

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "FEDERICO II"



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica

DOTTORATO DI RICERCA
IN
INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI
XX CICLO
2004 – 2007

**SOLUZIONI PROGETTUALI FINALIZZATE ALLA
COSTRUZIONE DI MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE
INTERNA DI BASSO RAPPORTO PESO/POTENZA,
SOVRALIMENTATI E NON, AD ELEVATE PRESTAZIONI**

COORDINATORE DEL DOTTORATO:
Ch.mo Prof. Ing. RAFFAELE TUCCILLO

CANDIDATO
Ing. Ottavio Pennacchia

TUTORS:
Prof. ing. Mariano Migliaccio
Prof. ing. Marcello Manna

INDICE

INTRODUZIONE	1
1. MOTORI ATTUALMENTE IN PRODUZIONE.....	6
1.1 Generalità.....	6
1.2 Confronto tra i vari motori.....	13
2. IL PROGETTO DEL MOTORE ULM 220	16
2.1 Aspetti generali di progettazione: la leggerezza e criteri	16
2.2 Impostazione del nuovo motore e specifiche di progetto	23
3. SIMULAZIONE NUMERICA DEL CICLO INDICATO	26
4. IL BASAMENTO	28
4.1 Generalità.....	28
4.2 Scelta dell'architettura generale del basamento	29
4.3 Confronto tra il basamento dei motori APW 167 e ULM 220	32
4.4 I collari dei perni di banco.....	34
4.5 Ottimizzazione del progetto per la soluzione monolitica	39
4.6 Analisi FEM	42
5. GRUPPO TERMICO DEL MOTORE.....	50
5.1 Generalità.....	50
5.2 Fluidodinamica interna.....	51
5.3 Raffreddamento del motore.....	53
5.4 L'accoppiamento testata-cilindro	54
5.5 Accoppiamento gruppo termico-basamento.....	55
5.6 Materiale adottato per il gruppo termico	56
6. IL MANOVELLISMO DI SPINTA.....	57
6.1 Generalità.....	57
6.2 Studio cinematico	59
6.3 Studio dinamico.....	60
6.3.1 Sistemi di masse equivalenti	60
6.3.2 Modelli elastici	63
6.3.3 Calcolo delle forze.....	63
7. ALBERO MOTORE	71
7.1 Quote principali	71
7.2 Disegno particolareggiato dell'albero motore	74
7.3 Analisi FEM	80
7.3.1 Verifica Torsionale.....	80
7.3.2 Verifica Flessionale	85
7.3.3 Analisi Dinamica	88
8. LA BIELLA.....	90
8.1 Generalità.....	90
8.2 Materiali	92
8.3 Disposizione delle viti	93
8.4 Verifica strutturale e analisi FEM	93
9. LA DISTRIBUZIONE	95
9.1 Generalità.....	95
9.2 Catena cinematica.....	98
9.3 Le valvole	103
9.3.1 Generalità	103
9.3.2 Dimensionamento delle valvole – Indice di Mach	106
9.3.3 Sollecitazioni sulle valvole.....	109

9.3.4	Valvole ULM220.....	113
9.3.5	Scelta dell'alzata massima delle valvole ULM220	114
9.4	Determinazione legge di alzata.....	116
9.4.1	Generalità	116
9.4.2	Legge di alzata.....	117
9.4.3	Legge utilizzata per ULM220	127
9.5	Determinazione del profilo della camma.....	128
9.5.1	Passaggio dalla legge di alzata al luogo dei punti di contatto camma-piattello	132
9.5.2	Determinazione del profilo della camma a partire dal luogo dei punti di contatto	136
9.5.3	Determinazione dell'espressione del raggio di curvatura minimo delle camme...	141
9.6	Punteria idraulica.....	142
9.7	Dimensionamento delle molle.....	143
9.7.1	Generalità	143
9.7.2	Dimensionamento delle molle elicoidali per il richiamo delle valvole.....	144
9.7.3	Molle per ULM220.....	151
9.8	Sistema di comando valvole.....	153
9.8.1	Analisi FEM dei bilancieri	155
9.9	Distacco della punteria	158
9.9.1	Elasticità del sistema di comando della distribuzione.....	164
9.9.2	Modello matematico	170
9.9.3	Vibrazioni forzate.....	175
9.9.4	Simulazione del sistema di distribuzione	193
9.10	Fasatura della distribuzione	199
9.10.1	Generalità	199
9.10.2	Fasatura ULM 220.....	203
10.	ALBERO PORTA ELICA E RIDUTTORE DI VELOCITA'.....	208
10.1	Albero porta elica	208
10.2	Analisi FEM dell'albero porta elica	209
10.3	Frizione.....	212
10.4	Riduttore di velocità	215
10.5	Verifica dei carichi applicati sulle dentature del riduttore	217
11.	IMPIANTO DI LUBRIFICAZIONE	222
11.1	Generalità.....	222
11.2	Gli oli lubrificanti	225
11.3	Considerazioni introduttive sul funzionamento dei cuscinetti radenti	225
11.4	Teoria della lubrificazione.....	230
11.5	Lubrificazione del cuscinetto della testa di biella	233
11.6	Verifica del dimensionamento del cuscinetto.....	236
11.7	Lubrificazione dei cuscinetti di banco.....	236
11.8	Verifica del dimensionamento del cuscinetto.....	239
11.9	Modello Amesim del sistema di lubrificazione.....	241
12.	IL RAFFREDDAMENTO	243
12.1	Generalità.....	243
12.2	Il tipo di raffreddamento.....	244
12.3	Quantità di calore da sottrarre	244
12.4	Trasmissione del calore	245
12.5	Trasmissione del calore attraverso le superfici alettate.....	247
12.6	Flusso dell'aria tra le alette.....	249
12.7	Calcolo termico	249
13.	IMPIANTI DI ALIMENTAZIONE E DI ACCENSIONE	252
13.1	Generalità.....	252

13.2 Il sistema di alimentazione	254
13.3 Il sistema di accensione	258
14. IMPIANTO DI AVVIAMENTO	261
14.1 Generalità.....	261
14.2 Tensione di alimentazione	261
14.3 Accumulatori	262
14.4 Il motore elettrico di avviamento	262
14.5 Sistema di innesto e trasmissione	262
15. IL MOTORE ULM 220.....	265
16. LA SOVRALIMENTAZIONE	268
16.1 Sistemi di sovralimentazione.....	269
16.1.1 Sistemi di sovralimentazione.....	269
16.1.2 Il turbocompressore	273
16.1.3 L'intercooler	279
16.2 Equazione di Eulero.....	280
16.3 Il compressore centrifugo	283
16.3.1 Prestazioni del compressore	288
16.3.2 Calcolo del lavoro del compressore.....	289
16.3.3 Rendimento del compressore	292
16.3.4 Mappa delle prestazioni del compressore.....	293
16.3.5 Accorgimenti per il miglioramento dell'efficienza del compressore.....	295
16.4 La turbina centripeta.....	298
16.4.1 Prestazioni della turbina	300
16.4.2 Calcolo del lavoro della turbina.....	302
16.4.3 Rendimento della turbina.....	304
16.4.4 Mappa delle prestazioni della turbina.....	305
16.5 Determinazione delle mappe di compressore e turbina.....	306
16.6 Il turbo-matching	308
16.6.1 Accoppiamento del compressore.....	309
16.6.2 Accoppiamento della turbina.....	314
16.6.3 Influenza del rendimento della turbina sul lavoro di pompaggio.....	316
16.7 Regolazione del turbocompressore.....	318
16.7.1 Valvola waste-gate	318
16.7.2 Turbina a geometria variabile.....	319
16.8 Il turbo-lag	321
16.8.1 Metodi per la riduzione del turbo-lag.....	322
16.9 Studio di sistemi di sovralimentazione per il motore ULM 220	326
16.9.1 Sovralimentazione a gas di scarico.....	328
16.9.2 Sovralimentazione meccanica	336
Appendice I – Studio cinematico e dinamico del manovellismo del motore ULM 220 (Algoritmo scritto in ambiente Mathcad)	342
Appendice II – Ambiente Amesim.....	351
BIBLIOGRAFIA	356
ALLEGATO 1	359

INTRODUZIONE

Nel corso del triennio di dottorato, gran parte del lavoro di studio e ricerca si è incentrato sulla progettazione e lo sviluppo di un motore ad accensione comandata per Velivoli Ultraleggeri.

Nell'ultimo decennio si è assistito ad un forte e costante aumento del numero di aeromobili Ultra Leggeri a Motore (U.L.M.) in tutto il mondo, con un tasso di crescita stimato non inferiore al 5% annuo.

Diverse sono le motivazioni che hanno reso possibile tale crescita, tra queste si possono annoverare:

- la possibilità per gli U.L.M. di eludere la costosa e complessa normativa presente nella Aviazione Generale, rendendo possibile l'attività di volo a costi accettabili e quindi accessibile ad un numero maggiore di persone;
- la possibilità di ottenere un'abilitazione al pilotaggio con tempi e soprattutto con costi notevolmente ridotti e procedure semplificate;
- la disponibilità sul mercato di nuovi modelli di velivoli che, grazie alle innovazioni tecnologiche introdotte dai costruttori, sono molto simili ai modelli realizzati per l'Aviazione Generale;
- la possibilità di adottare motorizzazioni di minore potenza e che utilizzano normali combustibili di uso automobilistico;
- la possibilità per gli U.L.M. di utilizzare aviosuperfici di poche centinaia di metri, facilmente realizzabili ovunque e con un basso impatto ambientale.

In conseguenza si è sviluppato un significativo mercato di motori adatti all'azionamento di detti velivoli. Oggi sul mercato sono presenti vari tipi di motori a pistoncini dalle differenti caratteristiche, a seconda che siano destinati agli U.L.M. tradizionali (tubi e tela) o all'ultima generazione di U.L.M. (realizzati in materiale composito) molto più vicina al mondo dell'Aviazione Generale. Infatti i primi in genere sono bicilindrici, quasi sempre a 2 tempi ad accensione comandata, mentre i secondi sono nella quasi totalità dei casi a 4 cilindri a 4 tempi. Considerando questa seconda classe di motori, si tratta in genere di versioni avionizzate di motori nati originariamente per applicazioni automobilistiche, fatta eccezione per il motore ROTAX 912 e per lo JABIRU 2200.

Il primo, realizzato dal gruppo BOMBARDIER, sembra derivare da un progetto iniziale di un 2 tempi, modificato in seguito in un 4 tempi sfruttando però il know-how raggiunto con il progetto iniziale. Nella versione attuale (4 tempi a 4 cilindri contrapposti) grazie alle sue doti di leggerezza e affidabilità è diventato, in breve tempo, il leader nel settore.

Il secondo, realizzato dal gruppo australiano JABIRU, sembra concepito per un impiego prettamente aeronautico, è penalizzato dal fatto di non essere dotato di riduttore del numero di giri erogando i livelli più alti di potenza a sostenuti regimi di rotazione (più di 3000 giri al minuto), laddove i valori di efficienza ottimali delle eliche in commercio difficilmente si ottengono per regimi superiori ai 2500 giri/min.

La mancanza di un motore ‘pensato’ specificatamente per le esigenze degli odierni U.L.M. e l'euforia che negli ultimi anni coinvolge il mercato di questa categoria di velivoli giustifica l'impegno che il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica (DIME), dell'Università degli Studi di Napoli Federico II ha profuso nella progettazione e realizzazione di un ‘nuovo’ motore che, sotto specifiche di progetto molto rigide, introducesse delle scelte innovative nella architettura e nella distribuzione. Nacque così il motore APW 167 costruito con il contributo di una piccola azienda che ha come fine sociale la realizzazione di motori a c.i. per U.L.M., e la Tecnam s.r.l., azienda produttrice dei velivoli P92 e P96, ai quali è stato finalizzato lo stesso progetto del motore. In seguito fu realizzata anche una versione del motore ad iniezione indiretta denominata APW 167i che è rimasta allo stato prototipale.



Fig. 1 – Gli U.L.M della Tecnam mod. P96 e P92

Di seguito, nella Tabella I, è riportata una scheda riassuntiva sulle caratteristiche del primo motore APW 167

Tabella I – Scheda tecnica riassuntiva APW167

<i>Motore</i>	<i>Aspirato</i>
<i>N° Cilindri</i>	<i>4 cilindri contrapposti, configurazione boxer</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1667 [cm³]</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9.7:1</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>87 [mm]</i>
<i>Corsa</i>	<i>70 [mm]</i>
<i>N° valvole per cilindro</i>	<i>2</i>
<i>Potenza</i>	<i>64 [kW] a 5100 [giri/min]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>Ad aria, integrato da circolazione di olio</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>1 carburatore Bing tipo 94 con diffusore $\phi = 42$ [mm]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>Elettrico, con due circuiti indipendenti</i>
<i>N° di candele per cilindro</i>	<i>2</i>
<i>Generatore di corrente</i>	<i>Magnete generatore a doppio circuito bassa tensione</i>
<i>Riduttore</i>	<i>Con riduttore ad ingranaggi, a dentatura elicoidale, rapporto 2:1</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>653 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>48.,5 [mm]</i>
<i>Larghezza</i>	<i>619.2 [mm]</i>
<i>Peso a secco con ausiliari</i>	<i>57 [daN]</i>
<i>Peso pronto al volo</i>	<i>63 [daN]</i>
<i>Avviamento</i>	<i>Elettrico</i>

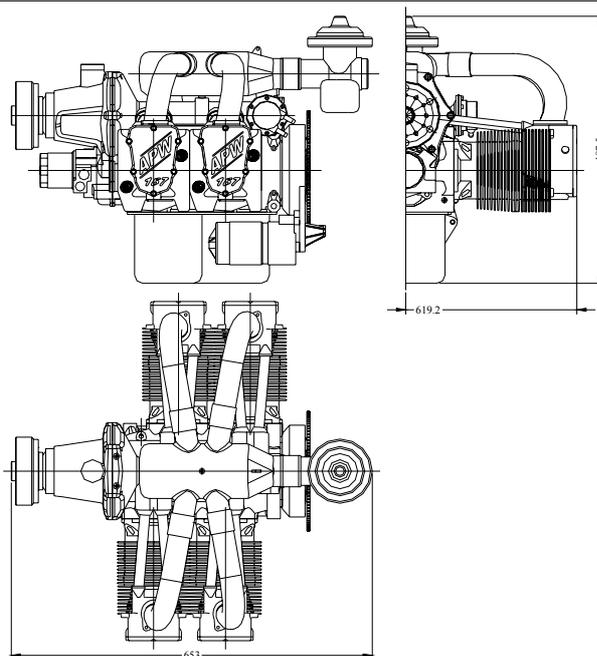


Fig. 2 – Complessivo dell'attuale APW 167.

Ambedue le versioni sono state realizzate e provate nel laboratorio del DIME.

Sviluppando ulteriormente tale attività, si è ritenuto di predisporre un ulteriore nuovo propulsore che potesse essere destinato sia agli U.L.M. in una versione non certificata che alla Aviazione Generale nella versione certificata. Pertanto riprendendo la filosofia e le soluzioni progettuali che hanno portato alla realizzazione degli APW 167 e 167i, rivisitandole opportunamente e apportando numerosi miglioramenti, si è proceduto alla realizzazione di un motore, denominato ULM 220, che rispetto ai precedenti, ha le caratteristiche riportate nella seguente Tabella II:

Tabella II – Scheda tecnica motore ULM 220

<i>Motore</i>	<i>Aspirato</i>
<i>N° Cilindri</i>	<i>4 cilindri contrapposti, configurazione boxer</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>2198 [cm³]</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>10.2:1</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>100 [mm]</i>
<i>Corsa</i>	<i>70 [mm]</i>
<i>N° valvole per cilindro</i>	<i>4</i>
<i>Potenza massima</i>	<i>90 [kW] a 5000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>Ad aria, integrato da circolazione di olio</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>Doppia iniezione elettronica indiretta multipoint per cilindro con due circuiti indipendenti.</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>Elettronico, con due circuiti indipendenti</i>
<i>N° di candele per cilindro</i>	<i>2 (Twin Spark)</i>
<i>Generatore di corrente</i>	<i>Magnete generatore trifase a bassa tensione</i>
<i>Riduttore</i>	<i>Con riduttore ad ingranaggi, a dentatura elicoidale, rapporto 2:1</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>629.6 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>485 [mm]</i>
<i>Larghezza</i>	<i>613 [mm]</i>
<i>Peso a secco con ausiliari</i>	<i>69 [daN]</i>
<i>Peso pronto al volo</i>	<i>74.5 [daN]</i>
<i>Avviamento</i>	<i>Elettrico</i>
<i>Tempo di manutenzione programmata</i>	<i>1000 h</i>
<i>Tempo di revisione generale</i>	<i>2000 h</i>
<i>Autonomia con serbatoio da 60 litri</i>	<i>4 h</i>
<i>Consumo</i>	<i>10 l/h</i>

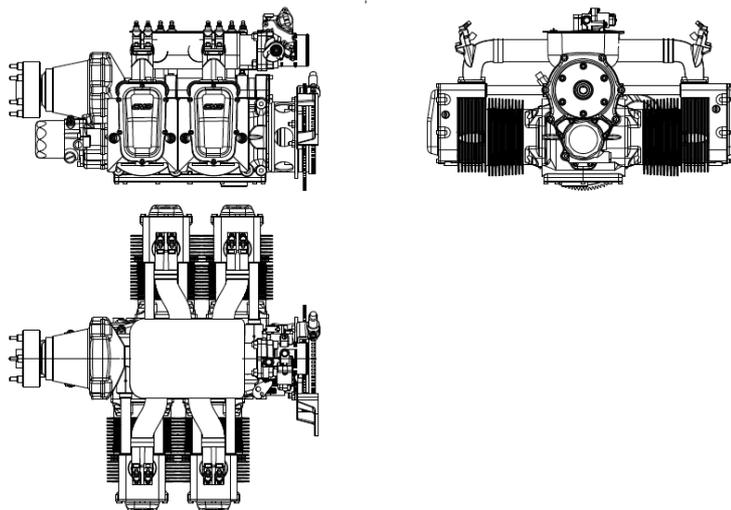


Fig. 3- Complessivo dell'ULM220



Fig. 4- Foto dell'ULM220

Il lavoro inerente il nuovo motore, è stato in una prima fase preliminarmente progettuale ed oggetto di studi precedenti, mentre attualmente, ed è il lavoro della presente tesi, si è proceduto al completamento della progettazione e nel contempo si è passati alla fase realizzativa del prototipo, dal quale si attendono conferme sulle previsioni progettuali poste a base della sua realizzazione.

1. MOTORI ATTUALMENTE IN PRODUZIONE

1.1 Generalità

Nel mercato motoristico si possono trovare moltissimi tipi di motorizzazioni che rappresentano un'ampia scelta per l'acquirente. Si è preso in considerazione solo il mercato dei motori a 4 tempi nel quale sono stati individuati ed analizzati 15 motori complessivamente appartenenti a 11 diversi costruttori.

Di seguito si riporta una scheda riassuntiva delle caratteristiche tecniche di ciascun motore preso in considerazione:

ROTAX mod 912 A

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1211.2 [cm³]</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9:1</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>79.5</i>
<i>Corsa</i>	<i>61 [mm]</i>
<i>Potenza</i>	<i>59.6 [kW] a 5800 [giri/min] 58 [kW] a 5500 [giri/min]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>misto, canne cilindri raffreddati ad aria, testate ad acqua</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>2 carburatori BING a depressione costante S.60 $\phi = 32$ [mm]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>elettronico, con due circuiti indipendenti (modello Ducati)</i>
<i>Generatore di corrente</i>	<i>magnete generatore a doppio circuito bassa tensione: 250 [W] a 5500 [giri/min] 13.5 [V] (modello Ducati)</i>
<i>Avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Riduttore ROTAX</i>	<i>tipo E con rapporto 2.273:1</i>
<i>Larghezza</i>	<i>570 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>600 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>380 [mm]</i>
<i>Peso a secco senza ausiliari</i>	<i>54.4 [daN]</i>
<i>Impianto di scarico</i>	<i>3.9 daN</i>
<i>Peso a secco con ausiliari</i>	<i>72.8 [daN]</i>

ROTAX modello 912 S

Stesse caratteristiche del 912 A con in più le seguenti varianti:

<i>Alesaggio</i>	84 [mm]
<i>Corsa</i>	61 [mm]
<i>Cilindrata</i>	1352 [cm ³]
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	10.5:1
<i>Potenza</i>	73.5 [kW] a 5800 [giri/min] 69 [kW] a 5500 [giri/min]
<i>Peso a secco senza ausiliari</i>	55.5 [daN]
<i>Peso a secco con ausiliari</i>	74.2 [daN]

ROTAX modello 914 F

Stesse caratteristiche del modello 912 A con in più le seguenti varianti:

<i>Sistema di alimentazione</i>	con turbocompressore, carburatori BING soffiati
<i>Cilindrata</i>	121.,2 [cm ³]
<i>Alesaggio</i>	79.5 [mm]
<i>Corsa</i>	61 [mm]
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	9:1
<i>Potenza</i>	84.5 [kW] a 5800 [giri/min] 73.5 [kW] a 5500 [giri/min]
<i>Peso a secco senza ausiliari</i>	62.8 [daN]
<i>Peso a secco con ausiliari</i>	80 [daN]

JABIRU 2200

<i>Caratteristiche tecniche</i>	4 cilindri contrapposti
<i>Alesaggio</i>	97.5 [mm]
<i>Corsa</i>	74 [mm]
<i>Cilindrata</i>	2209.9 [cm ³]
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	8:1
<i>Potenza</i>	64 [kW] a 3300 [giri/min]
<i>Sistema di alimentazione</i>	Iniezione elettronica
<i>Sistema di accensione</i>	elettronico, con due circuiti indipendenti
<i>Sistema di avviamento</i>	elettrico
<i>Sistema di raffreddamento</i>	ad aria
<i>Riduttore</i>	assente, elica in presa diretta
<i>Peso</i>	61 [daN] rifornito di olio

SUBARU EA 81

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1781 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>a liquido</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>74.5 [W] a 6000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>singola a spinterogeno</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>monocarburatore</i>
<i>Riduttore</i>	<i>meccanico con rapporto 2.2:1</i>
<i>Larghezza</i>	<i>670 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>690 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>490 [mm]</i>
<i>Peso accertato finale lordo</i>	<i>96.6 [daN]</i>

GUZZI V1000

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>bicilindrico a V</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1036 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>ad aria</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9.8:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>59 [kW] a 6000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>con 2 carburatori</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>singola a doppio rottore</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Riduttore</i>	<i>a cinghie con rapporto 2.4:1</i>
<i>Larghezza</i>	<i>600 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>530 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>515 [mm]</i>
<i>Peso accertato finale lordo</i>	<i>76 [daN]</i>

JPX 60/A

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>2050 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>ad aria</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>8.7:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>48.5 [kW] a 3200 [giri/min]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>doppio circuito con 2 magneti BENDIX</i>

<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>monocarburatore</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Riduttore</i>	<i>assente, elica in presa diretta</i>
<i>Larghezza</i>	<i>770 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>500 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>440 [mm]</i>
<i>Peso accertato finale lordo</i>	<i>83.5 [daN]</i>

JPX 75/A

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>2325 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>ad aria</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>7.7:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>63,4 [kW] a 3000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>doppio circuito con 2 magneti BENDIX</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>monocarburatore</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Riduttore</i>	<i>assente, elica in presa diretta</i>
<i>Larghezza</i>	<i>810 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>630 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>380 [mm]</i>
<i>Peso accertato finale lordo</i>	<i>86.8 [daN]</i>

SAX 86 FIRE

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri in linea, basamento in ghisa, testa in lega leggera</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1242 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>a liquido</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9.8:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>68.6 [kW] a 6000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>monoaccensione elettronica a spinterogeno</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Rapporto di riduzione all'elica</i>	<i>2.54:1 riduttore a cinghia</i>
<i>Larghezza</i>	<i>670 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>650 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>550 [mm]</i>
<i>Peso accertato finale lordo</i>	<i>82.5 [daN]</i>

LIMBACH L2000 EA

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti, canne in ghisa</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>1994 [cm³]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>ad aria</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>8:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>59 [kW] a 3400 [giri/min] 51 [kW] a 3000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>singolo circuito con un magnete SLICH 4330 o BENDIX-SRN21</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>un carburatore ZENITH 150 CD3</i>
<i>Corsa</i>	<i>78.4 [mm]</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>90 [mm]</i>
<i>Riduttore</i>	<i>assente, elica in presa diretta</i>
<i>Larghezza</i>	<i>780 [mm]</i>
<i>Lunghezza</i>	<i>640 [mm]</i>
<i>Altezza</i>	<i>370 [mm]</i>
<i>Peso senza ausiliari</i>	<i>70 [daN] rifornito di olio</i>

LIMBACH L2400 EFi

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>2424 [cm³]</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>97 [mm]</i>
<i>Corsa</i>	<i>82 [mm]</i>
<i>Rapporto volumetrico di compressione</i>	<i>9,5:1</i>
<i>Potenza</i>	<i>74 [kW] a 3000 [giri/min]</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>misto, ad aria per le canne cilindri mentre a liquido per le teste</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>con iniezione elettronica multipoint</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>doppia a 2 magneti</i>
<i>Sistema di avviamento</i>	<i>elettrico</i>
<i>Riduttore</i>	<i>meccanico con rapporto 1.5:1</i>
<i>Peso senza ausiliari</i>	<i>77.7 [daN] rifornito di olio</i>

LIMBACH L2400 DT.X

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>4 cilindri contrapposti</i>
<i>Cilindrata</i>	<i>2424 [cm³]</i>

<i>Alesaggio</i>	97 [mm]
<i>Corsa</i>	82 [mm]
<i>Rapporto di compressione</i>	8:1
<i>Potenza</i>	118 [kW] a 3000 [giri/min]
<i>Sistema di raffreddamento</i>	a liquido per le teste e le canne cilindri
<i>Sistema di alimentazione</i>	con turbocompressore, iniezione elettronica multipoint
<i>Sistema di accensione</i>	doppia a 2 magneti
<i>Sistema di avviamento</i>	elettrico
<i>Riduttore</i>	meccanico con rapporto 1.5:1
<i>Larghezza</i>	795 [mm]
<i>Lunghezza</i>	674 [mm]
<i>Altezza</i>	470 [mm]
<i>Peso senza ausiliari</i>	87.5 [daN] rifornito di olio

ALMAN 703

<i>Caratteristiche tecniche</i>	2 cilindri contrapposti
<i>Cilindrata</i>	703 [cm ³]
<i>Potenza</i>	38 [kW] a 6280 [giri/min]
<i>Sistema di alimentazione</i>	2 carburatori BING a pressione costante
<i>Sistema di accensione</i>	monoaccensione elettrica
<i>Sistema di avviamento</i>	manuale di serie, a richiesta elettrico
<i>Sistema di raffreddamento</i>	ad aria
<i>Riduttore</i>	a cinghie
<i>Peso</i>	47 [daN] a secco

BMW 1000

<i>Caratteristiche tecniche</i>	2 cilindri contrapposti
<i>Cilindrata</i>	1000 [cm ³]
<i>Potenza</i>	46 [kW] a 6000 [giri/min]
<i>Sistema di raffreddamento</i>	ad aria
<i>Sistema di alimentazione</i>	con 2 carburatori BING a pressione costante
<i>Sistema di accensione</i>	monoaccensione
<i>Riduttore</i>	meccanico con rapporto 3.9:1
<i>Peso</i>	non noto

PZL F120 CI

<i>Caratteristiche tecniche</i>	<i>2 cilindri contrapposti, basamento e cilindro-testa in lega leggera</i>
<i>Alésaggio e corsa</i>	<i>non noti</i>
<i>Potenza</i>	<i>48 [kW] a 2800 [giri/min]</i>
<i>Sistema di alimentazione</i>	<i>a carburatore</i>
<i>Sistema di accensione</i>	<i>Doppio magnete</i>
<i>Sistema di raffreddamento</i>	<i>ad aria</i>
<i>Riduttore</i>	<i>Assente, elica in presa diretta</i>
<i>Peso</i>	<i>63.8 [daN]</i>

1.2 Confronto tra i vari motori

Come precedentemente detto, molti di questi motori derivano da applicazioni automobilistiche e motociclistiche come, ad esempio, il SAX 86 FIRE, il GUZZI V 1000, entrambe le versioni del LIMBACH, il BMW 1000, etc.

Il confronto tra vari motori non può avvenire considerando le caratteristiche presenti nelle varie schede in quanto tali dati sono valori assoluti, cioè riferiti a distinti valori di cilindrata e di regime di rotazione; per avere tali confronti vanno considerate le relative grandezze specifiche che permettono di analizzare le caratteristiche di motori differenti tra loro, come nel caso in esame.

Le grandezze che caratterizzano i tipi di motori sono:

- a) la pressione media effettiva;
- b) il rapporto potenza/peso;
- c) il rapporto potenza/cilindrata.

Nel seguito saranno analizzate nello specifico le grandezze sopra riportate, mettendo a confronto i motori precedentemente illustrati con quelli progettati dal DIME.

La prima grandezza specifica che si considera è la *pressione media effettiva* (pme) data dalla seguente relazione:

$$pme = 6 \cdot 10^4 \cdot \varepsilon \cdot \frac{P}{V_t \cdot n} \quad \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

dove :

P = potenza continua disponibile all'albero [kW];

V_t = cilindrata totale [m^3];

ε = n° dei giri necessario per compiere un ciclo ($\varepsilon=2$ motore a 4 tempi);

n = numero di giri [$giri/min$].

Si riporta di seguito il confronto dei valori assunti dalla pme , espressa in *bar*, per i vari motori sopra citati:

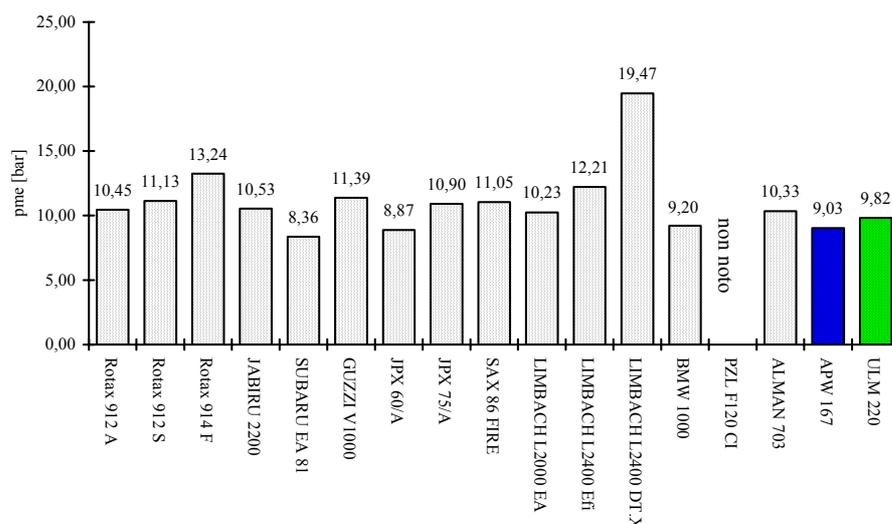


Fig. 1.1 – pme dei motori in produzione

Dall'analisi della Fig. 1.1 si evince che, fatta eccezione per i sovralimentati ROTAX 914 F e LIMBACH L2400 DT.X e per il PZL F120 CI di cui non è possibile calcolare il dato, i valori assunti dal parametro sono abbastanza simili e compresi nel range 8,5÷12 [bar].

La seconda grandezza specifica che si considera è il rapporto potenza/peso, in questo caso la potenza sarà quella continua disponibile all'albero. Bisogna comunque dire che il peso non è noto per tutti i motori ed inoltre il peso dichiarato dai costruttori non è sempre quello finale lordo, in quanto per un fatto di immagine spesso viene dichiarato il peso a secco o decurtato di qualche accessorio, (cfr. tab. 1.1); con ciò si vuole dire che il grafico di fig. 1.2 che segue, va analizzato con il dovuto distacco:

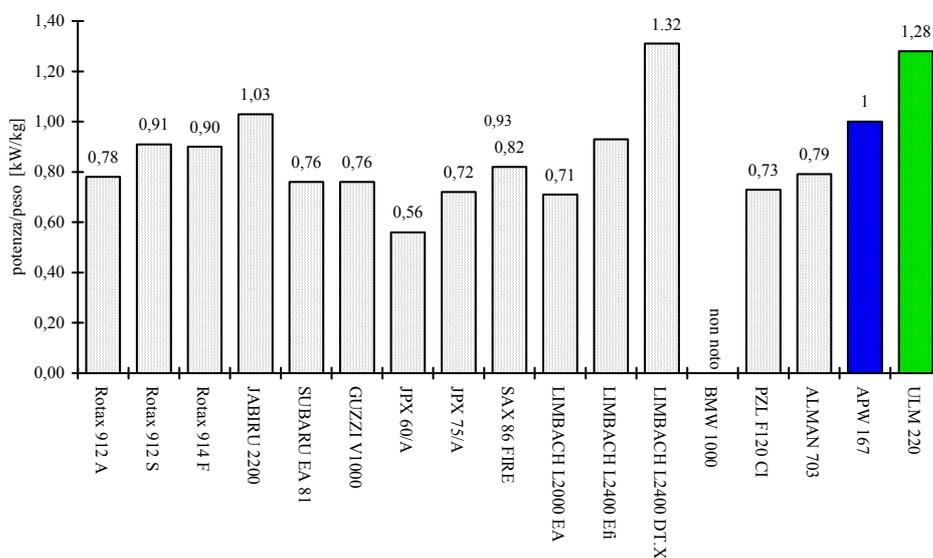


Fig. 1.2 – Rapporto potenza/peso dei motori in produzione

	Peso a Secco	Peso pronto al Volo
Carburatore/i	***	***
Filtro dell'aria	***	***
Impianto di scarico		***
Liquido lubrificante		***
Liquido refrigerante		***
Starter	***	***
Radiatore/i		***
Tubazioni di Raccordo		***

Tabella 1.1 – Definizione di peso a secco e di peso pronto volo

In effetti il rapporto potenza/peso è il parametro che in ambito aeronautico ha il maggior interesse date le sempre presenti ed assillanti doti di leggerezza che, a pari potenza, i progettisti di U.L.M. richiedono alle motorizzazioni installate a bordo.

L'ultima grandezza specifica considerata è la potenza continua disponibile all'albero per unità di cilindrata; bisogna evidenziare il fatto che tale parametro, in campo aeronautico, non è da considerarsi una grandezza da massimizzare, come è per i motori da trazione, per ovvie ragioni di durata ed affidabilità :

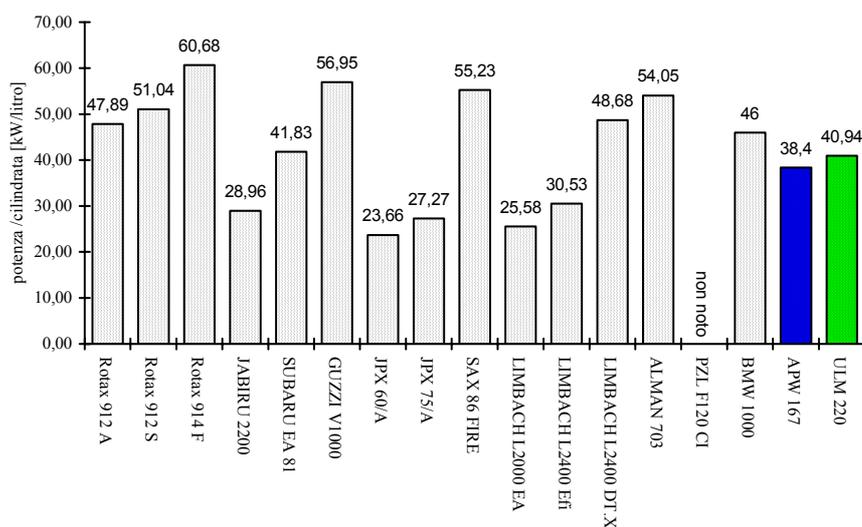


Fig. 1.3 – Rapporto potenza/cilindrata dei motori in produzione

2. IL PROGETTO DEL MOTORE ULM 220

2.1 Aspetti generali di progettazione: la leggerezza e criteri

L'obiettivo finale delle attività di ricerca, a prevalente carattere applicativo, è stata la realizzazione di un prototipo di un motore ad accensione comandata destinato inizialmente alla motorizzazione dei velivoli ultraleggeri, ma in un secondo tempo suscettibile di essere omologato per l'aviazione generale. In fase progettuale si è puntato a concepire un motore caratterizzato da un basso rapporto peso/potenza e da un consumo specifico limitato, parametri fondamentali per la particolare applicazione cui tale motore è destinato.

Le due direttrici di ricerca che si sono portate avanti riguardano:

- La ricerca e lo sviluppo di soluzioni meccaniche innovative, rispetto alle oramai obsolete soluzioni progettuali degli attuali motori per ultraleggeri;
- La realizzazione di un sistema di gestione dell'iniezione basato sul controllo elettronico, attualmente non utilizzato sugli attuali motori ULM (Rotax 912 A, Limbach L 2400 e Jabiru australiano) e la cui affidabilità e sicurezza siano garantite da una opportuna ridondanza hardware e software dell'impianto di alimentazione adottato.

Dallo studio preliminare dei motori concorrenti attualmente commercializzati (eseguito nel precedente capitolo) e del loro segmento di mercato, sono stati individuati una serie di parametri fondamentali, che hanno definito le caratteristiche di progetto del prototipo e che devono garantire al prototipo stesso una potenziale nicchia di mercato, che si possono riassumere nella tabella 2.1.

<i>Potenza utile</i>	<i>90 ÷ 100 kW</i>	<i>Tempo di manutenzione programmata</i>	<i>1.000 h</i>
<i>Peso complessivo a secco</i>	<i>55 ÷ 75 daN</i>	<i>Tempo di revisione generale</i>	<i>2.000 h</i>
<i>Massima dimensione (larghezza)</i>	<i>700 mm</i>	<i>Autonomia con serbatoio da 60 litri</i>	<i>≈ 4 h</i>
<i>Velocità di rotazione dell'elica</i>	<i>2.300 ÷ 2.700 giri/min.</i>	<i>Consumo alla velocità di crociera (2/3 della potenza massima)</i>	<i>≈ 15 l/h</i>

Tabella 2.1 – Definizione di peso a secco e di peso pronto volo

I requisiti più caratteristici per l'impiego di un motore per uso aeronautico di assegnata potenza sono la leggerezza e l'ingombro; infatti, il peso e le dimensioni del motore influiscono sul suo trasporto richiedendo parte della potenza dallo stesso erogata. Il modesto

rapporto peso/potenza che caratterizza gli ULM e gli alti valori di velocità raggiunti, rendono prioritarie queste esigenze per l'impiego aeronautico. Un altro requisito non meno importante è la sicurezza, che deve essere garantita anche a danno della leggerezza. Non bisogna confondere la sicurezza con la durata utile del motore, che invece può ed è spesso sacrificata alla necessità di riduzione del peso.

Requisiti relativamente secondari riguardano il grado di regolarità della coppia motrice, le azioni girostatiche, la posizione del baricentro, che generalmente è desiderato prossimo all'asse di propulsione.

Nell'apprezzamento della leggerezza si possono avere diversi modi di computare i due termini del rapporto, cioè il peso e la potenza.

Per quanto riguarda il peso, il computo più completo comprende oltre il motore propriamente detto, tutto ciò che è necessario al suo funzionamento ed anche la provvista di materiali di consumo (lubrificante e refrigerante); in tale caso il motore viene definito pronto al volo.

Diversamente il peso del lubrificante e del refrigerante possono anche non essere considerati ed in tal caso si parlerà di peso del motore a secco.

Ai fini del peso complessivo del velivolo al decollo una certa importanza assume il valore del consumo specifico di combustibile che, a pari potenza erogata in volo di crociera, ad esempio, comporterà la necessità di portare a bordo un minore quantitativo di combustibile per assicurare la medesima autonomia di volo, ovvero, il che è equivalente, consentirà una maggiore autonomia con la stessa quantità di combustibile immagazzinata. A questo riguardo la scelta della iniezione multipoint di combustibile e l'impiego di quattro valvole per cilindro per il motore sviluppato sembrano essere strategicamente molto promettenti.

L'orientamento generale del progetto è stato quello di pervenire, con l'accorto uso delle tecnologie attuali, ad un prototipo di basso peso per unità di potenza prodotta, avente una elevata affidabilità complessiva, basata sull'impiego di componenti semplici, di facile manutenzione e realizzati con materiali ampiamente collaudati nel settore motoristico.

Il motore è stato concepito inizialmente in versione aspirata per motivi di semplicità costruttiva e nel contempo affidabilità dell'esercizio, legata alle minori sollecitazioni termiche e meccaniche; per applicazioni speciali sarà in futuro sviluppata anche una versione sovralimentata, attualmente allo studio.

La cilindrata totale, il numero dei tempi e la velocità di rotazione massima sono in linea con l'obiettivo di ottenere le prestazioni richieste nell'ambito della previsione dei tempi di revisione.

Il numero dei tempi è stato altresì scelto anche in rapporto alla esigenza di contenere i consumi di olio lubrificante, quelli di carburante, di realizzare una maggiore affidabilità dell'accensione con minori emissioni di inquinanti.

Si è scelta la configurazione boxer con 4 cilindri, due per bancata, in quanto tale tipo di propulsore presenta indubbi vantaggi per l'alloggiabilità nel vano motore dei velivoli attualmente in produzione e per le caratteristiche intrinseche di equilibratura, derivanti dalla disposizione simmetrica dei cilindri. Queste caratteristiche, peraltro, lo hanno reso tradizionalmente impiegato per la propulsione dei piccoli aerei.

La disposizione con 4 valvole per cilindro permette un ottimo riempimento del motore e la generazione di moti d'aria organizzati e buoni livelli di turbolenza, pur conservando una notevole semplicità costruttiva. Queste caratteristiche si sposano con la forma della camera di combustione e la disposizione delle due candele al fine di ridurre la dispersione ciclica, diminuire la durata della combustione ed ottenere di conseguenza margini più ampi nei confronti della detonazione, conseguendo nel contempo buone prestazioni in termini di consumi specifici e di potenza massima erogata.

Il prototipo è stato realizzato con raffreddamento ad aria ed a circolazione forzata d'olio ottenuto impiegando una pompa di circolazione di tipo tradizionale, azionata dal motore, ed impiegando uno scambiatore di calore di ridotte dimensioni, tenuto conto della disponibilità degli elevati flussi d'aria conseguenti al moto del velivolo e a quello dell'elica.

La lubrificazione a carter secco consente di ridurre le dimensioni di quest'ultimo, onde consentire l'alloggiabilità del motore nel vano ad esso destinato e diminuire le perdite meccaniche connesse allo sbattimento dell'olio.

Il sistema di accensione è concepito sdoppiato, per motivi di sicurezza. Per ogni cilindro una delle candele viene alimentata da un primo circuito e l'altra da un secondo circuito, del tutto indipendente dal primo. Ciascuno dei due sistemi di accensione è servito da una propria batteria, ricaricata dall'alternatore. Il sistema di accensione è regolato elettronicamente con variazione dell'angolo di anticipo all'accensione funzione della velocità di rotazione e del carico.

La scelta del sistema per l'alimentazione del combustibile, in un primo momento effettuata mediante l'utilizzo di un sistema ad iniezione indiretta singlepoint, è stata definitivamente effettuata mediante l'impiego di un sistema di iniezione multipoint con due

sistemi di controllo ad attuazione elettronica indipendenti. Tale scelta è stata dettata per ragioni di maggiore sicurezza e minori emissioni inquinanti. Ogni cilindro è alimentato da due iniettori facenti riferimento ciascuno ad uno dei sistemi di gestione elettronica citati, in modo tale che in caso di avaria di uno dei due sistemi, l'altro sistema sarebbe perfettamente in grado di far funzionare il motore quasi a piena potenza.

L'accoppiamento del motore all'elica è stato effettuato impiegando un riduttore convenzionale ad ingranaggi con rapporto di riduzione 1:2. Tale soluzione ha consentito, oltre che di portare il regime di rotazione dell'elica in condizioni di potenza massima erogata dal motore al valore del suo massimo rendimento di propulsione (2500 giri/min), anche di collegare l'albero a camme direttamente all'albero porta elica, con notevole risparmio di peso e maggiore semplicità costruttiva rispetto alle altre soluzioni convenzionalmente adottate nei motori concorrenti.

Il tipo di carburante per il quale il motore è stato progettato è la benzina "verde", universalmente adottata per i motori automobilistici. L'uso di tale carburante riduce drasticamente i costi d'esercizio di un velivolo ultraleggero.

Infine, per ciascuna componente del motore è stato utilizzato quel materiale che a parità di coefficiente di sicurezza per lo stato tensionale, lo rendesse il più possibile leggero; tale logica di progetto ha portato ad un ampio utilizzo di leghe leggere di alluminio.

Per quanto riguarda la potenza, si noti che in tutti i motori si deve distinguere la potenza massima, che è quella che il motore può sviluppare, ma in condizioni precarie di conservazione e quindi solo per brevi periodi essendo troppo elevata la pressione massima di combustione, dalla potenza normale, a cui corrisponde una assegnata durata del motore stesso.

Indicando con Q il peso, con P la potenza e con C la cilindrata di un motore, si può scrivere:

$$\frac{Q}{P} = \frac{Q/C}{P/C} \quad \left[\frac{kg}{kW} \right]$$

ed individuare così le due direzioni in cui conviene agire per diminuire il peso del motore: alleggerire in rapporto alla cilindrata le strutture e/o aumentare la potenza specifica; si tratta di criteri distinti, costruttivi gli uni, funzionali gli altri.

La potenza per unità di cilindrata ha la seguente espressione funzionale:

$$\frac{P}{C} = \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\delta_a \cdot \lambda_v}{\alpha} \cdot H_i \cdot \eta_g \quad \left[\frac{\text{kW}}{\text{m}^3} \right]$$

dove:

ε = n° dei giri necessario per compiere un ciclo ($\varepsilon=2$ nei motori a 4 tempi);

η_g = rendimento globale del motore;

λ_v = coefficiente di riempimento;

H_i = potere calorifico inferiore del combustibile [kJ/kg];

α = rapporto in massa tra aria e carburante

δ_a = densità dell'aria ambiente [kg/m³];

n = numero di giri al minuto [giri/min].

Dalla analisi dei parametri della precedente espressione scaturiscono considerazioni utili per aumentare la potenza specifica di un motore, ovvero:

- Il numero dei tempi del motore ε :

Ci sono pregi e difetti che, caso per caso, indirizzano i costruttori verso il motore a 2 tempi o a 4 tempi; è indubbio che il motore a 2 tempi presenta una potenza maggiore rispetto alla pari cilindrata del motore a 4 tempi, nonché una semplicità costruttiva maggiore soprattutto per quanto riguarda la testata, non presentando questa valvole; presenta per altro svantaggi per un inevitabile elevato consumo specifico, un alto grado di inquinamento, difficoltà di lubrificazione in regimi di carichi parziali. Si intuisce che la scelta dipende da complesse valutazioni che il singolo costruttore deve compiere.

- Il numero dei giri del motore n :

E' evidente che all'aumentare del numero di giri del motore si riscontra un aumento della potenza. Va tuttavia rilevato che le possibilità di incremento della velocità angolare sono limitate da cause esterne ed interne. Limitazioni esterne si hanno nel caso di accoppiamento diretto dell'elica sull'albero motore, in quanto come è noto il rendimento delle eliche adatte ai velivoli ultraleggeri è ottimale per valori del numero di giri entro l'intervallo di 2000-2500 giri/min.; queste limitazioni sono superate rinunciando all'accoppiamento diretto ed interponendo invece un riduttore di velocità.

Le limitazioni interne non riguardano direttamente il numero di giri, ma la velocità media del pistone:

$$\bar{v} = \frac{n \cdot c}{30} \quad \left[\begin{array}{c} \text{m} \\ \text{s} \end{array} \right]$$

dove c [m] è la corsa del pistone.

Infatti un eccessivo valore della velocità media del pistone compromette il riempimento dei cilindri, il rendimento meccanico e la durata del motore.

La limitazione di \bar{v} si traduce però, indirettamente in una limitazione del numero di giri perché se \bar{v} deve rimanere costante, ogni aumento di n va accompagnato da una riduzione della corsa e questa da una riduzione proporzionale dell'alesaggio per conservare la similitudine dei cilindri.

Al crescere del numero di giri quindi cresce pure, ed in ragione del quadrato, il numero dei cilindri necessario per ottenere una data potenza creando maggiori complicazioni costruttive.

- Il rendimento globale del motore η_g :

La possibilità di aumentare la potenza specifica con l'incremento del rendimento globale è assai scarsa. Il rendimento globale del motore è infatti dato dalla nota relazione:

$$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m$$

dove :

η_b = rendimento di combustione;

η_r = rendimento termodinamico del ciclo reale;

η_m = rendimento meccanico.

Per incrementare il rendimento globale si cerca di migliorare i valori dei rendimenti sopra riportati agendo nei modi che seguono:

- per il rendimento di combustione η_b adottando opportune scelte dedicate al miglioramento della combustione ed oggi in particolare adottando nella maggior parte dei casi l'accensione multipla e migliorando la turbolenza della carica aspirata;
- per il rendimento termodinamico reale η_r intervenendo sul disegno e sulla costruzione delle camere di combustione nonché sull'incremento del rapporto volumetrico di compressione. Si noti però che un rapporto volumetrico di compressione maggiore

impone l'uso di carburanti ad alto numero di ottano, cioè molto resistenti alla detonazione; l'utilizzo di benzine commerciali infatti, impone un limite superiore al rapporto volumetrico di compressione non permettendo un sensibile aumento del rendimento del ciclo reale;

- per il rendimento meccanico η_m , procedendo al miglioramento delle condizioni di lubrificazione, al disegno e alla costruzione degli organi mobili del motore.

- Il coefficiente di riempimento λ_v :

La disposizione in testa e il raddoppio delle valvole di aspirazione, l'uso di ampi diffusori nel carburatore o addirittura la soppressione di esso (sostituito dagli iniettori nei cilindri), sono tutte azioni che consentono di aumentare λ_v del 10% ÷ 15% a parità della velocità media del pistone \bar{v} .

- Il potere calorifico H_i e dosatura α :

Il rapporto $\frac{H_i}{\alpha}$ per le migliori condizioni operative dei motori in crociera, si mantiene quasi costante per tutti i carburanti usuali. Ciò è ancora più vero se si adotta nella alimentazione del motore il criterio del dosaggio di una miscela stechiometrica.

- La densità dell'aria δ_a :

L'aumento di δ_a utilizzando dei compressori è stato inizialmente considerato un mezzo per restituire all'aria alle alte quote la pressione della quota zero. Oggi questa pratica è molto diffusa, giacché si impiegano sempre più frequentemente impianti di sovralimentazione.

Nel caso in esame, per il momento, non è stata presa in considerazione la sovralimentazione, ma essa sarà certamente adottata nello sviluppo di un modello più prestante dello stesso motore in futuro. Nella parte finale della presente tesi si tratterà ampiamente l'argomento della sovralimentazione e si accennerà alle soluzioni che sono allo studio, da implementare sul modello evoluto.

Dopo aver considerato i parametri che fanno variare la potenza specifica, si analizza il peso specifico (peso per unità di cilindrata) ed in particolare la sua diminuzione.

Accorgimenti utili allo scopo riguardano:

- la scelta dei materiali;
- le lavorazioni ed il disegno del motore sia nella sua architettura, sia nei singoli componenti.

Così i principali vantaggi sono dati dalla sostituzione della ghisa con leghe di alluminio e dall'uso di acciai di alta resistenza negli organi più sollecitati. Altri vantaggi sono dati dall'impiego abbondante di lavorazioni di macchina per ridurre gli spessori delle parti fuse o stampate. Speciale attenzione devono ricevere anche taluni accessori cercando di ottenere una loro diminuzione di peso. E' invalso, ad esempio, l'uso delle leghe di titanio per la bulloneria, per le bielle, e altri componenti di forza del motore.

2.2 Impostazione del nuovo motore e specifiche di progetto

La specifica di progetto che è stata posta come obiettivo da conseguire è molto restrittiva e nella fattispecie si sviluppa nei punti che seguono:

- alesaggio di 100 mm contro gli 87 mm del precedente motore (APW 167);
- 4 valvole per cilindro;
- aste di punteria parallele tra loro e parallele all'asse del cilindro (mentre nel APW 167 sono sghembe ed inclinate rispetto al piano orizzontale contenente gli assi dei cilindri);
- potenza massima richiesta compresa tra i 90 e i 100 kW (circa 120-135 CV);
- peso complessivo a secco di 70 daN; pronto al volo di 75 daN;
- il regime del motore, tale da rendere massimo il rendimento propulsivo dell'elica (2000÷2500 giri/min) è pari a 4000÷5000 giri/min;
- larghezza non superiore ai 650 mm.

Per rispettare questa specifica di progetto, così restrittiva soprattutto per quanto riguarda il peso, si è preso coscienza della necessità di una progettazione originale della struttura di base cercando però di sfruttare alcuni componenti presenti sul mercato come ad esempio i pistoni, il sistema di accensione con generazione trifase dell'energia, etc.

La necessità di ottenere le prestazioni prefissate, con pesi ed ingombri limitati, ha comportato l'obbligo di confermare la progettazione innovativa del precedente motore APW 167, per alcuni componenti come di seguito descritto:

- basamento monolitico (un solo guscio);
- gruppo cilindro-testata realizzato in un solo pezzo;
- sistema di raffreddamento ottenuto integrando il tradizionale raffreddamento ad aria con una cospicua circolazione di olio in punti particolari quali le teste;

- utilizzo dello stesso riduttore per azionare sia l'albero a camme sia l'elica.

e di adottare soluzioni complementari per alcuni componenti del motore quali:

- valvole, realizzate nel rispetto della massima leggerezza;
- bilancieri di aspirazione e scarico, realizzati di tipo monolitico mediante processi di pressofusione di tipo particolare e la cui forma è particolarmente studiata per contenere il peso;
- bulloneria in genere, realizzata con leghe a base di titanio per le note proprietà di leggerezza e robustezza che tale materiale presenta rispetto ad un comune acciaio.

Punto di partenza per la progettazione del prototipo è stata, in effetti, la scelta del numero di valvole per cilindro, il loro dimensionamento ed orientamento rispetto all'asse del cilindro, il loro sistema di comando, che hanno avuto come immediata conseguenza la determinazione della forma della camera di combustione e del gruppo testa-cilindro in generale.

Volendo realizzare un motore 4 cilindri ad accensione comandata a benzina, di basso peso ed elevate prestazioni, la scelta di utilizzare 4 valvole per cilindro, due di aspirazione e due di scarico è stata quasi obbligata; infatti come si evince dalla tecnica, i motori con una simile architettura sono quelli che raggiungono i valori più elevati di coppia e di potenza, a parità di altre caratteristiche meccanico-termodinamiche. Una volta deciso il numero di valvole, si è passati alla scelta della loro inclinazione rispetto all'asse del cilindro; infatti, se da una parte l'utilizzo di valvole ad asse inclinato rispetto all'asse del cilindro dà luogo ad una camera di combustione di forma tendente all'emisferico, (ottimale per il processo di combustione e tale da consentire l'utilizzo di valvole con funghi di maggiore diametro migliorando il riempimento del motore stesso), dall'altra tale configurazione rende più difficoltosa la progettazione del meccanismo di comando delle valvole, e più ingombrante il vano di ciascuna testata atto ad ospitare i meccanismi di comando valvole con conseguente aumento di peso. Per una soluzione di tale tipo non sarebbe inoltre possibile l'utilizzo di un sistema di distribuzione ad aste e bilancieri, date le elevate distanze tra il punto di contatto tra una delle aste ed il relativo bilanciere e il punto di contatto dello stesso bilanciere e la relativa valvola (nel caso in questione quella di scarico); sarebbe invece obbligato l'utilizzo di un sistema a camme in testa per ogni testata, con conseguente spropositato aumento di peso, di ingombro, di complicazione progettuale (dovuta al conseguente sistema di sincronismo tra gli alberi a camme e l'albero motore) e di complicazione costruttiva. Sull'altro piatto della bilancia vi è la scelta di un sistema di valvole ad asse parallelo a quello del cilindro; tale sistema dà luogo ad una conformazione cilindrica della camera di combustione, sicuramente non ottimale nei confronti del processo di combustione e nella scelta delle dimensioni massime del diametro

dei funghi delle valvole, ma che comunque semplifica di moltissimo il meccanismo di comando valvole ed il suo progetto, potendosi, in questo caso, utilizzare un sistema ad aste e bilancieri che semplifica il progetto globale del prototipo, ne riduce gli ingombri e il peso rispetto il sistema preso in esame al punto precedente. Inoltre tale soluzione ben si sposa con la scelta del particolare rapporto di riduzione utilizzato tra albero porta elica e albero motore pari a 1:2, potendo per tale motivo, accoppiare mediante innesto diretto (di tipo a profili scanalati) l'albero a camme con l'albero porta elica, senza la necessità di ulteriori ingranaggi sincronizzatori o cinghie dentate, a tutto vantaggio del peso, degli ingombri e del rendimento meccanico. Per tutti i motivi sopra elencati si è deciso per la seconda soluzione, ovvero per un sistema con valvole ad assi paralleli a quello del cilindro e per la distribuzione ad aste e bilancieri. Tale scelta è stata presa anche in considerazione del non elevato regime di potenza massima, fissato intorno ai 5000 giri/min dell'albero motore, regime per il quale la non ottimale conformazione della camera di combustione non influisce eccessivamente.

