9.046632170	88	7.937553501	129	0.006422752
7	0.311785027	48	9.245587223	89	7.696505210	130	0.000000000
8	0.406039431	49	9.435794284	90	7.450326879		
9	0.512191015	50	9.616809115	91	7.199593469		
10	0.629991859	51	9.788208947	92	6.944890580		
11	0.759166832	52	9.949593469	93	6.686813082		
12	0.899414241	53	10.100585759	94	6.425963727		
13	1.050406531	54	10.240833168	95	6.162951741		
14	1.211791053	55	10.370008141	96	5.898391401		
15	1.383190885	56	10.487808985	97	5.632900599		
16	1.564205716	57	10.593960569	98	5.367099401		
17	1.754412777	58	10.688214973	99	5.101608599		
18	1.953367830	59	10.770352060	100	4.837048259		
19	2.160606207	60	10.840179996	101	4.574036273		
20	2.375643893	61	10.897535694	102	4.313186918		
21	2.597978657	62	10.942285197	103	4.055109420		
22	2.827091227	63	10.974323991	104	3.800406531		
23	3.062446499	64	10.993577248	105	3.549673121		
24	3.303494790	65	11.000000000	106	3.303494790		
25	3.549673121	66	10.993577248	107	3.062446499		
26	3.800406531	67	10.974323991	108	2.827091227		
27	4.055109420	68	10.942285197	109	2.597978657		
28	4.313186918	69	10.897535694	110	2.375643893		
29	4.574036273	70	10.840179996	111	2.160606207		
30	4.837048259	71	10.770352060	112	1.953367830		
31	5.101608599	72	10.688214973	113	1.754412777		
32	5.367099401	73	10.593960569	114	1.564205716		
33	5.632900599	74	10.487808985	115	1.383190885		
34	5.898391401	75	10.370008141	116	1.211791053		
35	6.162951741	76	10.240833168	117	1.050406531		
36	6.425963727	77	10.100585759	118	0.899414241		
37	6.686813082	78	9.949593469	119	0.759166832		
38	6.944890580	79	9.788208947	120	0.629991859		
39	7.199593469	80	9.616809115	121	0.512191015		
40	7.450326879	81	9.435794284	122	0.406039431		

CHIEREGATO MARCO
VELOCITA' LEGGE ARMONICA

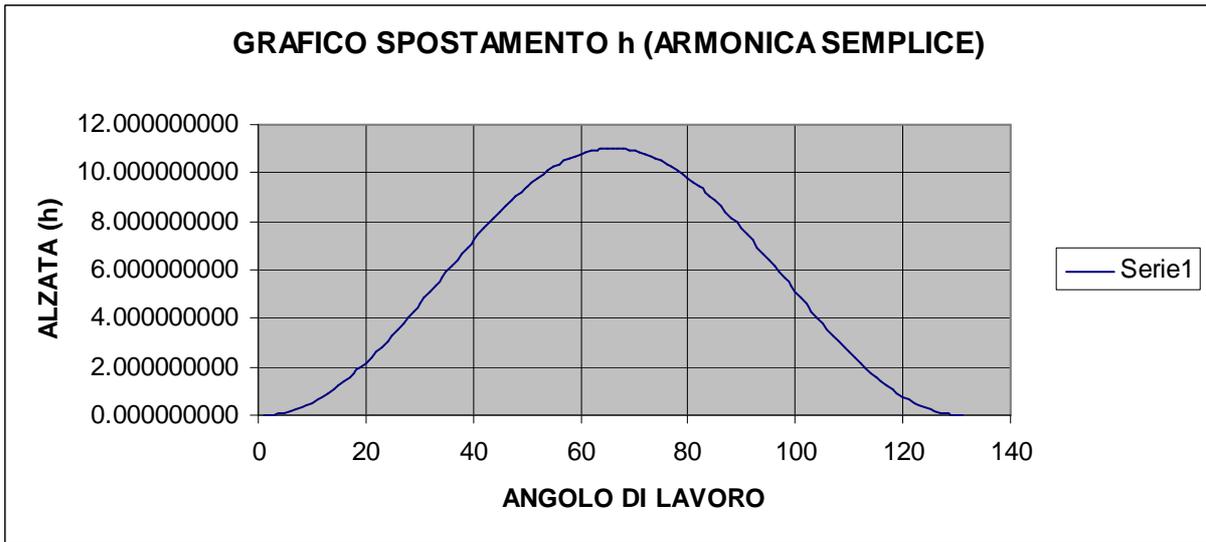
GRADI DI LAVORO	VELOCITÀ	GRADI DI LAVORO	VELOCITÀ	GRADI DI LAVORO	VELOCITÀ	GRADI DI LAVORO	VELOCITÀ
0	0.00000000	41	13.963450359	82	- 11.153015076	123	- 5.055211917
1	0.735849934	42	13.653271814	83	- 11.641116359	124	- 4.355172640
2	1.469981257	43	13.311205420	84	- 12.102029276	125	- 3.644961656
3	2.200679370	44	12.938050089	85	- 12.534677342	126	- 2.926237695
4	2.926237695	45	12.534677342	86	- 12.938050089	127	- 2.200679370
5	3.644961656	46	12.102029276	87	- 13.311205420	128	- 1.469981257
6	4.355172640	47	11.641116359	88	- 13.653271814	129	- 0.735849934
7	5.055211917	48	11.153015076	89	- 13.963450359	130	0.000000000
8	5.743444512	49	10.638865409	90	- 14.241016619		
9	6.418263026	50	10.099868179	91	- 14.485322325		
10	7.078091390	51	9.537282239	92	- 14.695796889		
11	7.721388543	52	8.952421535	93	- 14.871948739		
12	8.346652035	53	8.346652035	94	- 15.013366463		
13	8.952421535	54	7.721388543	95	- 15.119719775		
14	9.537282239	55	7.078091390	96	- 15.190760280		
15	10.099868179	56	6.418263026	97	- 15.226322061		
16	10.638865409	57	5.743444512	98	- 15.226322061		
17	11.153015076	58	5.055211917	99	- 15.190760280		
18	11.641116359	59	4.355172640	100	- 15.119719775		
19	12.102029276	60	3.644961656	101	- 15.013366463		
20	12.534677342	61	2.926237695	102	- 14.871948739		
21	12.938050089	62	2.200679370	103	- 14.695796889		
22	13.311205420	63	1.469981257	104	- 14.485322325		
23	13.653271814	64	0.735849934	105	- 14.241016619		
24	13.963450359	65	0.000000000	106	- 13.963450359		
25	14.241016619	66	- 0.735849934	107	- 13.653271814		
26	14.485322325	67	- 1.469981257	108	- 13.311205420		
27	14.695796889	68	- 2.200679370	109	- 12.938050089		
28	14.871948739	69	- 2.926237695	110	- 12.534677342		
29	15.013366463	70	- 3.644961656	111	- 12.102029276		
30	15.119719775	71	- 4.355172640	112	- 11.641116359		
31	15.190760280	72	- 5.055211917	113	- 11.153015076		
32	15.226322061	73	- 5.743444512	114	- 10.638865409		
33	15.226322061	74	- 6.418263026	115	- 10.099868179		
34	15.190760280	75	- 7.078091390	116	- 9.537282239		
35	15.119719775	76	- 7.721388543	117	- 8.952421535		
36	15.013366463	77	- 8.346652035	118	- 8.346652035		
37	14.871948739	78	- 8.952421535	119	- 7.721388543		
38	14.695796889	79	- 9.537282239	120	- 7.078091390		
39	14.485322325	80	- 10.099868179	121	- 6.418263026		
40	14.241016619	81	- 10.638865409	122	- 5.743444512		

CHIEREGATO MARCO
ACCELERAZIONE LEGGE ARMONICA

GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ.	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ.	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ.	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ.
0	42.17751479	41	- 16.84420563	82	- 28.72355646	123	39.78654796
1	42.12826102	42	- 18.69271797	83	- 27.19784197	124	40.41642763
2	41.98061475	43	- 20.4975726	84	- 25.60860566	125	40.95191287
3	41.7349208	44	- 22.2545542	85	- 23.95955926	126	41.39175301
4	41.39175301	45	- 23.95955926	86	- 22.2545542	127	41.7349208
5	40.95191287	46	- 25.60860566	87	- 20.4975726	128	41.98061475
6	40.41642763	47	- 27.19784197	88	- 18.69271797	129	42.12826102
7	39.78654796	48	- 28.72355646	89	- 16.84420563	130	42.17751479
8	39.06374496	49	- 30.18218575	90	- 14.95635287		
9	38.24970677	50	- 31.57032315	91	- 13.03356885		
10	37.34633462	51	- 32.8847266	92	- 11.08034433		
11	36.35573838	52	- 34.12232625	93	- 9.101241151		
12	35.28023162	53	- 35.28023162	94	- 7.100881602		
13	34.12232625	54	- 36.35573838	95	- 5.083937615		
14	32.8847266	55	- 37.34633462	96	- 3.055119855		
15	31.57032315	56	- 38.24970677	97	- 1.019166722		
16	30.18218575	57	- 39.06374496	98	1.019166722		
17	28.72355646	58	- 39.78654796	99	3.055119855		
18	27.19784197	59	- 40.41642763	100	5.083937615		
19	25.60860566	60	- 40.95191287	101	7.100881602		
20	23.95955926	61	- 41.39175301	102	9.101241151		
21	22.2545542	62	- 41.7349208	103	11.08034433		
22	20.4975726	63	- 41.98061475	104	13.03356885		
23	18.69271797	64	- 42.12826102	105	14.95635287		
24	16.84420563	65	- 42.17751479	106	16.84420563		
25	14.95635287	66	- 42.12826102	107	18.69271797		
26	13.03356885	67	- 41.98061475	108	20.4975726		
27	11.08034433	68	- 41.7349208	109	22.2545542		
28	9.101241151	69	- 41.39175301	110	23.95955926		
29	7.100881602	70	- 40.95191287	111	25.60860566		
30	5.083937615	71	- 40.41642763	112	27.19784197		
31	3.055119855	72	- 39.78654796	113	28.72355646		
32	1.019166722	73	- 39.06374496	114	30.18218575		
33	- 1.019166722	74	- 38.24970677	115	31.57032315		
34	- 3.055119855	75	- 37.34633462	116	32.8847266		
35	- 5.083937615	76	- 36.35573838	117	34.12232625		
36	- 7.100881602	77	- 35.28023162	118	35.28023162		
37	- 9.101241151	78	- 34.12232625	119	36.35573838		
38	- 11.08034433	79	- 32.8847266	120	37.34633462		
39	- 13.03356885	80	- 31.57032315	121	38.24970677		
40	- 14.95635287	81	- 30.18218575	122	39.06374496		

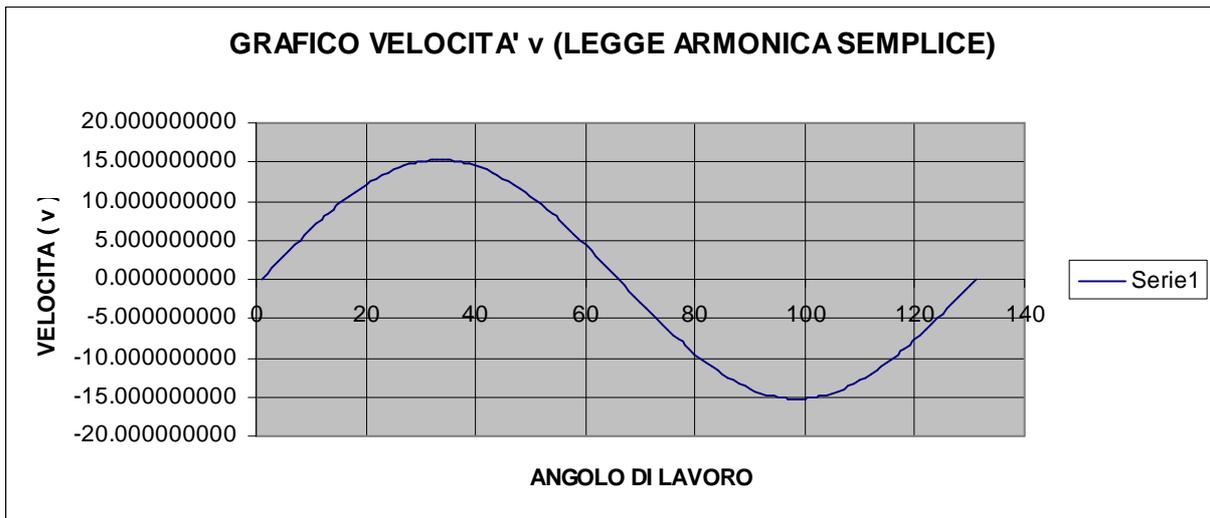
SPOSTAMENTO

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$$



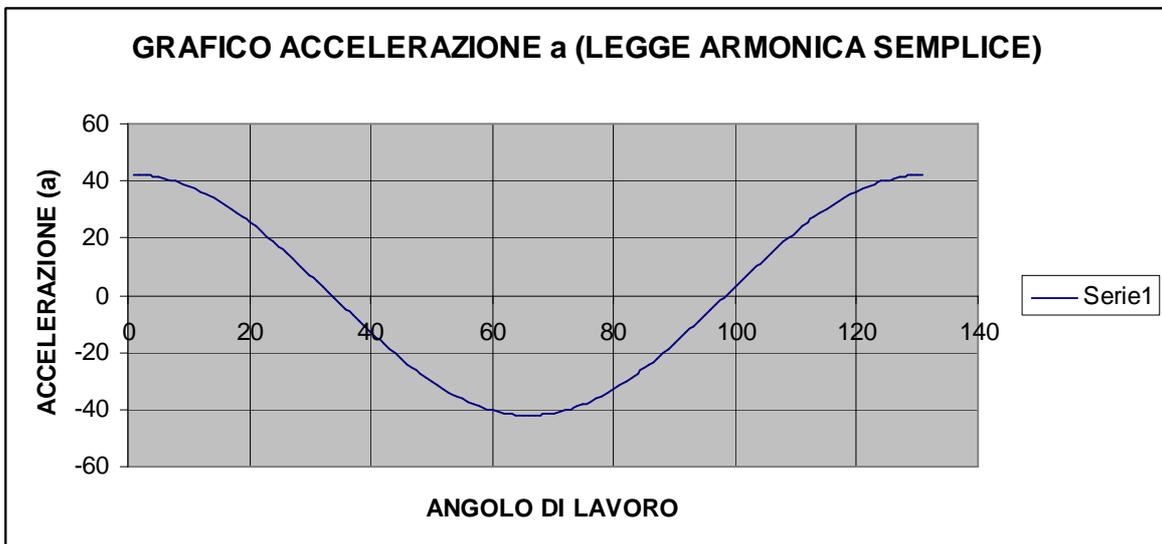
VELOCITÀ :

$$v = \frac{\pi \cdot h}{2\beta} \sin \frac{\pi \vartheta}{\beta}$$

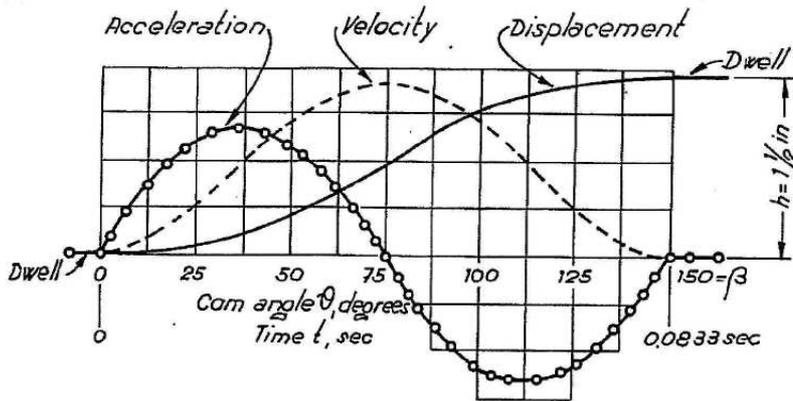


ACCELERAZIONE

$$a = \frac{\pi^2 \cdot h}{2\beta^2} \cos \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$$



LEGGE DEL MOTO :CICLOIDALE O ACCELERAZIONE SINUSOIDALE



COEFFICIENTE DI VELOCITÀ (C_v) = 2

COEFFICIENTE DI ACCELERAZIONE (C_a) = 6,3

EQUAZIONI DELLA LEGGE DEL MOTO:

SPOSTAMENTO	$y = h \cdot \left(\frac{\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$	} DOVE:	h = corsa totale del cedente
VELOCITÀ	$v = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$		β = angolo di rotazione della camma in cui si ha la corsa h .
ACCELERAZIONE	$a = \frac{2\pi \cdot h}{\beta^2} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta}$		ω = velocità angolare della camma. θ = angolo di rotazione della camma in cui si ha l'incremento di corsa y .

Le forze vibratorie sono molto basse, ma l'accelerazione massima è più alta di altre curve. È una curva parzialmente in disuso causa dell'alto valore massimo di accelerazione massima. È da privilegiare nei rari casi in cui si verificano contemporaneamente le seguenti condizioni :

- 1) piccole masse;
- 2) meccanismi molto rigidi;
- 3) vibrazioni e rumorosità preoccupanti

A volte può essere utilizzata per minimizzare le velocità di impatto sul prodotto fermo, specie quando l'impatto avviene dopo un valore molto piccolo della corsa.

DIMOSTRAZIONE MATEMATICA

<p>PROCEDIMENTO</p> $y = h \cdot \left(\frac{\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$ $y' = \frac{h}{\pi} \cdot \left[\frac{\pi}{\beta} - \frac{1}{2} \cos \left(\frac{2\pi\vartheta}{\beta} \right) \cdot \frac{2\pi}{\beta} \right]$ $y' = \frac{h}{\beta} - \frac{h}{2} \cdot \frac{2}{\beta} \cos \left(\frac{2\pi\vartheta}{\beta} \right)$ $y' = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$	<p>SAPENDO CHE:</p> <p>La funzione può essere schematizzata in questo modo:</p> $y = K \cdot \left[\frac{\pi\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2} \cdot f(g(\vartheta)) \right]$ <p>essendoci una funzione composta la si svolgerà nel seguente modo:</p> $y = K \cdot \left[\frac{\pi\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2} \cdot f'(g(\vartheta)) \cdot (g'(x)) \right]$
<p>$y' = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$</p> <p>← COSTANTI ← VARIABILE</p> $y' = \frac{h}{\beta} \cdot \left(0 + \text{sen} \cdot \left(\frac{2\pi\vartheta}{\beta} \right) \cdot \left(\frac{2\pi}{\beta} \right) \right) \rightarrow \boxed{y' = \frac{2h\pi}{\beta^2} \cdot \text{sen} \frac{2\pi\vartheta}{\beta}}$	<p>SAPENDO CHE:</p> <p>Essendo $\frac{h}{\beta}$ una costante $K = \frac{h}{\beta}$</p> <p>quando viene derivata diventa 0 pertanto è superfluo sviluppare tutta la derivazione ma basta derivare solo $g(x) = \cos \cdot \frac{\pi \cdot \vartheta}{\beta}$ e mantenere costante $f(x) = \text{sen}(x)$</p>

ESEMPIO DI CALCOLO DI UNA CAMMA CON LEGGE CICLOIDALE

<p>DATI:</p> <p>ALZATA → h = 11 mm</p> <p>ANGOLO DI LAVORO → ϑ = varia al variare dell'angolo preso in considerazione (va da 1 a 130)</p> <p>ESCURSIONE ANGOLARE → $\beta = 65^\circ$</p>	<p>FORMULE:</p> <p>SPOSTAMENTO $y = h \cdot \left(\frac{\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$</p> <p>VELOCITÀ $v = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$</p> <p>ACCELERAZIONE $a = \frac{2\pi \cdot h}{\beta^2} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta}$</p>
--	--

SPOSTAMENTO LEGGE CICLOIDALE

GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA
0	0.000000000	41	8.220447496	82	9.869182459	123	0.088350220
1	0.000263426	42	8.498762927	83	9.679561115	124	0.055976722
2	0.002104454	43	8.764090307	84	9.473827236	125	0.032560956
3	0.007085958	44	9.015532406	85	9.252321641	126	0.016741488
4	0.016741488	45	9.252321641	86	9.015532406	127	0.007085958
5	0.032560956	46	9.473827236	87	8.764090307	128	0.002104454
6	0.055976722	47	9.679561115	88	8.498762927	129	0.000263426
7	0.088350220	48	9.869182459	89	8.220447496	130	0.000000000
8	0.130959251	49	10.042500885	90	7.930162508		
9	0.184986048	50	10.199478230	91	7.629038212		
10	0.251506239	51	10.340228898	92	7.318306064		
11	0.331478804	52	10.465018803	93	6.999287224		
12	0.425737124	53	10.574262876	94	6.673380223		
13	0.534981197	54	10.668521196	95	6.342047903		
14	0.659771102	55	10.748493761	96	6.006803765		
15	0.800521770	56	10.815013952	97	5.669197829		
16	0.957499115	57	10.869040749	98	5.330802171		
17	1.130817541	58	10.911649780	99	4.993196235		
18	1.320438885	59	10.944023278	100	4.657952097		
19	1.526172764	60	10.967439044	101	4.326619777		
20	1.747678359	61	10.983258512	102	4.000712776		
21	1.984467594	62	10.992914042	103	3.681693936		
22	2.235909693	63	10.997895546	104	3.370961788		
23	2.501237073	64	10.999736574	105	3.069837492		
24	2.779552504	65	11.000000000	106	2.779552504		
25	3.069837492	66	10.999736574	107	2.501237073		
26	3.370961788	67	10.997895546	108	2.235909693		
27	3.681693936	68	10.992914042	109	1.984467594		
28	4.000712776	69	10.983258512	110	1.747678359		
29	4.326619777	70	10.967439044	111	1.526172764		
30	4.657952097	71	10.944023278	112	1.320438885		
31	4.993196235	72	10.911649780	113	1.130817541		
32	5.330802171	73	10.869040749	114	0.957499115		
33	5.669197829	74	10.815013952	115	0.800521770		
34	6.006803765	75	10.748493761	116	0.659771102		
35	6.342047903	76	10.668521196	117	0.534981197		
36	6.673380223	77	10.574262876	118	0.425737124		
37	6.999287224	78	10.465018803	119	0.331478804		
38	7.318306064	79	10.340228898	120	0.251506239		
39	7.629038212	80	10.199478230	121	0.184986048		
40	7.930162508	81	10.042500885	122	0.130959251		

