



ISFOA
ISTITUTO SUPERIORE DI FINANZA E DI ORGANIZZAZIONE AZIENDALE
ISTITUZIONE PRIVATA SVIZZERA DI ISTRUZIONE SUPERIORE UNIVERSITARIA E DI RICERCA ACCADEMICA DI QUALITÀ
INTERNAZIONALE PERSONA GIURIDICA LEGALMENTE COSTITUITA ED AUTORIZZATA AI SENSI DEGLI ARTICOLI 60 E SEGUENTI DEL
CODICE CIVILE SVIZZERO HOCHSCHULE FÜR SOZIALWISSENSCHAFTEN UND MANAGEMENT



Libera e Privata Università di Diritto Internazionale

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

**Specializzazione in Ingegneria Industriale Indirizzo
Progettuale Meccanico Classe LM 33**

Tesi di Laurea Magistrale

**STUDIO DEL MOTO E CALCOLO STRUTTURALE
DELLA BIELLA DI UN MOTORE A COMBUSTIONE
INTERNA**

Relatore: Prof. Stefano Masullo

Laureando: Maurizio Fornaciari

ANNO ACCADEMICO 2025/2026

Sommario

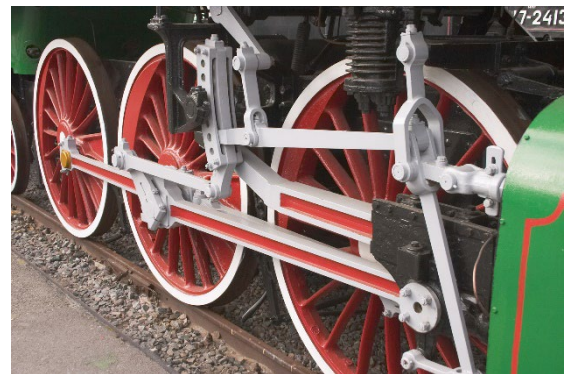
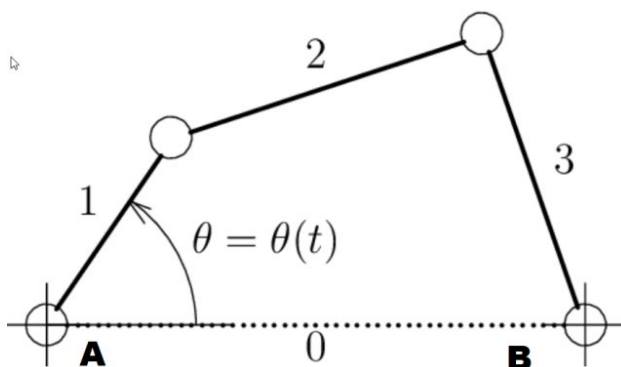
INTRODUZIONE	4
1 CONSIDERAZIONI GENERALI SULLA BIELLA	5
1.1 Descrizione delle principali fasi del ciclo di lavoro di un motore a 4 tempi	7
1.2 Descrizione delle principali fasi del ciclo di lavoro di un motore a 2 tempi	8
1.3 Confronto tra motori a due e quattro tempi	9
2 CLASSIFICAZIONE DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA	11
2.1 Ciclo Otto e ciclo Diesel	11
2.2 Confronto fra il ciclo Otto e il ciclo Diesel	12
2.3 Geometria del motore a 4 tempi	12
2.4 Fasi del ciclo otto a 4 tempi a ciclo Otto	13
2.5 Analisi delle fasi in un motore a 4 tempi a ciclo Otto	14
2.5.1 Aspirazione	14
2.5.2 Compressione	15
2.5.3 Combustione ed espansione	16
2.5.4 Espulsione e scarico	16
3 DAL CICLO IDEALE ALLA REALTÀ. IN ANTICIPO O IN RITARDO?	17
3.1 La distribuzione e la fasatura del sistema di alimentazione	17
3.2 L'incrocio delle due valvole di aspirazione e scarico	18
3.3 Differenza di pressione tra le due vene fluide	19
3.4 L'influenza sul "carattere" del motore in base alle scelte del progettista	20
4 GENERALITÀ SULLA BIELLA COME ELEMENTO DI CONGIUNZIONE TRA PISTONE E MANOVELLA	21
5 CONSIDERAZIONI PRELIMINARI RELATIVE AL COMPONENTE BIELLA	26
5.1 Disegno e materiali	26
5.2 Bielle tipo F1	27
5.3 Bielle fratturate	28
5.4 Fusti di biella	31
5.5 Superfici di separazione fresate o levigate	31
5.6 Separazione diritta e obliqua	32
5.7 Superfici di separazione fratturate	32
5.8 Descrizione degli elementi della biella	33
5.9 Bielle Fork and blade	34
5.10 Bielle in Acciaio	36
5.11 Bielle in Titanio	36
5.12 Bielle ad H	38
5.13 Bulloni di biella	39
6 DESCRIZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO DI UN MOTORE A 4 TEMPI A CICLO OTTO O BEAU de ROCHAS	40

6.1 Ciclo Otto ideale	40
6.2 Ciclo Otto indicato (reale)	41
6.3 Ciclo Sabathè come precisazione rispetto al ciclo otto	45
6.4 Limitazioni nella trattazione tecnica	47
7 ANALISI DEL MANOVELLISMO E CINEMATICA DI MOVIMENTO	48
7.1 Terminologia adottata	48
8 CINEMATICA DEL MANOVELLISMO ORDINARIO CENTRATO	49
8.1 Determinazione della legge del moto del punto P (pistone o stantuffo)	49
8.2 Calcolo della legge di variazione della velocità del piede di biella	52
8.3 Calcolo della legge di variazione della accelerazione del piede di biella	55
8.4 Diagramma delle accelerazioni del piede di biella	58
9 ANALISI DINAMICA E VALUTAZIONE DELLE FORZE CHE AGISCONO SULL'ELEMENTO BIELLA	61
9.1 Generalità	61
9.2 Equazioni cinematiche del manovellismo ordinario centrato	61
9.3 Forze esterne agenti sul manovellismo	63
9.4 Forze d'inerzia sugli organi dotati di moto rettilineo alternato e moto rotatorio con velocità angolare ritenuta costante	64
10 SCOMPOSIZIONE DELLA BIELLA	68
10.1 Masse di sostituzione della biella (richiami teorici)	68
10.1.1 Punti chiave delle masse di sostituzione:	68
10.2 Condizione di moto piano	69
10.3 Scomposizione della biella	72
11 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DI UNA BIELLA CON TESTA IN DUE PEZZI	76
12 TERMINOLOGIA ADOTTATA E DEFINIZIONE DELLE AZIONI	79
12.1 Premessa	79
12.2 Generalità	80
12.3 Definizione delle sollecitazioni	81
13 DATI DI PROGETTO	85
14 SCELTA DEL MATERIALE	86
14.1 Confronto tra acciai e leghe leggere	86
15 VERIFICA DELLE SEZIONI PIU' SOLLECITATE	88
15.1 Osservazione sulla verifica a trazione	88
15.2 Calcolo del fusto di biella	89
15.3 Verifica a trazione	89
15.4 Verifica a compressione	90
15.5 Verifica a carico di punta	91
15.6 Calcolo del fusto di biella a flessione (colpo di frusta)	93
15.7 Calcolo del piede di biella	101

15.8 Calcolo della testa di biella	104
15.9 Calcolo del cappello di biella.....	106
15.10 Verifica delle viti di collegamento	110
15.11 Grafici e diagrammi utilizzati nelle varie verifiche.....	112
16 CONSIDERAZIONI SULLA VELOCITA' MEDIA DEL PISTONE.....	114
16.1 Capire i motori. L'importanza della velocità media del pistone.	114
17 CONCLUSIONI.....	117
18 SEMPLICE ESEMPIO DI CALCOLO TRATTO DA UN ARTICOLO	119

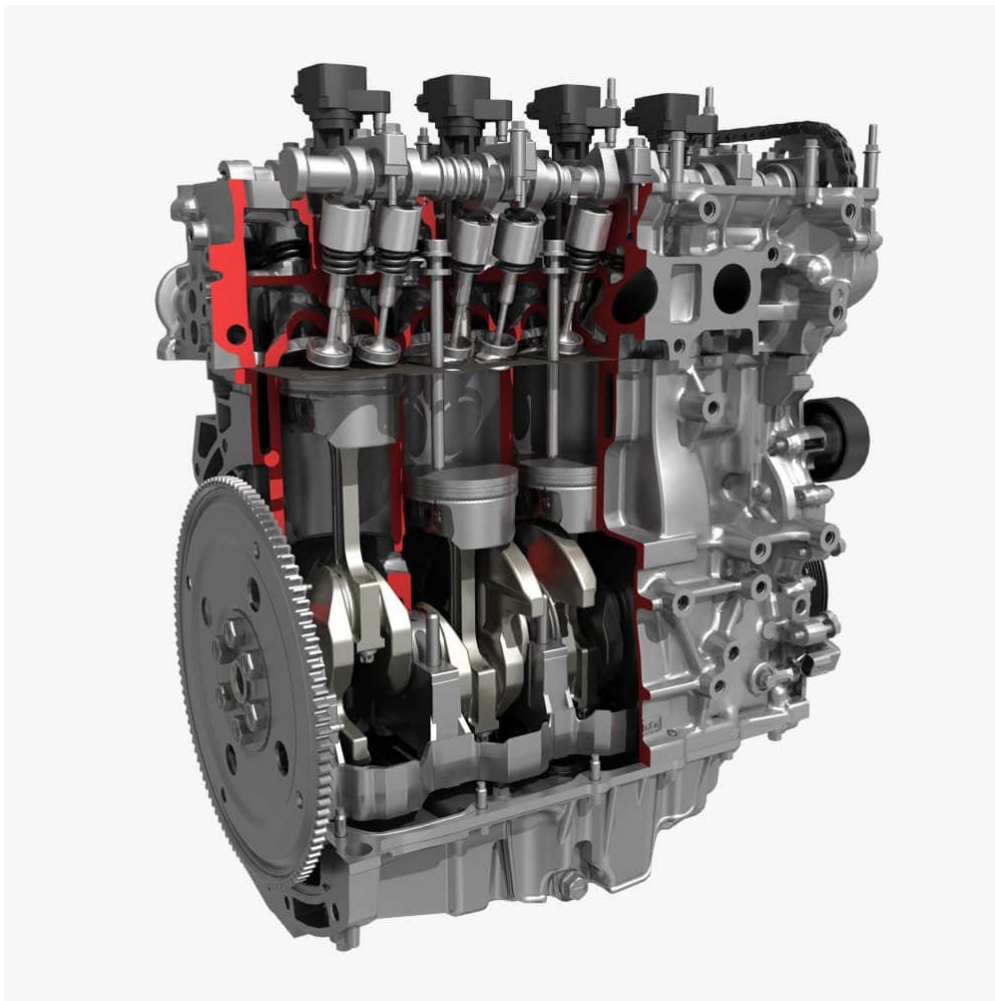
INTRODUZIONE

Lo studio descritto nella presente tesi, racchiude alcune considerazioni raccolte in ambito professionale e supportate da conferme ottenute da alcuni articoli apparsi su autorevoli riviste di settore, nonché da lezioni tenute da docenti durante i corsi universitari sostenuti dallo scrivente. I riferimenti didattici sono comuni alle lezioni dei corsi di Meccanica applicata alle Macchine e Costruzioni di Macchine, in diverse Facoltà di Ingegneria. In particolare nella presente trattazione si considera il bizzarro e alle volte contro intuitivo moto della biella in un motore a combustione interna. Oltre all'analisi cinematica e dinamica, si eseguirà il relativo calcolo strutturale in base alle sollecitazioni, tipiche del moto alternato e rotatorio degli elementi, create dalla combustione del fluido operatore. L'elemento biella generica studiata nei corsi di meccanica applicata alle macchine implica diverse definizioni in base all'applicazione specifica. Nel quadrilatero articolato la biella è l'elemento di collegamento di altri elementi costituenti il meccanismo articolato come il pantografo oppure il parallelogramma. In questi meccanismi articolati, la biella (2) compie un moto di rototraslazione tipico dell'elemento di collegamento della manovella (1) e del bilanciere (3) tramite opportune coppie rotoidali.



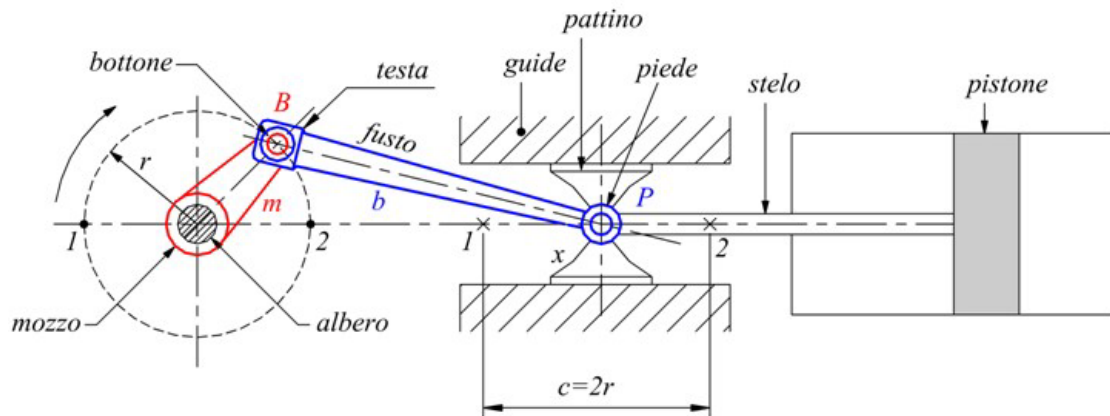
1 CONSIDERAZIONI GENERALI SULLA BIELLA

Nel presente studio si considera un quadrilatero articolato centrato, meglio definito come manovellismo di spinta centrato. Il manovellismo di spinta è un meccanismo che trova larghissima diffusione nelle applicazioni meccaniche. Ne è un esempio notevole il suo impiego nei motori endotermici per trazione terrestre, navale, aerea o per specifici utilizzi.



Il meccanismo nella sua versione più semplice monocilindrica, è composto da un membro rotante (manovella), incernierato al telaio (basamento del motore) ed a un membro intermedio (biella); la biella a sua volta è incernierata ad un membro detto pistone che può avere un moto traslatorio alterno poiché è collegato al telaio (cilindro)

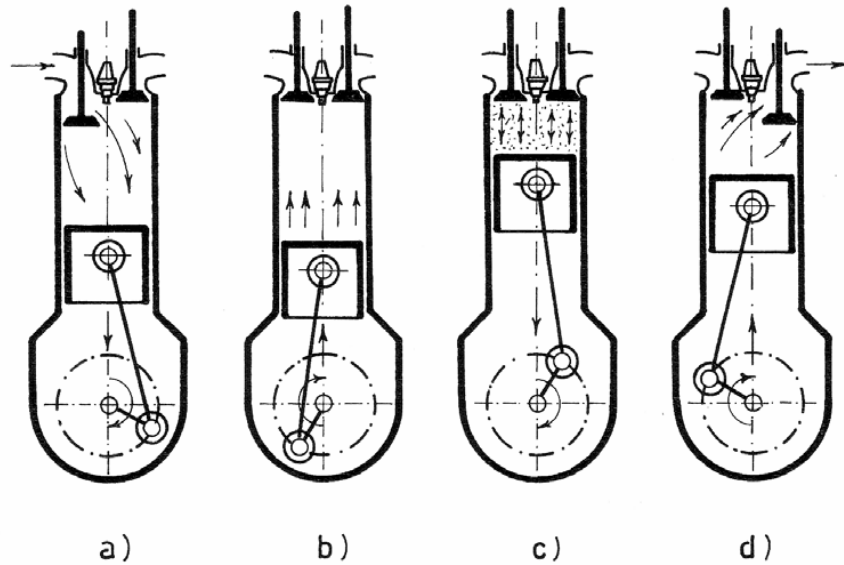
mediante una coppia prismatica che consente un unico moto rettilineo traslatorio. Lo scopo di questo tipo di meccanismi può essere vario: pura trasformazione di un moto rotatorio in un moto rettilineo alterno;



trasformazione di potenza generata da una forza che agisce sul pistone, in una potenza all'albero motore (motore endotermico); trasformazione di una potenza all'albero in energia di compressione di un gas (compressore di aria); o altra applicazione dove è necessaria la trasformazione di un moto rettilineo in moto rotatorio (tipico meccanismo di traslazione delle locomotive a vapore). Un esempio pratico è visibile nelle locomotive a vapore dove il moto è trasferito alle ruote tramite un cinematismo articolato in grado di trasformare la forza intrinseca del vapore in forza di trazione meccanica.



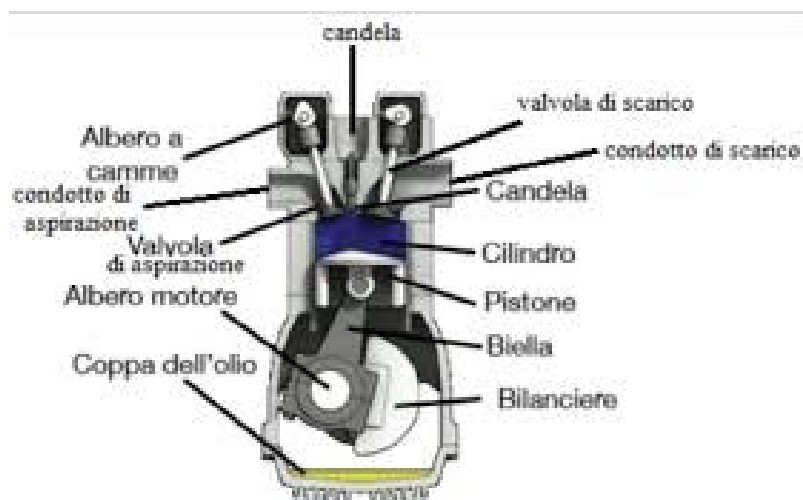
1.1 Descrizione delle principali fasi del ciclo di lavoro di un motore a 4 tempi



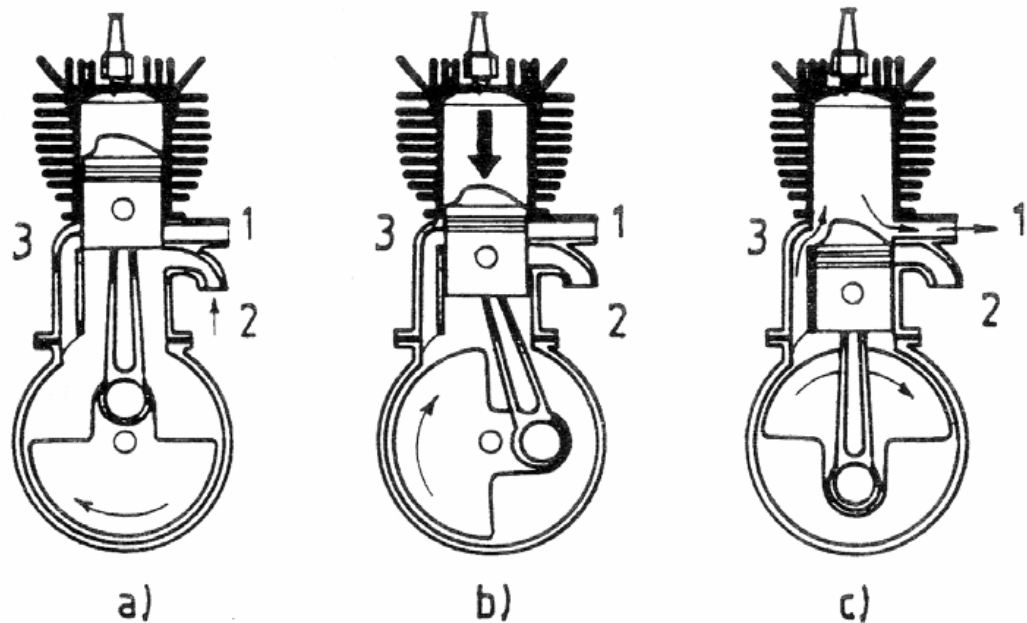
Fasi del ciclo di un motore aspirato a quattro tempi ad accensione comandata.
a) Aspirazione; b) Compressione; c) Combustione ed espansione; d) Scarico.

In un motore endotermico a 4 tempi, il ciclo termico di lavoro si completa in due giri dell'albero motore. In questi due giri abbiamo quattro fasi fondamentali elencate nella precedente immagine.

- a) Aspirazione del fluido operatore
- b) Compressione del fluido operatore
- c) Combustione e espansione motrice (unica fase attiva)
- d) Scarico del fluido combusto



1.2 Descrizione delle principali fasi del ciclo di lavoro di un motore a 2 tempi



Fasi del ciclo di un motore aspirato a due tempi ad accensione comandata.
a) Aspirazione nel carter e compressione nel cilindro, b) Combustione ed espansione; c) Scarico e riempimento cilindro (lavaggio).

1. Luce di scarico; 2. Luce di aspirazione; 3. Luce di lavaggio.

In un motore endotermico a 2 tempi, il ciclo termico si completa in un solo giro dell'albero motore. In questo unico giro dell'albero motore abbiamo la sintesi delle fasi fondamentali elencate nella precedente immagine.

- a) Fase di aspirazione della miscela (condotto 2) di aria + combustibile + olio e compressione della miscela precedentemente immessa. In questa fase le luci di scarico (condotto 1) sono chiuse.
- b) Fase di combustione ed espansione (fase attiva). In questa fase tutte le luci 1, 2 e 3 sono chiuse per consentire il massimo sfruttamento energetico della fase attiva. La carica fresca inserita precedentemente, subisce una pressurizzazione nel carter dovuta all'abbassamento del pistone.

c) *Fase di scarico dei gas combusti e immissione della carica fresca proveniente dal carter. In questa fase la luce di immissione e scarico sono contemporaneamente aperte e questo è il lato più negativo del ciclo a due tempi, infatti abbiamo una porzione di carica fresca che viene persa verso la luce di scarico.*

1.3 Confronto tra motori a due e quattro tempi

Vantaggi del motore a due tempi vs il motore a quattro tempi

1. Aumento della potenza specifica

Dato che dal punto di vista termodinamico non vi è sostanziale differenza tra un motore a 2 tempi e a 4 tempi, si potrebbe affermare che un motore a 2 tempi a parità di cilindrata, regime, peso e ingombro, erogherà una potenza doppia di un analogo motore a 4 tempi. In realtà la sostituzione della carica alla fine di ciascun ciclo è peggiore rispetto al quattro tempi.

2. Maggiore semplicità costruttiva

La maggiore semplicità costruttiva deriva dalla assenza di valvole e degli apparati della distribuzione.

3. Maggiore uniformità della coppia motrice

Nel motore a due tempi la fase utile di espansione si ripete ad ogni giro di manovella. Questo vantaggio risulta sensibile soprattutto nel caso del monocilindrico (piccole potenze), il quale, per quanto riguarda la regolarità della coppia motrice risulta equivalente ad un bicilindrico a quattro tempi.

Svantaggi del motore a due tempi vs il motore a quattro tempi

1. Minore rendimento

La fase di espansione, utile ai fini dell'ottenimento del lavoro, deve essere sacrificata, nel suo tratto finale, per permettere lo scarico dei gas combusti e l'introduzione della nuova carica

2. Ricambio di fluido meno efficiente

Il ricambio del fluido di lavoro è meno buono rispetto al quattro tempi con conseguente maggiore inquinamento della carica fresca ad opera dei residui dei gas combusti con peggioramento della regolarità e della completezza del processo di combustione. Tutto ciò porta ad un aumento dei consumi specifici e soprattutto ad un peggioramento della qualità dei gas combusti scaricati.

3. Aumento delle sollecitazioni termiche e meccaniche

Le sollecitazioni termiche e meccaniche sono aumentate perché nel due tempi viene eliminata quella parte del ciclo (sostituzione del fluido di lavoro) cui competono i valori di temperatura e pressione più bassi, mentre si succedono, con frequenza doppia, le compressioni e le espansioni con i loro più elevati carichi termici e meccanici.

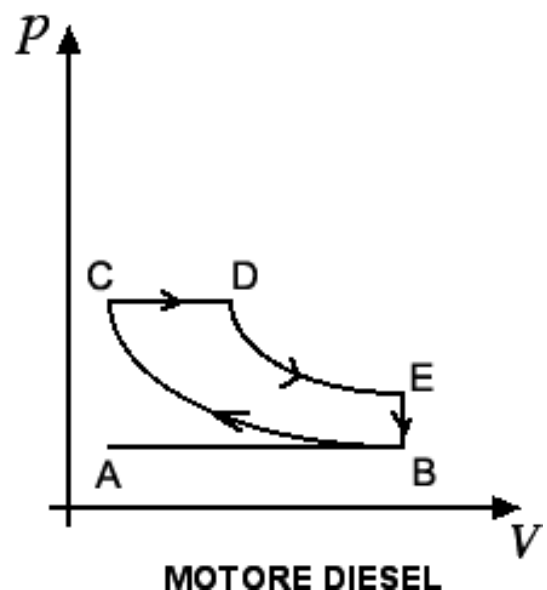
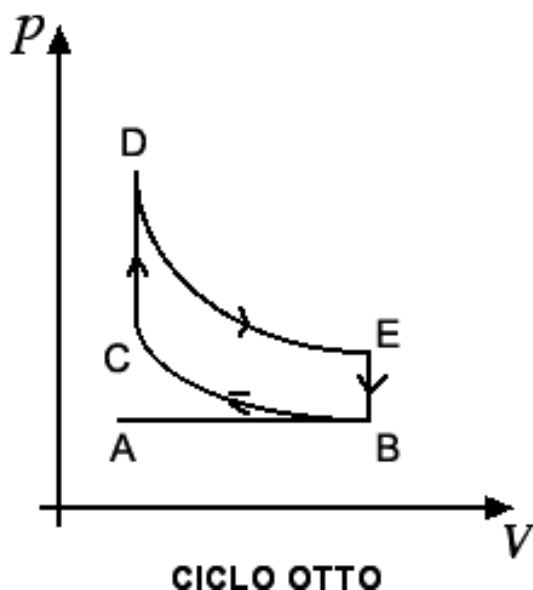
Sulla base di queste considerazioni è facile comprendere le ragioni per cui il motore a due tempi ad accensione comandata (motore a ciclo Otto) trova ampie applicazioni nel settore delle basse potenze globali: motocicli, piccoli fuori-bordo, gruppi portatili (motoseghe, tosaerba, generatori elettrici...) dove i vantaggi derivanti dalla semplicità costruttiva e dall'elevata potenza specifica superano gli svantaggi conseguenti ad un elevato consumo specifico di combustibile e lo scarico di maggiori inquinanti. Il due tempi ad accensione per compressione (motore diesel) si è invece imposto nel campo delle grandi potenze: propulsione di grosse navi, generatori fissi di potenza, autocarri). Per queste applicazioni infatti ai vantaggi tipici del due tempi (alta potenza specifica, semplicità costruttiva e minore manutenzione) si aggiunge, in un Diesel lento, la possibilità di

effettuare un buon lavaggio del cilindro con sola aria, di incrementare il rendimento globale mediante la turbo sovralimentazione, e infine di utilizzare combustibili più scadenti (non vi è pericolo di incrostazione delle valvole).

2 CLASSIFICAZIONE DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

2.1 Ciclo Otto e ciclo Diesel

Una ulteriore classificazione dei motori termici (ed in particolare quelli alternativi a combustione interna) riguarda la tipologia del ciclo termodinamico realizzato dal motore stesso; in particolare il motore a ciclo Otto (o ad accensione comandata) si distingue per il fatto che la accensione viene comunicata alla miscela nell'istante voluto per mezzo di una scintilla elettrica scoccata tra gli elettrodi di una candela; nei motori a ciclo Diesel, la combustione della miscela avviene spontaneamente quando nella camera di combustione vengono raggiunte le condizioni termodinamiche (temperatura e pressione) tali da permettere la autoaccensione della miscela stessa; infatti questi motori sono detti ad accensione per compressione.



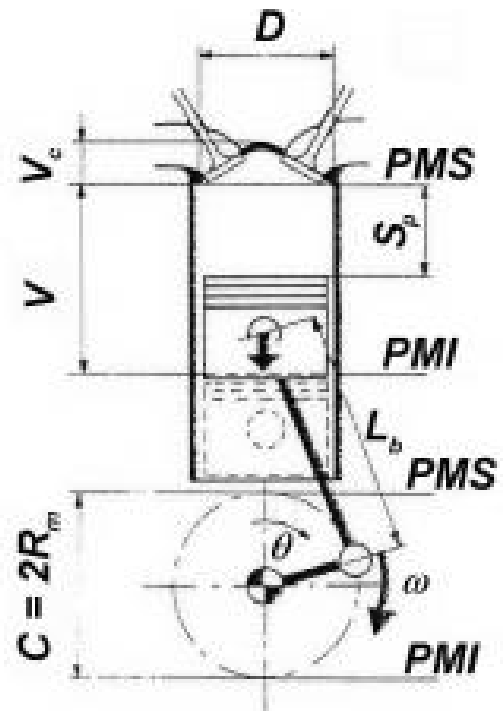
2.2 Confronto fra il ciclo Otto e il ciclo Diesel

I motori a combustione interna con accensione comandata operanti con ciclo Otto sono caratterizzati da due trasformazioni isobare, due trasformazioni adiabatiche e due trasformazioni isocore. I motori a combustione interna con accensione spontanea operanti con ciclo Diesel sono caratterizzati da due trasformazioni isobare, due trasformazioni adiabatiche, da una trasformazione isobara e una trasformazione isocora. Oltre a questi cicli termodinamici vedremo anche una breve esposizione del ciclo Sabathè che rappresenta un mix tra i due cicli appena descritti.

2.3 Geometria del motore a 4 tempi

Nella presente trattazione consideriamo motori endotermici a 4 tempi e nel caso specifico motori a ciclo otto, dove la combustione è provocata da una scintilla emessa dal sistema di accensione comandata.

I motori alternativi a combustione interna sono caratterizzati dalla presenza di una camera a volume variabile, realizzata tramite il moto alterno di uno stantuffo all'interno di un cilindro chiuso all'estremità opposta dalla testata; lo stantuffo è collegato tramite una biella all'albero motore (anche detto albero a gomiti per la sua forma caratteristica) e si muove di moto alterno tra due posizioni estreme, dette rispettivamente punto morto superiore (PMS) e punto morto inferiore (PMI), in corrispondenza delle quali il volume della camera raggiunge i valori minimo e massimo. Il cilindro è messo in comunicazione con l'ambiente esterno



da apposite valvole o luci di aspirazione e scarico, che vengono aperte ad ogni ciclo e consentono il ricambio del fluido motore: è necessario infatti immettere inizialmente all'interno della camera di combustione la carica fresca, costituita dal combustibile e dall'aria comburente prelevata dall'ambiente, ed evacuare poi al termine del ciclo i gas combusti scaricandoli nuovamente nell'ambiente.

Le principali grandezze geometriche (vedi figura sopra) che caratterizzano un motore alternativo sono pertanto le seguenti:

□ **Alesaggio d** : diametro del cilindro entro cui si muove lo stantuffo

□ **Corsa c** : spazio percorso dallo stantuffo nel suo moto alternativo tra le due posizioni estreme corrispondenti al PMS ed al PMI

□ **Cilindrata V** : differenza tra il volume massimo **V_{max}** della camera di combustione (raggiunto con lo stantuffo al PMI) ed il volume minimo **V_{min}** della camera di combustione (raggiunto con lo stantuffo al PMS)

□ **Rapporto di compressione**: rapporto tra il volume massimo **V_{max}** ed il volume minimo **V_{min}** della camera di combustione.

2.4 Fasi del ciclo otto a 4 tempi a ciclo Otto

Da considerare attentamente il motore funzionante secondo il ciclo a quattro tempi è caratterizzato dal fatto che il ciclo si compie con quattro corse dello stantuffo (due giri dell'albero motore); viene quindi affidato allo stantuffo il compito di espellere i gas combusti, presenti nel cilindro alla fine della fase di espansione, e sostituirli con la nuova miscela di aria e combustibile, necessaria a compiere il ciclo successivo.

Il ciclo a quattro tempi di un motore funzionante secondo il ciclo Otto (o ad accensione comandata) comprende le seguenti sei fasi:

☐ Aspirazione nel cilindro motore della miscela aria e combustibile necessaria a compiere un ciclo di funzionamento

☐ Compressione della miscela aria e combustibile

☐ Combustione della miscela allo scoccare della scintilla fra gli elettrodi della candela

☐ Espansione dei gas combusti all'interno del cilindro

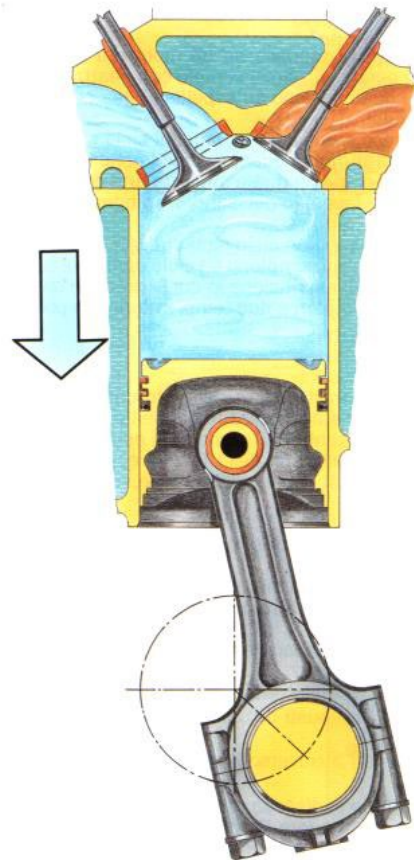
☐ Scarico spontaneo dei gas combusti dal cilindro all'apertura della valvola di scarico

☐ Espulsione dei gas combusti attraverso il condotto di scarico

2.5 Analisi delle fasi in un motore a 4 tempi a ciclo Otto

2.5.1 Aspirazione

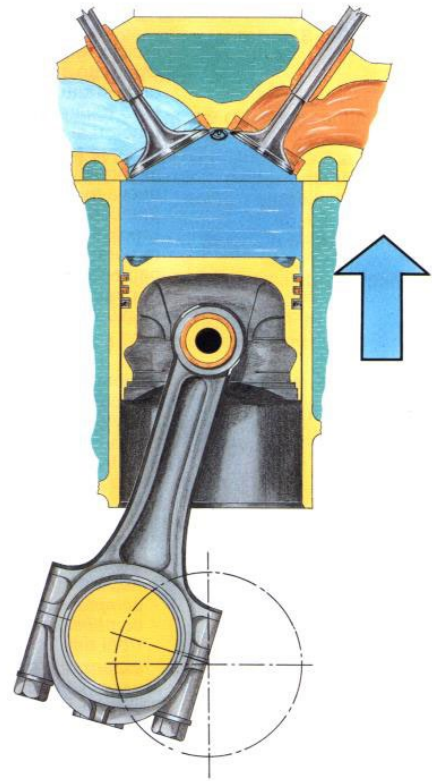
Lo stantuffo inizia la sua corsa dal PMS al PMI; la valvola di aspirazione si apre e la miscela gassosa, composta da aria e combustibile viene aspirata nel cilindro, a causa della depressione prodotta dallo stantuffo; per consentire un migliore riempimento del cilindro, la valvola di aspirazione incomincia ad aprirsi con leggero anticipo rispetto al PMS e si chiude con un certo ritardo rispetto al PMI, in modo da sfruttare l'inerzia dei gas che entrano nel cilindro; la valvola di scarico in questa fase rimane completamente chiusa.