3. SIMULAZIONE NUMERICA DEL CICLO INDICATO

Una volta definite in linea di massima le caratteristiche del motore (cilindrata, numero di valvole per cilindro e loro dimensioni, dimensione e lunghezza dei condotti...), si è resa necessaria, per la progettazione ed il dimensionamento delle componenti meccaniche del motore, la stima del ciclo indicato, ottenuta per mezzo di analisi numerico-fluidodinamiche.

Disponendo del ciclo indicato, infatti, è possibile determinare le sollecitazioni massime cui sono soggetti i vari organi meccanici.

Il modello di calcolo utilizzato ricalca il classico approccio misto zerodimensionale-monodimensionale (0D-1D) di Benson. Modelli 0D sono stati utilizzati per i cilindri e 1D per i condotti. A questi sono state affiancate le equazioni dinamiche per il motore

Per i cilindri, quindi, si è fatta un'ipotesi zerodimensionale. Si sono così risolte le equazioni di bilancio della massa e dell'energia con uno schema di Runge-Kutta del IV° ordine. Il bilancio di massa è stato fatto su tre specie chimiche:

- l'aria;
- i gas residui;
- il combustibile.

Dal bilancio dell'energia si è ricavata la temperatura ad ogni step d'integrazione.

Per i condotti si è fatta un'ipotesi di flusso monodimensionale, per cui si sono usate le equazioni di bilancio della massa, della quantità di moto e dell'energia.

Il sistema di equazioni differenziali è stato risolto con uno schema del secondo ordine ai volumi finiti con una tecnica numerica.

In Fig. 3.1 si riporta lo schema utilizzato per la simulazione del motore e il ciclo reale medio calcolato (Fig. 3.2)

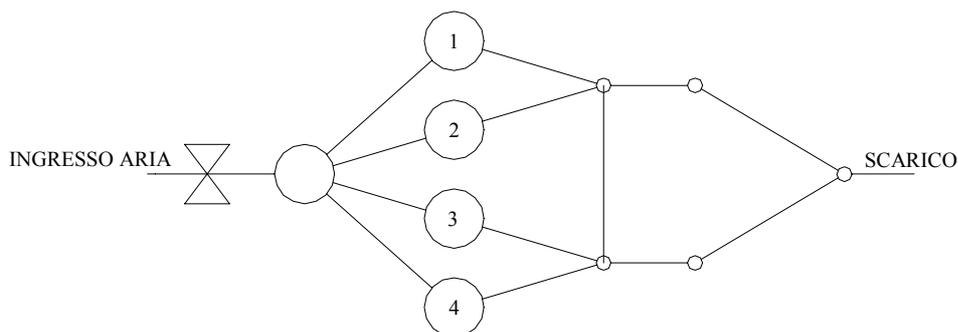


Fig. 3.1 – Schema di calcolo.

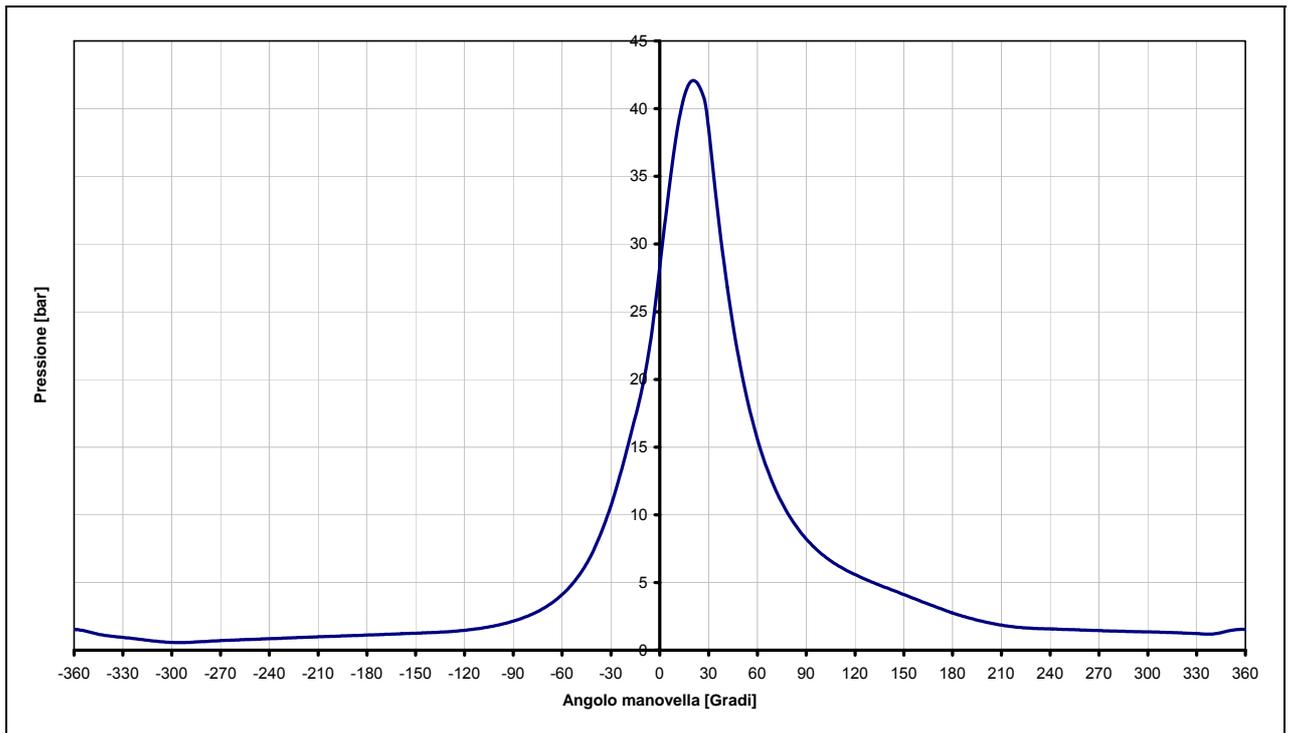


Fig. 3.2 – Ciclo indicato.

Una volta ricavato il ciclo indicato presunto e confrontato con altri misurati su motori di simili caratteristiche del motore ULM 220 per valutarne l'attendibilità, è stato possibile avviare la progettazione di tutti gli elementi fondamentali dello stesso in particolare:

- Il basamento;
- Il gruppo testata-cilindro;
- Il manovellismo;
- L'albero motore;
- La biella;
- La distribuzione;
- L'impianto di lubrificazione;
- Gli impianti di alimentazione e di accensione;
- L'impianto di avviamento.

4. IL BASAMENTO

4.1 Generalità

Il basamento è il componente statico più importante del motore; per il motore boxer ULM 220 sviluppato, esso è un contenitore di forma approssimativamente parallelepipedica delimitato da quattro pareti, trasversalmente alle quali sono disposti tre setti (Fig. 4.1).

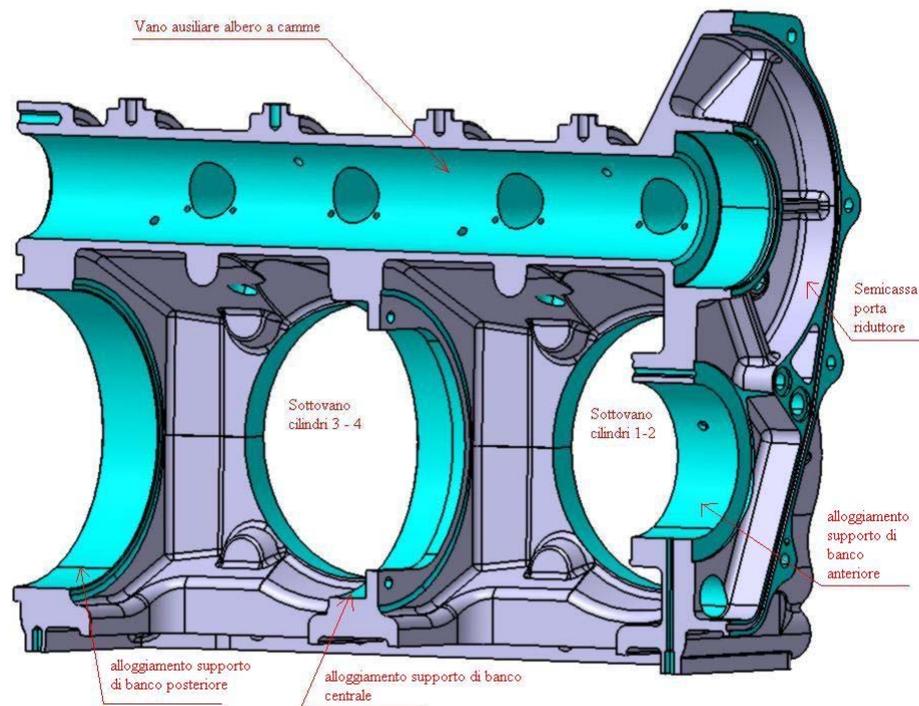


Fig. 4.1 – Sezione del basamento con coperchio riduttore.

All'interno del contenitore è possibile individuare tre vani:

- vano principale per il manovellismo a sua volta, suddiviso in due sottovani (cilindri 1-2 e 3-4);
- vano ausiliario per l'albero della distribuzione;
- vano ausiliario per gli organi del riduttore.

Le funzioni che il basamento è chiamato a svolgere sono di:

- sostentamento dell'albero motore, tramite tre supporti di banco, alloggiati nei rispettivi setti;
- accoppiamento a quattro flange laterali di altrettanti gruppi testata/cilindro;
- sostentamento dell'albero della distribuzione, utilizzando idonei supporti;

- alloggiamento del gruppo riduttore.

Oltre alle succitate funzioni che hanno carattere prevalentemente strutturale questo componente ospita buona parte del circuito di lubrificazione/raffreddamento ed è predisposto all'accoppiamento di numerosi accessori.

Gli obiettivi da porsi nella progettazione di un basamento per motori aeronautici sono la resistenza, la rigidità, la semplicità di realizzazione e soprattutto la leggerezza. La rigidità, in particolare, è fondamentale perché gli accoppiamenti meccanici che ospita il basamento (linea dei cuscinetti di banco, linea dei supporti dell'albero a camme, cuscinetti volventi del riduttore), richiedono allineamenti tra le varie sedi con errori massimi tollerati dell'ordine di $0,02 \div 0,03$ mm.

4.2 Scelta dell'architettura generale del basamento

Prendendo spunto dagli schemi classici dei basamenti di numerosi motori boxer quali Rotax 912/914, Lycoming, Continental, Limbach, Jabiru, Jpx, ecc. e dalle relative critiche che si possono muovere in merito alla soluzione in due semigusci, (eccessivo peso della tiranteria), si è indirizzata la scelta verso una architettura che eliminasse del tutto le giunzioni di forza. Detta soluzione è stata individuata nella realizzazione di una fusione interamente monolitica, cioè un contenitore parallelepipedo chiuso su tutti e quattro i lati (Fig. 4.2).

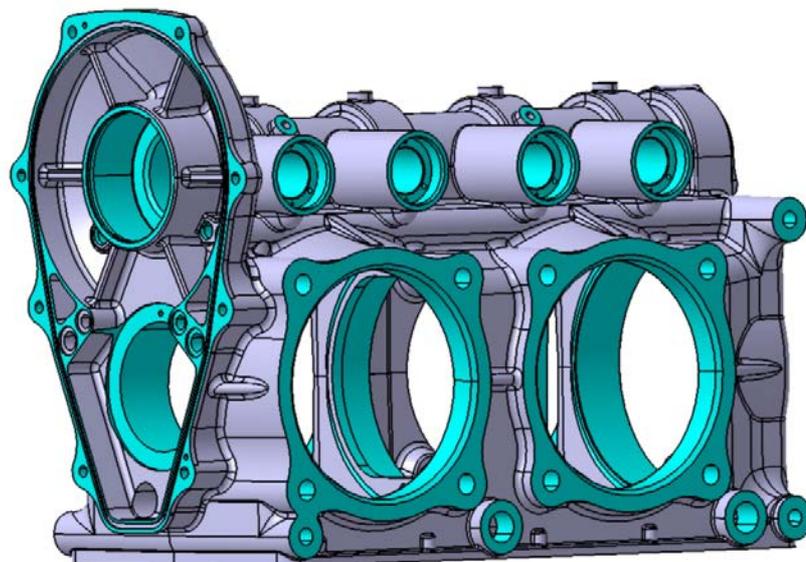


Fig. 4.2– Basamento monolitico.

Questa soluzione, non nuova per i motori a C.I. alternativi, ha visto come applicazione più recente quella della casa costruttrice di motori diesel VM, fornitrice, tra l'altro, dei motori a gasolio delle vetture Alfa Romeo degli anni '90, che ha adottato questa architettura per le sue motorizzazioni a tre e quattro cilindri in linea. I vantaggi di questo sistema si esaltano nell'architettura boxer rispetto a quella con i cilindri in linea, perché la prima ha i cilindri disposti su due file contrapposte rispetto all'albero motore e si avvantaggia nell'avere una struttura monolitica rispetto alla tiranteria che tenga insieme le due metà. Inoltre, sulla base dell'esperienza di alcune case costruttrici di motori italiane, si è constatato che questa soluzione è poco sensibile agli accoppiamenti dinamici delle vibrazioni tra albero motore e supporti di banco.

Le difficoltà che si incontrano nella realizzazione di questo tipo di basamento sono di due tipi:

- la fattibilità tecnologica della fusione,
- l'individuazione di una procedura di montaggio per gli organi del manovellismo.

Fondere un contenitore scatolare chiuso su tutti i lati è possibile facendo ricorso ad una grossa anima in sabbia da fonderia che riproduce il volume interno cavo del basamento. All'atto della fusione l'alluminio viene colato tra lo stampo esterno e l'anima interna prendendo la forma voluta; di seguito l'anima viene distrutta ed estratta dalla fusione; è necessario dunque che la scatola risultante presenti dei passaggi di dimensioni sufficienti; nel caso in esame non costituiscono difficoltà in quanto le dimensioni dei fori dei cilindri sono già ampiamente sufficienti allo scopo.

Per l'aspetto relativo al montaggio si fa osservare che i componenti da inserire all'interno del basamento sono:

- albero motore;
- cuscinetti di strisciamento;
- bielle.

La parte più difficile da inserire, per ovvie ragioni di ingombro, è l'albero motore; quindi è necessario individuare come punto fermo nella definizione della procedura di montaggio l'inserimento di quest'organo.

La soluzione più semplice è quella di introdurre l'albero dal lato posteriore del basamento; per permettere l'inserimento si devono prevedere dei passaggi attraverso i setti posteriore e centrale. Poiché le maschette dell'albero sono inscritte in una circonferenza di diametro $\phi 118$

mm (vedi Fig. 4.3) si sono adottati nei setti, fori $\phi 118,5$ mm per il centrale e $\phi 119$ mm per il posteriore. La differenza tra i diametri rende possibile e facilita le operazioni di montaggio.

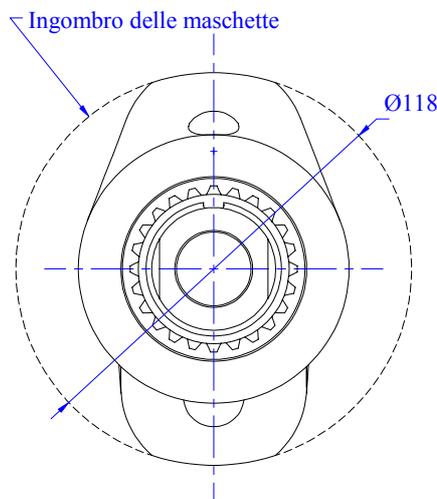


Fig. 4.3 – vista dell'albero motore lato anteriore

Il setto anteriore non prevede nessun foro maggiorato potendo inserire l'albero direttamente nella boccola ivi presente, perché non ci sono, sulla sua estremità anteriore, parti di diametro maggiore del perno di banco.

Essendo i fori dei setti di diametro molto maggiore rispetto all'alloggio dei cuscinetti di banco dovranno essere previsti due collari, uno per il cuscinetto centrale di banco, da costruire in due semianelli per motivi di montaggio, l'altro, in pezzo unico, per il cuscinetto posteriore.

La procedura di montaggio da seguire sarà pertanto questa:

- 1) calzare il collare in due metà sul perno centrale di banco dell'albero, con incastonati i due semigusci del cuscinetto di strisciamento;
- 2) inserire l'albero con il collare centrale nel basamento e raggiungere con la sua estremità anteriore il supporto anteriore ove già è presente la boccola anteriore;
- 3) chiudere con il collare posteriore, previa apposizione della boccola posteriore;
- 4) montare le bielle dai fori dei cilindri (a tale scopo le viti di fissaggio del cappello della biella sono state inserite con la testa dal lato del fusto – cfr. capitolo 8);
- 5) accoppiare i pistoni ai piedi di biella mediante gli appositi spinotti;
- 6) calzare i gruppi testa-cilindro sui pistoni e serrarli al basamento con le quattro viti presenti di adeguato diametro.

4.3 Confronto tra il basamento dei motori APW 167 e ULM 220

Al basamento del motore APW 167, che è stata la base dei progetti dei motori aeronautici del DIME e di cui alle Figg. 4.4 e 4.5 seguenti, sono state apportate varie modifiche per adattarlo a quello necessario per il motore ULM 220, Figg. 4.1 e 4.2.

Le differenze scaturiscono fondamentalmente per le differenti prestazioni che i due motori sono chiamati a fornire; basti pensare alla significativa differenza tra le potenze e la cilindrata dei due motori.

Elementi significativi tra i due diversi basamenti si individuano:

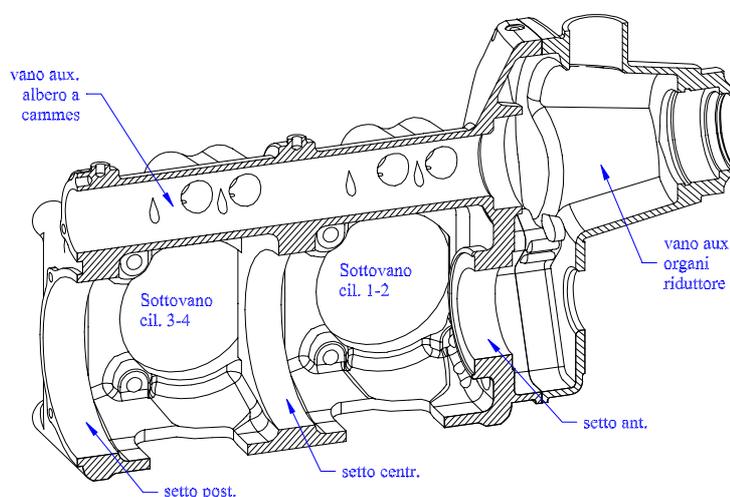


Fig. 4.4 – Sezione del basamento con coperchio riduttore (motore APW 167)

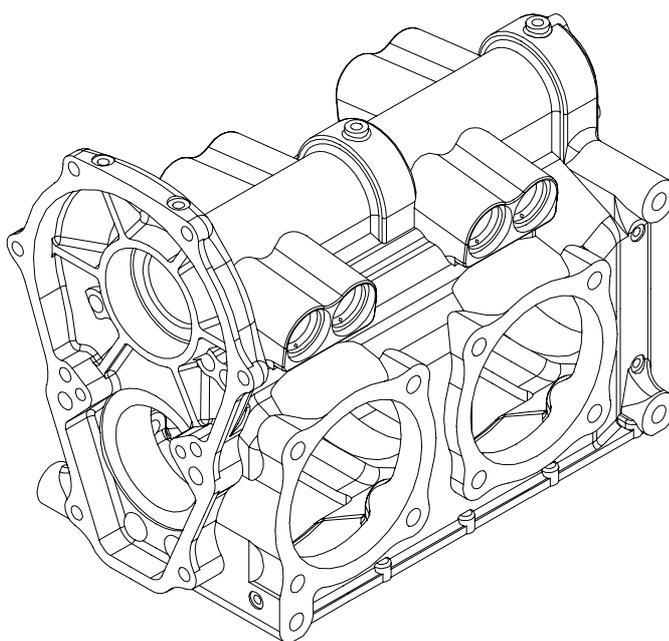


Fig. 4.5 – Basamento monolitico (motore APW 167)

- a) Nel circuito di raffreddamento del vano ausiliario dell'albero a camme;
- b) Nel distanziamento delle sedi delle punterie;
- c) Nell'aumento del numero di cuscinetti dell'albero a camme e dei relativi supporti;
- d) Nell'aumento generalizzato degli spessori nelle zone ritenute importanti;
- e) Nell'aumento dell'interasse tra albero motore e albero dell'elica.

Nel basamento del nuovo motore ULM 220 rispetto a quello APW 167, relativamente al circuito di raffreddamento del vano dell'albero a camme, sono stati eliminati i fori di uscita dell'olio che collegavano il vano stesso con i sottovani dei cilindri sottostanti. Tale soluzione è stata adottata in quanto dalle prove eseguite sul motore APW 167 si è riscontrata elevata formazione di schiuma dovuta alla miscelazione dell'olio con aria, che riduceva le caratteristiche di viscosità dell'olio con ciò potendo provocare il mal funzionamento del sistema idraulico di azionamento delle punterie del motore. In sostituzione di tali fori sul fondo del vano dell'albero a camme sono stati realizzati dei fori laterali di scarico che alimentano il circuito di raffreddamento delle testate e dei loro elementi costitutivi.

La modifica del numero delle valvole per ciascun cilindro, passato da due a quattro, ha determinato la diversa conformazione dei bilancieri di azionamento ed il distanziamento delle sedi delle punterie. Ciò ha anche determinato la diversa disposizione delle camme, in quanto nel motore APW 167 due camme consecutive azionavano valvole diverse (una di aspirazione e l'altra di scarico) di uno stesso cilindro, mentre nel motore ULM 220 coppie di valvole diverse (due di aspirazione e due di scarico) vengono azionate da due camme non consecutive come evidente dalla Fig. 4.6

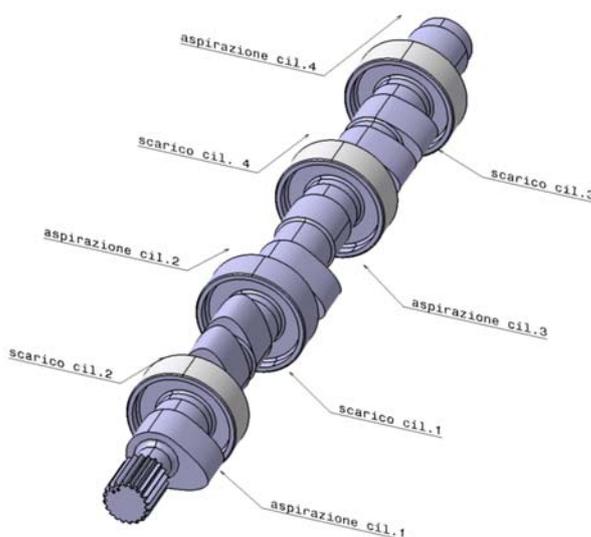


Fig. 4.6 – Vista assometrica albero a camme

E' stato altresì aumentato il numero dei cuscinetti dell'albero a camme che è passato da 3 a 4 e ciò in quanto il motore è stato dotato di 16 valvole (4 valvole per cilindro, due di aspirazione e due di scarico); in conseguenza dell'aumento dei cuscinetti di strisciamento sono aumentati i relativi supporti.

Tutte le sopraindicate modifiche hanno determinato conseguentemente un diverso significativo disegno del basamento.

4.4 I collari dei perni di banco

Il diverso tipo di basamento tra i motori in precedenza richiamati, è dovuto anche alle differenti significative dimensioni dell'albero a gomiti e relativi supporti, diretta conseguenza delle diverse sollecitazioni che si esercitano sugli stessi.

Si analizzano nel seguito i diversi collari in corrispondenza delle diverse posizioni che assumono all'interno del basamento.

Collare del supporto centrale

Essenzialmente il collare del cuscinetto centrale di banco è un disco cilindrico dello spessore di 30 mm e del diametro di 118,5 mm; presenta un foro centrale da 62 mm per l'alloggio della bronzina; è costruito in due parti che sono accoppiate mediante viti.

Nel disegno definitivo il collare (Fig. 4.7) prevede:

- due viti di accoppiamento M8 x 1.25 utili solo al montaggio;
- due spine che garantiscono l'unicità e la precisione della posizione relativa dei due semianelli;
- le canalizzazioni per l'olio;
- gli intagli per le linguette di posizione delle bronzine;
- l'incavo per la spina conica di posizionamento rispetto al basamento;
- una pista interna per l'alimentazione dell'olio alla bronzina.

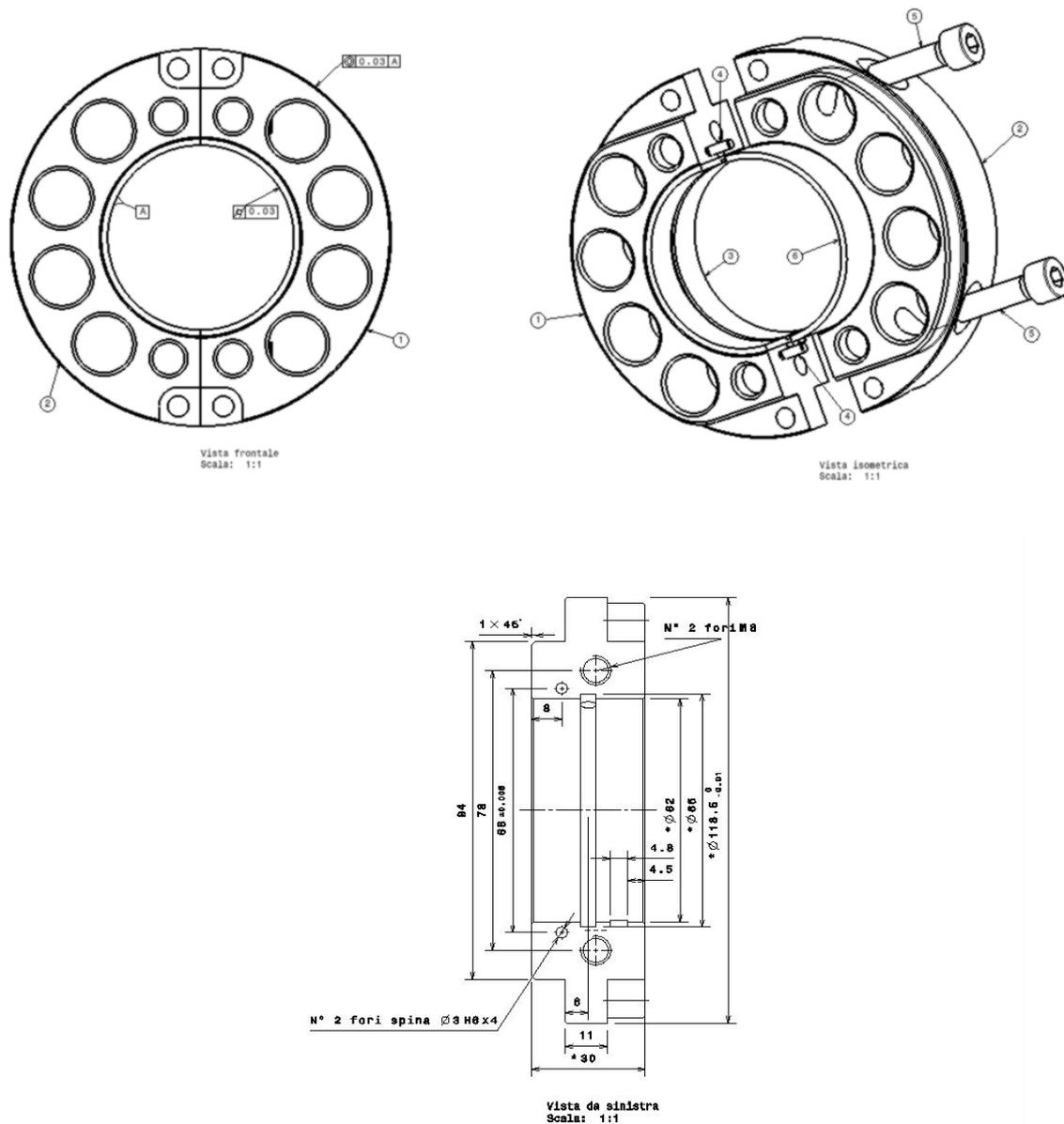


Fig. 4.7 – Collare del supporto centrale di banco

Nel progetto del collare centrale si sono considerati due aspetti principali:

- le caratteristiche dell'accoppiamento collare/basamento;
- la permeabilità al flusso di gas nella direzione che va dal vano cilindri 1-2 al vano cilindri 3-4 e viceversa.

Per il primo aspetto si è voluto creare un accoppiamento che fosse il più possibile stabile, onde minimizzare le emissioni acustiche e le vibrazioni durante il funzionamento. Questo obiettivo generalmente viene raggiunto prevedendo un accoppiamento albero/foro con

interferenza, ma la difficoltà di montare il gruppo albero motore/collare piantato nel basamento ha precluso questa strada, difatti le forze che servono per accoppiare e disaccoppiare le parti in presenza di interferenza sono notevoli e potrebbero danneggiare i delicati cuscinetti di strisciamento trimetallici che il motore adotta.

Per tale motivo si è preferito accoppiare il collare centrale al basamento per mezzo di quattro viti M6 a testa cilindrica con esagono incassato.

Per i carichi che il collare è chiamato ad assorbire la geometria descritta risulta sovradimensionata. Sono state considerate due alternative per l'alleggerimento dell'anello:

- adozione di una sezione a doppia T;
- fori circolari passanti.

Sicuramente dal punto di vista strettamente strutturale la prima soluzione è favorita, ma presenta alcuni inconvenienti: non si possono alleggerire le zone dove passa la bulloneria ed è impermeabile al passaggio dei gas presenti nel basamento, risultato del blow-by attraverso le fasce dei pistoni.

L'ultimo inconveniente ha determinato la scelta della soluzione a fori circolari: si sono volute minimizzare le perdite di carico nel passaggio dei gas dal sottovano cilindri 1-2 al sottovano cilindri 3-4 e viceversa. La motivazione di questa scelta sta nella caratteristica distintiva dei motori boxer che è quella di avere i pistoni di due cilindri affacciati che si muovono sempre in verso opposto l'uno rispetto all'altro all'altro producendo spostamento del blow-by presente nel basamento dalla zona sottostante i cilindri 1-2 a quella sottostante i cilindri 3-4, zone per l'appunto separate tra l'altro dal collare centrale, che se non fosse opportunamente forato, produrrebbe alte velocità di attraversamento del blow-by con conseguente perdita di potenza dovuta ai fenomeni dissipativi legati al fenomeno.

. Si consideri inizialmente il motore con i pistoni dei cilindri 1-2 al PMS e quelli dei cilindri 3-4 al PMI; si possono ricavare con facilità le espressioni dei volumi presenti nei sottovani del basamento:

$$V'_{1-2} = V_0 + 2 \cdot C_u$$

$$V'_{3-4} = V_0$$

dove V_0 è il volume residuo nel carter e C_u la cilindrata unitaria. Dopo 180° dell'angolo di manovella la situazione si inverte:

$$V_{1-2}'' = V_0$$

$$V_{3-4}'' = V_0 + 2 \cdot C_u$$

si vede, quindi, che ogni 180° dell'angolo di manovella un volume di gas pari al doppio di C_u si sposta dal sottovano cilindri 1-2 al sottovano cilindri 3-4 e viceversa. Questo volume di gas ha a disposizione, per il travaso da un sottovano all'altro, due vie: i fori di alleggerimento del collare centrale ed i fori di scarico dell'olio in coppa. Calcolando la velocità media dei gas per il passaggio solo attraverso gli scarichi dell'olio e confrontando con il valore che si ottiene anche considerando le luci del setto si può avere una stima della limitazione ottenibile sulla perdita di carico attraverso i due sottovani.

$$\bar{v} = \frac{2 \cdot 2 \cdot C_u \cdot n}{60 \cdot A_{so}} \quad \Rightarrow \quad \bar{v} = 31.7 \text{ m/s}$$

$$\bar{v}^* = \frac{2 \cdot 2 \cdot C_u \cdot n}{60 \cdot (A_{so} + A_{ls})} \quad \Rightarrow \quad \bar{v}^* = 21.1 \text{ m/s}$$

dove :

\bar{v} = velocità media del gas attraverso gli scarichi dell'olio;

\bar{v}^* = velocità media del gas attraverso gli scarichi dell'olio e i fori del setto centrale;

n = numero di giri al minuto dell'albero motore;

A_{so} = sezione degli scarichi dell'olio;

A_{ls} = sezione dei fori del setto centrale.

Si nota che l'energia dissipata ad ogni corsa del pistone per il travaso dei gas è sottratta al lavoro utile all'albero e quindi si traduce in una perdita di potenza ed un aumento dei consumi; di qui l'esigenza di contenere al massimo tali perdite. Per fare un confronto tra la soluzione di alleggerimento con sezione a doppia T e quella con fori circolari passanti si possono confrontare le potenze dissipate che sono proporzionali al quadrato delle velocità medie:

$$\frac{\Pi}{\Pi^*} = \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}^*} \right)^2 = 2.26$$

quindi si ottiene un incremento di potenza dissipata del 126% con la soluzione a doppia T rispetto a quella adottata.

Collare del supporto posteriore

Il collare posteriore svolge le funzioni di:

- supporto posteriore di banco;
- tappo di chiusura lato posteriore del basamento;
- supporto motorino d'avviamento;
- campana per l'alternatore;
- alloggiamento anello elastico di tenuta dell'albero motore;
- alloggiamento delle canalizzazioni dell'olio per la bronzina di banco e il supporto posteriore dell'albero a camme;
- supporto pick-up per l'accensione.

Tutte queste funzioni sono state affidate al particolare mostrato in Fig. 4.8 e Fig. 4.9; esso si presenta come una campana dotata di una sporgenza laterale per il fissaggio del motorino di avviamento; sul lato posteriore sono previsti i fori per il fissaggio dello statore dell'alternatore. Sul lato anteriore sono stati ricavati una serie di fori circolari di alleggerimento di diverse dimensioni.

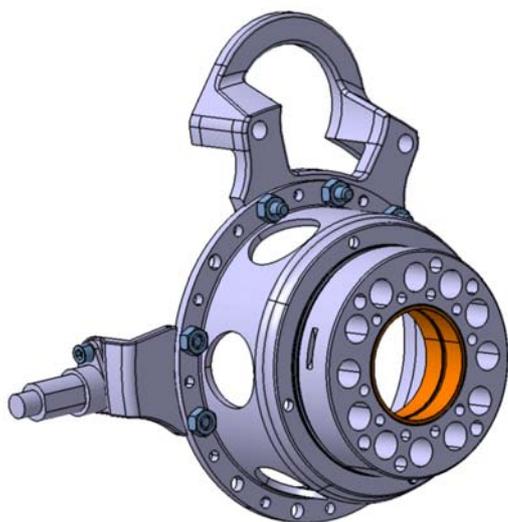


Fig. 4.8 Supporto posteriore montato

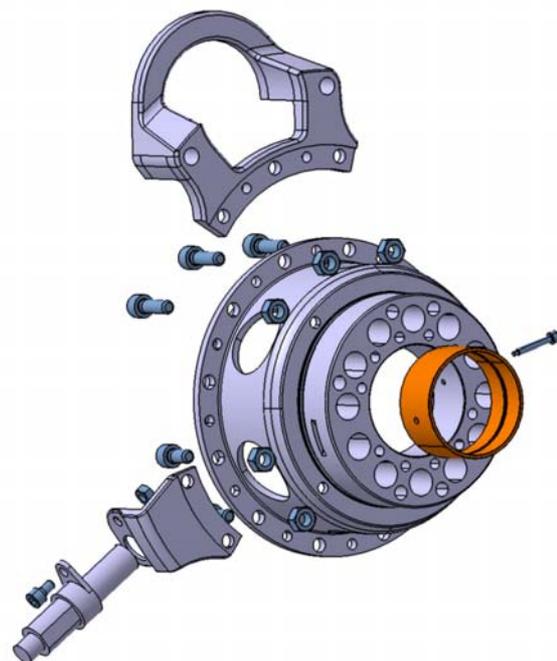


Fig. 4.9 – Esploso supporto posteriore

4.5 Ottimizzazione del progetto per la soluzione monolitica

Una volta scelta l'architettura generale del basamento resta la necessità di ottimizzare al massimo, nell'ambito della soluzione prescelta, il rapporto rigidità/peso e la funzionalità del prodotto.

Un primo criterio adottato è quello di limitare al massimo le dimensioni della fusione perché si ottiene, a parità di spessore delle pareti, sia una diminuzione di peso che un aumento di rigidità.

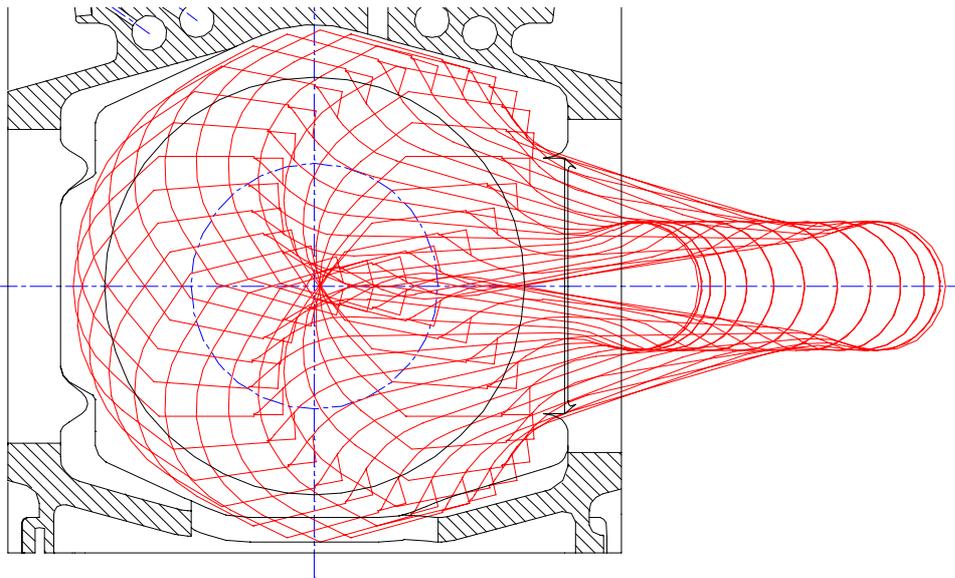
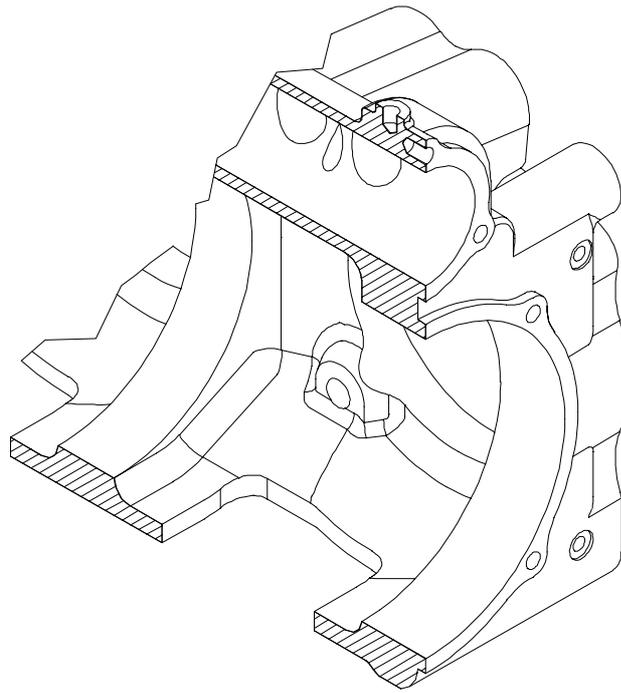


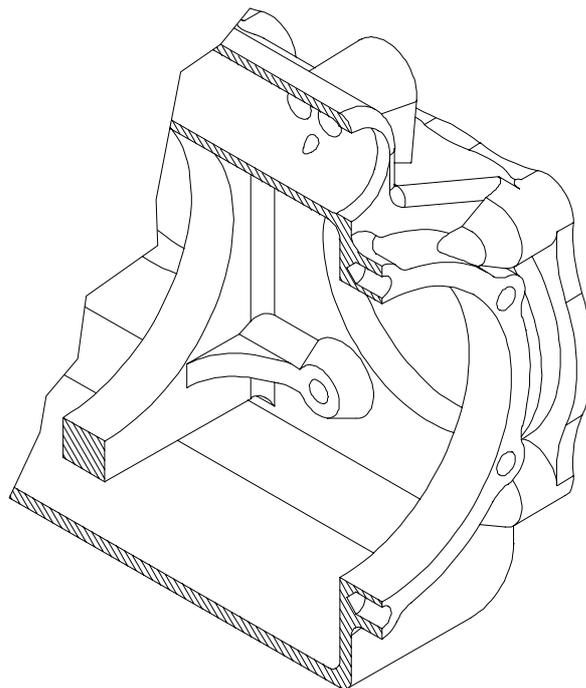
Fig. 4.10 – Involuppo di moto del manovellismo.

La condizione limite da rispettare per il dimensionamento del volume interno principale è la non interferenza con l'involuppo degli organi del manovellismo durante il moto ovvero del giro di biella, considerando cioè il tracciato ottenuto dalle successive posizioni del profilo esterno della biella (in particolare della testa) durante un giro completo dell'albero motore.(Fig. 4.10).

Per ottimizzare al massimo il disegno del basamento è stata sfruttata ogni possibilità lasciando un margine tra le pareti e l'involuppo della testa di biella di soli 1.5 mm. La necessità di avvicinare tanto le pareti del basamento al manovellismo, non nasce solo dalla ricerca della massima compattezza, ma anche dal fatto che le pareti del basamento sono disegnate per svolgere anche la funzione di nervatura di rinforzo; il principio seguito è di sistemare i punti di applicazione dei carichi in corrispondenza degli spigoli tra due o più pareti del basamento. Nella Fig. 4.11 si illustra il caso particolare dell'attacco dei prigionieri dei cilindri.



a)



b)

Fig. 4.11 – Confronto tra soluzioni progettuali: a) con pareti autoportanti, b) con nervature.

Sono confrontate due soluzioni:

- una con le pareti non aderenti al giro di biella (Fig. 4.11/b) e perpendicolari tra loro, che richiede una specifica nervatura di rinforzo,

- l'altra nella quale le pareti sono autoportanti (Fig. 4.11/a), in particolare quella inferiore viene inclinata e posta con lo spigolo in corrispondenza della filettatura, avvicinandosi molto all'involuppo del moto di biella.

Se si confronta quest'ultima soluzione con quella precedente si nota subito l'inutilità della nervatura.

In generale nel progetto del basamento si è minimizzato l'uso delle nervature per evitare i seguenti inconvenienti:

- incremento del peso;
- complicazione delle attrezzature per la fusione;
- possibile creazione di effetti di intaglio e concentrazione degli sforzi.

4.6 Analisi FEM

L'analisi strutturale del basamento è stata eseguita utilizzando un modello agli elementi finiti (Fig. 4.12); la geometria del sistema permette di schematizzare il basamento o in elementi bidimensionali (elementi guscio) o ricorrendo agli elementi tridimensionali. È stata scelta la prima strada perché, (anche se porta certamente ad un risultato più approssimato, specie nella valutazione degli effetti di intaglio, in quanto non si possono schematizzare i raggi di raccordo tra due pareti) è di esecuzione molto semplice e soprattutto consente in fase di progetto di cambiare gli spessori delle pareti senza rifare il modello; quindi si presta bene ad analisi di ottimizzazione strutturale.

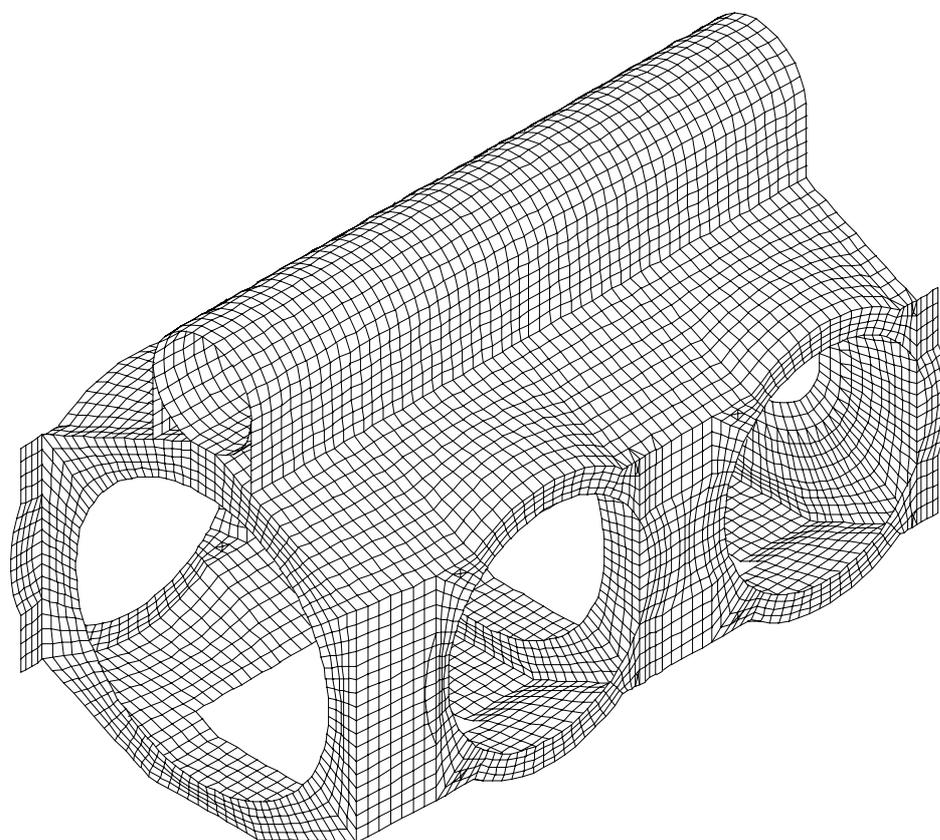


Fig. 4.12 – Modello agli elementi finiti del basamento

Un aspetto particolare della modellazione agli elementi finiti, ha riguardato la simulazione del carico indotto dai collari sui setti dei banchi. Infatti il carico dei supporti dell'albero motore si trasmette al basamento attraverso il collare, che ha la duplice funzione di distributore di carico e di elemento di irrigidimento del setto. Per simulare la presenza del collare si sono introdotti nel modello FEM una serie di pendoli con un estremo giacente

sull'asse dell'albero motore e l'altro sulla circonferenza interna del setto. La distribuzione dei pendoli non ha impegnato tutti i 360°, ma è stata limitata al solo angolo di contatto. Si riporta in Fig. 4.13 un esempio di questa tecnica.

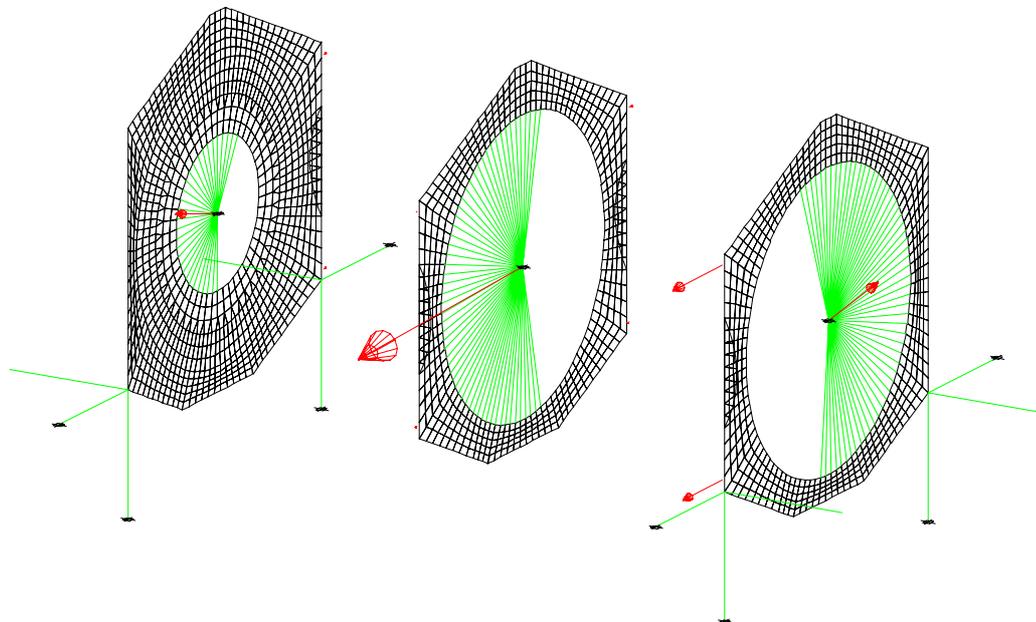


Fig. 4.13 – Sistema di simulazione del carico introdotto dal collare.

I carichi sono stati calcolati con i metodi esposti nel capitolo dedicato al manovellismo; si considerano come condizioni gravose quei particolari valori che assumono i carichi in funzione dell'angolo di manovella negli istanti in cui si verificano le seguenti condizioni:

- 1) il massimo carico sul supporto centrale di banco che coincide con il massimo tiro dei prigionieri del cilindro N°1;
- 2) il massimo carico sul supporto anteriore di banco;
- 3) il massimo carico sul supporto posteriore di banco, che coincide col massimo tiro dei prigionieri del cilindro N°3.

Condizione di carico 1)

La condizione 1) risulta particolarmente gravosa essendo quella in cui si ottiene il massimo carico in assoluto su di un supporto di banco; questa condizione critica è relativa all'istante in cui la pressione nel cilindro N°1 è quella massima.

In tabella 4.1 sono riportati i valori dei carichi che gravano sui supporti di banco ed è indicata, inoltre, la direzione che questi carichi assumono rispetto all'asse del cilindro N°1.

Supporto	Carico	Direzione
Anteriore	461 daN	207°
Centrale	2470 daN	4,31°
Posteriore	1619 daN	349°

Tab. 4.1 – Carichi istantanei sui supporti.

Nelle Figg. 4.14 e 4.15 è riportato il risultato dell'analisi strutturale in termini di distribuzione degli stress.

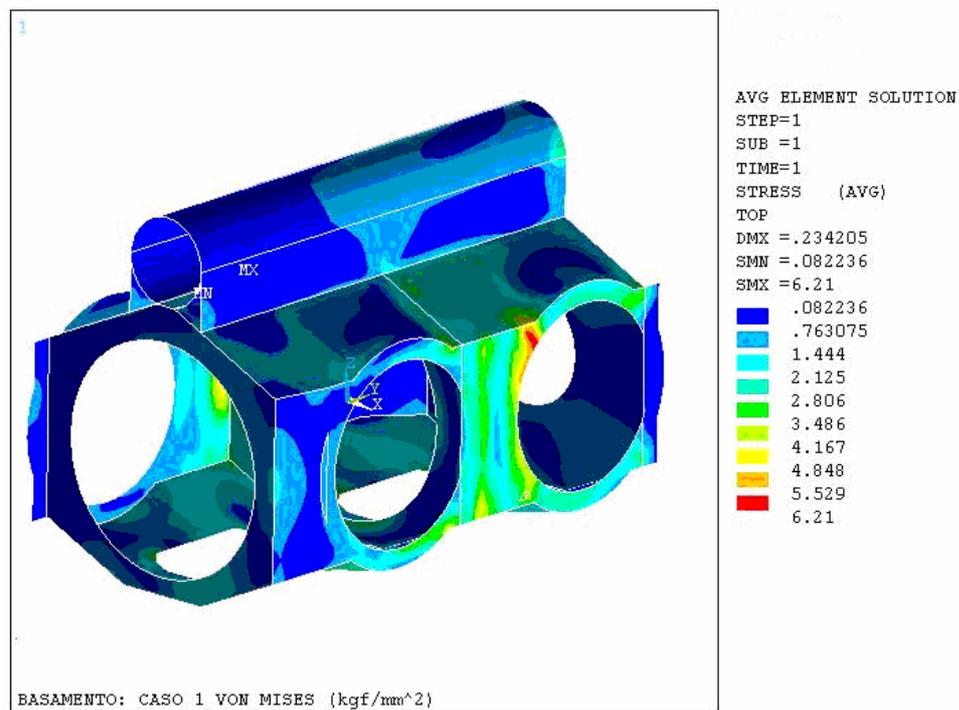


Fig. 4.14 – Distribuzione degli stress (esterno).

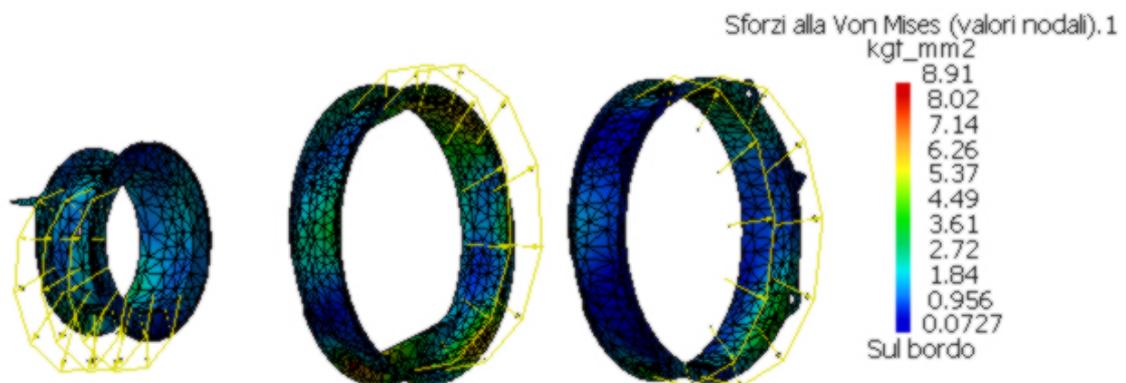


Fig. 4.15 – Distribuzione degli stress sui setti dei supporti di banco.

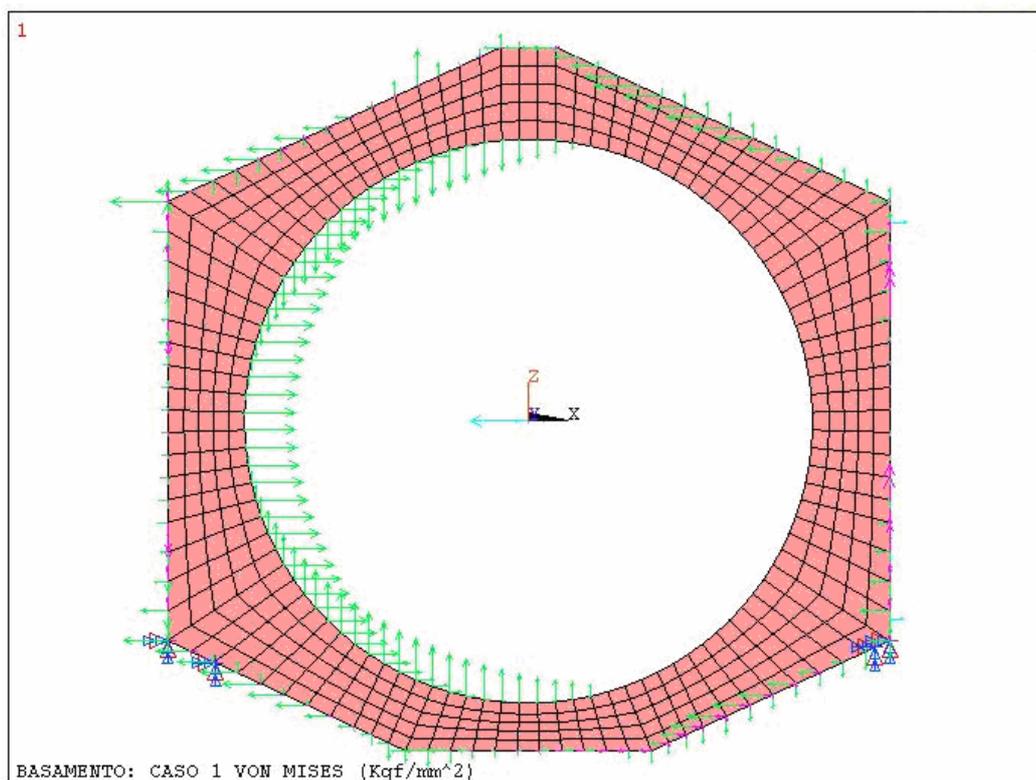


Fig. 4.16 – Distribuzione dei carichi sul supporto centrale di banco.