CHIEREGATO MARCO
VELOCITA' LEGGE CICLOIDALE

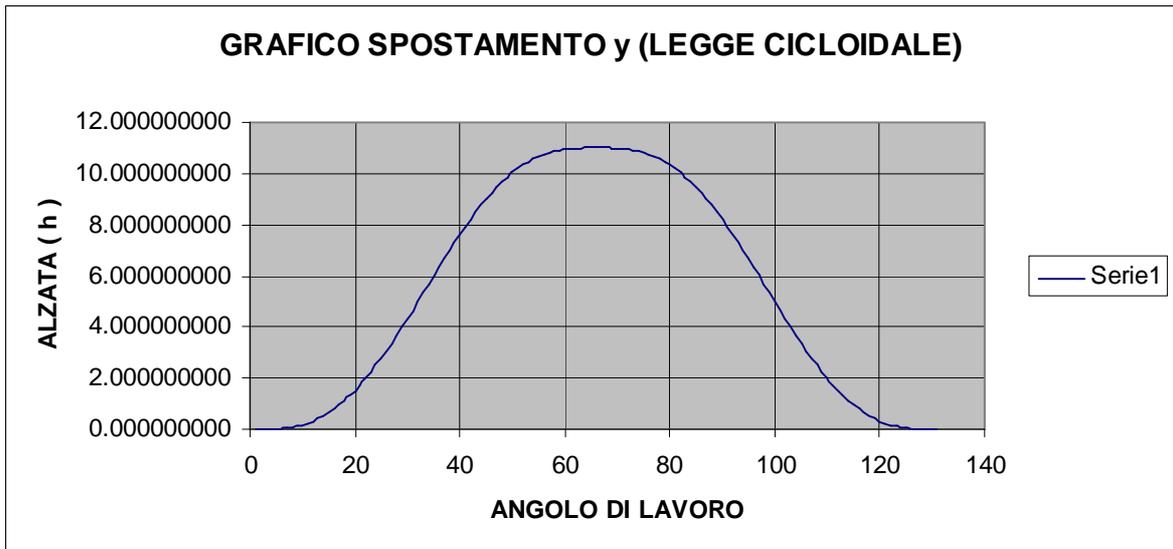
GRADI DI LAVORO	VELOCITA'	GRADI DI LAVORO	VELOCITA'	GRADI DI LAVORO	VELOCITA'	GRADI DI LAVORO	VELOCITA'
0	0.000000000	41	16.299480831	82	- 10.398551790	123	- 2.136323476
1	0.045265445	42	15.583383317	83	- 11.328633873	124	- 1.585619694
2	0.180639148	43	14.812318840	84	- 12.243474444	125	- 1.110642297
3	0.404857161	44	13.993486623	85	- 13.134531881	126	- 0.715826021
4	0.715826021	45	13.134531881	86	- 13.993486623	127	- 0.404857161
5	1.110642297	46	12.243474444	87	- 14.812318840	128	- 0.180639148
6	1.585619694	47	11.328633873	88	- 15.583383317	129	- 0.045265445
7	2.136323476	48	10.398551790	89	- 16.299480831	130	0.000000000
8	2.757611871	49	9.461912120	90	- 16.953925374		
9	3.443684077	50	8.527460016	91	- 17.540606574		
10	4.188134421	51	7.603920204	92	- 18.054046745		
11	4.984012173	52	6.699915528	93	- 18.489452036		
12	5.823886435	53	5.823886435	94	- 18.842757184		
13	6.699915528	54	4.984012173	95	- 19.110663475		
14	7.603920204	55	4.188134421	96	- 19.290669539		
15	8.527460016	56	3.443684077	97	- 19.381094709		
16	9.461912120	57	2.757611871	98	- 19.381094709		
17	10.398551790	58	2.136323476	99	- 19.290669539		
18	11.328633873	59	1.585619694	100	- 19.110663475		
19	12.243474444	60	1.110642297	101	- 18.842757184		
20	13.134531881	61	0.715826021	102	- 18.489452036		
21	13.993486623	62	0.404857161	103	- 18.054046745		
22	14.812318840	63	0.180639148	104	- 17.540606574		
23	15.583383317	64	0.045265445	105	- 16.953925374		
24	16.299480831	65	0.000000000	106	- 16.299480831		
25	16.953925374	66	- 0.045265445	107	- 15.583383317		
26	17.540606574	67	- 0.180639148	108	- 14.812318840		
27	18.054046745	68	- 0.404857161	109	- 13.993486623		
28	18.489452036	69	- 0.715826021	110	- 13.134531881		
29	18.842757184	70	- 1.110642297	111	- 12.243474444		
30	19.110663475	71	- 1.585619694	112	- 11.328633873		
31	19.290669539	72	- 2.136323476	113	- 10.398551790		
32	19.381094709	73	- 2.757611871	114	- 9.461912120		
33	19.381094709	74	- 3.443684077	115	- 8.527460016		
34	19.290669539	75	- 4.188134421	116	- 7.603920204		
35	19.110663475	76	- 4.984012173	117	- 6.699915528		
36	18.842757184	77	- 5.823886435	118	- 5.823886435		
37	18.489452036	78	- 6.699915528	119	- 4.984012173		
38	18.054046745	79	- 7.603920204	120	- 4.188134421		
39	17.540606574	80	- 8.527460016	121	- 3.443684077		
40	16.953925374	81	- 9.461912120	122	- 2.757611871		

CHIEREGATO MARCO
ACCELERAZIONE LEGGE CICLOIDALE

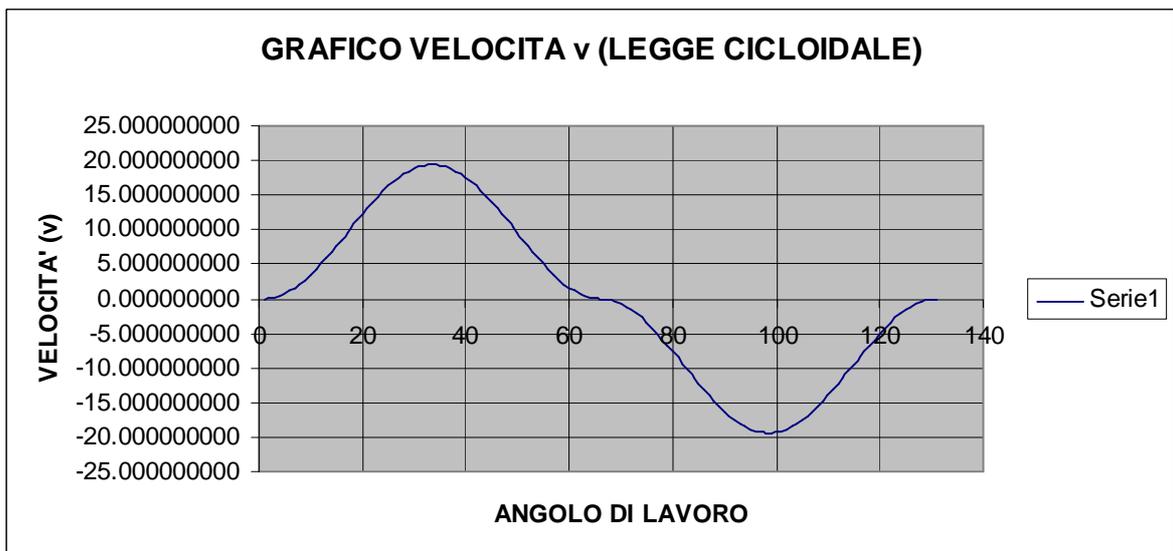
GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ	GRADI DI LAVORO	ACCELERAZ
0	0.000000000	41	- 39.324350320	82	- 53.561012408	123	33.627447406
1	5.182998276	42	- 42.670473910	83	- 52.935540593	124	29.429411365
2	10.317604294	43	- 45.618194782	84	- 51.815823898	125	24.956600839
3	15.355877621	44	- 48.139990861	85	- 50.212316816	126	20.250777255
4	20.250777255	45	- 50.212316816	86	- 48.139990861	127	15.355877621
5	24.956600839	46	- 51.815823898	87	- 45.618194782	128	10.317604294
6	29.429411365	47	- 52.935540593	88	- 42.670473910	129	5.182998276
7	33.627447406	48	- 53.561012408	89	- 39.324350320	130	0.000000000
8	37.511513031	49	- 53.686399482	90	- 35.611065866		
9	41.045343766	50	- 53.310531108	91	- 31.565290484		
10	44.195945185	51	- 52.436916670	92	- 27.224798491		
11	46.933900972	52	- 51.073712869	93	- 22.630115889		
12	49.233647571	53	- 49.233647571	94	- 17.824141993		
13	51.073712869	54	- 46.933900972	95	- 12.851748885		
14	52.436916670	55	- 44.195945185	96	- 7.759362461		
15	53.310531108	56	- 41.045343766	97	- 2.594528959		
16	53.686399482	57	- 37.511513031	98	2.594528959		
17	53.561012408	58	- 33.627447406	99	7.759362461		
18	52.935540593	59	- 29.429411365	100	12.851748885		
19	51.815823898	60	- 24.956600839	101	17.824141993		
20	50.212316816	61	- 20.250777255	102	22.630115889		
21	48.139990861	62	- 15.355877621	103	27.224798491		
22	45.618194782	63	- 10.317604294	104	31.565290484		
23	42.670473910	64	- 5.182998276	105	35.611065866		
24	39.324350320	65	0.000000000	106	39.324350320		
25	35.611065866	66	- 5.182998276	107	42.670473910		
26	31.565290484	67	- 10.317604294	108	45.618194782		
27	27.224798491	68	- 15.355877621	109	48.139990861		
28	22.630115889	69	- 20.250777255	110	50.212316816		
29	17.824141993	70	- 24.956600839	111	51.815823898		
30	12.851748885	71	- 29.429411365	112	52.935540593		
31	7.759362461	72	- 33.627447406	113	53.561012408		
32	2.594528959	73	- 37.511513031	114	53.686399482		
33	- 2.594528959	74	- 41.045343766	115	53.310531108		
34	- 7.759362461	75	- 44.195945185	116	52.436916670		
35	- 12.851748885	76	- 46.933900972	117	51.073712869		
36	- 17.824141993	77	- 49.233647571	118	49.233647571		
37	- 22.630115889	78	- 51.073712869	119	46.933900972		
38	- 27.224798491	79	- 52.436916670	120	44.195945185		
39	- 31.565290484	80	- 53.310531108	121	41.045343766		
40	- 35.611065866	81	- 53.686399482	122	37.511513031		

CHIEREGATO MARCO

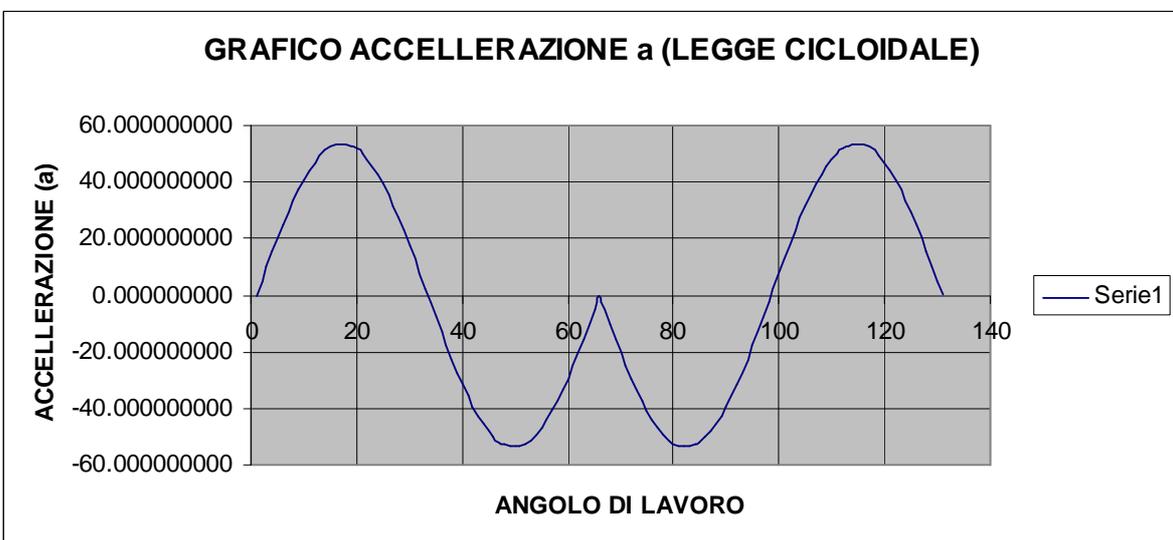
SPOSTAMENTO CICLOIDALE $y = h \cdot \left(\frac{\vartheta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$



VELOCITÀ CICLOIDALE $v = \frac{h}{\beta} \cdot \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta} \right)$



ACCELERAZIONE CICLOIDALE $a = \frac{2\pi \cdot h}{\beta^2} \sin \frac{2\pi \cdot \vartheta}{\beta}$



CAUSE DI DEFORMAZIONE DELLA LEGGE DEL MOTO CHE SI POSSONO VERIFICARE NEI VARI TIPI DI CAMME

La legge di movimento del meccanismo può essere diversa da quella impostata matematicamente, anche con tutte le precauzioni indicate nel capitolo precedente, a causa di:

GIOCHI: il rullo può oscillare da un fianco all'altro della camma; gli eventuali ingranaggi possono avere giochi sui fianchi; gli snodi sferici usurati possono avere giochi; naturalmente questi giochi sono amplificati dai rapporti di amplificazione, ed è questo il motivo per cui in genere si tende ad avere un rapporto tra corsa sulla camma e movimento finale non superiore a 1:3. L'uso di molle per ripresa giochi può essere di aiuto.

DISTACCHI: i tastatori premuti sulle camme possono staccarsi in fase di decelerazione; in tal caso il profilo della camma non è seguito e la legge di movimento cambia;

ELASTICITA': i membri del meccanismo si possono flettere, ed entrare in vibrazione mettendosi ad oscillare. Si verifica in macchine veloci o con grosse masse;

MOTO NON UNIFORME: se le camme non ruotano (o non traslano) a velocità costante, la legge finale viene deformata di conseguenza.

ALTRE CAUSE DI DEFORMAZIONE DELLA LEGGE DEL MOTO

I problemi che possono dare i movimenti a camme sono di questo tipo:

PROBLEMA	CAUSA
Rumore dovuto a vibrazioni	Accelerazione e masse
Flessioni a causa delle forze acceleranti	Accelerazione e masse
Lancio del prodotto dovuto a distacco	Accelerazione negativa
Danneggiamento del prodotto dovuto a impatto	Velocità
Distacco del rullino della camma	Accelerazione negativa
Puntamenti del rullo su camme troppo ripide	Camma troppo piccola
Sotto taglio	Camma troppo piccola
Usure del profilo	Camma troppo piccola

Le leggi con cui si tagliano le camme si propongono in generale di:

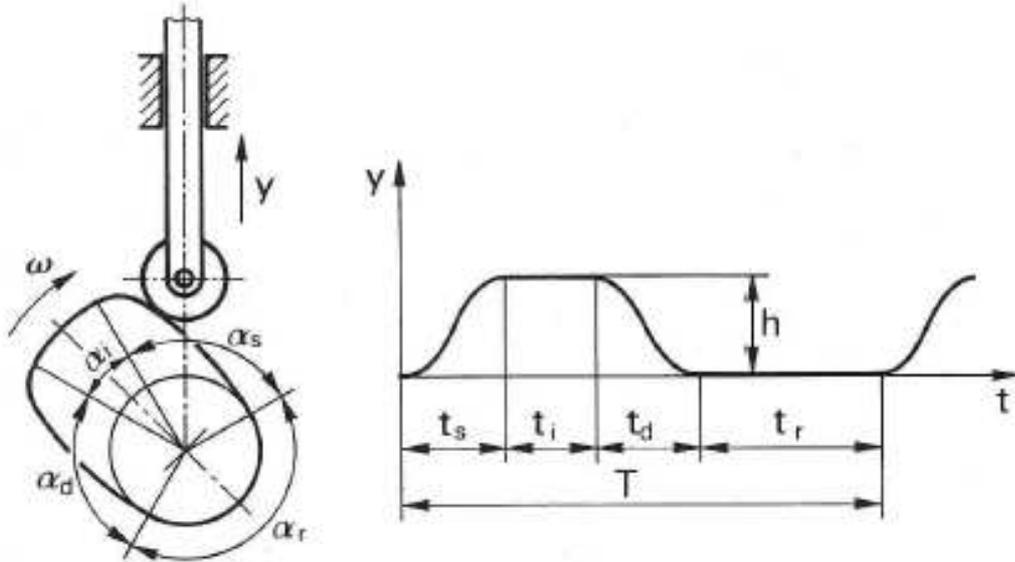
1. avere bassi valori di accelerazione;
2. avere bassi valori di velocità;
3. avere il diagramma di accelerazione continuo.

LA SCELTA DELLA LEGGE DI MOVIMENTO

Quando si deve progettare un meccanismo a camma il primo passo è il tracciamento qualitativo del diagramma delle alzate, in modo da stabilire la successione, la durata e l'ampiezza dei movimenti in accordo con la funzione che il meccanismo deve svolgere.

Generalmente per il cedente è richiesta una legge di movimento costituita da:

- un tratto di salita durante il quale y passa con continuità da 0 all'alzata massima h nel tempo t_a ;
- un tratto di arresto con $y = h$ (tratto che può anche mancare);
- un tratto di discesa durante il quale y diminuisce con continuità da h a 0 nel tempo t_d ;
- un tratto di riposo.



Se la velocità di azionamento ω della camma è costante, vale la relazione $\alpha = \omega \cdot t$. Pertanto mediante cambiamento di scala, si potrà leggere in ascissa anche il corrispondente angolo α di rotazione della camma.

In particolare al periodo T corrisponde l'angolo 2π , al tempo di salita t_s , l'angolo di salita α_s , al tempo di discesa t_d l'angolo di discesa α_d , al tempo di arresto t_i l'angolo di arresto α_i , al tempo di riposo t_r , l'angolo di riposo α_r (come mostrato in figura).

Dato che il progetto dei meccanismi a camma viene condotto in base a correlazioni di posizione, nel seguito anziché ai tempi si farà riferimento agli angoli di rotazione.

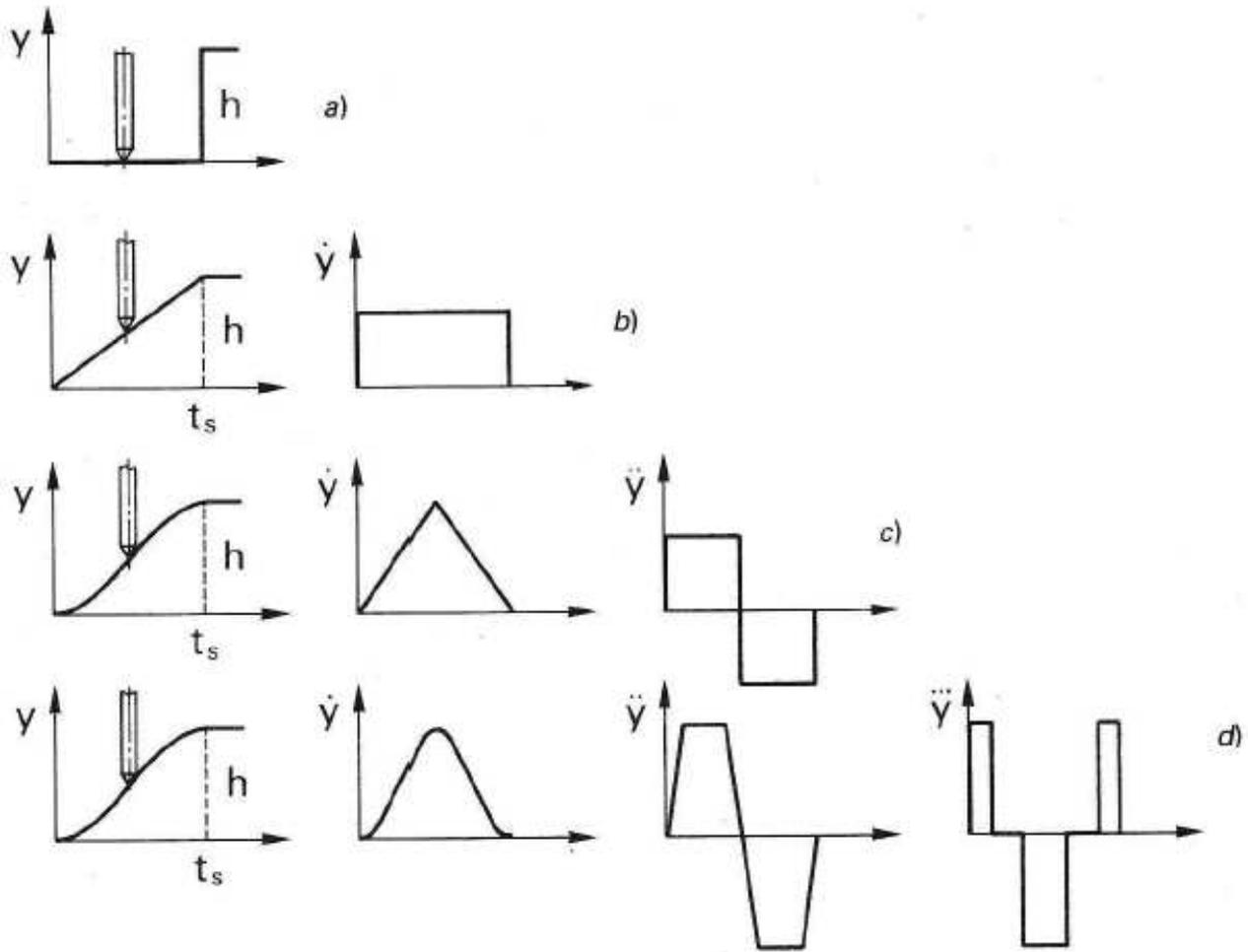
I valori dell'alzata h e degli angoli α_s ; α_d ; α_i ; α_r , in corrispondenza dei quali devono avvenire i movimenti e gli arresti, costituiscono specifiche di progetto in quanto sono fissati dal progettista in accordo con il compito che il meccanismo deve svolgere.