2.5.2 Compressione

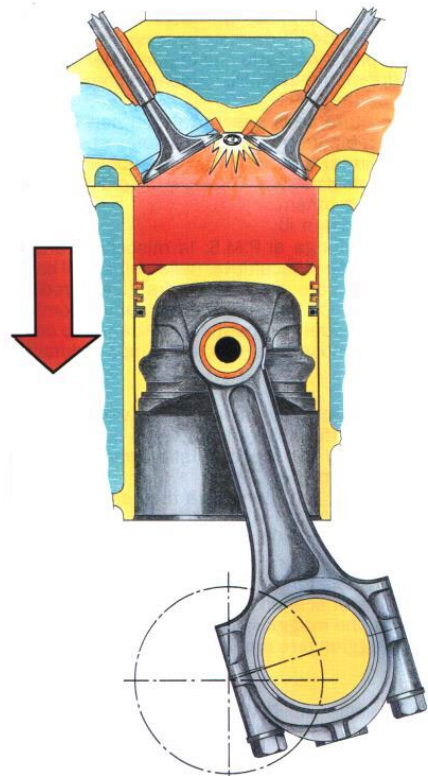
In questa fase lo stantuffo risale dal PMI al PMS, mentre le due valvole di aspirazione e scarico rimangono completamente chiuse: la miscela di aria e combustibile viene compressa dallo stantuffo nella camera di combustione; il valore massimo della compressione si raggiunge quando lo stantuffo si trova alla fine della corsa di salita; durante questa fase la miscela subisce un notevole aumento della temperatura, causato principalmente dalla compressione della miscela stessa, ed in minima parte dal fatto che le pareti del cilindro, trovandosi alla temperatura media

del ciclo, cedono calore alla miscela; questo aumento di temperatura deve essere tale da non far raggiungere alla miscela la temperatura di accensione spontanea che provocherebbe un funzionamento irregolare e dannoso per il motore stesso.



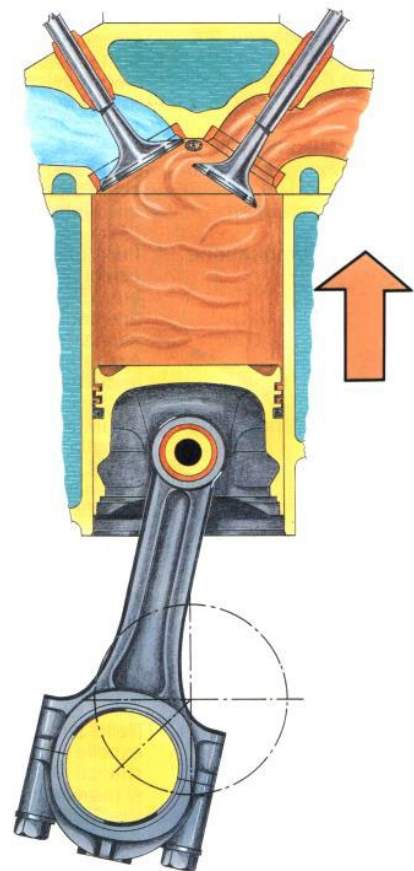
2.5.3 Combustione ed espansione

Poco prima che lo stantuffo raggiunga il PMS, all'interno della camera di combustione viene fatta scoccare la scintilla tra gli elettrodi di una candela che provoca l'accensione della miscela; la combustione della miscela produce un repentino aumento della temperatura e della pressione all'interno della camera di combustione; la pressione dei gas combusti agisce sul cielo del pistone spingendolo verso il basso; in questo modo i gas prodotti dalla combustione si espandono.



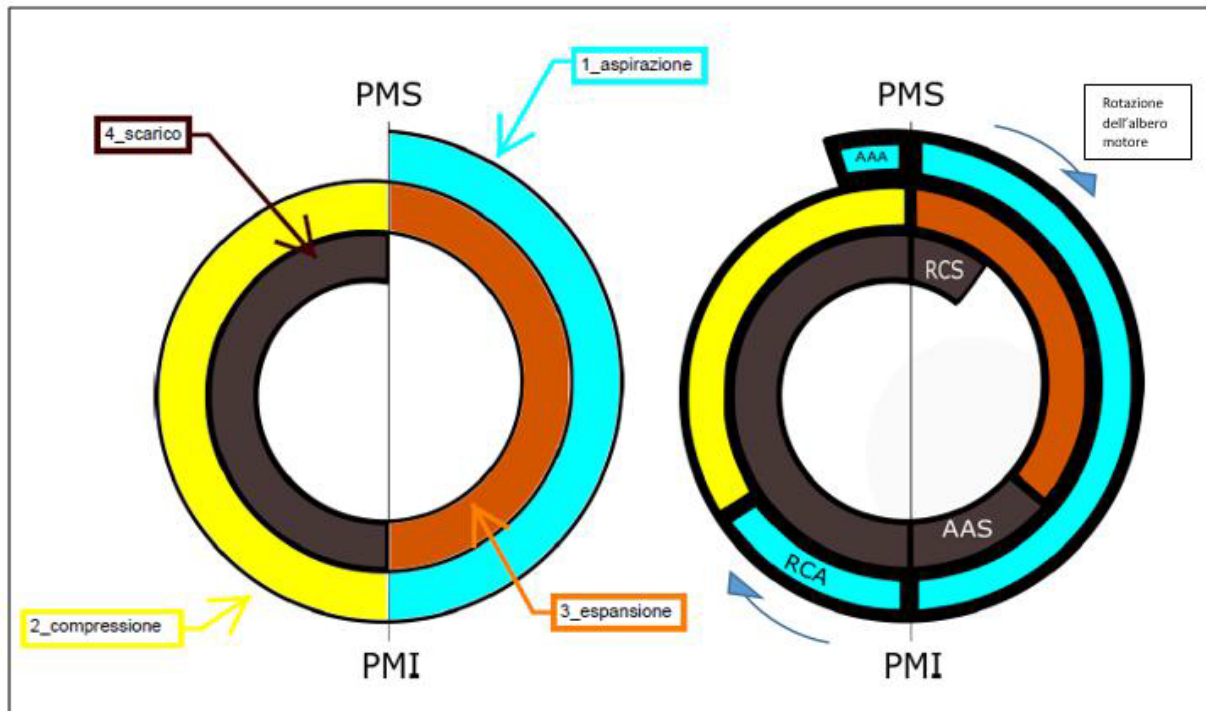
2.5.4 Espulsione e scarico

Nella ultima corsa di risalita dal PMI al PMS lo stantuffo espelle i gas combusti rimasti nel cilindro attraverso la valvola di scarico; per sfruttare la pressione residua dei gas combusti, la valvola di scarico si apre un po' prima che lo stantuffo abbia raggiunto il PMS, favorendo, così, lo scarico spontaneo dei gas; terminata la fase di scarico lo stantuffo ha percorso, dall'inizio della fase di aspirazione, quattro corse complete, due di discesa e due di salita, mentre l'albero motore ha compiuto due giri.



3 DAL CICLO IDEALE ALLA REALTA'. IN ANTICIPO O IN RITARDO?

3.1 La distribuzione e la fasatura del sistema di alimentazione



Comparazione tra il diagramma polare della distribuzione "ideale" (rappresentato a sinistra) e quello "reale" (rappresentato a destra).

La precedente figura illustra la fasatura delle valvole di aspirazione e di scarico in un motore a 4 tempi.

A sinistra è rappresentata la distribuzione ideale delle posizioni assunte dalle valvole in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero motore con riferimento al PMS e PMI. A sinistra vi è il diagramma ideale di apertura e chiusura delle due valvole. **Azzurro** = corsa di aspirazione dal PMS al PMI, dove la valvola di aspirazione è aperta e la valvola di scarico è chiusa. **Giallo** = corsa di compressione dal PMI al PMS, dove entrambe le valvole sono chiuse. **Marrone** = corsa di espansione dal PMS al PMI, dove entrambe le valvole sono chiuse.

Grigio = corsa di espulsione, dove la valvola di scarico è aperta e la valvola di aspirazione è chiusa.

A destra è rappresentata la distribuzione reale, che implica delle posizioni delle valvole molto diverse dalla situazione ideale. Infatti abbiamo anticipi e di apertura e ritardi di chiusura delle valvole, in funzione delle posizioni assunte dal pistone nei confronti del PMS e PMI. Mediamente abbiamo i seguenti valori:

- AAA – anticipo di apertura della valvola di aspirazione rispetto al PMS di 10° - 35° .
- RCA – ritardo di chiusura della valvola di aspirazione rispetto al PMI di 40° - 80° .
- AAS – anticipo di apertura della valvola di scarico rispetto al PMI di 40° - 60° .
- RCS – ritardo di chiusura della valvola di scarico rispetto al PMS di 10° - 30° .

Gli anticipi di apertura e i ritardi di chiusura sono predisposti per ottimizzare l'immissione della carica fresca e l'espulsione dei gas combusti. In pratica si facilita l'introduzione della carica fresca in fase di aspirazione con il fine di ottenere un riempimento ottimale del cilindro e il successivo lavaggio della camera di combustione, prima di iniziare il successivo ciclo di lavoro.

3.2 L'incrocio delle due valvole di aspirazione e scarico.

Una nota particolare va fatta in merito all'angolo di incrocio. In prossimità del PMS abbiamo la contemporanea apertura parziale di entrambe le valvole. La fase di aspirazione inizia con un certo anticipo e quella di scarico termina con un certo ritardo. Questa particolare

situazione corrisponde ad un determinato angolo di manovella detto “angolo di incrocio”. Dato che le due valvole sono parzialmente aperte le loro sedi risultano particolarmente piccole, per cui la velocità dei gas è molto alta e la corrente fluida tende a conservare il proprio moto. Questo fenomeno riduce al minimo il mescolamento tra la carica fresca in ingresso e i gas combusti in uscita. Inoltre la prima funge da stantuffo fluidodinamico per espellere i secondi. Questo è ovviamente un bene perché se i gas di scarico, a causa della loro elevata temperatura, dovessero entrare nel condotto d’aspirazione provocherebbero seri danni al motore.

3.3 Differenza di pressione tra le due vene fluide

La differenza di pressione che si crea tra le due vene fluide favorisce l’ingresso della carica fresca e la fuoriuscita dei gas combusti e quindi un buon lavaggio del cilindro. Anche questo fenomeno non è “ideale”, per cui il lavaggio non sarà ottimale ma ci sarà una piccola perdita di fluido in ingresso, attraverso la valvola di scarico, che non parteciperà al processo di combustione. Come visto il vantaggio maggiore derivante dall’angolo d’incrocio è di tipo fluidodinamico favorendo l’ingresso di carica fresca e la fuoriuscita dei gas combusti. Il riempimento può essere ulteriormente migliorato scegliendo opportunamente la geometria dei condotti di aspirazione al cui interno si possa generare un’onda di pressione che deve essere in fase con il movimento della valvola. La velocità del fluido varia con il numero di giri del motore per cui con una determinata lunghezza del condotto l’effetto onda può essere sfruttato solo ad un determinato numero di giri del motore. Una soluzione adottata nei motori da competizione, consiste nel rendere variabile la lunghezza del condotto realizzando

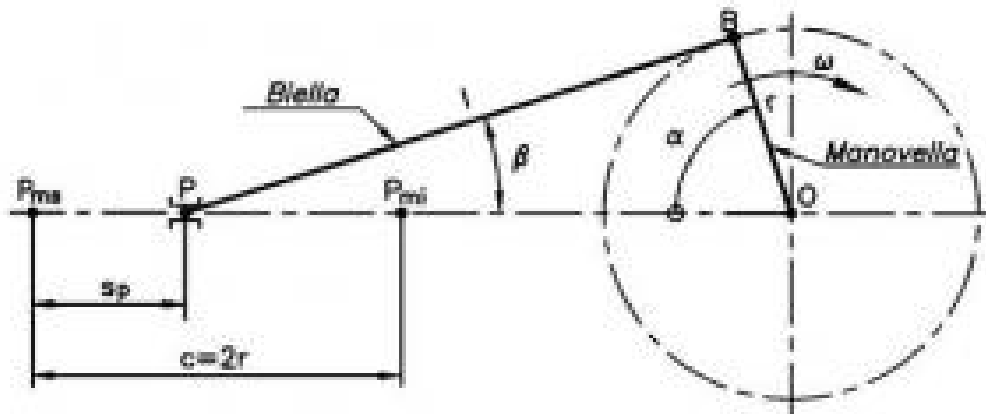
“tromboncini” di lunghezza variabile in base al numero di giri del motore.

3.4 L'influenza sul “carattere” del motore in base alle scelte del progettista

In generale, se si prolungano le fasi di aspirazione e di scarico, si ha un innalzamento dei regimi di rotazione del motore e della potenza massima. Viceversa minimizzando gli angoli di incrocio, si predilige la risposta ai bassi regimi a scapito di quella massima agli alti regimi. Un comportamento analogo si ottiene intervenendo anche sulle dimensioni dei condotti e delle valvole. Quindi se si cercano le prestazioni massime ad alti regimi di rotazione, tipiche dei motori sportivi, si adotteranno ampi angoli di fasatura e notevoli dimensioni di condotti e valvole. Viceversa se si vuole privilegiare la coppia massima ai bassi regimi, tipica di un mezzo stradale, si andranno a ridurre gli angoli e le dimensioni generali dei condotti e delle valvole. Per quanto detto ora, è facile intuire come la fasatura della distribuzione influisca in maniera determinante, non solo sulle prestazioni, ma anche sul carattere di un motore.

4 GENERALITA' SULLA BIELLA COME ELEMENTO DI CONGIUNZIONE TRA PISTONE E MANOVELLA

La biella è assimilabile ad una asta che trasmette il moto tra pistone ed albero motore tramite la manovella.



Manovellismo ordinario centrato

Le sue due estremità sono dotate: 1) di moto rotatorio (punto B, bottone di manovella o testa di biella) e 2) di moto rettilineo alternato (punto P, spinotto o piede di biella).

Le maggiori sollecitazioni sono concentrate sugli occhi di biella e manovella e nella parte di fusto che si raccorda al primo. La sollecitazione è sostanzialmente di fatica tra: la **compressione massima** dovuta alla pressione dei gas al PMS a bassi giri (in queste condizioni le forze di inerzia, che contrastano le forze di pressione, sono minime) e la **trazione massima** dovuta alla forza di inerzia ad alti giri sul PMS in fase di ricambio carica o di incrocio (nel caso di motori a quattro tempi). Le sollecitazioni termiche e vibrazionali sono sostanzialmente irrilevanti. La biella è un elemento altamente sollecitato, in quanto trasferisce alla manovella sia le forze derivanti dalla combustione che quelle di inerzia dovute al movimento alterno e deve essere contemporaneamente il più leggera possibile, dovendo minimizzare la forza di inerzia.



Biella con sezione del fusto convenzionale ad H o doppia T

Il progetto ottimizzato di una biella è ormai da tempo eseguito mediante i consueti e sofisticati metodi computeristici ad analisi agli elementi finiti (codici FEM). È tuttavia possibile elencare i criteri di base che presiedono al disegno preliminare, da affinarsi successivamente al computer.



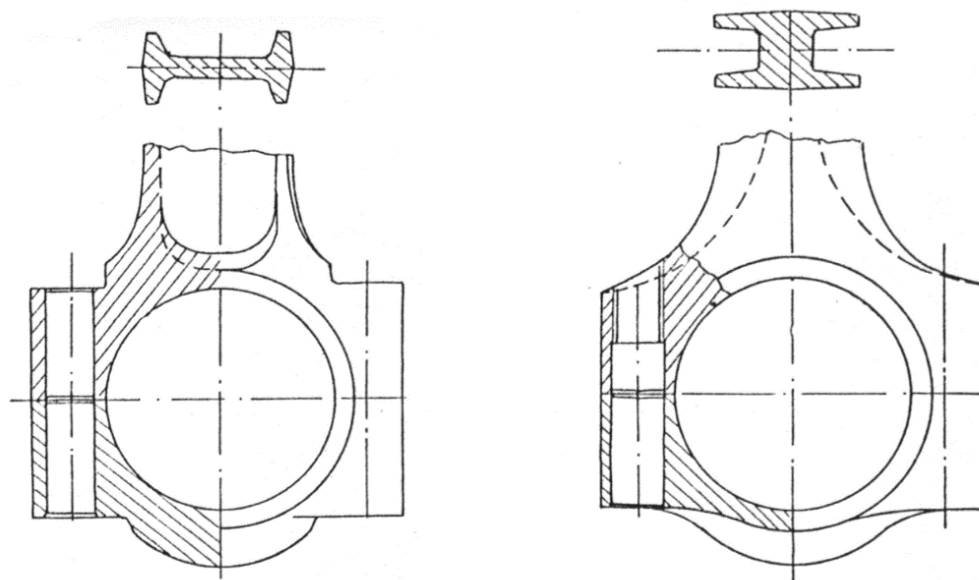
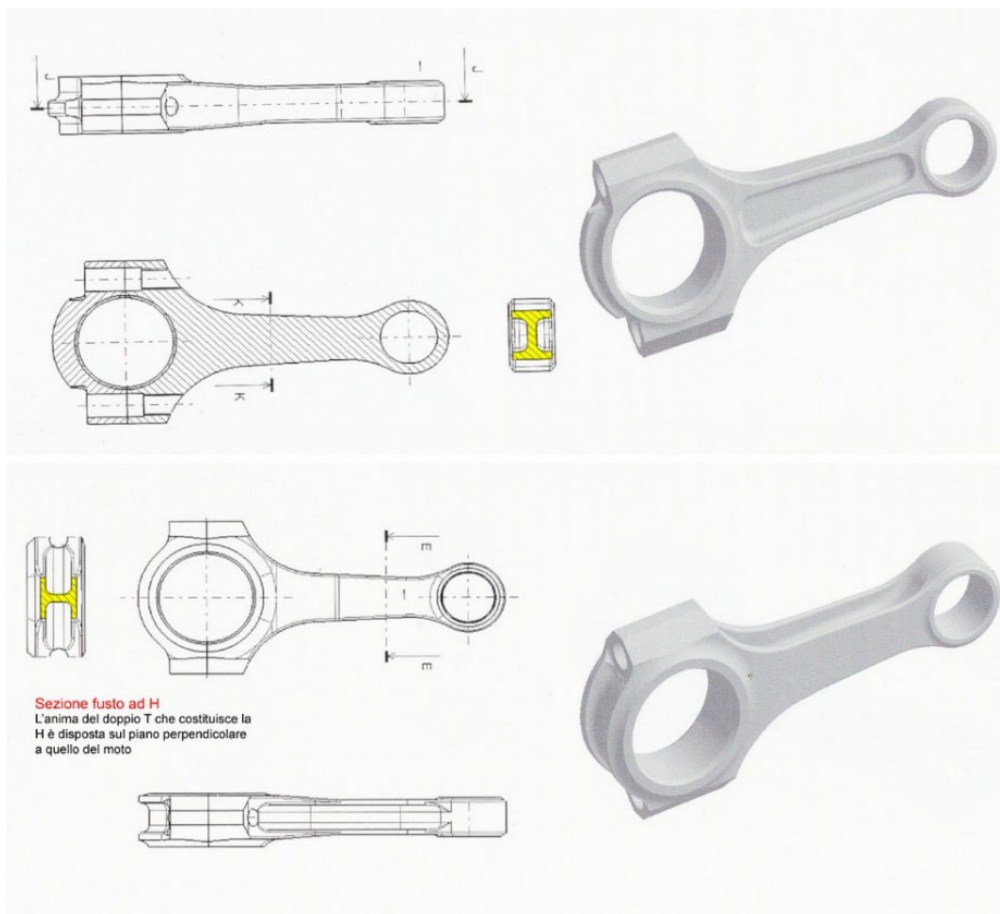
Biella con sezione del fusto ad H rovesciata

Innanzitutto ricordiamo che la biella, anche nei motori veloci, lavora principalmente a trazione-compressione, in quanto le forze flessionali

del cosiddetto “colpo di frusta” si mantengono proporzionalmente abbastanza modeste. In ogni caso il piano di massima resistenza flessionale del fusto coincide quasi sempre con il piano di azione di tali forze flessionali. La biella è inoltre generalmente abbastanza “tozza” da non lavorare in condizioni critiche rispetto al cosiddetto “carico di punta” Euleriano.

Il calcolo, sia di tipo preliminare che dettagliato, deve essere comunque sempre eseguito per tutte e tre le condizioni di carico principali: massima compressione, massima trazione e massima flessione “colpo di frusta”. In queste condizioni, la biella lavora sostanzialmente a trazione-compressione, quindi la resistenza cui fare riferimento è quella a fatica definita sul diagramma di Goodman, dal rapporto trazione/compressione, (noto) a cui il materiale della sezione considerata lavora, dopo avere ovviamente introdotti gli opportuni coefficienti di intaglio. Il concetto base del disegno è comunque sempre quello di evitare al massimo le concentrazioni di sollecitazione o inneschi, adottando per quanto possibile sezioni dolcemente variabili ed ampie raggiature. Il controllo delle deformazioni della biella rimane comunque di fondamentale importanza. Il fusto della biella potrebbe deformarsi e subire variazioni massime di lunghezza dell'ordine del decimo di millimetro sotto l'influenza delle tensioni indotte dalle sollecitazioni, quindi non particolarmente allarmanti. Tali deformazioni del fusto non incidono in modo particolare sulle aree di “squish” della camera di combustione. Risultano particolarmente importanti le deformazioni non controllate del piede e della testa di biella che potrebbero indurre a dannosi effetti di oscillazioni e rotazioni del pistone e dei cuscinetti di collegamento all'albero motore. Gli occhi di biella (piede e testa), devono dunque essere molto rigidi rispetto alla deformazione di ovalizzazione e

questo è il motivo per cui spesso vengono realizzate robuste nervature che abbracciano l'intera circonferenza del piede e della testa di biella. La biella, già collegata al pistone tramite lo spinotto, viene inserita nella canna dalla parte alta del basamento, pertanto la larghezza trasversale della testa di biella deve essere inferiore dell'alesaggio. La larghezza longitudinale invece è generalmente costante e determinata dalle dimensioni del cuscinetto di biella. La forma più comunemente adottata per il fusto è quella ad "H", con l'anima sul piano centrale di simmetria della biella ed ortogonale agli assi dei cuscinetti. Nei motori da competizione spesso viene preferita la forma ad "H rovesciata" al fine di garantire un'adeguata resistenza a carichi giacenti sul piano perpendicolare all'asse principale della biella. L'obiettivo di progetto è di garantire il minimo peso (riducendo forze di inerzia e centrifughe) e la minima lunghezza (forze alterne del 2° ordine e forza trasversale su cilindro/attriti). Il piede di biella è accoppiato al pistone tramite lo spinotto, con l'interposizione di una boccia piantata ad interferenza, alla cui lubrificazione provvede una foratura che raccoglie parte dell'olio spruzzato sul cielo del pistone. La testa di biella viene chiusa sul perno di manovella tramite un cappello, la cui chiusura avviene con viti o talvolta con bulloni. Il carico di chiusura deve essere sufficiente a contrastare il massimo carico di trazione della biella ed adeguato a distribuire omogeneamente la pressione sui cuscinetti.



a) sezione di biella convenzionale b) sezione di biella con fusto ad H
rovesciata

Le precedenti figure schematizzano le due forme strutturali dove si evince la forma ad H o doppio T e ad H rovesciata, sostanzialmente ruotate di 90° rispetto al piano di sollecitazione.

5 CONSIDERAZIONI PRELIMINARI RELATIVE AL COMPONENTE BIELLA

5.1 Disegno e materiali



La biella è un elemento altamente sollecitato in quanto trasferisce alla manovella sia le forze di combustione che quelle di inerzia. Deve essere contemporaneamente il più resistente possibile e il più leggera possibile dovendo minimizzare la propria forza di inerzia. Per questo motivo nei motori da competizione è realizzata con materiali ad elevato rapporto resistenza/densità: acciai altolegati 39NiCrMo3, 16NiCrMo2, 30NiCrMo12, acciai Maraging, leghe di titanio. Nei motori stradali alberi a gomito e bielle vengono realizzati in ghisa a grafite sferoidale e sono ottenuti per fusione. Il risultato è il prezzo

notevolmente basso e vantaggioso per una produzione così numerosa e prestazioni tutto sommato all'altezza delle esigenze con i 6000-7000 giri/minuto raggiungibili. Eccezioni sono i motori Honda che adottano bielle e alberi in acciaio anche per la produzione stradale (con la possibilità di raggiungere gli 8500 giri/min). Naturalmente non abbiamo considerato le supercar stradali che sono un altro mondo... Si noti che nei motori motociclistici 2 tempi ove l'albero motore è scomponibile, le bielle sono ricavate in un sol pezzo (la testa della biella non è scomponibile) ed hanno così una resistenza molto più elevata che permette loro di raggiungere giri motore molto più elevati. Se desideri avere più informazioni circa i materiali, visita le pagine suggerite nei "link correlati" indicati in basso.

5.2 Bielle tipo F1



Le bielle impiegate nei motori che raggiungono elevati regimi di rotazione devono assolvere due importanti compiti: resistere a forze eccezionali (ad esempio in F1 ogni combustione genera una spinta di alcune tonnellate e accelerazioni di circa 10.000 g), essere allo stesso tempo le più leggere possibili. La biella in generale è un organo il cui moto viene osservato in maniera articolata. Esso è considerato puramente alterno nella porzione che ingloba il piede di biella mentre,

nella porzione che include la testa di biella, esso è considerato circolare. Questo implica che, a mano a mano che si sale con le prestazioni, il disegno dovrà essere ottimizzato per assolvere al meglio la varietà di compiti che la biella sarà chiamata a svolgere. Ma ottenere una biella resistente e allo stesso tempo dalla massa contenuta equivale un po' a tirare una coperta corta, se copri qualcosa da una parte scoprirai senza meno qualcosa da qualche altra parte. Per tale ragione si ricorre all'ottimizzazione topologica. Si cerca infatti di analizzare l'organo topologicamente andando a togliere materiale laddove le fibre non vengono chiamate a svolgere importanti compiti di resistenza meccanica e si vanno ad irrobustire le zone più sollecitate adottando anche forme elaborate che offrano una adeguata risposta ai carichi di punta così come alla pressoflessione.

5.3 Bielle fratturate



Fino a qualche anno fa le bielle delle normali vetture stradali presentavano la superficie di contatto, tra il cappello di biella e la semitesta di biella, perfettamente liscia. Questo perchè il processo produttivo di una biella, destinata ad un motore 4 tempi, prevede che inizialmente essa venga realizzata in un sol pezzo e, in un secondo

momento, il cappello venga separato mediante lavorazioni per asportazione di trucioli. Le superfici di contatto vengono poi lavorate al fine di ottenere un'ottima finitura superficiale. Ciò permette di garantire un contatto ottimale tra le due parti nel momento in cui vengono serrate le viti. Il problema di questa soluzione, però, risiede principalmente nel fatto che, dopo un buon numero di chilometri percorsi (200.000-300.000), il foro ottenuto tra il cappello di biella e la semitesta di biella, si ovalizzi. Generalmente si misura un diametro maggiore sull'asse orizzontale del foro rispetto al diametro misurato sull'asse verticale. La rotazione della testa di biella (durante il ciclo di funzionamento del motore) imprime una sollecitazione alle viti ed al cappello che tende a traslare rispetto alla sua corretta posizione. Il ripetuto tentativo di movimento dalla posizione d'origine porta uno stress nelle fibre del materiale che tendono a cedere allungandosi in direzione dello sforzo. Ne derivano ovvi problemi di affidabilità del motore a seguito del mancato rispetto delle tolleranze di accoppiamento tra la biella ed il perno di biella presente sull'albero motore. Anche il velo d'olio non si forma più in modo omogeneo e le



bronzine non riescono a lavorare correttamente andando a deformarsi ed accusando una lubrificazione irregolare laddove il diametro è aumentato.

Un'interessante soluzione, volta ad evitare simili problemi, prevede che le bielle vengano ottenute comunque in un sol pezzo ma con la fondamentale differenza che il cappello, invece di essere separato per asportazione di trucioli, viene ottenuto per frattura. Fratturare il cappello di biella produce una superficie rugosa piuttosto regolare (a patto che il materiale utilizzato lo permetta), questa è in grado di assicurare in modo "solido" il contatto tra cappello di biella e semitesta di biella. A mano, senza avvitare le viti, è possibile constatare come il cappello di biella, anche solo con una leggera pressione delle mani, non tenda assolutamente a muoversi dalla sua posizione. Ovviamente ogni cappello di biella può essere montato solo sulla sua specifica biella e solo nel verso in cui è stato fratturato. In sostanza ogni cappello è diverso dall'altro. I vantaggi riscontrati sono l'assenza di fenomeni di ovalizzazione anche dopo un abbondante numero di chilometri percorsi, e l'inutilità di dotare le bronzine di appositi fermi che le mantengano in posizione corretta. La procedura di frattura consiste nell'incidere il punto di frattura desiderato sulla biella (costituita ancora da un sol pezzo), dopodiché si separa idraulicamente il cappello della biella adoperando pezzi sagomati semirotondi i quali vengono pressati nel foro della testa di biella. Il metodo della frattura, a differenza di quanto si possa pensare, non viene adottato solo sulle bielle in ghisa sferoidale, bensì anche sulle bielle in acciaio ottenute per sinterizzazione o per sinterforgiatura. Non è invece praticabile su bielle in acciaio forgiato per stampaggio in quanto la frattura produrrebbe schegge decisamente pericolose e inaffidabili. Le bielle sinterizzate hanno proprietà meccaniche migliori rispetto alle bielle forgiate per stampaggio, di conseguenza il dimensionamento può essere meno generoso e di conseguenza anche la loro massa.*

**Si tratta di bielle ottenute in polvere d'acciaio legato come pezzo fucinato sinterizzato.*

5.4 Fusti di biella

I fusti di biella uniscono l'albero motore ai pistoni e trasmettono quindi le forze dei gas e di massa ai perni di manovella dell'albero a camme. Il fusto di biella viene forgiato in acciaio e a seconda delle sollecitazioni si utilizza acciaio legato o bonificato.



5.5 Superfici di separazione fresate o levigate

Un metodo comprovato per la realizzazione del cappello di biella è la separazione o la segatura. L'occhio di biella grande viene segato in due, quindi le superfici di separazione vengono fresate ed eventualmente levigate.

Se le superfici di separazione sono piane il cappello di biella viene fissato con viti calibrate o perni. Le superfici di separazione dentellate devono essere ulteriormente fissate.



5.6 Separazione diritta e obliqua

Con perni di manovella di grandi dimensioni i fusti di biella possono essere separati obliquamente. La separazione obliqua è necessaria per poter spostare la biella attraverso l'alesaggio del cilindro nonostante l'occhio di biella grande. Con fusti di biella separati obliquamente è necessario prestare attenzione alla posizione di montaggio, soprattutto nei motori in linea.

5.7 Superfici di separazione fratturate

Le bielle fratturate vengono realizzate dapprima in un unico pezzo, quindi vengono praticate delle linee di frattura (bielle sinterizzate) o una tacca con laser (bielle in acciaio) e infine le bielle vengono spezzate in due (frattura). Entrambi i pezzi vengono avvitati durante il montaggio della biella, facendoli combaciare esattamente in corrispondenza della frattura. Le bielle fratturate sono vantaggiose in termini di resistenza, costi e precisione di lavorazione. Biella e cappello di biella combaciano perfettamente e consentono quindi una trasmissione di forza ottimale.