Condizione di carico 2)

Questa condizione si realizza quando le pressioni nei cilindri sono tutte modeste, pertanto i carichi che si realizzano in questa condizione sono essenzialmente di natura inerziale ed in particolare sono dovuti alla mancanza dei contrappesi sull'albero motore.

In tabella 4.2 sono riportati i valori dei carichi che gravano sui supporti di banco ed è indicata, inoltre, la direzione che questi carichi assumono rispetto all'asse del cilindro N°1.

Supporto	Carico	Direzione
Anteriore	2295,4 daN	354°
Centrale	1173 daN	325°
Posteriore	643 daN	20°

Tab. 4.2 – Carichi istantanei sui supporti.

Si riportano di seguito le distribuzioni degli stress:

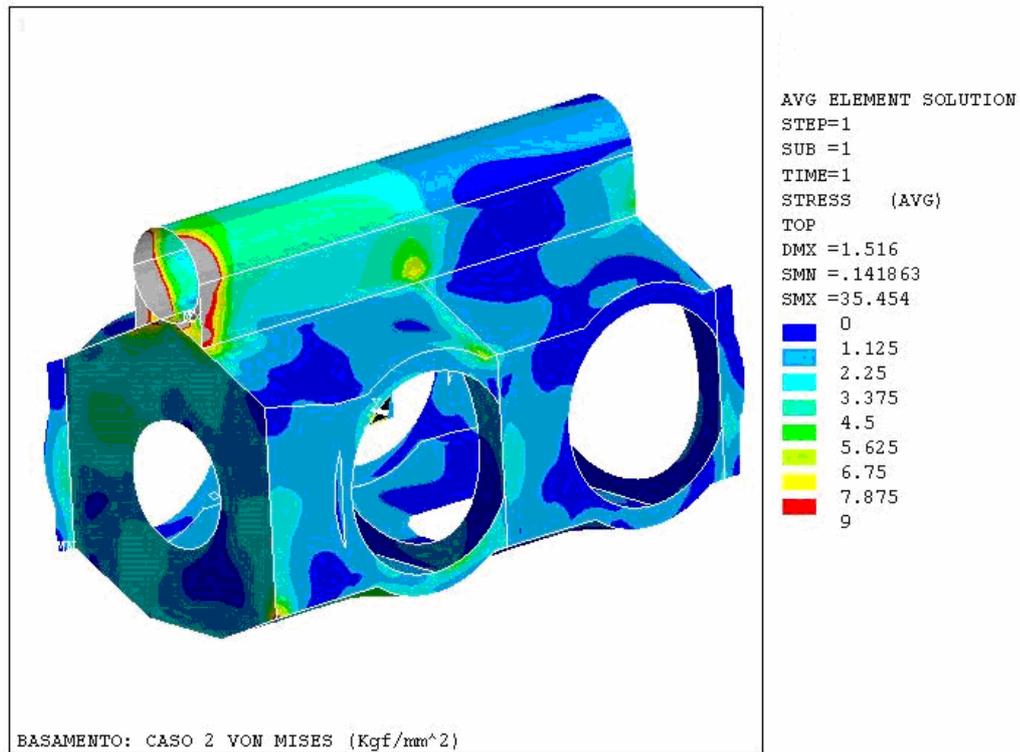


Fig. 4.17 – Distribuzione degli stress (esterno).

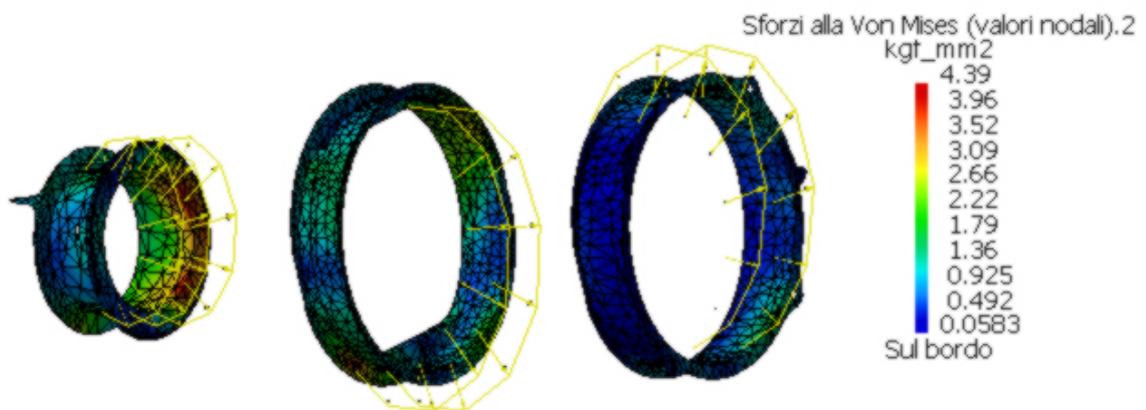


Fig. 4.18 – Distribuzione degli stress sui setti dei supporti di banco.

Condizione di carico 3)

Questa condizione, che è la più severa per il supporto posteriore, è dovuta sia alla presenza di elevati valori delle forze di inerzia sia a quelle derivanti dalla combustione nel cilindro N°3, i cui valori sono riportati in Tabella 4.3.

Supporto	Carico	Direzione
Anteriore	393 daN	252,5°
Centrale	2364 daN	7,5°
Posteriore	1780 daN	343°

Tab. 4.3 – Carichi istantanei sui supporti.

Si riportano di seguito le distribuzioni degli stress:

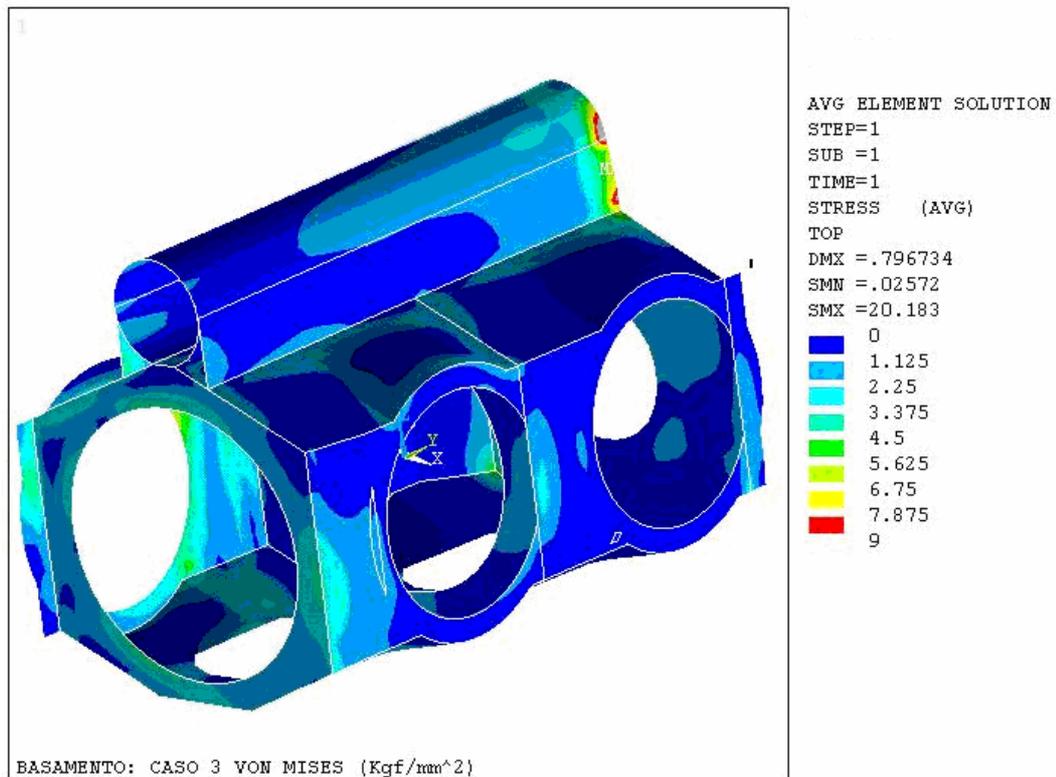


Fig. 4.19 – Distribuzione degli stress (esterno).

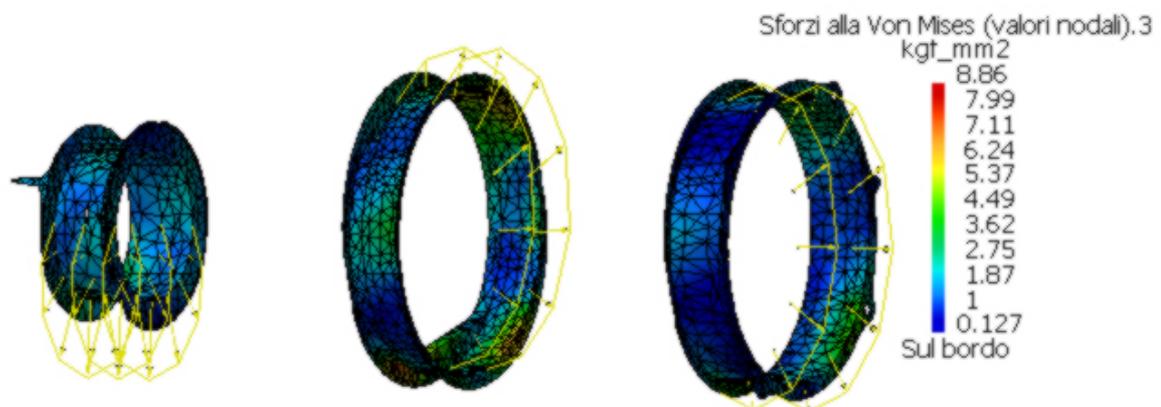


Fig. 4.20 – Distribuzione degli stress sui setti dei supporti di banco.

Dall'analisi dei risultati forniti dal modello agli elementi finiti si evince che le sollecitazioni a cui è sottoposto il basamento sono inferiori al limite di fatica, che per la lega

AlSi9 è di 9 daN/mm^2 ; si rileva inoltre che le deformazioni sono contenute nelle tolleranze prescritte.

Nelle foto di Fig. 4.21 e 4.22 si riportano alcune fasi delle lavorazioni cui è stato sottoposto il basamento dopo la fusione.



Fig. 4.21 – Basamento in fase di lavorazione

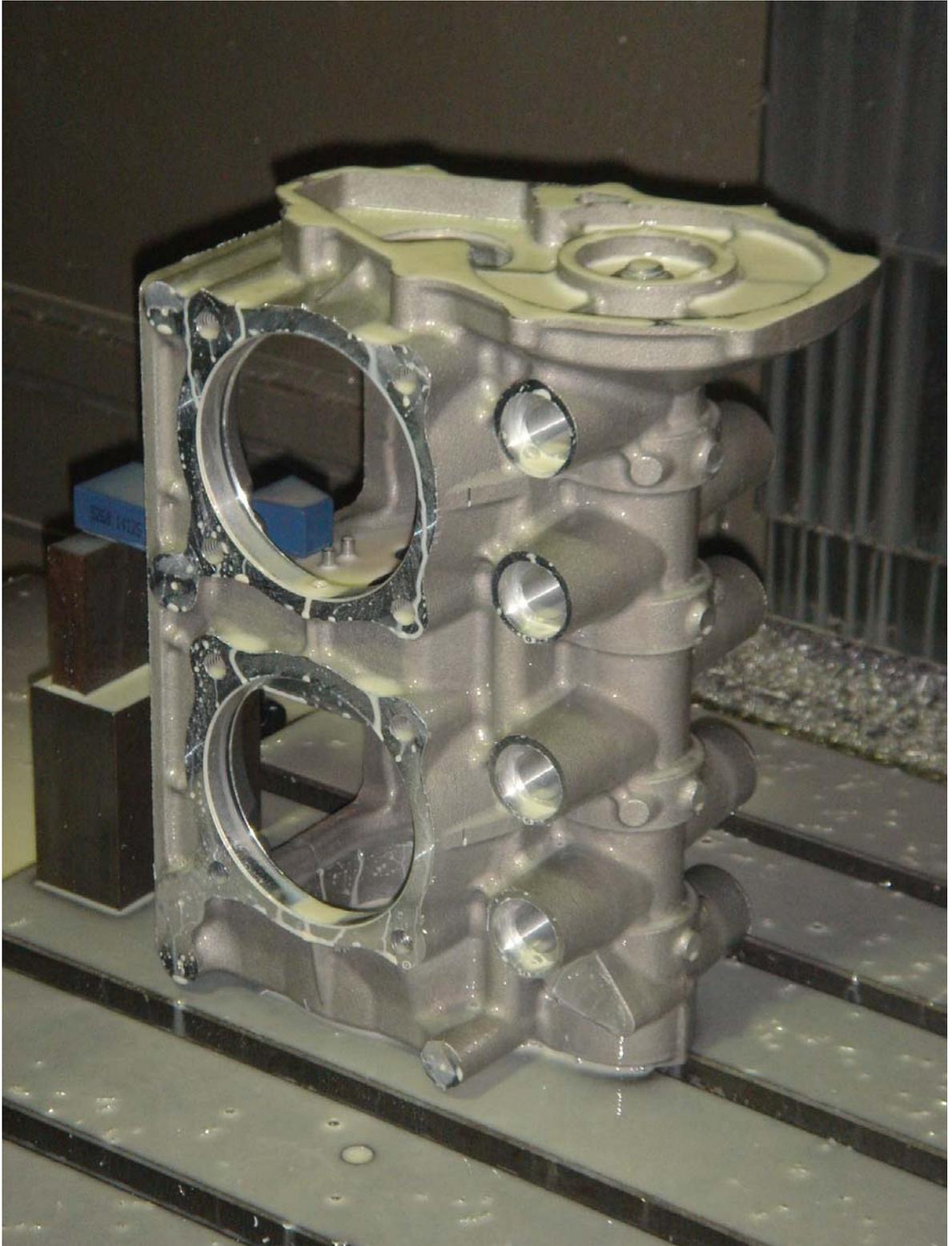


Fig. 4.22 – Basamento in fase di lavorazione

5. GRUPPO TERMICO DEL MOTORE

5.1 Generalità

La testata ed il cilindro costituiscono, insieme con gli organi in essi contenuti, il gruppo termico del motore; all'interno di questo componente si svolge l'intero ciclo termodinamico. La progettazione di queste due parti verrà trattata in maniera unificata visto il loro legame funzionale.

Per procedere alla scelta delle soluzioni tecniche da adottare nella costruzione del gruppo testata-cilindro, di cui in Fig. 5.1 si riporta la soluzione scelta per il motore ULM220 progettato, bisogna analizzare una serie di problematiche di natura profondamente diversa, attinenti i seguenti aspetti:

- fluidodinamica interna;
- raffreddamento del motore;
- accoppiamento testata-cilindro;
- accoppiamento gruppo termico-basamento;
- resistenza all'usura della superficie del cilindro.

L'identificazione dell'architettura ottimale del gruppo termico che concili queste esigenze è estremamente complessa; le alternative disponibili tra le soluzioni tecniche sono numerose e nel corso del presente progetto sono state analizzate, tra tipologie e varianti, ben 26 differenti soluzioni.

L'impegno profuso nella scelta del gruppo termico è chiaramente giustificato dalla considerazione che esso determina, da solo, il 90% delle prestazioni del motore in termini di potenza erogata (continua e non), di consumo e di emissioni inquinanti, nonché concorre in maniera rilevante alla determinazione dell'affidabilità, del peso totale e delle emissioni acustiche del motore.

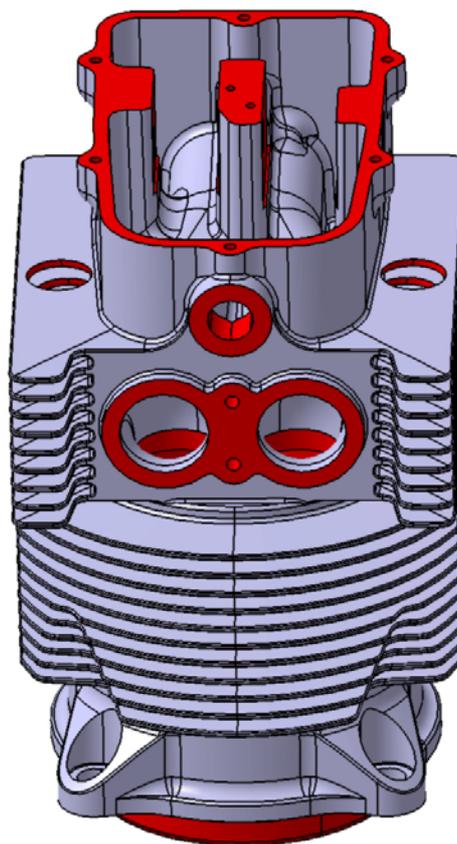


Fig. 5.1- Il gruppo termico del motore

5.2 Fluidodinamica interna

È l'aspetto strettamente legato al funzionamento della macchina e condiziona le sue prestazioni in termini di:

- potenza massima erogabile;
- consumo specifico di carburante;
- emissioni inquinanti.

Durante la fase di aspirazione la carica di aria e combustibile entra nel cilindro dai condotti di aspirazione; la durata effettiva del fenomeno parte dal momento in cui si apre la valvola di aspirazione ($\sim 20^\circ$ prima del PMS) e termina alla chiusura della stessa ($\sim 70^\circ$ dopo il PMI).

Gli obiettivi che il disegno fluidodinamico della testata deve conseguire in questa fase, sono essenzialmente due: massimizzare la quantità di carica fresca introdotta nel cilindro e dotare quest'ultima di elevata velocità e turbolenza in camera di combustione.

Il primo aspetto è quantificato dal coefficiente di riempimento definito come il rapporto tra la massa m_a di carica fresca effettivamente intrappolata e la massa che potrebbe entrare, nelle condizioni ambientali di prova, nel motore di assegnata cilindrata C :

$$\lambda_v = \frac{m_a}{\delta_a \cdot C}$$

Dalla formula della potenza si evince che il valore del coefficiente di riempimento è direttamente proporzionale alla potenza erogabile all'albero, dato che nei motori ad accensione comandata moderni, il rapporto α oscilla in una banda molto stretta a cavallo del rapporto stechiometrico ($\sim 15:1$ in massa). Pertanto la quantità di aria che si immette nel cilindro determina la quantità di combustibile che si può introdurre e di conseguenza l'energia ottenibile dalla combustione.

Per massimizzare il coefficiente di riempimento volumetrico si può agire in due direzioni:

- riduzione delle perdite di carico nel passaggio tra le valvole,
- sfruttamento dell'effetto di sovralimentazione dinamica dei condotti di aspirazione e scarico.

Il primo metodo porta a soluzioni plurivalvole e/o all'adozione di alzate valvola elevate.

Il secondo metodo utilizza le onde di compressione e rarefazione che si generano nei condotti all'apertura e chiusura delle valvole; ad esempio, quando alla fine della fase di aspirazione si chiude la omonima valvola, la colonna di gas in movimento nel condotto per effetto dell'inerzia posseduta, si comprime sul fondo del condotto; parte da questo punto

un'onda di compressione che arriva all'estremo opposto del condotto e per riflessione torna indietro. Se in questo istante si sta completando la fase di aspirazione del ciclo successivo, l'onda di compressione spinge l'aria nel cilindro creando un effetto di sovralimentazione dinamica. Lo stesso discorso è applicabile allo scarico con le onde di rarefazione.

Lo sfruttamento di questo sistema prevede che siano accordate le lunghezze dei condotti con le fasature della distribuzione al variare del numero di giri; se ciò non può essere fatto, si otterrà un miglioramento solo a determinati regimi di rotazione quando il sistema entra in risonanza.

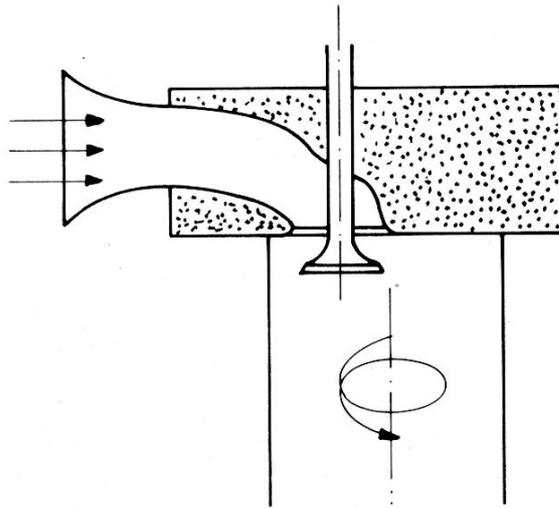


Fig. 5.2 - Moto turbolento: swirl

Relativamente al secondo aspetto da curare nella fase di aspirazione, cioè imprimere alla carica un moto turbolento nella camera di combustione, si può dire che il moto, generalmente, è di due tipi: swirl e tumble; lo swirl è una rotazione intorno all'asse del cilindro (Fig. 5.2), mentre il tumble è una rotazione intorno ad un asse ortogonale a quello del cilindro (Fig. 5.3).

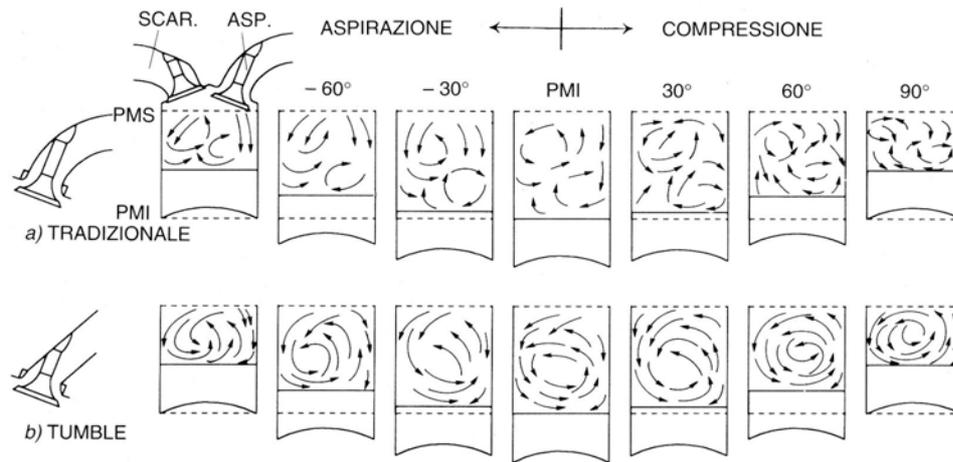


Fig. 5.3 – Moto turbolento: tumble.

La necessità di imprimere un moto turbolento alla carica è dettata dal miglioramento del processo di combustione, dato che il fronte di fiamma si propaga meglio in presenza di una maggiore turbolenza.

La necessità di ottenere un buono swirl o un buon tumble è sentita maggiormente ai carichi parziali ed a bassi regimi di rotazione. Per il motore allo studio queste condizioni sono eccezionali dato che il suo profilo di missione prevede alti regimi di rotazione e carichi dal 60% al 100%. La presenza della doppia accensione riduce, inoltre, la richiesta di turbolenza in camera di combustione perché minimizza i percorsi che il fronte di fiamma dovrà compiere.

Sulla base di queste osservazioni, nel progetto della testata sono da preferire i condotti tuffanti, che garantiscono un buon riempimento rispetto a quelli inclinati o sagomati ad elica che danno più turbolenza ma con maggiori perdite di carico.

5.3 Raffreddamento del motore

Come è noto il calore da asportare al motore tramite raffreddamento è proporzionale alla potenza specifica, ovvero al rapporto tra la potenza utile all'albero e la cilindrata.

Nel caso di raffreddamento ad aria per ottenere uno smaltimento termico efficace è necessario dotare il gruppo testata/cilindro di alettature la cui lunghezza deve essere tale da garantire una buona efficienza di scambio. Al riguardo si rileva che non è necessario realizzare alette particolarmente lunghe in quanto in tale caso, il flusso termico diminuisce con la lunghezza delle stesse, bensì bisogna realizzare un elevato numero di alette, nei limiti imposti dalla tecnologia scelta per la fusione e realizzare la testata in modo che il calore ceduto dal fluido attivo, gas combusti, segua un percorso di minima resistenza termica verso le alette. Nel caso in esame per garantire una sufficiente azione refrigerante dell'aria si è fatto

ricorso ad un sistema di raffreddamento ausiliario mediante l'olio portando un flusso d'olio sulla testata ben maggiore di quanto richiesto dalle esigenze di lubrificazione; si è inoltre disegnata la camera delle punterie con un elevato rapporto superficie/volume prevedendo il contatto dell'olio con le pareti sufficientemente calde per garantire una buona asportazione di calore che non deve superare comunque il limite di tenuta chimica del lubrificante, che altrimenti perderebbe le sue caratteristiche di viscosità.

5.4 L'accoppiamento testata-cilindro

I sistemi di giunzione tra testata e cilindro adottati tipicamente nei motori a pistoncini sono di tre tipi:

- cilindro e testata separati ed accoppiamento bullonato tra gli stessi con guarnizione di tenuta;
- cilindro avvitato a caldo nella testata;
- struttura monolitica, cioè testata e cilindro ricavati da un'unica fusione.

La prima soluzione, che è la più diffusa nel settore automobilistico e motociclistico, presenta una grande semplicità di lavorazione, ma è la meno affidabile perché soggetta a trafiletti, bruciature della guarnizione e distorsioni del piano di giunzione.

La seconda soluzione, caratteristica dei motori aeronautici Lycoming e Continental, nell'uso si è dimostrata più affidabile della prima, ma è di esecuzione più complessa.

Infine la terza, che è stata adottata per il motore sviluppato (Fig. 5.1), presenta maggiori difficoltà costruttive, richiedendo macchinari speciali per la rettifica del cilindro e per la lavorazione delle sedi delle valvole, e prevedendo la realizzazione di una fusione estremamente complessa e difficile. Queste difficoltà realizzative sono bilanciate da pregi notevoli, quali:

- l'assoluta affidabilità della giunzione testata-cilindro in assenza di elementi da accoppiare;
- la leggerezza, per la mancanza degli elementi di collegamento;
- l'ottima trasmissione del calore, che permette una più uniforme distribuzione del calore da smaltire tra la testata, che è la più sollecitata termicamente, ed il cilindro.

5.5 Accoppiamento gruppo termico-basamento

Durante il funzionamento di un motore ad accensione comandata non molto spinto si sviluppano in camera di combustione pressioni massime dell'ordine di 40÷45 bar; tenuto conto delle dimensioni del cilindro (ϕ 100 mm) ciò equivale a forze comprese tra 3000 ÷ 3500 daN, che agiscono sia sul pistone che sotto la testata. Il carico del pistone si trasmette al manovellismo, mentre quello sotto la testata viene trasmesso al basamento tramite tiranti filettati se la testata è separata dal cilindro, ovvero, se la testata è monolitica, come nel motore allo studio, viene trasmesso dalla testata al cilindro e da quest'ultimo al basamento, tramite un'apposita flangia di accoppiamento (Fig. 5.4); la flangia è stata disegnata per garantire elevata resistenza e prevede una struttura che circonda la testa delle viti di giunzione al fine di trasmettere meglio il carico.

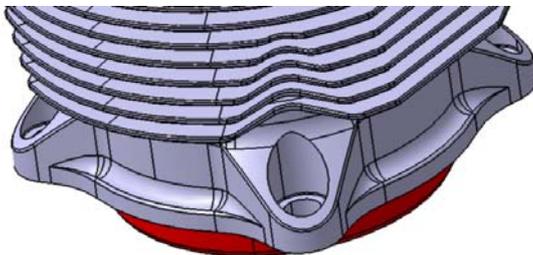


Fig. 5.4 – Particolare vista assonometria della flangia di accoppiamento cilindro- basamento



Fig. 5.5 - Foto gruppo testata - cilindro grezzo dopo la fusione

Nelle foto di Fig. 5.5 e 5.6 si è riportato il gruppo termico del motore così come derivanti dalla fusione e quindi grezzo e dopo le lavorazioni meccaniche.



a)



b)

Fig. 5.6 –Foto dall'alto a) e laterale b) del gruppo termico testata – cilindro, con flangia di accoppiamento cilindro – basamento dopo le lavorazioni

5.6 Materiale adottato per il gruppo termico

Il materiale utilizzato per la costruzione del gruppo termico testata cilindro è lo stesso di quello utilizzato per il basamento, e quindi la lega di alluminio AlSi9.

Non si hanno problemi di accoppiamento tra gruppo testata – cilindro e basamento in quanto ambedue i componenti sono realizzati con la stessa lega.

6. IL MANOVELLISMO DI SPINTA

6.1 Generalità

Nei motori alternativi sorge la necessità di trasformare il moto alternato dei pistoni in moto rotatorio dell'albero motore; il meccanismo classico che realizza questa trasformazione è il sistema biella manovella, o manovellismo di spinta rotativa, Fig. 6.1, costituito da tre parti principali: pistone, biella e manovella.

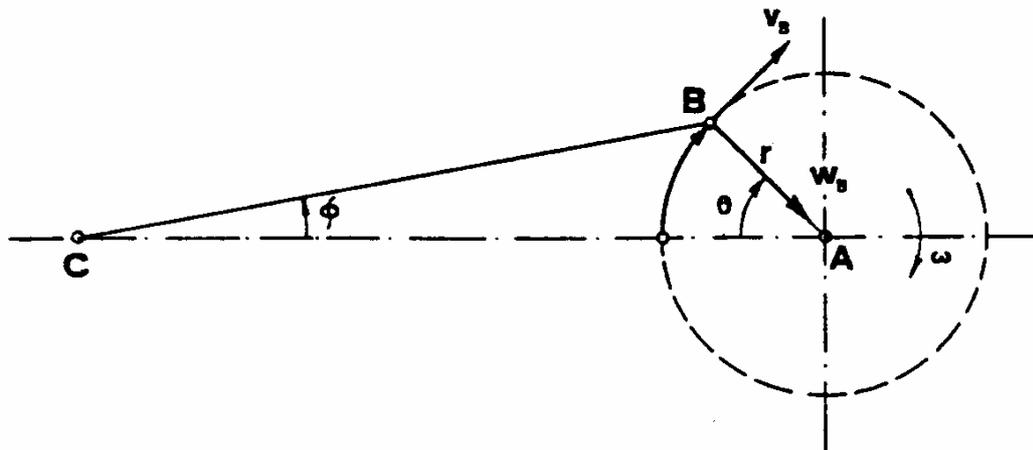


Fig. 6.1 – Manovellismo di spinta rotativa.



Fig. 6.2 - Il pistone completo di fasce elastiche e fascia raschia olio.

Il pistone, Fig. 6.2, è il componente del manovellismo sul quale si esercita direttamente la pressione del fluido attivo, per contenere la quale è dotato di fasce elastiche di tenuta. Esso si

muove di moto rettilineo, utilizzando come guida il cilindro, e percorre alternativamente il segmento dell'asse AC di Fig. 6.1, compreso tra il PMS ed il PMI . Tramite lo spinotto, trasmette il moto alla biella e quindi all'albero motore.

La biella (Fig. 6.3), è una connessione articolata disposta tra pistone ed albero motore, che raccoglie la spinta generata dai gas combusti e la trasmette alla manovella dell'albero stesso; essa è connessa al pistone tramite una cerniera cilindrica (spinotto o piede di biella) ed all'albero tramite un'altra cerniera cilindrica (bottone di manovella o testa di biella).

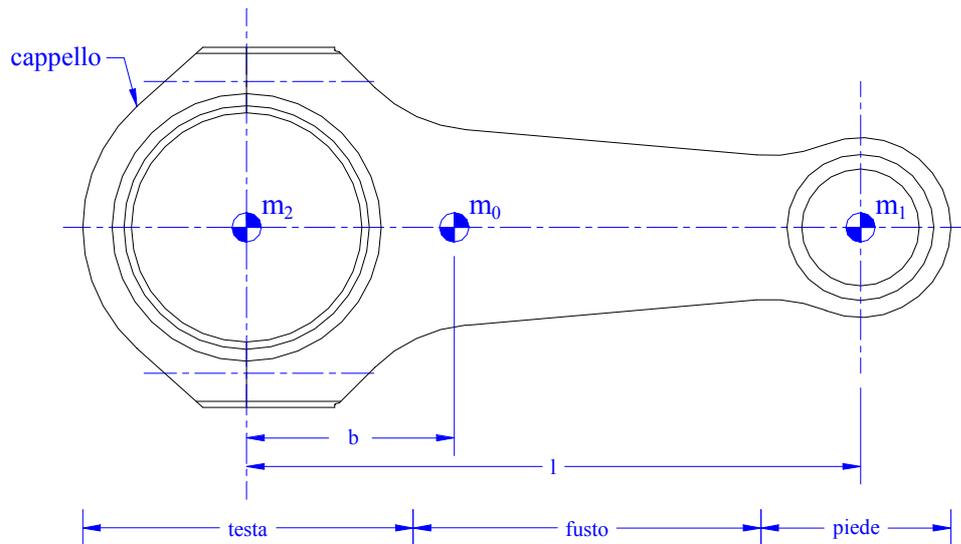


Fig. 6.3 – La biella.

L'albero motore, (Fig. 6.4), anche denominato albero a manovelle o a gomiti, è la parte del manovellismo che si muove di moto puramente rotatorio intorno al proprio asse longitudinale; esso ruota per effetto delle spinte ricevute dalle bielle che si traducono in momento torcente sullo stesso.

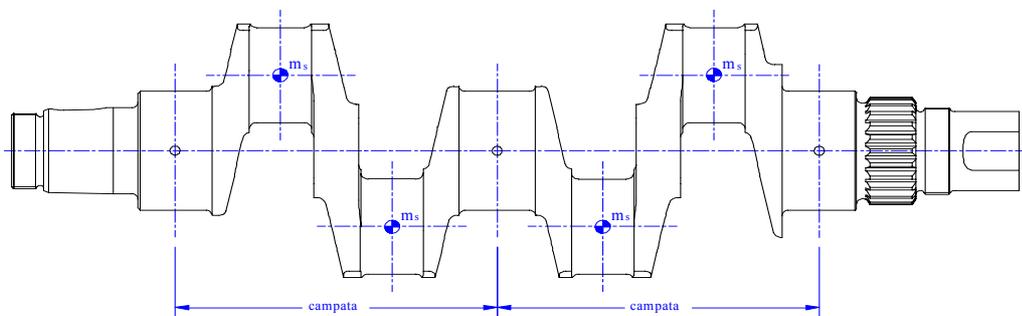


Fig. 6.4 L'albero motore.

6.2 Studio cinematico

Per analizzare le grandezze cinematiche poste a base del manovellismo di Fig. 6.1 che precisamente sono:

- $BC = l$ (lunghezza della biella);
- $AB = r$ (raggio di manovella)
- angolo di manovella ϑ
- velocità angolare della manovella ω

si impongono le seguenti ipotesi:

- organi infinitamente rigidi;
- giochi delle cerniere trascurabili;
- velocità angolare della manovella costante.

Con le predette ipotesi il meccanismo si riduce ad un sistema ad un sol grado di libertà; per maggior comodità si assume come variabile indipendente l'angolo di manovella ϑ .

Dall'ipotesi fatta sulla velocità angolare costante risulta:

$$\vartheta = \omega \cdot t$$

Il punto B , testa di biella, si muove di moto circolare uniforme con raggio r e pulsazione ω , pertanto la velocità tangenziale vale:

$$v_B = \omega \cdot r$$

e l'accelerazione, centripeta, risulta:

$$w_B = \omega^2 \cdot r$$

Il punto C , piede di biella, si muove di moto rettilineo alterno con legge:

$$s_C = r \cdot (1 - \cos \vartheta) + l \cdot (1 - \cos \phi)$$

dove: $\sin \phi = \frac{\sin \vartheta}{\mu}$

essendo $\mu = \frac{l}{r}$ rapporto caratteristico ed l la lunghezza della biella.

Sostituendo si ha:

$$s_C = r \cdot \left[1 - \cos \vartheta + \mu - \mu \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \vartheta}{\mu} \right)^2} \right] \quad (6.1)$$

derivando l'espressione [1] di s_C rispetto al tempo, si ottiene l'espressione della velocità:

$$v_C = r\omega \cdot \left(\sin \vartheta + \frac{\sin 2\vartheta}{2\sqrt{\mu^2 - \sin^2 \vartheta}} \right) \quad (6.2)$$

derivando ancora rispetto al tempo si ottiene l'espressione della accelerazione:

$$w_C = r \cdot \omega^2 \left[\cos \vartheta + \frac{\cos 2\vartheta \cdot (\mu^2 - \sin^2 \vartheta) + \frac{\sin^2 2\vartheta}{4}}{\sqrt{(\mu^2 - \sin^2 \vartheta)^3}} \right] \quad (6.3)$$

Sviluppando in serie di Fourier le espressioni (6.1), (6.2) e (6.3) ed arrestandosi al 2° ordine, si ha:

- per lo spostamento la relazione $s_C \cong r \cdot \left[1 - \cos \vartheta + \frac{1 - \cos 2\vartheta}{4 \cdot \mu} \right]$

- per la velocità la relazione $v_C \cong r\omega \cdot \left(\sin \vartheta + \frac{\sin 2\vartheta}{2\mu} \right)$

- per l'accelerazione la relazione $w_C \cong r\omega^2 \cdot \left(\cos \vartheta + \frac{\cos 2\vartheta}{\mu} \right)$

6.3 Studio dinamico

6.3.1 Sistemi di masse equivalenti

Avendo assunto l'ipotesi che i vari elementi del manovellismo si comportino come corpi infinitamente rigidi, lo studio dinamico su tali corpi è effettuabile riportandosi ad un sistema di masse concentrate equivalenti.

a) pistone

Il pistone, in quanto dotato di moto puramente traslatorio, è equivalente ad un'unica massa puntiforme posta nel punto C del manovellismo; il valore di questa massa si ricava

imponendo che essa sia pari alla massa totale dell'equipaggio mobile del pistone (pistone, fasce elastiche, fascia raschia olio, spinotto, anelli Seeger), ovvero:

$$M_a = m_p + m_s + m_f + m_{as}$$

dove:

M_a = massa equivalente equipaggio in moto alternativo;

m_p = “ pistone;

m_s = “ spinotto;

m_f = “ fasce elastiche e raschiaolio;

m_{as} = “ anelli seeger di fermo spinotto.

Nel caso in esame: $M_a = 574,5$ [g]

b) biella

La biella, la sua bronzina e le viti di accoppiamento del cappello della testa sono dotate di moto rigido piano, pertanto esse sono riconducibili ad un sistema di tre masse m_1 , m_2 ed m_0 , poste rispettivamente nel piede, nella testa e nel baricentro della biella stessa (Fig. 6.3 precedente).

Fissato un sistema di riferimento cartesiano $Oxyz$, le masse del sistema ridotto si calcolano imponendo le condizioni:

- la massa totale del gruppo biella sia pari alla somma delle masse equivalenti;
- la posizione del baricentro sia la stessa per i due sistemi;
- invarianza del valore del momento d'inerzia I_G intorno all'asse baricentrico ortogonale al piano del moto.

In forma analitica le tre condizioni precedenti forniscono il seguente sistema di tre equazioni nelle tre masse concentrate incognite:

$$\begin{cases} m_0 + m_1 + m_2 = m \\ m_1(l - b) = m_2 b \\ m_1(l - b)^2 + m_2 b^2 = I_G \end{cases}$$

sostituendo i valori relativi alla biella realizzata:

$$m = 370 \text{ [g]}$$

$$b = 40,678 \text{ [mm]}$$

$$l = 128 \text{ [mm]}$$

$$I_G = 1,232 \cdot 10^6 \text{ [g} \cdot \text{mm}^2 \text{]}$$

si ottiene:

$$\begin{cases} m_0 = 24,0 \text{ [g]} \\ m_1 = 110,0 \text{ [g]} \\ m_2 = 236,0 \text{ [g]} \end{cases}$$

Imponendo la condizione $m_0 = 0$, il sistema si semplifica ulteriormente e risulta costituito dalle sole due masse concentrate m_1 e m_2 , in tal caso le relazioni da soddisfare diventano:

$$\begin{cases} m_1 + m_2 = m \\ m_1(l - b) = m_2 b \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_1 = 118,4 [g] \\ m_2 = 251,6 [g] \end{cases}$$

In questo caso l'errore commesso nella valutazione del momento d'inerzia, calcolato sul baricentro, è pari al 11.99% in eccesso.

c) albero a gomiti

Per l'albero motore, ai fini del calcolo dei carichi sul manovellismo, si è assunto un modello inerziale come quello riportato in Fig. 6.4, quindi esso si riconduce a quattro masse concentrate negli altrettanti bottoni di manovella e proporzionate in modo che risulti uguale il momento di deviazione J_{xy} all'interno di ogni campata.

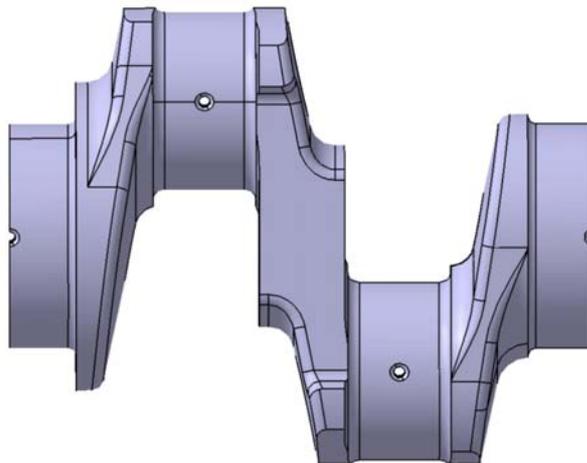


Fig. 6.5 – Campata albero motore.

Il momento di deviazione, calcolato con sistema CAD, che compete ad una singola campata (Fig. 6.5) vale:

$$J_{xy} = 0.001076 \quad [kg \, m^2] \quad \text{si ricava:}$$

$$m_s = \frac{J_{xy}}{\Delta x \cdot r} = 615 \quad [g]$$

dove :

r è la semicorsa = 35 mm

$\Delta x = 50 \text{ mm}$ è l'interasse tra i baricentri dei perni di banco di una campata (Fig. 6.4)

6.3.2 Modelli elastici

Come già anticipato nei paragrafi precedenti tutti gli organi del manovellismo sono stati considerati infinitamente rigidi. Tuttavia questa schematizzazione non può essere mantenuta per il calcolo delle reazioni dei perni di banco, ovvero degli appoggi dell'albero motore; infatti questi ultimi sono in numero di tre e danno luogo ad uno schema iperstatico. Notoriamente non si possono calcolare le reazioni vincolari dei sistemi iperstatici con le sole relazioni di equilibrio, ma sarà necessario tenere conto della deformabilità dell'albero. Esso è stato, pertanto, schematizzato come una trave ad asse non rettilineo ed a sezione variabile, ed è stato creato un piccolo modello agli elementi finiti. Con l'ausilio di questo modello si sono ricavati i coefficienti di distribuzione C_{ij} definiti come:

$$R_i = C_{ij} \cdot F_j$$

dove C_{ij} rappresenta la reazione sul supporto i -esimo del carico unitario F_j , applicato sulla manovella nel nodo j -esimo. Ovviamente questi coefficienti sono stati ricavati applicando carichi unitari al modello e calcolando le reazioni vincolari nella medesima direzione del carico.

6.3.3 Calcolo delle forze

Sulla base dei modelli inerziali ed elastici esposti precedentemente, si può passare al calcolo delle forze che gravano sulle varie parti del manovellismo a partire dal ciclo di pressione ricavato numericamente secondo quanto descritto nel capitolo 3.

Allo scopo di determinare le equazioni di equilibrio dinamico del pistone secondo il principio di d'Alembert (Fig. 6.6), è stato rappresentato il diagramma del corpo libero di questo organo; il diagramma si ottiene isolando il pistone dagli elementi che con esso interagiscono (cilindro e biella) e sostituendo a questi le azioni che gli stessi esercitano sul pistone.

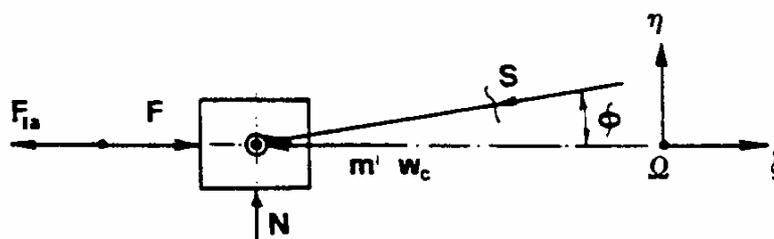


Fig. 6.6 – Diagramma del corpo libero del pistone.

Nella Fig. 6.6 sono state rappresentate:

- la forza F dovuta alla pressione del fluido: $F = A(p - p_a)$
- la forza F_{ia} d'inerzia alternativa: $F_{ia} = -(M_a + m')\omega^2 r \left(\cos(\theta) + \frac{\cos(2\theta)}{\mu} \right)$
- la reazione normale N esercitata dalla parete del cilindro:

$$N = (F + F_{ia}) \left(\frac{\text{sen}(\theta)}{\sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2(\theta)}} \right)$$

- la forza F_{sp} che la biella esercita sul pistone: $F_{sp} = \frac{(F + F_{ia})}{\cos(\phi)}$

L'angolo ϕ è dato dalla relazione: $\text{tg}(\phi) = \frac{\text{sen}(\theta)}{\sqrt{\mu^2 - \text{sen}^2(\theta)}}$

Forzando il sistema meccanico di Fig. 6.6 con il ciclo di pressione corrispondente alla potenza massima del motore (90kW a 5000giri/min) ricavato numericamente secondo quanto esposto nel capitolo 3 , si sono ottenuti i valori della forza laterale risultante sul pistone N e della forza agente sullo spinotto nella direzione di inclinazione della biella S (forza che sollecita direttamente a cicli di carico di trazione e compressione la biella stessa).

In Fig. 6.7 sono riportati gli andamenti delle forze in un ciclo del motore:

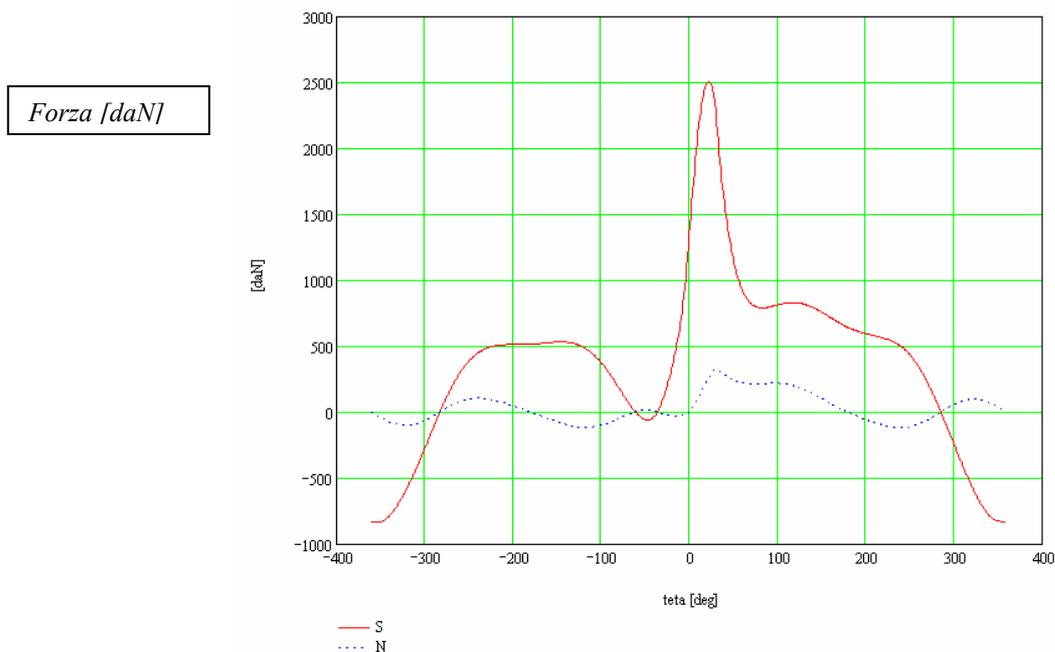


Fig. 6.7 – Variazione delle forze agenti sul pistone in un ciclo motore.

Per determinare il modulo, la direzione ed il verso della forza F_{pm} che sollecita il perno di manovella, si calcolano i valori delle componenti di tale forza secondo due direzioni. Scelti come assi di riferimento gli assi ξ , η di Fig. 6.8, le componenti di F_{pm} su questi assi valgono:

$$\begin{cases} F_{pm,\xi} = F + F_{ia} - m_2' \omega^2 r \cos(\theta) \\ F_{pm,\eta} = (F + F_{ia}) \operatorname{tg}(\phi) + m_2' \omega^2 r \operatorname{sen}(\theta) \end{cases}$$

Ottenuti questi valori è possibile calcolare i valori di F_{pm} e dell'angolo β che individua la direzione del carico sul perno di manovella rispetto al basamento (Fig. 6.9):

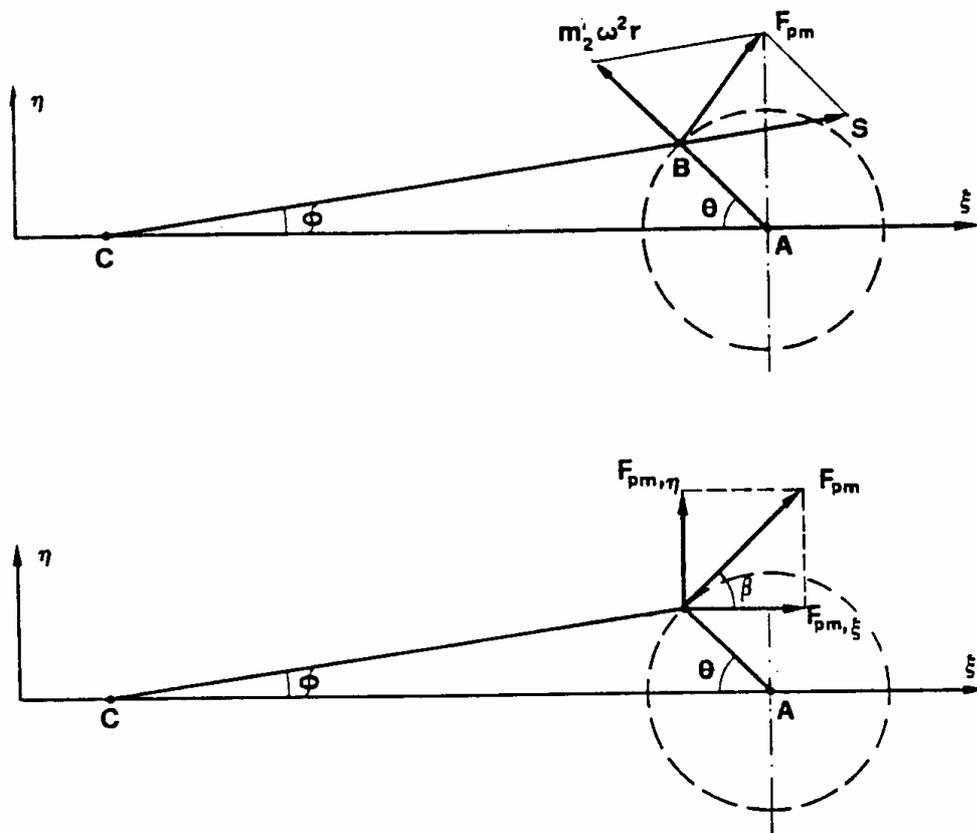


Fig. 6.8 – Carichi sul bottone di manovella.

$$F_{pm} = \sqrt{(F_{pm,\xi})^2 + (F_{pm,\eta})^2}$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{F_{pm,\eta}}{F_{pm,\xi}} \right)$$

Si consideri adesso che la forza F_{cb} (Fig. 6.9), che sollecita il cuscinetto della testa di biella, è uguale ed opposta alla F_{pm} e forma con l'asse x del riferimento Bxy , solidale alla biella un angolo ε :

$$\varepsilon = \beta - \phi + \pi$$

Considerando infine che la F_{pm} forma con l'asse x del riferimento Bxy solidale alla manovella un angolo δ :

$$\delta = \theta + \beta$$

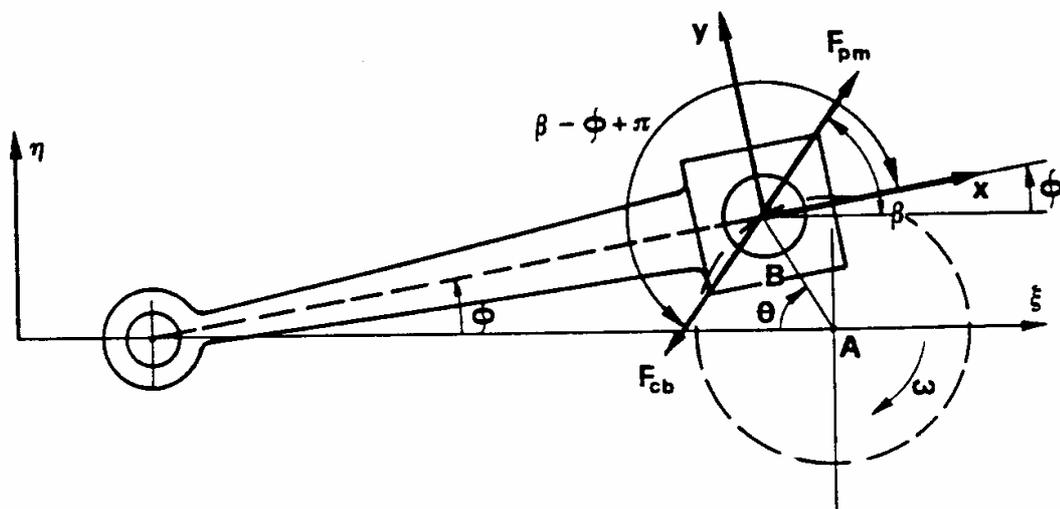


Fig. 6.9 – Forza sul cuscinetto di biella.

si sono tracciati, in Fig. 6.10, i diagrammi polari del carico su di uno dei cuscinetti di manovella riferito sia ad un sistema solidale al basamento che ad un sistema solidale all'albero motore, in condizioni di potenza massima.

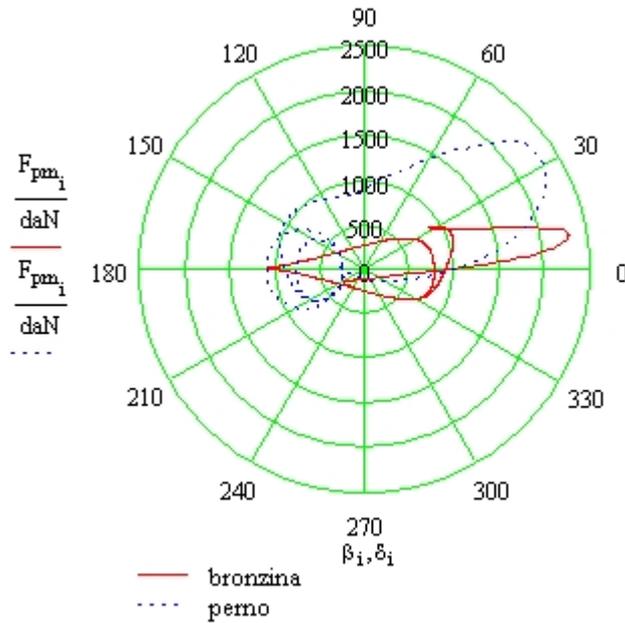


Fig. 6.10 – Diagramma polare dei carichi sul cuscinetto di manovella.

Il momento motore relativo a ciascuno dei cilindri è espresso dalla seguente relazione:

$$M_m = F_{pm,\xi} r \sin(\theta) + F_{pm,\eta} r \cos(\theta)$$

Come è noto il momento motore è una funzione periodica di θ , il cui periodo Θ è pari a 4π nei motori a quattro tempi.

Indicando con z il numero dei cilindri del motore, il momento motore risultante M_T è dato dalla seguente relazione:

$$M_T = M_{m,I} + M_{m,II} + \dots + M_{m,z}$$

dove con gli indici al piede I, II, ..., z stanno ad indicare i cilindri nei quali si succedono, nell'ordine, le fasi attive. Va ricordato che il periodo del momento motore risultante è pari all'angolo di sfasamento qualunque sia il tipo di motore e qualunque sia la disposizione dei cilindri.

In Fig. 6.11 sono riportati gli andamenti di M_m , di M_T e di M_{med} di un ciclo del motore; in linea continua rossa si è riportato l'andamento del contributo al momento motore del primo cilindro, in linea tratteggiata blu il momento motore risultante dal contributo di tutti i cilindri, infine con tratto orizzontale si è rappresentato il valore del momento medio complessivo.