Nella maggior parte delle applicazioni i dati suddetti costituiscono gli unici vincoli a cui la legge di moto deve assoggettarsi strettamente, mentre il particolare andamento della $y(\alpha)$ nei tratti di salita e di discesa può essere scelto entro limiti relativamente ampi. Questa libertà viene utilizzata dal progettista per ottenere la migliore rispondenza del meccanismo all'applicazione specifica, in termini di proporzionamento e di caratteristiche di moto. In tale operazione risultano di grande utilità le seguenti considerazioni che sono svolte con riferimento al solo tratto di salita, e che è immediato estendere al tratto di discesa.

DOLCEZZA DI FUNZIONAMENTO

Un aspetto di rilievo nel progetto delle camme riguarda la necessità di assicurare al meccanismo una adeguata dolcezza di funzionamento. Il concetto di dolcezza di funzionamento, ben presente a chi ha una pur minima

esperienza su questo tipo di meccanismi, è molto difficile da definire compiutamente. In difetto si può dire che per ottenere un funzionamento dolce, occorre evitare la presenza di sovrasollecitazioni, di urti e di tutti quei fenomeni che favoriscono l'insorgere di vibrazioni. Al riguardo si consideri la figura in cui sono rappresentati diversi modi di ottenere l'alzata h del cedente.



Nella figura A si ha un gradino di ampiezza h nel diagramma delle alzate e manifestamente il meccanismo non può funzionare.

Nella figura B il movimento è ottenuto in un tempo finito t_s , adottando una legge a velocità costante: il diagramma delle alzate è continuo ma quello delle velocità presenta discontinuità all'inizio e alla fine del movimento. Ciò corrisponde a cambiamenti istantanei del valore della velocità (urti) e pertanto un funzionamento corretto è possibile solamente per velocità molto basse.

Il diagramma delle velocità è invece continuo nella figura C, nella quale la salita è ottenuta con due archi di parabola raccordati fra loro, mentre le discontinuità si manifestano solo a livello della derivata seconda (accelerazione). Al crescere della velocità di funzionamento anche queste discontinuità possono generare vibrazioni in quanto corrispondono a repentine variazioni delle forze d'inerzia del meccanismo

Nella figura d sono state evitate le discontinuità anche nel diagramma delle accelerazioni, imponendo che la derivata terza (jerk) assuma sempre valori finiti. Quanto detto giustifica la tendenza a relegare le discontinuità a livelli sempre maggiori delle derivate, man mano che aumenta la velocità di funzionamento. Al riguardo va precisato che la velocità di funzionamento è da ritenersi alta o bassa non in senso assoluto ma in relazione alle caratteristiche elastodinamiche del meccanismo.

Tuttavia quando si tiene conto di tali caratteristiche solo in via qualitativa, cosa peraltro sufficiente nella maggior parte delle applicazioni, ci si limita ad operare opportunamente sul diagramma delle accelerazioni eliminandone le discontinuità e tenendo sotto controllo il valore di jerk.

LIMITAZIONE DELL'ACCELERAZIONE MASSIMA

Generalmente le forze d'inerzia sono una componente importante delle forze complessivamente agenti sul cedente. Inoltre, essendo legate all'accelerazione del cedente, esse variano periodicamente e sono atte a produrre vibrazioni. La tendenza è pertanto quella di limitarle il più possibile. Per far ciò, a parità di ω , occorre limitare l'accelerazione massima del cedente.

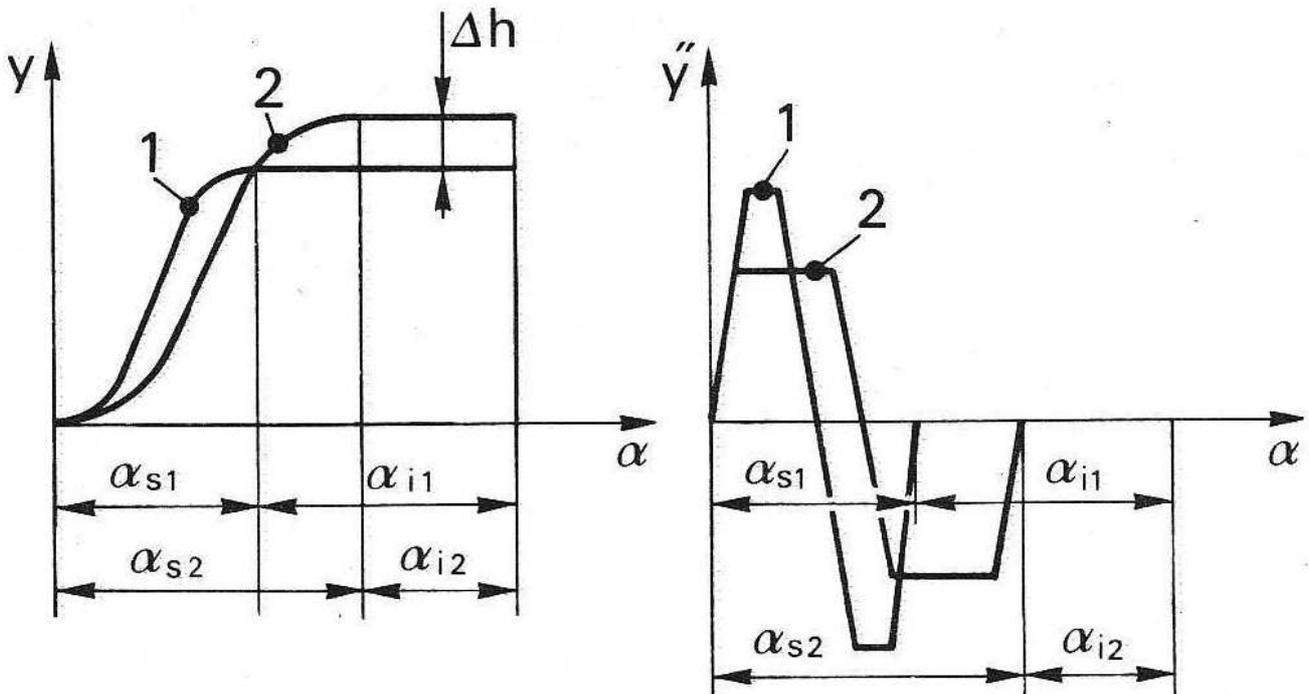
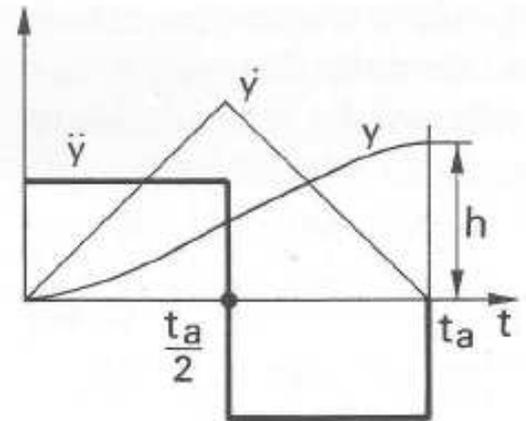
$$y''_{\max} = C_a \cdot \frac{h}{\alpha_a^2}$$

Come regola generale quindi il valore dell'alzata h dovrà essere il minimo indispensabile a compiere la funzione richiesta, l'angolo di salita α , dovrà essere il più ampio possibile e si dovranno adottare leggi di movimento con bassi valori del coefficiente di accelerazione C_a .

Come si è già visto precedentemente, la legge di movimento che consente di ottenere il minimo valore di C_a , è la legge ad accelerazione costante che dà C_a di 4. Si ripete qui che qualsiasi altra legge avrà un $C_a > 4$ e che in ogni caso non si possono ottenere alzate h nell'angolo di salita α_s con accelerazioni inferiori a $\frac{4h}{\alpha_a^2}$.

Infine si osserva che, essendo l'accelerazione proporzionale ad $\frac{h}{\alpha_a^2}$ essa cresce linearmente al crescere dell'alzata e diminuisce come $\frac{1}{\alpha_a^2}$ al crescere di α_s .

Ne segue ad esempio che, raddoppiando sia l'alzata sia l'angolo di salita si ottengono accelerazioni dimezzate. Ciò può risultare utile in sede di progetto, poiché nelle macchine non è infrequente il caso in cui, essendo possibile un'extra corsa del cedente, a questa corrisponde la possibilità di dilatare anche l'angolo di salita α_s a scapito di quello di arresto α_i , come mostrato nella figura sottostante.

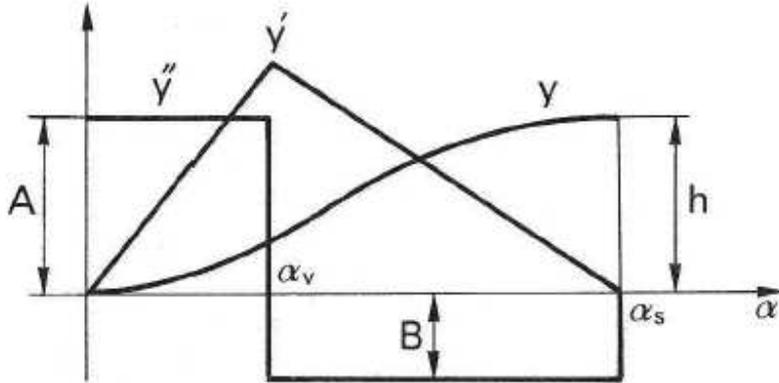


Le curve a bassa accelerazione sono da impiegarsi :

- quando si vuole impattare a bassa velocità il prodotto fermo
- come ritorno di una curva a bassa decelerazione per evitare il distacco del rullo

LIMITAZIONE DELLA MASSIMA ACCELERAZIONE NEGATIVA

La legge ad accelerazione costante considerata nel precedente paragrafo è un caso particolare delle leggi ad accelerazione costante che si possono realizzare. Nella figura sottostante è riportato il diagramma di una legge ad accelerazione costante di tipo asimmetrico, in cui l'angolo α , in corrispondenza della massima velocità è diverso da $\frac{\alpha_s}{2}$.



Le curve a bassa decelerazione sono da impiegarsi :

- quando si vuole evitare di lanciare un prodotto verso l'alto
- per evitare distacco del rullo tenuto sulla camma da una molla : il distacco avviene sempre in decelerazione, cioè quando il rullo si allontana dalla pista su cui è premuto.

Per l'uguaglianza delle due aree sottese dal diagramma dell'accelerazione, indicata con A l'accelerazione positiva (uguale all'accelerazione massima positiva) e con B l'accelerazione negativa (uguale all'accelerazione massima negativa), dovrà essere:

$$A a_v = B(\alpha_s - \alpha_v) \quad \Rightarrow$$

In questo passaggio si vuole solamente evidenziare che l'area positiva vale : l'altezza A moltiplicata per la base che va da 0 a α_v ; mentre l'area negativa vale : l'altezza B moltiplicata per la differenza tra la base (0; α_v) e (0; α_s).

Ciascuna di queste aree dovrà essere inoltre eguale alla velocità massima, questo perché l'integrale dell'accelerazione è uguale alla velocità.

La velocità massima è semplice da ricavare infatti sapendo che tale legge ha un $C_v = 2$ si potrà dire che $y'_{max} = 2 \cdot \frac{h}{t_a} = \frac{2h}{t_a}$. Siccome si sta ragionando in angoli di rotazione e non più in tempo si dovrà sostituire

nella formula il tempo con l'angolo di rotazione $\rightarrow y'_{max} = \frac{2h}{\alpha_s}$

Da quanto detto si può dire che:

$$A \cdot a_v = \frac{2h}{\alpha_s} \quad \Rightarrow \quad A = \frac{2h}{\alpha_s \cdot \alpha_v}$$

$$B \cdot (\alpha_v - \alpha_s) = \frac{2h}{\alpha_s} \quad \Rightarrow \quad B = \frac{2h}{\alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)}$$

Precedentemente è stato dimostrato che: $y'_{max} \cdot d = h$

Pertanto:

$$A = \frac{2h}{\alpha_s \cdot \alpha_v} = y'_{max} = C_v \cdot \frac{h}{\alpha_s}$$

$$\frac{2h}{\alpha_s \cdot \alpha_v} = 2 \cdot \frac{y'_{max} \cdot d}{\alpha_s}$$

$$h = 2 \frac{y'_{max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot \alpha_v}{2 \cdot \alpha_s}$$

$$y''_{\max} = C_{a+} \cdot \frac{2 \cdot y'_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot \alpha_v}{2 \cdot \alpha_s} \cdot \alpha_s^2$$

$$C_{a+} = \frac{y'_{\max} \cdot 2\alpha_s}{2 \cdot y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot \alpha_v} \cdot \alpha_s^2 = \frac{2\alpha_s}{\alpha_v} \cdot \frac{y'_{\max}}{y''_{\max}} \Rightarrow$$

siccome si sta ragionando con una accelerazione costante ovvero = 1 si ottiene che : $C_{a+} = \frac{2\alpha_s}{\alpha_v} \cdot \frac{1}{1} = \frac{2\alpha_s}{\alpha_v}$

Lo stesso tipo di ragionamento viene fatto per B in modo da ottenere C_{a-} ;

Pertanto:

$$B = \frac{2h}{\alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)} = y'_{\max} = C_{a-} \cdot \frac{h}{\alpha_s}$$

$$\frac{2h}{\alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)} = 2 \cdot \frac{y'_{\max} \cdot d}{\alpha_s}$$

$$h = \frac{2 \cdot y'_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)}{2 \cdot \alpha_s}$$

$$y''_{\max} = C_{a-} \cdot \frac{2 \cdot y'_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)}{2 \cdot \alpha_s} \cdot \alpha_s^2$$

$$C_{a-} = \frac{y'_{\max} \cdot 2\alpha_s}{2 \cdot y''_{\max} \cdot \frac{1}{2} \cdot \alpha_s \cdot \alpha_s \cdot (\alpha_v - \alpha_s)} \cdot \alpha_s^2 = \frac{2\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v} \cdot \frac{y'_{\max}}{y''_{\max}} \Rightarrow$$

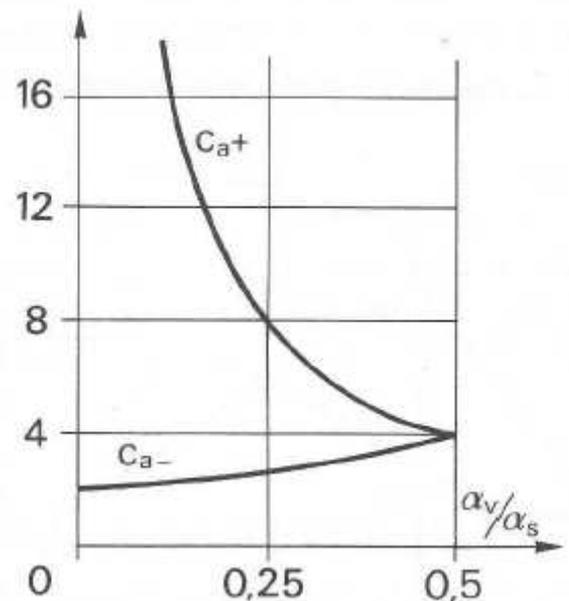
siccome si sta ragionando con una accelerazione costante ovvero = 1 si ottiene che : $C_{a-} = \frac{2\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v} \cdot \frac{1}{1} = \frac{2\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v}$

Nel caso più generale, in cui $\alpha_v \neq \frac{\alpha_s}{2}$ risulta $C_{a+} \neq C_{a-}$. pertanto uno dei due coefficienti di accelerazione può scendere al di sotto di 4, anche se ovviamente l'altro diventerà maggiore di 4.

Nella pratica interessa spesso ridurre il più possibile il valore della massima accelerazione negativa, cioè di C_{a-} . anche se ciò avviene in concomitanza di un aumento dell'accelerazione massima positiva. Si può ricorrere allora a leggi simili alla legge sopra riportata con $\alpha_v < \frac{\alpha_s}{2}$.

Fra le diverse ragioni che possono spingere a ridurre il valore di C_{a-} si citano ad esempio le applicazioni in cui, essendo il vincolo fra movente e cedente di tipo unilaterale, una forte accelerazione negativa dando luogo ad una elevata forza d'inerzia diretta nel medesimo verso del moto del cedente potrebbe produrre il distacco tra movente e cedente.

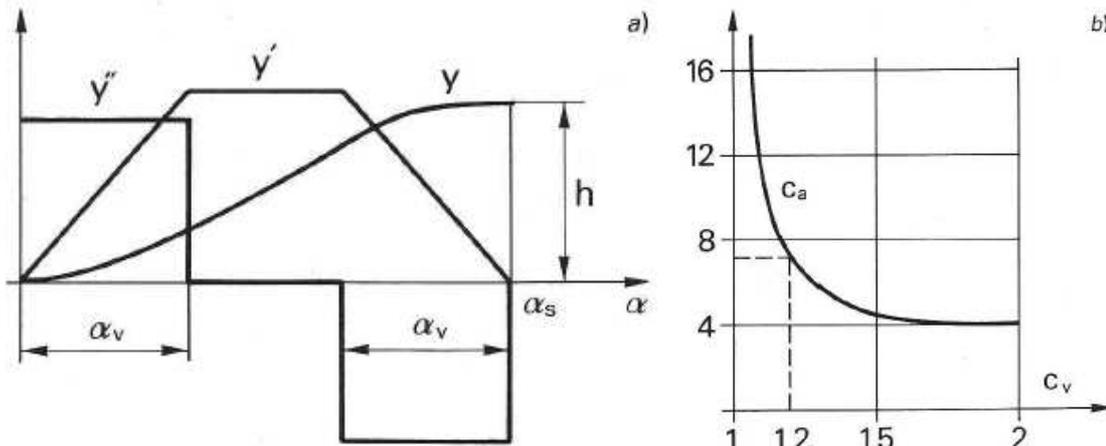
Poiché ogni riduzione di C_{a-} implica un aumento di C_{a+} , è interessante conoscere il valore del minimo C_{a-} corrispondente ad un valore di C_{a+} accettabile. Nella figura sottostante è riportato in diagramma l'andamento di C_{a+} e di C_{a-} in funzione del rapporto $\frac{\alpha_v}{\alpha_s}$.



LIMITAZIONE DELLA VELOCITÀ MASSIMA

Per ottenere bassi valori di y'_{max} , occorre adottare leggi di movimento con bassi valori di C_v . Come già osservato, in ogni caso sarà $C_v \geq 1$; in pratica valori di C_v , troppo vicini ad 1 non possono essere raggiunti in quanto implicano coefficienti di accelerazione C_a , troppo elevati.