5.8 Descrizione degli elementi della biella

1 Occhio di biella piccolo

2 Boccola del piede di biella (non illustrata)

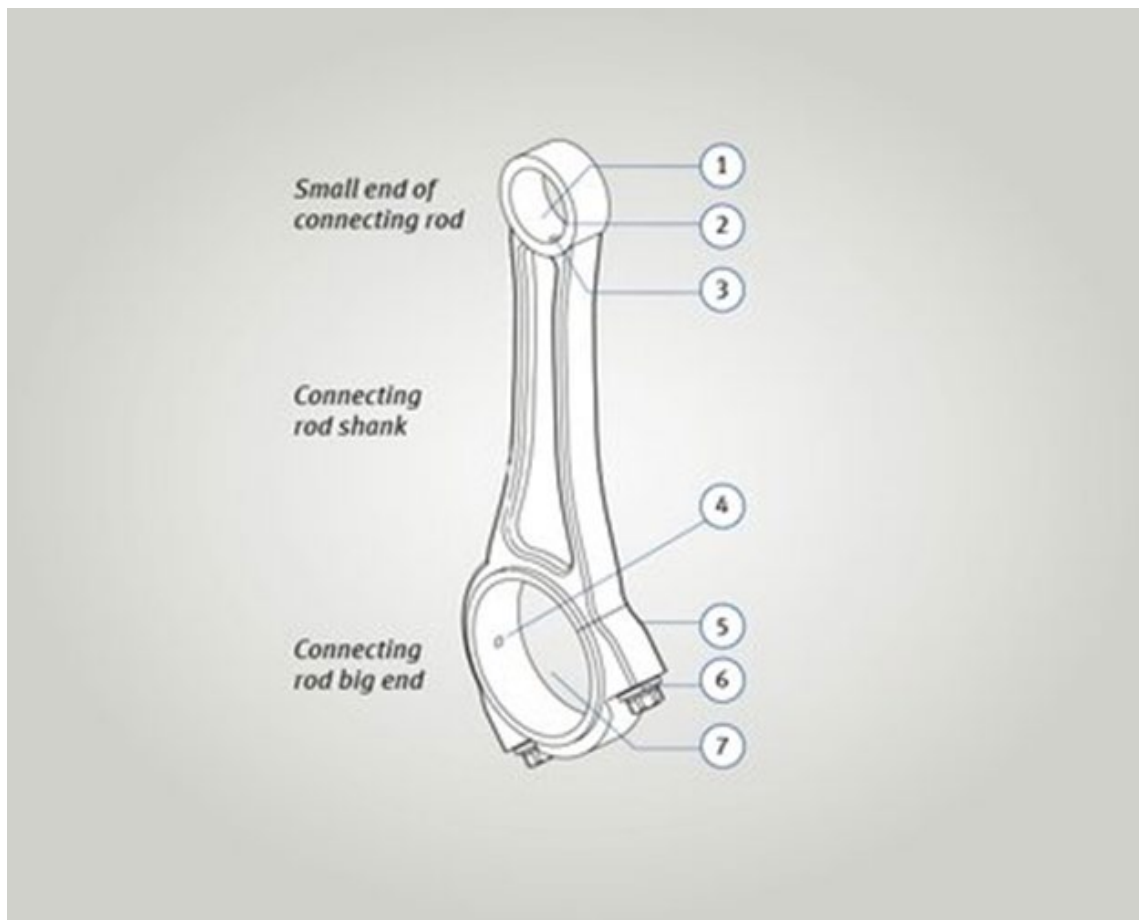
3 Foro dell'olio

4 Foro di base del cuscinetto

5 Coperchio del cuscinetto

6 Vite di biella

7 Occhio di biella grande



5.9 Bielle Fork and blade



Nonostante sulla quasi totalità dei motori ad elevate prestazioni, con schema a V, sia adottata la soluzione che prevede, per ogni perno di biella, una coppia di bielle affiancate (confluenti quindi sulla stessa manovella), risulta di particolare interesse tecnico osservare anche la soluzione “Fork and Blade” ovvero la soluzione delle bielle a “coltello e forchetta”. **Influenza sulla lunghezza del motore.** Se da un lato le bielle tradizionali presentano il vantaggio di un disegno semplice che permette di realizzarle con processi produttivi altrettanto semplici e costi relativamente contenuti, dall’altro però impongono uno sfalsamento dei cilindri delle due bancate pari alla larghezza di una testa di biella. Il motore risulta pertanto più lungo e tale condizione può causare non pochi problemi in taluni progetti. Nei motori dotati di bielle a “coltello e forchetta” ciò non si verifica e le due bancate sono perfettamente simmetriche grazie alla sovrapposizione della testa di biella a forchetta sulla testa di biella a coltello che porta gli assi verticali delle bielle sullo stesso piano.

Gli attriti. Altro aspetto fondamentale da notare riguarda gli attriti. L’esperienza di decenni di motorismo insegna che conviene far



*lavorare il cuscinetto con la massima possibile forza media, cioè conviene far lavorare in modo alterno le forze provenienti dalle due bielle sullo stesso cuscinetto anziché scaricarle su due cuscinetti indipendenti. Questo significa che la soluzione “Fork and Blade” risulta favorita, sotto questo punto di vista, dalla presenza di un singolo cuscinetto. **La geometria e la massa.** Infine è opportuno tener conto degli aspetti legati alla geometria delle due soluzioni, la biella a forchetta, presenta una geometria più complessa rispetto alla biella a coltello (o alla biella di tipo tradizionale), la sua particolare conformazione a forchetta pecca per la tendenza ad allargare o stringere le gambe. Tale fenomeno pregiudica l'affidabilità dell'imbiellaggio ed il problema viene corretto mediante l'adozione di un apposito vincolo, tipo incastro, atto a ridurre i momenti flettenti. Anche la massa della soluzione “Fork and Blade” risulta leggermente più elevata rispetto a quella di una comune coppia di bielle. Le ovvie conseguenze hanno effetti che si ripercuotono sul regime di rotazione raggiungibile e sulla necessità di dotare l'albero a gomiti di contrappesi adeguati i quali aumentano, di conseguenza, anche la massa dell'albero stesso.*

5.10 Bielle in Acciaio

*Tra le leghe più diffuse per questo fondamentale elemento del motore troviamo: **30 Ni Cr Mo 12**. Questo acciaio è caratterizzato da una eccezionale temprabilità e da resistenza a fatica anche con elevate temperature di esercizio.*

Elementi di alligazione bielle in acciaio

Nichel: migliora la resistenza alla corrosione, all'ossidazione a caldo, facilita il trattamento termico di tempra, aumenta la resilienza, aumenta l'allungamento percentuale a rottura e la duttilità, aumenta il carico di rottura a trazione, aumenta la durezza. Peggiora invece la lavorabilità alle macchine utensili e la conducibilità termica.

Cromo: Aumenta la resistenza alla corrosione ed all'ossidazione a caldo, facilita il trattamento termico di tempra, aumenta la durezza, aumenta la resilienza, aumenta il carico di rottura, aumenta la resistenza all'usura. Peggiora conducibilità termica e lavorabilità alle macchine utensili.

Molibdeno: Aumenta la lavorabilità alle macchine utensili, aumenta il carico di rottura a trazione, aumenta la durezza, aumenta la resistenza all'usura, aumenta la resistenza alla corrosione ed all'ossidazione a caldo.

Manganese: aumenta la durezza, la resistenza all'usura, la resistenza alla corrosione ed all'ossidazione, il carico di snervamento e di rottura a trazione. Rende però l'acciaio suscettibile al riscaldamento e pertanto diminuisce la resistenza a fatica.

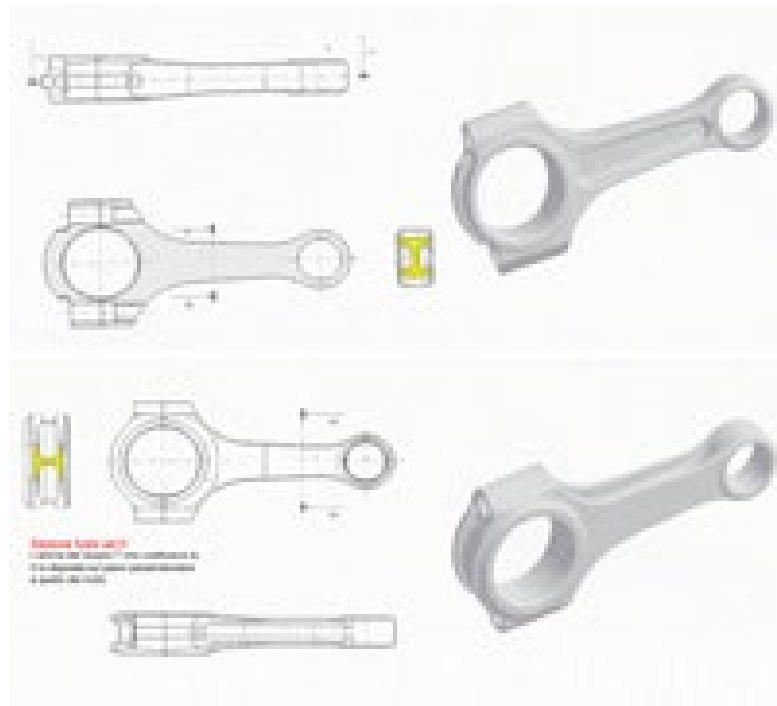
5.11 Bielle in Titanio

L'uso del titanio nei motori ad alte prestazioni è molto appetibile perchè la riduzione delle masse in rotazione, e soprattutto di quelle in moto alterno, è di prioritaria importanza nella ricerca di regimi e potenze elevati. Dato che a parità di caratteristiche meccaniche una

*biella in lega di titanio pesa il 45% in meno di una in acciaio, i vantaggi diventano più che evidenti. Fra questi minori carichi che l'albero motore ed i relativi cuscinetti debbono sopportare, con effetti positivi in affidabilità e durata. Lo stesso albero motore, necessitando di contrappesi meno massicci, diventa più leggero. La lega di titanio più utilizzata nelle competizioni è: **Ti-6Al-4V** ed anche **Ti 6A 14V**.*

Elementi di alligazione bielle in titanio

Il titanio non viene utilizzato puro, così come non viene mai utilizzata pura la stragrande maggioranza dei materiali impiegati nel motorsport e nella meccanica in generale, tra i principali elementi di alligazione adoperati per ottenere leghe con buone prestazioni troviamo: molibdeno; stagno; alluminio; vanadio; zirconio. Tali elementi migliorano le lavorazioni alle macchine utensili successive alla forgiatura; si aumenta notevolmente la resistenza all'usura anche alle elevate temperature. Naturalmente non è possibile usare il titanio puro in quanto ha una forte tendenza all'ingranamento ovvero a grippare con i materiali adiacenti. I problemi di attrito del titanio vengono risolti con: molibdeno; carburi di wolframio; nitruri di titanio. Questi ultimi elementi vengono riportati sulla superficie del componente in titanio tramite trattamenti al plasma.



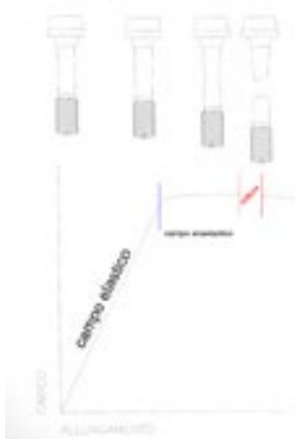
5.12 Bielle ad H

Alle bielle ad H viene riconosciuta una maggior resistenza nei casi in cui venga sensibilmente aumentata la pressione di scoppio o esistano particolari problemi di detonazione in quanto, proprio grazie alla loro sezione, hanno una maggior resistenza a flessione nel momento della combustione. La forma del fusto delle bielle è quasi sempre a doppio T ma l'anima della T può essere disposta nel piano del moto (in tal caso abbiamo una biella con sezione ad I -vedi la figura sopra-, parte superiore) oppure nel piano perpendicolare a quello del moto (biella con sezione ad H - figura sopra, parte inferiore). Le bielle con sezione ad H sono particolarmente indicate per i motori da competizione per una moltitudine di motivi che andiamo velocemente ad analizzare. Sono ottenute per fresatura o microfusione (lavorazioni piuttosto costose sconsigliate per i motori di serie ma che offrono superfici rifinite e permettono di raggiungere tolleranze più precise). Sono realizzate in acciaio o leghe di titanio. Anche se la loro sezione non si presta a resistere al meglio alla sollecitazione del “colpo di frusta” il

problema viene minimizzato grazie alla loro lunghezza ridotta rispetto a quella delle bielle montate sui motori stradali. Si prestano all'utilizzo di viti mordenti per fissare il cappello di biella alla testa in quanto, le bielle con sezione ad H, non hanno sul cappello di biella una nervatura centrale che rende scomodo l'alloggiamento della vite di fissaggio. Vantano raccordi del piede con la testa decisamente migliori di quelli ottenibili sulle bielle con sezione ad I. Non sono soggette a problemi di costi essendo destinate ad un mercato dove i costi spesso passano in secondo piano.

5.13 Bulloni di biella

Gran parte delle rotture nel manovellismo più che alle bielle sono da imputare ai bulloni e dovute alla fatica che essi sopportano allungandosi ed accorciandosi giro dopo giro. I bulloni sono in acciaio, materiale con comportamento piuttosto elastico che si allunga sotto sforzo per poi ritornare alla dimensione iniziale. Superando il limite elastico l'acciaio subisce una deformazione che diventa permanente e subisce il così detto snervamento. Superato lo snervamento raggiunge velocemente la rottura non potendo più ritornare alla misura iniziale; in poche parole si strappa. Ricordiamo che il bullone è l'insieme vite + dado.



6 DESCRIZIONE DEL CICLO TERMODINAMICO DI UN MOTORE A 4 TEMPI A CICLO OTTO O BEAU de ROCHAS

6.1 Ciclo Otto ideale

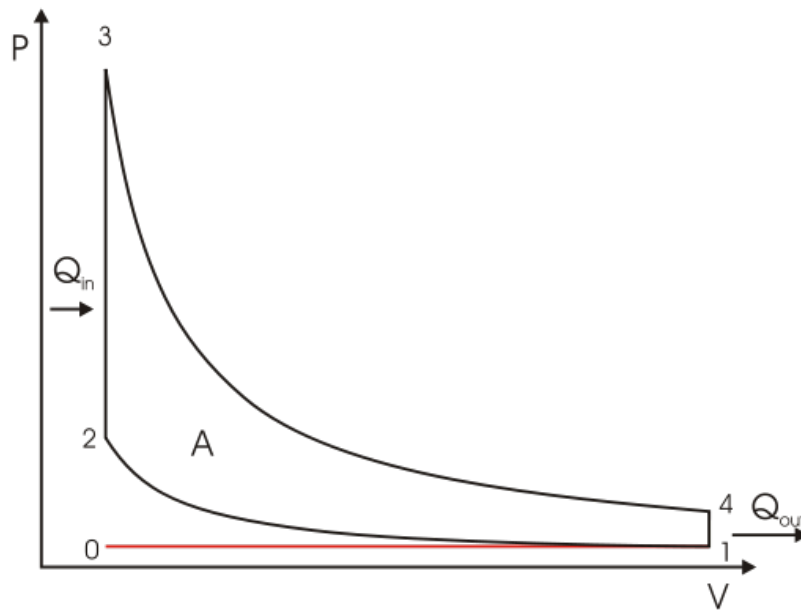


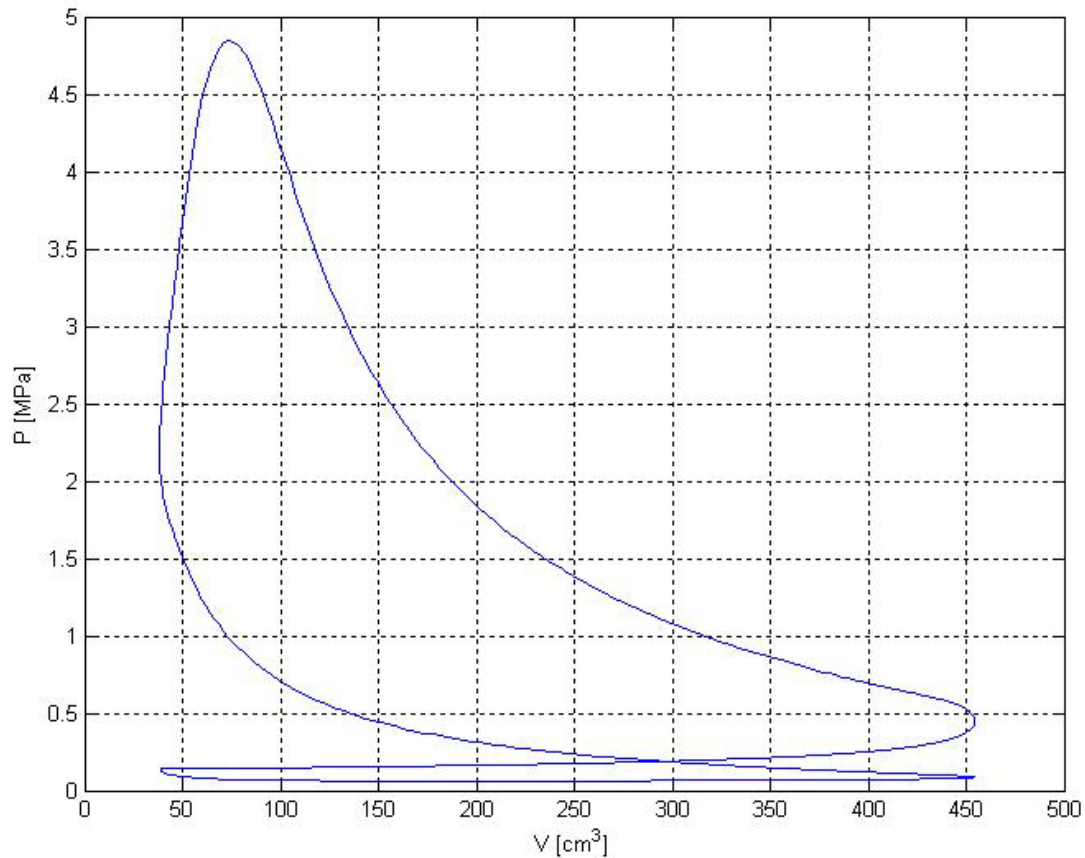
Diagramma PV (pressione volume)

Il diagramma racchiude e descrive le quattro fasi fondamentali elencate in precedenza:

- *0-1 fase isobara di aspirazione della carica fresca*
- *1-2 fase adiabatica di compressione e fase isocora di combustione con immissione di una quantità di calore Q_{in}*
- *3-4 fase adiabatica di espansione attiva*
- *4-1 fase isocora di apertura valvola di scarico emissione di una quantità di calore Q_{out}*
- *1-0 fase isobara di scarico gas combusti*

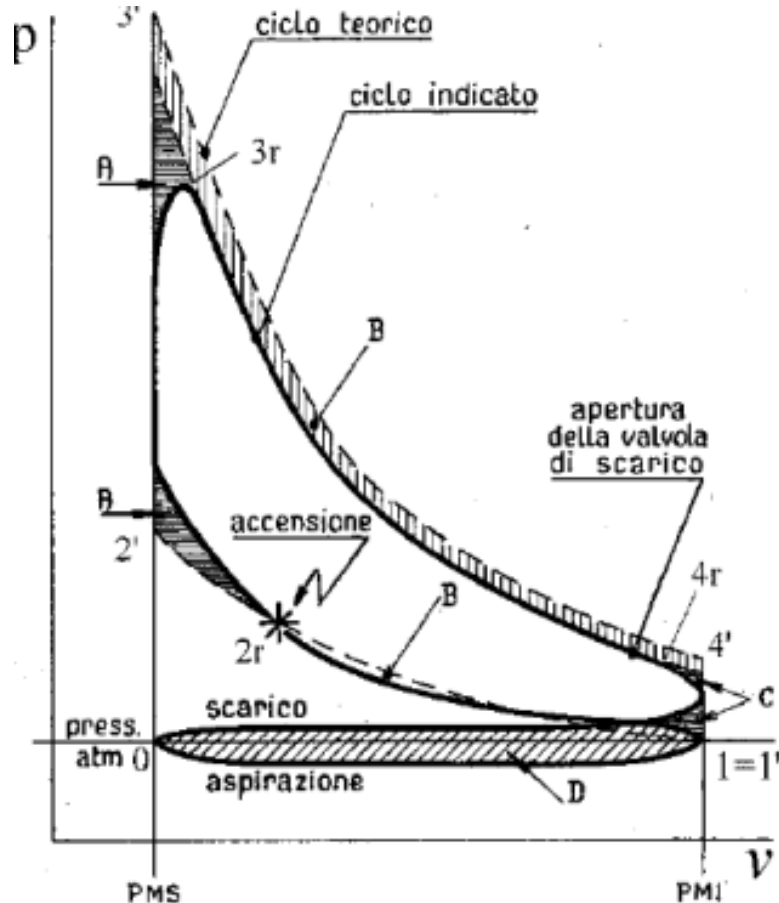
6.2 Ciclo Otto indicato (reale)

Il ciclo descritto nel punto precedente, rappresenta la forma ideale delle varie fasi termodinamiche. Il ciclo reale (ciclo indicato) descritto dalla seguente immagine, contempla le fasi comprensive delle perdite per attriti e rendimenti vari.



Ciclo termico “indicato” di un motore 4 tempi a ciclo otto.

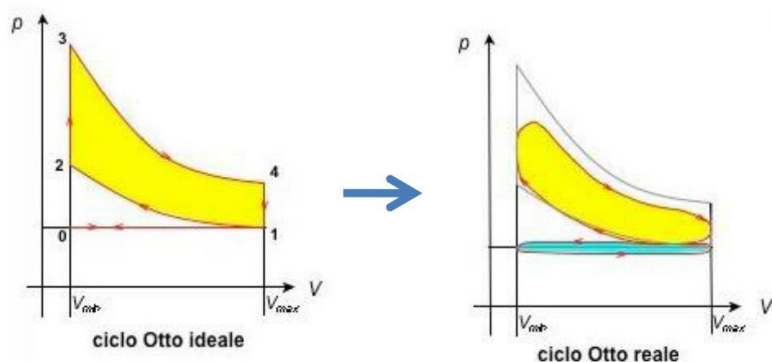
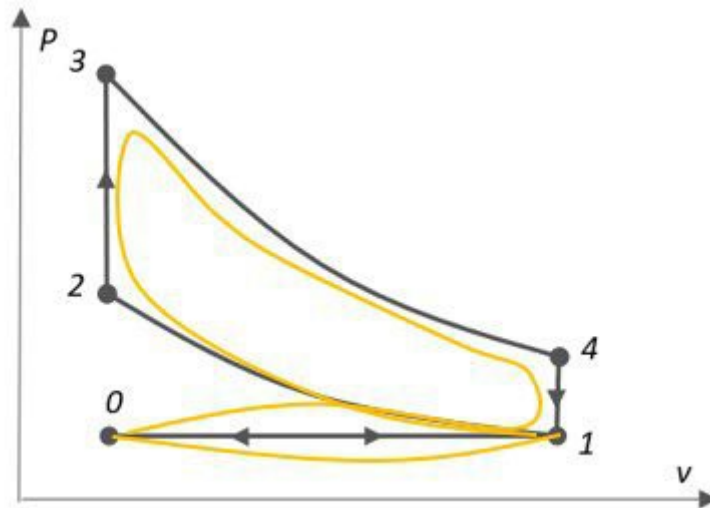
Nel ciclo indicato le fasi risultano ampiamente arrotondate, indice questo di una notevole perdita di energia per effetto degli attriti e dei rendimenti termici che si sviluppano nelle varie fasi. Sul diagramma PV l'area racchiusa dalle fasi e percorsa in senso orario,



indica il lavoro positivo prodotto dal motore. L'area percorsa in verso antiorario indica il lavoro negativo dissipato dal motore. La superficie indicata con la lettera D indica l'area compresa tra le due fasi inattive di aspirazione e scarico. Questa area è percorsa in verso antiorario e quindi rappresenta un lavoro negativo compiuto dal sistema meccanico. In pratica durante la fase di aspirazione vi è un lavoro di pompaggio dell'aria comburente dal PMS al PMI dovuto alla presenza di attriti che si oppongono al passaggio della carica fresca. Durante la fase di scarico dei gas combusti dal PMI al PMS si verifica un lavoro negativo di pompaggio ancora dovuto agli attriti di attraversamento dei condotti. L'eliminazione di questa area negativa è l'obiettivo di sviluppo dei sistemi di sovralimentazione: turbo-compressi oppure volumetrici. Nella realtà il ciclo si differenzia da quello ideale poiché la combustione non può essere istantanea e come abbiamo visto

precedentemente, le valvole di aspirazione e scarico non si aprono e chiudono esattamente nelle posizioni limite del pistone. Inoltre, per aspirare la carica fresca e per espellere i fumi di scarico, occorre fornire energia (zona tratteggiata D).

Il **ciclo reale (ciclo indicato)** è tracciato sperimentalmente mediante un indicatore che rileva l'andamento della pressione nel cilindro al variare della corsa del pistone. Come anticipato, il ciclo reale è comunemente detto **diagramma indicato** o **ciclo indicato**, proprio perché rilevato grazie all'apparecchiatura nota come **indicatore**.



➡ LAVORO MINORE

Confronto fra ciclo otto ideale e ciclo otto indicato

Sul piano P-V possiamo valutare le seguenti indicazioni:

- *L'area del ciclo reale risulta inferiore a quella del ciclo ideale.*
- *Nel ciclo reale compaiono due aree orizzontali adiacenti disposte rispettivamente, al disotto e al disopra della quota indicante la pressione atmosferica, che rappresentano i due lavori di pompaggio in aspirazione e in scarico.*

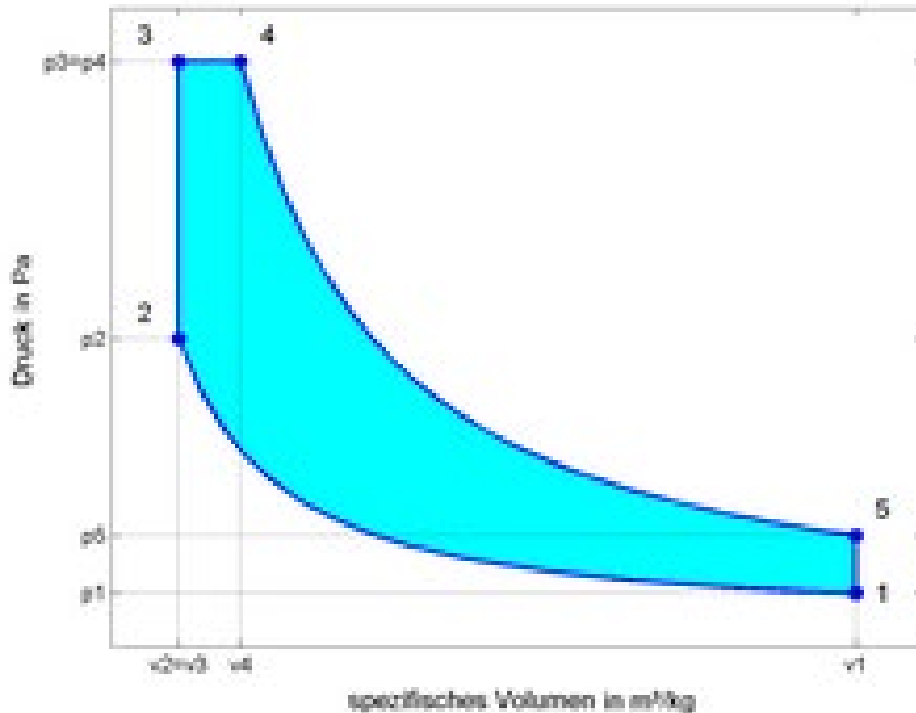
Oltre ad occupare una superficie minore, il ciclo reale presenta una delle differenze di forma rispetto al ciclo al ciclo ideale da cui deriva, differenze dovute principalmente alle seguenti cause:

- *Le trasformazioni di compressione e di espansione sono politropiche anziché adiabatiche. Quindi scambiano calore con l'ambiente esterno (si pensi all'impianto di raffreddamento del motore).*
- *La combustione non avviene istantaneamente, quindi non è rigorosamente isocora (a volume costante).*
- *L'istante di inizio della combustione avviene prima che il pistone abbia raggiunto il PMS.*
- *Vi sono perdite di pressione dovute al prolungamento del tempo di apertura della valvola di scarico e della valvola di aspirazione (per effetto dell'angolo di incrocio).*

Analizzando il ciclo indicato, possiamo definire le quattro fasi con una tabella:

Fase	Volume	Pressione
<i>Aspirazione</i>	<i>Aumenta</i>	<i>Diminuisce</i>
<i>Compressione</i>	<i>Diminuisce</i>	<i>Aumenta</i>
<i>Espansione</i>	<i>Aumenta</i>	<i>Diminuisce</i>
<i>Scarico</i>	<i>Diminuisce</i>	<i>Aumenta</i>

6.3 Ciclo Sabathè come precisazione rispetto al ciclo otto



Ciclo Sabathè ideale

Il ciclo Sabathé, detto anche dual combustion o limited pressure o misto o Trinkler o Seiliger, è un ciclo termodinamico di riferimento per i motori a combustione interna nel quale la combustione avviene in parte a pressione costante ed in parte a volume costante. È un ciclo impiegato nei motori alternativi a combustione spontanea (ciclo Diesel) alimentati a gasolio nei quali la combustione avviene spontaneamente per compressione del fluido operatore senza l'utilizzo della scintilla prodotta dalla candela (ciclo Otto). Esso porta il nome dell'ideatore, Sabathè. Si tratta di un ciclo "intermedio" fra il ciclo Otto e il ciclo Diesel; l'introduzione del calore Q_{in} è sdoppiata in due fasi distinte e successive.

Il ciclo Sabathè è spesso chiamato ciclo Diesel veloce ed è composto da cinque trasformazioni operate sul fluido introdotto nella camera di combustione. Le fasi del ciclo sono le seguenti:

- *Una compressione adiabatica (senza scambio di calore con l'esterno) fra i punti 1 e 2*
- *Una prima introduzione di calore $Q_{in'}$ a volume costante fra i punti 2 e 3*
- *Una seconda introduzione di calore $Q_{in''}$ a pressione costante fra i punti 3 e 4*
- *Un'espansione adiabatica fra i punti 4 e 5*
- *L'espulsione del calore residuo Q_{out} a volume costante fra i punti 5 e 1*

Anche il ciclo Sabathè descritto precedentemente è un ciclo che presenta un ciclo indicato o ciclo reale, che contempla i vari rendimenti ed inevitabili perdite. L'aspetto del ciclo Sabathè reale si presenta molto simile ad un mix tra ciclo Otto e Ciclo Diesel, con abbondanti arrotondamenti per effetto delle reali trasformazioni delle fasi.

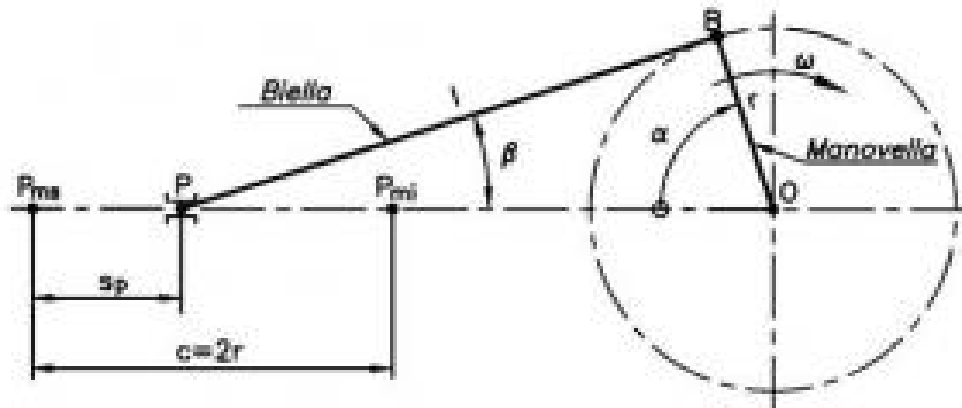
Il ciclo Sabathè reale, assume una forma intermedia fra quelle dei cicli Otto e Diesel. Nei cicli Diesel e Sabathè si raggiungono pressioni di $60 \div 70$ bar ($6 \div 7$ MPa) e anche superiori, se il motore dispone dei più moderni apparati di iniezione e possiede elettroniche di comando della distribuzione e fasatura delle valvole di aspirazione e scarico.

6.4 Limitazioni nella trattazione tecnica

In questa trattazione in prima analisi, ci limiteremo a valutare gli aspetti cinematici, dinamici e strutturali della biella come componente del meccanismo biella manovella di un motore a combustione interna a ciclo Otto. Data la velocità angolare Ω della manovella assunta costante, determineremo il moto di tutti gli altri membri. In modo particolare ci occuperemo di sviluppare le equazioni della legge del moto del pistone (punto P) e di tutto il suo equipaggio, S_p e con successivi procedimenti di derivazione matematica, ricaveremo le conseguenti espressioni della velocità V_p e accelerazione A_p . La fase successiva sarà l'identificazione e definizione delle sollecitazioni impresse alla biella dovute dalla combustione del fluido operatore e dagli effetti dinamici inerziali. Definite le sollecitazioni, si procederà al calcolo di verifica di una biella inserita in un particolare motore a combustione interna, applicando i metodi di verifica e di calcolo tradizionale. Come premessa si prescinde dall'analisi termodinamica della combustione e dall'analisi fluidodinamica e delle relative dinamiche dei flussi operatori, basandoci unicamente sull'aspetto della verifica strutturale dell'elemento biella.

7 ANALISI DEL MANOVELLISMO E CINEMATICA DI MOVIMENTO

7.1 Terminologia adottata



Manovellismo ordinario centrato

α = angolo di rotazione della manovella rispetto alla posizione di PMS

β = angolo di inclinazione dell'asse della biella rispetto all'asse del cilindro

sp = spostamento del punto P (stantuffo o pistone) rispetto al PMS

r = raggio della manovella

$c = 2r$ = corsa dello stantuffo o pistone

l = lunghezza della biella

$\mu = l/r$ rapporto caratteristico tra la lunghezza della biella l e il raggio di manovella r

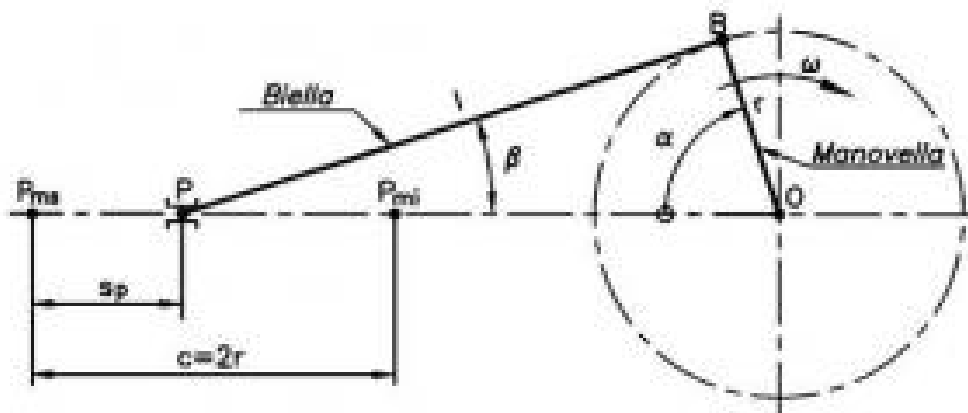
Inoltre definiamo il segmento BS come la distanza del punto B dall'asse del cilindro.