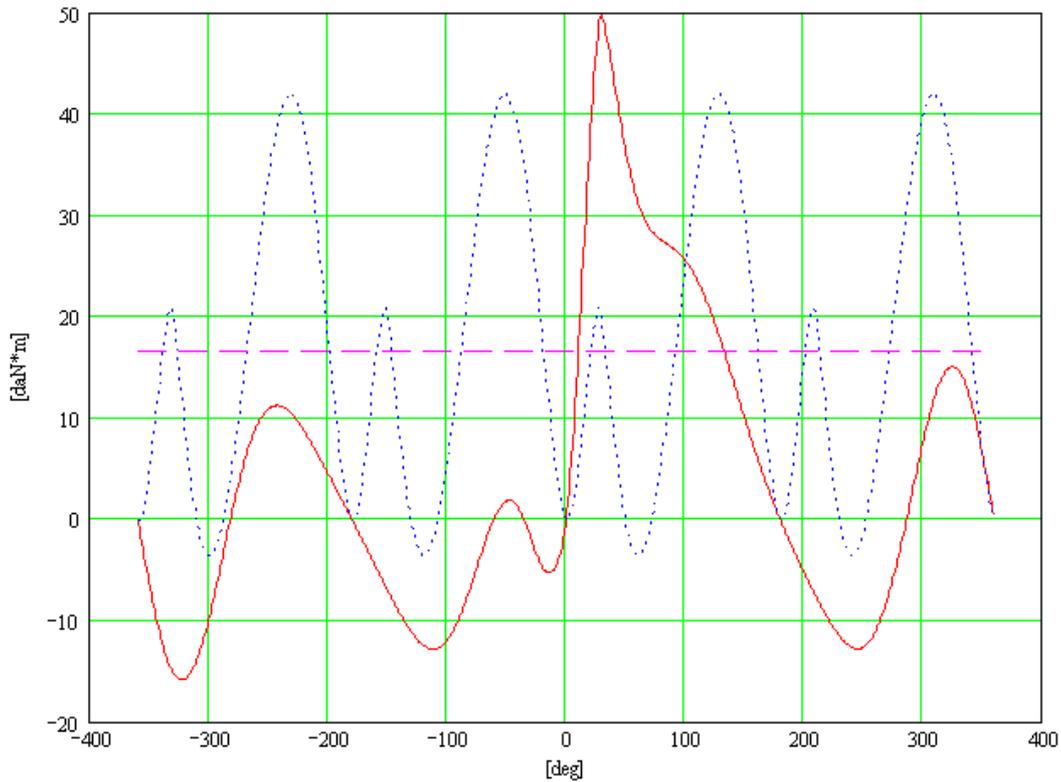


Fig. 6.11 – Momento motore in un ciclo.

Il valore del momento motore medio M_{med} è: $M_{med} = 16,838 [daN m]$

Noto questo dato è possibile calcolare la pressione media indicata p_{mi} :

$$p_{mi} = \frac{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot M_{med}}{C} \Rightarrow p_{mi} = 9,312 [bar]$$

I carichi sui perni di banco \bar{R}_b sono calcolabili attraverso le matrici strutturali (CX , CY , CC) sopra definite, una volta che siano noti i carichi sui perni di manovella e le forze centrifughe relative alle masse sbilancianti dell'albero ed agli eventuali contrappesi:

$$\begin{cases} \bar{R}_{b,x} = \overline{CX} [\bar{F}_{pn,x} + \bar{F}_{ca}] \\ \bar{R}_{b,y} = \overline{CY} [\bar{F}_{pn,y}] \end{cases} \quad (6.4)$$

dove: $F_{ca} = \pm \omega^2 r m_s$ è il modulo della forza centrifuga suddetta, con il segno preso a seconda della disposizione delle manovelle.

Nei successivi diagrammi polari sono riportati gli andamenti delle reazioni relativi rispettivamente al banco anteriore, centrale e posteriore; in ogni diagramma sono confrontati i valori delle reazioni relative al perno e al supporto; in ogni diagramma sono riportati i valori delle reazioni rispetto sia un sistema di riferimento solidale al basamento sia ad un sistema di riferimento solidale all'albero motore.

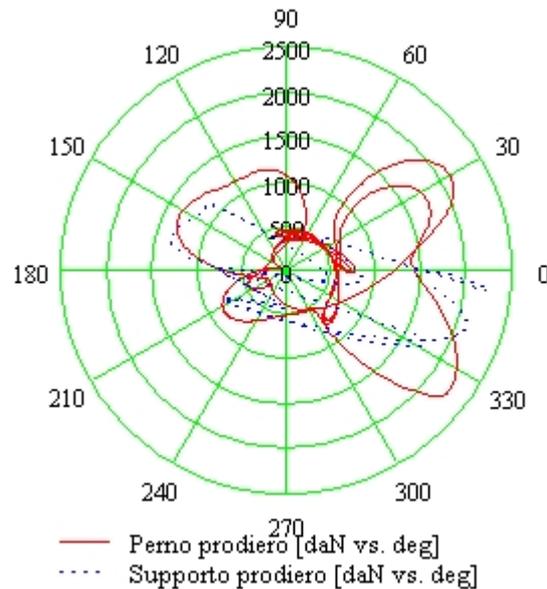


Fig. 6.12 – Diagramma polare dei carichi sul cuscinetto di banco anteriore

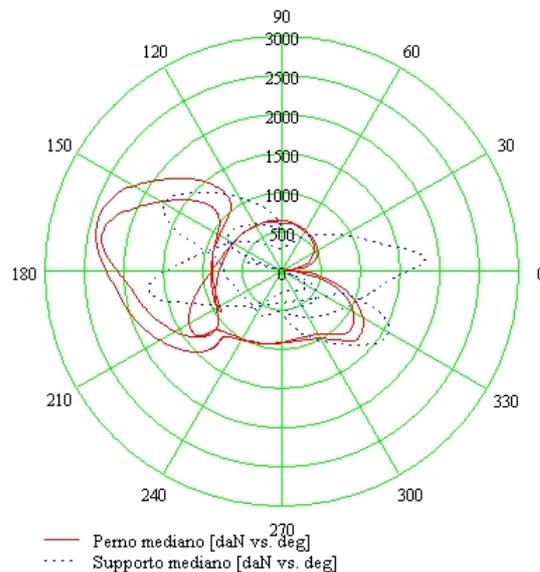


Fig. 6.13 – Diagramma polare dei carichi sul cuscinetto di banco centrale

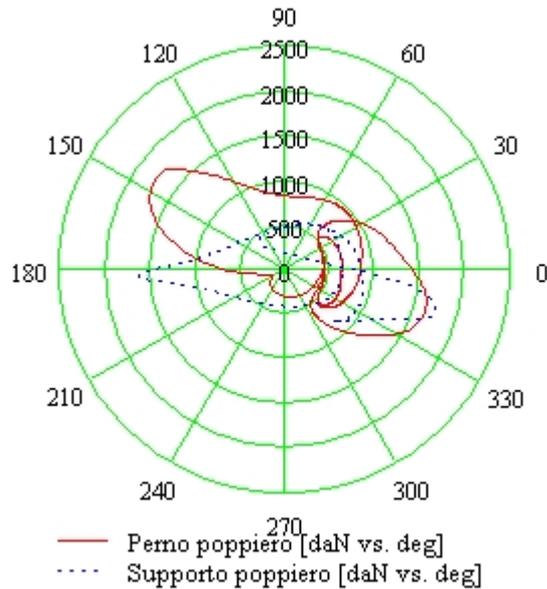


Fig. 6.14 – Diagramma polare dei carichi sul cuscinetto di banco posteriore

Il procedimento sopra esposto per la determinazione delle reazioni sui cuscinetti di banco banchi è stato ripetuto per il caso di albero dotato di contrappesi; le equazioni (6.4) si modificano nelle seguenti:

$$\begin{cases} \overline{R}_{b,x} = \overline{CX} [\overline{F}_{pn,x} + \overline{F}_{ca}] + \overline{CC} [\overline{F}_{cc}] \\ R_{b,y} = \overline{CY} [\overline{F}_{pn,y}] \end{cases}$$

dove:

$F_{cc} = \pm \omega^2 r m_c$ è la forza centrifuga dei contrappesi, presa col segno opportuno dettato dall'ordine di disposizione delle manovelle.

Tutti i calcoli e i diagrammi da essi derivanti riportati in questo capitolo sono stati sviluppati in ambiente Mathcad, dando luogo all'appendice 1 denominato "Studio cinematico e dinamico del manovellismo del motore ULM 220", riportato in coda alla presente tesi.

7. ALBERO MOTORE

7.1 Quote principali

Nel progetto dell'albero motore si parte dalla definizione di alcune quote fondamentali, che spesso sono fissate da condizioni estranee al dimensionamento di quest'organo; nel caso in esame si sono stabilite a priori le seguenti dimensioni (Fig. 7.1):

- corsa S ;
- interasse cilindri I_c ;
- interasse perni di banco I_b ;
- diametro e lunghezza perni di banco;
- diametro e lunghezza perni di manovella.

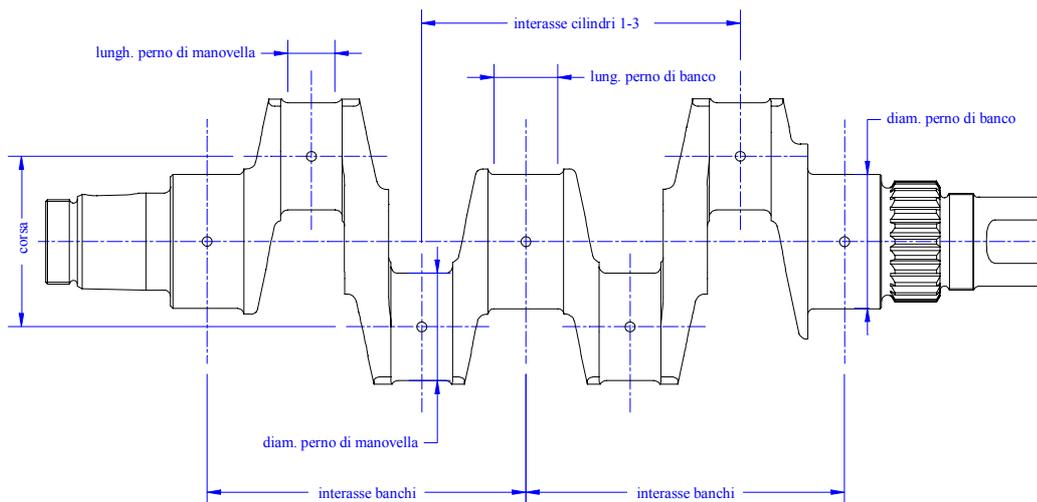


Fig. 7.1 – Le quote fondamentali dell'albero motore.

Corsa S

La corsa è il doppio della distanza tra gli assi dei perni di manovella e l'asse dei perni di banco; il suo valore rappresenta l'escursione del pistone tra il PMS ed il PMI. La corsa concorre direttamente alla determinazione della cilindrata attraverso la formula:

$$V_t = \frac{\pi}{4} i s D^2 \quad \text{dove:}$$

V_t = cilindrata totale

i = numero di cilindri

D = alesaggio

s = corsa

Pertanto essa viene definita partendo dal valore voluto della cilindrata fissando il rapporto D/s ; nel caso specifico la corsa è stata fissata pari a

$$s = 70 [mm]$$

e l'alesaggio:

$$B = 100 [mm]$$

L'interasse tra i cilindri I_c

Nell'economia generale del motore è utile adottare il minimo interasse possibile tra i cilindri, perché ciò riduce sia il peso che gli ingombri, nonché aumenta la rigidità dell'albero sottraendolo a problemi di vibrazioni sia flessionali che torsionali. Tuttavia alla riduzione eccessiva di questa dimensione si oppongono due limitazioni:

- la prima di queste limitazioni impone che l'interasse tra i cilindri deve sempre essere maggiore o uguale della larghezza W_t della testata: $I_c \geq W_t$.

Il valore di W_t è condizionato dalle esigenze costruttive del gruppo testata-cilindro; in particolare nei motori raffreddati ad aria la presenza delle alette di raffreddamento porta a valori della larghezza W_t compresi nell'intervallo tra il 140% ÷ 150% dell'alesaggio. Nel caso in esame la larghezza W_t è stata contenuta al valore:

$$W_t = 148 \text{ mm} = 148\% B$$

- la seconda limitazione è di carattere costruttivo: nell'albero di un quattro cilindri boxer si verifica che:

$$I_c = l_{pb} + 2l_{pm} + 2s_{m_{b/m}} + s_{m_{m/m}}$$

dove:

l_{pb} = lunghezza del perno di banco;

l_{pm} = lunghezza del perno di manovella;

$s_{m_{b/m}}$ = spessore della mascherina di collegamento banco/manovella;

$s_{m/m}$ = spessore della mascheretta di collegamento manovella/manovella;

Questa condizione è collegata con le esigenze di lubrificazione (lunghezze dei perni) e con le esigenze strutturali (spessori delle mascherette).

Tra le due limitazioni imposte va scelta la più restrittiva. Nel caso in esame è la prima, quindi si è adottato il valore:

$$I_c = 150 [mm]$$

Interasse tra i perni di banco I_b

Per motori con più di due cilindri per bancata è obbligata la scelta che pone

$$I_b = I_c.$$

Nel caso del quattro cilindri questa limitazione non esiste perché si possono disporre i perni di banco a distanze diverse variando la posizione degli appoggi esterni.

Tuttavia, per evitare asimmetrie nella risposta strutturale dell'albero e per avere un progetto modulare è stato adottato il proporzionamento suindicato. Pertanto si è scelto:

$$I_b = I_c = 150 [mm]$$

Dimensioni dei perni

Le dimensioni dei perni vengono stabilite dal proporzionamento dei cuscinetti di strisciamento in base alle condizioni di esistenza del regime di lubrificazione idrodinamica.

Viene poi verificato, a posteriori, che tali dimensioni siano compatibili con le esigenze di resistenza strutturale.

Per il motore in oggetto i perni hanno le dimensioni riportate in Tabella 7.1:

<i>Perno</i>	<i>Diametro [mm]</i>	<i>Lunghezza [mm]</i>
<i>Banco centrale</i>	$\varnothing 58$	30
<i>Banco di estremità</i>	$\varnothing 58$	30
<i>Manovella</i>	$\varnothing 46$	20

Tabella 7.1 – Dimensioni dei perni dell'albero motore.

7.2 Disegno particolareggiato dell'albero motore

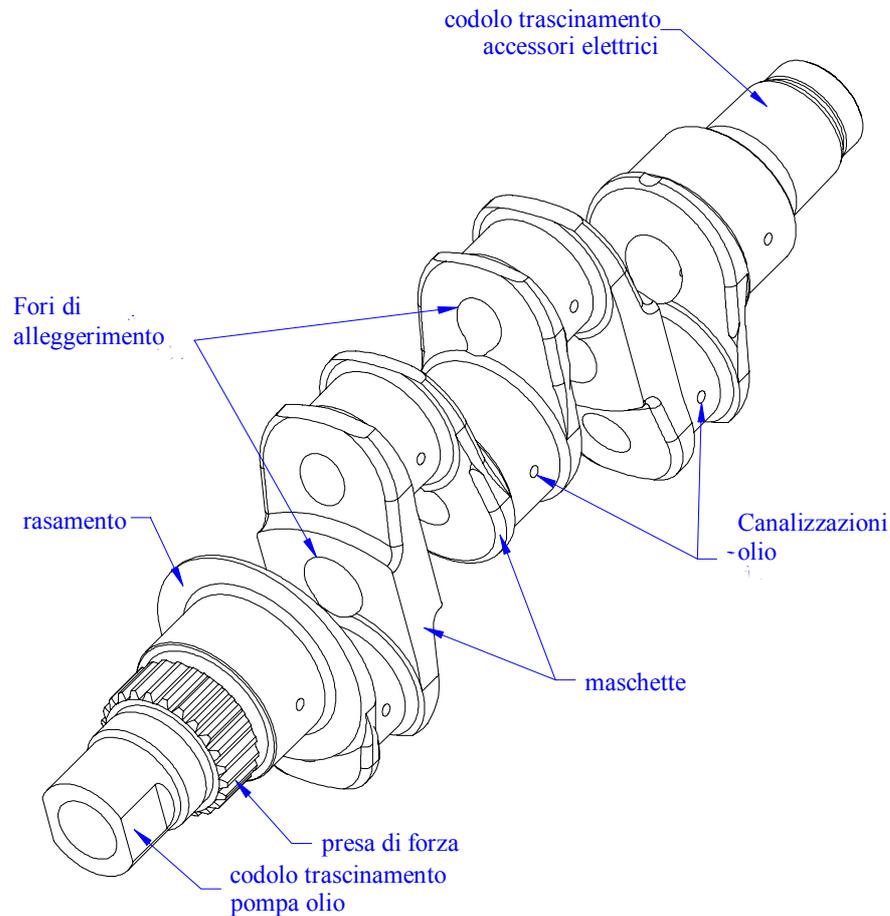


Fig. 7.2 – Vista assometrica dell'albero motore.

Una volta stabilite le quote fondamentali, il disegno dell'albero è già impostato nelle linee generali; bisogna definire i seguenti particolari (Fig. 7.2):

- maschette;
- contrappesi;
- rasamenti;
- presa di forza per la trasmissione del moto;
- codolo posteriore di trascinamento degli accessori elettrici;
- codolo anteriore per il trascinamento della pompa olio;
- canalizzazioni di passaggio per l'olio;
- fori di alleggerimento.

Maschette

Nel caso di alberi assialmente compatti, come quelli dei motori boxer, le maschette si riducono a piastre che collegano due perni. La giunzione tra maschetta e perno deve essere rigorosamente raccordata per evitare rotture a fatica dell'albero dovuta ad effetti di intaglio. Tipicamente i raggi di raccordo sono dimensionati per un valore pari al 5% del diametro del perno corrispondente. Per motivi di peso le maschette vengono ampiamente smussate sugli spigoli esterni, che non assorbono carichi.

Contrappesi

L'albero di un quattro cilindri boxer si presenta già equilibrato intorno al suo asse di rotazione, che è quindi centrale d'inerzia. Tuttavia i costruttori di motori sono soliti dotare le maschette di contrappesi di equilibratura (Fig. 7.3) non per ottenere un bilanciamento complessivo, che l'albero già possiede, ma un bilanciamento locale all'interno delle singole camate. La finalità di questa aggiunta è di ridurre i carichi sui cuscinetti di banco dovuti alle forze d'inerzia.

Nel caso particolare di un motore in cui si ricerca il minimo peso è conveniente valutare con attenzione l'eventualità di non prevedere queste appendici.

Se si confrontano i diagrammi dei carichi sui cuscinetti di banco con e senza contrappesi si vede che, per un regime massimo di 5000 giri/min, l'assenza dei contrappesi porta ad un abbattimento dei picchi di carico, perché durante lo sviluppo della combustione e la successiva espansione, le forze d'inerzia si sottraggono alle spinte dovute ai gas. Fa eccezione a questa regola il supporto centrale di banco, per il quale il picco più severo si ottiene nella versione senza contrappesi.

Nelle fasi del ciclo lontane dall'espansione, il carico è inferiore nella versione con contrappesi. Non è il caso di considerare regimi inferiori a quelli massimo perché le forze d'inerzia crescono col quadrato della velocità di rotazione, quindi non sono rilevanti ai bassi regimi.

Da questa analisi si può dedurre che l'assenza dei contrappesi riduce il massimo carico istantaneo sul cuscinetto, e conseguentemente il suo dimensionamento, ma ne aumenta il valore medio e quindi l'energia da dissipare attraverso il lubrificante.

Nel caso del motore allo studio è senz'altro conveniente non prevedere i contrappesi per poter adottare cuscinetti più piccoli e non si teme il riscaldamento dei cuscinetti di strisciamento perché il motore sarà installato con un apposito radiatore di raffreddamento olio. Inoltre la soluzione senza contrappesi consente un risparmio netto di peso pari a circa 3 daN,

aumenta le frequenze torsionali dell'albero e facilita la costruzione dello stampo. Soprattutto il vantaggio di peso è così rilevante che si sarebbe sopportato anche un carico sui cuscinetti superiore a quello previsto pur di guadagnare sulla massa del motore.

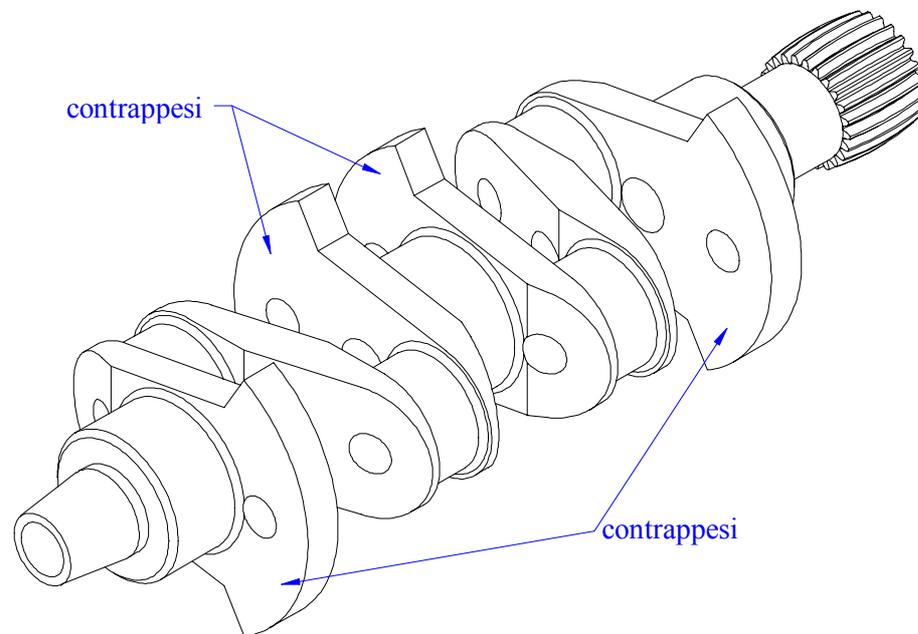


Fig. 7.3 – Albero motore con contrappesi di equilibratura

Se il motore prevedesse il raggiungimento di regimi di rotazione più elevati non sarebbe possibile fare a meno dei contrappesi per la rapidità con cui crescono le forze d'inerzia al variare della velocità di rotazione.

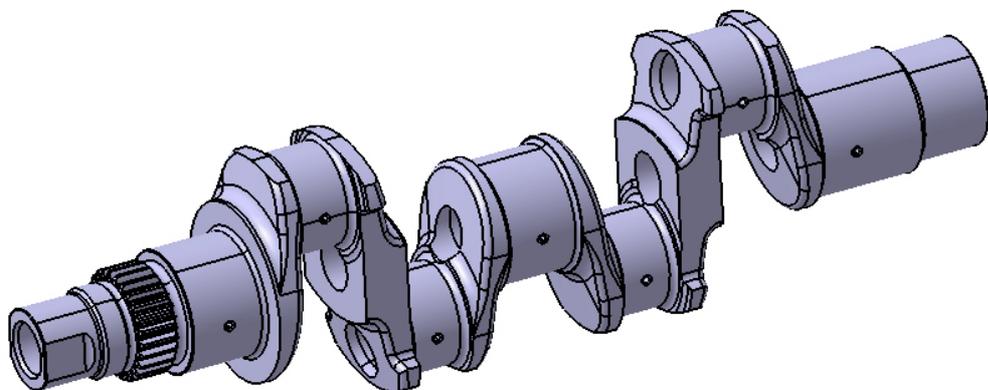


Fig. 7.4 – Disegno definitivo dell'albero motore.

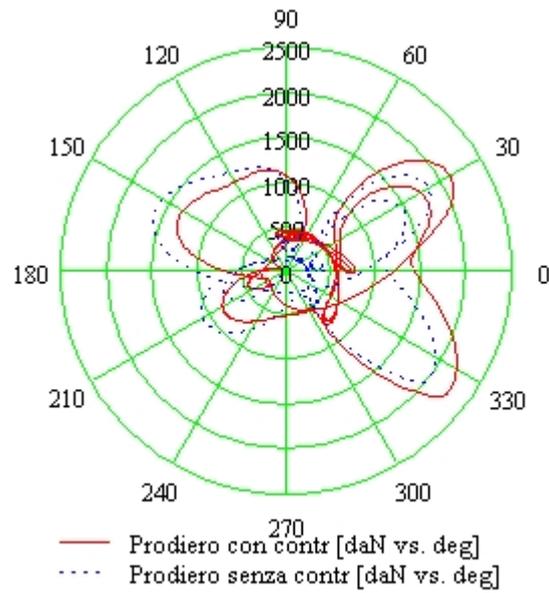


Fig. 7.5 Diagramma polare del perno di manovella anteriore con e senza contrappesi

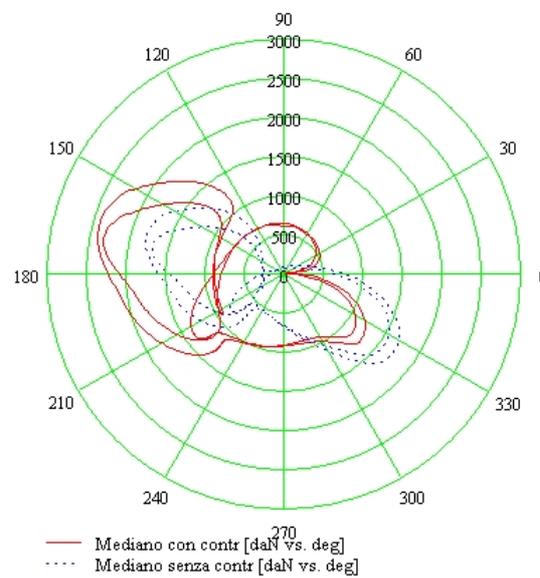


Fig. 7.6 Diagramma polare del perno di manovella mediano con e senza contrappesi

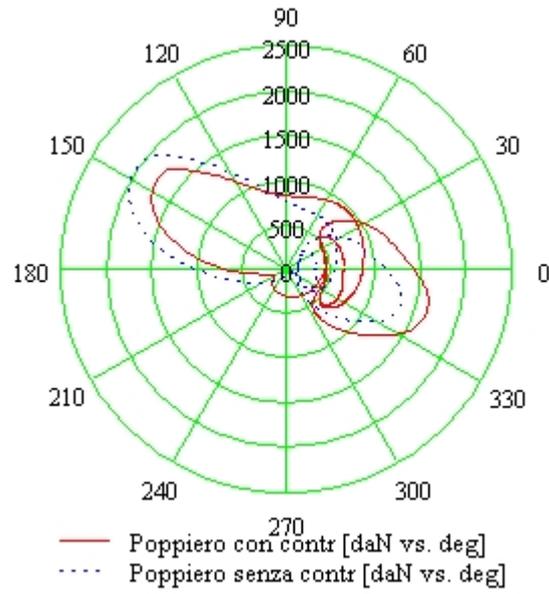


Fig. 7.7 Diagramma polare del perno di manovella posteriore con e senza contrappesi

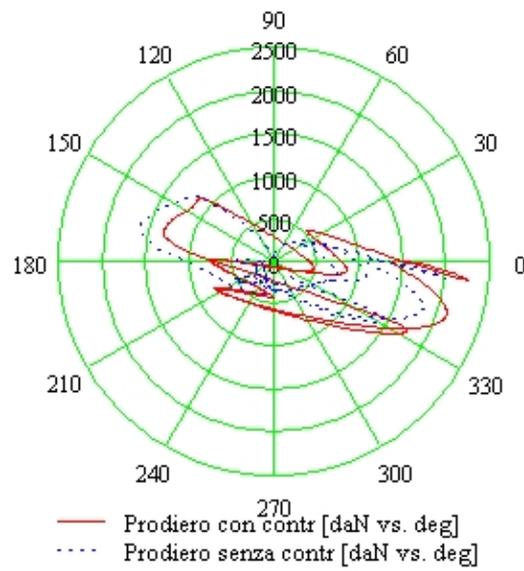


Fig. 7.8 Diagramma polare del supporto di banco anteriore con e senza contrappesi

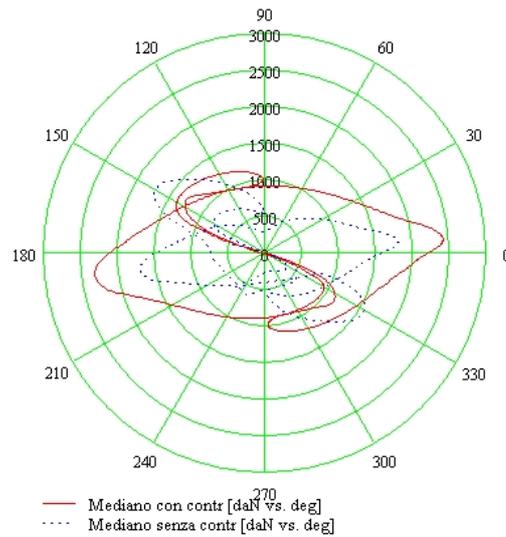


Fig. 7.9 Diagramma polare del supporto di banco mediano con e senza contrappesi

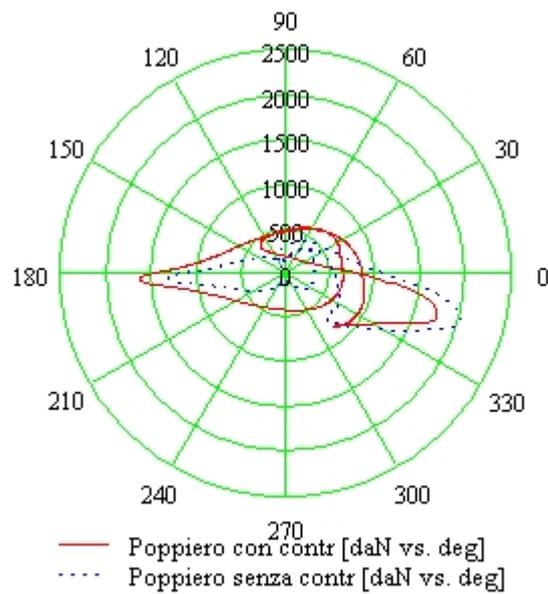


Fig. 7.10 Diagramma polare del supporto di banco posteriore con e senza contrappesi

Rasamento

Il rasamento è il cuscinetto di strisciamento dell'albero motore che garantisce l'assorbimento dei carichi assiali. Questo tipo di cuscinetto è unidirezionale, pertanto bisogna

prevederne due montati in opposizione. Sull'albero trova posto il solo anello per la direzione anteriore, il suo simmetrico è ricavato dalla ruota dentata del riduttore.

Presa di forza

L'albero è dotato sul lato anteriore di una presa di forza per trasmettere il moto al riduttore; la presa consiste in una dentatura dritta che funge da accoppiamento scanalato con la ruota motrice. Anteriormente alla dentatura è prevista una filettatura M40x1.5 per una ghiera di fissaggio con rosetta di sicurezza; la funzione di questa ghiera è di assicurare la posizione della ruota dentata sulla presa di forza.

Codolo posteriore di trascinamento accessori elettrici.

L'accessoristica elettrica trova collocazione nella parte posteriore del motore, in particolare vi sono sistemati gli organi elettromeccanici che necessitano di una trasmissione di moto: alternatore, motorino di avviamento ed i pick-up.

L'elemento di collegamento tra questi tre accessori e l'albero motore è una corona dentata che svolge le seguenti funzioni:

- piastra di sostegno per il rotore dell'alternatore;
- ruota condotta nella trasmissione dell'impianto starter;
- elemento del circuito magnetico dei pick-up.

7.3 Analisi FEM

In questo paragrafo verrà trattata l'analisi delle sollecitazioni alle quali è sottoposto l'albero motore:

- a) Sollecitazioni torsionali dovute ai carichi che massimizzano il momento motore nel ciclo;
- b) Sollecitazioni flessionali dovute ai carichi che producono massima flessione.

7.3.1 Verifica Torsionale

Analizzando il diagramma di Fig. 7.11, si riportano con linea continua rossa l'andamento del contributo al momento motore del primo cilindro, con linea tratteggiata blu il momento motore risultante dal contributo di tutti i cilindri, infine con tratto orizzontale è rappresentato il valore del momento medio complessivo.

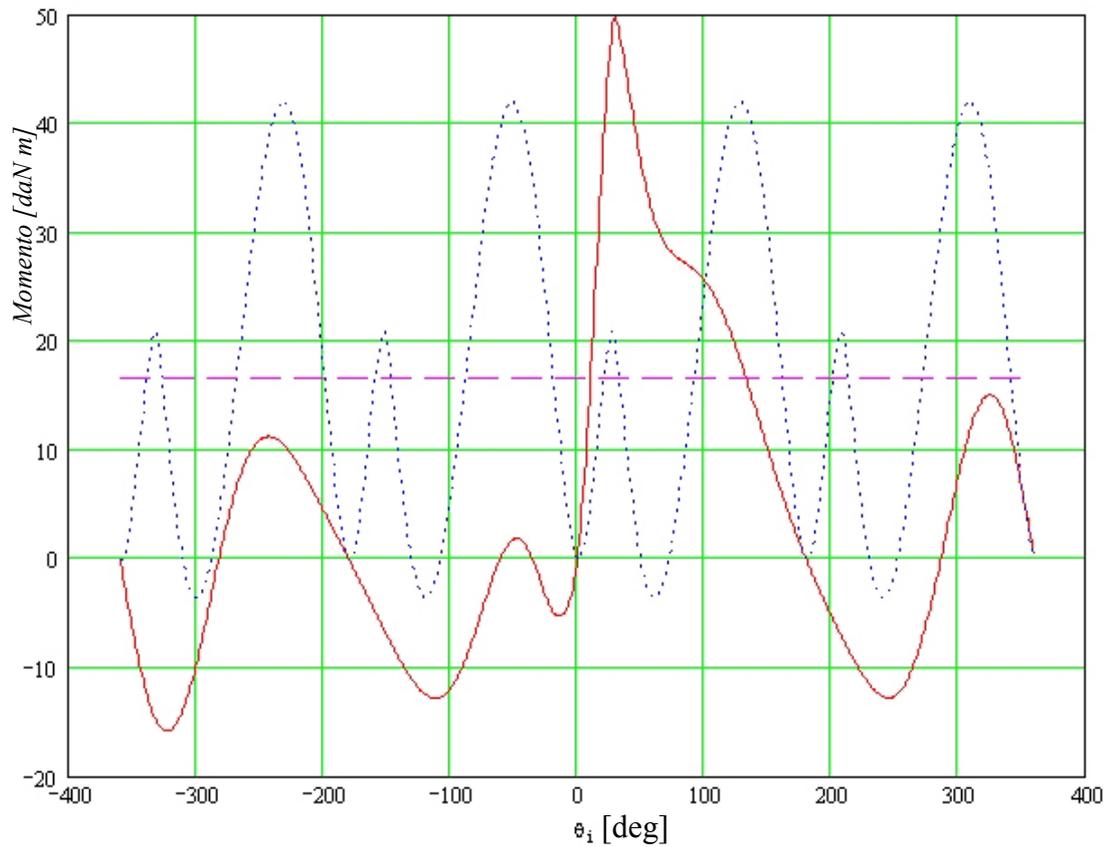


Fig. 7.11 – Momento motore in un ciclo.

E' stata eseguita l'analisi FEM sull'albero con l'ausilio di un programma CAD, riproducendo il carico torsionale dovuto ai quattro massimi del momento motore M_m (torcente), prendendo come sistema di riferimento la manovella anteriore come è evidente dalla Fig. 7.12 e quindi applicando sulle singole manovelle i carichi riportati nelle Tabelle 7.2, 7.3, 7.4 e 7.5:

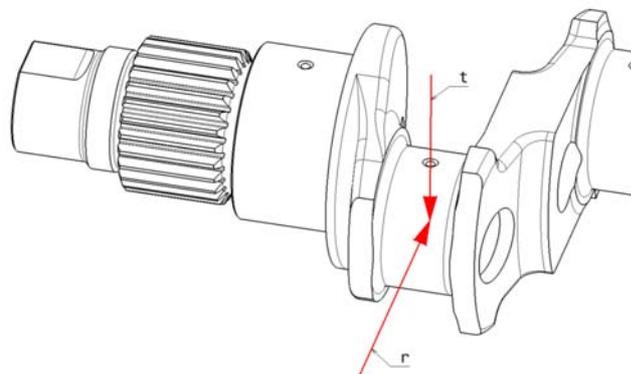


Fig. 7.12 – Sistema di riferimento sulla manovella anteriore

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1240,634 daN	296,759 daN
2	1507,970 daN	-508,036 daN
3	1042,579 daN	-343,196 daN
4	890,838 daN	49,754 daN

Tabella 7.2 – Carichi riproducenti il primo massimo di M_m

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-888,401 daN	47,399 daN
2	1028,333 daN	-332,488 daN
3	1233,955 daN	-300,196 daN
4	-1501,904 daN	518,29 daN

Tabella 7.3 – Carichi riproducenti il secondo massimo di M_m

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1501,904 daN	518,290 daN
2	1233,955 daN	-300,196 daN
3	888,401 daN	-47,399 daN
4	-1028,333 daN	332,488 daN

Tabella 7.4 – Carichi riproducenti il terzo massimo di M_m

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1028,333 daN	332,488 daN
2	888,401 daN	-47,399 daN
3	1501,904 daN	-518,290 daN
4	-1233,955 daN	300,196 daN

Tabella 7.5 – Carichi riproducenti il quarto massimo di M_m

Come ipotesi di verifica si è imposta la condizione di durata infinita dell'albero motore. Per il calcolo del carico torsionale si è utilizzata una relazione empirica che pone tale carico pari ai 7/10 di quello flessionale.

L'albero è stato verificato alle seguenti condizioni:

- a) sollecitazioni di massima flessione pari a 20 daN/mm^2 ;
- b) sollecitazioni di massima torsione pari a 14 daN/mm^2 .

L'esame dei risultati dell'analisi FEM riportati nelle Figg. 7.13, 7.14, 7.15 e 7.16, consentono di affermare che l'ipotesi a base di calcolo (durata infinita) è verificata.

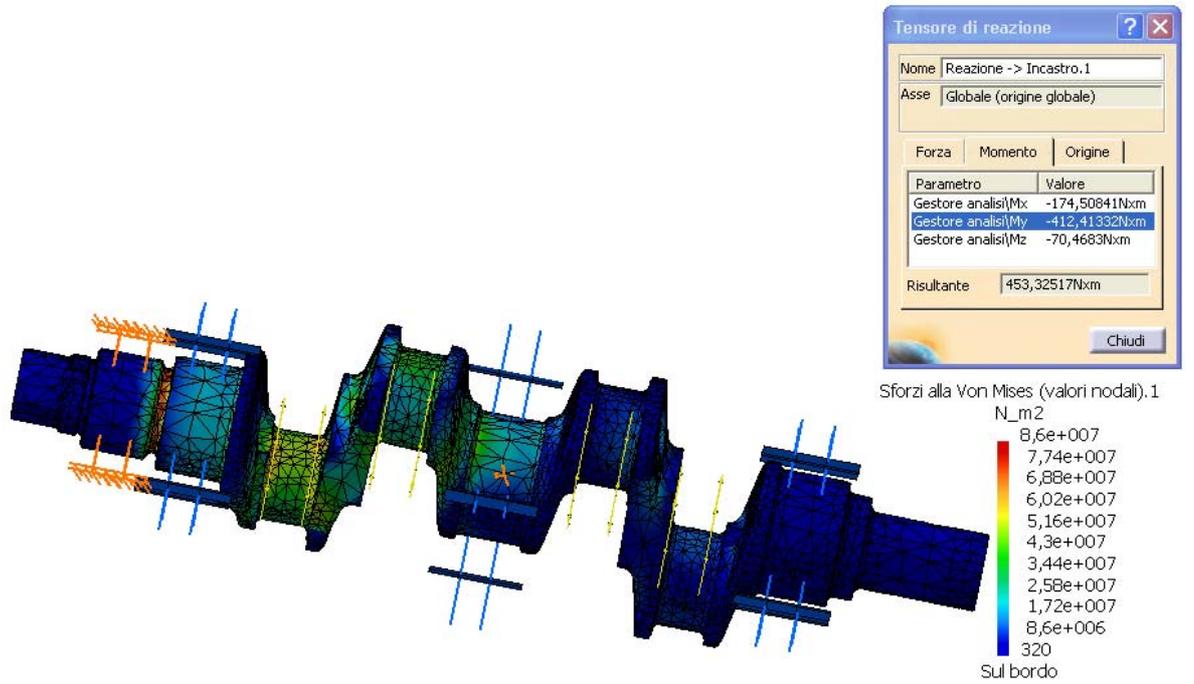


Fig. 7.13 – Risultato dell' analisi FEM relativo al primo caso.

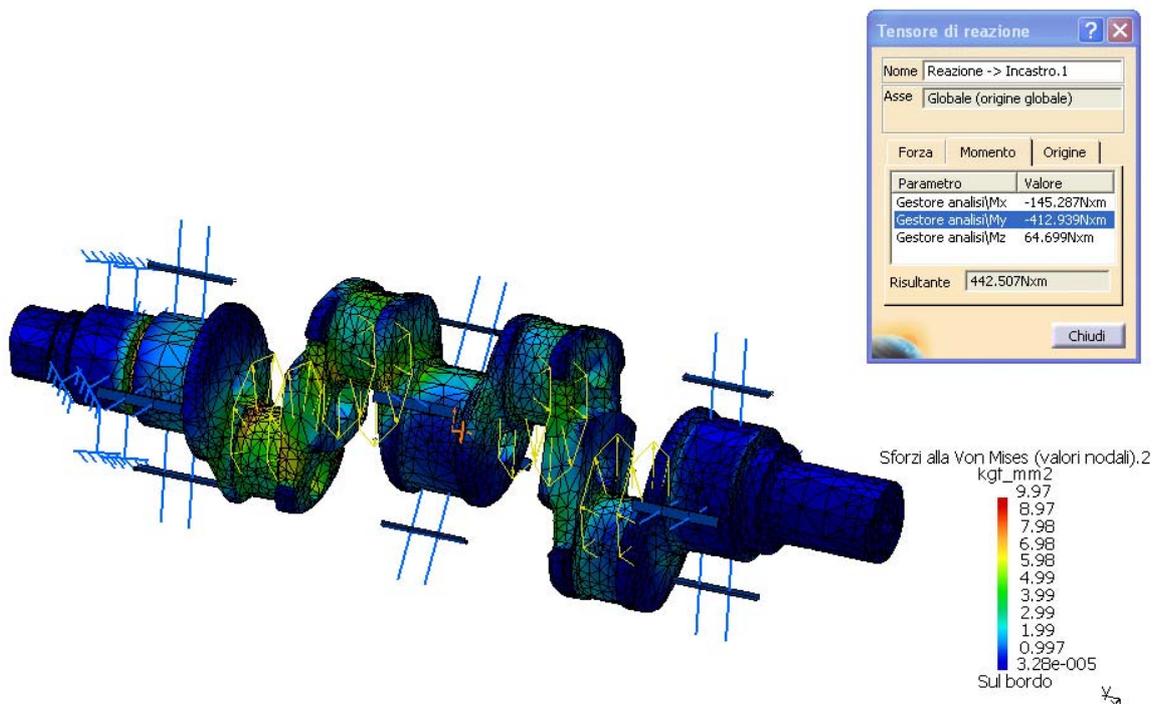


Fig. 7.14 – Risultato dell' analisi FEM relativo al secondo caso.

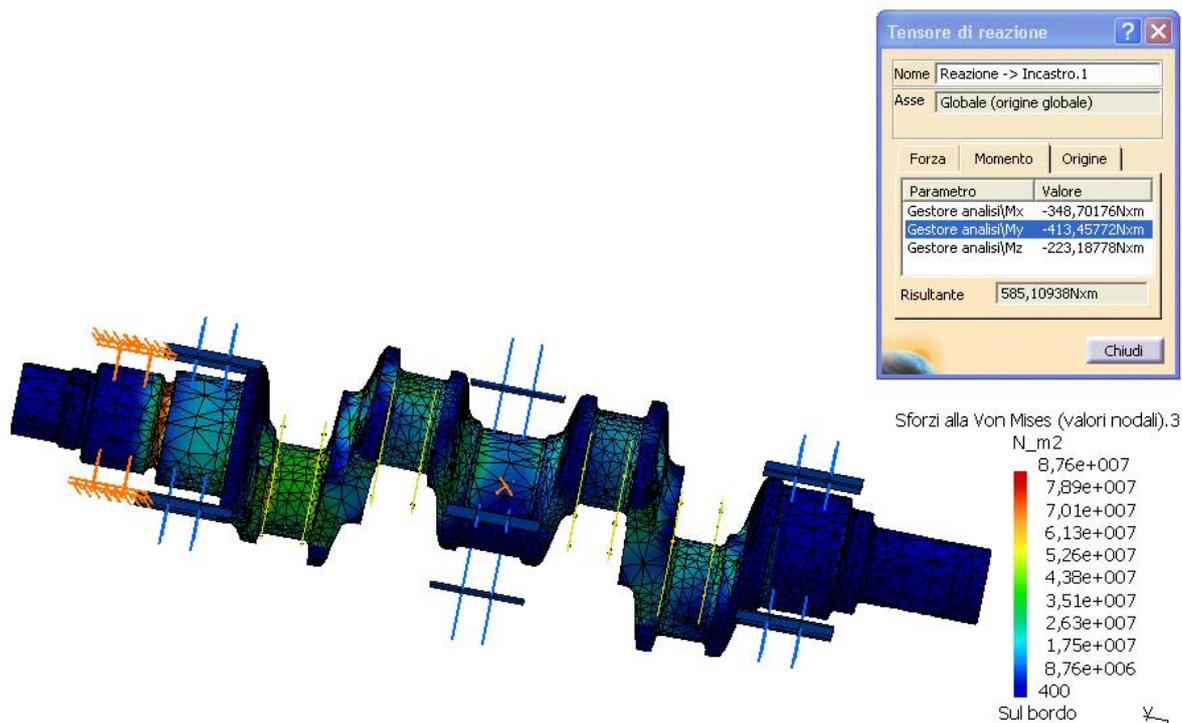


Fig. 7.15 – Risultato dell' analisi FEM relativo al terzo caso.

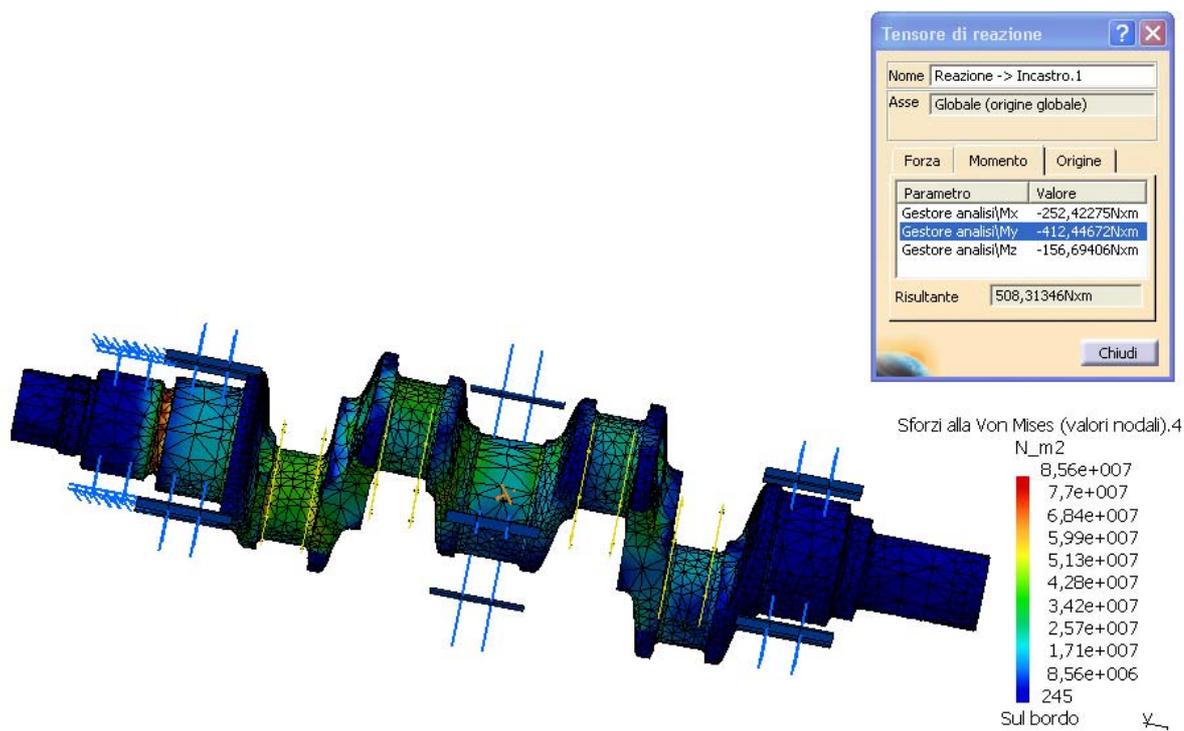


Fig. 7.16 – Risultato dell' analisi FEM relativo al quarto caso.

7.3.2 Verifica Flessionale

In analogia a quanto fatto per il caso torsionale, è stata eseguita l'analisi FEM sull'albero con l'ausilio di un programma CAD, riproducendo il carico flessionale massimo (20 daN/mm^2), prendendo come sistema di riferimento la manovella anteriore (Fig. 7.12) e quindi applicando sulle singole manovelle i carichi riportati nelle Tabelle 7.6, 7.7, 7.8 e 7.9:

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1481,456 daN	-408,056 daN
2	-1194,771 daN	-1363,834 daN
3	1415,287 daN	194,733 daN
4	-1363,264 daN	-176,319 daN

Tabella 7.6 – Carichi riproducenti il massimo di M_f

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1363,264 daN	-176,319 daN
2	1415,287 daN	194,733 daN
3	1481,456 daN	408,056 daN
4	1194,771 daN	1363,834 daN

Tabella 7.7 – Carichi riproducenti il massimo di M_f

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	1194,771 daN	1363,834 daN
2	1481,456 daN	408,056 daN
3	1363,264 daN	176,319 daN
4	-1415,287 daN	-194,733 daN

Tabella 7.8 – Carichi riproducenti il massimo di M_f

Manovella	Carico radiale	Carico tangenziale
1	-1415,287 daN	-194,733 daN
2	1363,264 daN	176,319 daN
3	-1194,771 daN	-1363,834 daN
4	-1481,456 daN	-408,056 daN

Tabella 7.9 – Carichi riproducenti il massimo di M_f

L'esame dei risultati dell'analisi FEM riportati nelle Figg. 7.17, 7.18, 7.19 e 7.20, consentono di affermare che l'ipotesi a base di calcolo (durata infinita dell'albero motore) è verificata.

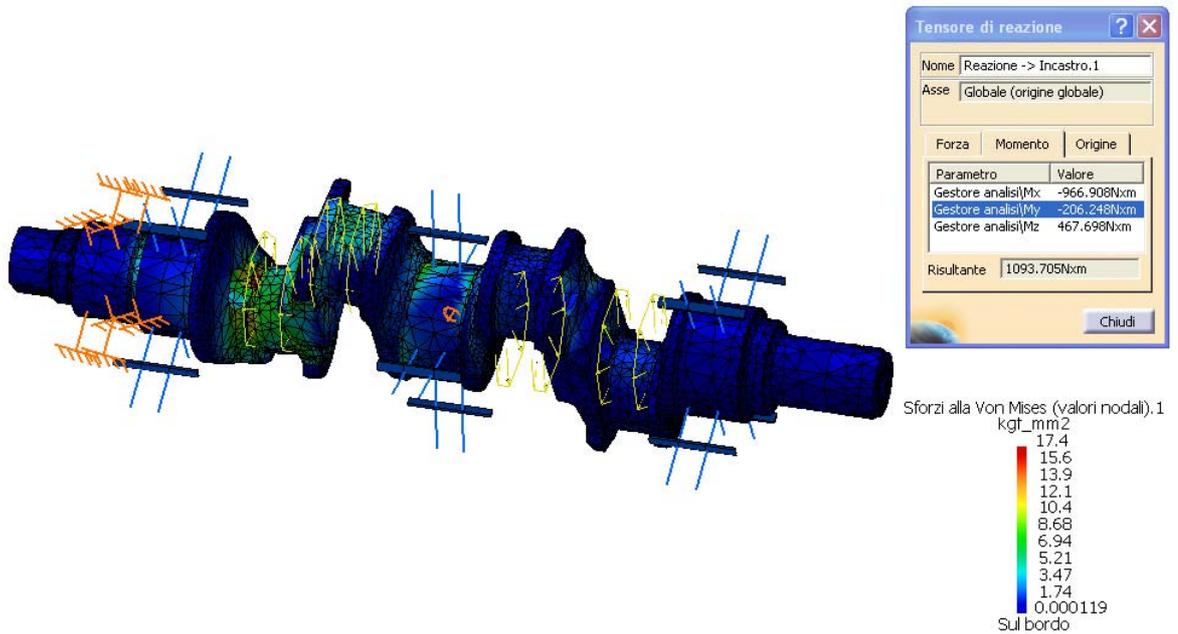


Fig. 7.17 – Risultato dell' analisi FEM relativo al primo caso.

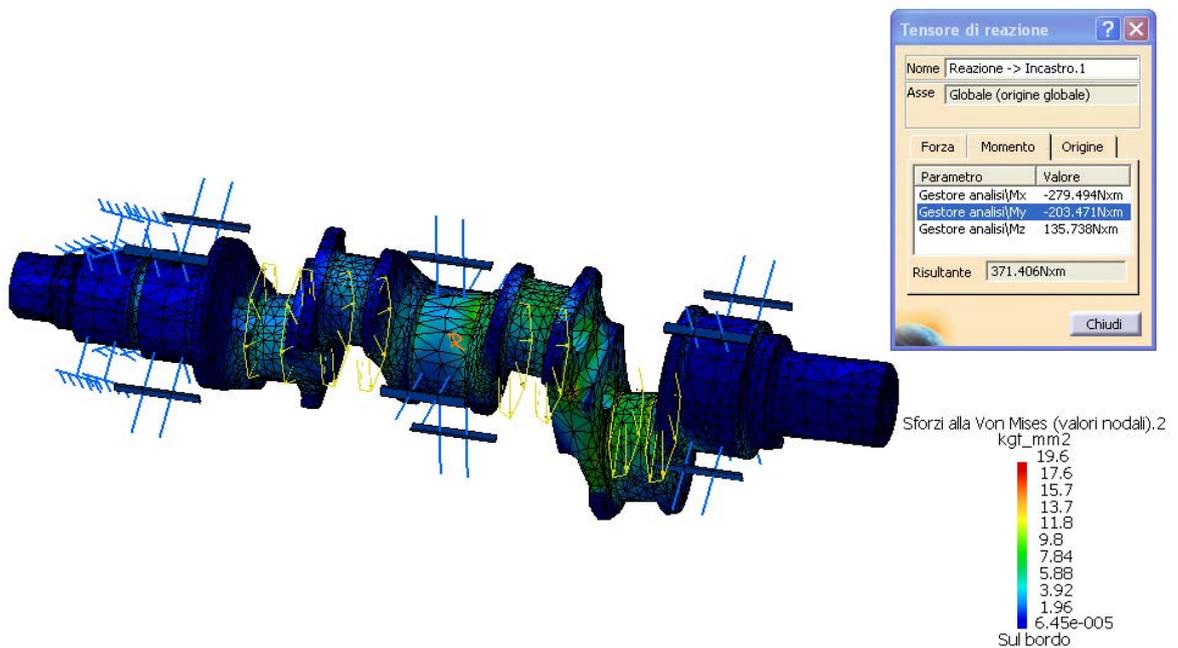


Fig. 7.18 – Risultato dell' analisi FEM relativo al secondo caso.

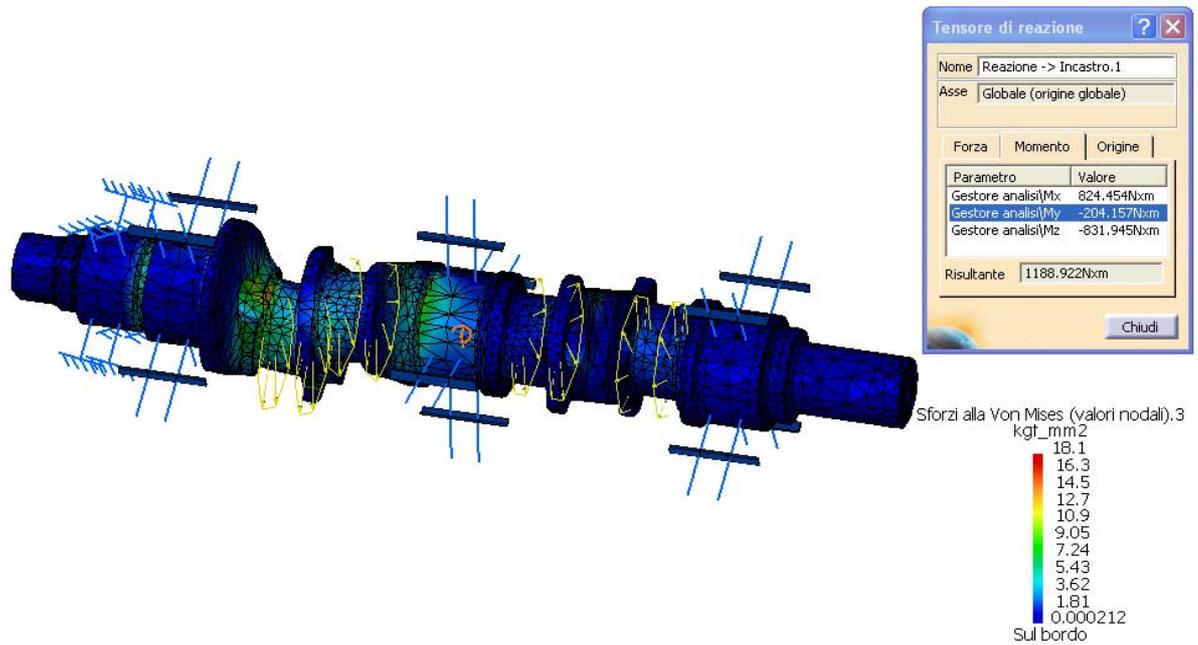


Fig. 7.19 – Risultato dell’ analisi FEM relativo al terzo caso.