Una legge che si presta a ridurre il valore di C_v , rispetto al valore 2 fornito dalle leggi considerate nei precedenti paragrafi, è quella illustrata nella figura sottostante; si tratta ancora di una legge ad accelerazione costante di tipo simmetrico, ma in cui i tratti ad accelerazione positiva e negativa sono separati da un intervallo con accelerazione nulla, sicché il diagramma delle velocità invece di essere triangolare risulta trapezoidale. Indicando con α_v gli angoli durante i quali si hanno le accelerazioni non nulle, si deduce facilmente che la distanza tra i baricentri delle aree sottese dai tratti di accelerazione positiva e negativa vale $d = \alpha_s - \alpha_v$; quindi il coefficiente di velocità risulta.



$$y''_{max} = C_v \cdot \frac{h}{t_a} \rightarrow C_v \cdot \frac{h}{\alpha_s}$$

Sapendo che $y'_{max} \cdot d = h$ e che $d = \alpha_s - \alpha_v$ si può dire che :

$$y''_{max} = C_v \cdot \frac{y'_{max} \cdot (\alpha_s - \alpha_v)}{\alpha_s}$$

$$C_v = \frac{y'_{max} \cdot \alpha_s}{y'_{max} \cdot (\alpha_s - \alpha_v)} = \frac{\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v}$$

Per quanto riguarda i coefficienti di accelerazione si ha che l'area sottesa $y''_{max} \cdot \alpha_v = y'(a_v) = y'_{max}$

Pertanto si potrà dire che : $y''_{max} = \frac{y'_{a_v}}{\alpha_v}$

e sapendo che $y' = C_v \cdot \frac{h}{\alpha_s}$ si ottiene che : $y''_{max} = \frac{C_v \cdot h}{\alpha_v \cdot \alpha_s}$

riprendendo ciò che è stato detto in precedenza ovvero che $C_v = \frac{\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v}$

Pertanto si può concludere dicendo che : $y''_{max} = \frac{h \cdot \frac{\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v}}{\alpha_v \cdot \alpha_s} = h \cdot \frac{\alpha_s}{\alpha_s - \alpha_v} \cdot \frac{1}{\alpha_s \cdot \alpha_v} = \frac{h}{\alpha_v (\alpha_s - \alpha_v)}$

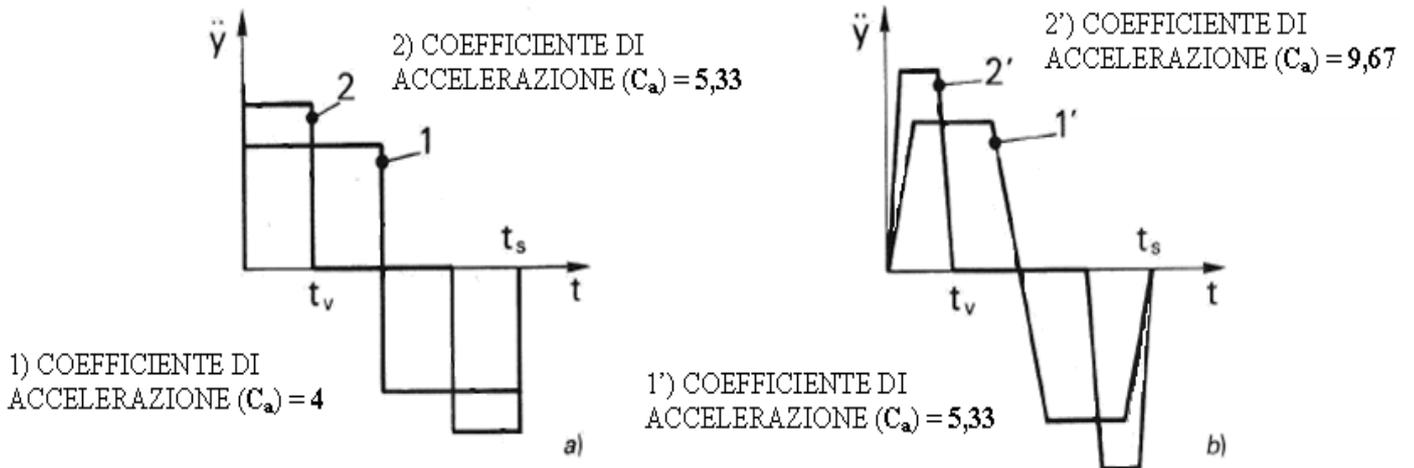
Il coefficiente di accelerazione vale di conseguenza:

$$y''_{max} = C_a \cdot \frac{h}{t_a^2}$$

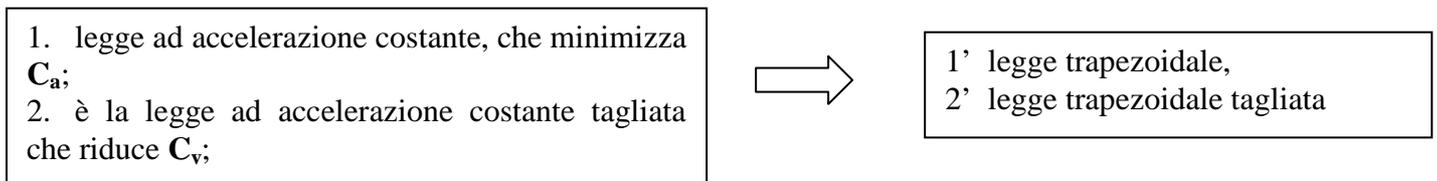
$$\frac{h}{\alpha_v \cdot (\alpha_s - \alpha_v)} = C_a \cdot \frac{h}{\alpha_a^2}$$

$$C_a = \frac{\alpha_s^2 \cdot h}{h \cdot \alpha_v \cdot (\alpha_s - \alpha_v)} = \frac{\alpha_s^2}{\alpha_v \cdot (\alpha_s - \alpha_v)}$$

Una caratteristica di queste leggi è quella di derivare dalle leggi di base, mediante l'eliminazione delle discontinuità del diagramma delle accelerazioni con l'introduzione di brevi tratti di "raccordo" i grafici della velocità con dei brevi tratti ad andamento lineare come si può ben vedere nella figura sottostante.



Ad esempio, le tre leggi riportate in figura *a* vengono trasformate nelle tre leggi di figura *b*



nelle quali alle brusche discontinuità si sono sostituiti brevi tratti ad andamento lineare. Naturalmente al variare del tempo dei tratti ad andamento lineare variano i coefficienti C_a e C_v ;

Come si vede, all'aumentare dei tratti ad andamento lineare cresce il coefficiente di accelerazione C_a e pertanto conviene ridurlo al minimo. D'altra parte non si può pensare che un tempo piccolissimo sia sufficiente ad allontanare il pericolo di vibrazioni. Nasce quindi il problema di determinare il valore ottimale in modo da evitare le vibrazioni senza alzare troppo C_a . In assenza di esigenze particolari lo si assume di circa $1/8$ di t_s .

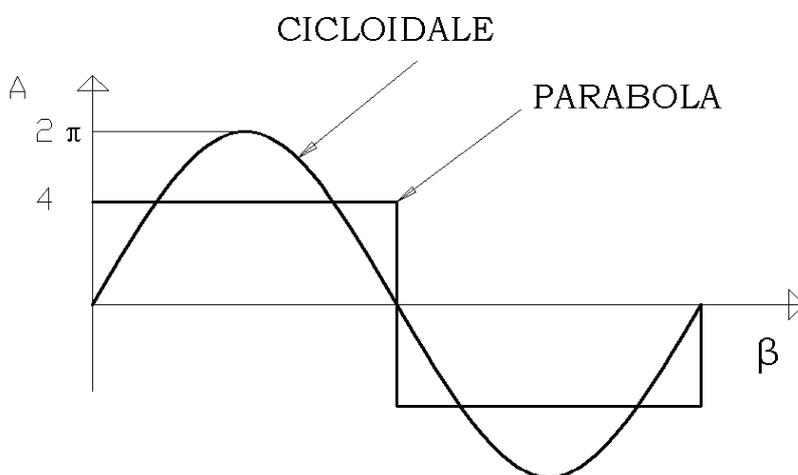
L'andamento senza salti dell'accelerazione produce limitate vibrazioni, mentre il tratto centrale che presenta un'accelerazione costante riduce l'accelerazione massima rispetto alla cicloide.

Raggi di curvatura più favorevoli della cicloide

Anche in assenza di urti o di fenomeni di vera e propria risonanza, il funzionamento delle camme veloci è normalmente accompagnato da vibrazioni che, seppur limitate in ampiezza, inducono nel cedente accelerazioni molto più elevate di quelle previste, e che talvolta risultano intollerabili.

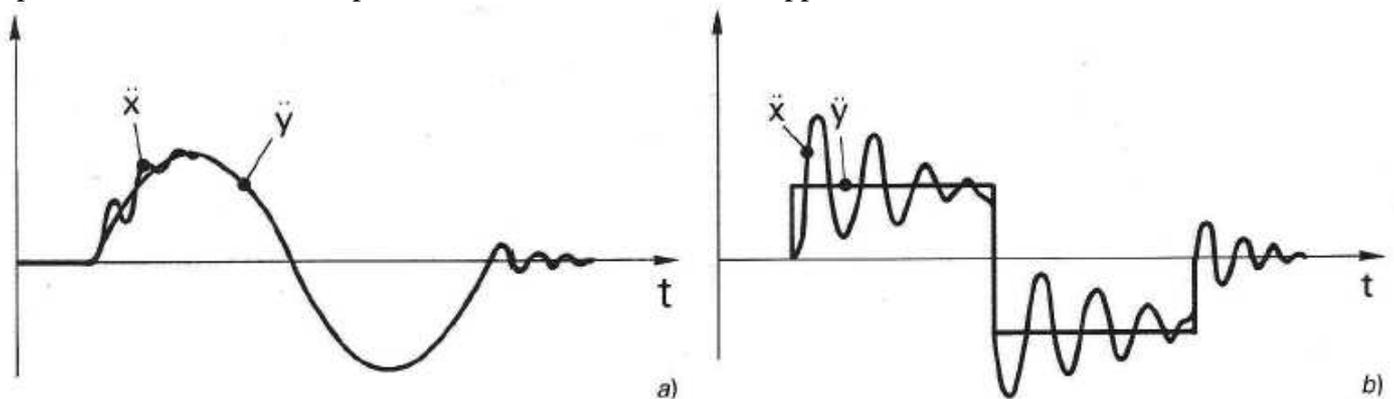
È da tempo noto che le vibrazioni causano principalmente discontinuità dell'accelerazione. Per rendersene conto basta pensare che le discontinuità dell'accelerazione significano brusche variazioni delle forze di inerzia. Rilevanti discontinuità di tali forze, agendo su un sistema elastico, come è in definitiva il meccanismo, provocano l'innesco di fenomeni vibratorii.

Per ridurre le forze in gioco, sembrerebbe ottimale ridurre al minimo l'accelerazione, cosa fattibile con una legge ad accelerazione costante ma insorgono effetti dinamici che rendono poco efficace questo approccio. Si osservino infatti i diagrammi della legge ad accelerazione costante (legge di moto parabolica) e quella con accelerazione sinusoidale (legge di moto cicloide) sovrapposti.



Mentre nella cicloide la variazione della accelerazione (e quindi delle forze per inerzia) è progressiva, nella parabola si hanno dei salti di accelerazione. Se non si tiene conto della elasticità le forze in gioco sono inferiori nella parabola; se invece si tiene conto della elasticità, schematizzando il meccanismo con un sistema massa più molla ogni variazione nelle forze produce ulteriori forze vibratorie.

In particolare, i salti bruschi producono forze vibratorie del doppio del salto. Il caso reale diventa:



Ne deriva che:

- a causa delle oscillazioni elastiche le forze massime nel caso della parabola sono circa 12 contro $2\pi = 6,28$ della cicloide;
- le vibrazioni (e quindi il rumore) nella parabola sono più alte che nella cicloide.

Ciò che si è sopra esposto è per chiarire il motivo per cui si preferiscono i diagrammi della accelerazione continua.

Tutte le parti componenti un meccanismo a camma sono soggette a deformazioni dovute agli sforzi che nascono nella trasmissione del moto fra movente e cedente; come conseguenza si ha che la traiettoria reale del cedente si discosta, in modo più o meno evidente, dalla traiettoria teorica anche in presenza di meccanismi estremamente rigidi.

In ogni caso quindi la traiettoria reale sarà sempre diversa da quella teorica; a questo scopo sono state studiate le camme polinomiali. Le leggi polinomiali sono chiamate in questo modo perché compensano la deformabilità degli organi del meccanismo al fine di avere una legge reale di moto del cedente uguale a quella teorica.

Pertanto le leggi polinomiali non sono traducibili in formule che si adattano a tutti i meccanismi ma per ogni meccanismo se ne deve sviluppare una appropriata.. Lo sviluppo di tali leggi è assai complesso e il loro impiego per ora è limitato a quei campi dove il loro studio è giustificato dalla assoluta necessità di trasmissione agli organi finali del meccanismo considerato degli incrementi previsti dal profilo della camma.

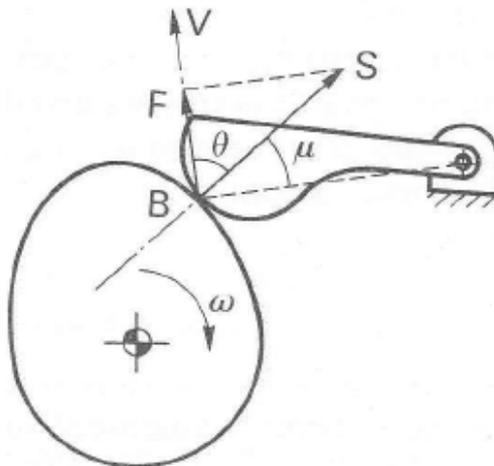
LA TRASMISSIONE DEL MOVIMENTO

Nello studio dei meccanismi è di fondamentale importanza l'individuazione di parametri in qualche modo rappresentativi della capacità di trasmettere correttamente il movimento. I parametri normalmente utilizzati a questo scopo sono l'**angolo di pressione** θ o, in alternativa, l'angolo di trasmissione μ .

Con riferimento al caso sottostante, sia S la forza che il movente esercita sul cedente e V la velocità del suo punto B di applicazione. Si definisce angolo di pressione θ il minore fra i due angoli formati dalle direzioni della forza S e della velocità V . L'angolo di trasmissione μ è complementare a θ .

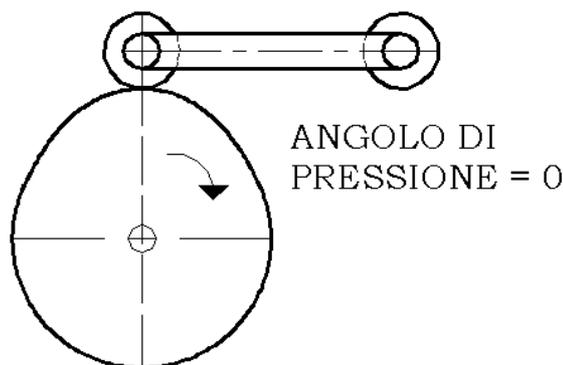
Pertanto :

$$\theta + \mu = 90^\circ$$

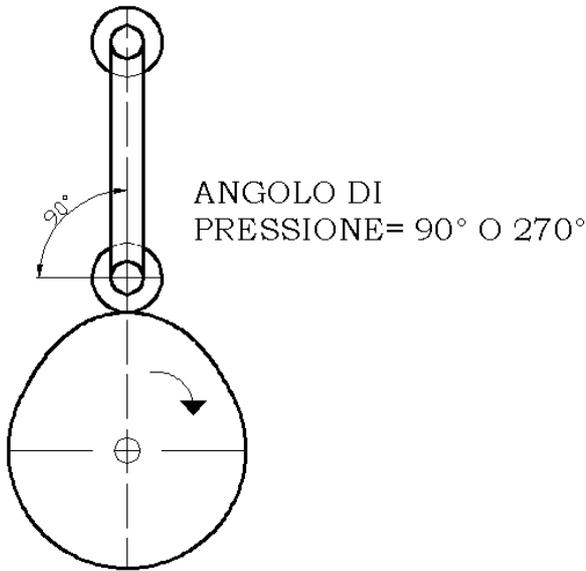


Di norma per i meccanismi a camma si fa riferimento all'angolo di pressione, per i meccanismi articolati all'angolo di trasmissione: per un buon funzionamento è opportuno che tali angoli mantengano valori soddisfacenti in tutte le configurazioni assunte dal meccanismo.

La condizione istantanea in cui il movimento è trasmesso teoricamente nel modo migliore è quella in cui l'asse del braccio forma un angolo di 90° tra il centro camma e il centro rullo. In questi casi l'angolo di pressione è 0° .



La condizione peggiore si verifica quando l'asse del braccio è allineato rispetto al raggio tra centro camma e centro rullo. In questo caso il movimento è impossibile. L'angolo di pressione è 90° o 270° . L'angolo di trasmissione è invece definito come $90^\circ -$ l'angolo di pressione.



ATTENZIONE: si può fare confusione tra angolo di pressione e angolo di trasmissione che hanno valori di significato meccanico opposto.

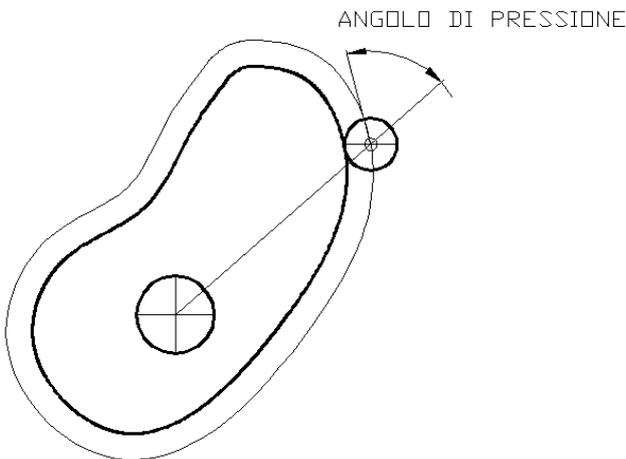
Per non confondersi basta tenere conto che in una camma ad inizio movimento l'angolo di pressione non è mai critico, poi peggiora ma a mano che si avvicina al punto di velocità massima

Senza addentrarci in definizioni geometriche precise, si può ben capire che l'angolo di pressione è un parametro che serve per definire quanta parte della spinta prodotta dalla camma produce movimento, e quanta parte si carica sul perno (o sulle guide) del tastatore producendo impuntamenti.

_ La spinta della camma produce il 100% di movimento e lo 0% di impuntamento, se l'angolo di pressione è di 90° .

_ La spinta della camma produce il 100% di impuntamento e lo 0% di movimento, se l'angolo di pressione è di 0°

Per valutare esattamente il valore dell'angolo di pressione occorre tenere conto della geometria del tastatore; comunemente però, specie in fase di progetto, si considera solo l'inclinazione della traiettoria del centro del rullo della camma misurando l'angolo tra:



_ tangente alla traiettoria del centro rullo della camma.

_ raggio che collega centro rullo con centro camma.

Nella pratica per le camme a bilanciere ove l'effetto degli attriti è in genere trascurabile, si assume come limite massimo ammissibile $\theta_{max} = 45^\circ$. Per le camme a punteria si assume $\theta_{max} = 30^\circ$ per la fase di salita mentre per la fase di discesa, ove le forze di attrito si invertono e quindi non può verificarsi l'impuntamento, si assume $\theta_{max} = 50^\circ$.

Nel caso di una punteria a piattello si assume come angolo di pressione l'angolo formato dalla spinta

con la velocità del cedente. Trascurando l'attrito fra camma e piattello, se il piano del piattello è perpendicolare all'asse di scorrimento, l'angolo di pressione è costante e di valore nullo.

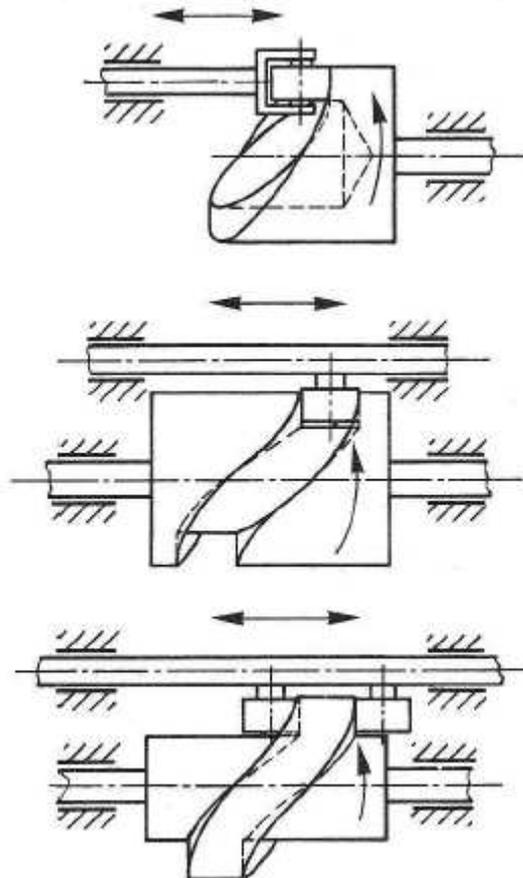
CRITERI PER RISOLVERE PROBLEMI DI ANGOLI DI PRESSIONE

Se l'angolo di pressione è troppo alto tutte le seguenti strade producono miglioramenti in modo circa proporzionale alla percentuale con cui si operano gli aumenti:

- Aumentare il raggio massimo del centro rullo: o crescendo l'ingombro radiale o usando una camma a profilo esterno invece che a canale, o usando un rullo più piccolo con raggio esterno invariato
- Diminuire il salto sulla camma
- Crescere l'angolo di alzata
- Usare una legge con C_v più basso

Le camme si dicono spaziali quando il cedente non si muove in piani perpendicolari all'asse di rotazione della camma, per cui il moto relativo non è un moto piano. Le più note camme spaziali con punteria sono le camme a tazza e le camme a tamburo realizzanti rispettivamente l'accoppiamento di forza e l'accoppiamento di forma.

L'accoppiamento di forma può essere ottenuto mediante un rullo che scorre in una scanalatura, oppure mediante due rulli che abbracciano una nervatura, con eliminazione dell'urto interno. Come raggio di base R_b si assume quello corrispondente al punto medio della linea di contatto. Il progetto cinematico di questi meccanismi è relativamente semplice, in quanto essi possono pensarsi ottenuti avvolgendo su un cilindro di raggio R_b una sagoma di traslazione equivalente conformata come il diagramma delle alzate.



RAGGIO DI CURVATURA E SOTTOTAGLIO PER CAMME RADIALI E SUO VALORE MINIMO

Tutti i dati relativi al profilo della camma sono sempre riferiti alla traiettoria del centro rullo, detto profilo primitivo. Per risalire alla forma del fianco interno ed esterno di una camma a canale si involupa il profilo primitivo con cerchi uguale al rullo.

Come tutte le curve il profilo primitivo ha un solo raggio di curvatura in ogni punto, definito come il raggio del cerchio tangente alla curva in quel punto

Il raggio di curvatura può essere positivo negativo o nullo. In caso di raggio di curvatura nullo, in quel punto il cerchio tangente è tanto grande che diventa una retta.

Un raggio di curvatura può essere positivo (quando la curva è concava) e negativo (quando la curva è convessa).

Un raggio di curvatura negativo non crea alcun problema di taglio. Per risalire dal valore del raggio di curvatura del profilo primitivo (valore teorico) al valore del raggio di curvatura del fianco di una camma ((valore di un profilo di un fianco esistente) si deve fare semplicemente una somma algebrica.

Detto R_c il raggio di curvatura del profilo primitivo, e detto R il raggio del rullo, i valori del raggio di curvatura del fianco esterno e interno di una camma reale:

$$R_{ci} = R_c - R$$

$$R_{ce} = R_c + R$$

Se il valore assoluto del raggio di curvatura R_c del profilo primitivo è uguale o minore al valore del raggio del rullo, si verifica il problema del sottotaglio:

nella zona della cuspide il rullo (interno) si trova libero all'interno del canale.