Con queste premesse, iniziamo l'analisi cinematica del punto P inteso in prima analisi come punto materiale. Successivamente la presenza di velocità e accelerazioni, inducono un insieme di sollecitazioni per effetto della massa degli organi in moto, seguendo la nota relazione: $F = m * a$ (N).

8 CINEMATICA DEL MANOVELLISMO ORDINARIO CENTRATO

8.1 Determinazione della legge del moto del punto P (pistone o stantuffo)

La biella nel suo complesso svolge un lavoro determinante nella trasmissione del moto dal pistone, sospinto dalla pressione generata dalla combustione della miscela di aria e benzina in un rapporto stechiometrico preciso, alla manovella e all'albero motore.



È evidente che, facendo ruotare la manovella in senso orario, il punto P si sposta con velocità variabile lungo il segmento $C=2r$ ai cui estremi si trovano il PMS e il PMI. Quando la manovella ha compiuto mezzo giro, il punto P è nel PMI ed è costretto ad invertire il moto, ritornando verso il PMS, dove il fenomeno si ripete, dando luogo ad un movimento periodico caratterizzato da precise leggi cinematiche.

In prima analisi valutiamo lo spazio Sp percorso dal piede di biella P al fine di ricavare successivamente la velocità e l'accelerazione istantanea.

$$Sp = (l + r) - (l \cos \beta + r \cos \alpha) = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta)$$

Ponendo in evidenza il raggio di manovella r , otteniamo:

$$Sp = r \left(1 - \cos \alpha + \frac{l}{r} - \frac{l}{r} \cos \beta \right)$$

Poiché r è spesso un sottomultiplo della lunghezza l della biella, ponendo:

$$\mu = \frac{l}{r}$$

L'espressione dello spazio percorso Sp diventa:

$$Sp = r(1 - \cos\alpha + \mu - \mu \cos\beta)$$

Abbiamo una relazione che identifica lo spazio Sp funzione di due angoli α e β , variabili contemporaneamente che pone il calcolo di difficile soluzione.

Analizziamo il segmento BS definito in precedenza:

$$BS = l \sin\beta = r \sin\alpha$$

$$\sin\beta = \frac{r \sin\alpha}{l} = \frac{\sin\alpha}{\mu}$$

Dalla relazione fondamentale:

$$\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1 \Rightarrow \cos^2\beta = 1 - \sin^2\beta \Rightarrow \cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta}$$

$$\text{Essendo: } \sin\beta = \frac{\sin\alpha}{\mu} \Rightarrow \cos\beta = \sqrt{1 - \frac{\sin^2\alpha}{\mu^2}} = \sqrt{\frac{\mu^2 - \sin^2\alpha}{\mu^2}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\mu^2 - \sin^2\alpha}$$

Sostituendo questa relazione nell'equazione dello spazio, otteniamo:

$$\begin{aligned} Sp &= r \left[1 - \cos\alpha + \mu - \mu \left(\frac{1}{\mu} \sqrt{\mu^2 - \sin^2\alpha} \right) \right] \Rightarrow \\ &\Rightarrow Sp = r \left(1 - \cos\alpha + \mu - \sqrt{\mu^2 - \sin^2\alpha} \right) \end{aligned}$$

Con le precedenti verifiche, abbiamo ottenuto una relazione che è funzione solamente dell'angolo α e del rapporto $\mu = \frac{l}{r}$.

L'angolo α è l'angolo di manovella facilmente misurabile e sicuramente oscillante tra 0 e 2π radianti. Inoltre il rapporto $\mu = \frac{l}{r}$ è

spesso definito come rapporto indotto dalle dimensioni del motore in esame.

Volendo effettuare una semplificazione della precedente relazione e quindi ottenere una **approssimazione**, possiamo osservare il contenuto della radice $\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \alpha}$ dove il secondo termine $\sin^2 \alpha$ è trascurabile rispetto al primo μ^2 e quindi $\sin^2 \alpha \ll \mu^2 \Rightarrow \sqrt{\mu^2} = \mu$ e la precedente relazione diviene:

$$Sp = r (1 - \cos \alpha + \mu - \mu)$$

$$Sp = r (1 - \cos \alpha).$$

Questa ultima relazione rispecchia una delle formule ricavate nello studio del moto armonico, confermando il moto periodico del punto P e quindi del pistone.

I risultati ottenibili applicando la formula approssimata coincidono solamente per i seguenti valori di α :

$$\text{per } \alpha = 0 \Rightarrow Sp = 0$$

$$\text{per } \alpha = \pi \Rightarrow Sp = 2r$$

Per i rimanenti valori di α l'errore rientra in minimi scarti percentuali, tali da essere tollerati nella maggior parte delle progettazioni.

Poiché per ipotesi, il bottone di manovella B descrive una circonferenza di raggio r con velocità angolare ω costante nel tempo, l'angolo α è funzione di tale velocità secondo la nota relazione cinematica $\alpha = \omega t$, per cui l'espressione dello spazio Sp percorso dal punto P può essere posta sotto la seguente forma:

$$Sp = r \left(1 - \cos \omega t + \mu - \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t} \right) \text{ legge del moto del punto } P$$

Questa relazione che corrisponde all'equazione del moto del punto P e anche del suo equipaggio formato dal pistone + spinotto + segmenti + anelli elastici, se analizzata per $\alpha = \pi/2$ consente di valutare che lo spazio percorso dal punto P è maggiore di $c/2$. Cioè, nel primo

quarto di giro della manovella il punto P percorre uno spazio maggiore di mezza corsa. Questo particolare, come vedremo successivamente, suggerisce il dubbio che durante il primo quarto di rotazione della manovella $\alpha = \pi/2$ la velocità del punto P sia maggiore della velocità ottenuta durante la seconda rotazione con $\alpha = \pi$.

8.2 Calcolo della legge di variazione della velocità del piede di biella

Derivando la precedente espressione di S_p rispetto al tempo, otteniamo l'equazione della velocità v del punto P.

$$v = dS_p/dt$$

Nei testi universitari di Meccanica applicata alle Macchine, Costruzioni di Macchine e Macchine, è consuetudine fornire agli studenti formule ed equazioni preconfezionate di utilizzo immediato, tralasciando per motivi pratici tutto lo studio e lo sviluppo matematico svolto per ottenerle. In questo lavoro lo scrivente, oltre il calcolo strutturale della biella, ha voluto definire anche l'aspetto matematico delle relazioni cinematiche.

$$v = dS_p/dt = r \left[0 - (-\omega \cdot \text{sen}\omega t) + 0 - \frac{1}{2} \cdot \frac{0 - (2 \cdot \text{sen}\omega t \cdot \text{cos}\omega t \cdot \omega)}{\sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2\omega t}} \right]$$

$$v = r \left(\omega \cdot \text{sen}\omega t + \frac{2 \cdot \text{sen}\omega t \cdot \text{cos}\omega t \cdot \omega}{2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2\omega t}} \right)$$

Dalla formula di duplicazione del seno, si ha:

$$(2 \cdot \text{sen}\omega t \cdot \text{cos}\omega t = \text{sen}2\omega t)$$

Otteniamo:

$$v = r \left(\omega \cdot \text{sen}\omega t + \frac{\omega \cdot \text{sen}2\omega t}{2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2\omega t}} \right)$$

Ponendo in evidenza il termine ω , otteniamo:

$$v = r \cdot \omega \left(\text{sen}\omega t + \frac{\text{sen}2\omega t}{2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2\omega t}} \right) \text{ velocità del punto P}$$

Analogamente a quanto fatto sull'equazione del moto S_p , anche per la velocità v possiamo eseguire un'adeguata **approssimazione**. È possibile quindi trascurare il termine $\text{sen}^2 \omega t$ rispetto al termine μ^2 :

$$\mu^2 \gg \text{sen}^2 \omega t \Rightarrow \mu^2 - \text{sen}^2 \omega t \approx \mu^2 \Rightarrow$$

$$v = r \cdot \omega \left(\text{sen} \omega t + \frac{\text{sen} 2\omega t}{2 \cdot \sqrt{\mu^2}} \right) \Rightarrow$$

$$v = r \cdot \omega \cdot \text{sen} \omega t + \frac{r \cdot \omega}{2 \cdot \mu} \cdot \text{sen} 2\omega t = r \cdot \omega \cdot \left(\text{sen} \omega t + \frac{\text{sen} 2\omega t}{2 \cdot \mu} \right)$$

Dalle relazioni di v ottenute precedentemente (forma completa e forma approssimata), si rileva la presenza della somma di due termini distinti, che in ogni istante rappresentano due moti sinusoidali:

- $(\text{sen} \omega t)$ con pulsazione pari a ω e ampiezza $= r$. Questa è la componente della velocità di I° ordine.
- $(\text{sen} 2\omega t)$ con pulsazione pari a 2ω e ampiezza $= \frac{r}{4 \cdot \mu}$. questa è la componente della velocità di II° ordine.

La relazione di v approssimata consente il calcolo di v in un istante generico e per progettazioni non troppo sofisticate ne è consentito l'utilizzo. Tuttavia i risultati ottenuti con il suo impiego coincidono con quelli ottenuti con la relazione non approssimata solo per i due valori estremi:

- per $\alpha = 0 \Rightarrow (\text{sen} \omega t = 0)$ si ha $v = 0$
- per $\alpha = \pi \Rightarrow (\text{sen} \omega t = 0)$ si ha $v = 0$

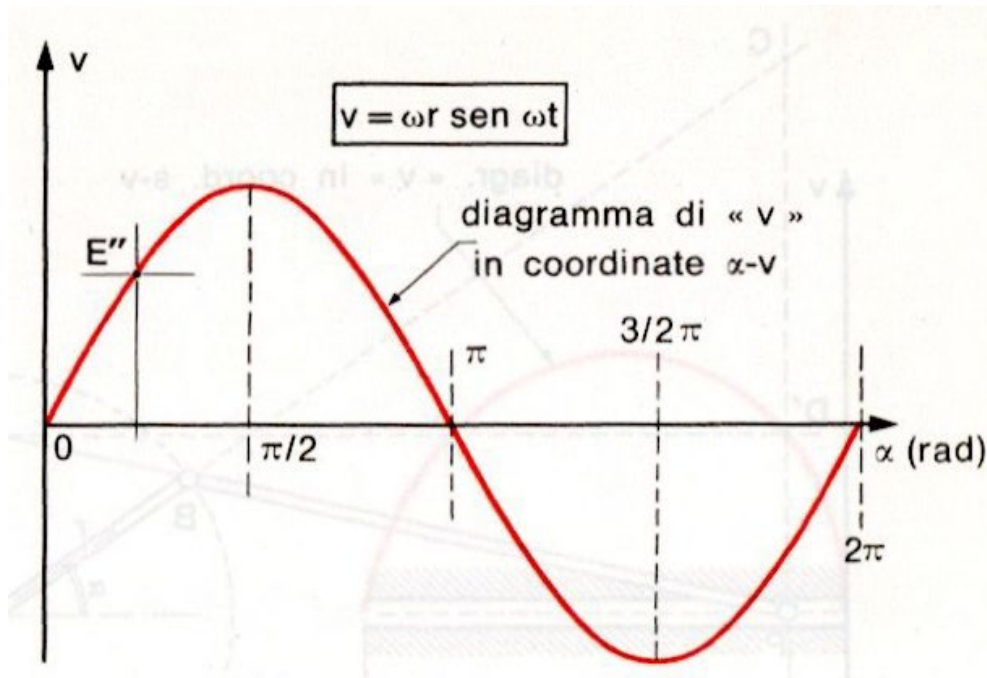
Se il termine μ tendesse a ∞ cioè se $l \gg r \Rightarrow \mu = \frac{l}{r} \rightarrow \infty \quad \frac{r \cdot \omega}{2 \cdot \mu} = 0$

quindi la relazione della velocità v assume la seguente forma:

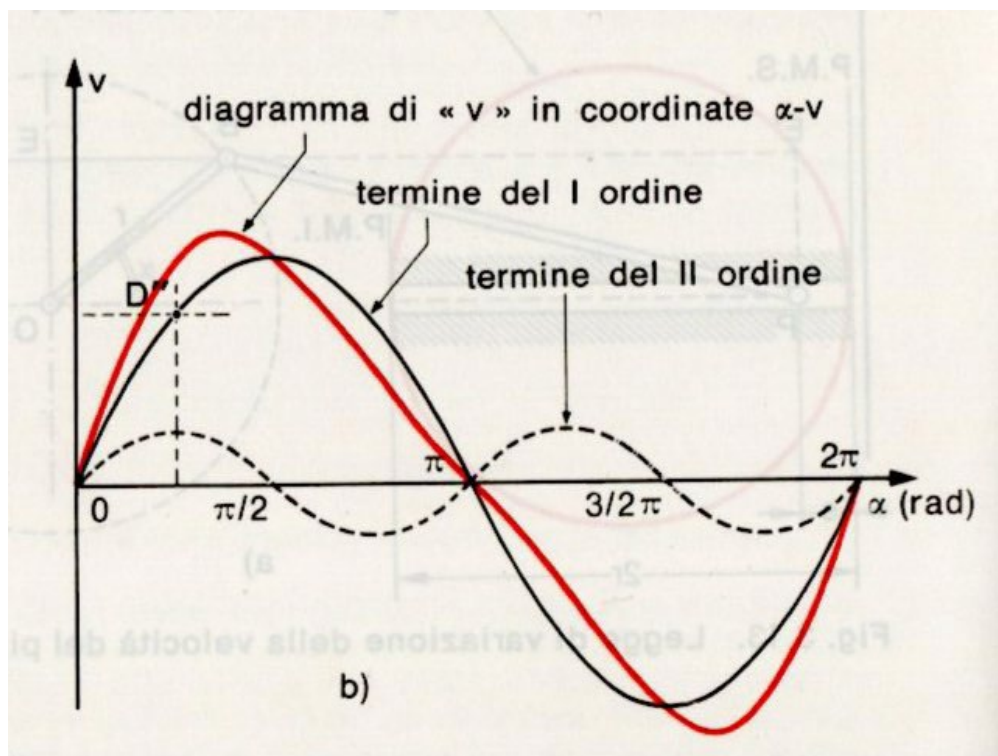
$$v = r \cdot \omega \cdot \text{sen} \omega t$$

coincidente con l'espressione di un moto armonico.

Se la precedente formula fosse applicabile allo studio in esame, il diagramma della velocità avrebbe il consueto andamento sinusoidale tipico dei moti armonici.



Applicando invece la formula completa si riscontra che la velocità di P non raggiunge il massimo valore per $r \alpha = \pi/2$ adianti, ma per valori di α di poco inferiori a tale limite.



La presenza delle due componenti, una di I° ordine e uno di II° ordine e la loro somma algebrica determina un andamento della velocità non simile a quella di un semplice andamento sinusoidale. La frequenza del termine di I° ordine è minore della frequenza del termine di II° ordine. Praticamente il termine di II° ordine oscilla due volte più velocemente del termine di I°. Dalla figura precedente, notiamo come il termine di I° ordine compie due oscillazioni simmetriche attorno all'asse delle ascisse nel ciclo di $\alpha = 2\pi$ e come il termine di II° ordine compie quattro oscillazioni nello stesso ciclo pari ad $\alpha = 2\pi$.

8.3 Calcolo della legge di variazione della accelerazione del piede di biella

Derivando la relazione che costituisce la legge di variazione della velocità del punto P, si può risalire alla valutazione dell'accelerazione istantanea che compete al piede di biella in relazione alle continue inversioni del moto dello stantuffo.

$$a = dv/dt$$

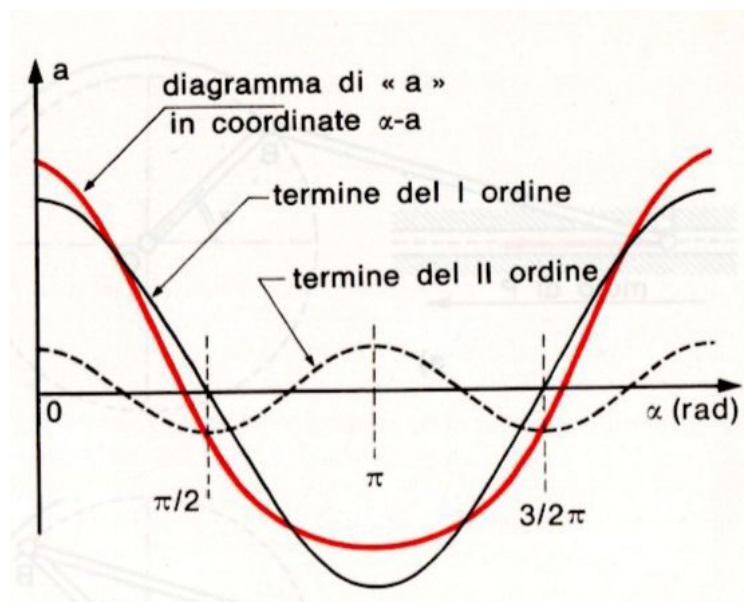
Il procedimento di derivazione risulta particolarmente articolato e complesso:

$$\begin{aligned} a &= r\omega \left(\omega \cdot \cos\omega t + \frac{\cos 2\omega t \cdot 2\omega \cdot 2\sqrt{\mu^2 - \sin^2\omega t}}{(2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2\omega t})^2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{-\sin 2\omega t \cdot 2^{-1} \cdot 2(0 - 2 \cdot \sin\omega t \cdot \cos\omega t \cdot \omega)}{(2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2\omega t})^2} \right) \Rightarrow \\ &\Rightarrow a = r\omega \left(\omega \cdot \cos\omega t + \frac{4\omega \cdot \cos 2\omega t \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2\omega t}}{4 \cdot (\mu^2 - \sin^2\omega t)} \right. \\ &\quad \left. + \frac{-\sin 2\omega t \cdot (-2\omega \cdot \sin\omega t \cdot \cos\omega t)}{4 \cdot (\mu^2 - \sin^2\omega t)} \right) \end{aligned}$$

Dalla relazione ($\sin 2\omega t = 2 \cdot \sin \omega t \cdot \cos \omega t$) e raccogliendo il termine ω otteniamo:

$$a = r\omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{4 \cdot \cos 2\omega t \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t} + \sin^2 \omega t}{4 \cdot \mu^2 - 4 \cdot \sin^2 \omega t} \right)$$

Il diagramma della legge di accelerazione del punto P, mette in evidenza l'effetto dovuto ai due termini: uno di I° ordine e uno di II° ordine. Chiaramente dove la velocità v è minima per ($\alpha = \pi$) e ($\alpha = 2\pi$) l'accelerazione a è massima in quanto nei pressi di questi angoli di rotazione della manovella, la velocità decresce, si annulla e cresce di nuovo. Analogamente a quanto succede per la velocità, anche la legge di variazione dell'accelerazione è soggetta a due componenti. La frequenza del termine di I° ordine è minore della frequenza del termine di II° ordine. Praticamente il termine di II° ordine oscilla due volte più velocemente del termine di I°. Dalla figura precedente, notiamo come il termine di I° ordine compie due oscillazioni simmetriche attorno all'asse delle ascisse nel ciclo di $\alpha = 2\pi$ e come il termine di II° ordine compie quattro oscillazioni nello stesso ciclo pari ad $\alpha = 2\pi$.



Anche per quanto riguarda l'accelerazione del punto P , è possibile operare una **approssimazione** della relazione di a . A tal fine deriviamo rispetto al tempo la relazione approssimata della velocità:

$$v = r \cdot \omega \cdot \sin \omega t + \frac{r \cdot \omega}{2 \cdot \mu} \cdot \sin 2\omega t = r \cdot \omega \cdot \left(\sin \omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2 \cdot \mu} \right)$$

$$a = dv/dt = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t + \frac{\omega \cdot r}{2 \cdot \mu} \cdot 2\omega \cdot \cos 2\omega t$$

semplificando, si ottiene:

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t + \frac{r}{\mu} \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\omega t$$

e ponendo in evidenza $\omega^2 \cdot r$:

$$a = \omega^2 \cdot r \left(\cos \omega t + \frac{1}{\mu} \cdot \cos 2\omega t \right)$$

Le relazioni così ottenute risultano sufficientemente approssimate per la maggior parte dei calcoli inerenti alle normali applicazioni numeriche e nelle progettazioni di motori non particolarmente spinti. La legge di variazione dell'accelerazione espressa dalla precedente relazione, consente deduzioni analoghe a quelle esposte nei riguardi della velocità istantanea di P :

- L'accelerazione istantanea si compone di due termini, ciascuno dei quali può essere assimilato alla legge di un moto armonico:

$$a = a' + a''$$

- Il primo termine di a : $a' = (\omega^2 \cdot r \cdot \cos \omega t)$ rappresenta la legge dell'accelerazione di un moto armonico di ampiezza r e pulsazione ω .

- Il secondo termine: $a'' = \left(\frac{r}{\mu} \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\omega t \right)$ che possiamo scrivere nella forma: $a'' = (2\omega)^2 \cdot \frac{r}{4 \cdot \mu} \cdot \cos 2\omega t$ rappresenta la legge dell'accelerazione di un altro moto armonico avente ampiezza pari a $r/(4 \cdot \mu)$ e pulsazione 2ω .

• *Trascurare il secondo termine rispetto al primo, equivale a ritenere che il manovellismo sia dotato di una biella lunghissima rispetto al raggio di manovella. In questa ipotesi infatti il fattore $\mu = l/r$ tende all'infinito e perciò il rapporto $r/(4 \cdot \mu)$ tende a zero. Nell'ipotesi quindi di una biella di lunghezza infinita, l'accelerazione del piede di biella P si esprime nella seguente forma: $a = a' = (\omega^2 \cdot r \cdot \cos\omega t)$.*

A conferma della correttezza delle approssimazioni operate in precedenza, sviluppando in serie di Fourier le espressioni dello spostamento, velocità e accelerazione del punto P e arrestandosi al II° ordine, si hanno le seguenti relazioni:

- *Per lo spostamento* $Sp \approx r \cdot \left(1 - \cos\omega t + \frac{1 - \cos 2\omega t}{4 \cdot \mu}\right)$
- *Per la velocità* $v \approx r \cdot \omega \cdot \left(\sin\omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2 \cdot \mu}\right)$
- *Per l'accelerazione* $a \approx r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu}\right)$

8.4 Diagramma delle accelerazioni del piede di biella

La costruzione grafica illustrata nel paragrafo precedente è utile per stabilire l'andamento del diagramma, che è parabolico e presenta un massimo positivo in corrispondenza del PMS e un massimo negativo al PMI.

Il valore del massimo positivo si ottiene ponendo nell'equazione della accelerazione il valore $\alpha = 0$;

$$a \approx r \cdot \omega^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{\mu}\right)$$

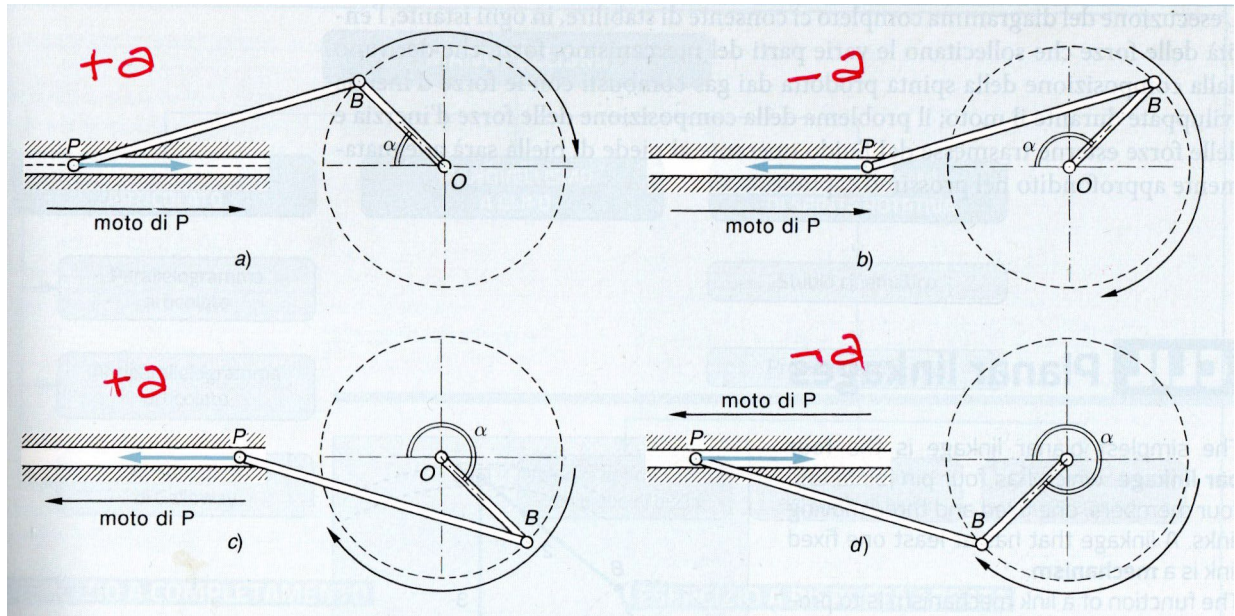
Mentre per $\alpha = \pi$ si ha:

$$a \approx -r \cdot \omega^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{\mu}\right)$$

Che costituisce il valore massimo negativo.

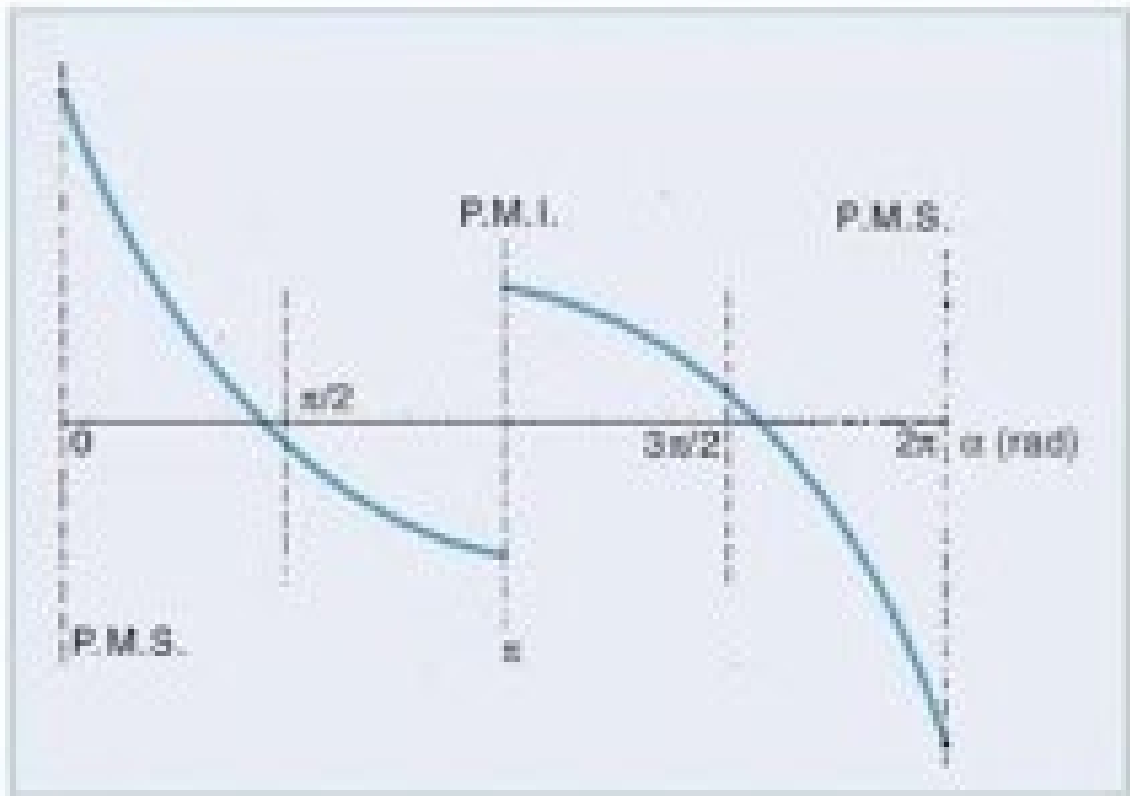
In un giro completo della manovella il piede di biella P compie il tragitto di andata $PMS \blacktriangleright PMI$ e di ritorno $PMI \blacktriangleleft PMS$.

La seguente figura rappresenta la sequenza delle quattro fasi fondamentali dello spostamento del punto P in funzione dell'angolo di rotazione α della manovella.



- Nella prima semi corsa di andata ($0 < \alpha < \pi/2$), il moto di P è accelerato e la relativa accelerazione è diretta da sinistra a verso destra (figura a). L'accelerazione è di segno positivo in quanto è concorde con il moto di P .
- Nella seconda semi corsa di andata ($\pi/2 < \alpha < \pi$), il piede di biella P si sposta con moto decelerato e la sua accelerazione si inverte. Il suo segno è negativo infatti è discorde con il moto di P .
- Nella prima semi corsa di ritorno ($\pi < \alpha < 3\pi/2$), il piede di biella P , dopo essersi arrestato, inverte il proprio moto e riprende ad accelerare. Il segno dell'accelerazione è positivo in quanto concorde con il moto di P .

- Nella seconda semi corsa di ritorno ($3\pi/2 < \alpha < 2\pi$), il piede di biella P è soggetto ad un moto decelerato. Ora l'accelerazione ha il segno negativo e si oppone al moto del punto P .



Dal diagramma di cui sopra, cui si riferisce ad un giro di manovella, è facile notare che nel secondo semiperiodo, con il punto P che si sposta dal PMI verso il PMS con $(\pi < \alpha < 2\pi)$ la prima semi corsa inizia accelerando con un'ordinata positiva uguale a quella negativa con cui si è concluso il semiperiodo precedente.

9 ANALISI DINAMICA E VALUTAZIONE DELLE FORZE CHE AGISCONO SULL'ELEMENTO BIELLA

9.1 Generalità

Lo studio è condotto per successive fasi. Il calcolo di una biella automobilistica prevede i seguenti punti:

- *Calcolo del fusto: calcolo a sforzo normale; calcolo a carico di punta; calcolo a flessione (colpo di frusta).*
- *Calcolo del piede di biella.*
- *Calcolo della testa di biella.*
- *Calcolo del cappello.*
- *Calcolo delle viti.*

Il calcolo prevede di svolgere una verifica a resistenza di un elemento utilizzato su motori automobilistici di serie.

Le equazioni cinematiche viste nei capitoli precedenti, consentono di determinare le forze complessive che agiscono sulla biella per effetto della pressione esercitata dalla combustione e delle forze inerziali dovute alle masse in moto lineare alternato e in moto circolare. Fondamentalmente tutte queste forze obbediscono alla relazione fondamentale della dinamica: $F = m \cdot a$ conosciuta come seconda legge di Newton o seconda legge della dinamica.

9.2 Equazioni cinematiche del manovellismo ordinario centrato

La legge del moto è la seguente:

$$S_p = r \left(1 - \cos \omega t + \mu - \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t} \right)$$

Che sviluppata in serie di Fourier diviene:

$$S_p \approx r \cdot \left(1 - \cos \omega t + \frac{1 - \cos 2\omega t}{4 \cdot \mu} \right)$$

La legge della velocità del pistone è la seguente:

$$v = r \cdot \omega \left(\sin \omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2 \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t}} \right)$$

Che sviluppata in serie di Fourier diviene:

$$v \approx r \cdot \omega \cdot \left(\sin \omega t + \frac{\sin 2\omega t}{2 \cdot \mu} \right)$$

La legge della accelerazione del pistone è la seguente:

$$a = r\omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{4 \cdot \cos 2\omega t \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t} + \sin^2 \omega t}{4 \cdot \mu^2 - 4 \cdot \sin^2 \omega t} \right)$$

Che sviluppata in serie di Fourier diviene:

$$a \approx r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

L'equazione che descrive l'accelerazione del piede di biella (punto P, oppure pistone e accessori), è composta da due termini:

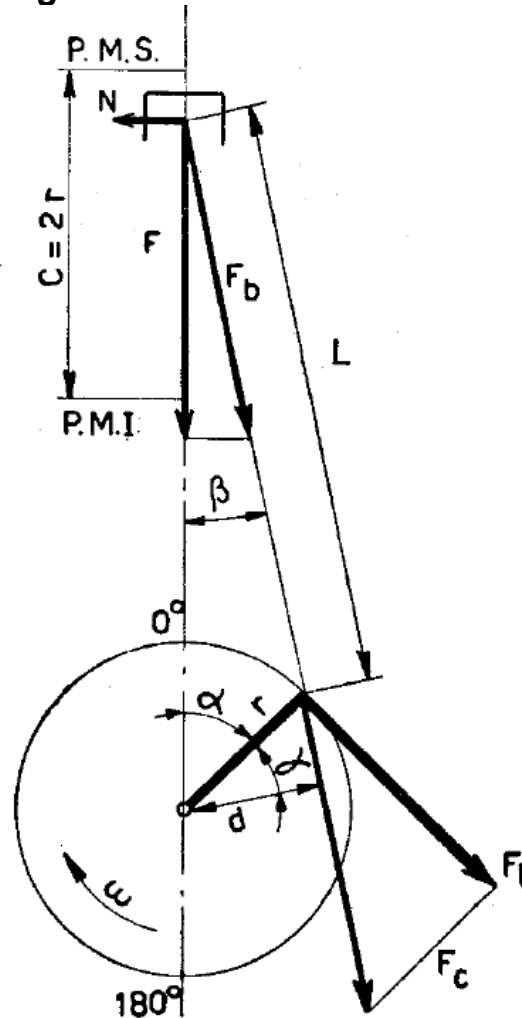
$$a' = r\omega^2 \cdot (\cos \omega t) \quad \text{e} \quad a'' = r\omega^2 \cdot \left(\frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right), \quad \text{relativamente di primo}$$

ordine e secondo ordine.