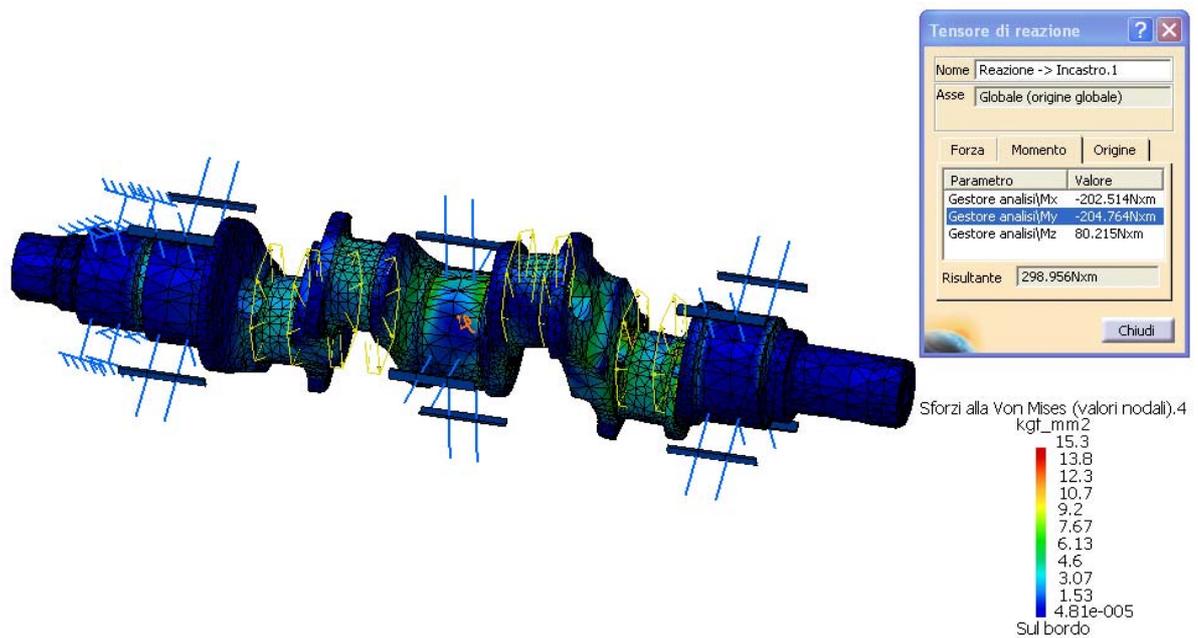


Fig. 7.20 – Risultato dell’ analisi FEM relativo al quarto caso.

Per i calcoli dettagliati rinvia alla già citata appendice 1 “Studio cinematico e dinamico del manovellismo del motore ULM 220”.

7.3.3 Analisi Dinamica

L'analisi dinamica dell'albero motore è stata affidata al Dipartimento di Progettazione Aeronautica (DPA) dell'Università degli Studi di Napoli Federico II, il cui studio ha prodotto il Report dal titolo "ANALISI DINAMICA DEL COMPLESSO ALBERO MOTORE + ALBERO PORTAELICA ULM220", allegato 1 della presente tesi.

L'analisi dinamica condotta, finalizzata alla verifica di resistenza statica e a fatica del complesso (albero motore + albero porta-elica), in corrispondenza delle condizioni di funzionamento/forzanti esterne più gravose, ha dimostrato che, adoperando l'acciaio UNI 38 NCD4 come materiale costituente (materiale inizialmente scelto), le tensioni che insorgono nella sezione maggiormente sollecitata (afferente all'albero porta elica) garantiscono un margine di sicurezza poco soddisfacente rispetto allo snervamento allorquando vengono tenuti in conto gli effetti di intaglio; è stato dimostrato che l'impiego di un acciaio più resistente quale l'UNI 30 NiCrMo12 incrementa tali margini di sicurezza.

L'analisi a fatica, condotta mediante il criterio di Goodman (Figg 7.21 e 7.22), ha inoltre confermato la necessità di adoperare l'acciaio UNI 30 NiCrMo12 (o un acciaio meccanicamente equivalente/superiore in resistenza) onde scongiurare fenomeni di rottura a fatica in presenza di intagli.

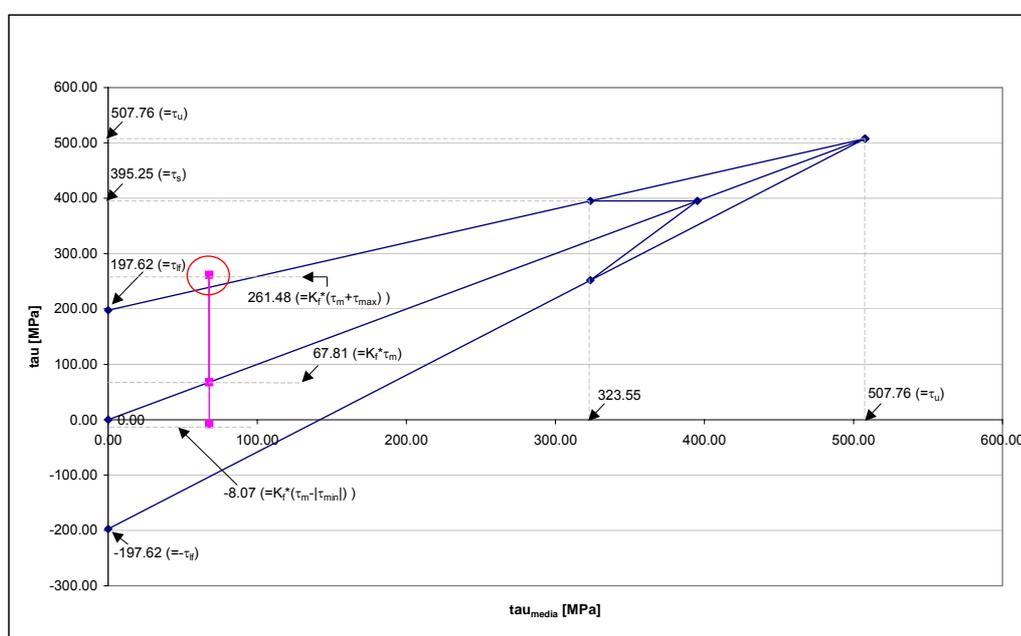


Fig. 7.21 – Diagramma di Goodman a torsione - elemento 12, tensioni amplificate, acciaio UNI 38 NCD4.

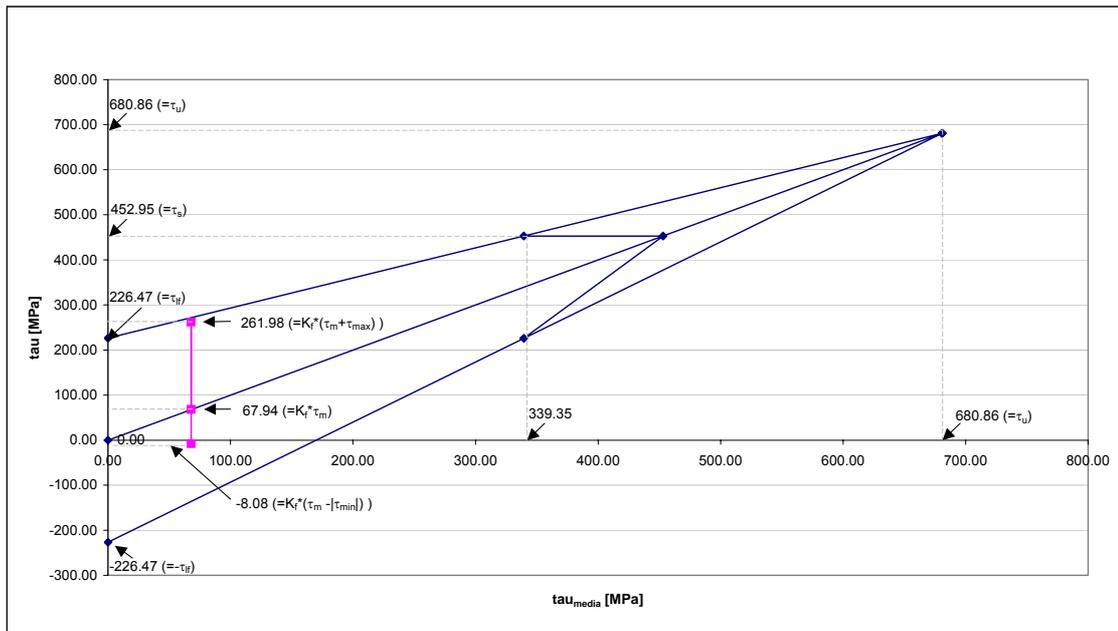


Fig. 7.22 – Diagramma di Goodman a torsione - elemento 12, tensioni amplificate, acciaio UNI 30 NiCrMo12.

8. LA BIELLA

8.1 Generalità

Il progetto della biella affronta problematiche di natura essenzialmente strutturale essendo quest'organo funzionalmente molto semplice. In particolare si ottimizza il disegno per ottenere il minimo peso possibile.

È estremamente vantaggioso ridurre la massa della biella per due motivi:

- si riduce la massa del motore;
- si riducono le forze d'inerzia sviluppate nel moto rototraslatorio, forze che, aumentando i carichi sugli altri organi del manovellismo, incidono sulle vibrazioni trasmesse ai supporti elastici del motore.

Nella progettazione della biella si parte da tre quote già prefissate:

- il diametro del foro della testa;
- il diametro del foro del piede;
- l'interasse testa-piede.

Si sceglie successivamente la forma del fusto; la più comune è una sezione a doppia T, anche se vi sono esempi di bielle con sezioni del fusto pluriconnesse (rettangolare cava, alveolare, etc.), ma sono realizzazioni speciali in microfusione per motori da competizione,

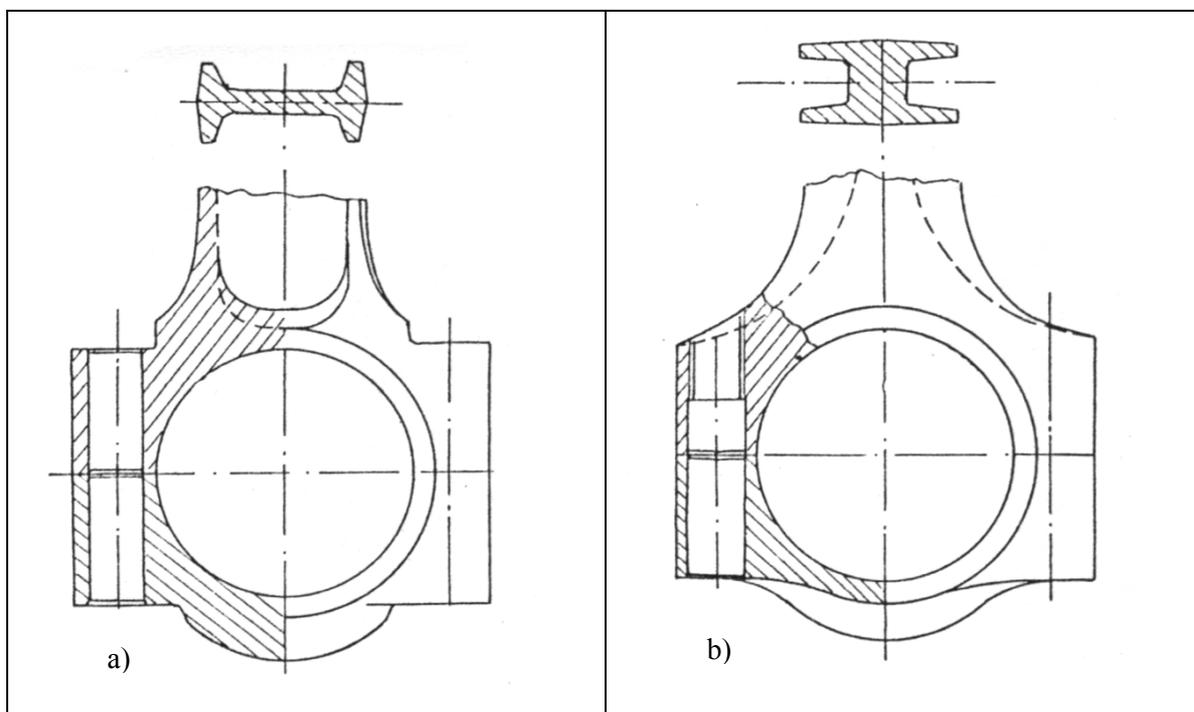


Fig. 8.1 – a) biella convenzionale b) biella con fusto ad H rovesciato.

con costi non compatibili con le esigenze dei motori di serie.

Concentrando l'attenzione sulla sezione a doppia T, che in ogni caso garantisce eccellenti risultati, si possono utilizzare due varianti di questa soluzione (Fig. 8.1): quella convenzionale con l'anima parallela al piano del moto, quella con fusto ad H rovesciato, avente l'anima perpendicolare al piano del moto. La prima soluzione è di facile formabilità, perché non presenta sottosquadri nella direzione normale al piano di simmetria, che è quello generalmente usato per la scomposizione degli stampi; la seconda soluzione è di difficile formabilità e quindi più costosa, ma presenta un'interessante vantaggio strutturale. Infatti mentre nelle bielle convenzionali le ali della doppia T si congiungono alla testa nel punto in cui sono presenti le viti di accoppiamento (pertanto le sedi delle viti interrompono le ali e creano un grande effetto di intaglio nella trasmissione del carico (Fig. 8.2)), nel caso della biella con fusto ad H rovesciato quest'interruzione non ha luogo perché le ali della doppia T passano ai lati delle teste delle viti senza dover essere interrotte (Fig. 8.3).

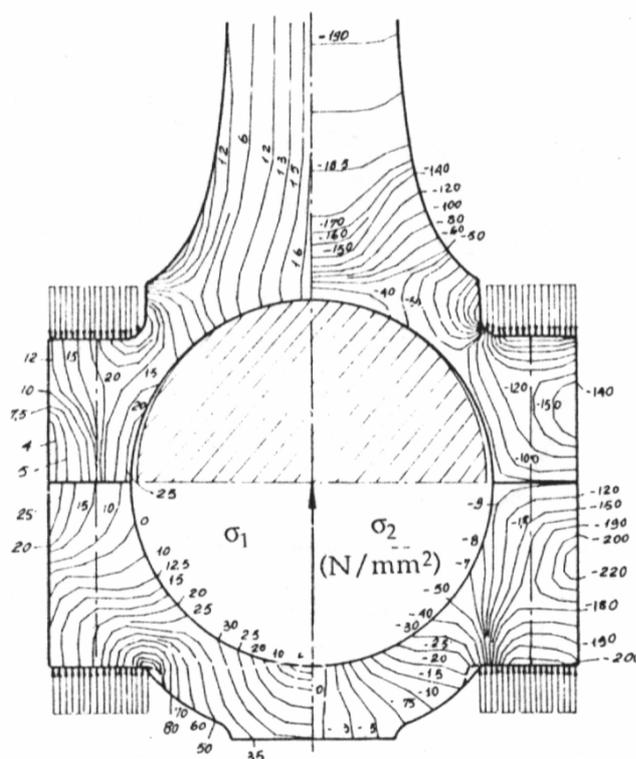


Fig. 8.2 – Concentrazione degli sforzi in prossimità delle sedi delle viti.

Questo grande vantaggio strutturale ha fatto preferire la seconda soluzione per la realizzazione della biella che, ovviamente è stata ottenuta di macchina dal pieno.

Stabilita la forma del fusto si può disegnare la sezione del cappello della testa ed del piede prolungando idealmente la sezione a doppio T in due rami con sezione a C.

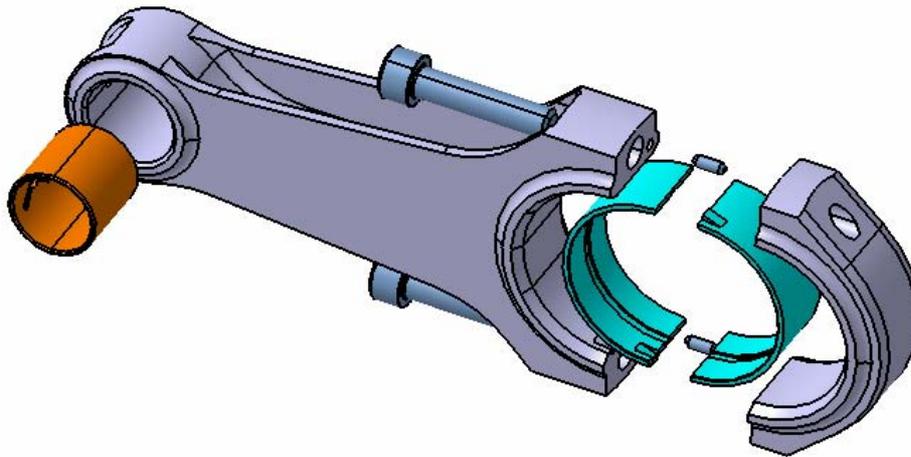


Fig. 8.3 – Esploso della biella (soluzione con fusto ad H rovesciato).

8.2 Materiali

I materiali ed i processi di lavorazione generalmente utilizzati per la costruzione delle bielle sono:

- acciaio/forgiatura;
- acciaio/microfusione;
- ghisa/fusione;
- leghe di alluminio/pressofusione;
- leghe di alluminio/lavorazioni di macchina dal pieno;
- leghe di titanio/forgiatura;
- leghe di titanio/ lavorazioni di macchina dal pieno.

Quando si ricerca la massima leggerezza bisogna orientarsi sulle leghe a bassa densità oppure su elementi in acciaio speciale microfuso. Escludendo l'ultima tecnologia per motivi di costo, resta la scelta tra alluminio e titanio; il primo è favorito da una bassa densità, basso costo di lavorazione e buon rapporto tra modulo elastico e densità, il secondo vanta un'eccellente resistenza a fatica.

Per motivi di costo, la scelta è caduta sulle leghe di alluminio idonee per lavorazioni di macchina dal pieno; in particolare sulla lega 2024T3 che, a fronte di una minore resistenza, presenta migliore comportamento a fatica rispetto ad altre leghe di alluminio.

8.3 Disposizione delle viti

Le viti di fissaggio del cappello della testa sono state inserite con la testa dal lato del fusto. Questa disposizione non convenzionale è motivata dalle scelte fatte nel progetto del basamento:

- La soluzione monolitica scelta per il basamento richiede una particolare procedura di montaggio con accesso dai fori dei cilindri, quindi con possibilità di serrare più facilmente le viti dal lato del fusto;
- La ricerca della massima compattezza del basamento sposa la soluzione a viti rovesciate perché quest'ultima ha un involuppo di moto più favorevole.

8.4 Verifica strutturale e analisi FEM

La biella di Fig. 8.3 è stata verificata sottoponendola ai seguenti carichi:

- carico di compressione dovuto all'azione dei gas sul pistone;
- carico di trazione dovuto alla forza d'inerzia alternativa;
- carico di flessione dovuto alla accelerazione che essa riceve perpendicolarmente al suo asse durante il moto roto traslatorio che compie.

Nelle Figg. 8.4 e 8.5 sono riportati i risultati delle analisi FEM eseguite sul disegno CAD, opportunamente semplificato, del fusto e del cappello di biella.

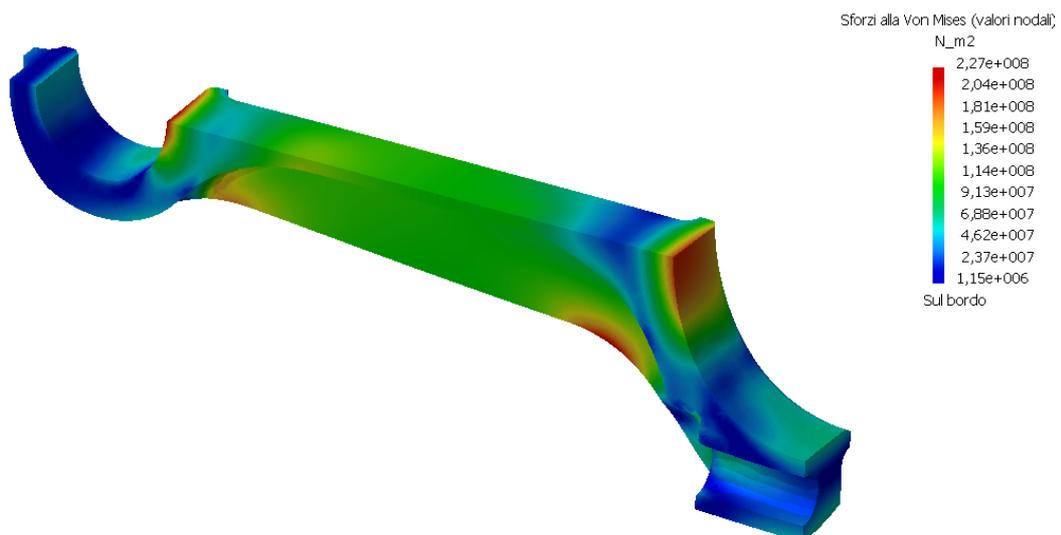


Fig. 8.4 – Analisi FEM del fusto di biella.

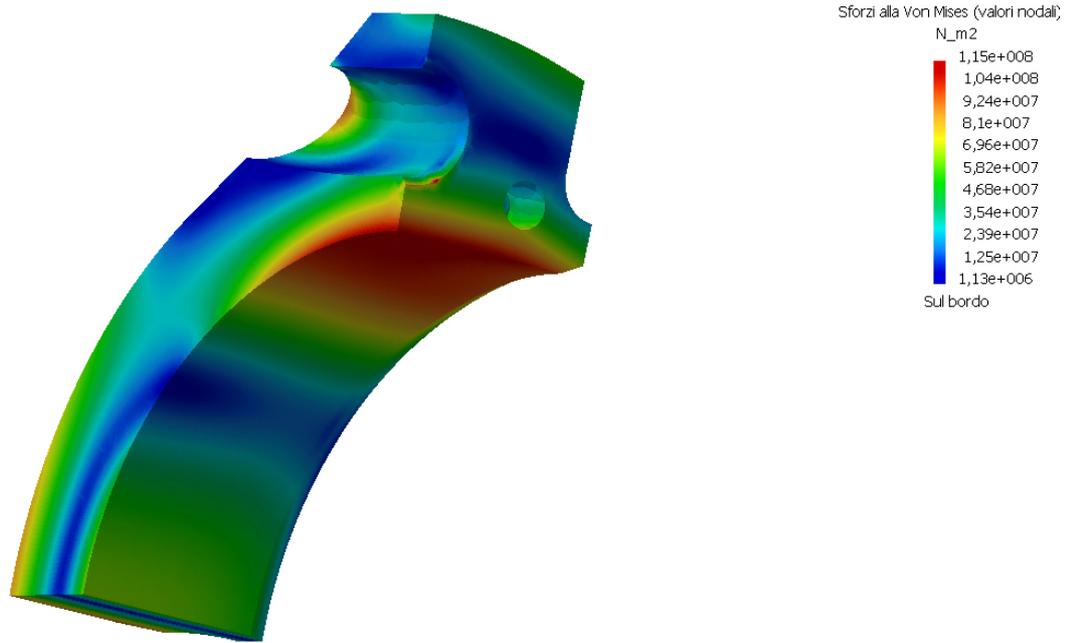


Fig. 8.5 – Analisi FEM del cappello di biella.

Nella Fig. 8.6 si riportano un gruppo di bielle realizzate per il motore in studio.



Fig. 8.6 – Fotografia delle bielle realizzate con relativi cuscinetti di strisciamento.

9. LA DISTRIBUZIONE

9.1 Generalità

Il sistema di distribuzione, di cui in Fig. 9.1.1 si riporta quello realizzato per il motore ULM 220, costituisce un gruppo funzionale essenziale per il controllo del processo di combustione e delle prestazioni di ogni motore quattro tempi.

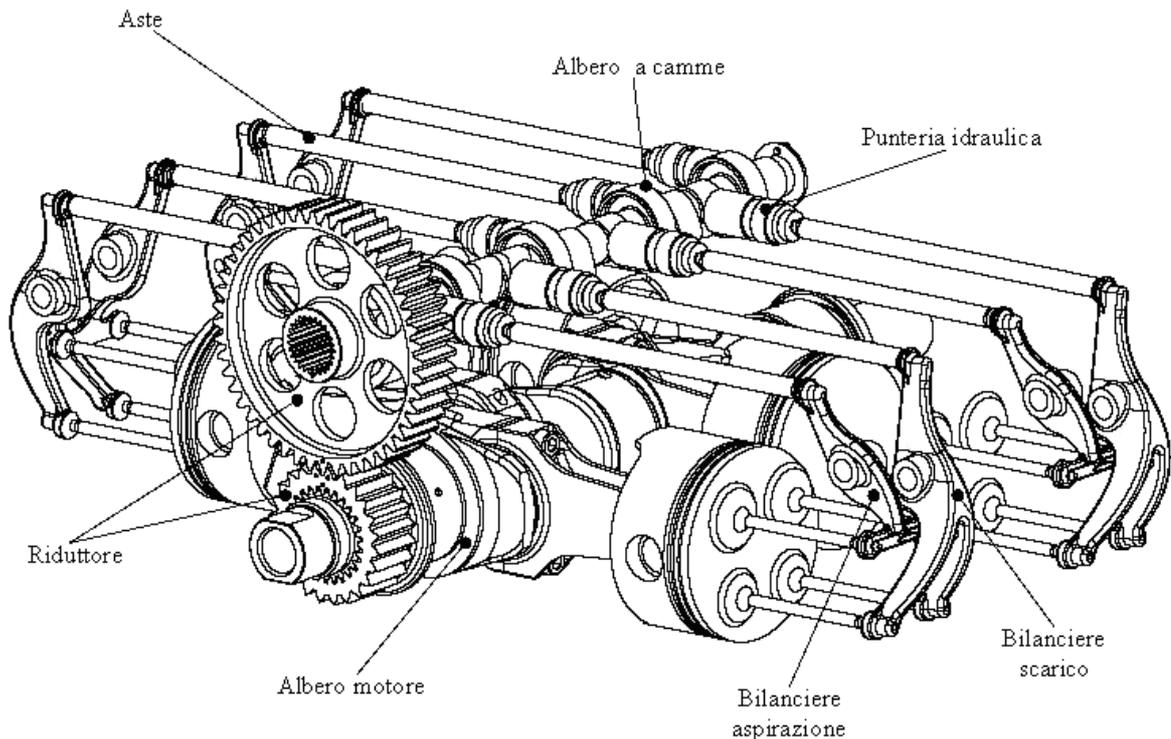


Fig. 9.1.1- Sistema di distribuzione ULM220

Questo meccanismo, noto comunemente come meccanismo della distribuzione, può essere scelto in un insieme di diverse tipologie: alcune di queste collocano l'albero a camme in testa, altre nel basamento; tutte differiscono tra loro per problemi dinamici e perdite per attrito che variano con il tipo di soluzione adottato.

Il sistema di distribuzione, che controlla attraverso le condizioni di alimentazione e di scarico il processo di combustione, ha una notevole influenza non solo sulla potenza del motore ma anche sui prodotti inquinanti da esso generati, tanto che le industrie automobilistiche investono molto nell'ambito della ricerca su sistemi flessibili quali quelli che realizzano la fasatura variabile.

La quantità di lavoro, e quindi la potenza, ricavabile dall'energia chimica liberata dal combustibile durante la combustione è funzione diretta della massa di combustibile introdotta

nel cilindro ad ogni ciclo. Tale quantità non può però essere arbitraria, ma dipende a sua volta dalla quantità di aria presente, con la quale deve mantenere rigorosamente un rapporto in una fascia molto ristretta intorno al valore stechiometrico perchè la combustione possa aver luogo correttamente, quando si adopera allo scarico una marmitta catalitica trivalente.

Per quanto riguarda la potenza la relazione tra le variabili in gioco è del tipo [8]:

$$P = V_t \frac{n}{60\varepsilon} \cdot \frac{\delta_a \lambda_v}{\alpha} H_i \eta_g \quad [kW] \quad (9.1.1)$$

in cui

- V_t [m³] rappresenta la cilindrata totale $V_t = \frac{\pi}{4} D^2 s \cdot i$
con D alesaggio, s corsa, i numero di cilindri;
 - n [giri/min] velocità di rotazione del motore;
 - ε costante adimensionale che assume valore 1 per motori a due tempi e
valore 2 per motori a quattro tempi;
 - δ_a [kg/m³] densità dell'aria ambiente;
 - λ_v coefficiente di riempimento $\lambda_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ath}} = \frac{\text{portata massica d'aria effettiva}}{\text{portata massica d'aria teorica}}$
 - α rapporto di miscela $\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} = \frac{\text{portata massica d'aria}}{\text{portata massica di combustibile}}$
 - H_i [kJ/kg] potere calorifico inferiore del combustibile
 - η_g rendimento globale del motore
- $$\eta_g = \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_m = \frac{P}{\dot{m}_c \cdot H_i} = \frac{\text{Potenza effettiva}}{\text{Potenza del combustibile}}$$

in cui:

$$\eta_b = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c H_i} = \frac{\text{potenza termica liberata dalla combustione}}{\text{potenza termica messa a disposizione dal combustibile}} =$$

= rendimento di combustione;

$$\eta_r = \frac{P_r}{\dot{Q}} = \frac{\text{Potenza del ciclo reale}}{\text{potenza termica liberata dalla combustione}} = \text{rendimento reale del ciclo};$$

$$\eta_m = \frac{P}{P_r} = \frac{\text{potenza utile all'albero motore}}{\text{potenza del ciclo reale}} = \text{rendimento meccanico}.$$

Il sistema di distribuzione con le relative leggi di alzata, ha influenza su λ_v , η_g e sul massimo numero di giri, infatti con l'ottimizzazione della fasatura, cioè con una corretta scelta degli istanti di apertura e chiusura delle valvole, si riesce ad ottenere un buon riempimento del cilindro con un conseguente aumento del rendimento globale anche ad elevati regimi di rotazione. Si evince dunque che il riempimento effettivo del cilindro, e quindi la potenza del motore, dipende dalla conformazione geometrica dei condotti, dalla legge d'alzata e dalla fasatura delle valvole di scarico e di aspirazione.

Anche se sono in studio diversi sistemi di attuazione per movimentare le valvole (sistemi elettrici, sistemi oleodinamici, sistemi pneumatici), allo stato attuale in tutti i motori a quattro tempi la soluzione più adottata è quella meccanica basata su organi rotanti che comandano il moto delle valvole chiamati eccentrici o camme ricavati su un albero detto "albero della distribuzione" o albero a camme.

Per ogni ciclo del motore ogni eccentrico compie un giro completo, comandando l'apertura e la chiusura della relativa valvola con legge prestabilita. Poiché il ciclo di un motore a quattro tempi impegna due giri dell'albero a gomiti, l'albero della distribuzione (collegato al precedente mediante catene, cinghie dentate o cascate di ingranaggi), deve ruotare con velocità angolare pari alla metà di quella dell'albero a gomiti.

In fase di progettazione, per la quale si utilizzano generalmente modelli fisico-matematici di sistemi elastici o elasticoviscosi a masse concentrate, bisogna far fronte a diverse problematiche che si potrebbero presentare in condizioni di funzionamento del motore, quali ad esempio urto tra le valvole e loro sede nella testata, distacchi tra la punteria e la camma, fenomeni di risonanza degli elementi a contatto della catena cinematica.

Nell'ambito dei motori a quattro tempi si arriva al progetto del sistema di distribuzione quando la maggior parte dell'impostazione dell'architettura è stata effettuata, cioè quando

sono definite, la corsa, l'alesaggio, il numero di cilindri, la loro disposizione e la collocazione dei componenti ausiliari. Solo a questo punto viene effettuata la definizione del sistema di distribuzione con la scelta delle dimensioni delle valvole, delle alzate e del profilo delle camme, necessarie per il controllo delle fasi di aspirazione e scarico del motore, attraverso una correlazione ottimale delle leggi di alzata con l'evoluzione del ciclo motore [11].

9.2 Catena cinematica

La catena cinematica attraverso la quale il moto definito dall'eccentrico viene comunicato alla valvola di aspirazione o scarico è, nel caso più semplice, costituita da valvole, sedi, guide, molle, piattelli e semi-coni che con gli scodellini bloccano superiormente le molle, come illustrato in Fig. 9.2.1.

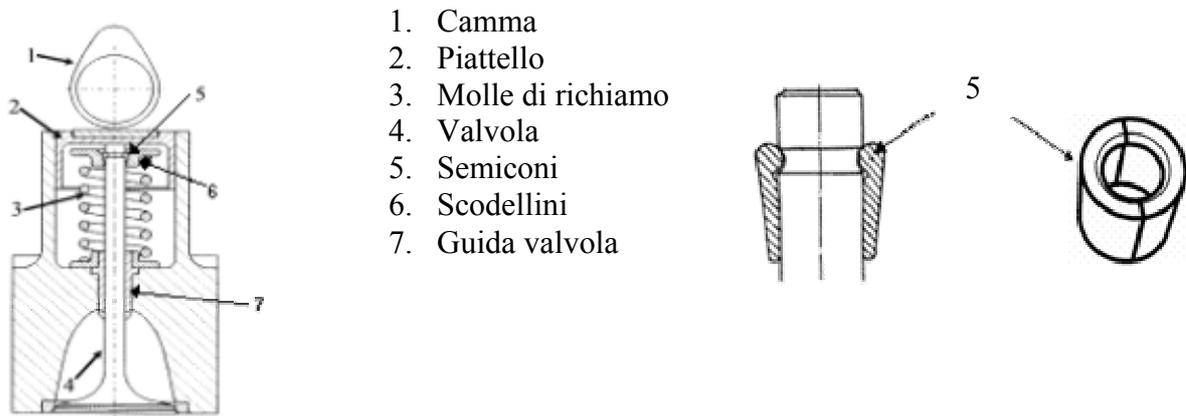


Fig. 9.2.1- Particolari della distribuzione

Fermo restando i suddetti elementi, la catena cinematica della distribuzione può assumere diverse configurazioni, in particolare si può effettuare una distinzione in base alla posizione dell'albero a camme.

SISTEMI CON ALBERO A CAMME IN TESTA

In questo caso la forma della testa è maggiormente complessa per il posizionamento al suo interno dell'albero a camme. Spesso si utilizzano due alberi a camme, uno per l'aspirazione ed uno per lo scarico, disposti simmetricamente rispetto all'asse del cilindro. Le camme agiscono sullo stelo valvole con l'interposizione di un bicchierino o di un bilanciere. Le masse dotate di moto alterno sono in questo caso ridotte e perciò si possono raggiungere elevati regimi di funzionamento. Il moto viene trasmesso generalmente mediante cinghie o catene.

Se non è adottato un sistema di ripresa automatica del gioco, la sua registrazione è laboriosa perché richiede lo smontaggio degli alberi a camme e la misurazione, con micrometro, degli spessori adatti all'ottenimento del gioco prescritto.

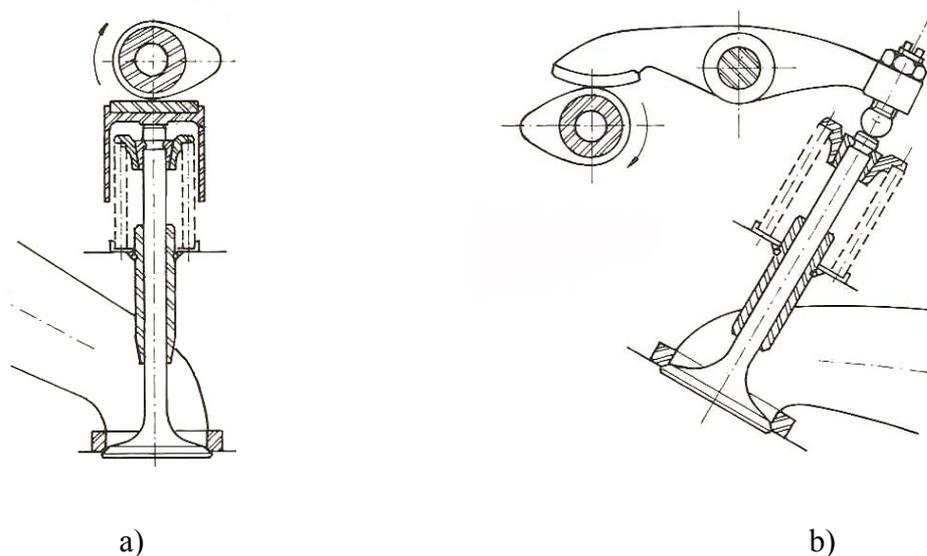


Fig. 9.2.2 - Cinematismi di distribuzione: a) albero a camme in testa; b) albero a camme - bilanciere

Nel sistema a) di Fig. 9.2.2 la camma è a diretto contatto con la superficie del piattello; ciò comporta l'impiego di un numero minore di componenti in movimento a vantaggio di una maggiore semplicità e di una riduzione dell'inerzia, permettendo di raggiungere regimi di rotazione elevati.

Nel sistema b) di Fig. 9.2.2 la camma è a contatto con un bilanciere che trasferisce il moto alla valvola con un conseguente aumento della complessità.

SISTEMI CON ALBERO A CAMME NEL BASAMENTO

In questo caso l'albero a camme prende il moto dall'albero motore per mezzo di ingranaggi, cinghie o catene. Le valvole possono essere disposte lateralmente ai cilindri (Fig. 9.2.3 A) oppure nella testata dei cilindri (Figg. 9.2.3 B e C).

Il primo è un sistema obsoleto ed è utilizzato solo per motori lenti per usi industriali: il secondo è invece attualmente ancora utilizzato, in particolare per motori boxer, quando si vuole evitare la trasmissione del moto di rotazione sulla testa del motore [28].

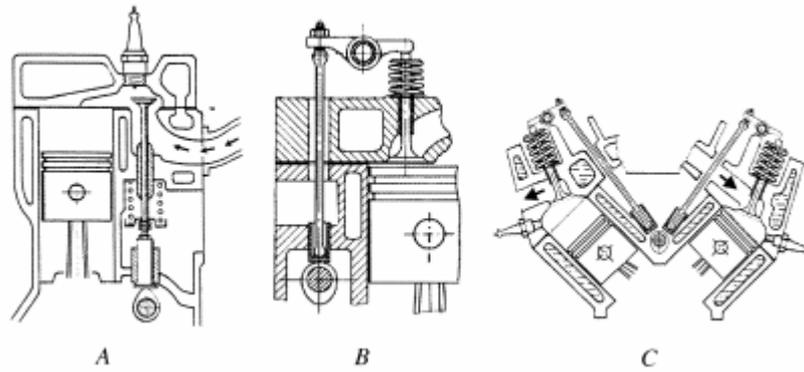


Fig. 9.2.3 - Distribuzione con albero a camme nel basamento

Nella progettazione del motore ULM 220, oggetto della tesi, è stato adottato, per limitare l'ingombro in larghezza del motore, un sistema di distribuzione del tipo ad aste e bilancieri, come quello schematizzato in Fig. 9.2.4 in cui in un unico albero a camme comanda sia le valvole di aspirazione che quelle di scarico:

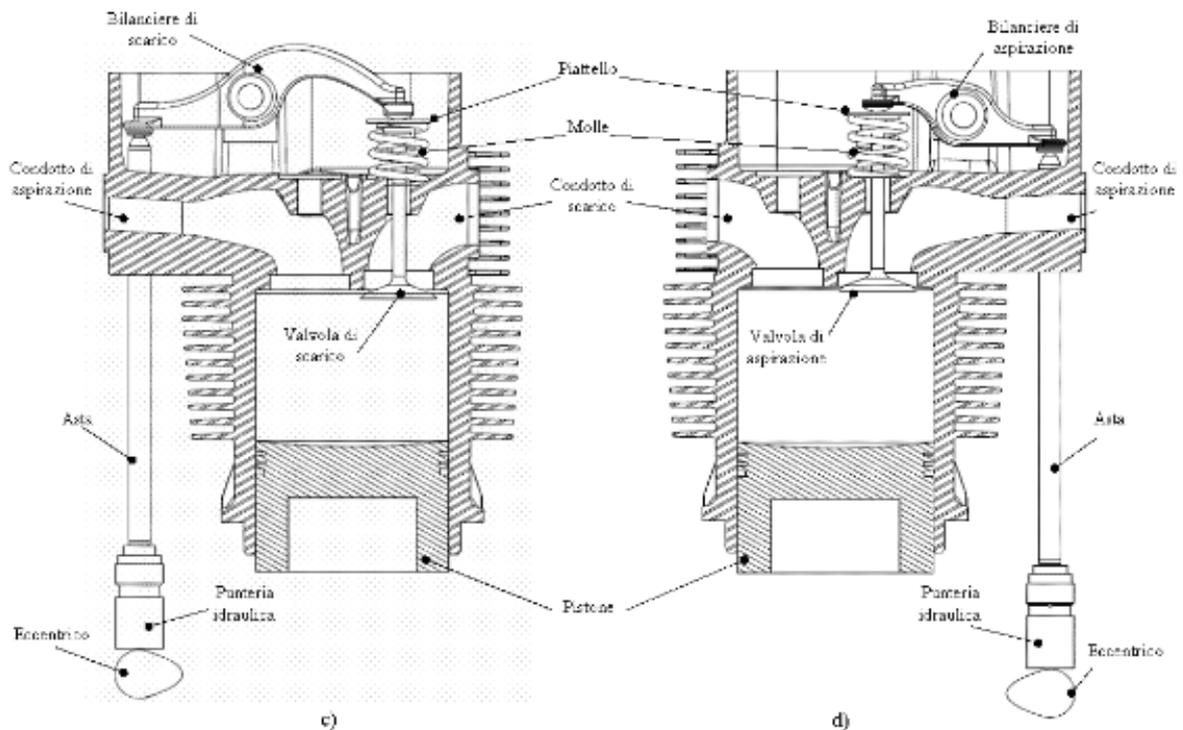


Fig. 9.2.4- Cinematismo di comando valvola ad aste e bilancieri per ULM220 : c) scarico; d) aspirazione

I piattelli sono a contatto continuo con i bilancieri, ai quali il moto perviene attraverso un sistema asta-punteria idraulica comandato dalle camme.

In ogni sistema di distribuzione deve essere previsto, a valvole chiuse, un gioco iniziale tra eccentrico e punteria necessario per compensare le dilatazioni termiche che si hanno a regime, e che tuttavia favorisce fenomeni di usura, vibrazioni e quindi rumorosità meccanica dovuta agli urti tra i componenti del sistema generati dai distacchi e da successivi impatti che si verificano per ogni giro completo della camma. Per ovviare a questi inconvenienti il progettista di un motore può decidere di introdurre nel sistema un particolare tipo di punteria idraulica che garantisce un accoppiamento continuo degli elementi, recuperando ad ogni ciclo i giochi ed ottenendo una maggiore regolarità di esercizio. La punteria idraulica è stata adottata nel motore ULM che ha un cinematismo della distribuzione ad aste e bilancieri che, rispetto ad un sistema con albero a camme in testa, è maggiormente soggetto a fenomeni di vibrazioni. Il maggior peso del sistema ad aste e bilancieri è bilanciato dalla possibilità di adoperare un unico albero a camme sia per le valvole di aspirazione che per quelle di scarico.

Il contatto tra gli elementi mobili della distribuzione è garantito da molle di richiamo metalliche o pneumatiche (oppure da un dispositivo meccanico, nel caso della distribuzione desmodromica) che vengono compresse durante la fase di aspirazione, per tornare ad estendersi durante la fase di chiusura garantendo, attraverso il cinematismo interposto, la chiusura dei condotti di aspirazione e scarico. La legge che regola il moto delle valvole è comunemente nota come “legge di alzata” [26].

I sistemi utilizzati per azionare gli alberi a camme, indipendentemente dal fatto che essi siano alloggiati nel basamento o nella testata, sono fondamentalmente tre: trasmissione a catene, a cinghie dentata (soluzione di gran lunga più adottata), oppure a cascate di ingranaggi. Il sistema meno costoso e sul quale è più facile intervenire è sicuramente quello a cinghia dentata, caratterizzato anche da una eccellente silenziosità di funzionamento. Il rovescio della medaglia è costituito da un ingombro notevolmente superiore rispetto alle catene e agli ingranaggi, dalla necessità di sostituzioni periodiche relativamente frequenti e dalla impossibilità di scendere oltre un certo raggio minimo di curvatura per quanto riguarda le pulegge dentate sulle quali la cinghia positiva si avvolge. Va anche detto che le cinghie dentate non solo non necessitano di alcuna lubrificazione ma anzi non devono entrare in contatto con olio, grasso o altri derivati del petrolio. Le catene sono assai più strette delle cinghie e richiedono una adeguata lubrificazione (oltre all'impiego di tenditori più complessi e costosi e di guide antisbattimento). Per questo possono essere installate tra due cilindri adiacenti (per le cinghie è praticamente obbligatoria invece una disposizione laterale). Le catene a rulli, in seguito alla inevitabile usura che con il passare dei chilometri si verifica

internamente alle articolazioni, tendono ad allungarsi, ad avere un funzionamento rumoroso e a lavorare in maniera non corretta sulle rispettive ruote dentate.

Il sistema indubbiamente più indicato per motori che lavorano a regimi di rotazione eccezionalmente elevati è quello a ingranaggi. Oltre a una affidabilità totale e alla assenza di qualunque esigenza in fatto di manutenzione, questi organi hanno una durata uguale a quella del motore, al contrario delle catene che devono comunque essere sostituite periodicamente (seppure con frequenza molto minore rispetto alle cinghie). Gli ingranaggi sono però costosi e difficili da silenziare. Un'altra particolarità di questi organi è costituita dalla maggiore precisione con la quale consentono di rispettare la fasatura di distribuzione prevista in fase di progetto. A causa della irregolarità che caratterizza la rotazione degli alberi a camme infatti, sia con le catene, che in misura ancora più sensibile con le cinghie, tendono a verificarsi delle "oscillazioni" durante il funzionamento del motore che determinano una sia pur lieve "erraticità" nella fasatura con punti di inizio apertura e fine chiusura che si possono scostare in una certa misura rispetto a quelli previsti, almeno a certi regimi.

Nel caso del motore oggetto della tesi, adottando un cinematismo con albero a camme in testa la complessità del sistema sarebbe risultata maggiore in quanto si sarebbe dovuto disporre di cinghie dentate o catene per la trasmissione del moto dall'albero motore all'albero a camme; inoltre si sarebbero dovuti utilizzare alberi a camme separati uno per ogni testata con un notevole aumento dei pesi e della complessità del sistema.

Risulta dunque evidente che il sistema di Fig. 9.2.5, che prevede la presenza di un albero a camme collocato nel basamento e collegato mediante un rotismo all'albero motore, è la soluzione che più si addice essendo la più compatta, leggera e semplice. Tale sistema inoltre presenta il notevole vantaggio di consentire la rimozione della testata senza toccare la fasatura.

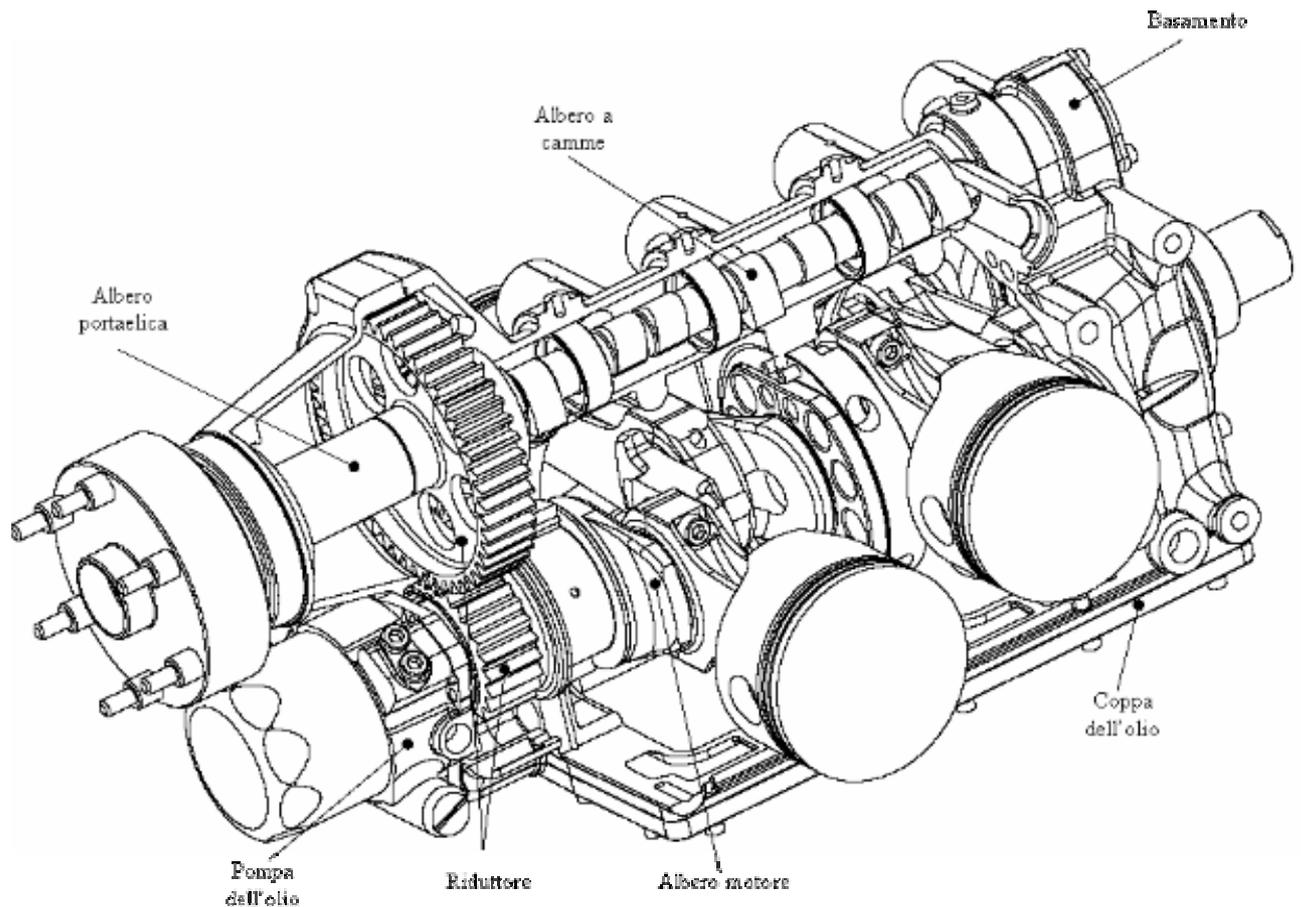


Fig. 9.2.5 - Sezione longitudinale basamento

9.3 Le valvole

9.3.1 Generalità

Al sistema di distribuzione è affidata la funzione di comandare l'apertura e la chiusura delle valvole di aspirazione e scarico secondo leggi imposte dal progettista. Le valvole devono rispondere rapidamente all'azione del sistema, devono chiudere perfettamente in fase di compressione ed espansione resistendo sia alle sollecitazioni termiche che a quelle meccaniche. La loro affidabilità deve essere valutata sulle centinaia di migliaia di cicli. Infatti una valvola di scarico di un motore di autoveicolo deve superare 200 milioni di cicli operando ad una temperatura dell'ordine dei 700-800°C.

Il dimensionamento delle valvole, unito alla scelta del valore dell'alzata massima, determina una sezione di passaggio che ha una notevole influenza sul rendimento del motore in quanto da essa dipendono il coefficiente di riempimento e la turbolenza della miscela che migliora il processo di combustione .

La valvola di aspirazione deve avere dimensioni tali da permettere l'introduzione nel cilindro della maggior quantità possibile della miscela fresca. Quella di scarico deve consentire la completa evacuazione dei gas combusti nel minor tempo possibile. Tali condizioni sono realizzate adottando valvole di grande diametro ed alzate notevoli in modo che le sezioni di passaggio della miscela e dei gas di scarico risultino le più ampie possibili. Per quanto riguarda l'alzata, il suo valore massimo è strettamente legato alla durata delle fasi, infatti al ridursi di questa corrisponde un aumento delle accelerazioni e quindi delle sollecitazioni sugli organi della distribuzione dovute alle forze di inerzia. A causa dell'elevato numero di giri dei moderni motori il valore dell'alzata massima è dunque limitato. Per compensare la riduzione di alzata non resta che aumentare il diametro della valvola.

L'aumento del diametro accresce però il peso e l'inerzia della valvola: di conseguenza bisognerà aumentare il carico delle molle di richiamo ed occorrerà uno sforzo maggiore per aprire la valvola.

Tutto ciò aumenta la potenza assorbita dal meccanismo della distribuzione e i carichi sui vari componenti del sistema.

Le valvole sono soggette, come è noto, a forti gradienti termici, (specialmente quelle di scarico); se le loro dimensioni sono troppo elevate, c'è una maggiore probabilità che si verifichino raffreddamenti non omogenei che ne provocano la deformazione con conseguenti perdite di tenuta.

Si preferisce quindi adottare più valvole per cilindro, (a discapito della semplicità del sistema di comando e dei pesi), piuttosto che una valvola di diametro elevato, in modo da evitare, a parità di sezione di passaggio, i problemi esposti.

La forma delle valvole è semplice ed è composta dalle seguenti parti:

- ✓ Testa o fungo, che ha funzioni di tenuta;
- ✓ Stelo o gambo, che ha funzioni di guida.

In Fig. 9.3.1 si riportano le foto relative alle valvole di aspirazione e di scarico fatte appositamente realizzare per il motore ULM 220.



Fig. 9.3.1-Valvola di aspirazione e scarico per ULM

L'appoggio sulla sede è conico, con un'inclinazione tale da favorire, quanto più possibile l'entrata dell'aria e l'uscita dei gas combusti. Il valore dell'angolo della sede dipende dal tipo di motore, dalle sue caratteristiche di funzionamento ed anche dalla posizione delle valvole. In genere la semiapertura angolare è di $30^\circ \div 45^\circ$. La testa è generalmente troncoconica con la superficie affacciata alla camera di combustione piana. In alcuni casi la forma di tale superficie è convessa o concava, o si ha la presenza, per motivi fluidodinamici (aumento della turbolenza), di deflettori sul lato opposto dei condotti di aspirazione, come è mostrato in Fig. 9.3.2)

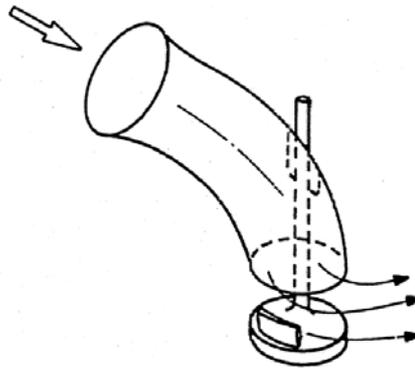


Fig. 9.3.2- Valvola con deflettore

Il raccordo tra testa e stelo è ampio, per limitare l'effetto di intaglio. Nella parte alta dello stelo sono presenti una o più scanalature, per consentire l'alloggiamento dei semiconi, che trattengono il piattello superiore della molla.

9.3.2 Dimensionamento delle valvole – Indice di Mach

Le caratteristiche del flusso di un fluido compressibile reale, in condotti di forma assegnata, dipende in maniera significativa dal numero di Mach.

Purché le valvole di scarico siano dimensionate in modo “adeguato” il numero di Mach di gran lunga più importante agli effetti del rendimento volumetrico, è quello relativo alle valvole di aspirazione.

Siccome il moto dei fluidi attraverso le valvole è fortemente instazionario, conviene stabilire un parametro unico, che definisca in modo convenzionale, ma significativo il “livello” dei numeri di Mach attraverso le valvole, al quale tutti i numeri di Mach sono proporzionali.

Un parametro di grande importanza sintetica è il cosiddetto Indice di Mach, che si ricava nel seguente modo.