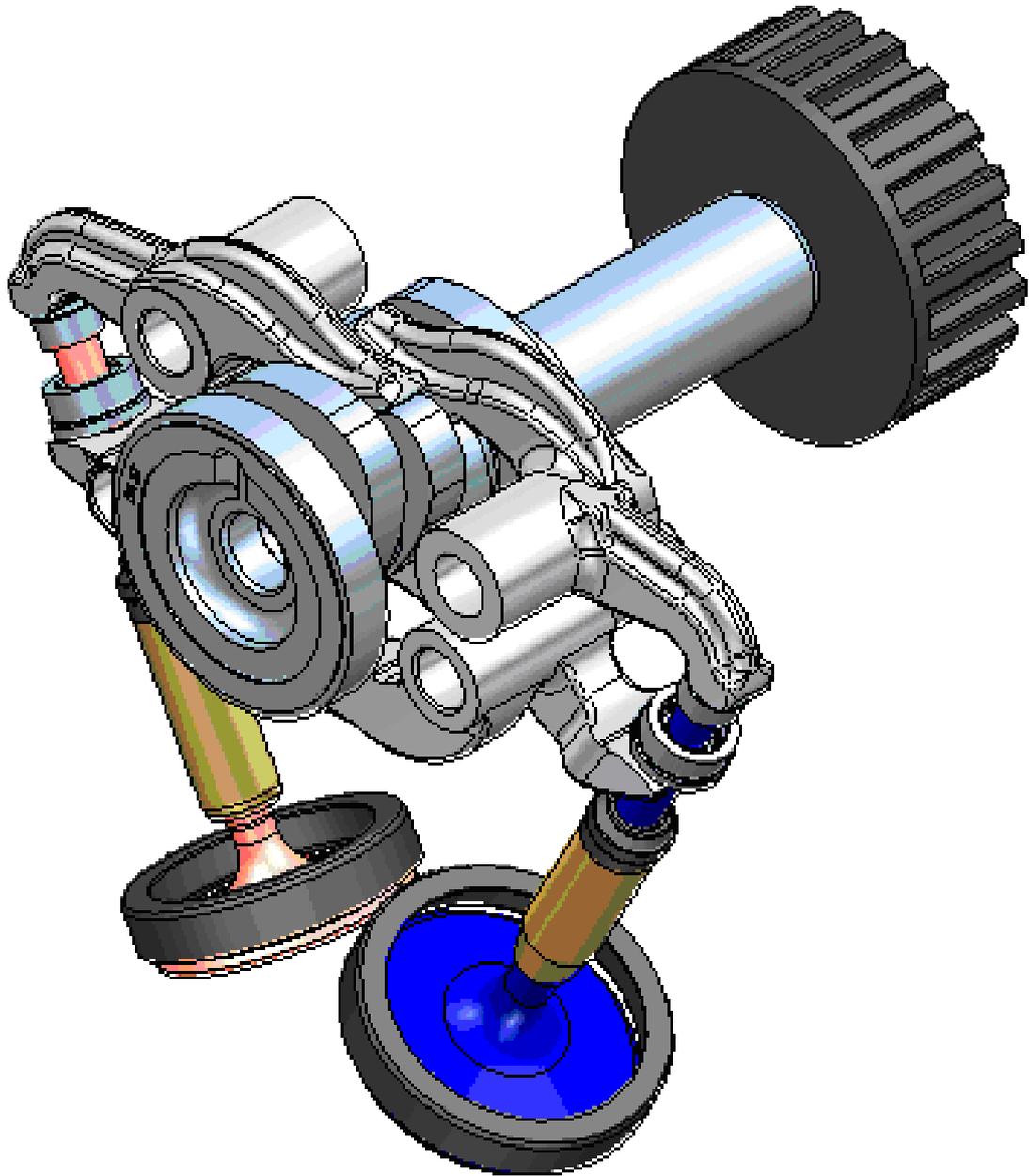
In ogni caso il valore del raggio di curvatura dei fianchi della camma non potrebbe essere mai molto al di sotto del valore del raggio del rullo.

CRITERI PER RISOLVERE I PROBLEMI DI RAGGIO DI CURVATURA

Se si ha raggio di curvatura troppo basso o addirittura sottotaglio le strade sono quasi uguali e quelle viste precedentemente, che qui di seguito riassumiamo, indicando (circa) se il miglioramento è proporzionale o seconda il quadrato.

- Aumentare il raggio massimo
- Diminuire il salto
- Crescere l'angolo di alzata
- Usare una legge con il C_a più basso
- Usare un rullo con raggio minore

PROGETTO DUCATI



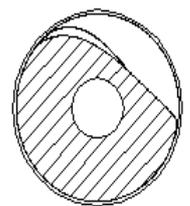
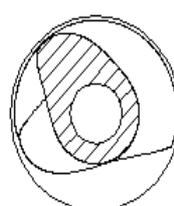
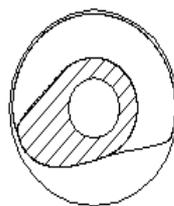
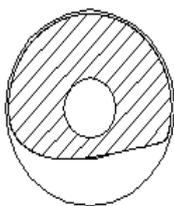
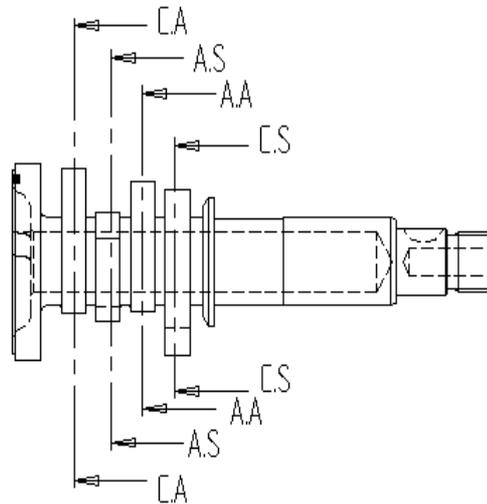
PREFAZIONE

In tutti i motori 4 tempi, l'apertura delle valvole è comandata da una camma che, agendo direttamente sullo stelo della valvola o tramite un bilanciere (il classico sistema "aste e bilancieri"), la spinge verso l'interno del cilindro. La chiusura della valvola si ottiene invece tramite l'azione di una molla di richiamo, montata coassialmente alla valvola stessa. Quando a regimi elevatissimi le punterie non rimangono a contatto con l'eccentrico, si dice che il motore "sfarfalla", si tratta di una situazione da eliminare in maniera più assoluta, perché può portare a danneggiamenti meccanici molto gravi.

In un motore a distribuzione Desmodromica invece anche la chiusura della valvola è comandata attraverso l'azione di una camma, e di un bilanciere detto "a forchetta". Di conseguenza all'assenza delle molle, non si avranno mai valvole che "sfarfallano". In un motore Desmo sarà possibile quindi raggiungere regimi di rotazione più elevati. Grazie al sistema Desmodromico è possibile impiegare diagrammi di distribuzione molto spinti, diagrammi impensabili per un sistema tradizionale.

L'albero a camme che può essere singolo o doppio, è generalmente posto nella testa, ruota a velocità dimezzata rispetto all'albero motore dal quale prende il moto mediante cinghia dentata o da una catena. E' costruito in acciaio al carbonio cementato o nitrurato sulla superficie del profilo delle camme disposte in corrispondenza delle valvole per garantire maggiore sicurezza all'usura dovuta al contatto tra profilo e testa della valvola questo perché il bilanciere o la punteria devono seguire il profilo del lobo della camma cosa che se non fosse presente una alta resistenza all'usura tra camma e bilanciere la legge che vie era stata progettata viene subito a modificarsi a causa dell'elevato attrito.

ALBERO A CAMME



CAMMA CHIUSURA ASPIRAZIONE

CAMMA APERTURA SCARICO

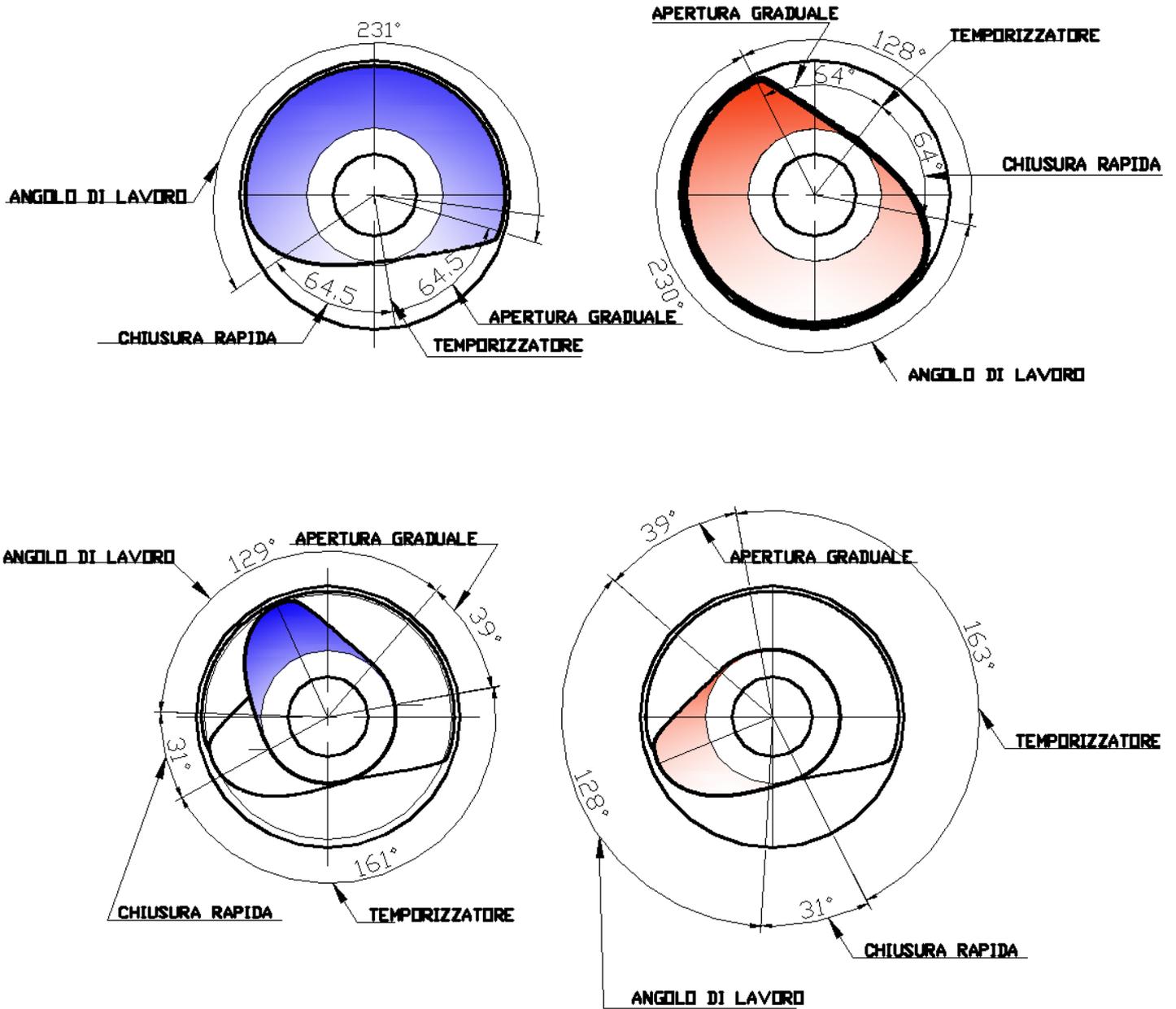
CAMMA APERTURA ASPIRAZIONE

CAMMA DI CHIUSURA SCARICO

Le camme del Desmodromico come ogni camma ha il profilo costituito da tre tratti di curva, ciascuno comandante una delle fasi dell'operazione cui la camma si riferisce.

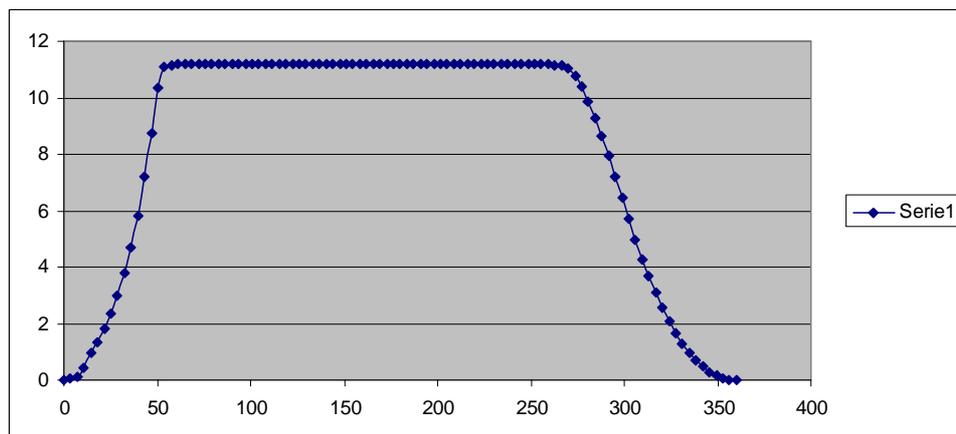
Nel nostro caso le tre parti del profilo della camma comandante una valvola di un motore a scoppio, corrispondono rispettivamente:

1. alla fase di apertura graduale della valvola,
2. alla fase di alimentazione del motore con ammissione massima costante,
3. alla fase di chiusura rapida della valvola.



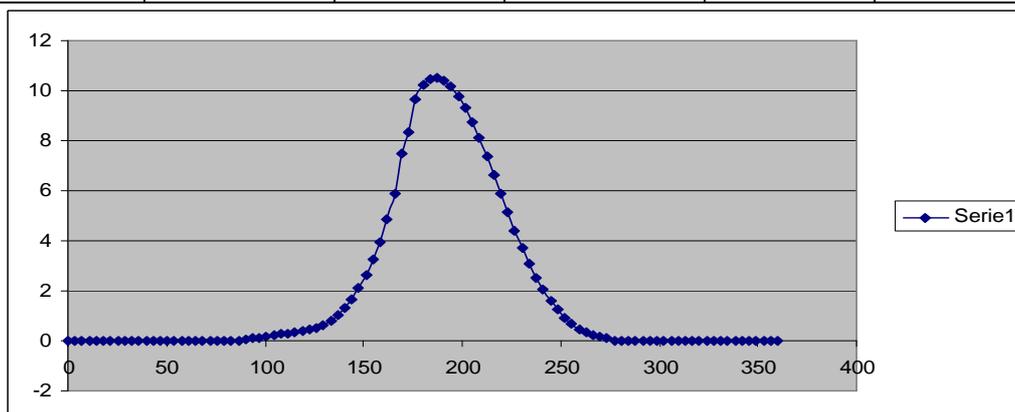
CHIEREGATO MARCO
CAMME DI CHIUSURA ASPIRAZIONE/SCARICO
SPOSTAMENTO

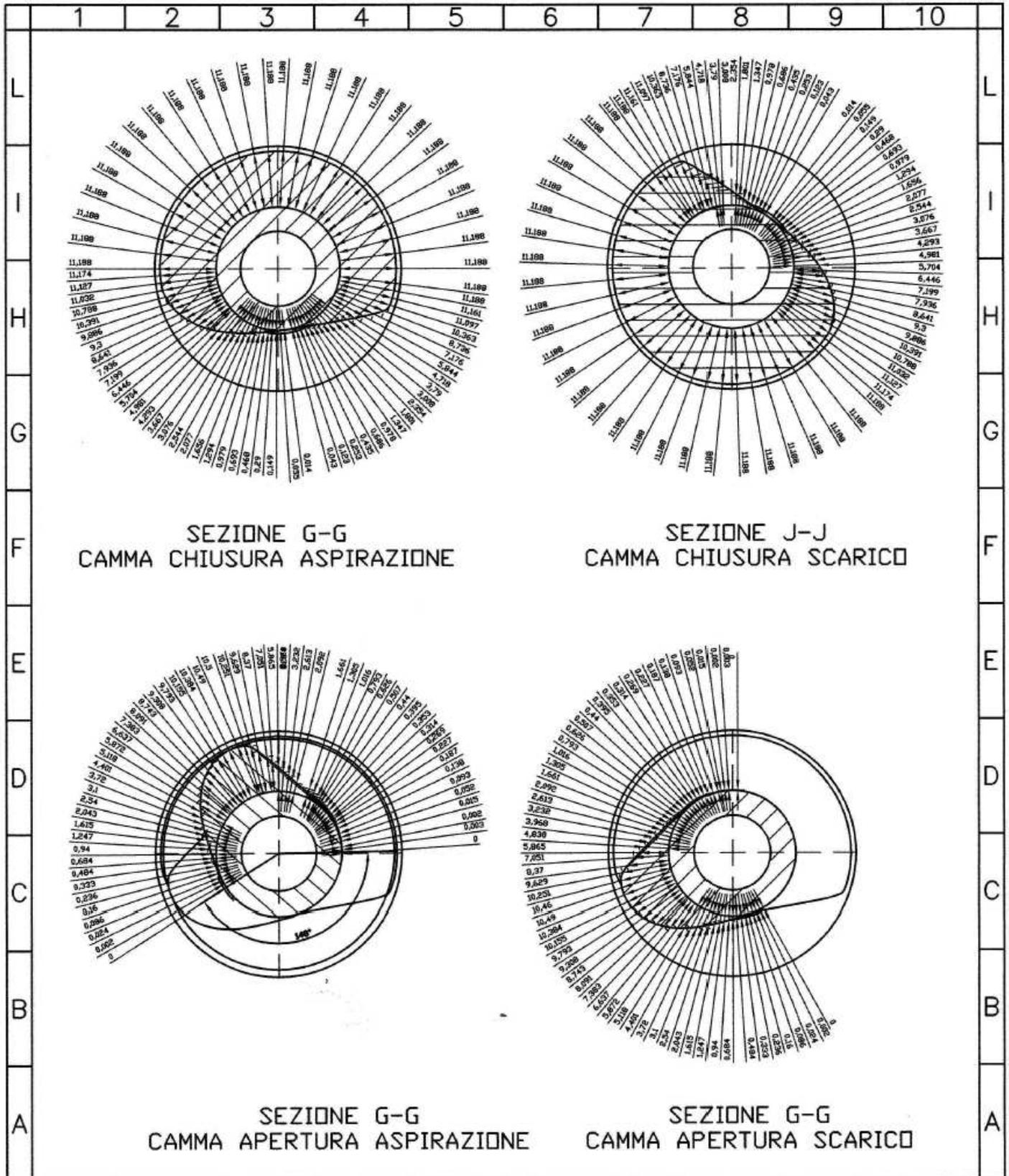
GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA
0	0	147.6	11.19	295.2	7.2
3.6	0.04	151.2	11.19	298.8	6.45
7.2	0.12	154.8	11.19	302.4	5.7
10.8	0.43	158.4	11.19	306	4.98
14.4	0.98	162	11.19	309.6	4.29
18	1.35	165.6	11.19	313.2	3.67
21.6	1.8	169.2	11.19	316.8	3.08
25.2	2.35	172.8	11.19	320.4	2.54
28.8	3.01	176.4	11.19	324	2.08
32.4	3.79	180	11.19	327.6	1.66
36	4.72	183.6	11.19	331.2	1.29
39.6	5.84	187.2	11.19	334.8	0.98
43.2	7.18	190.8	11.19	338.4	0.69
46.8	8.74	194.4	11.19	342	0.47
50.4	10.36	198	11.19	345.6	0.29
54	11.1	201.6	11.19	349.2	0.15
57.6	11.16	205.2	11.19	352.8	0.06
61.2	11.19	208.8	11.19	356.4	0.01
64.8	11.19	212.4	11.19	360	0
68.4	11.19	216	11.19		
72	11.19	219.6	11.19		
75.6	11.19	223.2	11.19		
79.2	11.19	226.8	11.19		
82.8	11.19	230.4	11.19		
86.4	11.19	234	11.19		
90	11.19	237.6	11.19		
93.6	11.19	241.2	11.19		
97.2	11.19	244.8	11.19		
100.8	11.19	248.4	11.19		
104.4	11.19	252	11.19		
108	11.19	255.6	11.19		
111.6	11.19	259.2	11.19		
115.2	11.19	262.8	11.17		
118.8	11.19	266.4	11.13		
122.4	11.19	270	11.03		
126	11.19	273.6	10.79		
129.6	11.19	277.2	10.39		
133.2	11.19	280.8	9.89		
136.8	11.19	284.4	9.3		
140.4	11.19	288	8.64		
144	11.19	291.6	7.94		



CHIEREGATO MARCO
CAMMA APERTURA ASPIRAZIONE/SCARICO

GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA	GRADI DI LAVORO	ALZATA
0	0	147.6	2.09	295.2	0
3.6	0	151.2	2.61	298.8	0
7.2	0	154.8	3.23	302.4	0
10.8	0	158.4	3.97	306	0
14.4	0	162	4.84	309.6	0
18	0	165.6	5.86	313.2	0
21.6	0	169.2	7.5	316.8	0
25.2	0	172.8	8.37	320.4	0
28.8	0	176.4	9.63	324	0
32.4	0	180	10.25	327.6	0
36	0	183.6	10.46	331.2	0
39.6	0	187.2	10.49	334.8	0
43.2	0	190.8	10.38	338.4	0
46.8	0	194.4	10.16	342	0
50.4	0	198	9.79	345.6	0
54	0	201.6	9.31	349.2	0
57.6	0	205.2	8.74	352.8	0
61.2	0	208.8	8.09	356.4	0
64.8	0	212.4	7.38	360	0
68.4	0	216	6.64		
72	0	219.6	5.87		
75.6	0	223.2	5.12		
79.2	0	226.8	4.4		
82.8	0	230.4	3.72		
86.4	0.02	234	3.1		
90	0.05	237.6	2.54		
93.6	0.09	241.2	2.04		
97.2	0.14	244.8	1.61		
100.8	0.19	248.4	1.25		
104.4	0.23	252	0.94		
108	0.27	255.6	0.68		
111.6	0.31	259.2	0.48		
115.2	0.35	262.8	0.33		
118.8	0.4	266.4	0.24		
122.4	0.44	270	0.16		
126	0.51	273.6	0.09		
129.6	0.63	277.2	0.02		
133.2	0.79	280.8	0		
136.8	1.02	284.4	0		
140.4	1.3	288	0		
144	1.66	291.6	0		