Queste relazioni saranno utilizzate per la determinazione delle forze cui la biella è soggetta.

In diversi testi universitari e articoli specialistici, viene spesso indicato con il termine $\lambda = \frac{r}{l}$ il rapporto tra il raggio di manovella r e la lunghezza della biella l .

9.3 Forze esterne agenti sul manovellismo



Scomposizione della forza F agente sullo stantuffo

La forza che agisce sullo stantuffo vale $F = p \cdot S$ dove p è la pressione esercitata dai gas di combustione e S è l'area della sezione dello stantuffo. Considerando la biella in una posizione generica, si scompone la forza F nelle due componenti: F_b diretta secondo l'asse della biella $F_b = \frac{F}{\cos \beta}$ e N diretta normalmente alla guida dello stantuffo $N = F \cdot \tan \beta$.

La componente F_b si ripercuote direttamente sull'asse della biella causando sollecitazioni di compressione e carico di punta.

La componente N si ripercuote sul telaio della guida dello stantuffo, senza creare eccessive sollecitazioni sulla biella. La componente F_b si trasmette al al bottone di manovella, dove è necessaria un'altra scomposizione.

Componente F_t con direzione tangenziale alla circonferenza descritta dal bottone di manovella che da origine al momento motore:

$$F_t = F_b \sin(\alpha + \beta) = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Componente F_c diretta secondo il raggio della circonferenza che non produce effetti utili per il movimento dell'albero motore:

$$F_c = F_b \cos(\alpha + \beta) = F \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

9.4 Forze d'inerzia sugli organi dotati di moto rettilineo alternato e moto rotatorio con velocità angolare ritenuta costante.

Questo argomento richiede una particolare attenzione per una corretta valutazione delle forze effettivamente applicate al piede e alla testa di biella. Infatti determinata l'entità delle forze d'inerzia e il loro orientamento istantaneo, rimane da accertare se esse debbano essere sommate o sottratte alle forze esterne che premono sullo stantuffo. Questa operazione è necessaria per valutare i massimi valori delle sollecitazioni che si manifestano nei confronti della biella, del bottone di manovella e della manovella stessa.

La definizione di forza d'inerzia nella sua forma più generica, è rappresentata da una forza che si oppone, in ogni istante, alle variazioni di moto di un corpo. Essa è legata all'accelerazione a e alla massa m del corpo, dalla relazione $F = m \cdot a$, che è alla base della dinamica.

Poichè il manovellismo di spinta rotativa è dotato di un moto alternato periodico soggetto a continue variazioni di velocità, sul

piele di biella agiscono forze d'inerzia variabili nel tempo e dirette in modo da sommarsi algebricamente alle forze esterne che gravano sullo stantuffo. Se indichiamo con a l'accelerazione istantanea del piede della biella, la forza d'inerzia che lo sollecita è:

$$F_i = m_i \cdot a$$

Dove m_i rappresenta la massa complessiva degli organi mobili soggetti a moto rettilineo alternato, che comprende:

- *La massa dello stantuffo*
- *La massa dello spinotto, delle fasce elastiche e degli anelli elastici*
- *La massa del piede di biella e della bronzina*
- *Una porzione della massa del fusto della biella, il cui moto è piuttosto complesso, in quanto esso partecipa contemporaneamente al movimento dello stantuffo e a quello della manovella. In prima analisi si ritiene, con sufficiente approssimazione, di poter considerare che i 2/3 della lunghezza del fusto della biella partecipino al moto alternativo, quindi la massa di tale tratto deve essere conglobata nel termine m_i .*

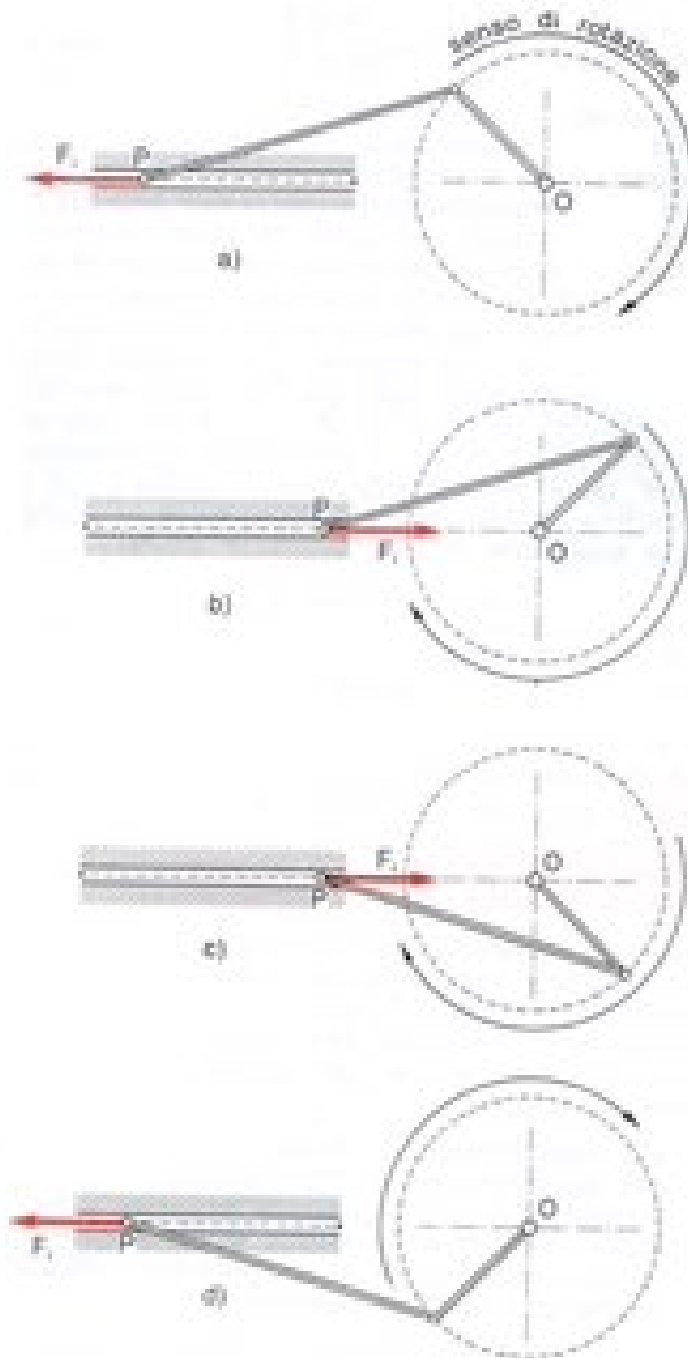
L'applicazione della relazione $F_i = m_i \cdot a$ è valida in ogni posizione assunta dal manovellismo e ricordando l'equazione dell'accelerazione, possiamo definire la forza d'inerzia con la seguente relazione:

$$F_i = m_i r \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{4 \cdot \cos 2\omega t \cdot \sqrt{\mu^2 - \sin^2 \omega t} + \sin^2 \omega t}{4 \cdot \mu^2 - 4 \cdot \sin^2 \omega t} \right)$$

Oppure, con l'accelerazione in forma compatta, sviluppata in serie di Fourier:

$$F_i = m_i \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

Tale accelerazione è orientata in modo da opporsi alla variazione di moto dello stantuffo. La seguente figura illustra la condizione di esistenza delle interazioni tra il moto accelerato o decelerato dello stantuffo e la sua accelerazione o decelerazione:



L'analisi delle quattro fasi di movimento dello stantuffo, si possono sintetizzare nelle seguenti considerazioni:

- *Fase a) nella prima semicorsa di andata il moto di P è accelerato verso destra (in direzione del PMI). La forza d'inerzia è rivolta verso sinistra e si oppone allo spostamento e alla forza esterna riducendone l'intensità.*
- *Fase b) nella seconda semicorsa di andata il moto di P è decelerato e la forza d'inerzia si oppone al moto e si somma alle forze esterne aumentandone l'intensità.*
- *Fase c) nella prima semicorsa di ritorno il moto del punto P è di nuovo accelerato verso sinistra e la forza d'inerzia è rivolta verso destra.*
- *Fase d) nell'ultima semicorsa di ritorno il moto del punto P è ancora decelerato e la forza d'inerzia è rivolta a sinistra. Questa fase è spesso definita come "incrocio" dove in un motore a 4 tempi esegue lo scarico dei gas combusti. La forza d'inerzia sollecita la biella a trazione.*

L'andamento qualitativo delle forze d'inerzia rispecchia l'andamento delle accelerazioni viste alla pagina 62. Pertanto il diagramma delle forze d'inerzia si ottiene direttamente da quello delle accelerazioni invertendo le singole ordinate e ovviamente, cambiando le scale del disegno per la presenza del fattore m_i .

Oltre al piede di biella (punto P), anche la testa di biella, il cappello e la manovella sono soggetti a forze d'inerzia. Il bottone di manovella (punto B) ruota attorno al punto O (asse di rotazione dell'albero motore) con moto pressochè costante, descrivendo una circonferenza il cui raggio è pari alla sua lunghezza r . In tale situazione siamo di fronte ad un'accelerazione centripeta, diretta radialmente verso il centro di rotazione O, di intensità pari a $a_c = \omega^2 \cdot r$ costante nel tempo. Per il secondo principio della dinamica, a tale accelerazione corrisponde una forza centripeta

$F_c = m_c \cdot \omega^2 \cdot r$ diretta verso il centro O. A questa forza si oppone una forza fittizia, uguale e contraria, diretta verso l'esterno, definita come forza centrifuga, che nel caso specifico, può essere assimilata ad una forza d'inerzia fittizia che sollecita la manovella e parte della biella. Nello schema di carico dovremo quindi considerare applicata nel punto B una forza di intensità costante:

$F_c = m_c \cdot \omega^2 \cdot r$ dove m_c rappresenta la massa complessiva degli organi soggetti a moto rotatorio.

10 SCOMPOSIZIONE DELLA BIELLA

10.1 Masse di sostituzione della biella (richiami teorici)

Le masse di sostituzione della biella sono un metodo di modellazione cinematica e dinamica utilizzato per semplificare il calcolo delle forze d'inerzia nel meccanismo biella-manovella, sostituendo la biella reale con due masse concentrate equivalenti.

10.1.1 Punti chiave delle masse di sostituzione:

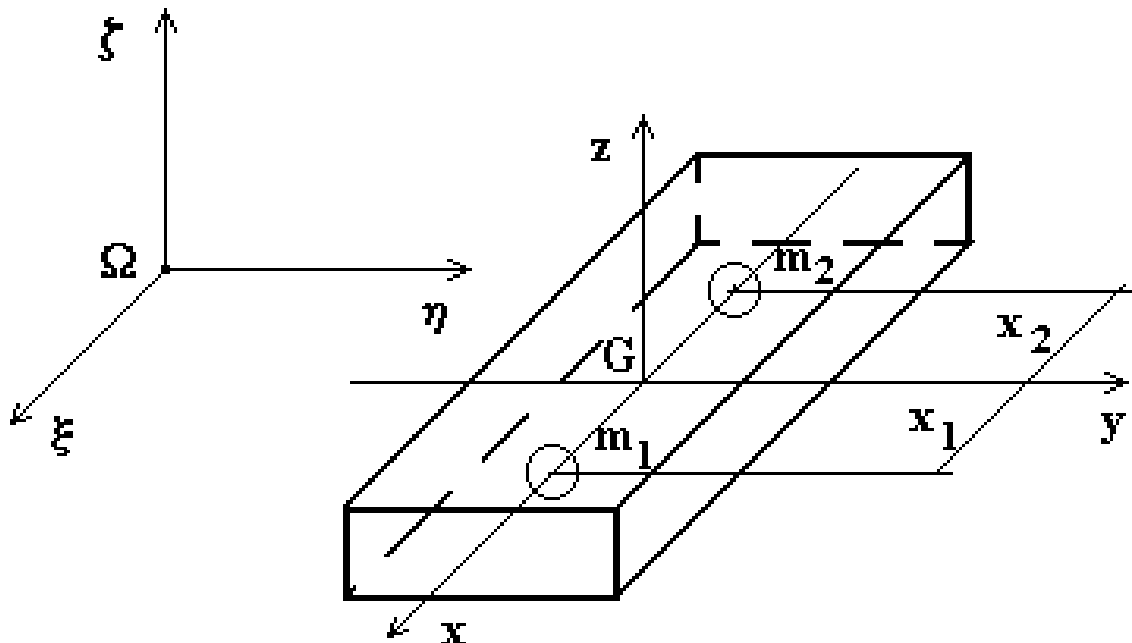
- **Suddivisione:** La massa totale della biella (m), viene solitamente suddivisa in due masse concentrate nei centri degli occhielli (piede P e testa B).
- **Massa al Piede (m_P moto alternativo):** Una parte della massa della biella m , solitamente valutata circa 1/3 di m , o calcolata tramite la distanza del baricentro. Essa è sommata alla massa del pistone e dello spinotto, concentrandosi nel piede della biella (punto P).
- **Massa alla Testa (m_B moto rotante):** La parte restante, circa 2/3 di m , viene sommata alla massa del bottone di manovella, concentrandosi nella testa della biella (punto B).

- **Equivalenza Dinamica:** Per essere equivalente, il sistema deve rispettare la stessa massa totale, lo stesso baricentro e lo stesso momento d'inerzia rispetto al baricentro della biella originale.
- **Forze d'Inerzia:** La massa alla testa genera una forza centrifuga costante, mentre la massa al piede genera una forza d'inerzia alternata, contribuendo alle vibrazioni del motore.

Questo metodo è fondamentale per il dimensionamento e la verifica delle bielle, specialmente in motori ad alta velocità

10.2 Condizione di moto piano

Nel caso il moto di S sia un moto piano, un sistema dinamicamente equivalente ad S , per tale moto, può esser ottenuto con due sole masse. Si consideri un corpo S che si muove in un piano parallelo al piano $\xi \eta$ di un riferimento fisso ed un riferimento $Gxyz$ solidale ad S avente gli assi paralleli ad $\Omega\xi\eta z$.



Il moto di S consiste dunque in una traslazione nel piano $\xi \eta$ ed in una rotazione attorno a z . Per tale motivo, un sistema di due masse

puntiformi m_1 ed m_2 disposte sull'asse x sarà dinamicamente equivalente ad S se:

I) La massa dei due sistemi è identica

II) I due baricentri coincidono

III) Il momento di inerzia di massa rispetto all'asse z è lo stesso per i due sistemi

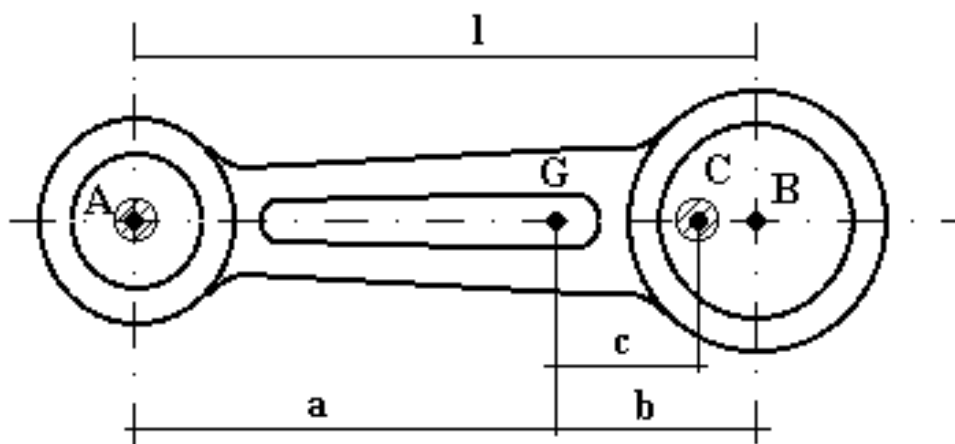
Le tre condizioni su elencate sono espresse dalle relazioni:

- $M = m_1 + m_2$
- $m_1 x_1 = m_2 x_2$
- $m_1 x_1^2 + m_2 x_2^2 = I_{zz} = m p^2$ (Momento di inerzia di massa I_{zz} ottenuto dal prodotto della massa m moltiplicata al raggio di inerzia al quadrato p^2).

Tali relazioni costituiscono un sistema di tre equazioni dal quale, fissata una delle 4 incognite (m_1 ; m_2 ; x_1 ; x_2) è possibile ricavare le altre tre.

Un esempio può chiarire la situazione:

La biella rappresentata schematicamente nella figura seguente, fa parte di un meccanismo articolato ed il suo moto si svolge tutto in un piano parallelo a quello di rappresentazione. Si desidera sostituire alla biella un sistema di due masse.



Detti A e B le tracce degli assi delle due coppie rotoidali alle estremità della biella, sono noti:

m = la massa della biella

a = la distanza del baricentro da A

I = il momento di inerzia di massa della biella rispetto all'asse baricentrico e normale al piano del moto

L = la distanza tra gli assi delle coppie rotoidali.

Si può fissare la posizione di una delle due masse ad esempio in A, a distanza a nota dal baricentro e determinare la distanza c dal baricentro dell'altra massa ed il valore delle due masse:

- $m_A + m_C = m$
- $m_A a = m_C c$
- $m_A a^2 + m_B b^2 = I$

da cui si ricava:

- $m_A = m c / (a + c)$
- $m_B = m a / (a + c)$
- $c = I / (m a)$

E' da osservare che normalmente il punto C non risulterà coincidente con B. Nel caso si imponga anche che l'altra massa sia in B, in linea di principio, non necessariamente potranno essere soddisfatte tutte le 3 equazioni contemporaneamente, ma solo due di esse.

Se si impone siano soddisfatte le prime due:

- $m'_A + m'_B = m$
- $m'_A a = m'_B b$

da cui si ricava:

- $m'_A = m b / l$
- $m'_B = m a / l$

Il sistema costituito da queste due masse è equivalente alla biella soltanto staticamente.

In definitiva possiamo descrivere la sostituzione con alcune considerazioni dettate da una ricerca di dati utili e da lezioni tenute all'istituto di macchine della facoltà di Ingegneria di Modena e Reggio Emilia UNIMORE.

10.3 Scomposizione della biella

Le parti dotate di moto rotatorio (gruppo della biella) sono sostituite per semplicità di trattazione mediante un sistema di masse concentrate ciascuna delle quali risulta animata di moto semplice. Si può dimostrare che un corpo di massa diffusa, animato di moto rototraslatorio piano, può essere sostituito con un sistema di tre masse concentrate in tre punti arbitrari di una retta giacente sul piano del moto e passante per il baricentro del corpo.

Facendo riferimento alla successiva figura, si può pensare di sostituire la biella con tre masse concentrate:

- *massa m_{ba} nel centro del piede di biella (punto A) dotata di moto alterno;*
- *massa m_{bo} nel baricentro G della biella;*
- *massa m_{br} nel centro della testa di biella (punto B) dotata di moto rotatorio.*

Indicando con m_b la massa totale della biella e con J_Z , il suo momento di inerzia rispetto ad un asse passante per il baricentro G e normale al piano del moto. Le condizioni per cui i due sistemi risultino dinamicamente equivalenti sono le seguenti:

$m_{ba} + m_{bo} + m_{br} = m_b$ (conservazione della massa);

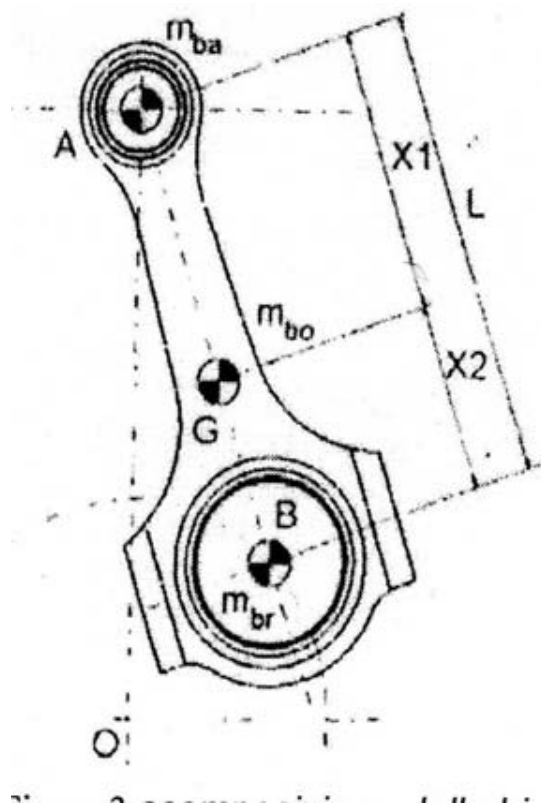
$m_{ba} X_1 = m_{br} X_2$ (conservazione del baricentro);

$m_{ba} X1^2 + m_{br} X2^2 = J_z$ (conservazione del momento d'inerzia rispetto al baricentro G).

Questa sostituzione presenta l'inconveniente che per calcolare la forza d'inerzia agente sulla massa m occorre conoscere la legge di moto del baricentro G. Per aggirare l'ostacolo si può pensare di sostituire la biella con due sole masse concentrate:

- massa m_{ba} nel centro del piede di biella (punto A) dotata di moto alterno;
- massa m_{br} nel centro della testa di biella (punto B) dotata di moto rotatorio.

Risulta tuttavia evidente che un sistema di due sole masse concentrate non può soddisfare tutte le equazioni del sistema precedente. Per ovviare a questo inconveniente si introduce un momento d'inerzia puro J' , entità che non ha nulla di fisico, ma che serve unicamente a soddisfare il sistema precedente e di cui si dovrà tenere conto nell'espressione dell'energia cinetica della biella.



Sarà pertanto:

- $m_{ba} + m_{br} = m_b$
- $m_{ba} X_1 = m_{br} X_2$
- $m_{ba} X_1^2 + m_{br} X_2^2 + J' = J_z$

Dalla quale si ricava:

- $m_{ba} = m_b X_2 / L$
- $m_{br} = m_b X_1 / L$
- $J' = J_z X_1 X_2$

il momento d'inerzia J' risulta negativo e mediamente assume il valore;

$$J' = - (0.01 \div 0.03) m_b r^2 / \lambda^2$$

Volendo effettuare calcoli teorici precisi, occorrerebbe applicare al sistema un momento correttivo delle forze d'inerzia pari a:

$$\Delta M_i = - \omega b J'$$

Diretto secondo l'accelerazione angolare della biella, essendo $J' < 0$. Poiché i valori numerici di questo momento sono piccoli essi vengono in pratica trascurati e si utilizzano solo le prime due condizioni di equivalenza. In questo modo la massa totale m_b della biella risulta scomposta in una massa:

$$m_{ba} = m_b X_2 / L$$

concentrata nel punto A ed animata di moto alterno ed in una massa:

$$m_{br} = m_b X_1 / L$$

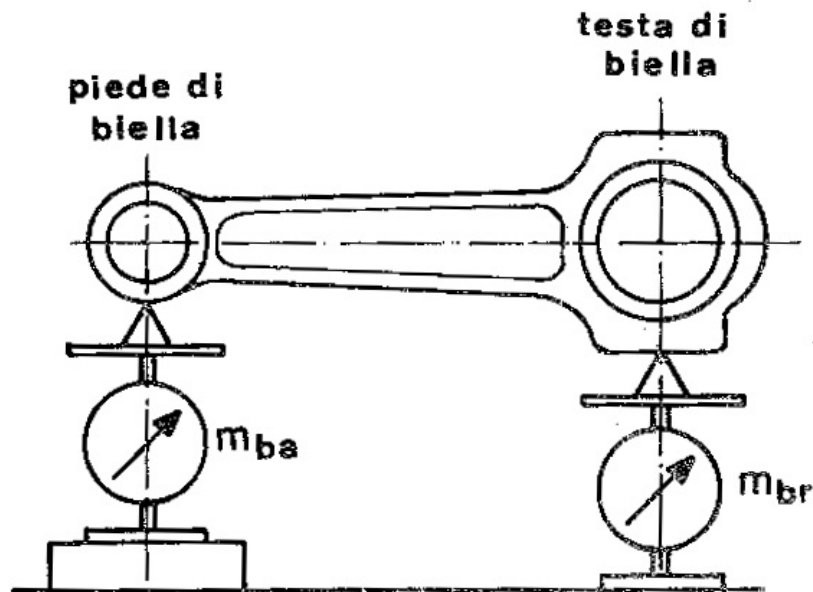
concentrata nel punto B ed animata di moto rotatorio.

La determinazione pratica dei valori da assegnare a m_{ba} , e m_{br} si effettua appoggiando, con asse della biella perfettamente orizzontale, le estremità della stessa su due bilance munite di coltelli che sostengono la biella in corrispondenza dei centri del piede e della testa. Le corrispondenti letture forniscono le parti alterna m_{ba} e rotante m_{br} .

Per la maggior parte dei motori a quattro tempi risulta:

$m_{ba} = (0.2 \div 0.35) m_b$ (in molti testi si descrive $m_{ba} \approx 1/3 m_b$)

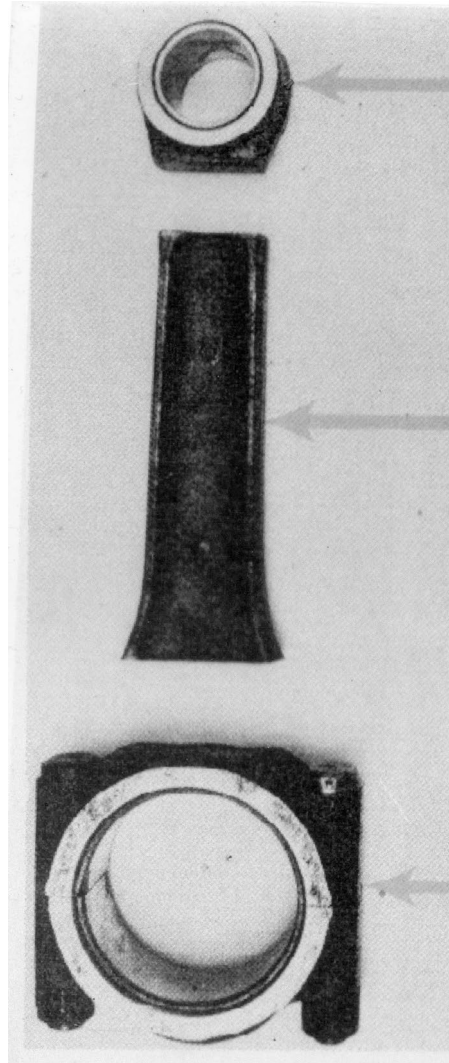
$m_{br} = (0.65 \div 0.8) m_b$ (in molti testi si descrive $m_{br} \approx 2/3 m_b$)



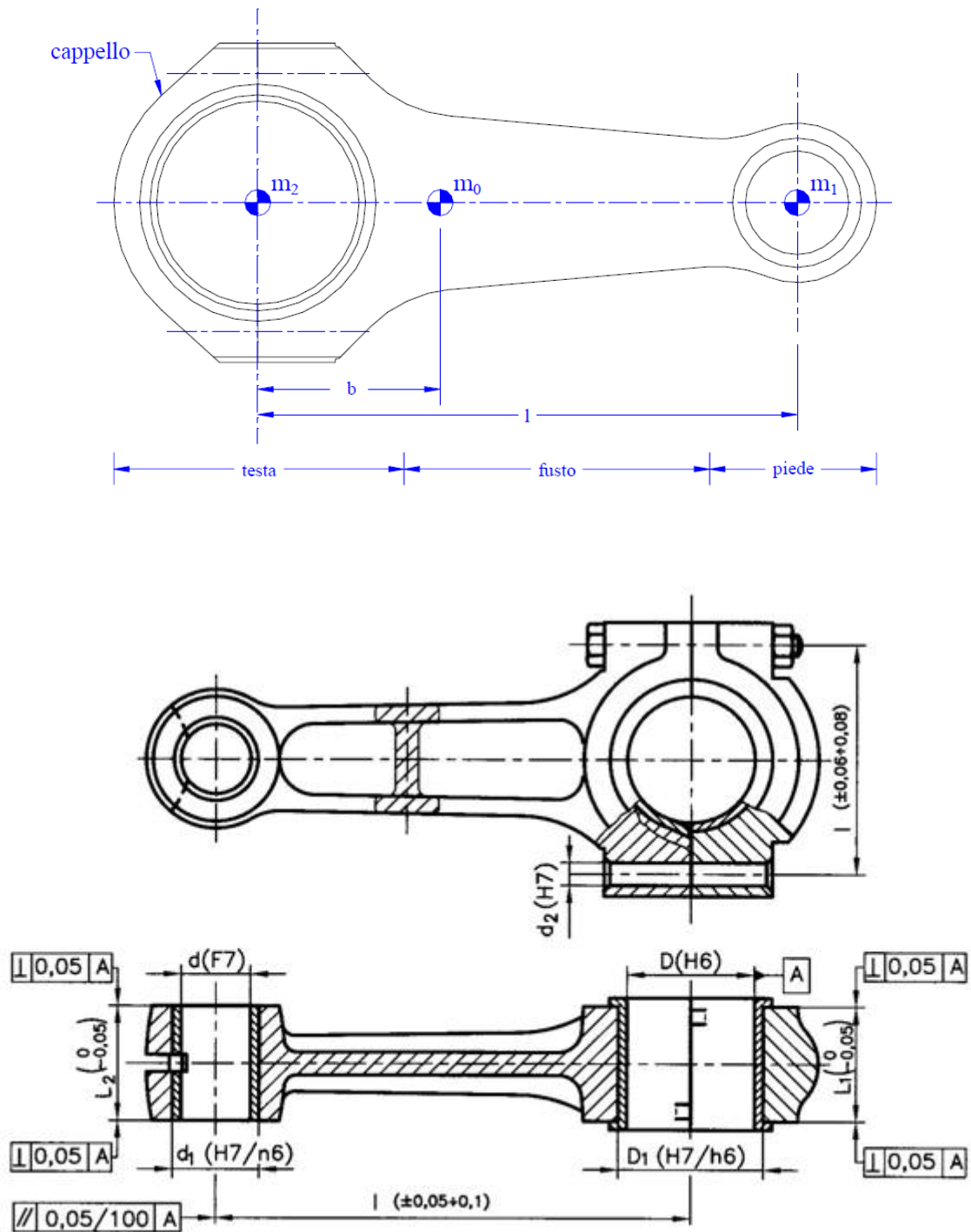
Nel caso in esame abbiamo:

- $m_b = 0,55 \text{ kg.}$ (Massa totale della biella)
- $m_{ba} = 0,135 \text{ kg.}$ (Massa della biella con moto alterno. Successivamente m_s)
- $m_{br} = 0,415 \text{ kg.}$ (Massa della biella con moto circolare. Successivamente m_a)

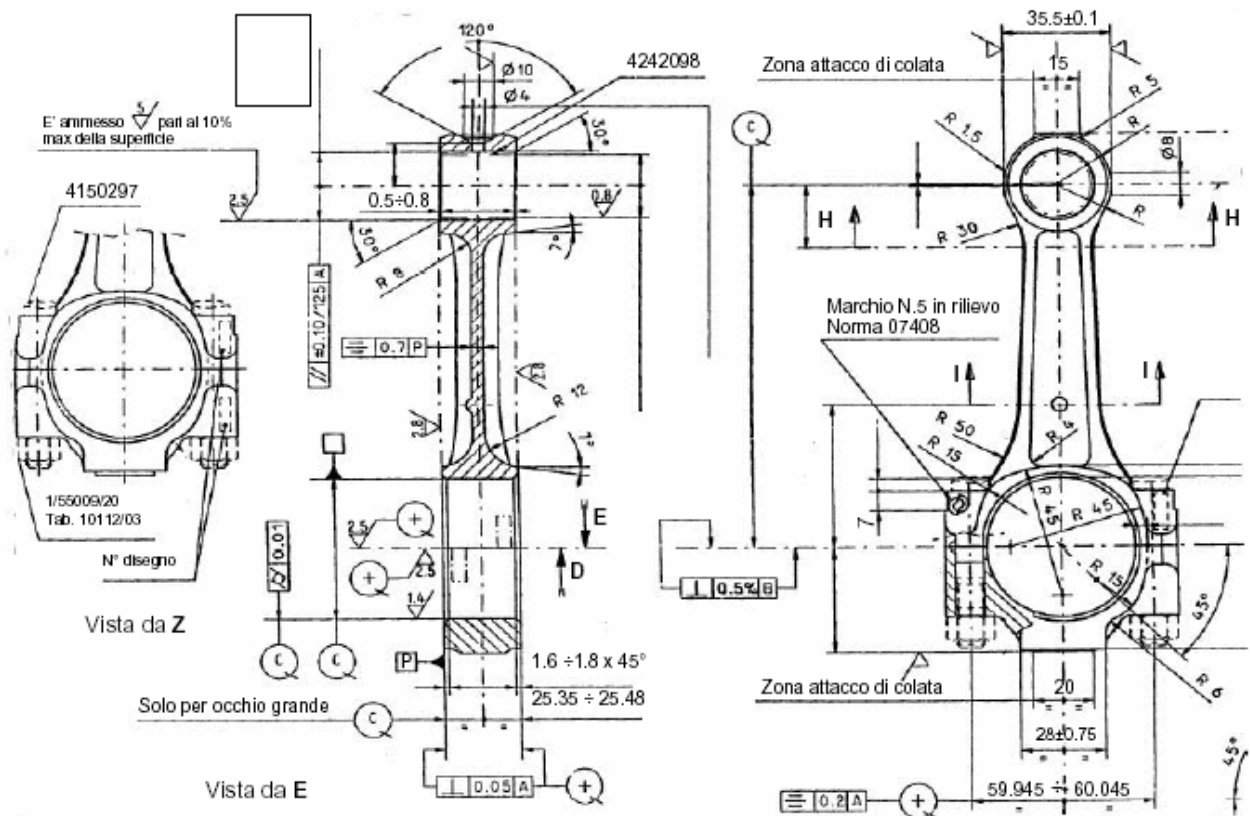
11 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DI UNA BIELLA CON TESTA IN DUE PEZZI



La biella si suddivide fundamentalmente in tre sezioni distinte: piede, fusto e testa. La testa a sua volta è spesso, per comodità di montaggio, composta anche dal cappello e dalle viti o bulloni di collegamento.