Se v_m è la velocità media del pistone ed S l'area del cilindro, per la condizione di continuità del flusso di massa, una velocità media reale “convenzionale” dell'aria nelle valvole, (v_v), è data dalla seguente espressione:

$$v_v = \frac{v_m \cdot S}{A_r C_{em}}$$

In cui C_{em} ed A_r sono rispettivamente il coefficiente di efflusso medio e l'area di efflusso di riferimento. Dividendo per la velocità del suono C_{so} nell'ambiente di aspirazione si ha subito il cercato numero di Mach (convenzionale) medio:

$$IM = \frac{v_v}{C_{so}} = \frac{v_m S}{C_{so} A_r C_{em}} \quad (9.3.1)$$

Esso prende in letteratura il nome di Indice di Mach.

La sua importanza motoristica è primaria [27].

Se infatti, per una data fasatura, si riporta il rendimento volumetrico (ovvero il coefficiente di riempimento) di un motore in funzione dell'Indice di Mach della valvola di aspirazione, si ottiene una correlazione generalmente molto stretta; quindi l'Indice di Mach è veramente il fattore che controlla il fenomeno come si evince dalla Fig. 9.3.3.

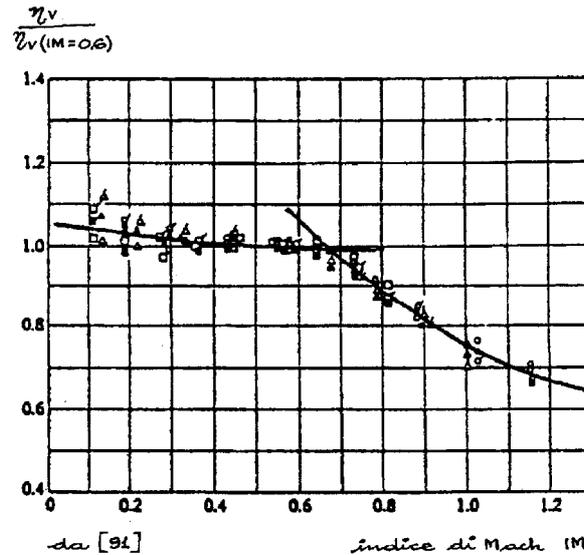


Fig. 9.3.3- Curva dei rendimenti volumetrici in funzione dell'indice di Mach

Si nota che la curva dei rendimenti volumetrici (o dei coefficienti di riempimento) cambia forma in modo assai netto in corrispondenza di un Indice di Mach dell'ordine di 0,6. A partire da quel valore essa infatti assume un andamento rapidamente decrescente (di tipo pressoché iperbolico) indicante che, al di sopra di quel valore, si originano fenomeni peggiorativi rispetto al flusso, per cui il motore comincia a “respirare” male.

Il valore “critico” dell'Indice di Mach è indipendente dal tipo di motore o di fasatura; questo è un limite “universale” legato al raggiungimento di sonicità del flusso in corrispondenza di curvature convesse, quali ad esempio le curve o i restringimenti dei condotti e i bordi delle valvole ecc.

Da questa “universalità” deriva la regola fondamentale per il dimensionamento delle valvole di aspirazione: esse, al regime di potenza massima, devono essere proporzionate in modo da non superare un Indice di Mach pari a 0.6.

Dalla (9.3.1), si ricava:

$$A_r = S \cdot \frac{v_m}{C_{em} C_{so} IM}$$

Espressione che permette l'immediato dimensionamento dell'area di riferimento complessiva “minima” delle valvole [27].

Per quanto riguarda le valvole di scarico, le regole per il loro dimensionamento sono diverse da quelle adottate per il dimensionamento delle valvole di aspirazione a causa della forte diversità dei fenomeni. Nel caso dell' aspirazione, infatti, si ha un salto di pressione,

monte-valle, dell'ordine di una frazione di bar, nel caso di scarico il Δ_p supera il valore critico con una "violenta" espulsione supersonica.

Una lunga esperienza motoristica ha consolidato la regola che le valvole di scarico devono avere un'area di riferimento complessiva A_r , che vale circa $0.6 \div 0.7$ dell'area complessiva delle valvole di aspirazione.

La richiesta di sezioni di scarico molto minori rispetto a quelle di aspirazione si giustifica in primo luogo con i salti di pressioni in gioco di gran lunga più elevati, in secondo luogo con il fatto che i coefficienti di efflusso delle valvole di scarico sono normalmente superiori (10÷15%), rispetto a quello delle valvole di aspirazione; infatti dal punto di vista fluidodinamico, in aspirazione, il flusso che sbocca dal condotto incontra pressoché ortogonalmente la testa della valvola che gli impone una brusca deviazione e una diffusione; ciò comporta un notevole distacco di flusso dalla parete lato sede cioè una scarsa utilizzazione dell'area della effettiva area geometrica di efflusso (Fig. 9.3.4 a).

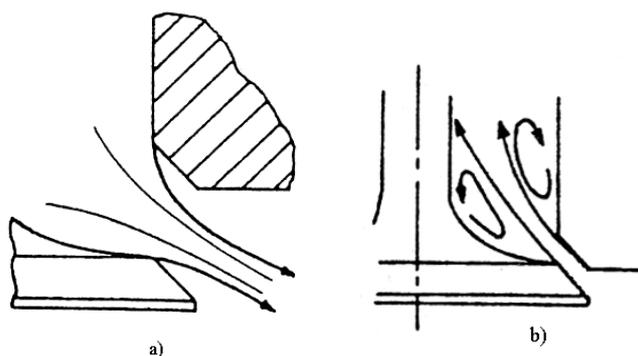


Fig. 9.3.4 - Efflusso attraverso una valvola: a) aspirazione; b) scarico

I gas di scarico invece partono da un rilevante volume, rappresentato dal cilindro e, accelerando quasi da fermi, possono effluire meglio attraverso la sezione di passaggio subito dopo l'imbocco del condotto di scarico (Fig. 9.3.4 b).

Il disegno del tratto di condotto immediatamente precedente le valvole di aspirazione e seguente le valvole di scarico è piuttosto complesso, e viene ottenuto sostanzialmente a valle di lunghe prove di flussaggio.

In aspirazione occorre evidentemente passare dalla sezione del condotto risonante alla sezione di passaggio ristretta della valvola generalmente caratterizzata da un raccordo ben avviato e lucidato.

Anche il bordo esterno della sede può essere arrotondato per evitare inutili spigoli e generalmente di turbolenze.

Per lo scarico la fluidodinamica è molto più violenta e dissipativa; si parte infatti da rapporti di espansioni molto maggiori del valore critico di sonicità, per giungere a valori del tutto subsonici.

9.3.3 Sollecitazioni sulle valvole

Le valvole sono sottoposte a temperature e sollecitazioni meccaniche molto gravose.

Sullo stelo agiscono, in condizioni di funzionamento normale, la forza della molla, attraverso la superficie di contatto con i semiconi, e quella esercitata per mezzo della camma, attraverso gli elementi della distribuzione frapposti tra la camma e la valvola.

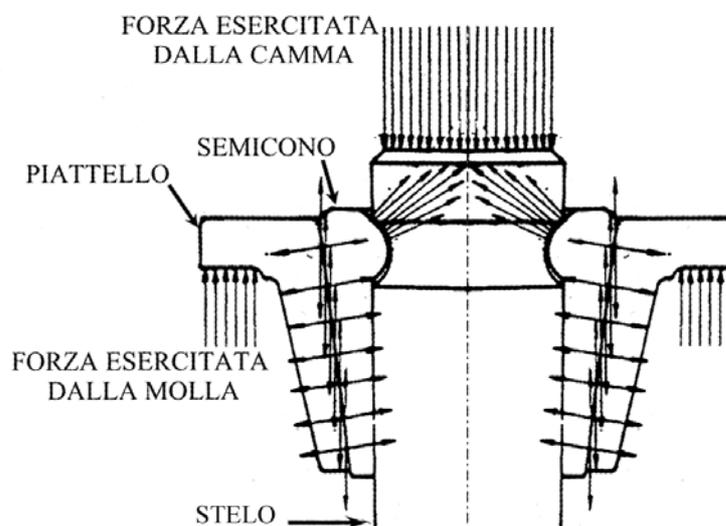


Fig. 9.3.5- Forze agenti sullo stelo della valvola

Entrambe queste forze sono variabili nel tempo (Fig. 9.3.5).

Le rotture possono essere generate da situazioni anomale, come il posizionamento non corretto dello stelo a causa dell'usura della guida o della deformazione termica della testata, che comportano sollecitazioni flessionali.

In generale però le sollecitazioni maggiori sono dovute al campo termico, in particolar modo per le valvole di scarico. Il calore viene assorbito per il 70% dalla testa, a valvola chiusa, e per il restante 30% dal sottotesta, a valvola aperta.

La temperatura delle valvole aumenta con il numero di giri del motore per la diminuzione del tempo disponibile a cedere calore alla sede e per il contemporaneo aumento del flusso termico prodotto dalla combustione; tra due combustioni successive la temperatura aumenta anche al diminuire dell'anticipo all'accensione per il prolungarsi della combustione nella fase di scarico.

Una possibile causa di rottura delle valvole, in particolare per quelle di scarico, è la bruciatura che si verifica se viene a mancare la tenuta tra valvole e sedi. In questa situazione, la quantità di calore trasmessa dal fungo alla sede risulta diminuita proporzionalmente alla riduzione della superficie di contatto, ed inoltre le fiamme della combustione possono infiltrarsi nella luce creatasi. Per questi due motivi, la temperatura della valvola sale notevolmente, il fungo inizialmente si dilata, poi si deforma, a causa del martellamento contro la sede per la spinta della molla di richiamo, ed in fine si brucia e si fessura. In Fig. 9.3.6 sono riportati i campi termici delle valvole per diverse geometrie.

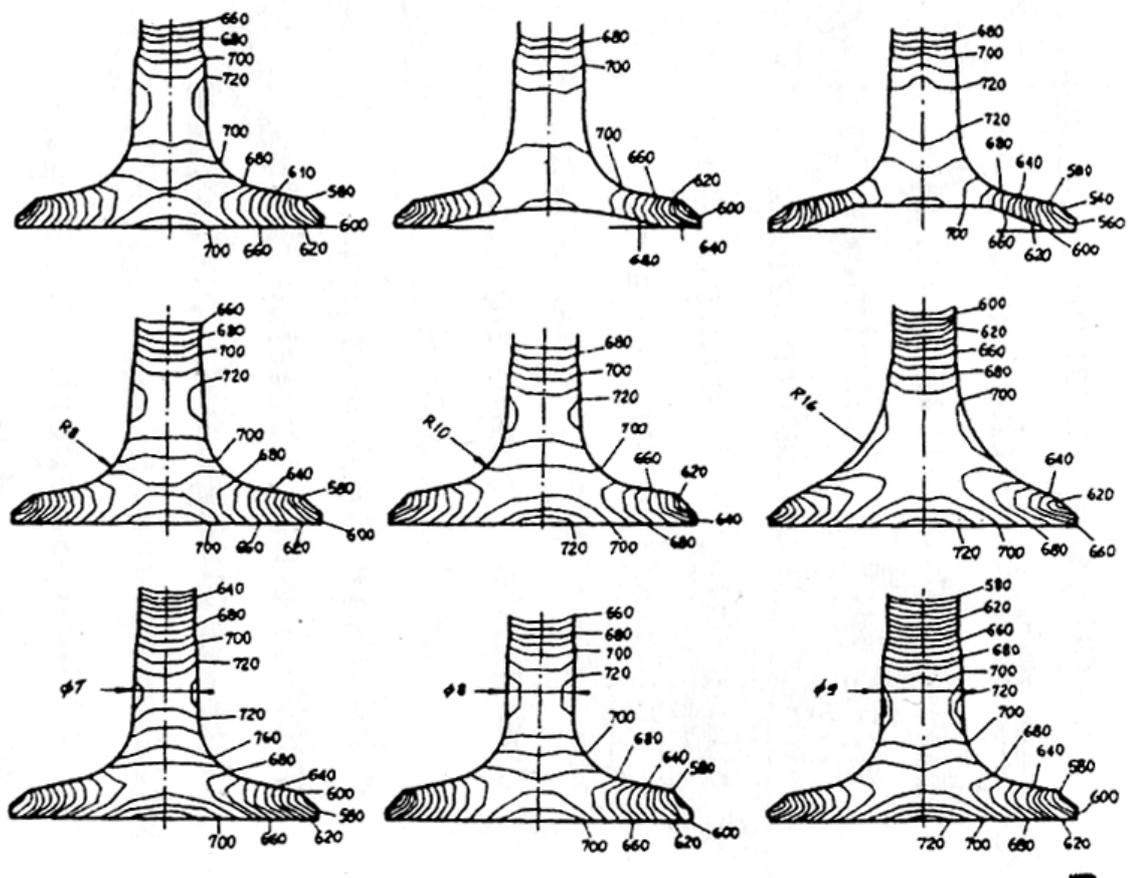


Fig.9.3.6-Campi termici e geometria delle valvole

I materiali impiegati per la realizzazione delle valvole devono possedere ottime caratteristiche meccaniche alle alte temperature e resistere all'azione corrosiva dei prodotti della combustione. Per le valvole di aspirazione, possono essere utilizzati acciai martensitici, resistenti all'usura, mentre per quelle di scarico, a causa delle maggiori temperature, vengono in genere scelti acciai austenitici, spesso trattati sulle sedi per ottenere localmente maggiori durezza [11].

Osservazione sul coefficiente di efflusso

Si può definire “coefficiente di efflusso”, C , di una valvola a fungo in condizione di flusso stazionario, il rapporto tra la portata effettiva d’aria e quella teorica che passerebbe in condizione di flusso ideale attraverso la sezione trasversale della sede della valvola.

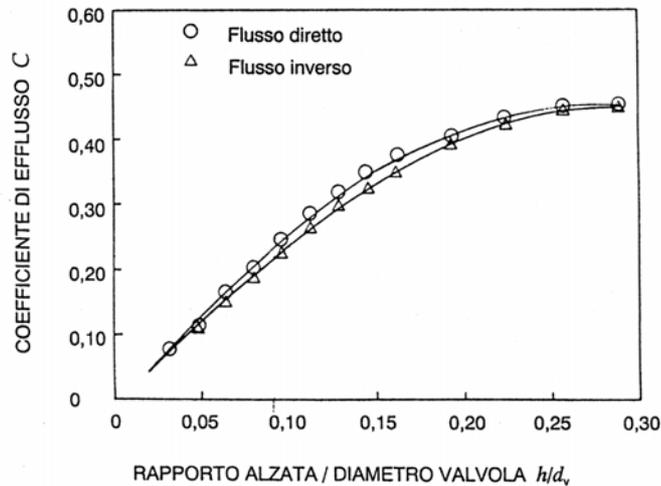


Fig. 9.3.7- Andamento del coefficiente di efflusso h/d_v

Tale definizione tiene in considerazione sia le perdite fluidodinamiche che caratterizzano un efflusso reale rispetto a quello ideale, sia la legge di variazione dell’area geometrica della sezione di passaggio in funzione dell’alzata della valvola; si distinguono inoltre i casi di flusso diretto (dal condotto verso il cilindro), e flusso inverso (dal cilindro verso il condotto – Fig. 9.3.7).

Per evidenziare le caratteristiche di base del flusso in esame, conviene però fare riferimento ad una definizione di C diversa; si considera, al posto dell’area geometrica precisa, un suo valore approssimato dato dalla superficie laterale del cilindro di base d_m e lunghezza della generatrice h (Fig.9.3.8).

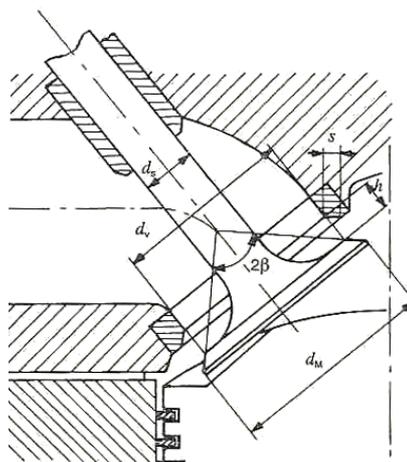


Fig. 9.3.8 - Dimensioni di riferimento per il coefficiente di efflusso

Siccome tale coefficiente evidenzia le perdite fluidodinamiche, lo si indicherà come C_f . Riportando i suoi valori in funzione del rapporto h/d_m , per un tipico gruppo valvola-sede con spigoli vivi si nota come la curva di C_f , ricavata sperimentalmente si spezzi in tre segmenti, corrispondenti a tre tipi di flusso (Fig.9.3.9), la cui diversità è dovuta al distacco della vena fluida dalla parete.

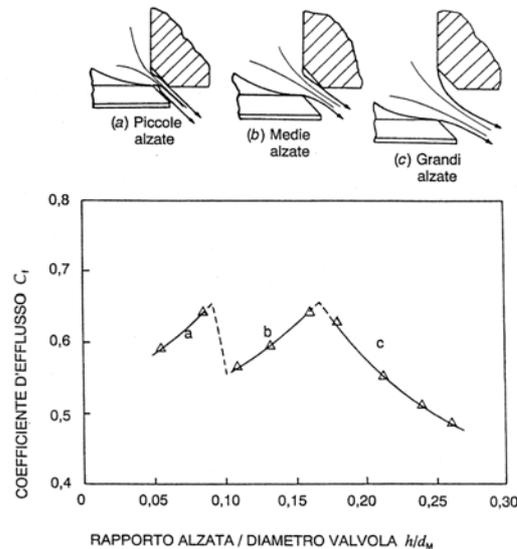


Fig. 9.3.9 - Andamento del coefficiente di efflusso rispetto ad h/d_m

Per quando riguarda la dipendenza del coefficiente di efflusso dalla geometria del condotto (Fig. 9.3.10), si nota che all'aumentare del raggio di curvatura del condotto si ha un incremento di C_f [12].

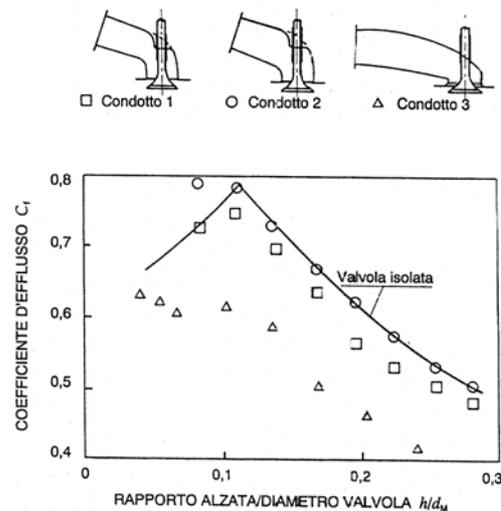


Fig. 9.3.10 - Andamento del coefficiente di efflusso al variare delle caratteristiche del condotto

Poiché il valore di tale coefficiente varia istante per istante si preferisce fare riferimento al suo valore medio C_{em} il cui prodotto per l'area di riferimento A_v rappresenta l'area costante di passaggio, che durante l'intero ciclo motore, in condizioni di flusso ideali smaltirebbe la

stessa massa che passa effettivamente attraverso la valvola in un ciclo; valori tipici di C_{em} sono compresi tra 0.20 e 0.43.

9.3.4 Valvole ULM220

Il profilo delle valvole, insieme alla geometria dei condotti e alla loro lavorazione, influisce sulla potenza erogata dal motore agendo sulla turbolenza e sul coefficiente di efflusso. In tabella 9.3.1 si riportano i parametri del motore ULM 220 utili per il dimensionamento delle valvole.

<i>Cilindrata</i>	<i>2198 [cm³]</i>
<i>Regime potenza max</i>	<i>5000 [giri/min]</i>
<i>N° cilindri</i>	<i>4</i>
<i>Corsa</i>	<i>70 [mm]</i>
<i>Alesaggio</i>	<i>100 [mm]</i>
<i>Velocità media</i>	<i>11.67[m/s]</i>
<i>Coefficiente medio di efflusso</i> <i>(base condotto)</i>	<i>0.20 ÷ 0.43</i>
<i>Velocità del suono</i>	<i>340 [m/s]</i>

Tabella 9.3.1

Dalla (9.3.1) si ottiene il valore limite dell'area di riferimento, per la valvola di aspirazione, (ovvero per IM pari a 0.6), pari a $A = 531 \text{ mm}^2$, cui corrisponderebbe un diametro delle due valvole di aspirazione di 26 mm.

Per cautelarsi dal fenomeno del decadimento dei rendimenti volumetrici, che si verifica per valori dell'indice di Mach maggiori o uguali a 0.6, bisogna fare in modo di trovarsi quanto più a sinistra nel diagramma di Fig. 9.3.3. Tenuto anche conto che motori commerciali aventi caratteristiche simili (corsa/alesaggio) all'ULM220, adottano valvole di aspirazione con diametri di 36 mm, si è preferito scegliere valvole delle suddette dimensioni cui corrisponde $IM = 0.22$. Dalle dimensioni delle valvole di aspirazione si determinano quelle relative alle valvole di scarico che, come già accennato in precedenza, hanno un area di riferimento complessiva pari a 0.6 – 0.7 dell'area relativa alle valvole di aspirazione. Da tale valore ($A_s = 712.6 \text{ mm}^2$), si ricava un diametro delle valvole di scarico pari a 30 mm.

Altri parametri che permettono di caratterizzare la valvola sono (Fig. 9.3.11):

- ✓ lo stelo il cui diametro è pari a 5.9mm;

- ✓ l'altezza minima del fungo pari a 2.5mm;
- ✓ il raccordo stelo fungo pari a R=6mm;
- ✓ l'angolo della sede che è pari a 45°;
- ✓ la sporgenza della valvola (A) pari a 0.9 mm;
- ✓ la distanza del collarino dal piano di battuta della valvola (C) dipendente dal dimensionamento della molla, che è pari a 80 mm;
- ✓ la distanza dell'estremità dal piano di battuta della valvola (B) dipendente dal posizionamento del meccanismo di distribuzione, che è pari a 84.2 mm.

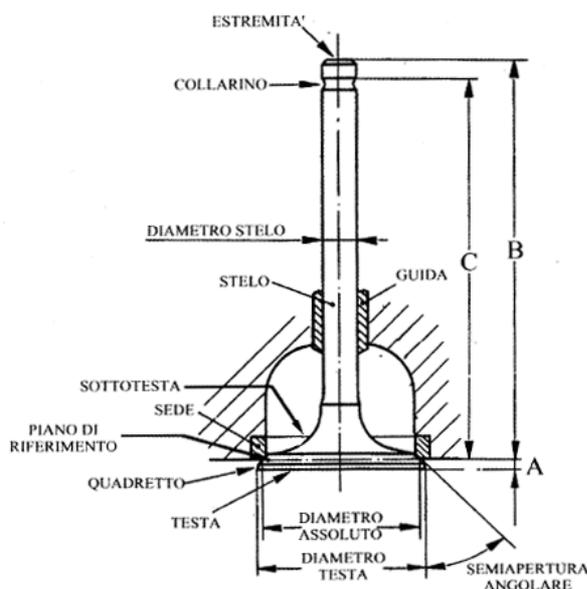


Fig. 9.3.11 - Parametri caratteristici della valvola

9.3.5 Scelta dell'alzata massima delle valvole ULM220

Per quanto visto nei paragrafi precedenti, la diretta proporzionalità tra alzata e sezione di passaggio porta alla scelta di alzate massime quanto più elevate possibili. Tale valore è però limitato da fenomeni vibratori che interessano la valvola quando non è chiusa e dalle forze di inerzia agenti sugli elementi del sistema. In questa configurazione, la valvola può essere infatti considerata come una trave incastrata in un estremo (Fig. 9.3.12) in cui, come è noto, aumentando la lunghezza, (nel caso in esame l'alzata), diminuisce il coefficiente di elasticità

$$K_v \text{ e quindi la pulsazione naturale, } \omega_{val} = \sqrt{\frac{K_v}{m_v}}.$$

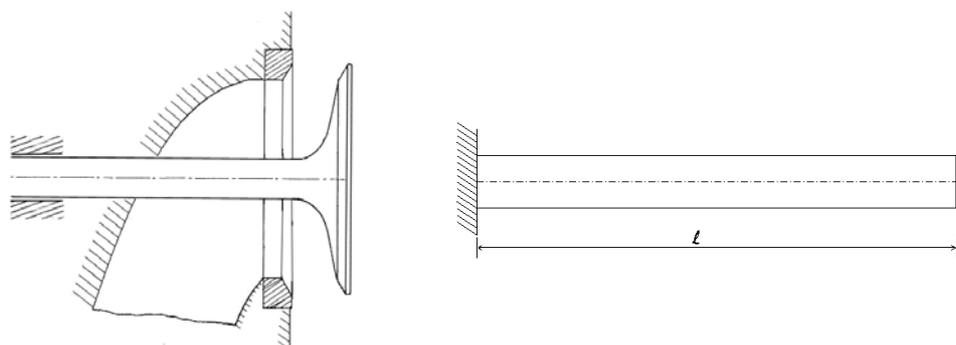


Fig. 9.3.12 - Similitudine valvola-trave incastrata

Tali condizioni comportano una maggiore ampiezza delle oscillazioni ed una maggiore possibilità che le vibrazioni raggiungano la pulsazione naturale della valvola dando origine a fenomeni di risonanza. Le oscillazioni possono portare, inoltre, ad un'usura irregolare delle guide che in fase di chiusura può comportare l'urto della valvola sul bordo della sede. Si possono avere di conseguenza, forti sollecitazioni sul raccordo e sulla testa della valvola che possono portare alla rottura della stessa (Fig. 9.3.13). Si possono verificare, inoltre, trafilamenti di olio dalle guide, e fenomeni di riflusso della carica fresca.

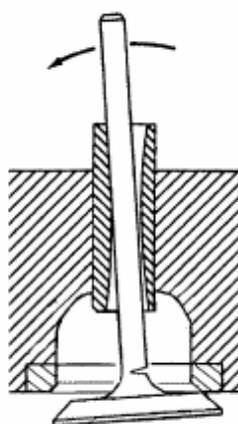


Fig. 9.3.13 - Usura della sede valvola per effetto dei fenomeni vibratorii

La scelta di alzate troppo elevate, ottenute agendo sul profilo della camma, comporterebbe aumenti delle accelerazioni sia positive che negative; ciò è dovuto al fatto che i tempi di apertura della valvola devono essere gli stessi al variare dell'alzata. L'aumento delle accelerazioni positive provoca un aumento delle forze di contatto; l'aumento delle accelerazioni negative determina la maggiore possibilità di fenomeni di distacco.

Fermo restando i fenomeni sopracitati, nel motore oggetto della tesi si è adottato un valore dell'alzata massima pari a 9 mm, sia per l'aspirazione che per lo scarico; tale scelta è stata

effettuata valutando l'andamento del coefficiente di efflusso C_e rispetto al rapporto tra l'alzata e il diametro della valvola (Fig. 9.3.14).

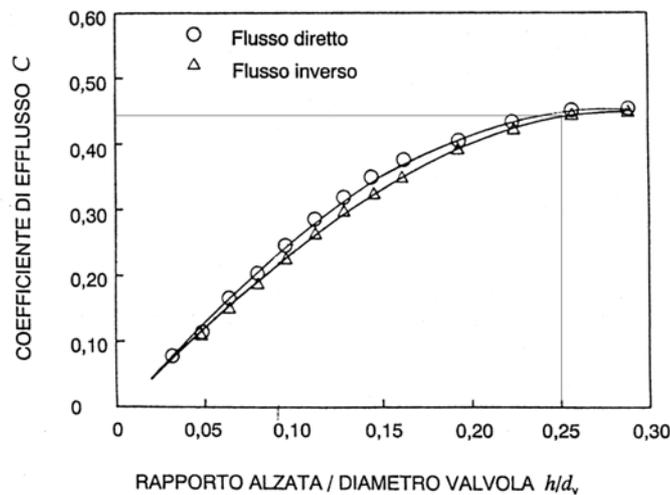


Fig. 9.3.14 - Andamento del coefficiente di efflusso

Avendo scelto un diametro della valvola di 36 mm, si è notato che un buon compromesso si ha per valori dell'alzata pari a 9 mm. Valori superiori non comporterebbero notevoli vantaggi in quanto il coefficiente di efflusso varierebbe di poco, di contro si potrebbero verificare fenomeni di risonanza e distacchi.

Per valori al di sotto di 9 mm si avrebbero sezioni di passaggio insufficienti ad un corretto riempimento del motore.

9.4 Determinazione legge di alzata

9.4.1 Generalità

Le leggi di alzata possono essere espresse matematicamente secondo diverse funzioni. Le più utilizzate sono quella ad "Andamento sinusoidale" e quella ad "Andamento polinomiale". In generale ad ogni legge di alzata corrisponderà un andamento delle velocità e delle accelerazioni (Fig. 9.4.1), che agiscono sulle parti in movimento.

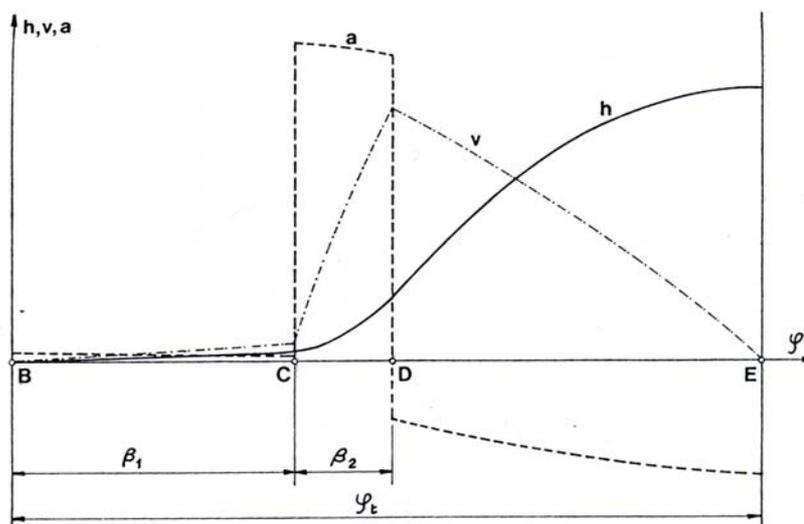


Fig. 9.4.1 - Andamento dell'alzata, della velocità e dell'accelerazione

Maggiori gradi di libertà sono offerti da andamenti polinomiali che consentono quindi, l'ottenimento di leggi di alzata, velocità ed accelerazione ottimali. Adottando infatti un polinomio di grado sufficientemente alto si può ottenere una corretta variazione dell'accelerazione ed assicurare la continuità del moto [10].

9.4.2 Legge di alzata

Per quanto riguarda il motore oggetto della tesi, la legge di alzata ed il profilo della camma sono stati scelti prendendo come riferimento il propulsore Alfa Romeo 1970 jts turbo avente caratteristiche simili al motore ULM220.

Dalle curve di alzata delle valvole di aspirazione e scarico in funzione dell'angolo di manovella del suddetto motore, si definiscono i seguenti parametri di progetto per ULM220 (considerandoli uguali sia per lo scarico che per l'aspirazione dove non specificato) :

anticipo apertura cinematica valvola di aspirazione: 40° PPMS (riferito all'albero motore)

ritardo chiusura cinematica valvola di scarico: 45° DPMS (riferito all'albero motore)

$2\alpha = 148$ deg Durata angolare apertura cinematica o geometrica (riferita all'albero camme)

Tale valore è stato scelto attraverso il confronto tra quello relativo al motore jts ed i dati presenti in letteratura.

$2\beta = 138$ deg Durata angolare apertura aerodinamica, ovvero, durata cinematica decurtata delle rampe (riferita all'albero a camme)

$y_{\max} = 9$ mm Alzata massima

$y_r = 0.15$ mm Alzata valvola relativa alla fine della rampa

$$\theta_r = \alpha - \beta = 5^\circ$$

(camme)

$$v_r = 1.1 \text{ m/s}$$

$$R_{\min} \geq 2.5$$

$$R_0 = 11.5$$

Durata angolare dell'apertura della rampa (riferita all'albero a camme)

Velocità di fine rampa

In letteratura il valore medio di v_r è circa 0.2-0.3 m/s; la scelta di un valore più elevato è giustificata dalla presenza della punteria idraulica che elimina il recupero dei giochi tra camma e piattello.

Raggio di curvatura minimo corrispondente al raggio di testa.

Raggio base (Fig. 9.4.2)

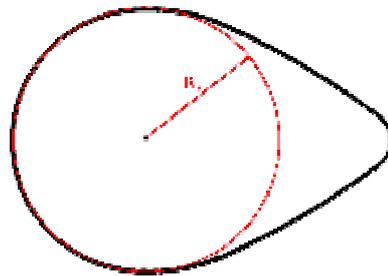


Fig 9.4.2 - Profilo camma ULM220

Tale valore è quello massimo utilizzabile per l'architettura del motore ULM220 in quanto raggi maggiori porterebbero ad un eccessivo assottigliamento della parete che separa il vano dell'albero a camme da quello dell'albero motore. In generale adottando raggi di curvatura elevati si hanno superfici di contatto Hertziano tra camma e punteria maggiori e di conseguenza valori più bassi delle pressioni specifiche locali.

$$\omega = \frac{2500 \cdot 2\pi}{60} = 261.799 \text{ rad/s}$$

Velocità angolare massima della camma

Il valore di ω è calcolato per il massimo numero di giri previsto dell'albero motore (5000 giri/min).

$$\varepsilon = \frac{b}{a} = \frac{4}{3}$$

Rapporto di amplificazione valvola scarico (Fig. 9.4.3)

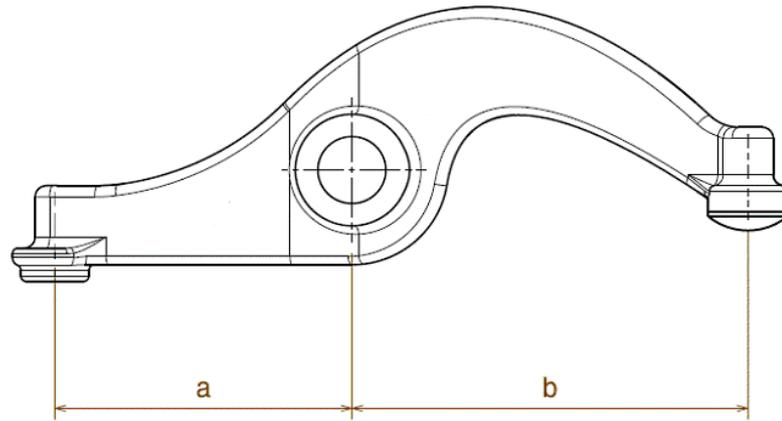


Fig. 9.4.3 - Bilanciere scarico

$$\varepsilon = \frac{b}{a} = 1$$

Rapporto di amplificazione valvola di aspirazione (Fig. 9.4.4)

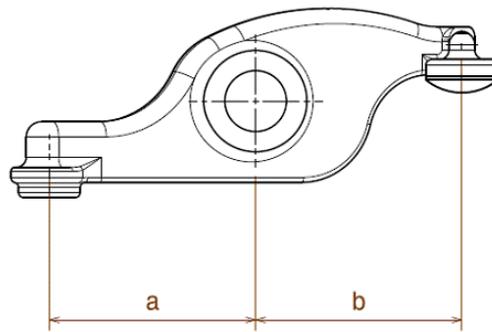


Fig. 9.4.4 - Bilanciere di aspirazione

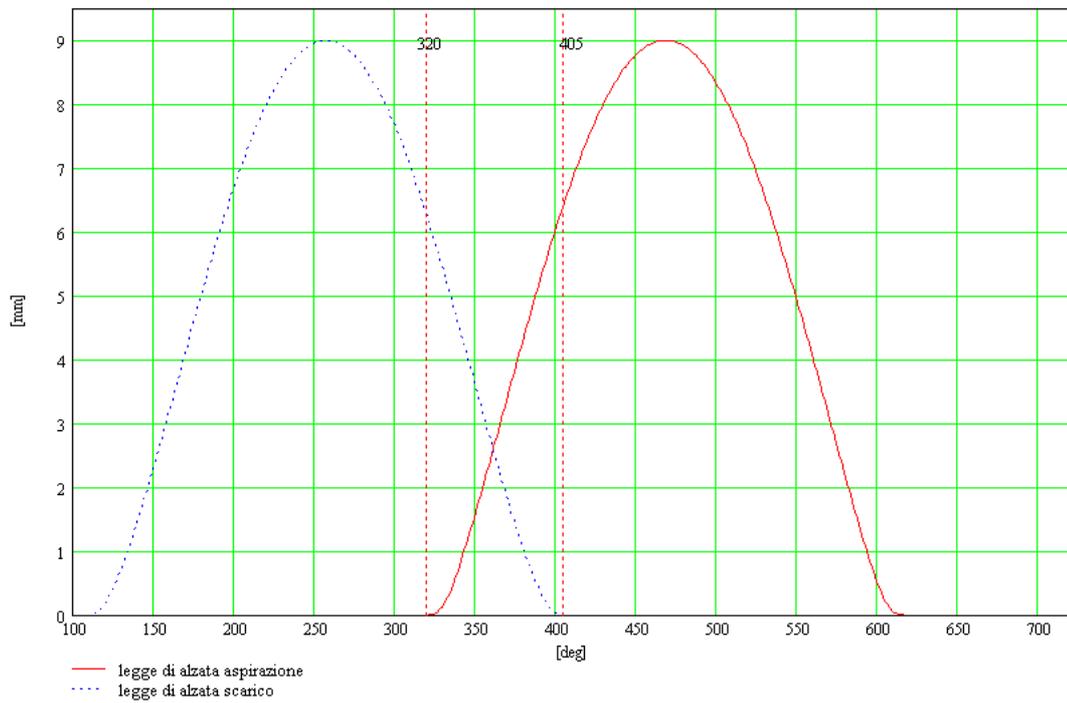
$$4\alpha = 296 \text{ deg}$$

Durata angolare apertura cinematica (riferita all' albero motore)

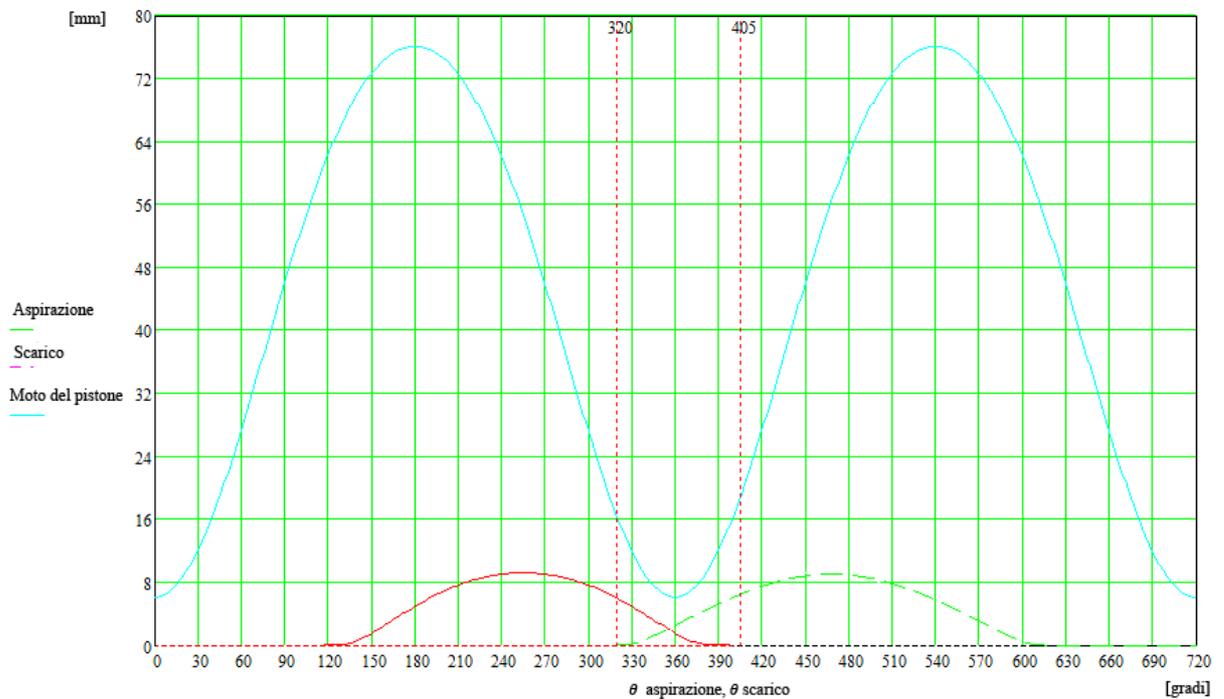
$$4\beta = 276 \text{ deg}$$

Durata angolare apertura aerodinamica (riferita all' albero motore)

Le leggi di alzata scaturenti da quanto finora descritto sono riportate in Figg. 9.4.5 e 9.4.6



9.4.5 - Andamento delle leggi di alzata delle valvole di scarico ed aspirazione



9.4.6 - Andamento delle leggi di alzata delle valvole di scarico ed aspirazione ed andamento del moto della testa del pistone rispetto al cielo del cilindro

Determinazione della legge di alzata secondo un metodo polinomiale

Nel seguente paragrafo verrà determinata la legge di alzata secondo un metodo polinomiale nell'ipotesi che la legge di alzata cinematica, (aerodinamica più le rampe), sia simmetrica rispetto al punto di massima alzata.

Rampa di apertura

Si è impostata una legge di accelerazione della valvola del tipo quadratica con condizioni al contorno:

$$a_0(0) = 0; \quad \text{accelerazione iniziale}$$

$$v_0(0) = 0; \quad \text{velocità iniziale}$$

$$y_0(0) = 0 \quad \text{posizione iniziale}$$

Per quanto detto, la legge delle accelerazioni sarà del tipo:

$$a_0(x) = c_1x^2 + c_2x$$

dove x è il parametro adimensionale definito come:

$$x = \frac{\theta}{\theta_r}$$

con θ_r durata angolare della rampa.

Essendo:

$$\frac{dv_0(x(t))}{dt} = a(x(t)) \quad \text{con}$$

$$\frac{dv_0}{dt} = \frac{dv_0}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dv_0}{dx} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dv_0}{dx} \cdot \frac{1}{\theta_r} \cdot \omega \quad \Rightarrow \quad \frac{dv_0}{dx} = a_0(x) \frac{\theta_r}{\omega}$$

Quindi:

$$v_0(x) = \frac{\theta_r}{\omega} \int a(x) dx \quad \Rightarrow \quad v_0(x) = \frac{\theta_r}{\omega} \left(\frac{c_1x^3}{3} + \frac{c_2x^2}{2} + c_3 \right)$$

Dalle condizioni iniziali imposte:

$$v_0(0) = 0 \quad \text{risulta} \quad c_3 = 0$$

quindi si ha in definitiva:

$$v_0(x) = \frac{\theta_r}{\omega} \left(\frac{c_1x^3}{3} + \frac{c_2x^2}{2} \right)$$

e di conseguenza, essendo:

$$\frac{dy_0(x(t))}{dt} = v_0(x(t))$$

con
$$\frac{dy_0(x(t))}{dt} = \frac{dy_0}{dx} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dy_0}{dx} \cdot \frac{1}{\theta_r} \cdot \omega \Rightarrow \frac{dy_0}{dx} = \frac{\theta_r}{\omega} v_0(x)$$

$$y_0(x) = \left(\frac{\theta_r}{\omega}\right)^2 \left(\frac{c_1 x^4}{12} + \frac{c_2 x^3}{6} + c_4\right)$$

essendo:
$$y_0(0) = 0 \Rightarrow c_4 = 0$$

si ha in definitiva:
$$y_0(x) = \left(\frac{\theta_r}{\omega}\right)^2 \left(\frac{c_1 x^4}{12} + \frac{c_2 x^3}{6}\right)$$

I coefficienti c_1 e c_2 si ricavano imponendo le condizioni di fine rampa ($x = 1$):

$$\begin{cases} y_0(1) = y_r \\ v_0(1) = v_r \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{1}{3}c_1 + \frac{1}{2}c_2 = v_r \\ \frac{1}{12}c_1 + \frac{1}{6}c_2 = y_r \end{cases}$$

In cui v_r e y_r sono i valori di fine rampa imposti, si avrà in forma matriciale,

$$D \cdot C = B$$

avendo indicato con

$$D = \begin{pmatrix} \frac{1}{3} & \frac{1}{2} \\ \frac{1}{12} & \frac{1}{6} \end{pmatrix} \quad \text{matrice dei coefficienti delle costanti}$$

$$C = \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} \quad \text{vettore delle costanti}$$

$$B = \begin{pmatrix} v_r \\ y_r \end{pmatrix} \quad \text{vettore dei termini noti}$$

Premoltiplicando per D^{-1} , si ottiene

$$C = D^{-1} \cdot B \Rightarrow \begin{pmatrix} c_1 \\ c_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 12 & -36 \\ -6 & 24 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1.1 \\ 0.15 \end{pmatrix}$$

Infine conviene riferire le funzioni di rampa in funzione dell'angolo θ di rotazione della camma.

$$h_0(\theta) = y_0\left(\frac{\theta}{\theta_r}\right); \quad h'_0(\theta) = v_0\left(\frac{\theta}{\theta_r}\right); \quad h''_0(\theta) = a_0\left(\frac{\theta}{\theta_r}\right)$$

Alzata effettiva o aerodinamica

Per esprimere analiticamente la legge di alzata aerodinamica $y_e(x)$, conviene fare riferimento al parametro adimensionale:

$$x = \frac{\theta}{\beta}$$

Con: $\theta =$ angolo di rotazione camma

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = \text{velocità angolare della camma}$$

β angolo di semiapertura valvola riferita all'albero a camme

Per quanto detto nell'introduzione, si è adoperata una legge simmetrica rispetto al punto di alzata massima. Per semplicità conviene considerare solo una fase della legge di alzata (quella di chiusura – Fig. 9.4.7), e scegliere come asse di simmetria l'asse y; ciò comporta che nel punto 0 valgono le condizioni (1), (2), (3) di seguito riportate.

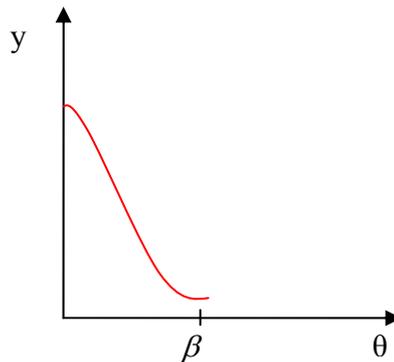


Fig. 9.4.7- Fase di chiusura della legge di alzata

Si utilizza un polinomio di grado n del tipo:

$$y_e = y_{\max} + kx^2 + c_1x^{\alpha_1} + c_2x^{\alpha_2} + c_3x^{\alpha_3} + \dots + c_nx^{\alpha_n} \quad (9.4.1)$$

Ossia, in funzione di θ :

$$y_e = y_{\max} + k\left(\frac{\theta}{\beta_{\max}}\right)^2 + \sum_i c_i \left|\frac{\theta}{\beta}\right|^{\alpha_i}$$

con $\alpha_n > \alpha_{n-1} > \dots > \alpha_2 > \alpha_1 \geq 3$

maggiore è il grado del polinomio, maggiore è il numero delle condizioni che si possono imporre (gradi di libertà).

Il termine y_{\max} , nella (2), rappresenta il valore che assume il polinomio per $x = 0$, ovvero l'alzata massima

$$y_e(0) = y_{\max} \quad (\text{condizione 1, verificata automaticamente dalla 9.4.1})$$

In tale punto, inoltre, la funzione assume valore massimo, quindi risulta:

$$y'_e(0) = 0 \quad (\text{condizione 2, verificata automaticamente dalla 9.4.1})$$

essendo la funzione concava nell'intorno del punto di massimo dovrà essere

$$y''_e(0) < 0 \quad \Rightarrow \quad k < 0 \quad (\text{condizione 3})$$

Derivando rispetto al tempo la (2):

$$y'_e(x) = \frac{dy_e}{dt} = \frac{dy_e}{dx} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{dy_e}{dx} \cdot \frac{\omega}{\beta} = \left(2kx + \sum_i \alpha_i c_i x^{\alpha_i-1} \right) \frac{\omega}{\beta} \quad \text{velocità}$$

$$y''_e(x) = \frac{d^2 y_e}{dt^2} = \frac{\omega}{\beta} \cdot \frac{d\left(\frac{dy}{dx}\right)}{dx} \cdot \frac{dx}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \left(2k + \sum_i \alpha_i (\alpha_i - 1) c_i x^{\alpha_i-2} \right) \left(\frac{\omega}{\beta} \right)^2 \quad \text{accelerazione}$$

$$y'''_e(x) = \frac{d^3 y_e}{dt^3} = \left(\sum_i \alpha_i (\alpha_i - 1) (\alpha_i - 2) c_i x^{\alpha_i-3} \right) \left(\frac{\omega}{\beta} \right)^3$$

Da considerazioni di carattere geometrico, come di seguito si dimostrerà (paragrafo 9.5.3), il valore del raggio minimo è definito dalla seguente relazione:

$$R_{\min} = y_p(0) + \frac{d^2 y_p(0)}{d\theta^2} = R_0 + h_p(0) + \frac{d^2 h_p(0)}{d\theta^2} = R_0 + \frac{y_e(0)}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} \frac{d^2 y_e(0)}{d\theta^2}$$

Con $y_p = R_0 + h_p$, ordinata del punto di contatto tra camma e piattello in un sistema di riferimento avente come origine il centro della camma, ed $h_p = y_e/\varepsilon$ legge di moto del piattello (Fig 9.4.8).

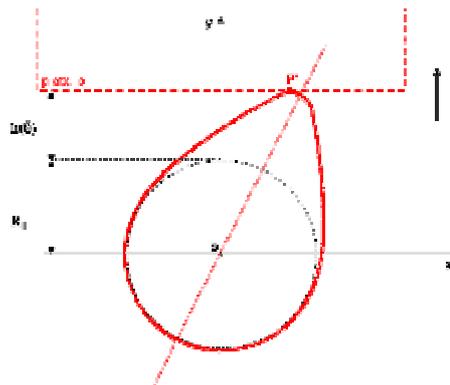


Fig. 9.4.8- Contatto camma - piattello

Poiché:

$$\frac{d^2 y_e}{d\theta^2} = \frac{d^2 y_e}{dx^2} \cdot \frac{d^2 x}{d\theta^2} = \frac{d^2 y_e}{dx^2} \cdot \frac{1}{\beta^2}$$

$$R_{\min} = R_0 + \frac{y_{\max}}{\varepsilon} + \frac{2k}{\varepsilon\beta^2} \quad (9.4.2)$$

Quindi:

$$k = \frac{(R_{\min} + R_0 - y_{\max}/\varepsilon)}{2} \varepsilon\beta^2 \quad \text{che per la condizione 3 deve risultare } < 0 \text{ (condizione 3')}$$

Si impongono quindi le condizioni di continuità sulla rampa di raccordo:

$$y(1) = y_r \quad (\text{ordinata del punto di ascissa } \beta) \quad (\text{condizione 4})$$

$$y'(1) = v_r \quad (\text{velocità fine rampa}) \quad (\text{condizione 5})$$

$$y''(1) = a_r \quad (\text{accelerazione di fine rampa}) \quad (\text{condizione 6})$$

Condizione sulla posizione dell'ascissa del punto di contatto tra camma e piattello: come si dimostrerà in seguito, l'ascissa del punto di contatto x_p si muove con legge

$$x_p = \frac{dy_p}{d\theta} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{dy_e}{d\theta} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{dy_e}{dt} \frac{dt}{d\theta} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{y'_e}{\omega} \quad (9.4.3)$$

Ovviamente, affinché il contatto tra camma e piattello sia garantito sempre, l'ascissa del punto di contatto dovrà essere minore in valore assoluto del raggio del piattello, ovvero la funzione x_p deve presentare un minimo minore del raggio del piattello.

Sia x_0 il punto in cui si desidera avere tale minimo, le tre condizioni da verificare sono:

$$\frac{dx_p(x_0)}{d\theta} = 0 \Leftrightarrow \frac{dx_p(x_0)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} = \frac{y''_e(x_0)}{\varepsilon\omega^2} \Leftrightarrow \frac{y''_e(x_0)}{\varepsilon\omega^2} = 0 \quad (\text{condizione 7})$$

$$x_p(x_0) = -y_0 \Leftrightarrow -y_0 = \frac{y'_e(x_0)}{\varepsilon\omega} \quad (\text{condizione 8})$$

con $y_0 < r_{\text{piattello}}$

Il segno negativo è dovuto al fatto che si sta considerando la fase discendente di $y(x)$,
 $y'_e < 0$

$$\left. \frac{d^2 x_p}{d\theta^2} \right|_{x=x_0} > 0 \Leftrightarrow \left. \frac{d\left(\frac{dx_p}{d\theta}\right)}{dt} \cdot \frac{dt}{d\theta} \right|_{x=x_0} > 0 \Leftrightarrow \left. \frac{y'''_e}{\varepsilon\omega^3} \right|_{x=x_0} > 0 \Leftrightarrow y'''(x_0) = 0$$

(condizione 9)

Delle 9 condizioni sopra elencate, le prime tre sono immediate da verificare, con le altre sei si può impostare un sistema di sei equazioni in sei incognite, la cui soluzione restituisce i coefficienti della legge di alzata valvole adimensionalizzata (9.4.1). Per passare dalla legge di

alzata adimensionalizzata alla legge di alzata valvole in funzione dell'angolo dell'albero a camme, basta applicare le trasformazioni seguenti:

$$h_e(\theta) = y_e\left(\frac{\theta}{\beta}\right); \quad h'_e(\theta) = y'_e\left(\frac{\theta}{\beta}\right); \quad h''_e(\theta) = y''_e\left(\frac{\theta}{\beta}\right)$$

La legge di apertura è immediatamente determinabile a partire dalla legge di chiusura appena descritta, data l'ipotesi di simmetria del problema.

Rampa di chiusura

Per gli stessi motivi appena elencati, anche la rampa di chiusura è di immediata determinazione.