SEZIONE G-G
CAMMA CHIUSURA ASPIRAZIONE

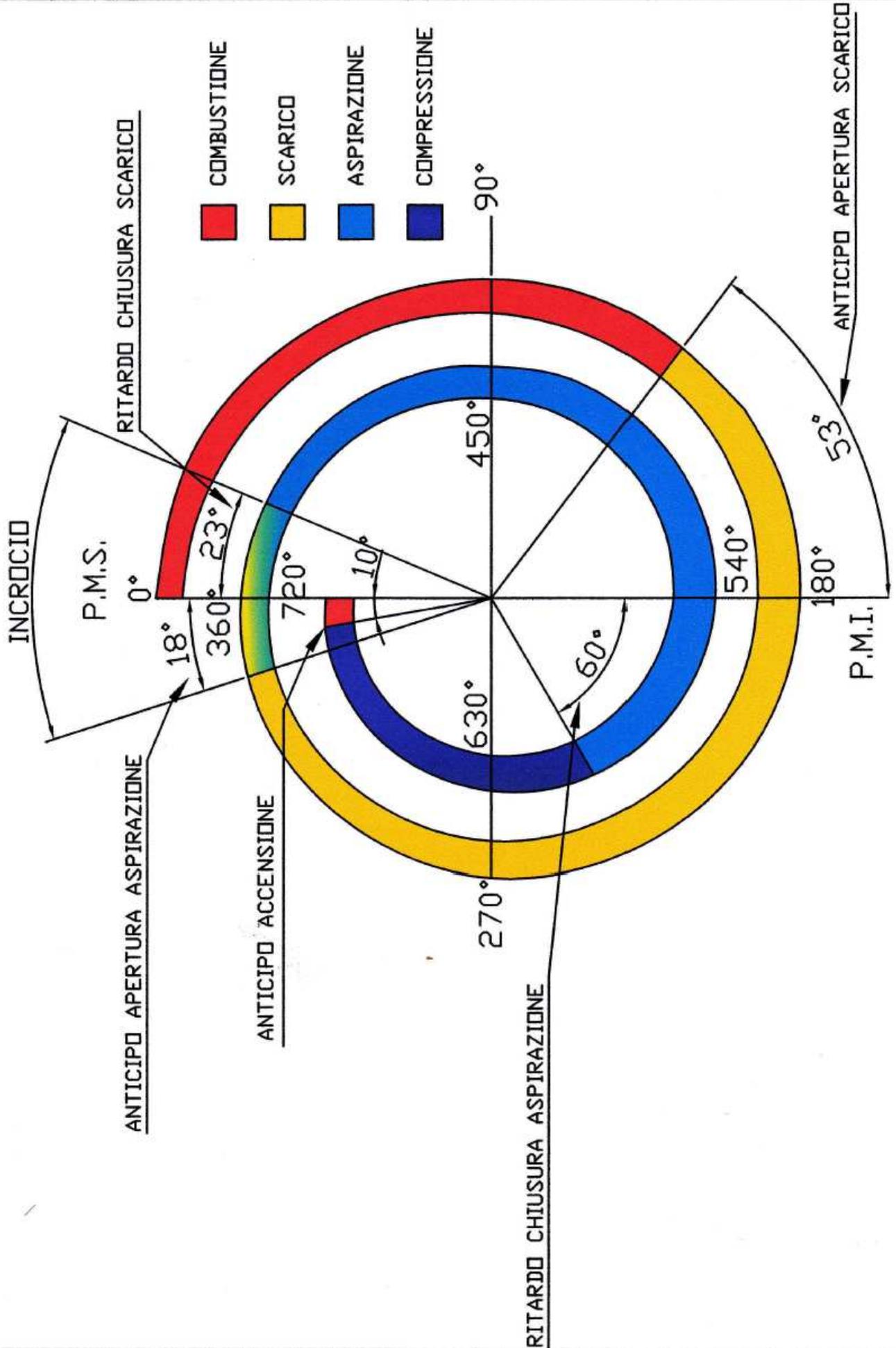
SEZIONE J-J
CAMMA CHIUSURA SCARICO

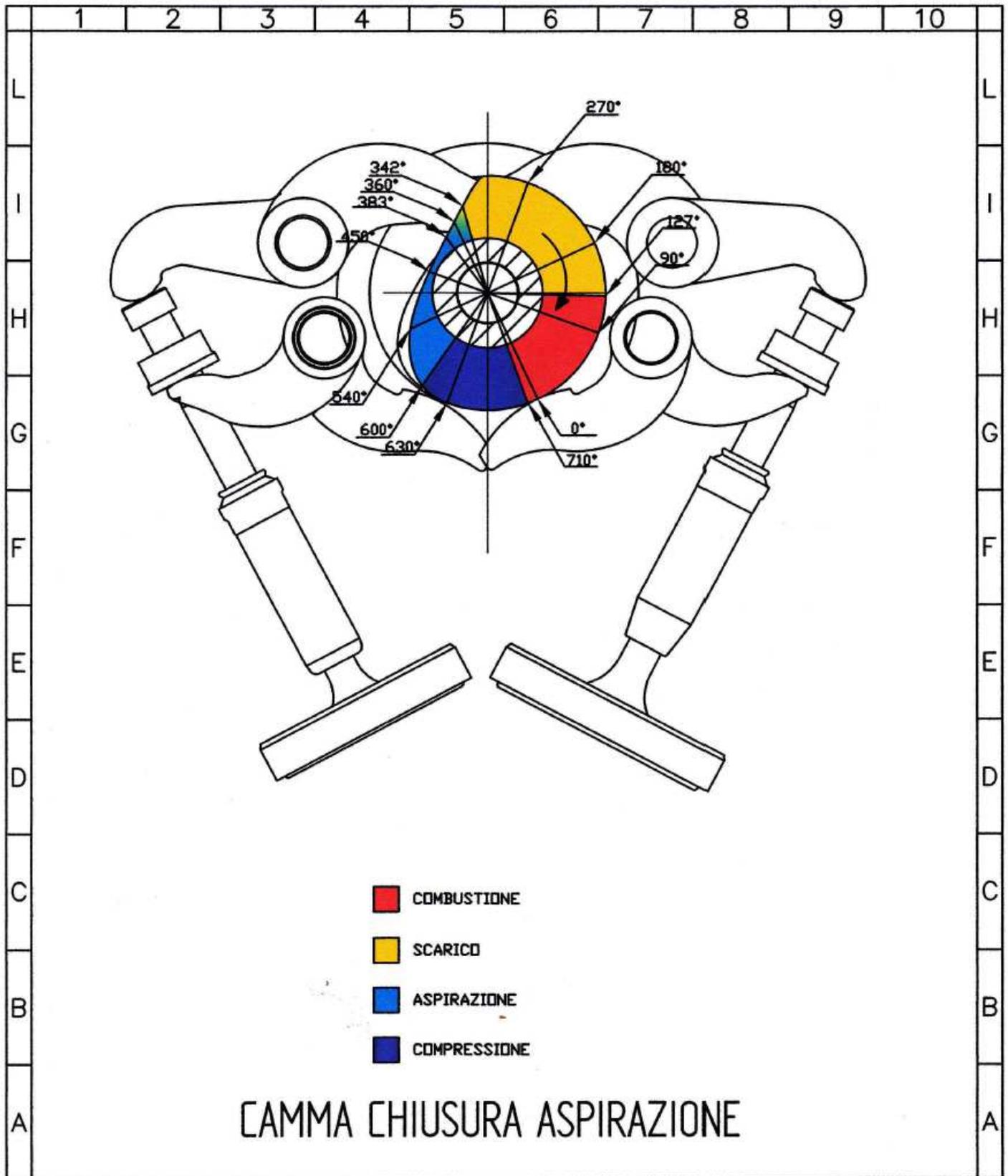
SEZIONE G-G
CAMMA APERTURA ASPIRAZIONE

SEZIONE G-G
CAMMA APERTURA SCARICO

A4	Disegnatore CHIEREGATO MARCO	Q.tà 1	T. Superficiale .	Scala 1:1	Quote senza indicazione di tolleranza. Grado di precisione Medio UNI ISO 2768. Alberi - ; fori +														
	Visto	Data 21/06/2011	T.Termico .	Materiale S 235															
Denominazione ALZATE DELLA DISTRIBUZIONE DESMODROMICA					<table border="1"> <thead> <tr> <th>Dimensioni</th> <th>Scost.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>da 0,5 a 6</td> <td>±0,1</td> </tr> <tr> <td>oltre 6 a 30</td> <td>±0,2</td> </tr> <tr> <td>oltre 30 a 120</td> <td>±0,3</td> </tr> <tr> <td>oltre 120 a 400</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>oltre 400 a 1000</td> <td>±0,8</td> </tr> <tr> <td>oltre 1000</td> <td>±1,2</td> </tr> </tbody> </table>	Dimensioni	Scost.	da 0,5 a 6	±0,1	oltre 6 a 30	±0,2	oltre 30 a 120	±0,3	oltre 120 a 400	±0,5	oltre 400 a 1000	±0,8	oltre 1000	±1,2
Dimensioni	Scost.																		
da 0,5 a 6	±0,1																		
oltre 6 a 30	±0,2																		
oltre 30 a 120	±0,3																		
oltre 120 a 400	±0,5																		
oltre 400 a 1000	±0,8																		
oltre 1000	±1,2																		
N° Disegno .																			

DIAGRAMMA DI DISTRIBUZIONE DESMODROMICA (CILINDRO ORIZZONTALE)

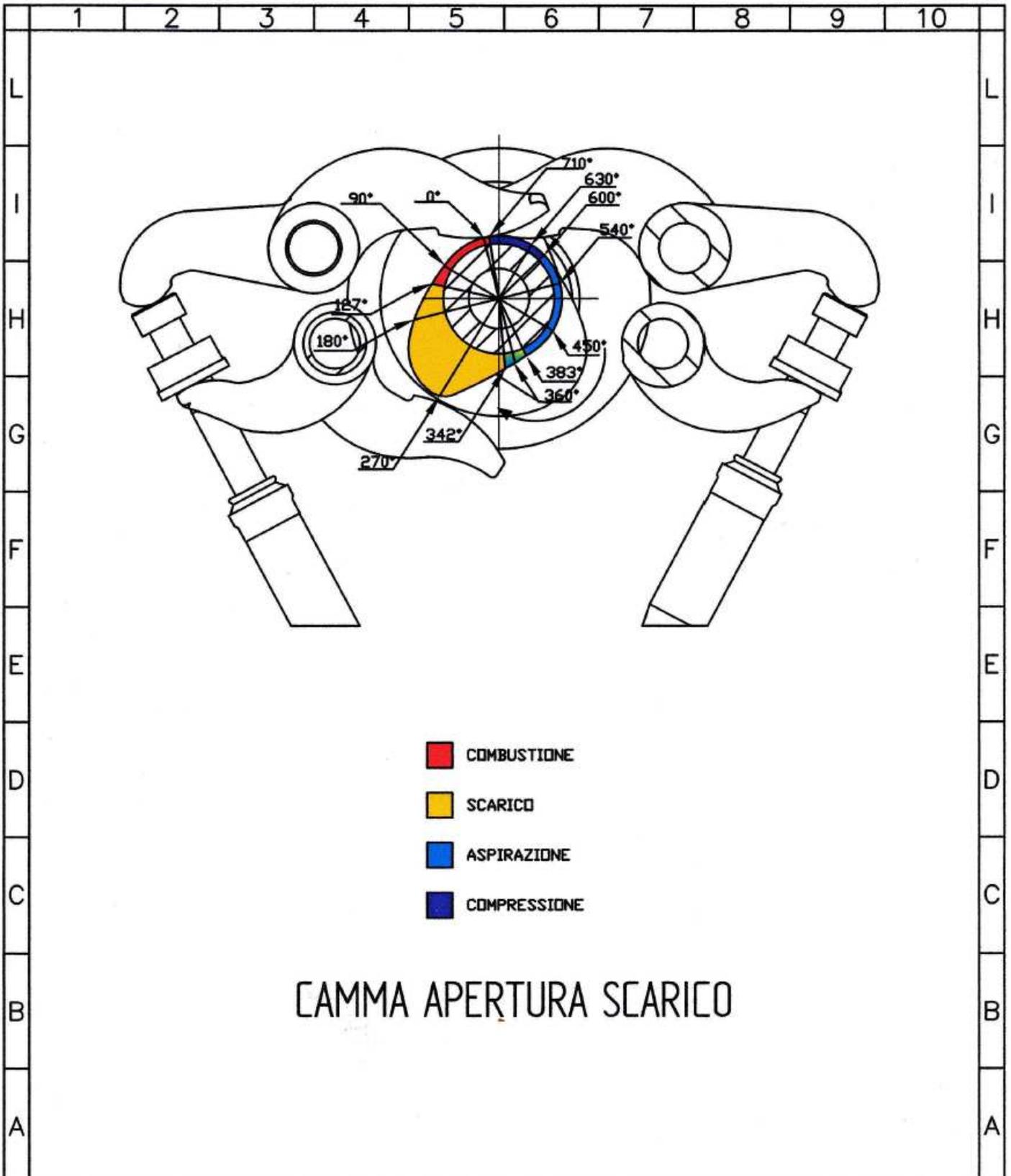




- COMBUSTIONE
- SCARICO
- ASPIRAZIONE
- COMPRESSIONE

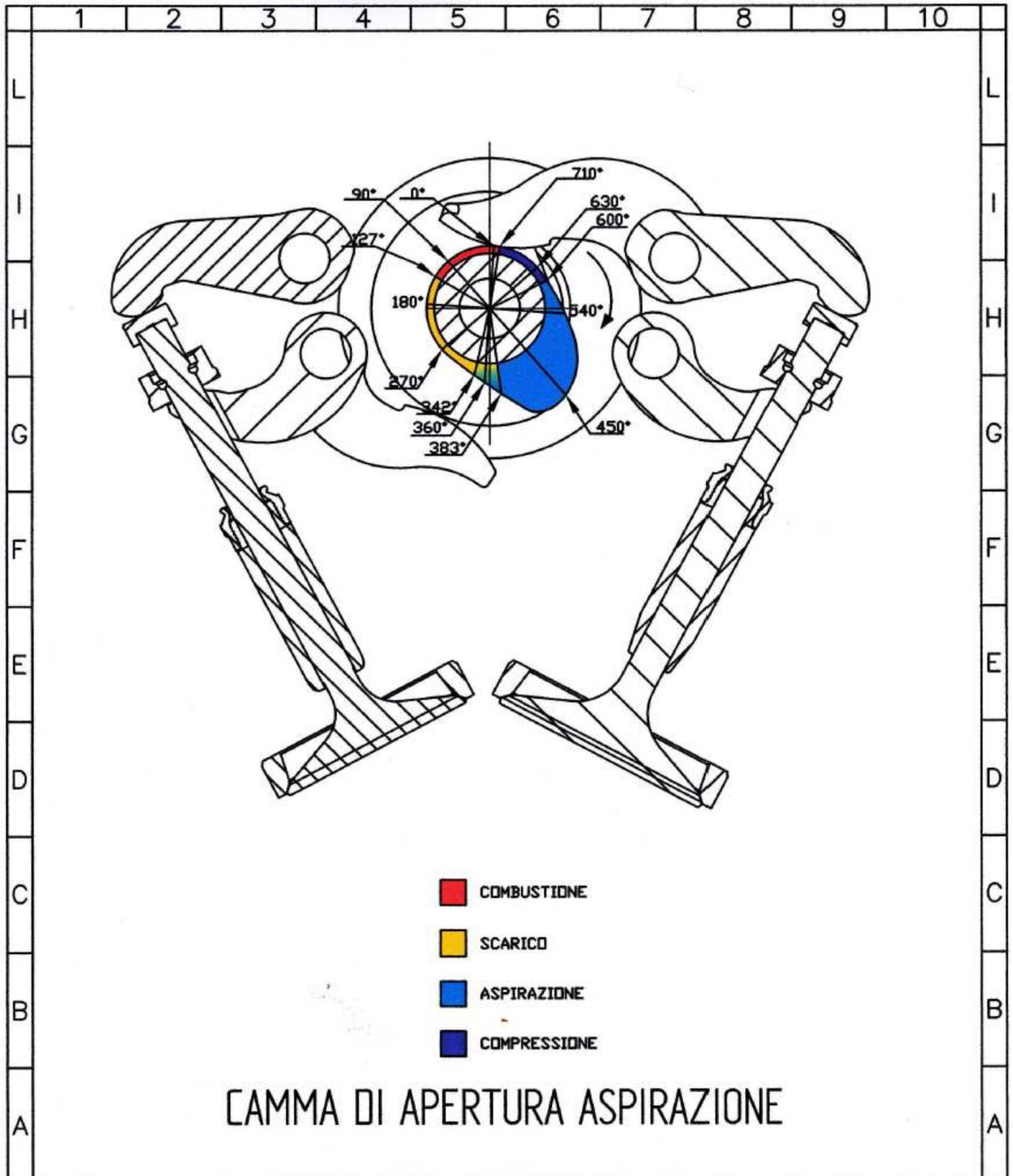
CAMMA CHIUSURA ASPIRAZIONE

A4	Disegnatore CHIEREGATO MARCO	Q.tà 1	T. Superficiale .	Scala 1:1	Quote senza indicazione di tolleranza. Grado di precisione Medio UNI ISO 2768. Alberi - ; fori +
	Visto	Data 21/06/2011	T.Termico .	Materiale .	
Denominazione CAMMA CHIUSURA ASPIRAZIONE					Dimensioni
N° Disegno 001					Scost. da 0,5 a 6 ±0,1 oltre 6 a 30 ±0,2 oltre 30 a 120 ±0,3 oltre 120 a 400 ±0,5 oltre 400 a 1000 ±0,8 oltre 1000 ±1,2



CAMMA APERTURA SCARICO

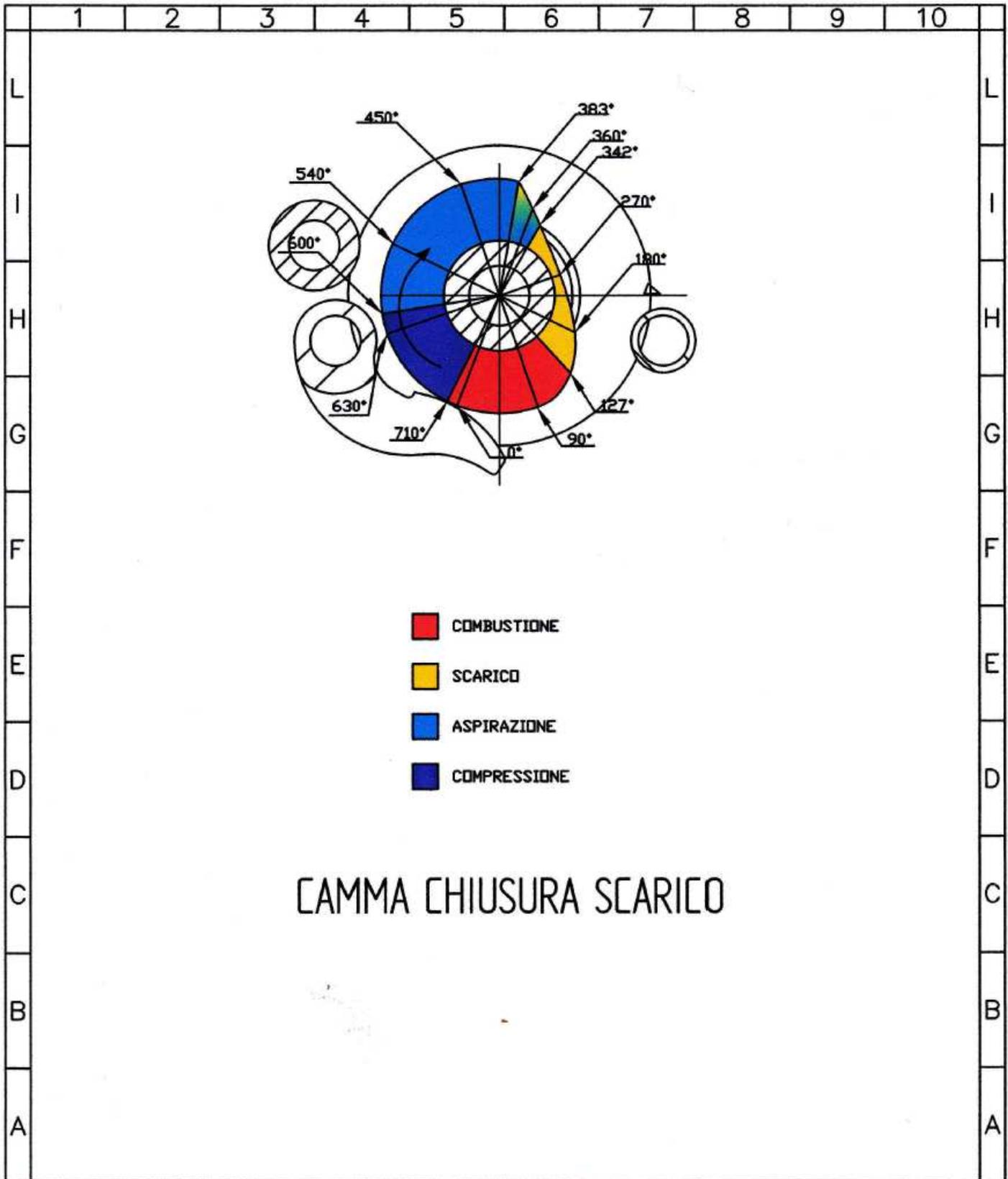
A4	Disegnatore <u>CHIEREGATO MARCO</u>	Q.tà <u>1</u>	T. Superficiale .	Scala <u>1:1</u>	Quote senza indicazione di tolleranza. Grado di precisione Medio UNI ISO 2768. Alberi - ; fori +
	Visto	Data <u>21/06/2011</u>	T.Termico .	Materiale .	
Denominazione <u>CAMMA APERTURA SCARICO</u>					Dimensioni
N° Disegno <u>002</u>					
					da 0,5 a 6 ±0,1
					oltre 6 a 30 ±0,2
					oltre 30 a 120 ±0,3
					oltre 120 a 400 ±0,5
					oltre 400 a 1000 ±0,8
					oltre 1000 ±1,2