Nell'esempio analizzato nel presente lavoro, il fusto è a sezione a doppia T o H e sviluppo costante non rastremato. La scelta è dovuta alla ricerca di una struttura leggera che non comprometta la stabilità e il bilanciamento dinamico del motore.



12 TERMINOLOGIA ADOTTATA E DEFINIZIONE DELLE AZIONI

12.1 Premessa

Nel presente studio si adotta uno schema di verifica classico con approccio dettato dalle considerazioni tratte da corsi universitari e testi specifici come:

- *Costruzione di macchine, Prof. Fausto Caboni, Pitagora Editrice Bologna.*
- *Costruzione di macchine, Prof. Renato Giovannozzi, Patron Editore Bologna.*
- *Costruzione di macchine, testo tratto dalle lezioni del Prof. Antonio Strozzi, Pitagora Editrice Bologna.*

In un secondo tempo sarà affrontato il tema dell'analisi eseguita con codici FEM che in questa sede, per motivi di carenza di potenza di calcolo e mancanza di un codice autorizzato, non potranno essere affrontati. Le considerazioni e le immagini saranno tratte da dispense e lezioni tenute da docenti universitari e articoli apparsi su riviste specializzate, come ad esempio:

- *Calcolo della biella e dello spinotto. Lezioni di Costruzione di macchine, tenute dal Prof. Antonio Strozzi. Università degli studi di Modena e Reggio Emilia. UNIMORE.*
- *Progettazione di bielle per motori endotermici. "Trasmissioni Meccaniche" n° 279 Giugno 2004 e n° 282 Ottobre 2004 (S.Baragetti, P.Bresciani, S.Mori, Università degli Studi di Bergamo, Facoltà di Ingegneria, Dipartimento progettazione e Tecnologie. E.Scarabotto, Same Deutz-Fahr Group S.p.A).*

12.2 Generalità

Il calcolo di una biella automobilistica prevede i seguenti punti:

- *Calcolo del fusto*
- *Calcolo a sforzo normale*
- *Calcolo a carico di punta*
- *Calcolo a flessione (colpo di frusta in fase di incrocio)*
- *Calcolo del piede di biella*
- *Calcolo della testa di biella*
- *Calcolo del cappello*
- *Calcolo delle viti di collegamento del cappello*

Nel presente trattato si è scelto di eseguire un'analisi concreta e un calcolo di verifica a resistenza che risulta più semplice di un calcolo di progetto.

Per i vari passaggi di calcolo, si effettua un'analisi dei carichi, un'analisi delle caratteristiche di sollecitazione (momento flettente, sforzo normale, taglio), ed un'analisi delle tensioni con la determinazione del coefficiente di sicurezza.

A tal fine si è scelto di considerare un motore a combustione interna bicilindrico 4 tempi ad elevata potenza specifica.

In letteratura è possibile trovare diverse teorie e ipotesi di calcolo e verifica della biella. In ogni caso attualmente ogni risultato deve essere confrontato con gli esiti di studio eseguiti mediante codici FEM specifici (es. Abacus v 6.5). In questo studio si segue un approccio può tradizionale e consueto estratto dal testo Costruzione di macchine, lezioni tenute dal Prof. F.Caboni agli studenti della Facoltà di Ingegneria dell'Università di Bologna e riprese dal Prof. A.Strozzi presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Modena e Reggio Emilia.

12.3 Definizione delle sollecitazioni

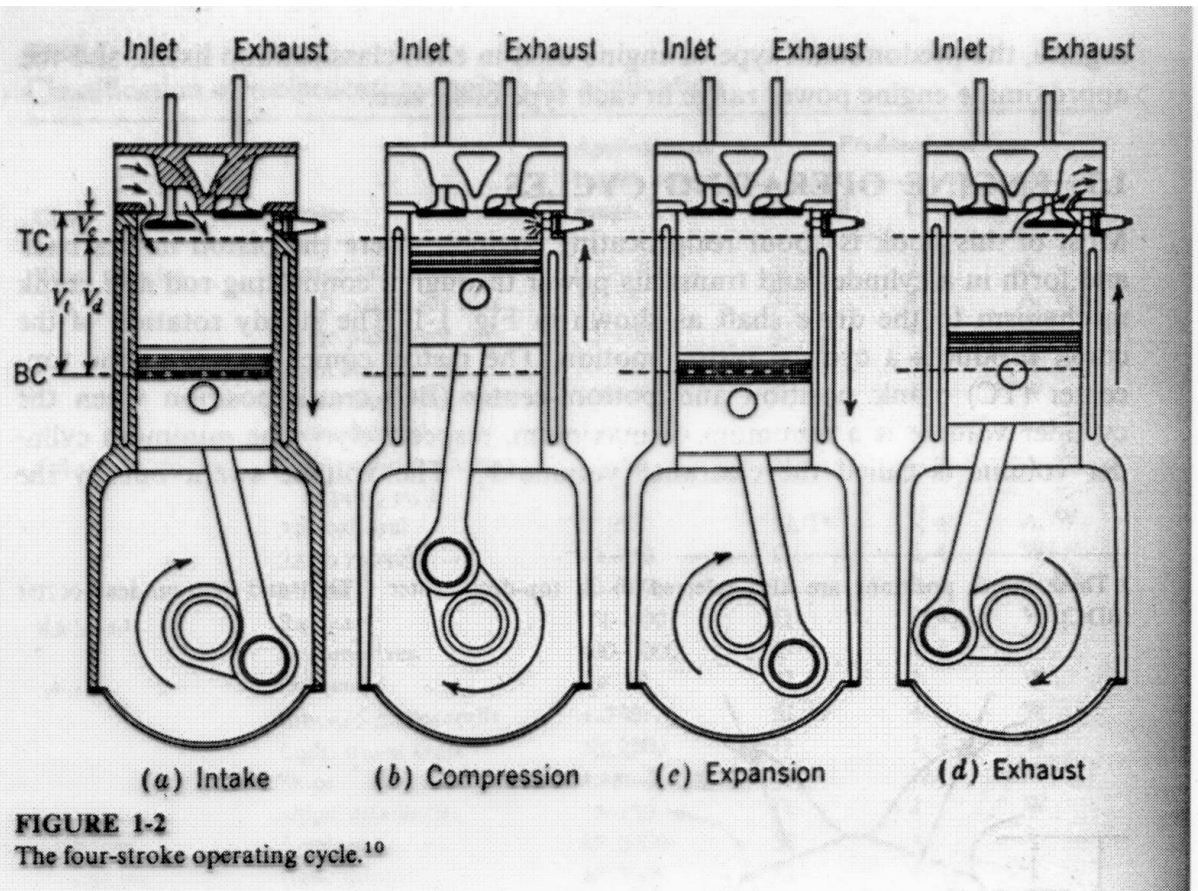
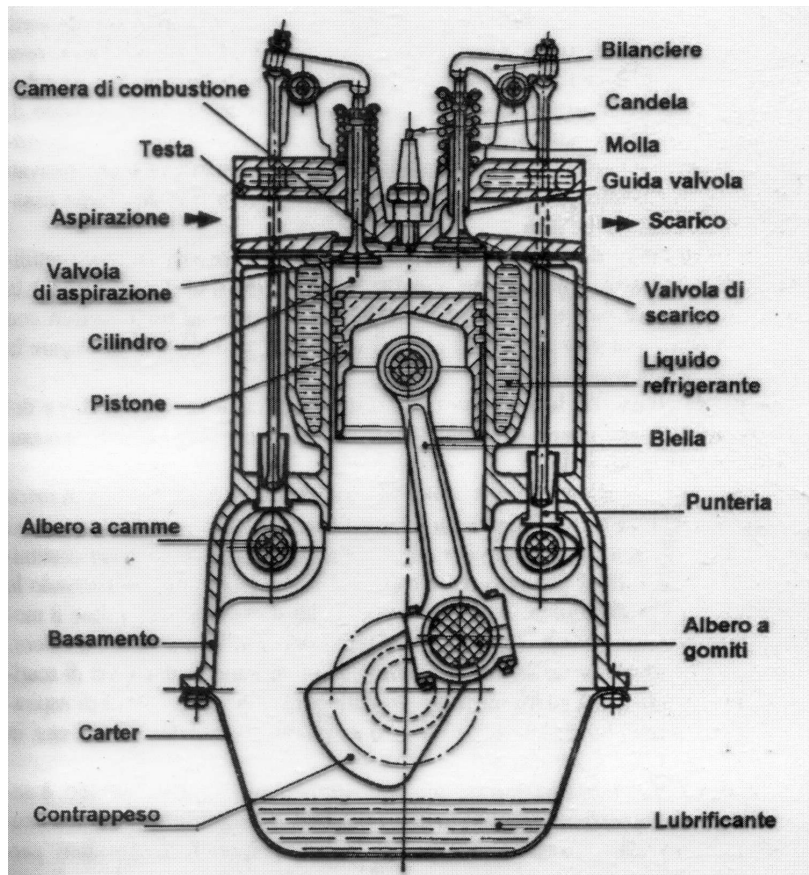
La biella è assimilabile ad una asta che trasmette il moto tra pistone ed albero motore. Le due sue estremità sono dotate di moto rotatorio (bottone di manovella o testa di biella) e di moto alterno (spinotto o piede di biella).

Le maggiori sollecitazioni sono concentrate sugli occhi di biella e manovella e nella parte di fusto che si raccorda al primo. La sollecitazione è sostanzialmente di fatica tra:

- a) La **compressione massima** dovuta alla pressione dei gas al PMS a bassi giri, tipicamente nella fase di avviamento, (in questa condizioni le forze di inerzia, che contrastano le forze di pressione, sono minime).*
- b) La **trazione massima** dovuta alla forza di inerzia ad alti giri sul PMS in fase di ricambio carica (fase di incrocio nel caso di motori a quattro tempi).*
- c) La **flessione massima** dovuta all'inversione del moto (colpo di frusta)*

Le sollecitazioni termiche e vibrazionali sono irrilevanti.

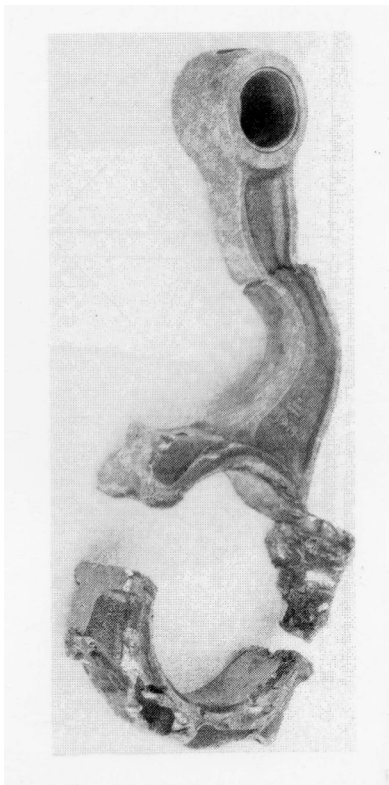
Nelle quattro fasi dell'accelerazione del piede di biella P , analizzate alle pagine 68 e 69, si evince la natura del moto posseduto dalla biella.



La biella intesa come organo di collegamento tra il pistone e il bottone di manovella, ottenuto tramite coppie rotoidali, alterna quattro stati diversi di moto nei due giri dell'albero motore (4 tempi). In queste quattro fasi la biella è soggetta ad una serie alterna di sollecitazioni di compressione, trazione e flessione che spesso ne compromette la funzionalità.

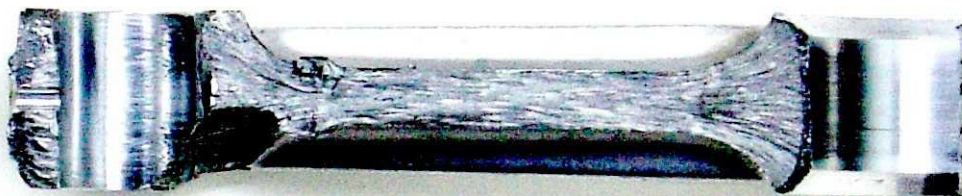
L'ing. Mauro Forghieri amava dire: “quando la biella cede, il motore si sfascia”.

(n.d.r. Tratto dalla lezione dell'Ing. Mauro Forghieri a cui lo scrivente ha assistito come studente presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia. Gennaio 1995).



*Cedimenti
della biella per
carico di
punta*





Biella in alluminio

13 DATI DI PROGETTO

- $l = 140,2 \text{ mm}$. (Lunghezza biella da asse piede ad asse testa).
- $c = 2 \cdot r = 51,7 \text{ mm}$. (Corsa).
- $r = 25,85 \text{ mm}$. (Raggio di manovella).
- $D = 110 \text{ mm}$. (Alesaggio)
- $\lambda = \frac{r}{l} = 0,18 \Leftrightarrow \mu = \frac{l}{r} = \frac{1}{\lambda} = 5,55$ (Obliquità o lunghezza ridotta)
- $m_b = 0,55 \text{ kg}$. (Massa totale della biella)
- $m_s = 0,55 \text{ kg}$. (Massa del pistone + fasce elastiche + spinotto + anelli elastici di bloccaggio)
- $m_a = 0,135 \text{ kg}$. (Massa della biella con moto alterno)
- $m_r = 0,415 \text{ kg}$. (Massa della biella con moto circolare)
- $n_{min.} = 1000 \text{ giri}/_{min}$ (Numero di giri minimo)
- $n_{max.} = 12000 \text{ giri}/_{min}$ (Numero di giri massimo)
- $P_{max.} = 6 \text{ MPa}$ (Pressione massima rilevata dal ciclo indicato)
- $s = 26 \text{ mm}$. (Spessore dell'occhio e della testa di biella)



14 SCELTA DEL MATERIALE

14.1 Confronto tra acciai e leghe leggere

Come brevemente illustrato nel capitolo 1 la biella veloce è organo sollecitato principalmente con carichi alternati il che richiede un materiale con ottime resistenze a fatica (acciaio bonificato).

La biella deve anche garantire il minor peso possibile il che farebbe pensare ad una lega leggera come esempio alluminio-rame o alluminio-magnesio che vantano una notevole leggerezza ($\rho = 2.5 - 2.7 \text{ kg/cm}^3$), la resistenza a fatica di queste ultime (come illustra il grafico sottostante) è però limitata rispetto a quella che può offrire un acciaio da bonifica. si sceglie un acciaio da bonifica con elevato carico di snervamento quindi di rottura e con alta resistenza alla fatica. (vedi tabella acciai bonificati)

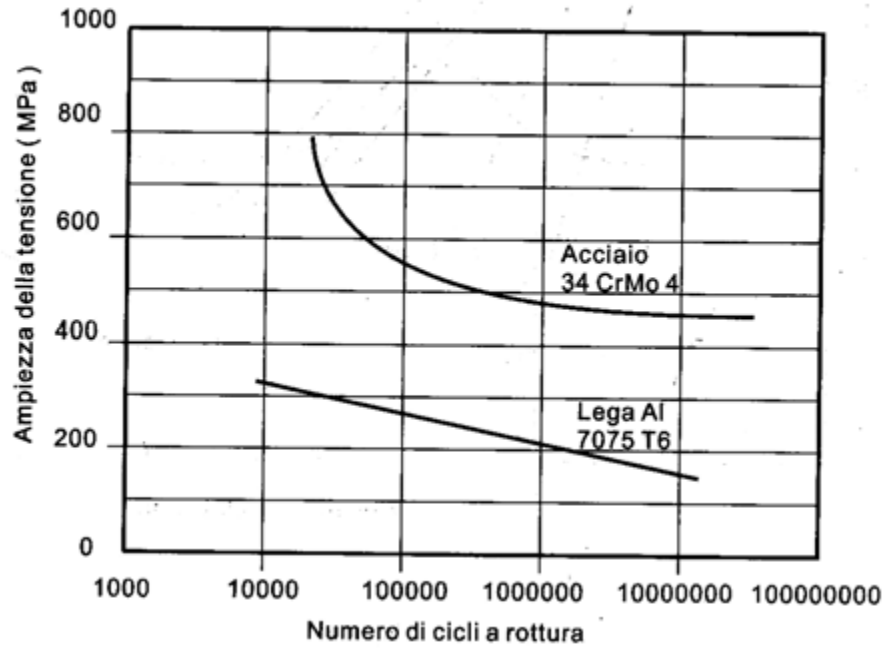
Sigla UNI	C	Mn	Cr	Ni	Mo	V	R [MPa]	R _s [MPa]	A [%]	KCU [J]
% in peso										
C25	0,25	0,60	—	—	—	—	610	360	19	37,5
C30	0,30	0,70	—	—	—	—	710	440	17	35
C35	0,35	0,70	—	—	—	—	740	470	16	30
C40	0,40	0,70	—	—	—	—	770	490	15	25
C45	0,46	0,70	—	—	—	—	800	510	14	20
C50	0,51	0,80	—	—	—	—	830	540	13	17,5
C55	0,56	0,80	—	—	—	—	860	560	12	—
C60	0,61	0,80	—	—	—	—	900	590	11	—
41Cr4	0,41	0,70	1,00	—	—	—	1030	735	11	25
36CrMn5	0,36	1,00	1,10	—	—	—	980	685	12	25
50CrV4	0,51	0,90	1,00	—	—	0,15	1130	835	10	20
25CrMo4	0,25	0,70	1,10	—	0,20	—	930	635	13	35
30CrMo4	0,30	0,50	1,90	—	0,20	—	980	685	12	32,5
35CrMo4	0,35	0,80	1,00	—	0,20	—	1030	735	11	30
42CrMo4	0,41	0,80	1,00	—	0,20	—	1130	835	10	25
40NiCrMo2	0,40	0,90	0,50	0,50	0,20	—	1130	835	10	25
39NiCrMo3	0,39	0,70	0,80	0,80	0,20	—	1080	785	11	30
40NiCrMo7	0,40	0,70	0,70	1,70	0,25	—	1130	835	11	30
30NiCrMo12	0,31	0,70	0,80	2,90	0,40	—	1080	785	14	40
34NiCrMo16	0,34	0,40	1,80	4,00	0,35	—	1320	1030	9	20

Si = 0,15 – 0,4 %

P max = 0,035 %

S max = 0,035 %

Si scarta dunque l'uso di leghe leggere giudicate non adatte a sorreggere elevati carichi a fatica (il seguente grafico riporta tipiche curve di Wohler per acciaio e leghe alluminio, si evince che a pari numero di cicli a rottura le leghe di alluminio presentano una ampiezza di tensione massima molto inferiore rispetto ad un acciaio).

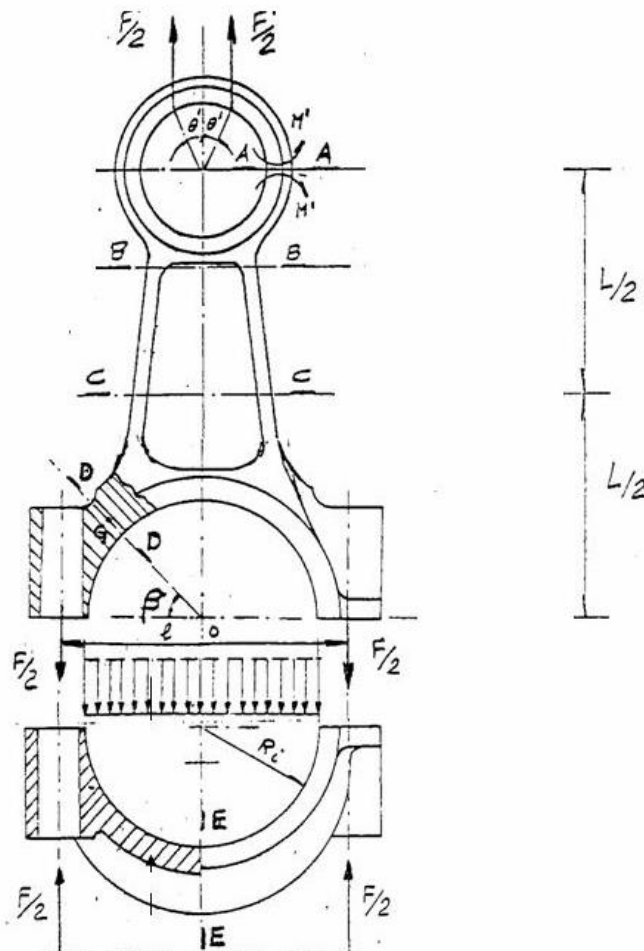


Si è dunque scelto di utilizzare l' acciaio 30NiCrMo12 in quanto risponde al meglio ai requisiti sopra citati. (in seguito sono riportate le caratteristiche di tale acciaio).

($\rho = 7.8 \text{ [kg/cm}^3\text{]}$; $E = 206 \cdot 10^9 \text{ [Pa]}$; $\nu = 0.3$; $R_{sn} = 785 \text{ [MPa]}$; $R_m = 1080 \text{ [MPa]}$)

15 VERIFICA DELLE SEZIONI PIU' SOLLECITATE

Si eseguono le verifiche nelle sezioni indicate nella seguente figura. In modo particolare il fusto essendo a sezione costante avrà un'unica sezione di verifica come indicato di seguito.



15.1 Osservazione sulla verifica a trazione

La massima sollecitazione a trazione è valutata a pieno regime $n_{max.} = 12.000 \text{ giri}/_{min}$ e si manifesta nella fase di scarico dei gas combusti, spesso definita fase di incrocio. In questo momento il pistone sta risalendo e il bottone di manovella percorre l'ultimo quarto di semicorsa di risalita. Tra la fine della fase di scarico o l'inizio della fase di aspirazione, abbiamo la massima sollecitazione di trazione per effetto delle forze di inerzia di richiamo dovute alla massa

dell'equipaggio $m_s = 0,55 \text{ kg}$. ancorato al piede di biella (punto P) e alla massa alterna $m_r = 0,415 \text{ kg}$. della biella.

15.2 Calcolo del fusto di biella

Il calcolo del fusto di biella comprende il calcolo a sforzo normale (trazione o compressione), il calcolo a carico di punta ed il calcolo a flessione, cioè a colpo di frusta in fase di incrocio.

Il primo calcolo da effettuare è quello a sforzo normale trattivo dato dall'azione delle forze di inerzia in fase di incrocio. Successivamente si esegue la verifica aon sforzo di compressione, da eseguire al valore massimo della forza F che si ha al PMS per effetto della pressione di combustione e più esattamente alla fase di accensione del motore dove le forze d'inerzia sono minime $F = P_{max} \cdot \frac{\pi D^2}{4}$ In ultima analisi si esegue una verifica a flessione definita "colpo di frusta".

15.3 Verifica a trazione

Il fusto di biella si trova ad essere sollecitato ad uno sforzo di trazione quando in fase di incrocio le forze di inerzia sono preponderanti e si oppongono all'inversione del moto. Di seguito la relazione che indica la forza di inerzia nella fase di incrocio:

$$F_i = m_i \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

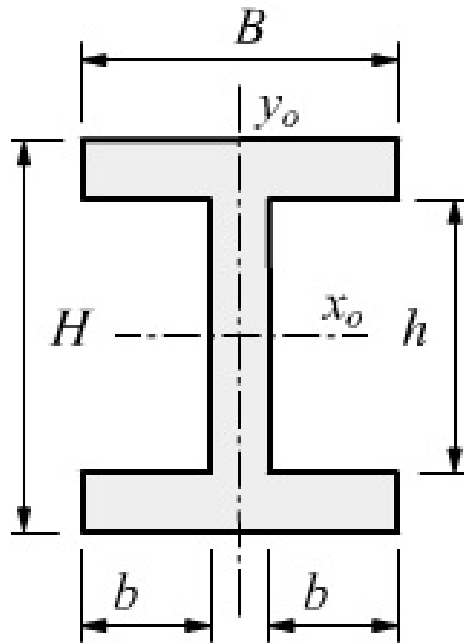
Dove il termine m_i include i termini m_s e m_a .

$$F_i = (m_s + m_a) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

Per $\alpha = 0^\circ$ e $\omega = \frac{2\pi \cdot n_{max}}{60} = \frac{\pi \cdot 12000}{30} = 1257 \text{ s}^{-1}$ otteniamo:

$$F_i = (0,55 + 0,135) \cdot 0,02585 \cdot 1257^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{5,55} \right) = 33020 \text{ N}$$

Le dimensioni della sezione C-C sono descritte dalla seguente figura:



- $H = 26 \text{ mm}$.
- $B = 15 \text{ mm}$.
- $h = 19 \text{ mm}$.
- $b = 6 \text{ mm}$.
- $\text{Area} = 162 \text{ mm}^2$
- $J_{x0} = 15111 \text{ mm}^4$

La tensione corrispondente allo stato di sollecitazione trattiva è:

$$\sigma_N = \frac{F_i}{A_{tot}} = \frac{33020}{162} = 204 \text{ MPa} \Rightarrow n = \frac{1080}{204} = 5,29$$

il valore di n garantisce un discreto margine di sicurezza.

15.4 Verifica a compressione

La verifica a compressione è eseguita nella fase di avviamento, dove il carico che agisce sulla biella è soltanto quello dovuto alla pressione dei gas di combustione:

$$F = P_{max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{4} = 56991 \text{ N}$$

E ancora:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_{tot}} = \frac{56991}{162} = 352 \text{ MPa} \Rightarrow n = \frac{1080}{352} = 3$$

il valore di n garantisce un discreto margine di sicurezza.

15.5 Verifica a carico di punta

Il carico di punta rappresenta un meccanismo di collasso a sforzo normale di una colonna sottile compressa, dovuto ad instabilità laterale. La colonna cede non perché la tensione di sforzo normale è troppo elevata, ma perché la colonna si inflette lateralmente con un movimento progressivo inarrestabile, che ne determina il collasso. Il collasso a carico di punta è un meccanismo che non è necessariamente dovuto ad un livello troppo alto delle tensioni.

Nei casi maggiori viene impiegata la formula di Eulero:

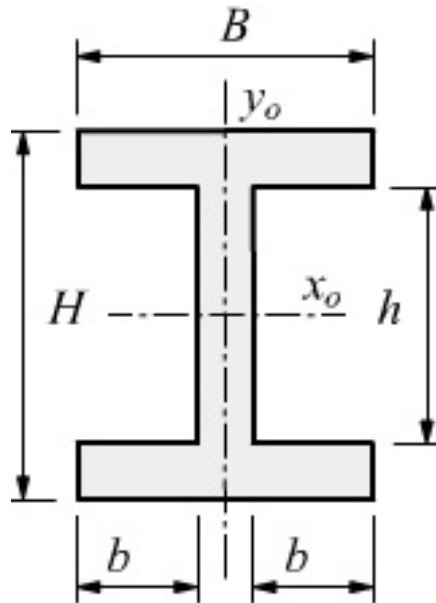
$$F = 56991 \text{ N} < P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_0^2}$$

- E è il modulo di Young
- J_{min} è il momento di inerzia minimo
- l_0 è la lunghezza libera di inflessione = 140,2 mm.

la lunghezza libera di inflessione è assunta coincidente con l'interasse tra le cerniere cilindriche del piede di biella e la testa di biella. Dati gli inevitabili giochi, i due snodi sono considerati come cerniere sferiche e non cilindriche che lavorano in modo uguale nei due piani baricentrici e perpendicolari simmetrici della biella.

La formula di Eulero è valida se la biella lavora in campo elastico, cioè se la tensione di compressione rimane nel campo elastico del materiale.

La sezione costante del fusto è rappresentata dalla seguente figura:



- $H = 26 \text{ mm}$.
- $B = 15 \text{ mm}$.
- $h = 19 \text{ mm}$.
- $b = 6 \text{ mm}$.
- $\text{Area} = 162 \text{ mm}^2$
- $J_{x0} = 15111 \text{ mm}^4$
- $J_{y0} = 2011,5 \text{ mm}^4$

Calcolo del raggio minore di inerzia:

$$\rho_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{2011,5}{162}} = 3,5 \text{ mm}$$

Calcolo del rapporto di snellezza:

$$\lambda = \frac{l_0}{\rho_{\min}} = \frac{140,2}{3,5} = 40$$

Questo valore di λ indica l'insensibilità della struttura al carico di punta. Secondo la teoria di Eulero, il carico critico vale:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_0^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 2011,5}{140,2^2} = 212099 \text{ N}$$

Quando si impiega la formula di Eulero, la seguente formula suggerisce il coefficiente di sicurezza da adottare:

$$n = \frac{30 \div 40}{v}$$

Dove v è la velocità media del pistone espressa in m/s. da tale formula appare che, quando la velocità di rotazione e quindi la velocità media del pistone è alta, il coefficiente di sicurezza può essere assunto relativamente basso. Infatti, quando la velocità di rotazione è alta, il fusto della biella è soggetto ai carichi di combustione per un tempo brevissimo, dato che l'espansione è veloce. Allora il caricamento a compressione del fusto avviene con un meccanismo simile ad un urto, in presenza del quale il pericolo di carico di punta risulta minore. Si pensi ad un tondino di acciaio lungo e sottile, simile ad un raggio di ruota di bicicletta. Se lo si comprime lentamente, il tondino si inflette lateralmente anche per carichi molto bassi. Se lo si schiaccia assialmente con un colpo di martello, il carico è esercitato per un periodo così breve che l'asta non ha fisicamente il tempo di inflettersi lateralmente e quindi resiste meglio al pericolo di carico di punta. La precedente formula può essere riscritta nel seguente modo:

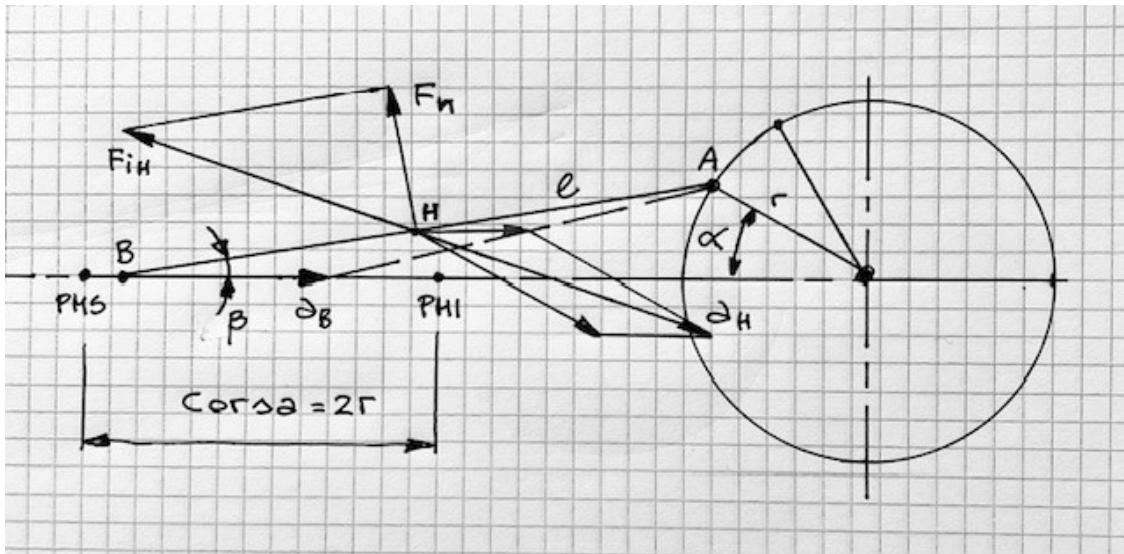
$$n = \frac{30 \div 40}{v} = \frac{30 \div 40}{\frac{2 \cdot corsa \cdot n}{60000}} = \frac{40}{\frac{2 \cdot 51,7 \cdot 12000}{60000}} = 1,93$$

In ogni caso dovrà risultare:

$$F = 56991 \text{ N} \leq \frac{P_{cr}}{n} \leq \frac{212099}{1,93} = 109895 \text{ N} \Rightarrow OK$$

15.6 Calcolo del fusto di biella a flessione (colpo di frusta)

Per motori veloci le verifiche a compressione e carico di punta, non bastano. Il calcolo a flessione è relativo alla posizione in quadratura della biella, quando cioè l'angolo tra biella e manovella è di 90° . In questa posizione l'accelerazione del piede di biella, è trascurabile. La seguente figura evidenzia la poca rilevanza dell'accelerazione del piede di biella sul fusto:

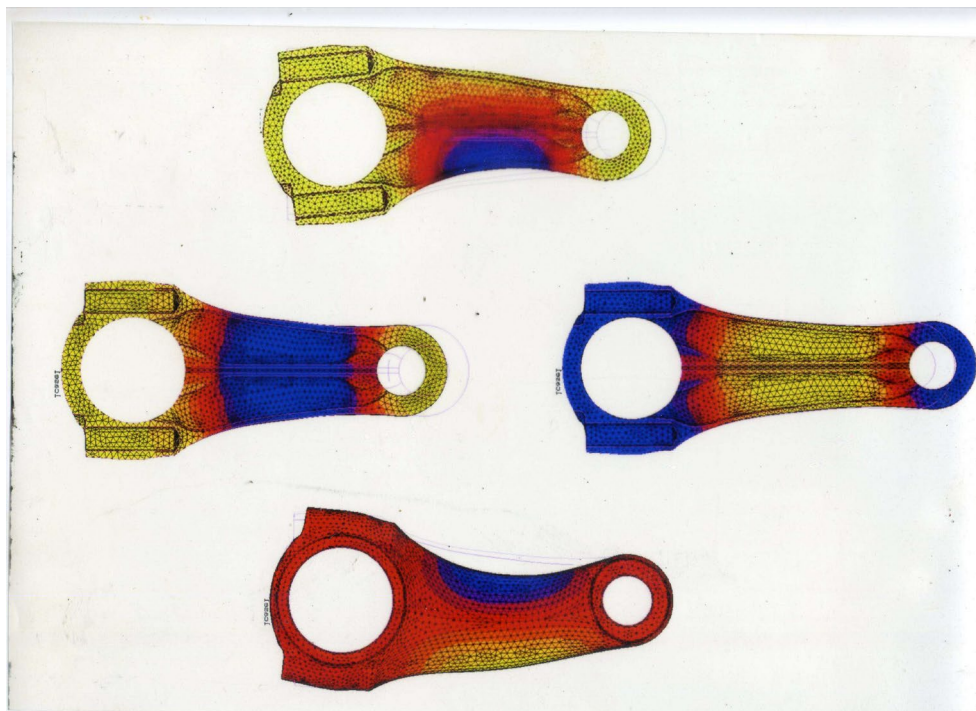
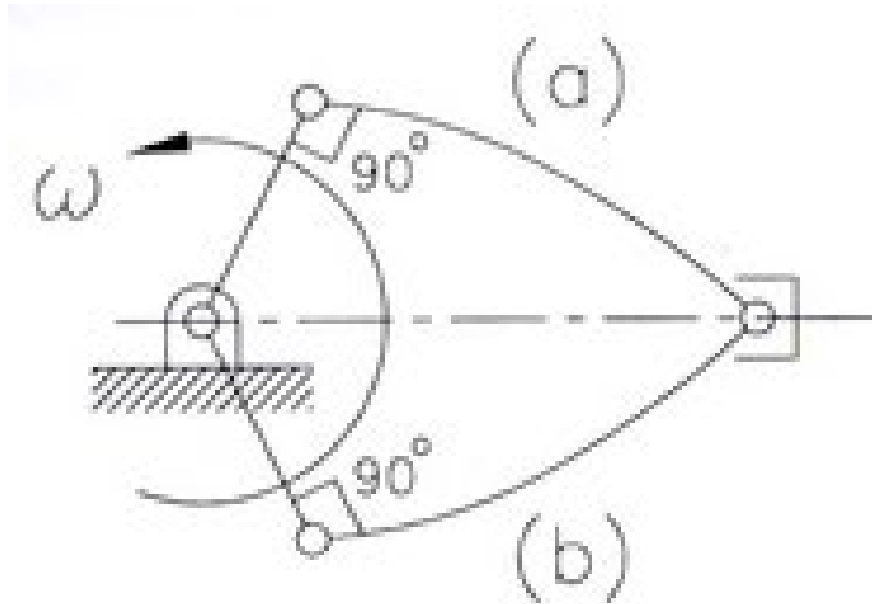


$$a = \omega^2 \cdot r \left(\cos \omega t + \frac{1}{\mu} \cdot \cos 2\omega t \right)$$

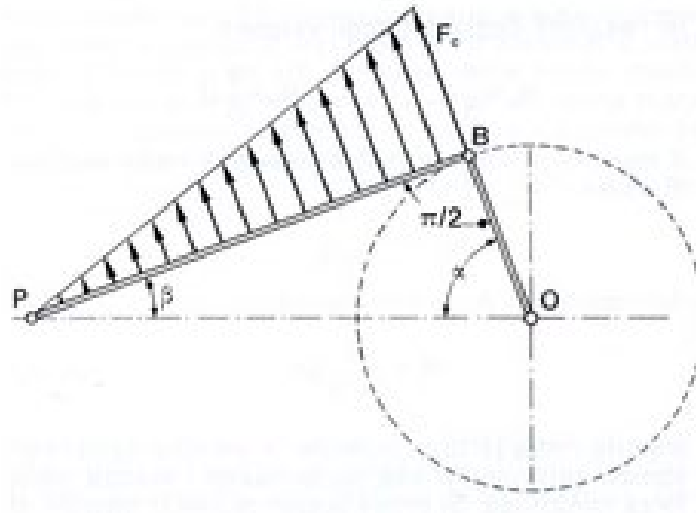
All'aumento dell'angolo β l'influenza dell'accelerazione a_B è sempre più bassa. Infatti l'accelerazione a_B è massima al PMS e PMI e in posizione di quadratura il pistone si trova a metà corsa, zona dove il pistone possiede una velocità lineare pressochè costante, per cui l'accelerazione del pistone o del piede di biella, è trascurabile.