Ricostruzione dell'intera legge di alzata

Per ricostruire la legge di alzata conviene riportare le leggi trovate per l'alzata effettiva e la rampa, ad uno stesso sistema di riferimento angolare. Data la simmetria conviene fare in modo che il sistema di riferimento scelto abbia asse delle ordinate coincidente con l'asse di simmetria della legge di alzata. In tal modo la legge di alzata effettiva resta inalterata mentre le leggi della rampa devono essere opportunamente traslate: si traslano opportunamente le funzioni di rampa, in modo che la fine della rampa, avente posizione angolare originaria in θ_r si porti in posizione $-\beta$, ovvero bisogna traslare la rampa verso sinistra di un angolo complessivo pari a $\theta_r + \beta = \alpha$ ottenendo in definitiva per la rampa di apertura le seguenti funzioni:

$$h_r(\theta) = h_0(\theta + \alpha); \quad h'_r(\theta) = h'_0(\theta + \alpha); \quad h''_r(\theta) = h''_0(\theta + \alpha)$$

Dai ragionamenti fatti è possibile ricostruire la legge di alzata complessiva:

$$h(\theta) = \begin{cases} h_e(|\theta|) & \text{se } |\theta| \leq \beta \\ h_r(|\theta|) & \text{se } |\theta| \leq \alpha \cap |\theta| \geq \beta \\ 0 & \text{altrove} \end{cases}$$

$$h'(\theta) = \begin{cases} h'_e(\theta) \frac{\theta}{|\theta|} & \text{se } |\theta| \leq \beta \\ -h'_r(\theta) \frac{\theta}{|\theta|} & \text{se } |\theta| \leq \alpha \cap |\theta| \geq \beta \\ 0 & \text{altrove} \end{cases}$$

$$h''(\theta) = \begin{cases} h''_e(\theta) & \text{se } |\theta| \leq \beta \\ h''_r(\theta) & \text{se } |\theta| \leq \alpha \cap |\theta| \geq \beta \\ 0 & \text{altrove} \end{cases}$$

9.4.3 Legge utilizzata per ULM220

Dalla teoria appena enunciata, prendendo come riferimento i seguenti parametri già definiti nel paragrafo 9.4.2:

$2\alpha = 148 \text{ deg}$ *Durata angolare apertura cinematica o geometrica (su albero a camme)*

$2\beta = 138 \text{ deg}$ *Durata angolare apertura cinematica aerodinamica, ovvero, decurtata delle rampe (su albero a camme)*

$y_{\max} = 9 \text{ mm}$ *Alzata massima*

$y_r = 0.15 \text{ mm}$ *Alzata valvola relativa alla rampa*

$\theta_r = \alpha - \beta$ *Durata angolare dell'apertura cinematica della rampa*

$v_r = 1.1 \text{ m/s}$ *Velocità di fine rampa*

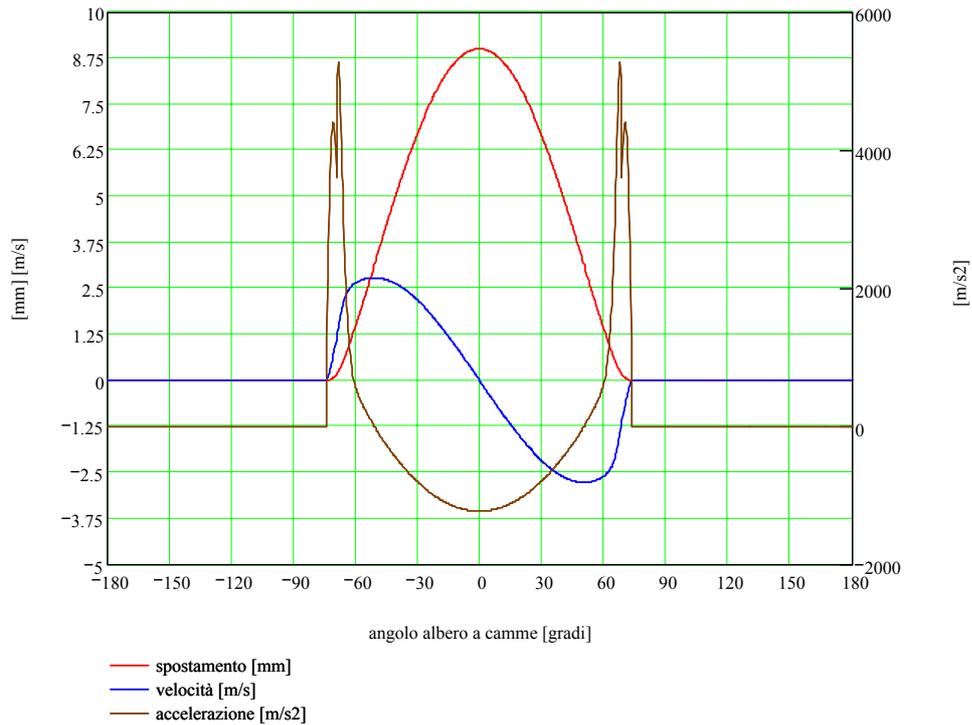
$\omega = \frac{2500 \cdot 2\pi}{60} = 261.799 \text{ rad/s}$ *Velocità angolare massima della camma*

$4\alpha = 296 \text{ deg}$ *Durata angolare apertura cinematica (riferita all' albero motore)*

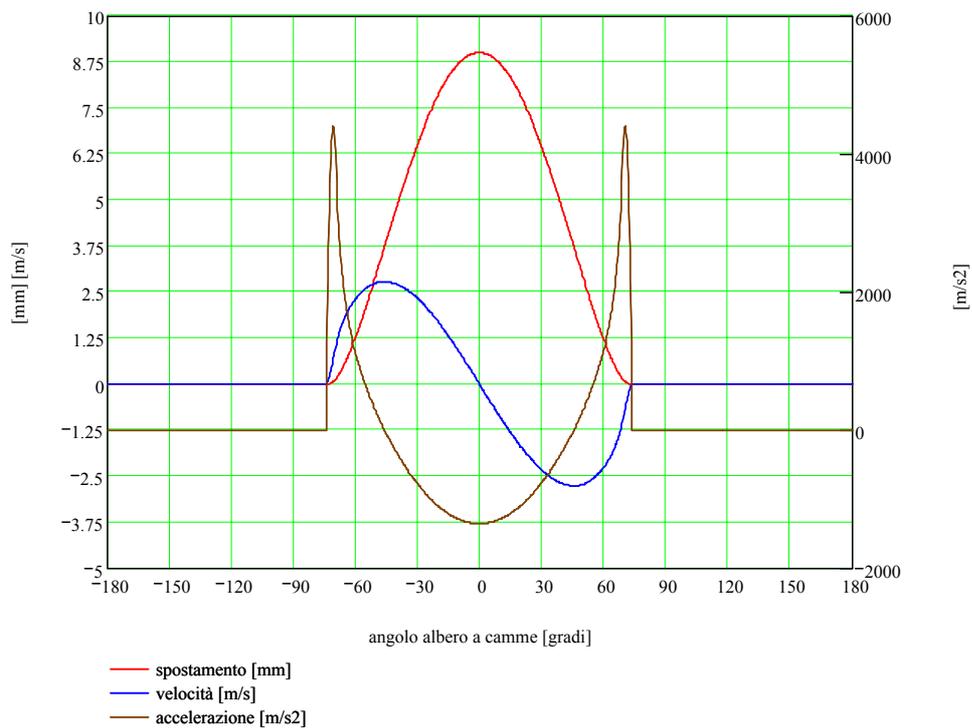
$4\beta = 276 \text{ deg}$ *Durata angolare apertura effettiva (riferita all' albero motore)*

$$\varepsilon = \begin{cases} \frac{4}{3} & \text{bilanciere di scarico} \\ 1 & \text{bilanciere di aspirazione} \end{cases}$$

Si ottengono le leggi di alzata riportate nelle Figg. 9.4.9 e 9.4.10:



9.4.9 – Legge di alzata valvola aspirazione in funzione dell'angolo di manovella



9.4.10 – Legge di alzata valvola scarico in funzione dell'angolo di manovella

9.5 Determinazione del profilo della camma

Gli eccentrici o camme sono gli organi che, grazie al loro particolare profilo, guidano le corse di andata e di ritorno delle valvole. Normalmente sono dotate di un asse di simmetria che divide il profilo dell'eccentrico in due curve, ciascuna suddivisibile in 3 zone

fondamentali (Fig. 9.5.1). La prima appartiene al cerchio di base dell'eccentrico e corrisponde alla zona in cui la valvola rimane chiusa. La seconda è denominata rampa di raccordo ed ha il compito di minimizzare l'effetto d'urto che nasce nel momento in cui la valvola inizia il suo processo di apertura.

La rampa di raccordo deve essere costruita in modo tale da limitare la velocità d'urto a valori che l'esperienza insegna non essere superiori a 0,25 m/s (in sistemi dotati di punterie idrauliche questo valore può anche essere superato); essa ha anche il gravoso compito di procedere ad una precompressione graduale di tutta la catena cinematica della distribuzione. Infatti nell'istante di apertura della valvola è necessario vincere il carico iniziale della molla montata coassialmente alla valvola stessa. Se poi la valvola interessata è quella di scarico, è necessario anche vincere il carico generato sul fungo della pressione dei gas combusti, che è maggiore rispetto a quella atmosferica [10].

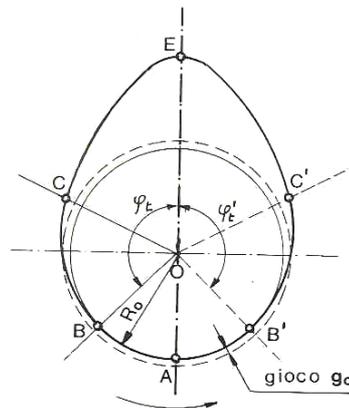


Fig. 9.5.1- Zone del profilo di un eccentrico

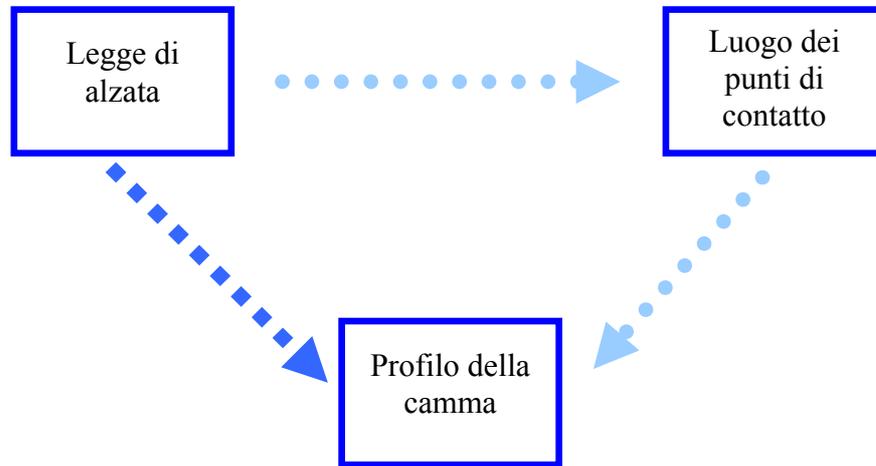
Dopo la rampa di raccordo (B-C), segue il cosiddetto fianco dell'eccentrico (C-E), ovvero la zona che inizia ad imporre il legame cinematico vero e proprio tra alzata della valvola e rotazione dell'albero a camme. In questo tratto la punteria viene accelerata nel suo moto fino al raggiungimento della velocità massima.

L'intorno del punto E, costituisce la testa della camma, cioè la zona che permette alla valvola di raggiungere la sua alzata massima.

In questo punto si hanno i valori massimi di curvatura del profilo della camma e quindi i valori massimi della pressione Hertziana. Per tale motivo è buona norma non scendere mai al disotto di 2.5 mm per il valore del raggio di curvatura della testa dell'eccentrico.

Il tratto seguente, (nel caso dell'ULM220 ma non in generale) è perfettamente simmetrico e anch'esso costituito dalle tre zone sopra illustrate percorse chiaramente in ordine inverso.

Nel seguito si tratterà come passare dalla legge di alzata della valvola al profilo della camma passando attraverso la determinazione del luogo dei punti di contatto tra camma e piattello (nel caso specifico tra camma e punteria) secondo lo schema sotto riportato.



Richiami di Analisi

Si riportano di seguito alcuni argomenti di analisi utilizzati nella presente trattazione.

- Rotazione di un punto attorno l'origine -

Si dimostra in generale che, considerato un raggio vettore ρ (OP) che ruota attorno all'origine O,

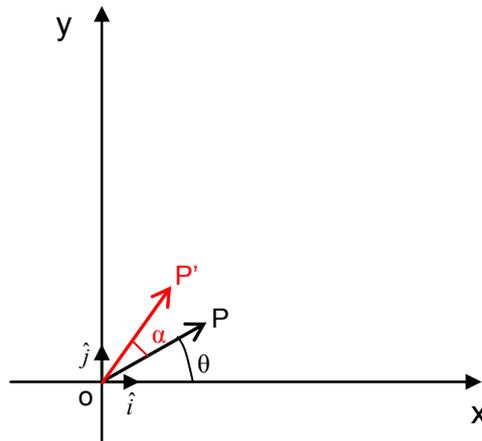


Fig. 9.5.2 - Sistema di riferimento 0xy con raggio vettore OP

si può esprimere il suo estremo P, in forma cartesiana nel seguente modo (Fig. 9.5.2):

$$P : \begin{cases} x = \rho \cos \theta \\ y = \rho \operatorname{sen} \theta \end{cases}$$

Lo stesso vettore ruotato di un angolo α in senso antiorario avrà estremo P_α esprimibile come:

$$P_\alpha : \begin{cases} x' = \rho \cos(\theta + \alpha) = \rho \cos \theta \cos \alpha - \rho \operatorname{sen} \theta \operatorname{sen} \alpha \\ y' = \rho \operatorname{sen}(\theta + \alpha) = \rho \operatorname{sen} \theta \cos \alpha + \rho \cos \theta \operatorname{sen} \alpha \end{cases}$$

Dalle due precedenti risulta:

$$P_\alpha : \begin{cases} x' = x \cos \alpha - y \operatorname{sen} \alpha \\ y' = x \operatorname{sen} \alpha + y \cos \alpha \end{cases}$$

- Determinazione del vettore tangente ad una curva in un suo punto -

In generale, per una qualsiasi curva M si considerino due punti consecutivi $P(\theta)$ e $P(\theta+\Delta\theta)$; il vettore che unisce i due punti suddetti sarà (Fig. 9.5.3):

$$\vec{v} = (x(\theta + \Delta\theta) - x(\theta))\hat{i} + (y(\theta + \Delta\theta) - y(\theta))\hat{j}$$

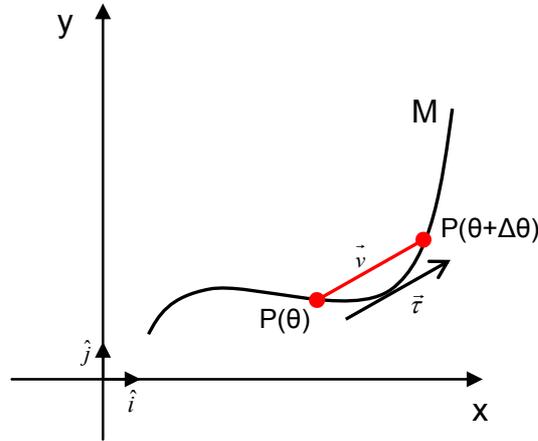


Fig. 9.5.3 - Vettore tangente ad una generica curva in un suo punto

Per ottenere la tangente alla curva si considerano un vettore t parallelo al suddetto ottenuto moltiplicandolo per un coefficiente pari a $1/\Delta\theta$:

$$\vec{t} = \frac{(x(\theta + \Delta\theta) - x(\theta))\hat{i} + (y(\theta + \Delta\theta) - y(\theta))\hat{j}}{\Delta\theta}$$

9.5.1 Passaggio dalla legge di alzata al luogo dei punti di contatto camma-piattello

Nota l'espressione di Γ :

$$\Gamma : \begin{cases} x = x(\theta) \\ y = y(\theta) \end{cases}$$

Ruotando la camma di un angolo α , per quanto visto nei richiami di analisi matematica sopra riportati si ha:

$$\Rightarrow \Gamma_\alpha = \begin{cases} x(\theta, \alpha) = x(\theta)\cos\alpha - y(\theta)\sin\alpha \\ y(\theta, \alpha) = x(\theta)\sin\alpha + y(\theta)\cos\alpha \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{sistema (9.5.1) - profilo della camma ruotata di} \\ \text{un angolo } \alpha \text{ rispetto la sua posizione iniziale} \end{array}$$

Dall' equazione della legge di alzata è possibile risalire all' involuppo dei punti di contatto camma-piattello $P(\alpha)$.

Per imporre la condizione di contatto si impone la tangenza nel punto di contatto tra camma e piattello; per fare ciò, poiché il piattello è una superficie orizzontale, si deve imporre che la componente verticale della tangente al profilo della camma sia nulla:

per ogni fissato α ($\forall \alpha = \bar{\alpha}$), deve risultare $\left. \frac{dy}{d\theta} \right|_{\alpha=\bar{\alpha}} = 0$ condizione (9.5.2)

Per ottenere la tangente si deve eseguire il limite per $\Delta\theta$ che tende a zero del vettore \vec{t} :

$$\vec{t} = \frac{dx}{d\theta} \hat{i} + \frac{dy}{d\theta} \hat{j}$$

Eseguendo la derivata della seconda espressione del sistema 9.5.1 ed imponendo che per essa valga la condizione 9.5.2, si ottiene la relazione 9.5.3 valida nel generico punto di contatto:

$$\left. \frac{dy}{d\theta} \right|_{\alpha=\bar{\alpha}} = 0 = \frac{dx(\theta)}{d\theta} \sin \bar{\alpha} + \frac{dy(\theta)}{d\theta} \cos \bar{\alpha} \quad (9.5.3)$$

Come tra breve si vedrà, l'espressione (9.5.3) appena trovata permette di determinare in maniera estremamente semplice il luogo dei punti di contatto tra camma e piattello.

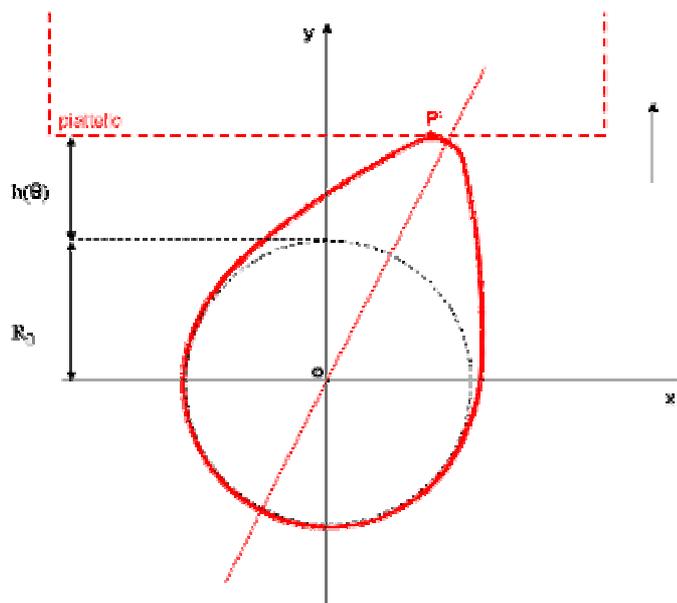


Fig. 9.5.4- Contatto camma - piattello

L'ordinata y_p del generico punto di contatto è immediatamente ricavabile dalla Fig. 9.5.4:

$$y_p = h_p(\bar{\alpha}) + R_0 = y(\theta(\bar{\alpha}), \bar{\alpha})$$

con:

$$h_p(\alpha) = \frac{1}{\varepsilon} h(\alpha)$$

essendo h_p l'alzata del piattello direttamente a contatto con la camma, h l'alzata valvola e ε il rapporto di leva del bilanciare (cfr. paragrafo 9.4.2).

Derivando h rispetto ad α :

$$\begin{aligned} \frac{dh_p}{d\alpha} &= \frac{d}{d\alpha} y(\theta(\alpha), \alpha) = \frac{dx(\theta(\alpha))}{d\alpha} \text{sen}\alpha + x(\theta(\alpha)) \cos\alpha + \frac{dy(\theta(\alpha))}{d\alpha} \cos\alpha - y(\theta(\alpha)) \text{sen}\alpha = \\ &= \left(\frac{dx}{d\theta} \text{sen}\alpha + \frac{dy}{d\theta} \cos\alpha \right) \frac{d\theta}{d\alpha} + x(\theta(\alpha)) \cos\alpha - y(\theta(\alpha)) \text{sen}\alpha \end{aligned}$$

Per la (9.5.3) il primo termine della precedente, è nullo, risulta quindi tenendo presente la prima equazione del sistema (9.5.1):

$$\frac{dh_p}{d\alpha} = x(\theta(\alpha)) \cos\alpha - y(\theta(\alpha)) \text{sen}\alpha = x_p(\alpha) \quad (9.5.4)$$

In definitiva, riassumendo i risultati a cui si è pervenuti possibile già da questo momento individuare un'espressione analitica del luogo dei punti di contatto camma-piattello in funzione del parametro α (angolo di rotazione della camma):

$$\begin{cases} x_p = \frac{dh_p}{d\alpha} = \frac{1}{\varepsilon} \frac{dh}{d\alpha} \\ y_p = h_p(\alpha) + R_0 = \frac{1}{\varepsilon} h(\alpha) + R_0 \end{cases} \quad (9.5.5) - \text{luogo dei punti di contatto camma-piattello}$$

Nelle Figg. 9.5.5 e 9.5.6 sono riportati rispettivamente l'ascissa e l'ordinata dei punti di contatto tra camma e piattello, per il cinematismo che aziona la valvola di aspirazione, in funzione dell'angolo dell'albero a camme ed in Fig. 9.5.7 è riportato il luogo dei punti di contatto tra camma e piattello ricavati con il metodo descritto.

Sempre dalla Fig. 9.5.7, si evince che il contatto avviene sempre entro i limiti della superficie del piattello come imposto dalle condizioni iniziali.

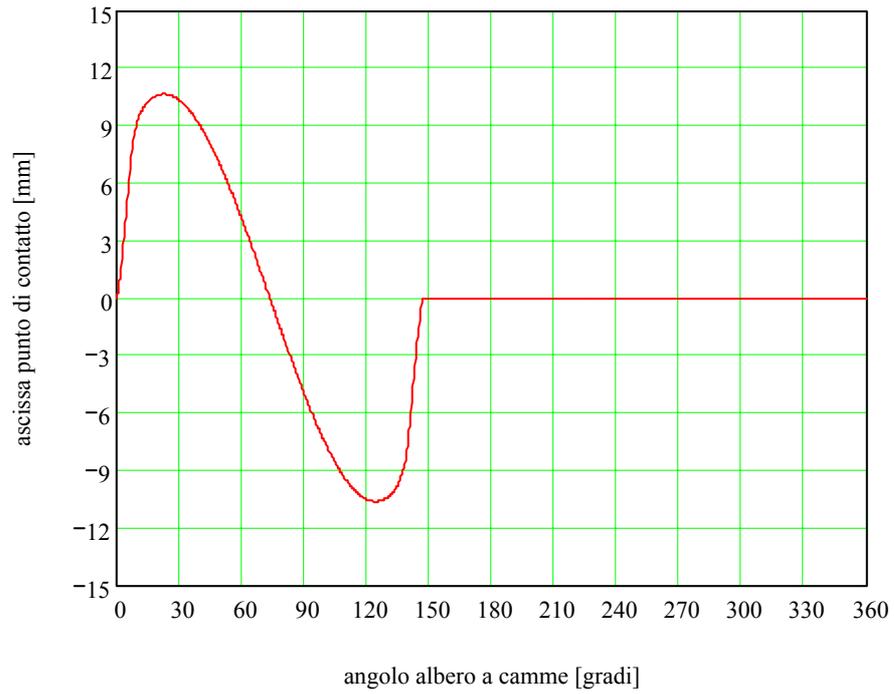


Fig. 9.5.5- Ascissa punti di contatto camma – piattello

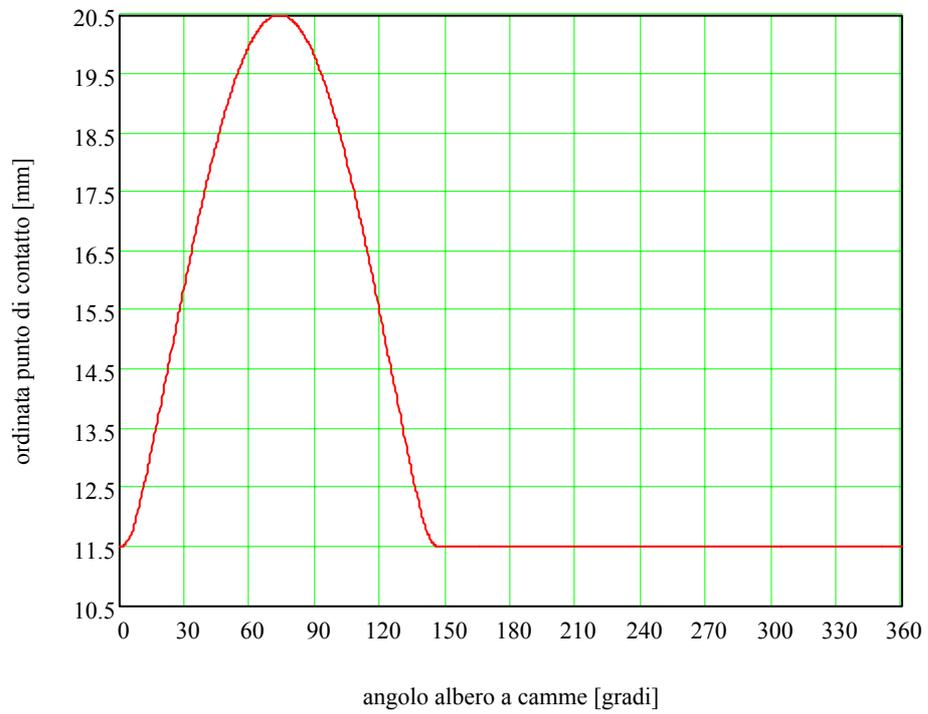
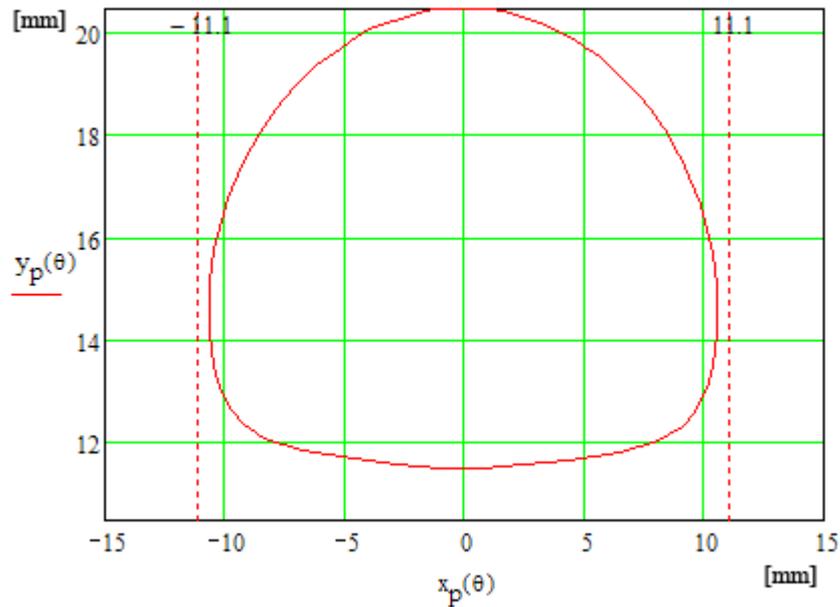


Fig. 9.5.6- Ordinata punti di contatto camma - piattello

Dall'involuppo dei punti di contatto camma piattello si ottiene il seguente diagramma da cui si osserva che il contatto avviene entro i limiti della superficie del piattello come imposto dalle condizioni iniziali.



9.5.7 - Luogo dei punti di contatto camma piattello

9.5.2 Determinazione del profilo della camma a partire dal luogo dei punti di contatto

Primo approccio per la determinazione del profilo della camma a partire dal luogo dei punti di contatto

Partendo dall'ipotesi che sia nota una rappresentazione del luogo dei punti di contatto $P(\alpha)$ tra camma e piattello a parametro α (rotazione della camma attorno all'asse dell'albero a camme), ipotesi verificata nel caso della rappresentazione cartesiana parametrica (9.5.5) ricavata precedentemente:

$$P(\alpha): \begin{cases} x = x_p(\alpha) = \frac{dh_p}{d\alpha} \\ y = y_p(\alpha) = h_p(\alpha) + R_o \end{cases}$$

con x_p ed y_p coordinate del punto di contatto (Fig. 9.5.8),

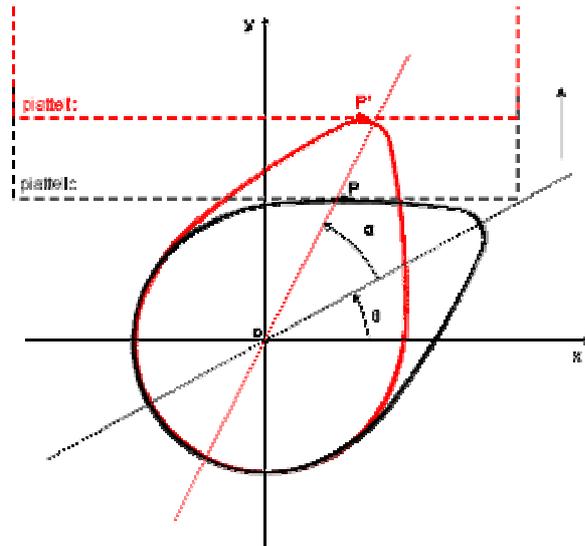


Fig. 9.5.8 - Rappresentazione dei punti di contatto camma-piattello

considerando una configurazione di riferimento iniziale, ciascun punto ottenuto dalla (9.5.5) rappresenta il punto di contatto tra camma e piattello a seguito di una rotazione α della camma rispetto le condizione iniziale stabilita. Per tale motivo, per risalire al profilo della camma basterà imporre a ciascuno dei punti citati una rotazione pari a $-\alpha$.

Uno dei modi di procedere per determinare l'equazione del profilo della camma può pertanto essere quello di individuare il punto di contatto attraverso il raggio vettore OP e l'anomalia β , come in Fig. 9.5.9:

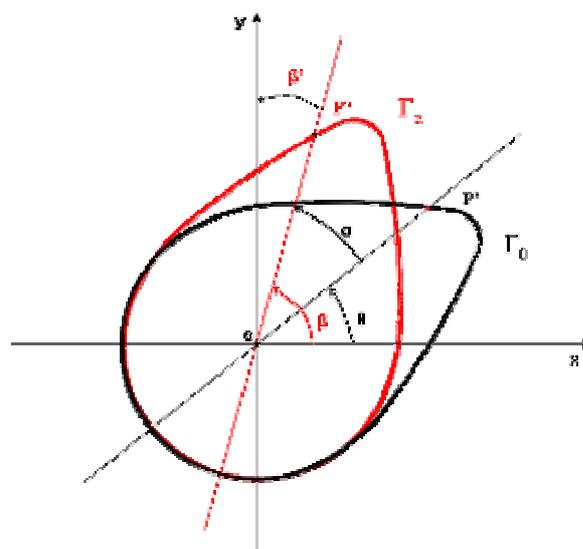


Fig. 9.5.9- Rappresentazione degli angoli caratteristici della camma

Sempre in riferimento alla Fig. 9.5.9, si ha:

$$OP(\alpha) = \sqrt{x_p^2(\alpha) + y_p^2(\alpha)} \quad (9.5.6)$$

in cui x_p ed y_p sono definiti dalla (9.5.5)

$$\beta(\alpha) = \begin{cases} \operatorname{atg} \frac{y_p(\alpha)}{x_p(\alpha)} & \text{se } x_p(\alpha) \geq 0 \\ \pi + \operatorname{atg} \frac{y_p(\alpha)}{x_p(\alpha)} & \text{se } x_p(\alpha) < 0 \end{cases}$$

Non conviene riferirsi a β perchè spostandosi tra il I ed il IV quadrante x_p potrebbe assumere valori negativi.

In alternativa è preferibile considera l'angolo β' , definito più semplicemente come:

$$\beta'(\alpha) = \operatorname{atg} \frac{x_p(\alpha)}{y_p(\alpha)} \quad (9.5.7)$$

In cui la semplificazione formale è dovuta al termine al denominatore $y_p(\alpha)$ che nella configurazione considerata è sempre positivo.

Poiché

$$\theta(\alpha) = \frac{\pi}{2} - \beta' - \alpha \quad \Rightarrow \quad \theta(\alpha) = \frac{\pi}{2} - \operatorname{atg} \frac{x_p(\alpha)}{y_p(\alpha)} - \alpha$$

Dalle relazioni (9.5.6) e (9.5.7) si ottiene l'equazione polare, nel parametro α , del profilo della camma (Γ):

$$\Gamma: \begin{cases} OP(\alpha) = \sqrt{x_p^2(\alpha) + y_p^2(\alpha)} \\ \theta(\alpha) = \frac{\pi}{2} - \operatorname{atg} \frac{x_p(\alpha)}{y_p(\alpha)} - \alpha \end{cases} \quad (9.5.8)$$

Secondo approccio per la determinazione del profilo della camma a partire

dal luogo dei punti di contatto

Partendo sempre dall'ipotesi che sia nota la curva luogo dei punti di contatto $P(\alpha)$, con α che rappresenta la rotazione della camma attorno al suo centro, secondo la relazione (9.5.5):

$$P(\alpha): \begin{cases} x = x_p(\alpha) = \frac{dh_p}{d\alpha} \\ y = y_p(\alpha) = h_p(\alpha) + R_o \end{cases}$$

sapendo che deve valere la (9.5.1):

$$\Gamma_\alpha = \begin{cases} x(\theta, \alpha) = x(\theta)\cos\alpha - y(\theta)\text{sen}\alpha \\ y(\theta, \alpha) = x(\theta)\text{sen}\alpha + y(\theta)\cos\alpha \end{cases}$$

Particolarizzando la (9.5.1) in un generico punto di contatto P caratterizzato dalla relazione funzionale $\theta = \theta(\bar{\alpha})$ e tenuta presente la (9.5.5), si ottiene:

$$P: \begin{cases} x_p(\alpha) = x(\theta(\bar{\alpha}), \bar{\alpha}) \\ y_p(\alpha) = y(\theta(\bar{\alpha}), \bar{\alpha}) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} x_p(\alpha) = x(\theta(\bar{\alpha}), \bar{\alpha}) = x(\theta(\bar{\alpha}))\cos\alpha - y(\theta(\bar{\alpha}))\text{sen}\alpha \\ y_p(\alpha) = y(\theta(\bar{\alpha}), \bar{\alpha}) = x(\theta(\bar{\alpha}))\text{sen}\alpha + y(\theta(\bar{\alpha}))\cos\alpha \end{cases}$$

in cui le funzioni incognite sono $x(\theta(\alpha))$ ed $y(\theta(\alpha))$ che forniscono l'equazione cartesiana a parametro α del profilo della camma $\Gamma: \begin{cases} x = x(\theta(\alpha)) \\ y = y(\theta(\alpha)) \end{cases}$

Il sistema può essere risolto semplicemente adottando la forma matriciale:

$$\begin{pmatrix} x_p(\alpha) \\ y_p(\alpha) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\text{sen}\alpha \\ \text{sen}\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x(\theta(\alpha)) \\ y(\theta(\alpha)) \end{pmatrix}$$

$$\Rightarrow \begin{pmatrix} x(\theta(\alpha)) \\ y(\theta(\alpha)) \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \text{sen}\alpha \\ -\text{sen}\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_p(\alpha) \\ y_p(\alpha) \end{pmatrix}$$

da cui si ricava l'equazione cartesiana a parametro α del profilo della camma:

$$\Gamma: \begin{cases} x = x(\theta(\alpha)) = x_p(\theta(\alpha))\cos\alpha + y_p(\theta(\alpha))\text{sen}\alpha \\ y = y(\theta(\alpha)) = -x_p(\theta(\alpha))\text{sen}\alpha + y_p(\theta(\alpha))\cos\alpha \end{cases} \quad (9.5.9)$$

Applicando la teoria anzi descritta, è stato possibile determinare i profili delle camme di aspirazione (Fig. 9.5.10) e scarico (Fig. 9.5.11) tali da garantire le leggi di alzata imposte, definite nei paragrafi 9.4.2 e 9.4.3.

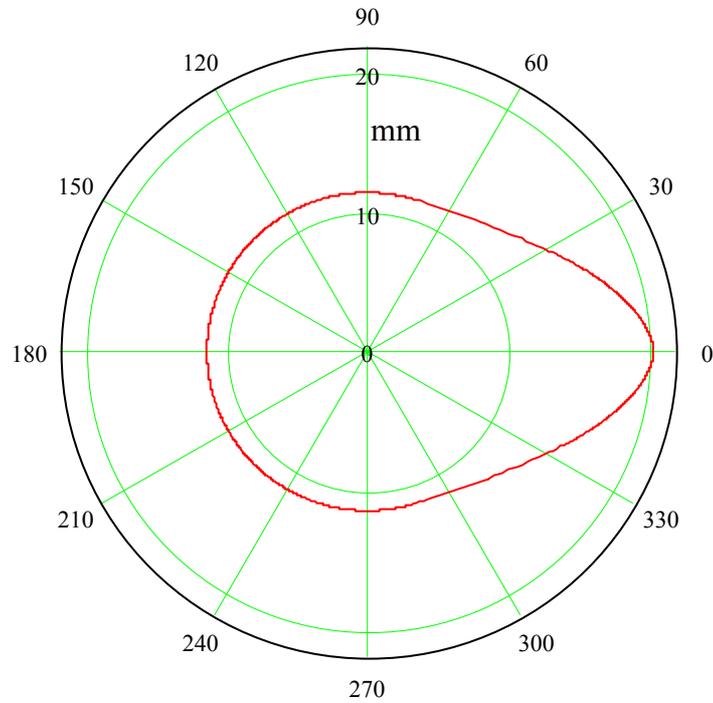


Fig. 9.5.10- Profilo camma aspirazione

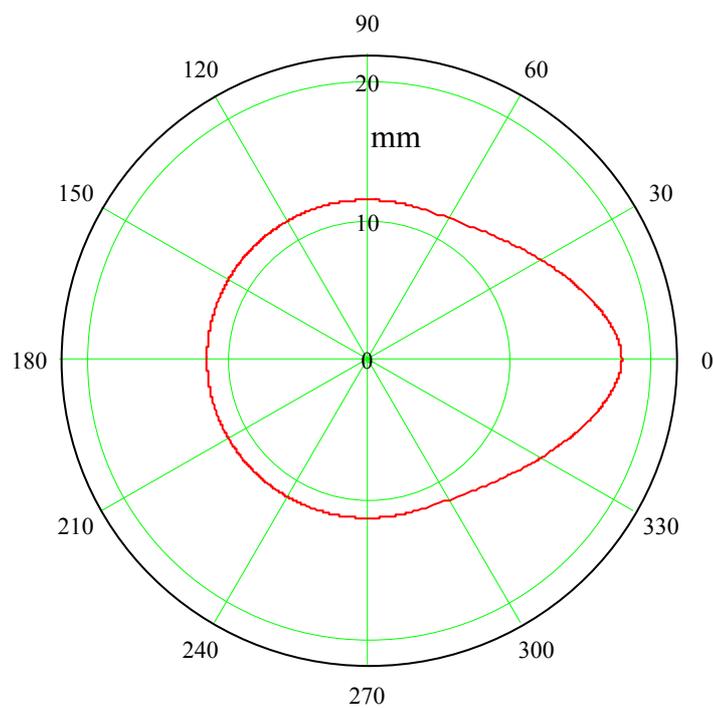


Fig. 9.5.11- Profilo camma scarico

9.5.3 Determinazione dell'espressione del raggio di curvatura minimo delle camme

Come descritto in precedenza, un parametro utile da controllare ai fini di mantenere entro valori limite prestabiliti la pressione di contatto (pressione hertziana) è il raggio di curvatura minimo delle camme; si è detto anche che per imporre tale raggio si ricorre alla relazione (9.4.2):

$$R_{\min} = R_0 + \frac{y_{\max}}{\varepsilon} + \frac{2k}{\varepsilon\beta^2} \quad (9.4.2 - \text{per il significato dei simboli si rimanda al sottoparagrafo 9.4.2})$$

Con le conoscenze acquisite nel presente paragrafo si è finalmente in grado di giustificare tale relazione.

La (9.4.2) è ottenibile a partire dall'espressioni (9.5.9):

$$\Gamma : \begin{cases} x_{\Gamma}(\alpha) = x_p(\alpha) \cos \alpha + y_p(\alpha) \operatorname{sen} \alpha \\ y_{\Gamma}(\alpha) = -x_p(\alpha) \operatorname{sen} \alpha + y_p(\alpha) \cos \alpha \end{cases} \quad (9.5.9) \quad \text{con:} \quad \begin{cases} x_p(\alpha) = \frac{dh_p}{d\alpha} \\ y_p(\alpha) = h_p(\alpha) + R_0 \end{cases} \quad (9.5.5)$$

applicando ad essa la formula generale per la determinazione della curvatura C (inversa del raggio di curvatura R):

$$C(\alpha) = \frac{1}{R(\alpha)} = \left| \frac{x_{\Gamma}''(\alpha) \cdot y_{\Gamma}'(\alpha) - x_{\Gamma}'(\alpha) \cdot y_{\Gamma}''(\alpha)}{\left(x_{\Gamma}'^2(\alpha) + y_{\Gamma}'^2(\alpha)\right)^{3/2}} \right|$$

particolarizzata per il valore di α restituente la testa della camma, dove il raggio di curvatura è minimo.

9.6 Punteria idraulica

Nei sistemi di comando della distribuzione di tipo meccanico è necessario prevedere, a valvola chiusa e a motore freddo, un gioco iniziale g_0 tra eccentrico e punteria. Tale gioco, necessario per compensare le dilatazioni termiche che avvengono durante il funzionamento del motore, genera, nell'attimo in cui viene annullato, rumorosità meccanica a causa dell'urto che si verifica tra i componenti del sistema; tale fenomeno si verifica in particolare nei casi in cui gli elementi della punteria sono lunghi, come nel caso del motore sviluppato. Per evitare questi inconvenienti viene introdotta nel sistema, una punteria idraulica che ha la funzione di garantire un accoppiamento continuo, tra gli elementi, controllandone i giochi ed ottenendo una maggiore regolarità di esercizio.

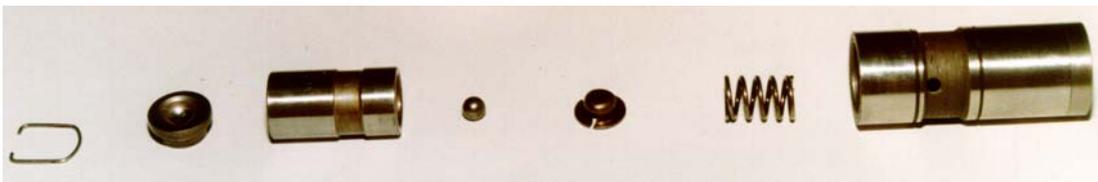


Fig. 9.6.1 – Punteria idraulica.

La punteria, di cui in Fig. 9.6.1 sono riportati i pezzi principali che la costituiscono, è formata da un corpo esterno, da un pistoncino interno avente nella parte inferiore una valvola idraulica, da un cilindro superiore dotato di sede emisferica per l'asta; la valvola idraulica è composta da una sfera che viene tenuta in sede da una molla inserita in una gabbia fissata alla sua sede da una seconda molla più rigida. Seguendo la rotazione della camma della punteria partendo dalla posizione di contatto del piattello sul cerchio base, viene di seguito descritto il funzionamento della punteria idraulica (Fig. 9.6.2).

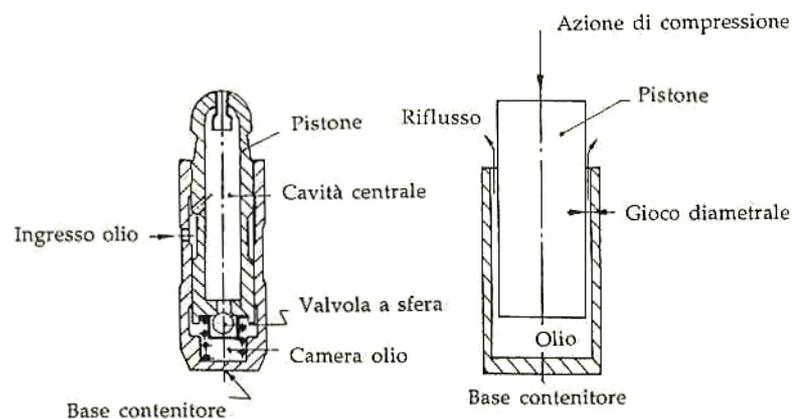


Fig. 9.6.2 – Principio di funzionamento punteria idraulica

La punteria riceve olio in pressione che riempie la cavità interna, trafila attraverso le scanalature che dividono i due pistoncini, vince la reazione della molla agente sulla sferetta, trafila e riempie la cavità inferiore. In conseguenza il pistoncino porta-asta riprende il gioco staccandosi leggermente da quello inferiore. Ruotando la camma si inizia l'alzata, questa porta alla chiusura della valvola a sfera, di conseguenza la pressione cresce nella camera inferiore e innalza il pistoncino inferiore sino a ristabilire il contatto con quello superiore. A questo punto la punteria si comporta come un corpo rigido e i due pistoncini si muovono assieme. Esiste però un moto relativo interno dovuto, parte alla compressibilità dell'olio, parte alle perdite di trafilamento che, assicurando la lubrificazione del sistema, ne asporta il calore generato dall'isteresi e dagli attriti.

9.7 Dimensionamento delle molle

9.7.1 Generalità

Le molle usate nella distribuzione dei motori per autotrazione sono del tipo a elica cilindrica (Fig. 9.7.1), costruite con filo a sezione circolare che lavora a torsione sotto carico assiale di compressione. Per tale motivo, queste molle sono indicate come “molle torsionali”.

La molla deve essere in grado di garantire il contatto tra gli elementi del sistema di distribuzione anche nei tratti a forte accelerazione negativa, non deve richiedere precarichi eccessivi evitando così di accentuare l'usura della valvola, della sede e di tutti gli altri accoppiamenti del sistema di alimentazione, a vantaggio anche del rendimento meccanico[11].

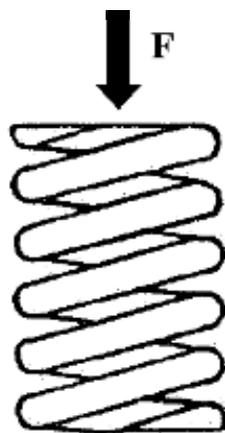


Fig. 9.7.1-Molla elicoidale

Deve inoltre mantenere un carico adeguato in condizioni di funzionamento del motore estremamente variabili, sia a regime sia durante gli inevitabili transitori più meno rapidi. Un proporzionamento non corretto può provocare distacchi tra gli elementi del sistema. Per lo stesso motivo si possono, inoltre, verificare molteplici configurazioni di risonanza: le molle possono presentare un solo addensamento di spire (forma modale del primo ordine), due, tre o quattro addensamenti di spire che corrispondono a vibrazione del secondo, terzo e quarto ordine. Analizzando tali forme modali si rivela come i valori massimi di sollecitazione si verifichino sempre alle estremità delle molle, che sono le zone più esposte a rotture a fatica.

Le tecniche utilizzate per evitare questi comportamenti anomali consistono nel proporzionare la molla in modo da ottenere frequenze proprie superiori alle condizioni di esercizio del motore.

Le sollecitazioni nella molla possono considerarsi come risultanti di diversi contributi. Ad una sollecitazione di soglia, che deriva dal precarico delle operazioni di montaggio corrispondente alla condizione di valvola chiusa, si somma una sollecitazione addizionale dovuta ad una apertura della valvola, questa è variabile nel tempo secondo la legge di deformazione della molla imposta dalla camma e dalla dinamica del sistema.

Le molle della distribuzione sono normalmente a flessibilità uniforme, hanno cioè le spire attive avvolte secondo un'elica a passo costante. Nei motori veloci, per evitare inconvenienti dovuti all'insorgere di fenomeni di risonanza, vengono utilizzate molle a flessibilità variabile, dette a *spire smorzanti*.

Per ogni valvola si possono prevedere molle di richiamo semplici oppure doppie, coassiali, funzionanti in parallelo. Le molle doppie consentono, a parità di spazio disponibile, di immagazzinare una maggiore quantità di energia elastica, di garantire una maggiore affidabilità e di ottenere nei motori veloci migliori risposte dinamiche.

Per evitare fenomeni di interferenza, in fase di compressione, si scelgono avvolgimenti discordi, o ciò che è lo stesso, una deve essere sinistrorsa e l'altra destrorsa [10].

9.7.2 Dimensionamento delle molle elicoidali per il richiamo delle valvole

Un buon dimensionamento non deve prevedere precarichi eccessivi, (< 25% della lunghezza a riposo) pur mantenendo un carico adeguato in condizioni variabili nel tempo.

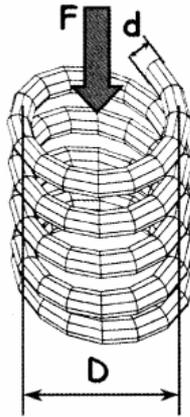


Fig. 9.7.2 - Molla elicoidale a sezione circolare

In una molla ad elica cilindrica a sezione circolare (Fig. 9.7.2) compressa da una forza F variabile nel tempo, la sollecitazione massima di torsione, in una sezione qualsiasi del filo, si ricava dalla relazione:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} k_w$$

Dove d è il diametro del filo, D diametro medio delle spire e k_w è il coefficiente di Wahl espresso da:

$$k_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \quad \text{con} \quad c = \frac{D}{d}$$

A parità di c , la tensione τ è inversamente proporzionale a quadrato del diametro del filo:

$$\tau \propto c \frac{1}{d^2}$$

Se ne deduce che per limitare le tensioni, occorre utilizzare fili di grande diametro. Sempre a parità di c , la frequenza naturale f_n di risonanza della molla risulta invece inversamente proporzionale al diametro medio D :

$$f_n \propto \frac{d}{D^2 N} + \sqrt{\frac{G}{\rho}} \propto \frac{1}{cD}$$

Dove G rappresenta il modulo di elasticità tangenziale $\left(G = \frac{E}{2(1+\nu)} \right)$, ρ rappresenta la densità del materiale utilizzato per la molla ed N indica il numero delle spire.

Per molle in acciaio, esprimendo D in mm, la frequenza naturale, espressa in Hz sarà:

$$f_n = \frac{353000d}{D^2 N}$$

Per evitare la condizione di risonanza che riduce la capacità di controllare il moto delle valvole, occorre fare in modo che la frequenza naturale sia maggiore della più alta armonica significativa del motore, tipicamente la 13°. Questo significa che deve essere maggiore della frequenza di rotazione dell'albero a camme moltiplicata per 13, (tale verifica deve essere effettuata solo per motori estremamente veloci) [29].

Per avere elevati valori di f_n è necessario mantenere D basso; questo però a parità di c , comporta piccoli valori di d , quindi elevate tensioni. Come già anticipato, questo è uno dei motivi per cui, nei motori funzionanti a regimi di rotazione elevati, spesso si ricorre all'utilizzo di molle montate in parallelo, che avendo frequenze naturali diverse possono rispondere meglio alle esigenze strutturali.

Altra caratteristica meccanica rilevante per le molle è la rigidità k definita come il rapporto tra il carico su esse applicato F (diretto secondo l'asse della molla), ed il conseguente schiacciamento δ . Per le molle di torsione si ha:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{d^4 G}{8D^3 N}$$

Nel dimensionamento delle molle di richiamo si può procedere nel seguente modo:

1. *Determinazione del carico F variabile nel tempo (F_{max} e F_{min})*

La molla deve esercitare una forza in direzione opposta all'apertura della valvola, tale da essere sempre maggiore delle forze inerziali che agiscono sui componenti in movimento, in seguito all'accelerazione imposta dalla camma. La forza massima, F_{max} , è determinata dal valore delle forze inerziali a valvola aperta.

A causa alle contropressioni che si possono verificare nei condotti, la molla dovrà esercitare anche una forza tale da evitare l'apertura della valvola chiusa. Il valore minimo di tale forza, F_{min} , è quindi determinato dalle contropressioni e dalla geometria della testa delle valvole.

2. *la somma $D + d$ è influenzata dallo spazio a disposizione nella testa (Fig. 9.7.3)*

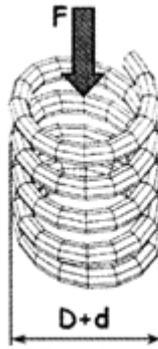


Fig. 9.7.3-Spazio a disposizione nella testa

In fase di progetto sarà necessario valutare lo spazio a disposizione per l'alloggiamento delle molle e scegliere di conseguenza, fissato il valore $D+d$, il materiale e la geometria che permettono di avere risposte adeguate alle sollecitazioni agenti sul sistema.

3. *Le tensioni sul filo* devono essere tali da evitare la rottura entro un certo margine di sicurezza. Viene quindi stabilita la linea di carico (τ_{\max}/τ_{\min}), sul diagramma di vita a fatica (Fig. 9.7.4), proporzionale a F_{\max}/F_{\min} e viene stabilito come valore ammissibile per τ , quello corrispondente alla rottura (punto di incrocio fra la retta di carico e quella di vita) diminuito di circa il 10% (per lasciare un certo margine di sicurezza). Poiché la rottura avviene generalmente con molla “a pacco”, ossia quando le spire vengono a contatto tra loro, e volendo evitare di raggiungere in funzionamento normale tale situazione pericolosa, si diminuisce ulteriormente di circa il 10% il valore della τ precedentemente ricavato (stabilendo in questo modo che la molla non arriverà mai nella situazione di chiusura “a pacco”).

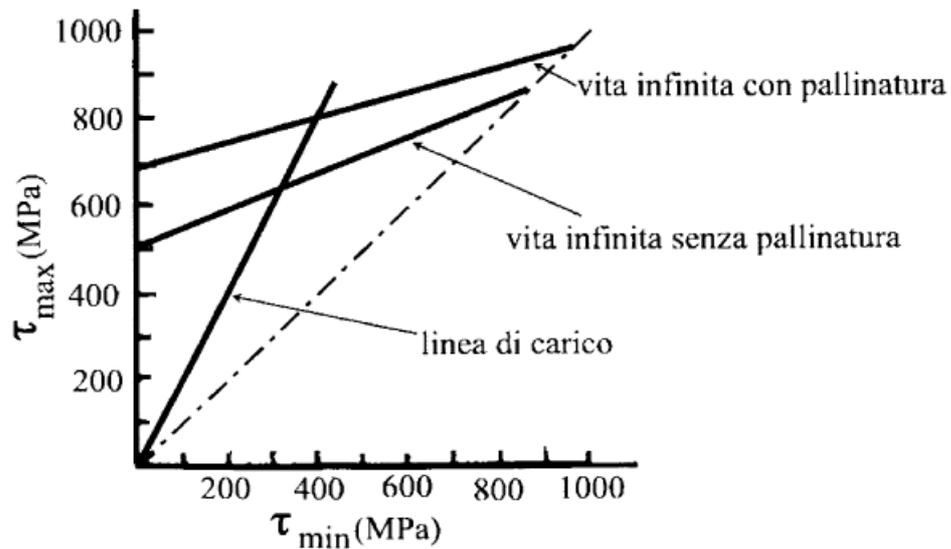


Fig. 9.7.4 - Diagramma a fatica a vita infinita per molle in acciaio con $d < 5\text{mm}$

Utilizzando quindi la seguente relazione:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} k_w = \frac{8Fc}{\pi d^2} k_w \quad \text{con } F = F_{\max}$$

potranno essere determinati d e c (utilizzando un procedimento iterativo: si fissa c e si determina d , si arrotonda d ad un valore tecnologicamente accettabile e si ricalcola c).

4. Per la determinazione del numero di spire, si utilizza la formula della freccia, in quanto essa è uguale al valore dell'alzata:

$$\text{alzata} = \frac{8FD^3N}{d^4G}$$

tenendo conto che le estremità delle molle sono generalmente molate, il numero totale di spire sarà:

$$N_t = N + 2$$

5. Si determina la lunghezza libera della molla, ovvero della molla non caricata (= lunghezza a pacco + forza che porta la molla a pacco/k):

$$\text{lunghezza libera} = N_t d + \frac{F_{\max} + 10\%}{\frac{d^4G}{8D^3N}}$$

Occorre quindi verificare la stabilità a carico di punta utilizzando appositi diagrammi (Fig. 9.7.5)

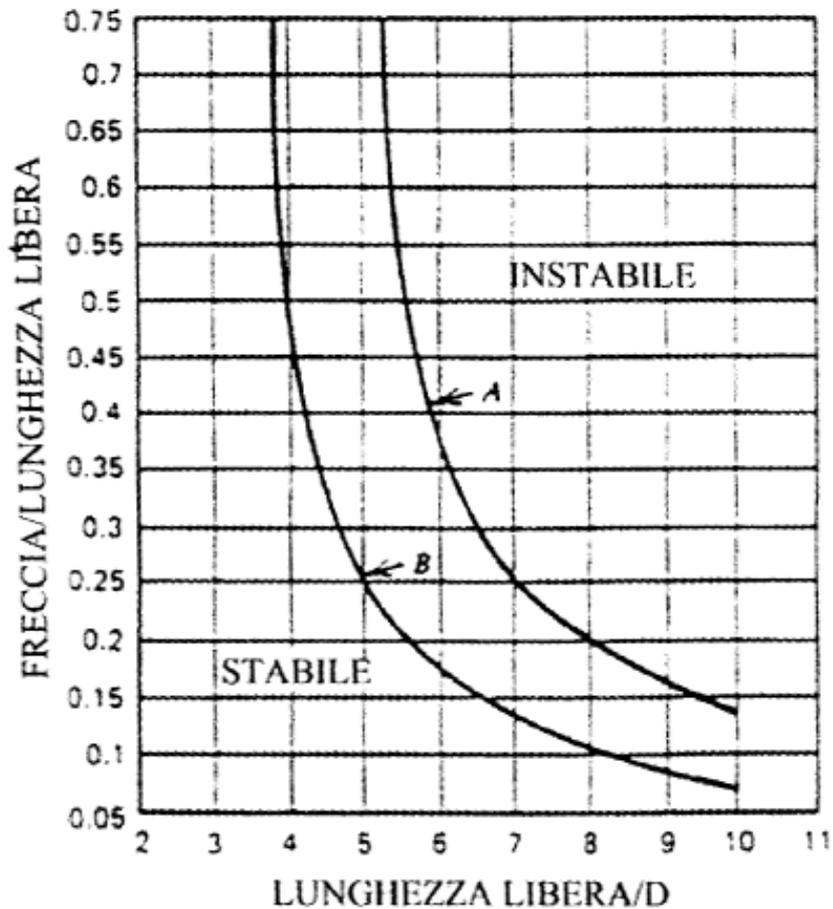


Fig. 9.7.5- Diagramma di verifica a instabilità per molle

6. Si effettua infine la verifica a risonanza alle frequenze proprie di funzionamento imposte dal regime del motore (come descritto in precedenza).

Se tale verifica non dà risultati positivi, occorre rivedere il progetto ed eventualmente utilizzare più molle in parallelo, progettate con stessa τ , stessa freccia e ovviamente diametri medio e del filo diversi, montate sullo stesso piattello (Fig. 9.7.6).