- COMBUSTIONE
- SCARICO
- ASPIRAZIONE
- COMPRESSIONE

CAMMA DI APERTURA ASPIRAZIONE

A4	Disegnatore CHIEREGATO MARCO	Q.tà 1	T. Superficiale .	Scala 1:1	Quote senza indicazione di tolleranza. Grado di precisione Medio UNI ISO 2768. Alberi - ; fori +
	Visto	Data 21/06/2011	T.Termico .	Materiale .	
Denominazione CAMMA APERTURA ASPIRAZIONE					Dimensioni
N° Disegno 003					Scost.
					da 0,5 a 6 ±0,1
					oltre 6 a 30 ±0,2
					oltre 30 a 120 ±0,3
					oltre 120 a 400 ±0,5
					oltre 400 a 1000 ±0,8
					oltre 1000 ±1,2

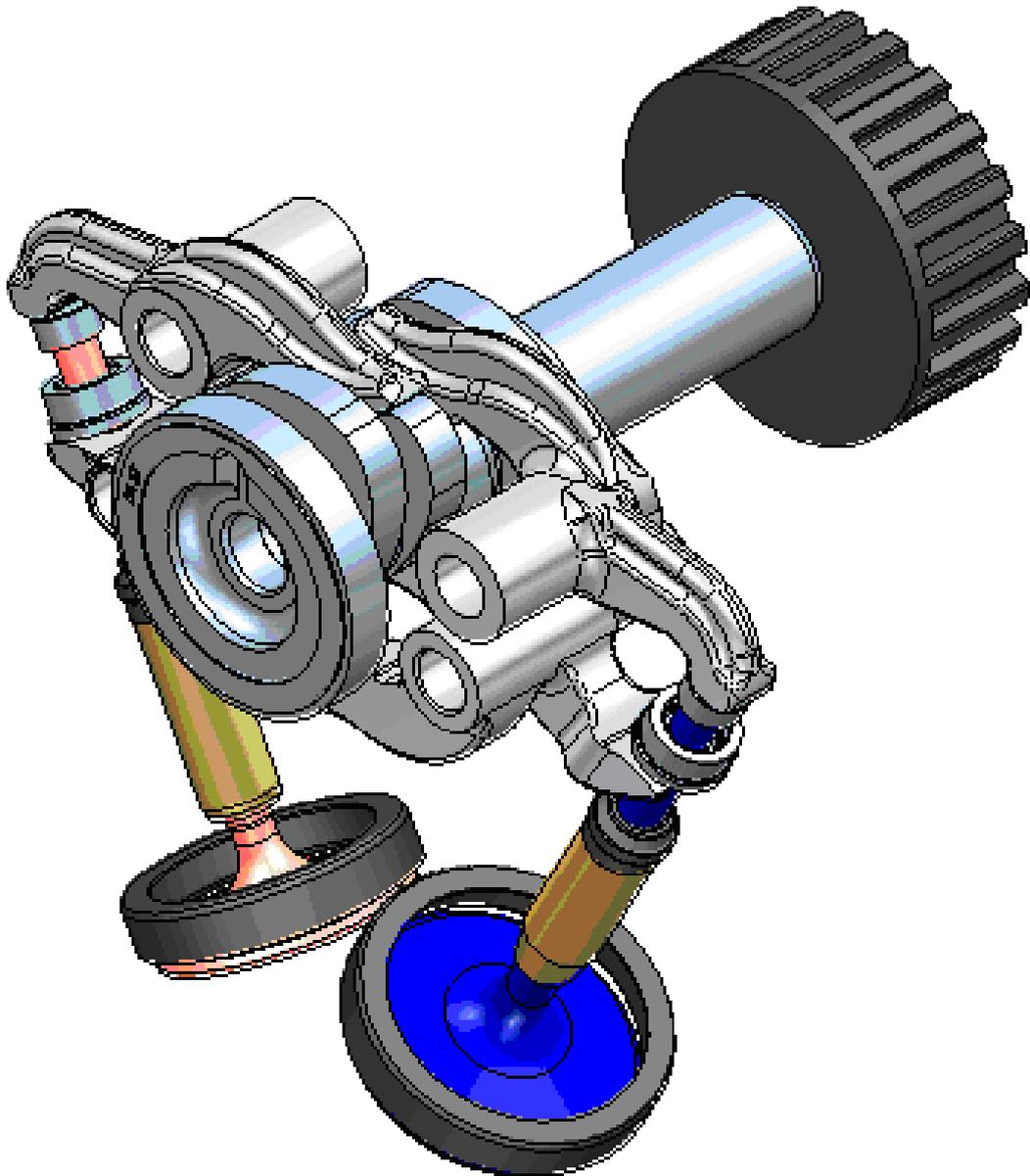


CAMMA CHIUSURA SCARICO

A4	Disegnatore CHIEREGATO MARCO	Q.tà 1	T. Superficiale .	Scala 1:1	Quote senza indicazione di tolleranza. Grado di precisione Medio UNI ISO 2768. Alberi - ; fori +
	Visto	Data 21/06/2011	T.Termico .	Materiale .	
Denominazione CAMMA CHIUSURA SCARICO					Dimensioni
N° Disegno 004					
					da 0,5 a 6 ±0,1
					oltre 6 a 30 ±0,2
					oltre 30 a 120 ±0,3
					oltre 120 a 400 ±0,5
					oltre 400 a 1000 ±0,8
					oltre 1000 ±1,2

RELAZIONE TECNICA DESMODROMICO

<p>I.I.S. ALDINI-VALERIANI BOLOGNA A.S. <u>2008/2009</u></p>	<p>LABORATORIO TECNOLOGICO RELAZIONE ALBERO DUCATI</p>	<p>COMPILATO DA CHIEREGATO MARCO</p>
--	--	---



APPARECCHI ADOPERATI	NORME DI' RIFERIMENTO
1 <u>DUROMETRO BRINNEL</u> .	1 <u>UNI 7845</u> .
2 <u>QUANTOMETRO (ANALISI CHIMICA)</u> .	2 _____ .
3 _____ .	3 _____ .
4 _____ .	4 _____ .

Lo stampo dell'albero a noi fornitoci prevede (come riportato sul cartiglio) :

- | | | | |
|---|---|---|------------------|
| <p>1. BONIFICA = tempra + rinvenimento
 2. NITRURAZIONE</p> | } | → | 39NiCrMo3 |
|---|---|---|------------------|

Per poter riscontrare che il materiale che compone lo stampo è un **39NiCrMo3** si esegue l'analisi chimica e metallografica.

3. **UNA DUREZZA (HBW) = 216 ÷ 315**

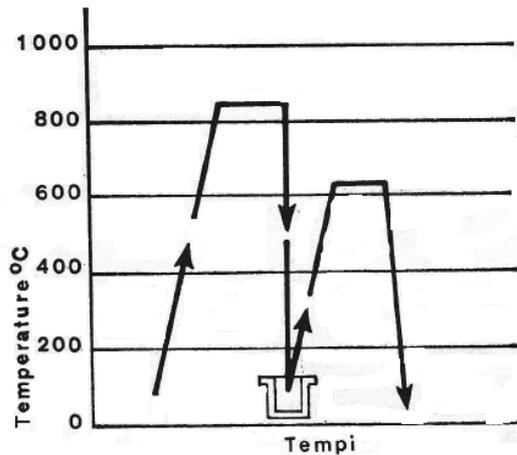
Per poter riscontrare che il materiale che compone lo stampo è un **39NiCrMo3** si esegue la prova di durezza Brinell (HBW)

RINVENIMENTO

Si definisce rinvenimento quel trattamento termico consistente nel "riscaldamento a temperatura inferiore all'intervallo critico di un prodotto siderurgico temprato". Esso può essere seguito da raffreddamento lento (in forno o all'aria) o rapido (in olio o in acqua).

Il raffreddamento rapido è consigliato per gli acciai legati al nichel o al cromo che con il raffreddamento lento, assumerebbero una fragilità particolare detta appunto fragilità da rinvenimento.

Il complesso dei due trattamenti termici successivi di tempra e rinvenimento viene comunemente indicato col nome di bonifica e lo potremo rappresentare schematicamente come nella figura successiva.



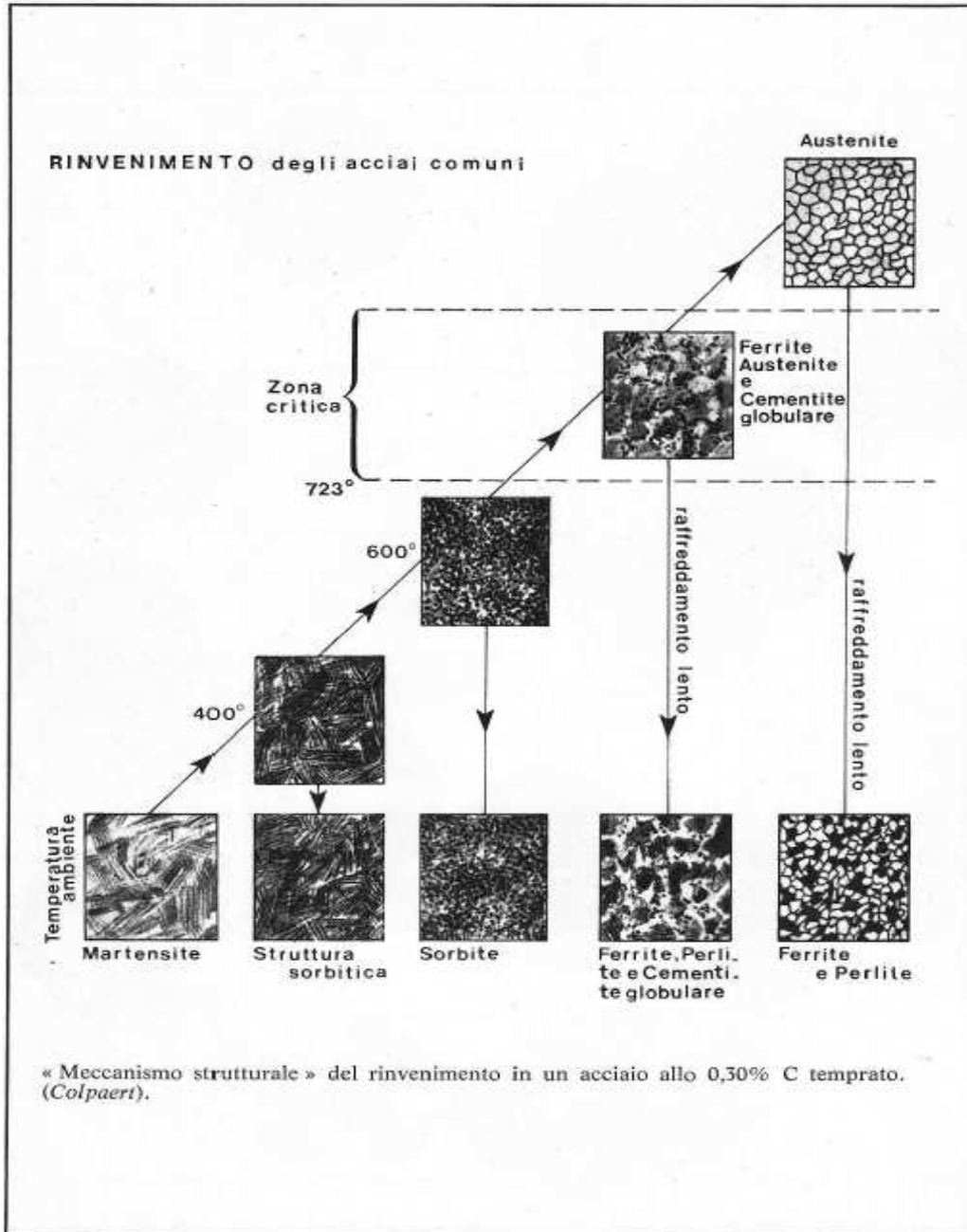
Per effetto del rinvenimento, la durezza, di un acciaio temprato viene alquanto attenuata, come pure la resistenza alla trazione ed il limite di snervamento, e crescono notevolmente allungamento e resilienza. L'acciaio temprato e rinvenuto o, come suol dirsi, bonificato, è pertanto lavorabile dell'utensile, resistente e tenace, secondo un opportuno compromesso. La struttura dell'acciaio temprato e rinvenuto è generalmente sorbitica ed è tanto più fine quanto più bassa è la temperatura di rinvenimento, tanto più grossolana e tendente alla perlite quanto più è alta la temperatura del rinvenimento stesso.

Come temperature di rinvenimento si possono scegliere tutte quelle comprese fra 100-150 ° C e 650 - 700 ° C a seconda delle caratteristiche meccaniche che si vogliono ottenere.

Alle più basse temperature si rinvenono in particolare, gli acciai cementati e temprati, e alcuni da utensili. In questi casi il rinvenimento non porta mai a una diminuzione sensibile della durezza, ma piuttosto ad una attenuazione delle tensioni che sempre la tempra induce (distensione) e ad una stabilizzazione dimensionale dei pezzi.

Gli acciai da costruzione detti "da bonifica" si rinvenono dopo tempra nell'intervallo 600-680 ° C e, nel complesso, questi acciai, sia al carbonio che legati, temprati e rinvenuti nell'intervallo di temperatura suddetto, sono quelli che, ai fini pratici presentano le caratteristiche globali più interessanti .

Un , illustrazione schematica del rinvenimento ci viene data dalla tabella sottostante:



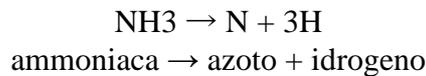
Partendo dall'acciaio con 0,30% C reso martensitico con la tempra, con riscaldamento a 400 ° C , 600 ° C , la martensite perde la sua conformazione aciculare per dar luogo ad altre strutture ad elementi via via più fini ed uniformi, denominate sorbiti. La sorbite classica è quella che si ottiene per rinvenimento piuttosto spinto, generalmente nel campo 550-650 ° C. In pratica si sceglierà la temperatura di rinvenimento atta a promuovere le caratteristiche che meglio rispondono alle esigenze della costruzione.

NITRURAZIONE

La nitrurazione è un trattamento di cementazione con azoto proveniente da ammoniacca parzialmente dissociata, che si effettua a circa 500 ° C allo scopo di impartire alla superficie una elevatissima durezza (1100 - 1200 Vickers).

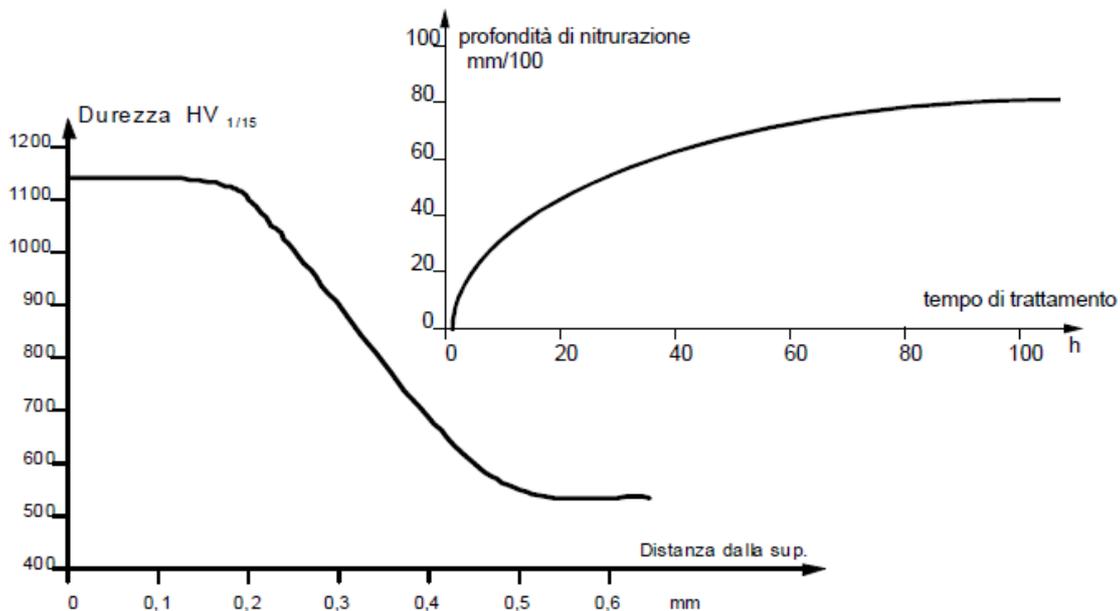
L'indurimento superficiale è dovuto alla formazione di azoturi (di alluminio, cromo, ecc.) assai duri, e la penetrazione dell'azoto nell'acciaio avviene con velocità circa 1/10 di quella con cui si compie la diffusione del carbonio.

Ciò avviene per la nucleazione od incipiente sub-microprecipitazione di nitruri o carbonitruri in scala atomica nello strato di diffusione, che s'indurisce fortemente per uno spessore variabile da 0,1 a 0,5 mm (talvolta anche 0,7÷1,0 mm) a seconda del tipo d'acciaio e d'impiego. Gli acciai destinati alla nitrurazione hanno il tenore di carbonio proprio dagli acciai da bonifica e contengono alcuni elementi, quali il Cr e Al, atti a facilitare l'assorbimento e la diffusione dell'azoto i pezzi da nitrurare, preventivamente bonificati, vengono immessi in forno alla temperatura di 500÷550 ° C e l'apporto di azoto è fornito da una corrente di ammoniacca che, alla temperatura del trattamento, si decompone secondo:



Data la tendenza dell'azoto atomico a trasformarsi in azoto molecolare, è necessario rinnovare continuamente l'ammoniaca attorno ai pezzi da nitrurare. Lo strato nitrurato è composto di due zone: quella esterna, a più alto tenore di azoto, è detta anche "coltre bianca" è molto fragile e deve essere alla fine eliminata per diffusione. Durante la nitrurazione la formazione di questa zona è necessaria per facilitare la diffusione dell'azoto in profondità. La seconda zona, meno ricca di azoto ha durezza inferiore, è meno fragile e presenta ottime proprietà di resistenza all'usura.

La nitrurazione avviene a temperatura più bassa di quella di rinvenimento perciò rende possibile l'esecuzione della nitrurazione su pezzi già bonificati e finiti di utensile perché causa distorsioni e variazioni dimensionali minime.



Variatione della durezza in base alla distanza dalla superficie

OGGETTO : studio del pezzo stampato in **39NiCrMo3** e confronto con la norma **UNI 7845** per ricavare l'albero desmodromico.