Il bottone di manovella e dunque la testa di biella (punto A), è soggetto ad una accelerazione centripeta $a_A = \omega^2 \cdot r$. Questa accelerazione si muove lungo il fusto della biella e si distribuisce con legge lineare, per annullarsi al piede di biella. Solo in quadratura abbiamo la massima distribuzione trasversale producendo il massimo effetto flessionale. Tale effetto è tipico di una struttura dinamica soggetta ad una distribuzione triangolare delle forze inerziali. In entrambe le posizioni, la biella "spancia in fuori". Infatti con la rotazione della manovella, la testa della biella, nell'intorno della configurazione, viene tirata verso il basso dalla manovella. Le parti della biella più lontane dalla testa rispondono con ritardo a questo moto imposto verso il basso alla testa e quindi si origina questo

spanciamento verso l'esterno della biella. In queste condizioni il fusto di biella si inflette nei due versi e quindi le corrispondenti tensioni flessionali seguono un ciclo all'inversione.



In posizione di quadratura, cioè quando $\alpha + \beta = 90^\circ$ abbiamo una distribuzione triangolare delle forze inerziali sulla biella.



Il carico distribuito avrà una componente massima

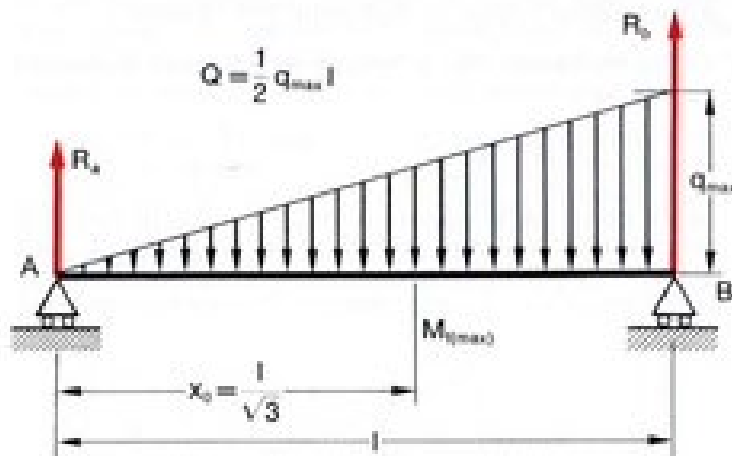
$$F_c = q_{max} = \frac{p}{g} \cdot \omega^2 \cdot r$$

dove $p=P/l$ è il peso per unità di lunghezza della biella.

Il carico totale sulla biella vale:

$$Q = q_{max} \cdot \frac{l}{2}$$

Lo schema del carico distribuito triangolare è il seguente:



Il carico totale Q è applicato a $2/3 l$ da A e $1/3 l$ da B . la reazione $R_A=1/3 Q$, la reazione $R_B=2/3 Q$. Come spesso succede si crede che la posizione del carico Q posto a $x=2/3 l$ induca il momento flettente

massimo. In realtà il massimo momento flettente si manifesta ad una distanza dal punto A pari a: $x_0 = \frac{l}{\sqrt{3}}$

Dalle equazioni indefinite di equilibrio $\frac{dT}{dx} = -q$ e $\frac{dM}{dx} = T$ in cui il simbolo q rappresenta il carico per unità di lunghezza agente in una sezione generica, essendo noto il carico unitario massimo (q_{max}), in una sezione distante x dall'appoggio A, per similitudine dei triangoli, abbiamo:

$$\frac{q}{q_{max}} = \frac{x}{l} \Rightarrow q = q_{max} \cdot \frac{x}{l}$$

Dalla $\frac{dT}{dx} = -q$ otteniamo

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dx} = -q_{max} \cdot \frac{x}{l} \Rightarrow dT &= (-q_{max} \frac{x}{l}) dx \Rightarrow T = -\frac{q_{max}}{l} \cdot \int x dx + C_1 \Rightarrow \\ \Rightarrow T &= -\frac{q_{max}}{l} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 \end{aligned}$$

Per il calcolo di C_1 notiamo che se $x=0$ abbiamo $T=R_A=1/3 Q$, quindi:

$C_1=Q/3$ e di conseguenza:

$$T = -\frac{q_{max}}{l} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{Q}{3} = -\frac{q_{max}}{l} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{Q}{3} = -\frac{q_{max} \cdot l}{l \cdot l} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{Q}{3}$$

Essendo $Q = q_{max} \cdot \frac{l}{2}$ otteniamo:

$$T = -\frac{Q \cdot x^2}{l^2} + \frac{Q}{3} \text{ (equazione quadratica)}$$

Dalla relazione $\frac{dM}{dx} = T$, otteniamo:

$$\frac{dM}{dx} = -\frac{Q \cdot x^2}{l^2} + \frac{Q}{3} \Rightarrow dM = \left(-\frac{Q \cdot x^2}{l^2} + \frac{Q}{3} \right) dx \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M = -\frac{Q}{l^2} \cdot \int x^2 dx + \frac{Q}{3} \cdot \int dx + C_2 \Rightarrow$$

$$M = -\frac{Q \cdot x^3}{3 \cdot l^2} + \frac{Q \cdot x}{3} + C_2$$

Notiamo che se $x=0$ allora $M=0$ quindi $C_2=0$, quindi:

$$M = -\frac{Q \cdot x^3}{3 \cdot l^2} + \frac{Q \cdot x}{3} \text{ (equazione cubica)}$$

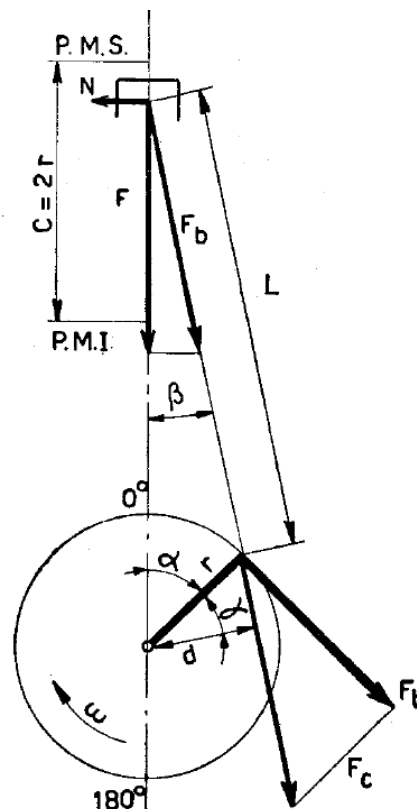
Il momento flettente è massimo quando il taglio è uguale a zero: $T=0$

$$T = -\frac{Q \cdot x^2}{l^2} + \frac{Q}{3} = 0 \Rightarrow \frac{Q \cdot x^2}{l^2} = \frac{Q}{3} \Rightarrow x = \frac{l}{\sqrt{3}}$$

Per $x = \frac{l}{\sqrt{3}}$ abbiamo il massimo momento flettente:

$$\begin{aligned} M_{max} &= -\frac{Q \cdot \left(\frac{l}{\sqrt{3}}\right)^3}{3 \cdot l^2} + \frac{Q \cdot \frac{l}{\sqrt{3}}}{3} = -\frac{Q \cdot \frac{l^3}{3 \cdot \sqrt{3}}}{3 \cdot l^2} + \frac{Q \cdot \frac{l}{\sqrt{3}}}{3} \\ &= -\frac{Q \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}} + \frac{Q \cdot l}{3 \cdot \sqrt{3}} = \frac{-Q \cdot l + 3 \cdot Q \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}} = \\ M_{max} &= \frac{2 \cdot Q \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}} \end{aligned}$$

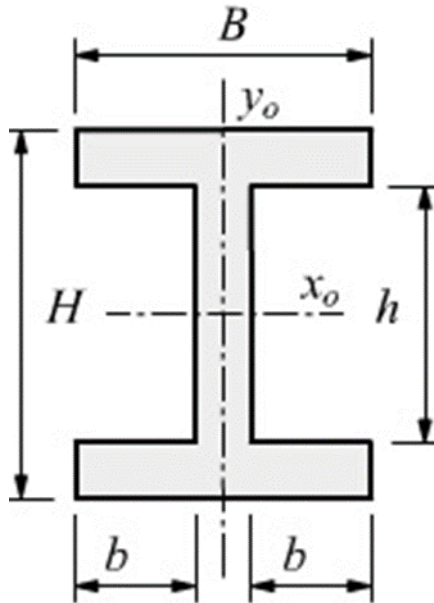
Per la verifica finale del fusto di biella, dobbiamo considerare anche lo sforzo normale dovuto alla pressione dei gas di combustione. La forza F è scomponibile secondo l'asse di simmetria della biella: $F_b = F / \cos \beta$.



La tensione massima di flessione è la seguente:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f} + \frac{F_b}{A} \leq \sigma_{amm}$$

Nel caso specifico abbiamo i seguenti dati:



- $H = 26 \text{ mm}$.
- $B = 15 \text{ mm}$.
- $h = 19 \text{ mm}$.
- $b = 6 \text{ mm}$.
- $\text{Area} = 162 \text{ mm}^2$
- $J_{x_0} = 15111 \text{ mm}^4$
- $J_{y_0} = 2011,5 \text{ mm}^4$

Il piano di sollecitazione y_0 è normale agli assi di rotazione delle cerniere poste al piede e alla testa di biella.

La tensione massima sarà data dalla seguente espressione:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f} + \frac{F_b}{A} \leq \sigma_{amm}$$

Il momento flettente massimo vale:

$$M_{max} = \frac{2 \cdot Q \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}}$$

Dove $Q = q_{max} \cdot \frac{l}{2}$

E ancora $q_{max} = \frac{p}{g} \cdot \omega^2 \cdot r$ essendo $p = P/l$ il peso dell'unità di lunghezza della biella.

Il peso della biella è: $P = m_b \times g = 0,55 \times 9,81 = 5,4 \text{ N}$.

Quindi $p = 5,4 / 0,14 = 38,57 \text{ N/m}$

$$q_{max} = \frac{p}{g} \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{38,57}{9,81} \cdot 1257^2 \cdot 0,02585 = 160587 \text{ N/m}$$

$$Q = q_{max} \cdot \frac{l}{2} = 160587 \cdot \frac{0,14}{2} = 11241 \text{ N}$$

Il momento flettente massimo vale:

$$M_{max} = \frac{2 \cdot Q \cdot l}{9 \cdot \sqrt{3}} = \frac{2 \cdot 11241 \cdot 140,2}{9 \cdot \sqrt{3}} = 202199 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

La componente assiale della pressione di combustione vale:

$$F_b = F \cdot \cos \beta$$

In posizione di quadratura l'angolo tra la biella e la manovella è di

90° , quindi $\alpha + \beta = 90^\circ$ inoltre $\text{tg } \beta = r / l$, quindi

$$\beta = \text{arctg } r / l = \text{arctg } 25,85/140,2 = 10,44^\circ$$

La forza F causata dalla combustione si manifesta nella sua dimensione massima al PMS. Durante la fase di espansione la pressione di scoppio cala con l'aumento del volume a disposizione.

In favore della sicurezza si assume la forza massima di scoppio e si ignorano gli effetti inerziali che si oppongono al movimento del pistone verso il PMI.

$$F = P_{max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 6 \cdot \frac{\pi \cdot 110^2}{4} = 56991 \text{ N}$$

$$F_b = F \cdot \cos \beta = 56991 \cos 10,44^\circ = 56047 \text{ N}$$

La tensione massima sviluppata è:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f} + \frac{F_b}{A} \leq \sigma_{amm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_f} + \frac{F_b}{A} = \frac{202199 \cdot 13}{15111} + \frac{56047}{162} = 520 \text{ MPa} < \sigma_{amm}$$

La tensione rilevata risulta abbastanza elevata, nell'ordine della metà del carico di snervamento. Un'analisi più approfondita richiederebbe una sezione trasversale con momento di inerzia maggiore.

15.7 Calcolo del piede di biella

In un motore a 4 tempi l'occhio di biella va in trazione quando al PMS il ciclo compie la fase di scarico o meglio indentificata come la fase di incrocio. (Nei motori a 2 tempi manca la fase di incrocio, l'occhio di biella non va in trazione e lo spessore dell'anello è generalmente più sottile). Nella fase di incrocio, l'occhio di biella è sollecitato dalle forze di inerzia che si oppongono all'inversione del moto dopo l'arresto completo del pistone al PMS. La sezione A-A risulta sollecitata a trazione dalla seguente forza:

$$F_i = m_i \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

Dove il termine m_i include i termini m_s e m_a .

$$F_i = (m_s + m_a) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right)$$

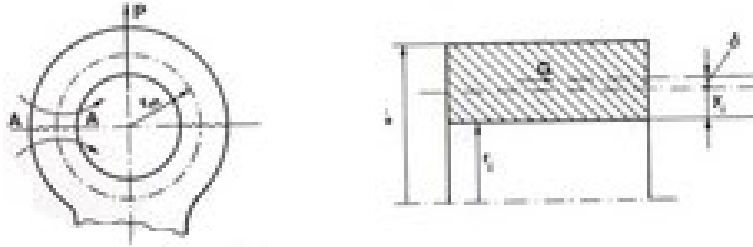
Per $\alpha = 0^\circ$ e $\omega = \frac{2\pi \cdot n_{max}}{60} = \frac{\pi \cdot 12000}{30} = 1257 \text{ s}^{-1}$ otteniamo:

$$F_i = (0,55 + 0,135) \cdot 0,02585 \cdot 1257^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{5,55} \right) = 33020 \text{ N}$$

In letteratura esistono diverse teorie di approccio al calcolo del piede di biella. Il calcolo tradizionale del piede di biella è piuttosto incerto, dato che bisogna fare delle ipotesi sulla distribuzione dei carichi e sui vincoli. Esistono ipotesi secondo le quali il piede di biella può essere

assimolato ad un anello solido a grande curvatura e quindi analizzato in base alla seguente equazione:

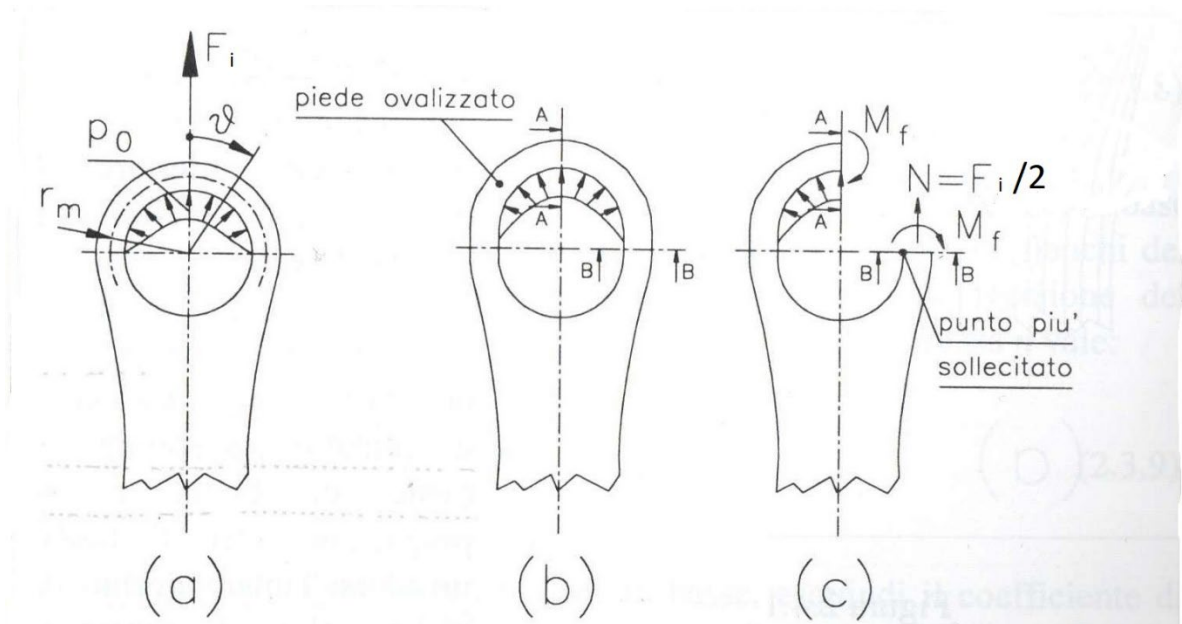
$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_f \cdot y_i}{A \cdot \delta \cdot r_i} \leq \sigma_{amm.}$$



Secondo valori ricavati da dati sperimentali (Giovannozzi), nella sezione più sollecitata (sez. B-B della seguente figura) il momento ovalizzante vale:

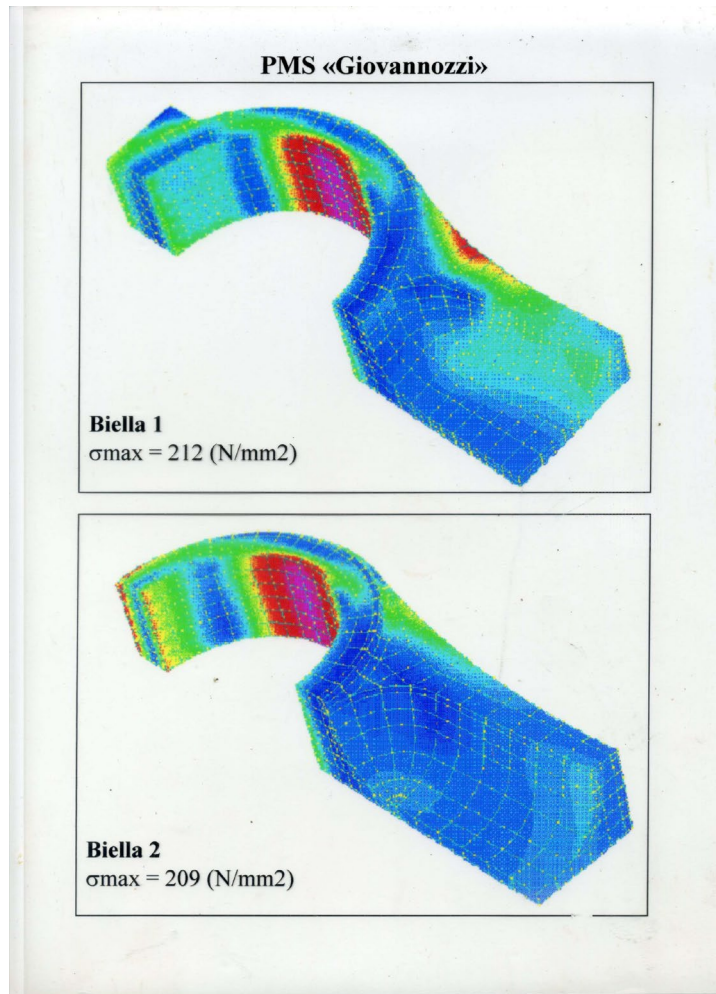
$$M_f = 0,08 \cdot F_i \cdot r_m$$

Relazione che sarà di seguito utilizzata nel calcolo del piede di biella.



Nella sezione B-B abbiamo le massime tensioni ovalizzanti e trattive, quindi valutiamo le tensioni con la seguente equazione:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_f = \frac{F_i}{2A} + \frac{M_f}{W_f} = \frac{33020}{8 \cdot 24} + \frac{0,08 \cdot 33020 \cdot 15}{\frac{24 \cdot 8^2}{6}} = 240 \text{ MPa}$$



Tale tensione paragonata alla tensione di snervamento del materiale in esame, risulta: $n = \frac{785}{240} = 3,27$ valore mediamente accettabile, in considerazione del fatto che la verifica è stata eseguita al massimo valore del numero di giri motore pari a 12.000 giri/min.

Le dimensioni dell'anello che costituisce il piede di biella, sono:

- Diametro interno dell'occhio: $d=22 \text{ mm}$.
- Diametro esterno dell'anello: $D=38 \text{ mm}$.
- Spessore dell'anello: $H=24 \text{ mm}$.
- Spessore radiale dell'anello: $B = \frac{D-d}{2} = \frac{38-22}{2} = 8 \text{ mm}$.
- Raggio medio: $r_m = \frac{d}{2} + \frac{B}{2} = 11 + 4 = 15 \text{ mm}$.

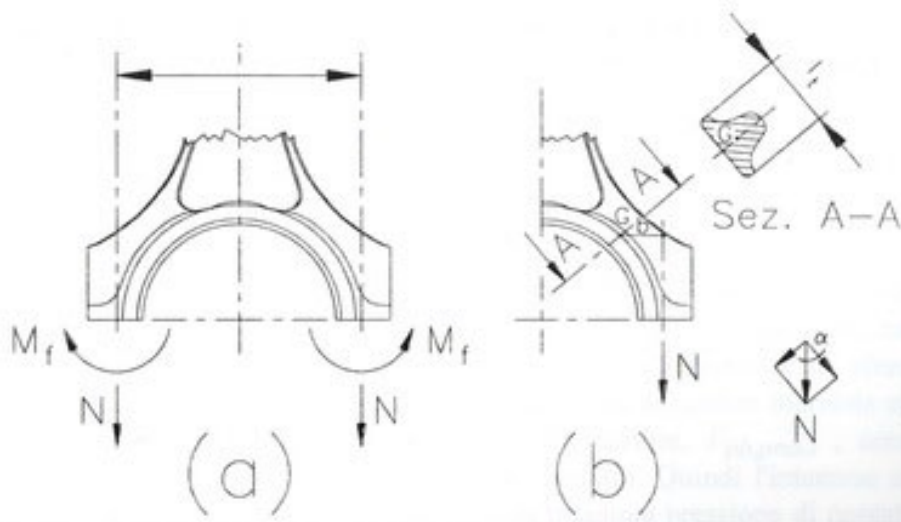
15.8 Calcolo della testa di biella

La testa di biella risulta caricata con gli effetti inerziali simili alle sollecitazioni imposte al piede di biella. Infatti al PMS in fase di incrocio abbiamo i carichi inerziali maggiori. In questo caso dobbiamo aggiungere gli effetti inerziali dovuti alla massa rotante del piede di biella. In definitiva il carico inerziale P è composto da due componenti, uno di moto alterno uguale al carico inerziale utilizzato per il calcolo del piede di biella e uno di moto rotatorio della testa di biella ancorata al bottone di manovella.

$$P = (m_s + m_a) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right) + \omega^2 \cdot r \cdot m_r$$

Sostituendo i valori noti otteniamo:

$$P = 33020 + 1257^2 \cdot 0,02585 = 73865 \text{ N}$$



La forza inerziale P è scomposta nelle due forze $N=P/2=36932,5 \text{ N}$. La forza N agisce sulla sezione A-A della precedente figura imponendo il seguente momento flettente:

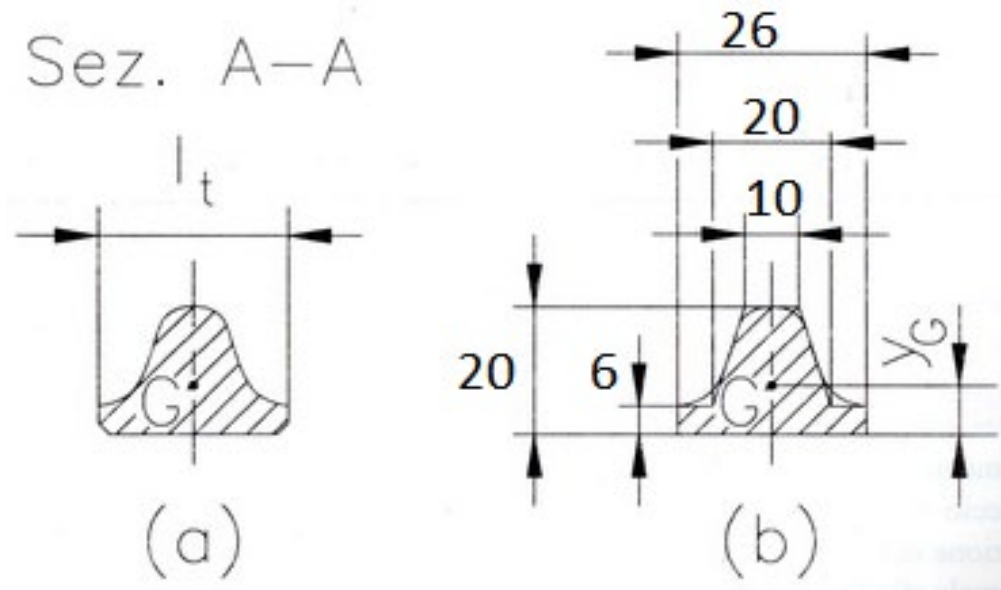
$$M_{flett} = N \cdot b = 36932,5 \cdot 10 = 369325 \text{ Nmm}$$

L'angolo α è pari a 40° , quindi abbiamo le seguenti componenti:

Sforzo normale: $N_A = N \cdot \cos \alpha = 36932,5 \cdot \cos 40^\circ = 28292 \text{ N}$

Sforzo di taglio: $T_A = N \cdot \sin \alpha = 36932,5 \cdot \sin 40^\circ = 23740 \text{ N}$

Dalla seguente figura, rileviamo le dimensioni della sezione A-A:



Le caratteristiche geometriche della sezione A-A sono le seguenti:

- Area totale $A = 366 \text{ mm}^2$
- Posizione del baricentro $y_G = 8,3 \text{ mm}$.
- Momento di inerzia totale secondo l'asse orizzontale x :

$$I_{x \text{ tot}} = 17985 \text{ mm}^4$$
- Distanza massima del punto superiore dal baricentro

$$l = 20 - 8,3 = 11,7 \text{ mm}$$

Le singole tensioni e la risultante sono le seguenti:

- Tensione normale: $\sigma_N = \frac{N_A}{A_{\text{tot}}} = \frac{28292}{366} = 77 \text{ MPa}$
- Tensione flessionale: $\sigma_f = \frac{M_{\text{flett}} \cdot l}{I_{x \text{ tot}}} = \frac{369325 \cdot 11,7}{17985} = 240 \text{ MPa}$
- Tensione trattiva totale nel punto superiore della sezione A-A:

$$\sigma_{\text{tot}} = \sigma_N + \sigma_f = 77 + 240 = 317 \text{ MPa}$$

Per la testa di biella il ciclo di fatica è all'origine, inoltre la tensione flessionale è preponderante rispetto alla tensione assiale, la criticità del materiale scelto è di 785 MPa. Il coefficiente di sicurezza vale:

$$n = \frac{785}{317} = 2,47$$

Nota: se la testa di biella non è composta, cioè è la testa di una biella per un motore a 2 tempi, essa va calcolata in modo simile al piede di biella. Si osservi che in una biella per motore a 2 tempi il piede e la testa hanno dimensioni tra loro molto più simili di quelle che si incontrano in una biella per motore a 4 tempi.

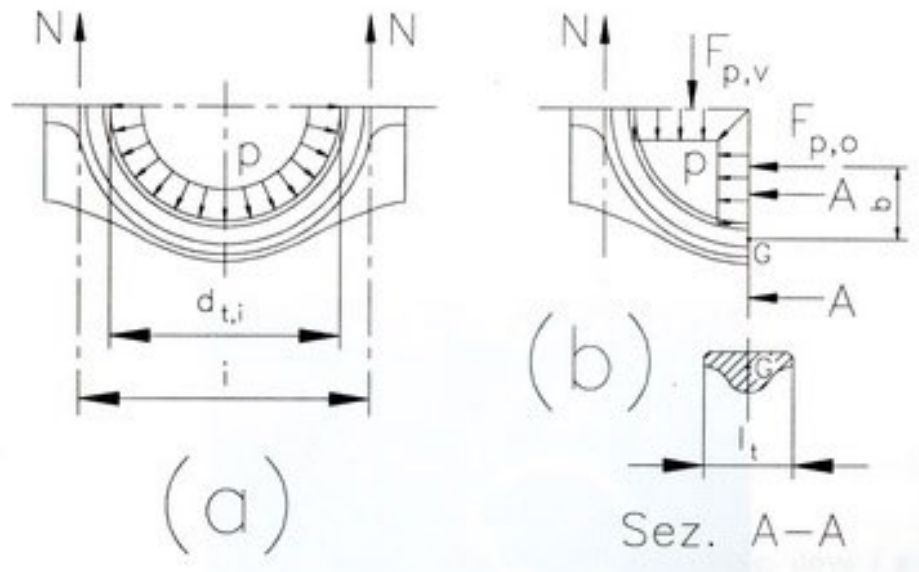
15.9 Calcolo del cappello di biella

Analogamente a quanto fatto per la testa di biella, anche il cappello è sollecitato da forze di tipo inerziale. Durante la fase di incrocio abbiamo la stessa combinazione di carico vista per il calcolo della testa. Per il calcolo useremo la stessa equazione utilizzata per la testa di biella:

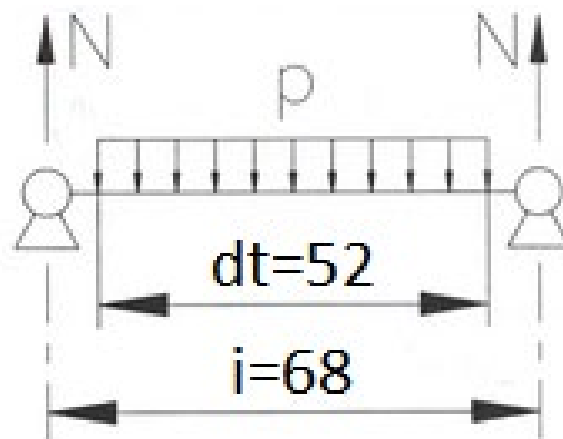
$$P = (m_s + m_a) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos \omega t + \frac{\cos 2\omega t}{\mu} \right) + \omega^2 \cdot r \cdot m_r$$

$$P = 33020 + 1257^2 \cdot 0,02585 = 73865 \text{ N}$$

In letteratura esistono diverse teorie di approccio al calcolo del cappello di biella. Quella più utilizzata consiste nella schematizzazione di carico come dalla seguente figura, dove abbiamo un carico distribuito di intensità pari a P . sulla sezione A-A agiscono tre tipi di sollecitazione flessionale, delle quali al fine di tutela saranno considerate solamente le due azioni verticali.



In conclusione il modello adottato per il cappello è quello di una trave su due appoggi, caricata da una pressione distribuita uniformemente lungo un tratto corrispondente al diametro dell'occhio della testa di biella.



Per il calcolo procediamo come di consueto a determinare le condizioni di sollecitazione:

- $p = \frac{2N}{l_t \cdot d_{ti}} = \frac{2 \cdot 36932,5}{26 \cdot 52} = 55 \text{ N/mm}^2$ Pressione di contatto sulla sede del cappello, dove $l_t = 26 \text{ mm}$. è lo spessore assiale della testa di biella e $d_{ti} = 52 \text{ mm}$. è il diametro dell'occhio di biella
- $N = 36932,5 \text{ N}$ uguale al dato utilizzato nel calcolo della testa di biella
- $F = 2N = 73865 \text{ N}$

- *Interasse tra le due viti di fissaggio $i = 60 \text{ mm}$.*

Il momento flettente calcolato in mezzeria della struttura vale:

$$M_f = N \cdot \frac{i}{2} - \frac{P}{2} \cdot \frac{d_t}{4} = \frac{N}{2} \cdot \left(i - \frac{d_t}{2} \right) = \frac{36932,5}{2} \cdot \left(68 - \frac{52}{2} \right) \\ = 775582,5 \text{ Nmm}$$

Risulta evidente che l'unico modo per ridurre il momento flettente è quello di ridurre l'interasse i delle due viti. Per continuità costruttiva, si adotta una forma dell'anello uguale alla forma identificata per il calcolo della testa di biella e di conseguenza le caratteristiche geometriche sono:

- *Area totale $A = 366 \text{ mm}^2$*
- *Posizione del baricentro $y_G = 8,3 \text{ mm}$.*
- *Momento di inerzia totale secondo l'asse orizzontale x :*

$$I_{x \text{ tot}} = 17985 \text{ mm}^4$$

- *Distanza massima del punto superiore dal baricentro $l = 20 - 8,3 = 11,7 \text{ mm}$.*
- *La tensione massima di momento flettente σ_{M_f} è calcolata dove $l = 20 - 8,3 = 11,7 \text{ mm}$. Quindi:*

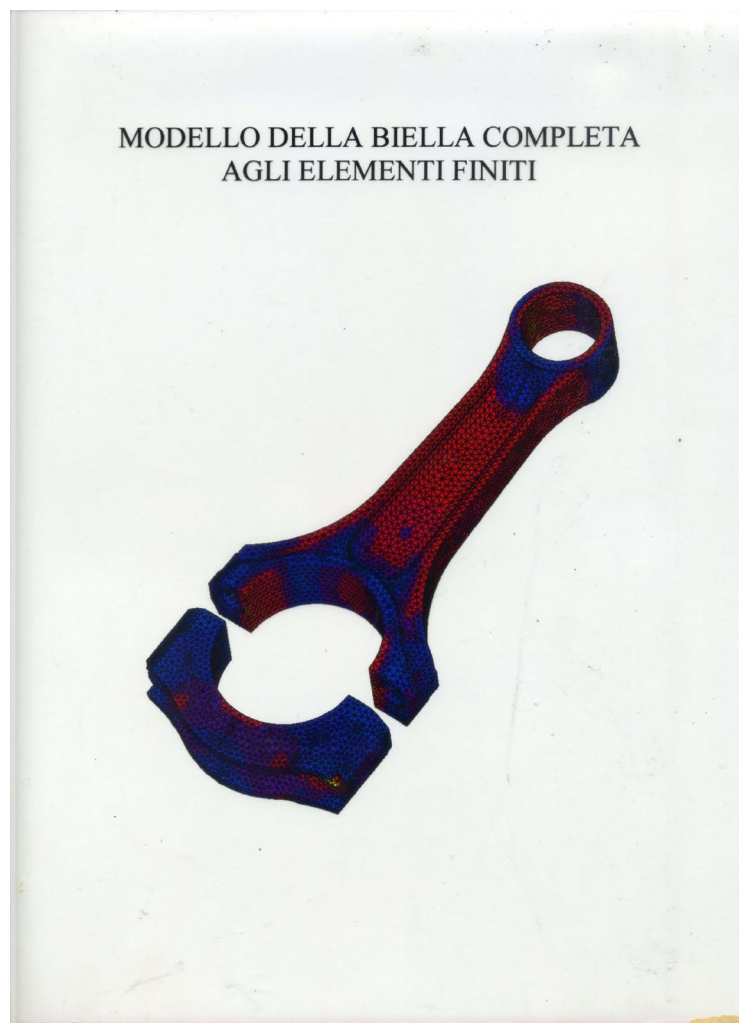
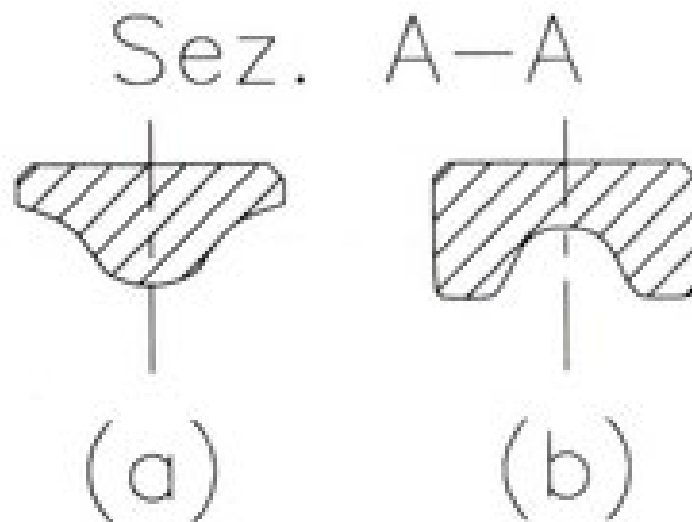
$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f \cdot l}{I_{x \text{ tot}}} = \frac{775582,5 \cdot 11,7}{17985} = 504,5 \text{ MPa}$$

Tale tensione agisce nella zona bassa della sezione A-A ed è trattiva. Il ciclo a fatica del cappello di biella è all'origina, la criticità flessionale del materiale scelto è di circa 785 MPa. Il coefficiente di sicurezza n vale:

$$n = \frac{785}{504,5} = 1,555$$

che appare alquanto basso. Occorre quindi aumentare la sezione resistente. Per esempio si può passare da una sezione a semplice

nervatura (a), ad una sezione a doppia nervatura (b), come evidenziato dalla seguente figura:



15.10 Verifica delle viti di collegamento

Per la verifica delle due viti di collegamento debbono essere fatte alcune considerazioni preventive.

Le viti di bloccaggio sono caricate da una forza interna e una esterna. La forza interna è dovuta al serraggio delle viti. La forza esterna è la stessa che sollecita il cappello e quindi è una forza inerziale, calcolata quando il fusto della biella va in trazione, nella fase di incrocio al PMS. Le viti sono due, per cui ogni vite risulta caricata dal carico di serraggio e da metà del carico inerziale esterno.

In condizioni di lavoro, il carico sulle viti è minore della somma di queste due componenti. Infatti quando il cappello tende ad essere allontanato dalla parte della testa su cui è pressato, le zone del cappello e della testa, inizialmente compresse dalle viti, si scaricano, contribuendo in minor misura al tiro delle viti. Se poi il cappello si staccasse dalla testa, le forze di contatto tra la testa e il cappello si annullerebbero ed il tiro sulle viti rimarrebbe soltanto il carico esterno e non la somma dei due carichi, esterno + interno.

Per la regolarità del contatto tra testa di biella e perno di manovella, è importante che il cappello non si allenti nella sua compressione contro la parte della testa che si collega al fusto. Per questa ragione i calcoli delle viti normalmente si effettuano con un carico totale ragionevolmente aumentato di circa un 80% del carico normale.

Oltre allo sforzo normale le viti sono soggette anche a momento flettente. Tale sollecitazione deve essere limitata riducendo al massimo la distanza della vite dall'asse del perno di manovella, a tal punto da sfiorare le bronzine di banco e in talune applicazioni la vite interseca lo spessore della bronzina di banco.

Il carico inerziale P considerato vale: $P = 73865 \text{ N}$, il carico esterno su ogni vite vale: $P/2$ e ogni vite va verificata con un carico $N = P/2 + 50\% = 55400 \text{ N}$

Le due viti sono a passo fine M16x1 in classe 12.9, per la quale sono previsti i seguenti dati:

- Carico di rottura $R_m = 1200 \text{ MPa}$
- Carico di snervamento $R_s = 1080 \text{ MPa}$
- Sezione resistente $A_{res} = 171 \text{ mm}^2$

Le viti sono collegate in modo mordente e sono soggette a concentrazione delle tensioni dovute alla filettatura. Per considerare gli effetti della fatica, si considera un fattore di concentrazione $\beta_K=2.4$ la tensione risulta:

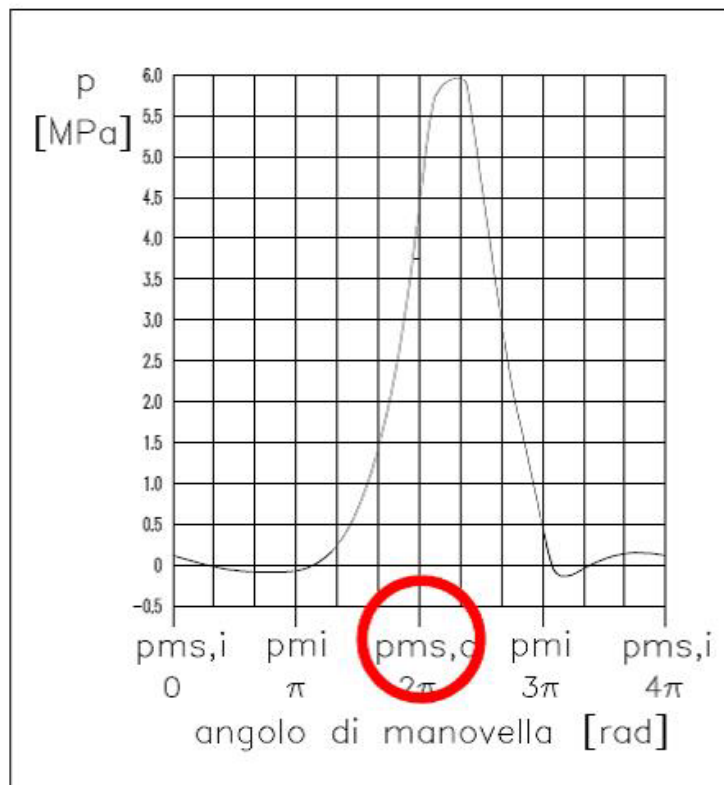
$$\sigma_{eff} = \frac{\beta_K \cdot N}{A_{res}} = \frac{2.4 \cdot 55400}{171} = 777,5 \text{ MPa},$$

Il ciclo di fatica della vite è pulsante dove però l'oscillazione del carico è molto limitata. Ci si può quindi riferire ad una tensione di criticità statica, cioè a R_s . Il coefficiente di sicurezza n vale:

$$n = \frac{\sigma_{crit.statica}}{\sigma_{eff}} = \frac{1080}{777,5} = 1,39$$

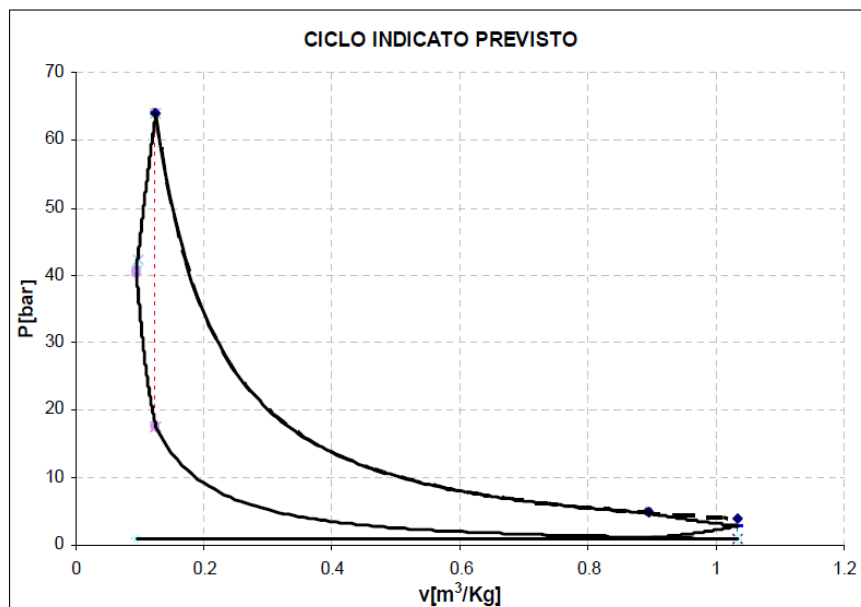
Si accenna al fatto che, nelle nuove progettazioni, si tende a serrare le viti fino a che se ne provoca la plasticizzazione. Successivamente ad uno smontaggio per manutenzione, le viti non potranno più essere riutilizzate.

15.11 Grafici e diagrammi utilizzati nelle varie verifiche

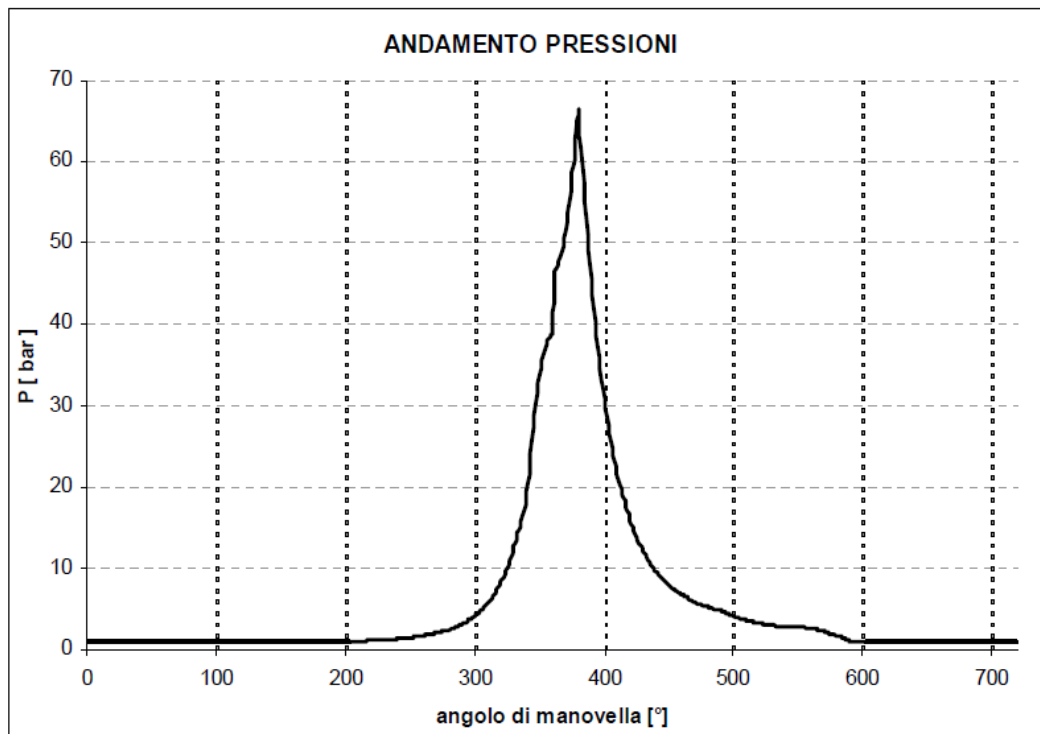


**Punto morto superiore
in fase di combustione**

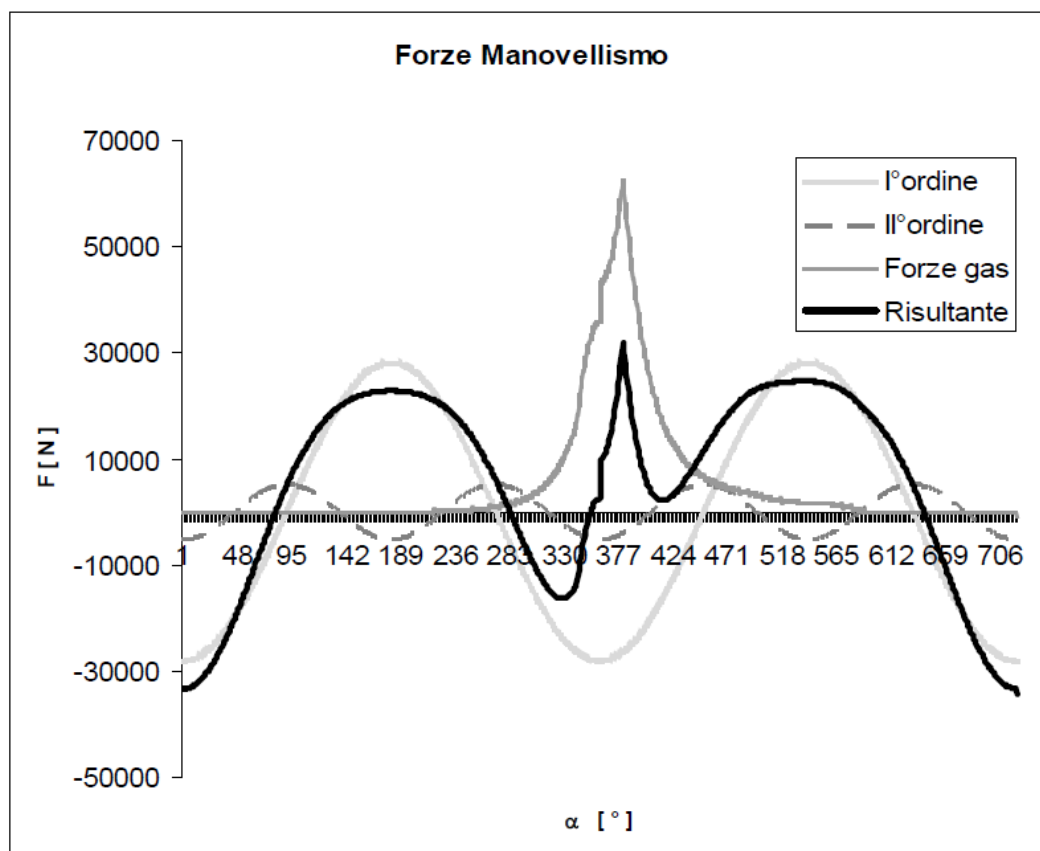
Pressione massima durante la combustione



Ciclo indicato



Pressione massima di lavoro



Composizione delle forze agenti sulla biella

16 CONSIDERAZIONI SULLA VELOCITA' MEDIA DEL PISTONE

16.1 Capire i motori. L'importanza della velocità media del pistone.

Il pistone si muove all'interno della canna del cilindro con una velocità che varia continuamente nel percorrere la corsa.

Quella alla quale facciamo riferimento è la velocità media, costituita dalla distanza che il pistone stesso percorre nell'unità di tempo al regime di potenza massima.

$$\text{Velocità media} = \frac{2 \times \text{Corsa (mm)} \times \text{Giri motore } \left(\frac{\text{giri}}{\text{min}}\right)}{60.000} = \text{m/s}$$

In pratica, si moltiplica il doppio della corsa per il regime di rotazione e si divide il risultato per 60 (cioè per i secondi che ci sono in un minuto). Naturalmente si sposta la virgola per passare dai millimetri ai metri.

Nel caso specifico in esame, al numero di giri massimo, abbiamo la seguente velocità media del pistone:

$$V_{\text{media}} = \frac{2 \cdot 51,7 \cdot 12000}{60000} = 20,68 \text{ m/s}$$

Dunque, durante il funzionamento del motore la velocità del pistone cambia continuamente, annullandosi ai punti morti, ove si ha un arresto momentaneo con inversione del senso del movimento.

Il valore massimo viene raggiunto in una posizione che non è esattamente intermedia (ovvero equidistante dai punti morti).

Se la biella rimanesse sempre parallela all'asse del cilindro, partendo dal punto morto superiore (PMS) il pistone percorrerebbe metà della corsa dopo una rotazione dell'albero a gomito di 90°. Mentre l'albero gira la biella però si inclina ora da un lato e ora dall'altro rispetto all'asse del cilindro, e ciò influenza notevolmente il movimento del

pistone. La conseguenza è che dopo 90° quest'ultimo ha percorso più di metà della corsa.

Partendo dal punto morto inferiore (PMI) avviene invece il contrario e dopo 90° lo spostamento del pistone è inferiore a metà corsa.

Mantenendo costante la velocità di rotazione dell'albero, partendo dal PMS la prima metà della corsa viene coperta in un tempo minore rispetto alla seconda metà.

Il grafico che descrive il movimento del pistone in funzione dell'angolo di manovella (cioè della rotazione dell'albero) non è quindi simmetrico. Il rapporto tra la lunghezza della biella e la corsa influenza la velocità massima del pistone (ma non quella media!) e il punto nel quale essa viene raggiunta. Quando il rapporto in questione è pari a 2, tale componente arriva alla velocità massima 76° dopo il PMS.

Le attuali 1000 quadricilindriche supersportive forniscono la potenza massima a regimi dell'ordine di 13.000 – 13.500 giri/min. e hanno velocità medie del pistone che vanno da 22,3 a 24,2 metri al secondo, valori assolutamente impensabili fino a pochi anni fa per dei modelli di serie. A 13.000 giri/min. ogni pistone va da zero alla velocità massima (che in tali motori è dell'ordine di 36 – 39 m/s, corrispondenti a circa 130 – 140 km/h) in circa un millisecondo!

Come visto, la velocità media del pistone, che viene sempre calcolata al regime di potenza massima, dipende solo dalla corsa e dal regime di rotazione. Si tratta di uno dei parametri ai quali si fa più spesso riferimento, e non solo perché fornisce affidabili indicazioni in merito alle sollecitazioni meccaniche con le quali hanno a che fare gli organi del manovellismo. I carichi inerziali variano con il quadrato della velocità media del pistone. Quest'ultima quindi influenza anche le perdite per attrito che hanno luogo all'interno del motore.

La velocità media del pistone ha una notevole influenza pure sul rendimento volumetrico.

Ad essa infatti è legata la velocità media teorica dei gas che vengono aspirati nei cilindri, che deve rimanere all'interno di un certo campo ideale per consentire l'ottenimento del miglior rendimento volumetrico. Quando la velocità dei gas è troppo bassa risulta scarso lo sfruttamento dei fenomeni inerziali, mentre quando è troppo alta le perdite di carico diventano eccessive.

La velocità media del pistone entra in gioco anche quando si calcola l'indice di Mach, al quale i tecnici fanno spesso riferimento nel valutare la bontà della respirazione nei motori di elevate prestazioni.

Una volta nota la corsa, invece che ragionare in termini di regime di rotazione si può farlo in termini di velocità media del pistone; in tal caso è facile constatare che la potenza non dipende dalla cilindrata ma dalla superficie totale dei pistoni! Il prodotto tra quest'ultima e la velocità media del pistone equivale a quello tra la cilindrata e il regime di rotazione; moltiplicandolo per la pressione media effettiva

(PME, della quale ci occuperemo in un apposito servizio) si ottiene la potenza. Se invece moltiplichiamo la PME per la velocità media del pistone otteniamo la potenza specifica areale, che ci fornisce importanti informazioni in merito all'entità del flusso termico che interessa le superfici dei componenti lambiti dai gas.

Si ottengono cioè accurate informazioni sulle sollecitazioni termiche che il cielo del pistone e le pareti della camera di combustione devono sopportare.

17 CONCLUSIONI

Il presente studio non vuole apparire come risolutore e tantomeno essere esaustivo nella soluzione per il calcolo e la verifica della biella di un motore a combustione interna in fase operativa. Infatti esso rappresenta un insieme di considerazioni tratte da lezioni impartite agli studenti nei corsi Universitari di Meccanica Applicata alle Macchine, Costruzioni di Macchine e Macchine. Ho raccolto tutte le informazioni e gli appunti tratti dalle lezioni ricevute in ambito Universitario. Le considerazioni analitiche espresse dalle precedenti analisi, vogliono essere un compendio introduttivo ad uno studio più approfondito, condotto da codici FEM ad elementi finiti e prodotti informatici specifici per un calcolo elettronico delle dimensioni operative. La funzione didattica espressa, composta da una serie di considerazioni utili per eseguire un calcolo preventivo, alle volte definito “conto della serva”, che indichi la prima strada da percorrere nel caso di calcolo della biella. Inoltre molto spesso sui manuali tecnici o pubblicazioni specifiche, ci si imbatte in equazioni e relazioni pronte all’uso che i tecnici spesso utilizzano a priori, dimenticando la corretta applicazione delle relazioni. Lo scrivente ha voluto inoltre specificare l’aspetto matematico dello sviluppo di alcune relazioni definite e spesso pronte all’uso, elencate nei manuali tecnici. Le considerazioni tecniche specifiche per il calcolo o la verifica della biella sono molto vaste e supportate da codici e programmi di una precisione assoluta. La letteratura è densa di articoli e lezioni specifiche molto sofisticate. In questo ambito lo scrivente ha voluto semplicemente sottolineare la base di partenza per uno studio sommario della cinematica e un’analisi dinamica viste come approccio allo studio della biella. Mi piace pensare che queste poche considerazioni possano essere utili

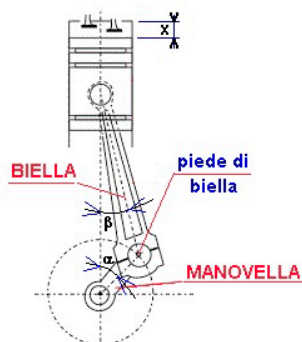
anche ad un solo studente e che possano condurlo ad una buona valutazione.

La bibliografia utilizzata per lo svolgimento della tesi è elencata negli appositi capitoli dove le pubblicazioni e i loro contenuti, sono espressamente utilizzate.

18 SEMPLICE ESEMPIO DI CALCOLO TRATTO DA UN ARTICOLO

CALCOLO

ABBASSAMENTO PISTONE al variare dell'angolo di biella
VELOCITA' istantanea del piede di biella
VELOCITA' MEDIA del piede di biella
ACCELERAZIONE istantanea del piede di biella
FORZA ALTERNA d'inerzia



DATI

$L = 120$ mm lunghezza biella
 $r = 75$ mm raggio di manovella
 $\alpha = 12$ gradi angolo di manovella
 $n = 4000$ giri/min
 massa alterna = 8 Kg (fittiziamente applicata al piede di biella)

Calcolare l'abbassamento x del pistone

Troviamo β applicando il teorema dei seni

$$\frac{L}{\sin \alpha} = \frac{r}{\sin \beta}$$

$$\sin 12^\circ = 0.2079$$

$$\sin \beta = \frac{r \sin \alpha}{L} = \frac{75 \cdot 0.2079}{120} = 0.1299$$

$$\text{da cui } \beta = 7.47^\circ \quad \cos \alpha = 0.978 \quad \cos \beta = 0.9915$$

calcoliamo x cioè l'abbassamento del pistone quando $\alpha = 12$ gradi

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) = 75(1 - 0.978) + 120(1 - 0.9915) = 2.66 \text{ mm}$$

OBLIQUITA' O LUNGHEZZA RIDOTTA λ

$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{75}{120} = 0.63 \quad \text{obliquità (0.2 ÷ 0.33) per le applicazioni motoristiche}$$

0.2 per bielle snelle
0.33 per bielle tozze

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \pi 4000}{60} = 418.88 \text{ rad/sec} \quad \text{velocità angolare}$$

velocità istantanea del piede di biella (formula approssimata)

$$v = r \omega \left(\sin \alpha + \frac{r}{L} \sin \alpha \cos \alpha \right) =$$

$$= 75 \cdot 418.88 (0.2079 + 0.63 \cdot 0.2079 \cdot 0.978) = 10520 \text{ mm/sec} = 10.52 \text{ m/sec} \quad \text{velocità istantanea del piede di biella}$$

velocità istantanea del piede di biella (formula esatta)

$$\sin^2 \alpha = \sin \alpha \cdot \sin \alpha =$$

$$\sin 12^\circ \cdot \sin 12^\circ = 0.208 \cdot 0.208 = 0.0432$$

$$v = \omega r \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2 \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right] = 418.88 \cdot 75 \left[0.208 + \frac{0.63}{2} \frac{0.406}{\sqrt{1 - 0.63^2 \cdot 0.208^2}} \right] =$$

$$= 31416 \left[0.208 + 0.315 \frac{0.406}{\sqrt{0.983}} \right] = 31416 \left[0.208 + \frac{0.1278}{\sqrt{0.983}} \right] = 31416 [0.208 + 0.129] =$$

$$= 10559 \text{ mm/sec} = 10.559 \text{ m/sec} \quad \text{velocità istantanea del piede di biella}$$

velocità media

$$C = 2r = 2 \cdot 75 = 150 \text{ mm corsa}$$

$$V_{\text{media}} = \frac{2 C n}{60} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 4000}{60} = 20000 \text{ mm/sec} = 20 \text{ m/sec} \quad \text{velocità media}$$

accelerazione istantanea del piede di biella

$$a = r \omega^2 \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cos 2\alpha \right) =$$

$$\cos \alpha = \cos 12^\circ = 0.978$$

$$\cos 2\alpha = \cos 24^\circ = 0.913$$

$$= 75 \cdot 418.88^2 (0.978 + 0.63 \cdot 0.913) = 20385520 \text{ mm/sec}^2 = 20385.52 \text{ m/sec}^2 \quad \text{accelerazione istantanea del piede di biella}$$

- se "a" è negativa vuol dire che il suo verso è contrario alla velocità.
Mentre il moto avviene da sinistra a destra, l'accelerazione è diretta da destra a sinistra

Forza alterna d'inerzia

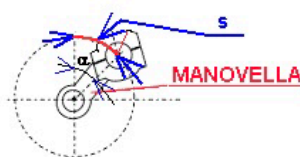
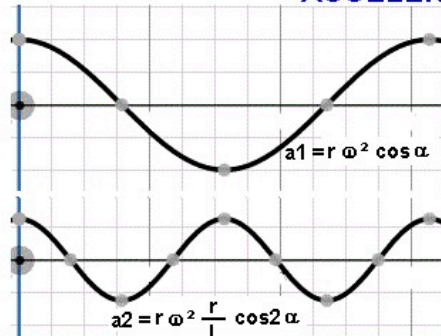
$$F = m \cdot a = 8 \cdot 20385.52 = 163084.13 \text{ N}$$

Ha andamento periodico come l'accelerazione e cioè:

- E' costante come direzione
- Alterna come verso
- Variabile periodicamente come ampiezza

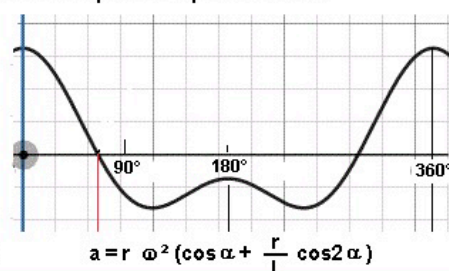
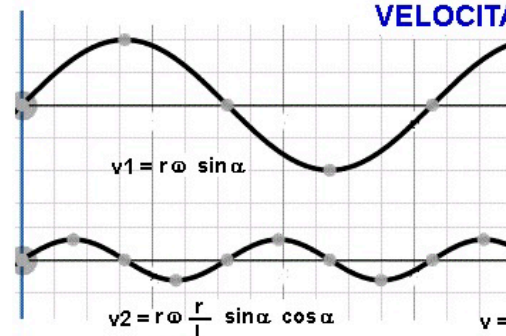
Lunghezza dell'arco descritto dal piede di biella quando $\alpha = 12^\circ$

$$s = r \alpha^{\text{rad}} = r \frac{2 \pi \alpha}{360} = 15.71 \text{ mm}$$


ACCELERAZIONE piede di biella


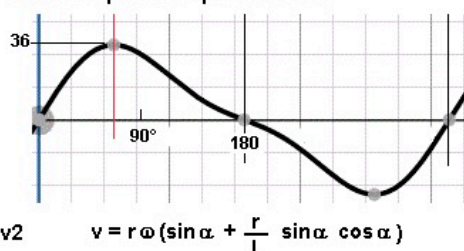
$$a = a_1 + a_2$$

Sommando algebricamente i due grafici a sinistra si ottiene quello completo di destra.


VELOCITA' piede di biella


$$v = v_1 + v_2$$

Sommando algebricamente i due grafici a sinistra si ottiene quello completo di destra.



$$\lambda = \frac{r}{L} = \frac{75}{120} = 0.63 \quad \text{obliquità } (0.2 + 0.33) \text{ per le applicazioni motoristiche}$$

0.2 per bielle snelle
0.33 per bielle tozze

Riassumendo:

Per un angolo di manovella di 12° si ha:

- uno spostamento del pistone di $x = 2.6564 \text{ mm}$
- una velocità periferica istantanea di $v = 10.559 \text{ m/sec}$
- una velocità media $V = 20.00 \text{ m/sec}$
- una accelerazione istantanea $a = 20385.51 \text{ m/sec}^2$
- una forza alterna d'inerzia $F = 163084.13 \text{ N}$
- uno spazio percorso dal piede di biella $s = 15.71 \text{ mm}$

Bibliografia
Ed. HOEPLI - B. Feraudi
Ed. HOEPLI - D. Giacosa
Ed. HOEPLI - G. Anzalone III-133