CARATTERISTICHE DEL 39 NiCrMo3 SECONDO UNI 7845



IMS S.p.A.
acciai speciali

39NiCrMo3
Normativa di riferimento UNI 7845
Reference Standard UNI 7845

Corrispondenze
Comparable standards

SIAU	DIN	W.N.	AFNOR	BS	AISI/SAE
NCM2	(36CrNiMo4)	(1.6511)	(40NCD3)	-	(9840)

Composizione
Chemical analysis

C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	P e S
.35±.43	.50±.80	.15±.40	.60±1.00	.70±1.00	.15±.25	≤ .035

Temperature per la lavorazione a caldo ed il trattamento termico
Hot work and heat treatment temperatures

Punti critici Critical points	Fucinatura Forging	Normalizzazione Normalization	Ricottura subcritica Subcritical annealing	Ricottura isoterma Isothermal annealing	Tempra Hardening	Rinvenimento Tempering
Ac1 740						
Ac3 790	1100±900	850±880	650±700	810±880	830±860	550±650
Ms 330				650x3h	olio / oil	

Caratteristiche meccaniche / Mechanical properties

Stato Condition	Saggio Ø mm. Specimen Ø mm.	Re min. N/mm ²	Rm N/mm ²	A min. %	KCU min. J	Durezza HB allo stato HB hardness in the following conditions	
	16	785	980±1180	11	30	Ricotto lavorabile / Soft-annealed	≤ 240
Bonificato	> 16	735	930±1130	11	30	Ricotto isoterma / Isothermal annealed	180±240
Hardened	> 40	685	880±1080	12	30	Ricotto sferoidale / Spheroidal annealed	≤ 206
and	> 100	635	830±980	12	30		
tempered	> 160 ≤ 250	540	740±880	13	30		

Temprabilità
Hardenability

HRC / % Martensite	Diametro temprabile mm. / Hardenable diameter mm.
90% 50%	olio / oil acqua / water
53 42	85 120

CARATTERISTICHE DELL'ALBERO DUCATI (CARTIGLIO)

DUCATI MOTOR		Destinazione della copia:	Data della copia:	Visto:
		DISEGNATO CON SISTEMA CAD Pro/ENGINEER		
<small>Disegno di proprietà della Ducati Motor S.p.A. Diffusione e riproduzione vietata ai termini di legge senza nostra autorizzazione</small>		Materiale:	Caratteristiche meccaniche:	
CF	OM	39NiCrMo3 UNI7845	R (N/mm ²):	880-1080 HB: 261-315
2	X		Rp _{0.2} (N/mm ²):	685 min HRC: -
Disegnatore:	Data:	Trattamenti termici:	Re (N/mm ²):	- HV: -
Albertini	15-Apr-05	VEDI NOTE	A%:	12 min. Sh: -
Controllato da:	Visto:	Finitura superficiale/colore:	Massa (kg):	0.436 Foglio: 1/1
<i>Palusa</i>	<i>Deledda</i>	-	Tolleranze generali:	ISD 2768-mK
	Scala:		Sostituisce:	
	1/1		Codice disegno:	Edizione
Modello: 1000 2V Euro3		Gruppo: TESTA	SD 148.225	1
ALBERO DISTR. TESTA ORIZZONTALE				

SCOPO : verificare che i dati riportati sul cartiglio della Ducati di durezza (HBW) e quelli di analisi chimica siano concordi con la normativa UNI 7845

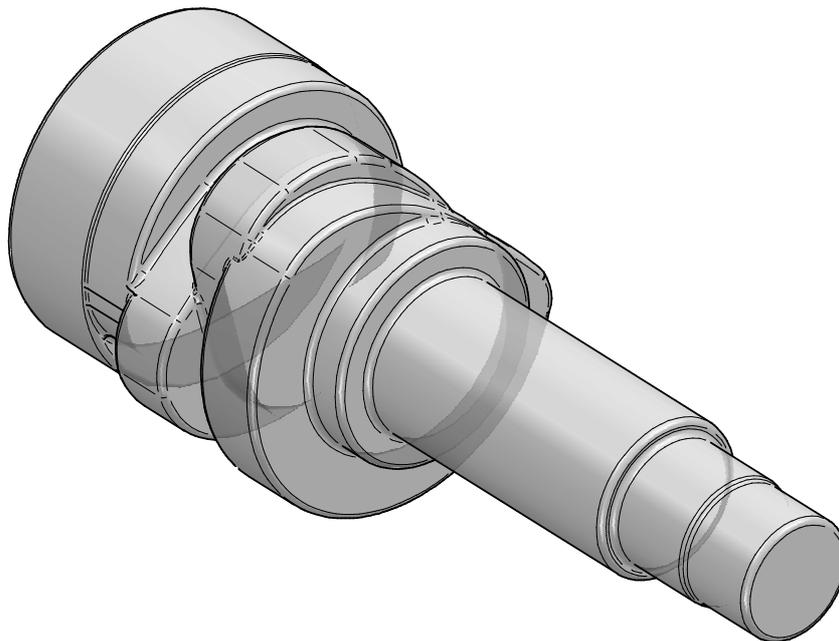
Per poter verificare che i dati siano attendibili si prendano due alberi, dove il primo lo sezioniamo in due punti, che sono precisamente A e B oltre che alla superficie più grande (ovvero quella che è di $\varnothing 49f8$) che la chiameremo G; mentre il secondo albero lo sezioniamo in maniera orizzontale in modo da capire come sono orientate le fibre al suo interno.

Una volta tagliato il primo albero e il secondo rispettivamente nelle sezioni spiegate precedentemente si proceda (su ogni superficie) all'analisi chimica, metallografica e alla prova di durezza Brinnel nelle condizioni standard (minimo di 3 prove sulle superfici superficie G e A1, in modo da ricavarne un valore medio).

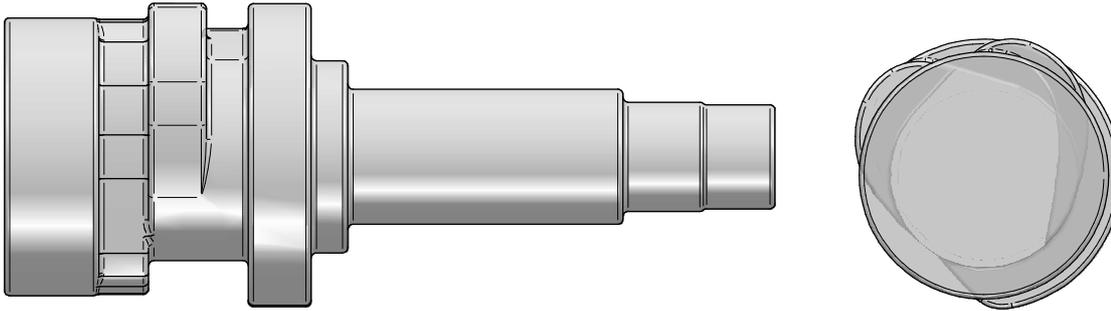
DUREZZA BRINNEL

Consiste nel premere una sfera di materiale duro, di prestabilito diametro D sulla superficie del pezzo con un carico F espresso in Newton. Nelle condizioni standard viene utilizzato un penetratore sferico di acciaio duro di diametro 10 mm con un carico di 29400N (3000 Kg) applicato per 15 secondi. Il carico da applicare, che deve essere perpendicolare alla superficie di prova, dipende dal diametro del penetratore utilizzato e dal materiale in prova. Questa prova si fa su materiali teneri o di media durezza.

STAMPO ALBERO DUCATI



CHIEREGATO MARCO SUPERFICIE G



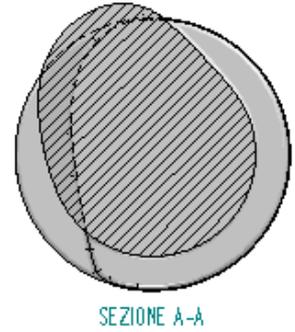
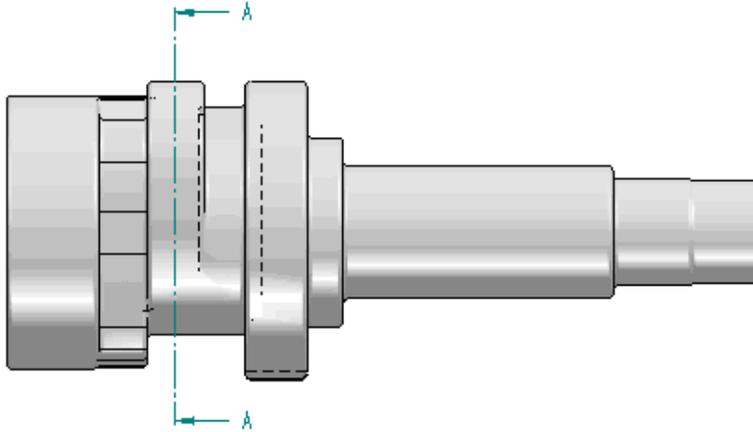
ANALISI CHIMICA

C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	Mo %
0.40	0.21	0.73	0.010	0.009	0.71	0.17
0.00	0.00	0.00	0.000	0.000	0.00	0.00
0.136	0.737	0.318	3.309	4.430	0.178	0.310
Ni %	Al %	Co %	Cu %	Nb %	Ti %	V %
0.72	0.0252	0.01	0.13	<0.00	0.0081	0.00
0.01	0.0001	0.00	0.00	0.00	0.0001	0.00
0.916	0.468	4.791	1.819	22.366	1.799	1.443
W %	Pb %	Sn %	As %	Zr %	B %	N %
0.02	<0.001	0.008	0.014	0.0025	0.0002	<0.0010
0.00	0.000	0.000	0.000	0.0000	0.0000	0.0196
4.105	4.542	3.105	2.502	1.620	3.530	1958.55
Fe %						
96.82						
0.01						
0.013						

DUREZZA HBW

<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell: 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1: 3445.0 um</p> <p>D2: 3447.6 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 311.4</p> <p>Valore convertito:</p> <p>N/mm2 = 1028.9</p>	<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell: 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1: 3445.0 um</p> <p>D2: 3427.2 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 313.3</p> <p>Valore convertito:</p> <p>N/mm2 = 1035.4</p>	<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell: 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1: 3442.5 um</p> <p>D2: 3429.7 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 313.3</p> <p>Valore convertito:</p> <p>N/mm2 = 1035.4</p>
---	---	---

CHIEREGATO MARCO SUPERFICIE A1



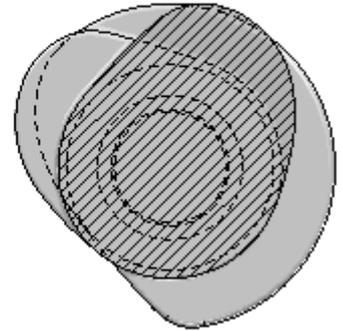
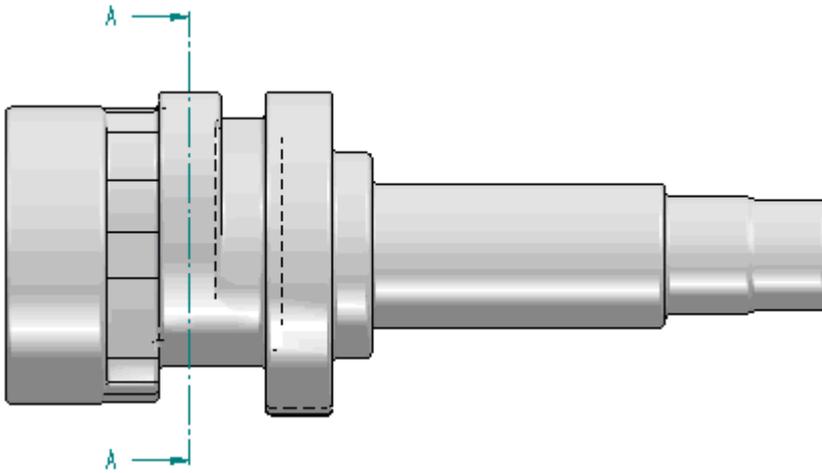
ANALISI CHIMICA

C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	Mo %
0.399	0.210	0.689	0.010	0.002	0.544	0.198
0.396	0.223	0.689	0.011	0.002	0.543	0.204
0.389	0.199	0.679	0.010	0.002	0.541	0.200
Ni %	Al %	Co %	Cu %	Nb %	Ti %	V %
0.751	0.0320	0.021	0.216	<0.001	0.003	0.003
0.786	0.0301	0.024	0.219	<0.001	0.003	0.004
0.743	0.0291	0.022	0.217	<0.001	0.003	0.003
W %	Pb %	Sn %	As %	Zr %	Ca %	Ce %
<0.010	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0017	0.002
0.012	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0010	0.003
<0.010	<0.001	0.008	0.006	<0.0010	0.0009	0.002
Sb %	B %	Zn %	N %	Fe %		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.90		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.83		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.94		

DUREZZA HBW

<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell : 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1 : 3445.0 um</p> <p>D2 : 3450.1 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 311.2</p> <p>Valore convertito :</p> <p>N/mm2 = 1028.0</p>	<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell : 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1 : 3501.1 um</p> <p>D2 : 3501.1 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 301.4</p> <p>Valore convertito :</p> <p>N/mm2 = 1000.3</p>	<p>Misura</p> <p>Parametri test</p> <p>Durata: 15 sec</p> <p>Carico: 3000 Kgf</p> <p>Sfera Brinell : 10.0 mm</p> <p>Diagonali</p> <p>D1 : 3432.3 um</p> <p>D2 : 3432.3 um</p> <p>Durezza</p> <p>HB = 314.1</p> <p>Valore convertito :</p> <p>N/mm2 = 1038.3</p>
--	--	--

CHIEREGATO MARCO SUPERFICIE A2



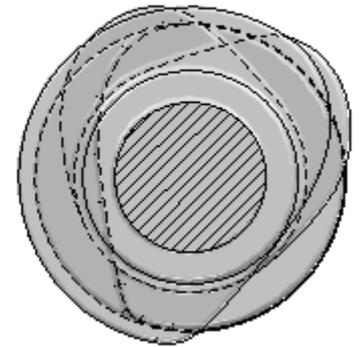
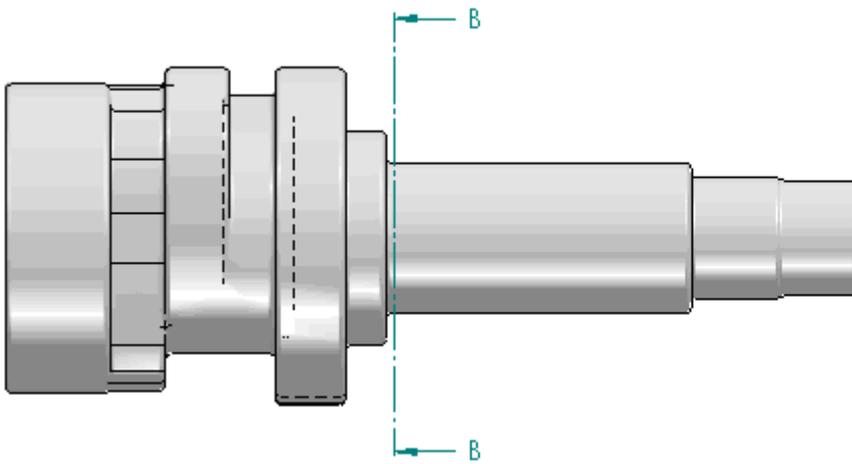
SEZIONE A-A



ANALISI CHIMICA

C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	Mo %
0.405	0.210	0.687	0.011	0.002	0.543	0.202
0.417	0.224	0.677	0.011	0.002	0.542	0.201
0.395	0.216	0.685	0.011	0.002	0.541	0.202
Ni %	Al %	Co %	Cu %	Nb %	Ti %	V %
0.772	0.0293	0.025	0.219	<0.001	0.003	0.003
0.783	0.0317	0.023	0.219	<0.001	0.004	0.003
0.766	0.0301	0.027	0.217	<0.001	0.004	0.003
W %	Pb %	Sn %	As %	Zr %	Ca %	Ce %
0.013	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0010	0.003
0.011	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0021	0.003
0.019	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0019	0.003
Sb %	B %	Zn %	N %	Fe %		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.86		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.83		
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.86		

CHIEREGATO MARCO SUPERFICIE B



SEZIONE B-B



ANALISI CHIMICA

C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cr %	Mo %
0.396	0.240	0.686	0.011	0.002	0.543	0.199
0.395	0.253	0.682	0.010	0.002	0.540	0.200

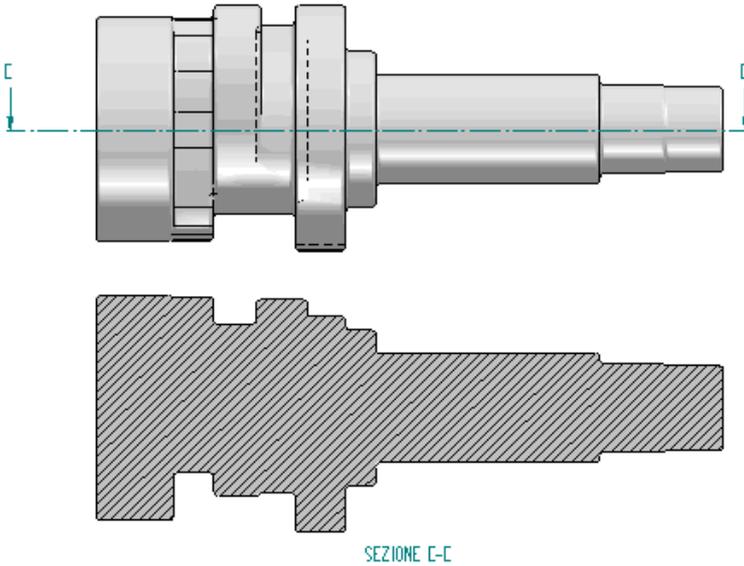
Ni %	Al %	Co %	Cu %	Nb %	Ti %	V %
0.767	0.0288	0.020	0.217	<0.001	0.003	0.003
0.765	0.0298	0.023	0.213	<0.001	0.003	0.004

W %	Pb %	Sn %	As %	Zr %	Ca %	Ce %
<0.010	<0.001	0.009	0.006	<0.0010	0.0003	0.002
<0.010	<0.001	0.008	0.006	<0.0010	0.0003	0.003

Sb %	B %	Zn %	N %	Fe %
<0.001	0.0004	<0.0010	<0.0010	96.86
<0.001	0.0003	<0.0010	<0.0010	96.86

ANALISI METALLOGRAFICA

L'analisi metallografica serve per verificare la deformazione plastica dello stampaggio in modo da individuare l'andamento delle fibre nelle zone di variazione dimensionale non siano sparse ma che seguano il contorno, nel nostro caso l'andamento delle fibre segue le variazioni dimensionali e quindi presenta ottime caratteristiche meccaniche. per l'attacco chimico è stata usata una soluzione di 50% H₂O, di 50% HEL a 80°C per circa 8 ore



RACCOLTA DATI

SUPERFICIE	HBW (MEDIA)	SUPERFICIE	ANALISI CHIMICA
NORMA	≤ 206		C = 0,35 : 0,43 Mn = 0,50 : 0,80 Si = 0,15 : 0,40 Cr = 0,60 : 1,00 Ni = 0,60 : 1,00 Mo = 0,15 : 0,25
G	312,4	G	C = 0,40 Mn = 0,73 Si = 0,21 Cr = 0,71 Ni = 0,72 Mo = 0,17
A1	308,9	A1	C = 0,39 Mn = 0,68 Si = 0,21 Cr = 0,54 Ni = 0,75 Mo = 0,19
		A2	C = 0,4 Mn = 0,68 Si = 0,21 Cr = 0,54 Ni = 0,77 Mo = 0,20
		B	C = 0,39 Mn = 0,68 Si = 0,24 Cr = 0,54 Ni = 0,76 Mo = 0,19

CONCLUSIONI

Il grezzo a noi fornito dalla DUCATI rispetta la normativa UNI 7845 perché come riscontrato dall'analisi chimica si può riscontrare che i valori dei composti rientrano negli intervalli previsti dalla normativa e che la media delle prove di durezza (Brinell) effettuate sulle superfici G e A1 rientrano nei parametri previsti

***DISENO 3D/2D CON PROFILO LOBI E
SENZA PROFILO LOBI***

CICLO DI LAVORO

UTILIZZATO PER LA REALIZZAZIONE

DEL PEZZO

I.I.S. ALDINI VALERIANI e SIRANI (BO)
 Materiale: 39NICrMo3
 Stato: STAMPATO A CALDO
 Sovrametallio:

CICLO DI LAVORAZIONE

Dis.N° 5A07_Ciclo N°5A07_Foglio 3
 Compilato: 5A07
 Controllato:
 Data: 10-05-2011

Quantità: 1
 Denominazione: ALBERO A CAMME

Oper.	Schizzo Dimostrativo	Fase N°	Descrizione	Macchina	Utensili	Attrezzi	Calibri	Vt m/1	n giri/1	a mm/deg	Prof mm	Corso mm	Tempo di lav 1/100 di min.	Affilatura dopo lavoro N.pez	Note
100		0.1	MONTAGGIO PEZZO SU AUTOCENTRANTE (MORSETTI TENERI)	TORNO PARALLELO											
		0.2	MONTAGGIO PUNTA #6.8	"	"										
		0.3	ESECUZIONE FORATURA CON AVANZAMENTO TOPOMOBILE #6.8X25	"	PUNTA #6,8 UN 6022		1/20	12	650	1000		25			
		0.4	ESECUZIONE SVASATURA	"	LESINATORE 8,5 UN 8084										
		0.5	SMONTAGGIO PEZZO E CONTROLLO FORO	"											
		0.1	ROTAZIONE DEL PEZZO DI 180° SU AUTOCENTRANTE	TORNO PARALLELO											
		0.2	MONTAGGIO PUNTA #15	"	PUNTA BLOCCALE #15 UN 6022										
		0.3	ESECUZIONE FORATURA CON AVANZAMENTO TOPOMOBILE #15X105	"	"		1/20	14.6	310	1000		105			
			ESEGUIRE SMIUSSO "Y" 1X45°	"			1/20	18	390	1000		1			
		0.4	MONTAGGIO UTENSILE PER INTERNI	"	UTENSILE 10X10 C UN 6285										
		0.5	ESECUZIONE CAVA IN "A" CON Rg = 4	"	"		1/20	42	390	0.2	0.5	5			
		0.6	SMONTAGGIO PEZZO, CONTROLLO FORO E CAVA	"											
		0.1	MONTAGGIO PEZZO SU FRESATRICE VERTICALE	FRESATRICE VERTICALE											
		0.2	MONTAGGIO FRESA #6	"	FRESA CLINDRICA PER CAVITÀ #6 UN 80 1041/1										
		0.3	ESECUZIONE CAVA PER FASATURA A 75°	"	"		1/20	4.5	235	1000		0.5	3		
		0.4	SMONTAGGIO E CONTROLLO PEZZO	"											
		0.1	MONTAGGIO PEZZO SU FRESATRICE VERTICALE	FRESATRICE VERTICALE											
		0.2	MONTAGGIO FRESA #13.5	"	FRESATRICE PER CAVITÀ DI LINGUETTE A DISCO UN 8263										
		0.3	ESECUZIONE FRESATURA PER LINGUETTA A DISCO SU SUPERFICIE "F"	"	"		1/20	14.4	340	1000		0.5	3		
		0.4	SMONTAGGIO E CONTROLLO PEZZO	"											
		0.1	MONTAGGIO PEZZO SU AUTOCENTRANTE	TORNO PARALLELO											
		0.2	ESECUZIONE FILETTATURA M15 X 1.5	"	FILETTA M15 X 1.5		1/20							14	
		0.3	SMONTAGGIO E CONTROLLO PEZZO	"											

Schizzo Dimostrativo