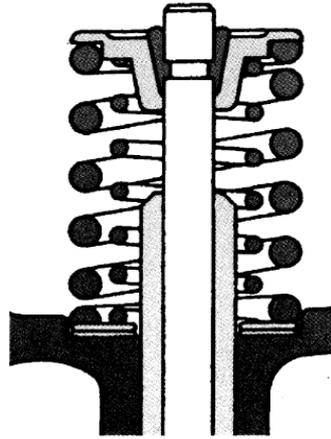


Fig 9.7.6- Molle montate in parallelo

In seguito agli schiacciamenti, la molla ruota, mettendo in rotazione anche la valvola e prolungandone in questo modo la durata. Questa rotazione è tanto più accentuata quanto minore è il numero di spire.

A causa di tali rotazioni, per motori con testate in alluminio, gli anelli di battuta delle molle, lato testata, devono essere necessariamente in acciaio in quanto lo strisciamento diretto delle molle sull'alluminio ne provocherebbe una forte usura.

La resistenza a fatica può essere aumentata applicando un'operazione di "presetting": la molla viene scelta più lunga e successivamente le viene applicato un carico di compressione fino allo snervamento, che la porta alla lunghezza desiderata. Il fatto di applicare un carico che eccede il limite di snervamento porta infatti ad effetti favorevoli sui successivi carichi applicati nella stessa direzione (Fig. 9.7.7) [30].

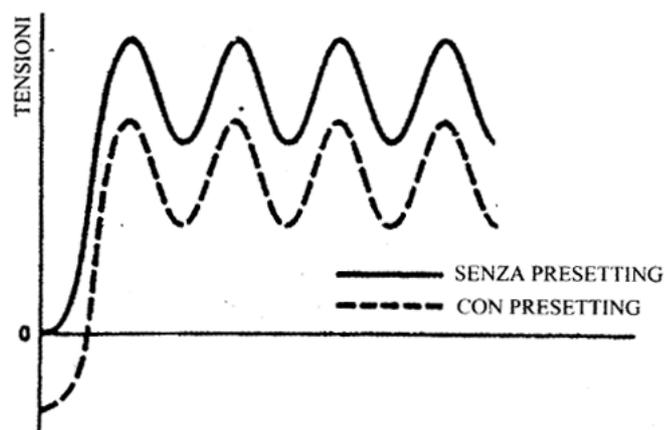


Fig. 9.7.7-Influenza del presetting

9.7.3 Molle per ULM220

Per il motore oggetto della tesi, si sono scelte molle cilindriche elicoidali a flessibilità uniforme (torsionali).

Per quanto esposto in precedenza, per avere una maggiore affidabilità e, a parità di spazio, un maggiore immagazzinamento dell'energia elastica, si sono adottate molle doppie, coassiali, funzionanti in parallelo. Avendo inoltre le due molle frequenze naturali diverse, possono rispondere meglio alle esigenze del sistema consentendo il raggiungimento di regimi di rotazione elevati. Questa soluzione, insieme al fatto che il motore non raggiunge regimi di rotazione troppo alti, sono una garanzia di sicurezza.

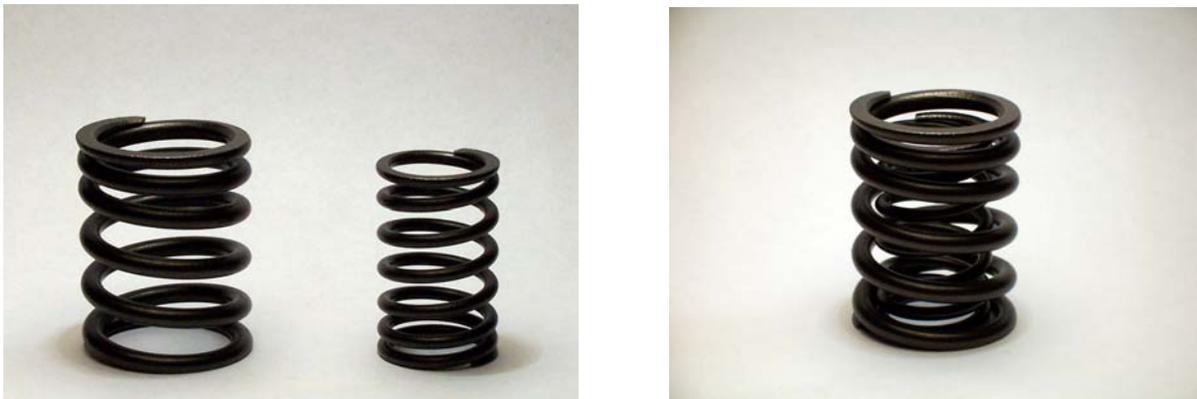


Fig. 9.7.8- Molle valvole ULM220

Invece di procedere al dimensionamento della molla, seguendo i metodi sopra citati, si è preferito scegliere molle di tipo commerciale.

Per motivi di sicurezza si sono adottate molle utilizzate in campo motociclistico per motori che raggiungono regimi di rotazione molto al di sopra di quello massimo dell'ULM220 che è di 5000 giri/min.

I parametri che caratterizzano le molle scelte sono:

✓ *Molla grande (Fig. 9.7.9)*

Diametro medio = $D_1 = 24.8$ [mm]

Diametro filo = $d_1 = 3.50$ [mm]

Numero spire attive = $i_1 = 5.5$

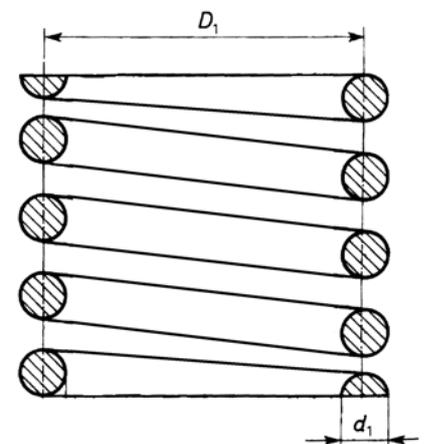


Fig 9.7.9 - Molla grande

✓ *Molla piccola (Fig. 9.7.10)*

Diametro medio = $D_2 = 17.6$ [mm]

Diametro filo = $d_2 = 2.40$ [mm]

Numero spire attive = $i_2 = 6.5$

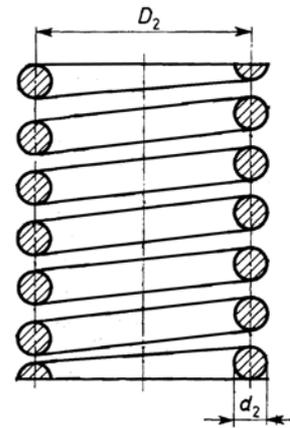


Fig. 9.7.10 - Molla piccola

Sapendo che il modulo di elasticità tangenziale G è pari a 81500 N/mm^2 e che per molle elicoidali la costante di elasticità è espressa come:

$$K = \frac{Gd^4}{8iD_m^3}$$

Risulta: $K_1 = 18.21 \text{ N/mm}$; $K_2 = 9.54 \text{ N/mm}$

Poiché le molle sono montate in parallelo (Fig 9.7.11), la rigidezza totale è data dalla somma delle singole rigidezze, quindi:

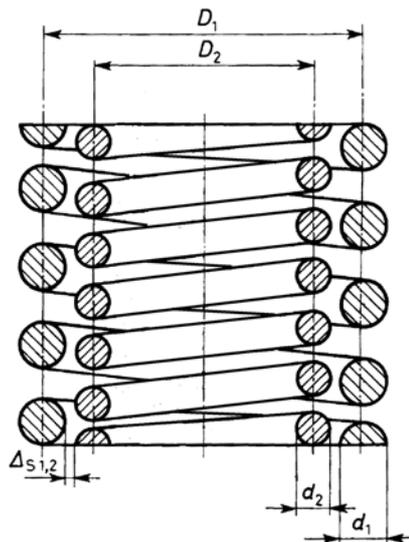


Fig. 9.7.11 - Sezione molle in parallelo

$$K_{\text{tot}} = K_g + K_p = 27.75 \text{ N/mm}$$

La frequenza naturale espressa in Hz sarà:

$$f_n = \frac{353000d}{D^2 N} = 7.79 \cdot 10^5 \text{ Hz}$$

Mentre la più alta armonica significativa del motore, cioè la tredicesima, sarà:

$$f = 13 \cdot f_1 = 13 \cdot \frac{5000 \cdot 2\pi}{60} = 6.807 \cdot 10^3 \text{ Hz}$$

Dal confronto si vede che la frequenza naturale è di due ordini di grandezza superiore rispetto alla tredicesima armonica. Tale risultato era ampiamente previsto poiché questo confronto si effettua per motori molto prestanti (motori da competizioni).

9.8 Sistema di comando valvole

Il precedente motore progettato nel DIME, l'APW 167 (Fig. 9.8.1), era stato dotato di 2 valvole per cilindro comandate, tramite aste e bilancieri, da un albero a camme centrale azionato dal riduttore dell'elica. Le aste di punteria erano sghembe tra loro ed inclinate rispetto al piano orizzontale contenente gli assi dei cilindri. Così pure gli assi delle valvole formavano un piccolo angolo con l'asse del cilindro.

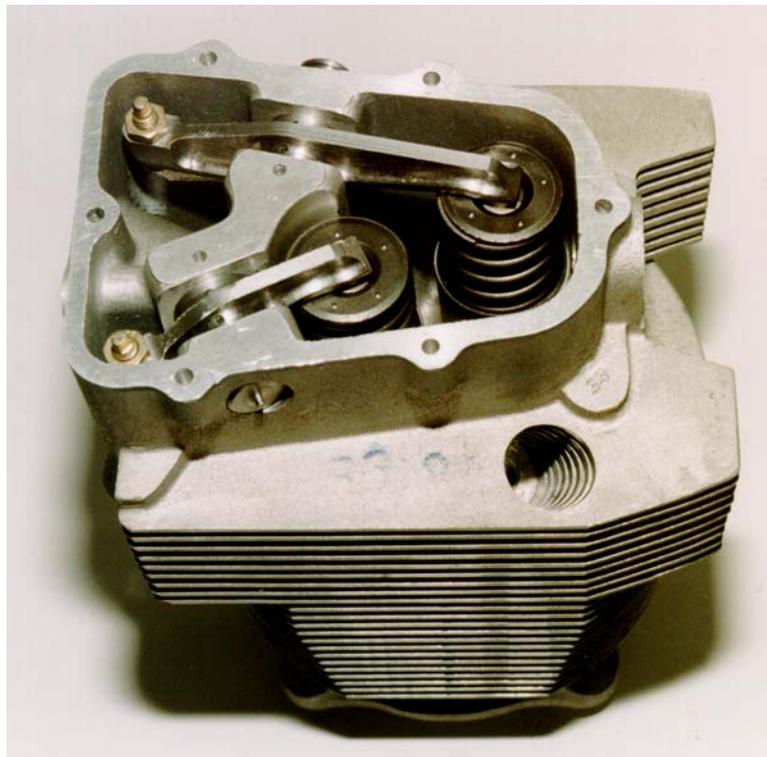


Fig. 9.8.1 – Testata completa di bilancieri e valvole del APW 167.

Le modifiche più evidenti imposte dalle specifiche di progetto al motore oggetto del presente studio sono state quelle di portare a 4 le valvole per cilindro, e di rendere le aste di punteria parallele tra loro e parallele all'asse del cilindro (Fig. 9.8.2).

In tale modo si sono rese più agevoli le operazioni di montaggio e di controllo del gruppo testata cilindro ed inoltre si è consentito un più corretto funzionamento delle punterie idrauliche di cui è dotata la distribuzione.

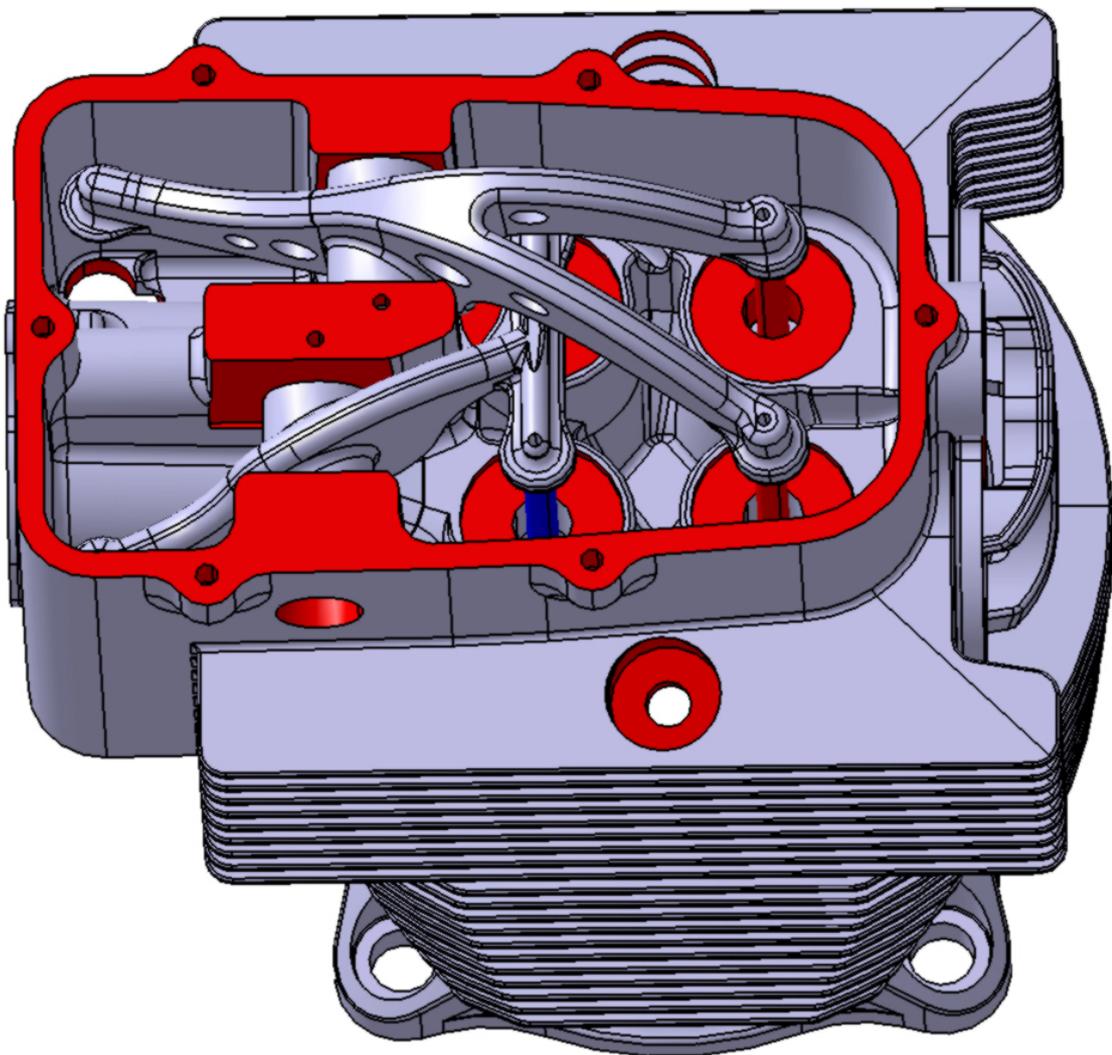


Fig. 9.8.2 – Vista assonometria della testata completa di bilanciari e valvole del ULM 220.

Il primo passo è stato quello di adottare un sistema a valvole dritte. Questa soluzione ha il vantaggio di essere facilmente realizzata ben adattandosi alla scelta monolitica effettuata per l'accoppiamento testata-cilindro.

Individuata la distanza tra le aste di punteria delle valvole di aspirazione e scarico si è proceduto al disegno dei bilanciari.

A differenza del primo motore, nel quale a ciascun bilanciante competeva l'azionamento di una singola valvola, si è passati alla nuova soluzione nella quale ciascun bilanciante aziona una coppia di valvole omogenee. Di conseguenza è scaturito un maggior carico che i bilancianti devono sopportare, ma inferiore al doppio del valore relativo al precedente motore. Essendo i carichi applicati prevalentemente di tipo flessionale, si è scelto di disegnare tali organi con una sezione crescente in proporzione col braccio del momento flettente. Le leve costituenti i bilancianti sono state disegnate, inoltre, assegnando loro una forma ad arco al fine di distribuire in modo ottimale il carico. Per evitare poi effetti torcenti dovuti al fatto che ciascun bilanciante comanda due valvole, si è scelto un profilo a "T" (in pianta) per il bilanciante di aspirazione, mentre questioni di robustezza e di interferenza nel moto dei due bilancianti, hanno comportato l'adozione di un profilo a "V" per quello di scarico. Nelle Figg. 9.8.3 e 9.8.4 sono rappresentati in vista assonometrica e dall'alto i sopra citati bilancianti.

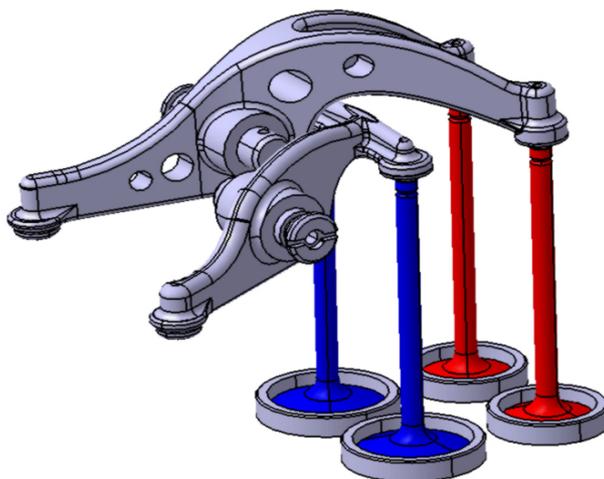


Fig. 9.8.3 – Vista assonometrica dei bilancianti:
forma a V per lo scarico, a T per l'aspirazione

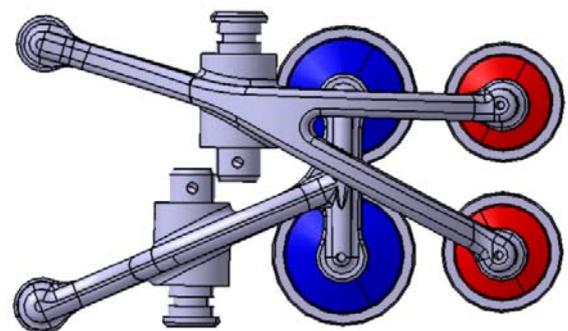


Fig. 9.8.4 – Vista dall'alto dei bilancianti.
forma a V per lo scarico, a T per l'aspirazione

Si è scelto come rapporto tra i bracci di ciascuna leva quello unitario per il bilanciante di aspirazione e un rapporto pari a 4:3 per quello di scarico. Si è inoltre previsto un unico supporto centrale per una delle estremità degli alberini, costituenti i fulcri, più due supporti laterali ricavati nelle pareti della testata in cui sono state inserite le rimanenti estremità degli stessi alberini.

9.8.1 Analisi FEM dei bilancianti

I bilancianti progettati sono stati sottoposti ad analisi agli elementi finiti per simularne il comportamento sotto il carico statico, dovuto al precarico e alla reazione elastica delle molle,

e sotto quello dinamico per le forze di inerzia che si manifestano nel loro moto, per la cui determinazione si rimanda al paragrafo 9.9. La medesima analisi, per confronto, è stata poi condotta sui bilancieri del precedente motore APW 167. Il risultato è stato ampiamente soddisfacente: i bilancieri progettati, in particolare quello di scarico, nonostante sottoposti a un carico circa doppio rispetto ai loro predecessori, presentano tensioni massime paragonabili a quelle precedenti. In particolare la tensione è solo maggiore di qualche unità (espressa in daN/mm²) per quello di aspirazione, addirittura minore per quello di scarico.

In Figg. 9.8.5 a) e b) sono riportati i risultati dell'analisi per il bilanciere di aspirazione con la mappa delle tensioni nodali calcolate col criterio di Von Mises:

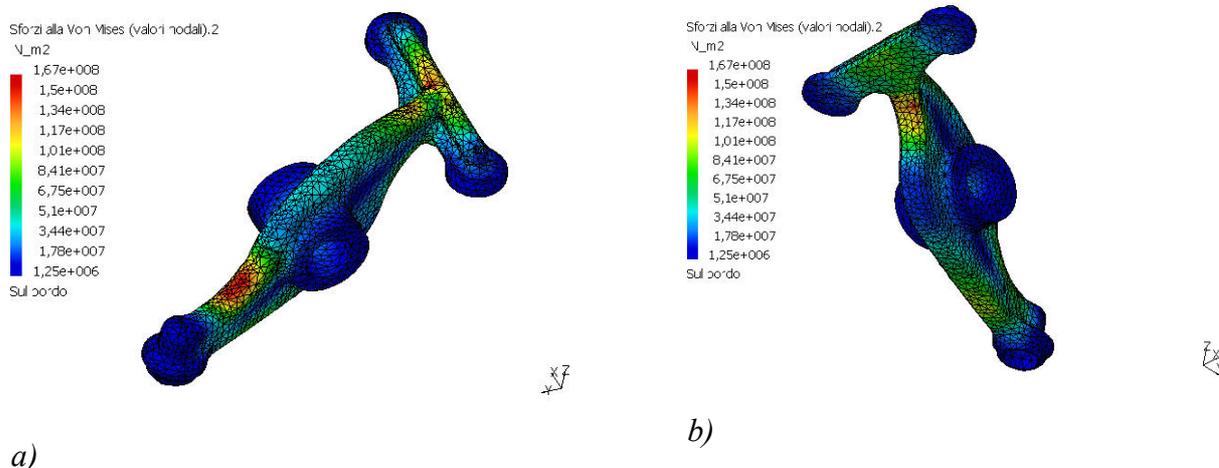


Fig. 9.8.5 – Analisi FEM del bilanciere di aspirazione del motore ULM220

In entrambe le figure si nota come lo sforzo massimo sia concentrato su fibre che lavorano a compressione. Nella successiva Fig. 9.8.6 è invece riportata l'analisi FEM condotta sul bilanciere di aspirazione del APW 167:

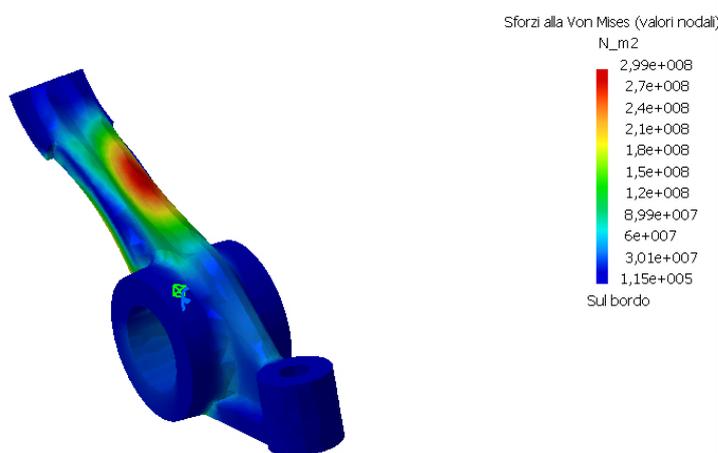
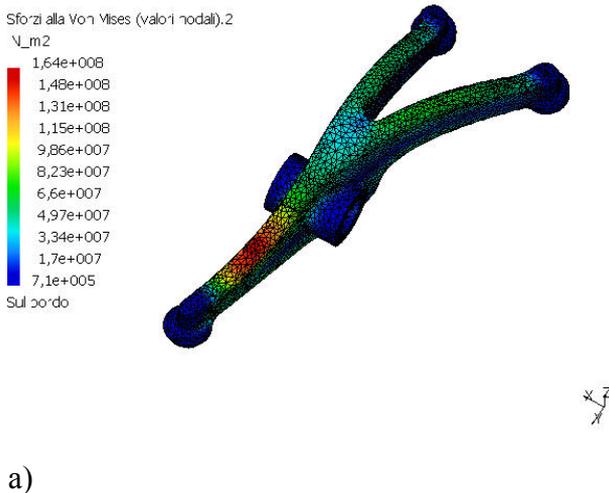


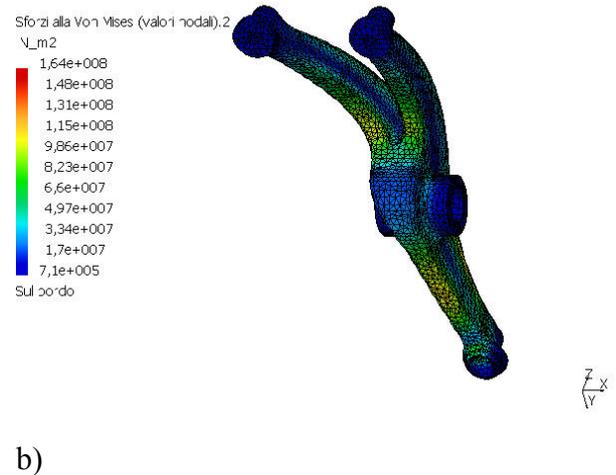
Fig. 9.8.6 – Analisi FEM del bilanciere di aspirazione del motore APW 167.

I risultati dell'analisi FEM relativa al bilanciere di scarico, riportati nelle Fig. 9.8.7 a) e b), sono ancora più confortanti se paragonati agli omologhi del bilanciere di scarico del APW 167 (Fig. 9.8.8). Si può infatti notare come lo sforzo massimo, presente su fibre che comunque lavorano a compressione, sia addirittura minore di quello relativo al bilanciere del motore precedente.



a)

Fig. 9.8.7 a – Analisi FEM del bilanciere di scarico



b)

Fig. 9.8.7 b – Analisi FEM del bilanciere di scarico.

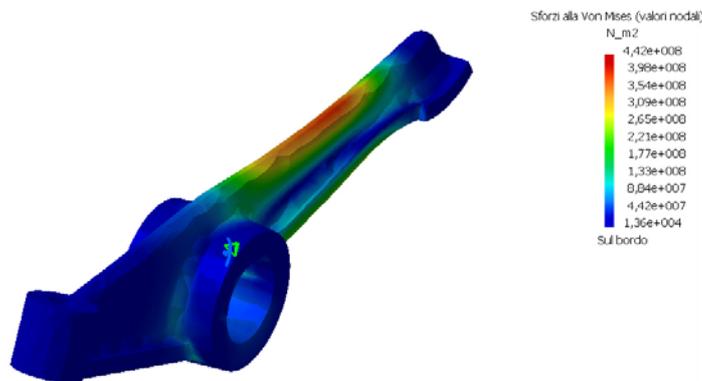


Fig. 9.8.8 – Analisi FEM del bilanciere di scarico del motore APW 167.

La progettazione dei bilancieri è risultata alquanto laboriosa ed i risultati che si sono raccolti hanno dimostrato come la geometria individuata per risolvere i vari problemi, si sia rilevata non solo innovativa ma anche funzionale, anche se suscettibile di qualche difficoltà realizzativa.

Va infatti rilevato che l'analisi FEM non ha potuto tenere in conto di alcune deformazioni di ritiro subite dal materiale negli stampi di fusione. Pertanto è stato necessario rivedere il

disegno strutturale dei bilancieri di scarico che in particolare hanno subito detti effetti deformativi, aumentando lievemente la sezione resistente e praticando, per compenso fori di alleggerimento.



Fig. 9.8.9 – Bilanciere di Aspirazione a T (grezzo)



Fig. 9.8.10 – Bilanciere di Scarico a V (grezzo)

Nelle Figg. 9.8.9 e 9.8.10, sopra riportate, sono riconoscibili prima delle lavorazioni meccaniche, una coppia di bilancieri a T, per le valvole di aspirazione ed a V, per quelle di scarico.

9.9 Distacco della punteria

In letteratura il distacco della punteria di un sistema di distribuzione ad asta e bilanciere viene studiato considerando il sistema ridotto ad un punto dell'asta.

Sul sistema effettivo (o reale) si eseguono due tipi di operazioni, che prendono rispettivamente il nome di riduzione delle masse e riduzione delle forze; in tal modo risulta molto più facile lavorare con un sistema del tipo massa-molla.

I valori di m (massa), P (precarico), K (rigidità degli elementi elastici) definiscono il sistema ridotto (Fig. 9.9.1)

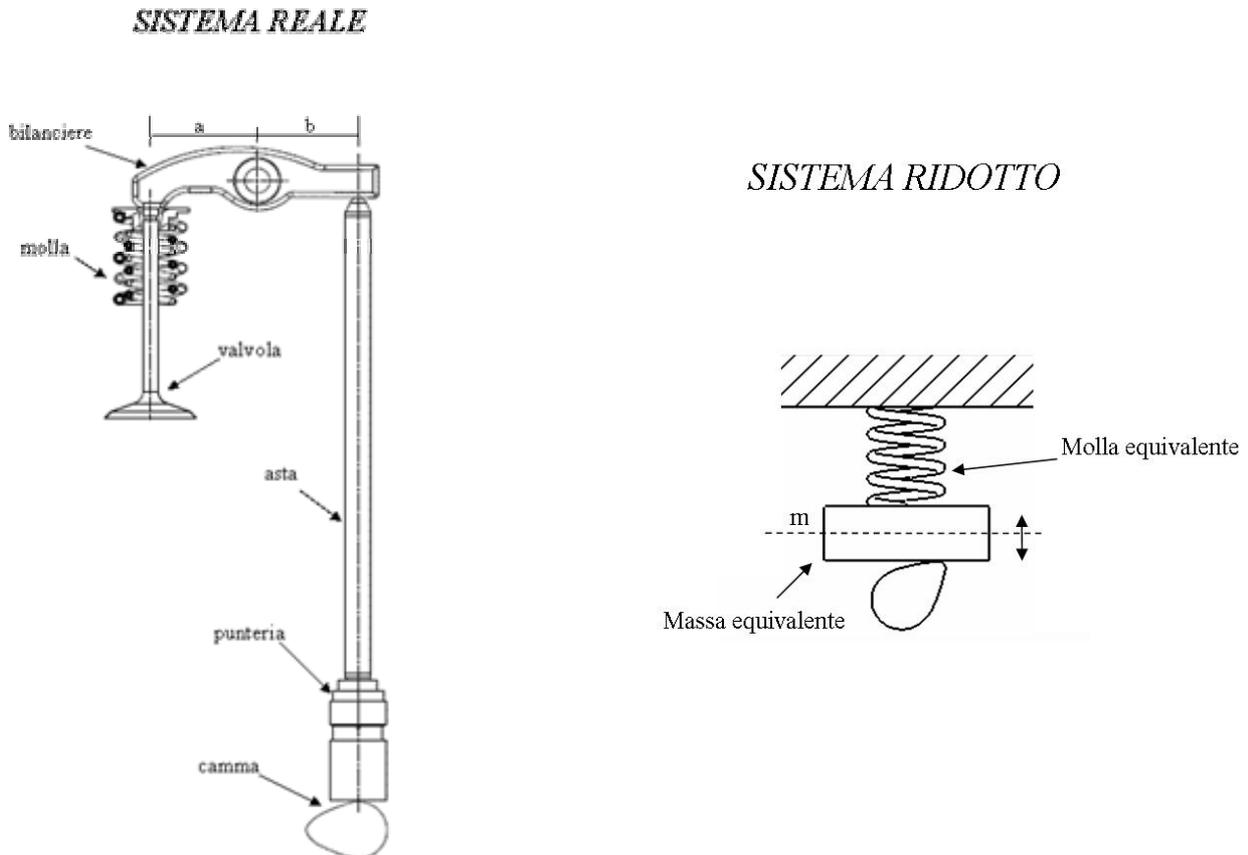


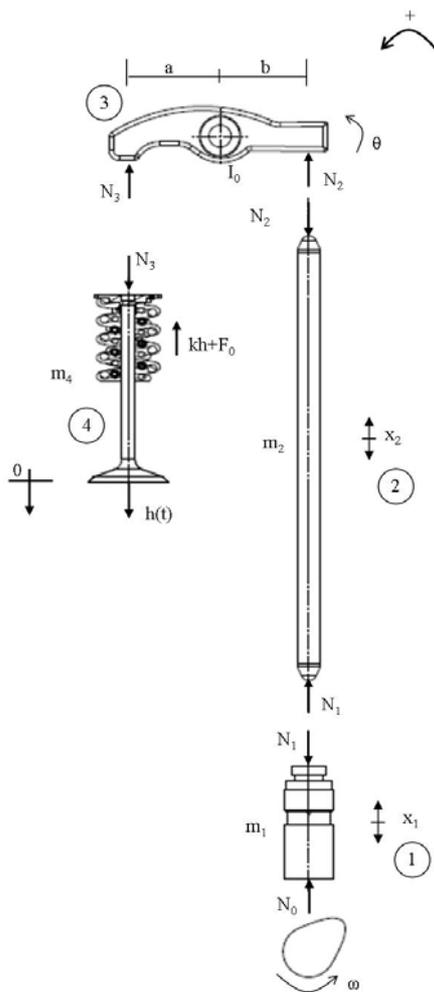
Fig. 9.9.1- Schema del sistema reale ULM220 e del suo sistema ridotto

Nel lavoro di tesi si è preferito considerare il sistema reale, in quanto permette di individuare, non solo il fenomeno del distacco, ma anche di risalire alle forze di interazione tra i vari elementi facenti parte della catena di distribuzione, camma-punteria, punteria-asta e asta-bilancieri.

Quest'ultimo caso è di particolare interesse in quanto consente la determinazione dei carichi agenti sul bilanciere, carichi che sono stati già utilizzati per un'analisi strutturale agli elementi finiti.

In Fig. 9.9.2 è rappresentato un meccanismo comando-valvola di un m.c.i. a quattro tempi.

Nell'ipotesi che gli elementi che lo compongono (punteria, asta di punteria, camma e valvola) possano essere considerati rigidi, il sistema ha un solo grado di libertà.



Si indica con $x_1=x_2=x$ lo spostamento della punteria e dell'asta di punteria, θ la rotazione del bilanciere e $h(t)$ lo spostamento della camma.

Per piccoli angoli di rotazione θ della camma è possibile approssimare l'arco di curva con lo spostamento verticale x

quindi:

$$\cos \theta = \frac{x}{b} \Rightarrow \theta = \frac{x}{b}$$

Il legame tra lo spostamento della valvola e θ è pari a

$$h = \theta a \Rightarrow h = x \frac{a}{b}$$

Fig. 9.9.2- Esplosivo schema di distribuzione

Bilancio di forze

Si è scelta come riferimento l'ascissa curvilinea in Fig. 9.9.2 e come coordinata generalizzata lo spostamento della valvola h

Punteria $N_0 - N_1 = m_1 \ddot{x}_1 \Rightarrow N_0 - N_1 = m_1 \frac{b}{a} \ddot{h}$

Asta $N_1 - N_2 = m_2 \ddot{x}_2 \Rightarrow N_1 - N_2 = m_2 \frac{b}{a} \ddot{h}$

Bilanciere $N_2 b - N_3 a = I_0 \ddot{\theta} \Rightarrow N_2 b - N_3 a = \frac{I_0}{a} \ddot{h}$

Valvola $N_3 - kh - F_0 = m_4 \ddot{h}$

Dal confronto delle ultime due equazioni si ricava N_2

$$N_2 = \frac{a}{b} \left[m_4 \ddot{h} + kh + F_0 + \frac{I_0}{b^2} \ddot{h} \right] \quad (9.9.1)$$

E quindi poiché lo spostamento della valvola h è sempre positivo allora:

$$\ddot{h} > 0 \Rightarrow N_2 > N_3$$

$$\ddot{h} < 0 \Rightarrow N_2 < N_3$$

Dal confronto della seconda e terza equazione si ricava N_1

$$N_1 = \frac{a}{b} \left[\left(m_2 \frac{b^2}{a^2} + m_4 + \frac{I_0}{b^2} \right) \ddot{h} + kh + F_0 \right] \quad (9.9.2)$$

e quindi

$$\ddot{h} > 0 \Rightarrow N_1 > N_2$$

$$\ddot{h} < 0 \Rightarrow N_1 < N_2$$

Dal confronto delle prime due equazioni si ricava N_0

$$N_0 = \frac{a}{b} \left[\left(m_1 \frac{b^2}{a^2} + m_2 \frac{b^2}{a^2} + m_4 + \frac{I_0}{b^2} \right) \ddot{h} + kh + F_0 \right]$$

e quindi

$$\ddot{h} > 0 \Rightarrow N_0 > N_1$$

$$\ddot{h} < 0 \Rightarrow N_0 < N_1$$

Nel motore oggetto della tesi poiché i rapporti $\frac{a}{b}$, sia del bilanciere di aspirazione che di scarico sono >1 allora:

$$\text{per } \ddot{h} > 0 \Rightarrow N_0 > N_1 > N_2 > N_3$$

$$\text{Per } \ddot{h} < 0 \Rightarrow N_0 < N_1 < N_2 < N_3 \quad (\text{condizione verificata in tutti i sistemi di}$$

distribuzione)

Nel lavoro di tesi sono state studiate due versioni diverse per i bilancieri di aspirazione e di scarico, che differiscono per pesi e rigidezze (versione V1, V2).

Nelle Figg. da 9.9.3 a 9.9.6 si riportano i diagrammi delle forze N_0, N_1, N_2, N_3 in funzione di θ per il bilanciere di aspirazione e scarico nelle due versioni realizzate.

Per la versione V1:

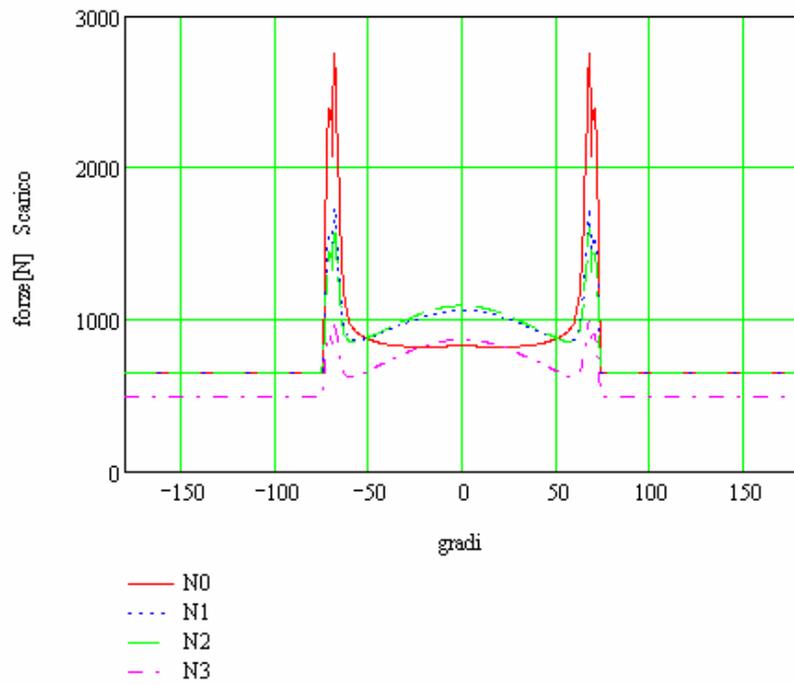


Fig. 9.9.3- Forze agenti sul cinematismo di comando della valvola di scarico (V1)

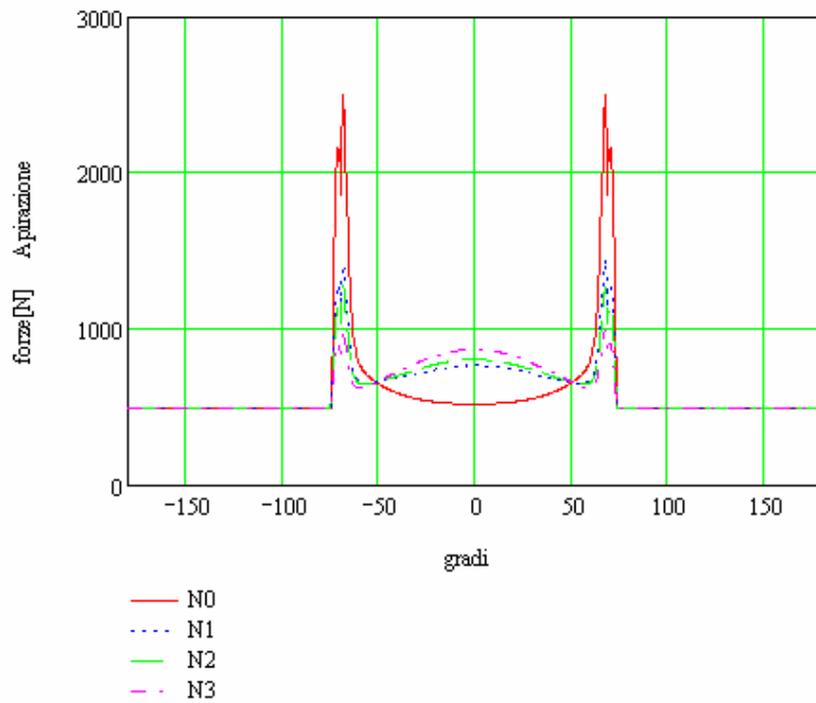


Fig. 9.9.4- Forze agenti sul cinematismo di comando della valvola di aspirazione (V1)

Per la versione V2:

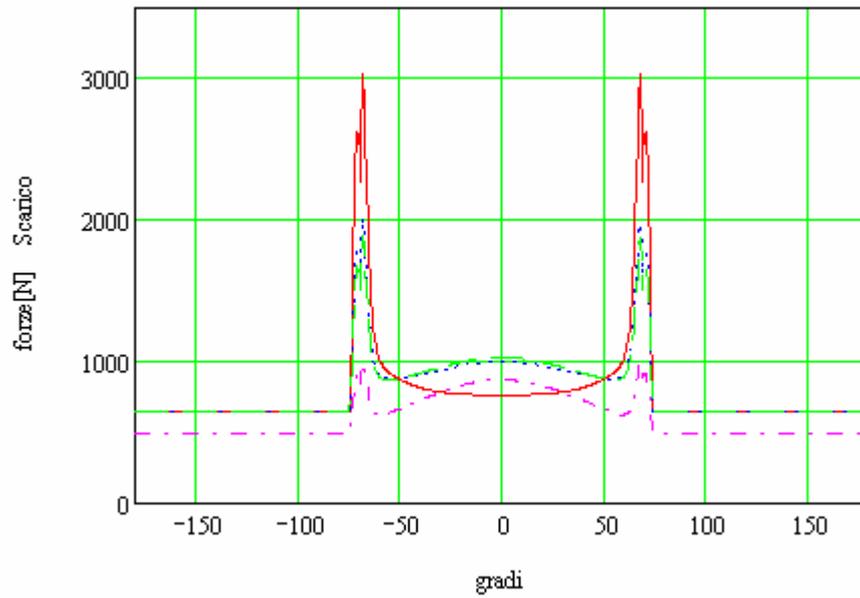


Fig. 9.9.5- Forze agenti sul cinematismo di comando della valvola di scarico (V2)

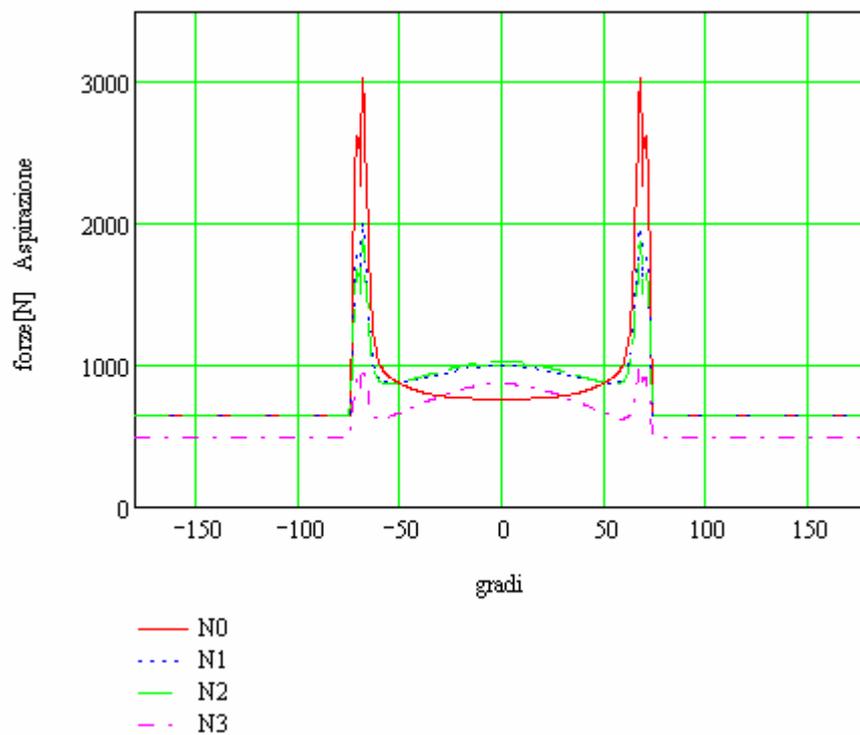


Fig. 9.9.6- Forze agenti sul cinematismo di comando della valvola di aspirazione (V2)

Dai diagrammi si evince facilmente che i valori di F_0 , sia nella prima che nella seconda versione dei bilancieri, si mantengono sempre al di sopra dello zero.

Si capisce quindi che durante il funzionamento del motore non si verifica il fenomeno del distacco della punteria per i due bilancieri presi in esame.

Da tali diagrammi si ricavano inoltre i valori massimi che tali funzioni assumono durante il funzionamento del motore (Tab 9.9.1).

Tabella 9.9.1

Bilanciere	V1	V2
Aspirazione	N0=2495N	N0=2563N
	N1=1440N	N1=1440N
	N2=1275N	N2=1508N
	N3=998N	N3=998N
Scarico	N0=2749N	N0=3023N
	N1=1736N	N1=2010N
	N2=1609N	N2=1883N
	N3=998N	N3=998N

Tali valori verranno utilizzati per studiare i fenomeni di risonanza tra i modi propri di vibrare del sistema e le pulsazione della forzante, mentre sono stati già utilizzati per effettuare l'analisi FEM sui bilancieri di cui al paragrafo 9.8.1.

Per determinare la risposta dinamica del sistema (pulsazioni naturali e moto effettivo della valvola) è necessario conoscere le rigidità k dei bilancieri e delle aste, non potendo, queste, essere studiate come sistemi perfettamente rigidi.

9.9.1 Elasticità del sistema di comando della distribuzione

A causa della inevitabile elasticità degli organi che compongono il meccanismo di comando della distribuzione, esiste sempre una certa differenza tra la legge di moto effettiva della valvola e quella teoricamente imposta dal profilo dell'eccentrico.

Specie nel caso di motori veloci con sistemi di comando della distribuzione relativamente elastici, possono nascere moti vibratori tali da provocare notevoli disturbi quali rumorosità, fasatura reale diversa da quella di progetto e prematuro logorio di organi meccanici.

Per studiare il comportamento dinamico del sistema, occorre definire il modello matematico ad esso equivalente che ne riproduca le caratteristiche elastiche ed inerziali.

E' buona norma che l'elasticità del sistema venga misurata sperimentalmente.

Il procedimento è quello illustrato in Fig. 9.9.7 dove si considera un meccanismo a punteria, asta e bilanciere. In corrispondenza dei due estremi A e B del bilanciere sono applicati due micrometri che permettono di misurare i cedimenti elastici δ_1 e δ_2 dovuti all'applicazione di un carico F_1 , di valore noto, in A. Effettuando l'operazione prima per valori crescenti e poi decrescenti del carico, è possibile tracciare i diagrammi di Fig. 9.9.8, dove l'area compresa all'interno dei cicli di carico rappresenta il lavoro dissipato per isteresi ed attrito esterno.

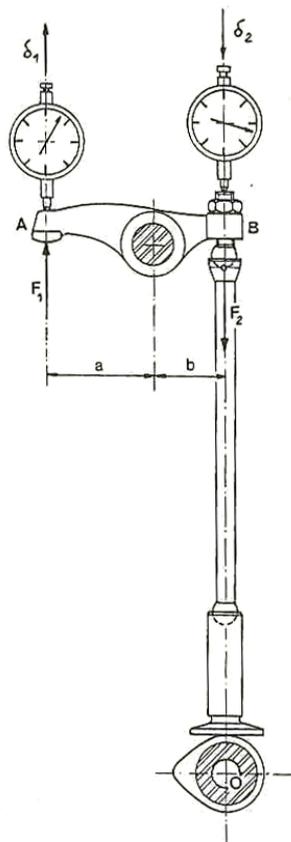


Fig. 9.9.7-Misura dei cedimenti elastici

Per tenere conto dei fenomeni vibratorii che insorgono durante il funzionamento, il massimo carico applicato deve essere superiore del 20-25% al massimo valore teorico

calcolato considerando le forze di inerzia dovute all'accelerazione imposta dal profilo dell'eccentrico per il regime di rotazione considerato, e la forza esercitata dalla molla di richiamo della valvola.

Prove sperimentali hanno dimostrato che le relazioni tra cedimenti elastici e carico applicato possono essere linearizzate mediante le rette tratteggiate in Fig. 9.9.8, passanti per i vertici dei cicli di carico in F_{1max} e intersecanti le curve di carico decrescente approssimativamente in corrispondenza di $F_{1max}/2$.

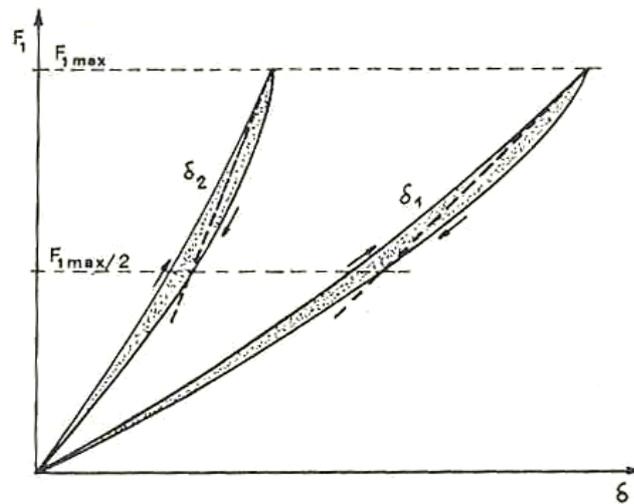


Fig. 9.9.8-Diagramma dei cedimenti elastici in funzione del carico applicato

L'inclinazione di tali rette varia al variare di F_{1max} e quindi al variare del regime di rotazione. La deformazione elastica provoca uno spostamento relativo dell'estremo A rispetto all'estremo B del bilanciere espresso da

$$\delta_{1,2} = \delta_1 - \delta_2 \cdot \frac{a}{b}$$

La rigidezza propria del tratto A-B (bilanciere), valutata in A risulta pertanto:

$$k_1 = \frac{F_1}{\delta_{1,2}} = \frac{F_1}{\delta_1 - \delta_1 \frac{a}{b}} = \frac{1}{\frac{b_1}{F_1} - \frac{b_2}{F_1} \frac{a}{b}}$$

Essendo poi

$$F_2 = F_1 \frac{a}{b}$$

la rigidezza del tratto B-O (asta, punteria, albero dell'eccentrico), valutata in B, è data da:

$$k_2 = \frac{F_2}{\delta_2} = \frac{F_1}{\delta_2} \frac{a}{b}$$

I rapporti F_1/δ_1 e F_1/δ_2 si ricavano dalle inclinazione delle rette tratteggiate nella Fig. 9.9.8

Nello studio effettuato per il motore ULM220, per la determinazione delle rigidità dei bilancieri non si è ricorso al metodo sperimentale di cui sopra, ma si è preferito ricorrere ad un sistema di analisi agli elementi finiti.

Rigidità Bilancieri

Per risalire a tali valori si è utilizzato il modulo FEM di Catia V5, mediante il quale si sono riprodotte le condizioni di carico appena descritte, consistenti nell'applicare una forza F unitaria all'estremo del bilanciere, opportunamente vincolato, lato valvole e nel rilevare il relativo spostamento x . Il coefficiente di elasticità k si ricaverà tramite la relazione:

$$F = kx \Rightarrow F = 1 \Rightarrow k = 1/x.$$

I risultati di tale analisi sui bilancieri di aspirazione e scarico nelle due versioni studiate sono rappresentati nelle Figg. da 9.9.9 a 9.9.12 e riassunti in Tabella 9.9.2

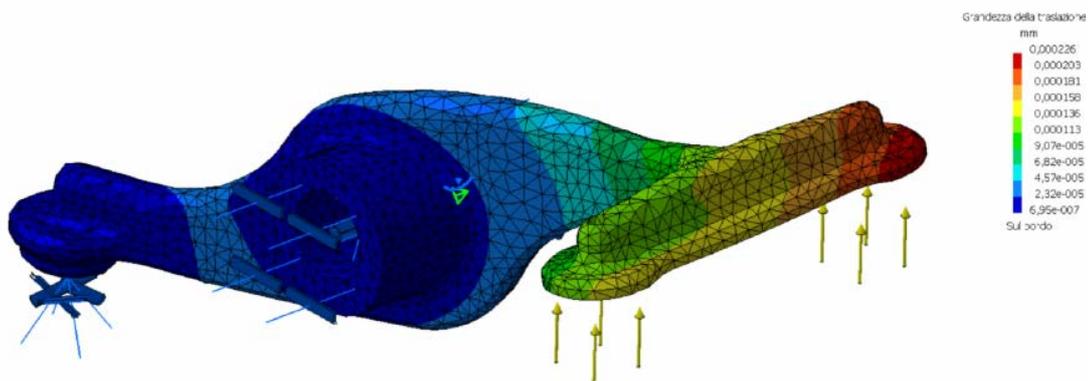


Fig. 9.9.9 - Analisi fem bilanciere aspirazione V1

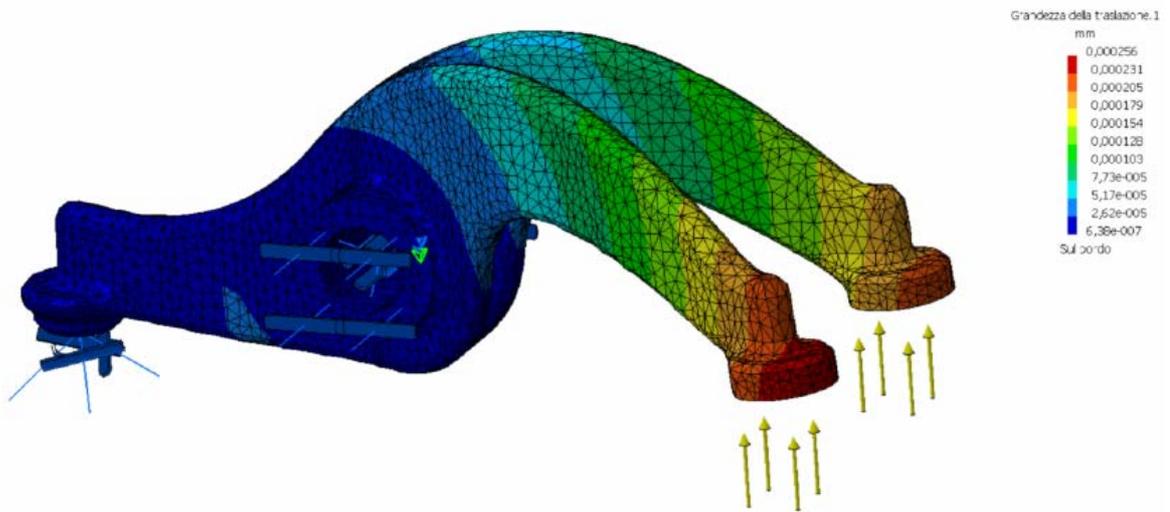


Fig. 9.9.10 - Analisi fem bilanciata scarico VI

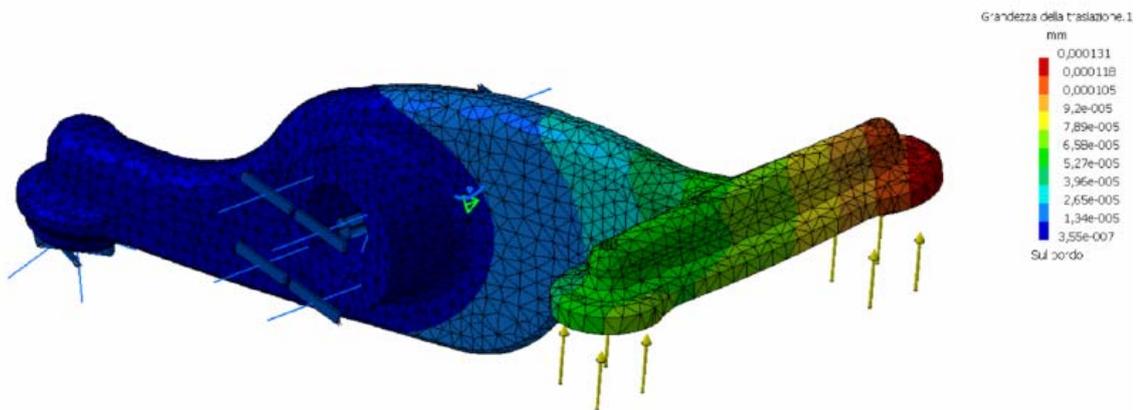


Fig 9.9.11 - Aanalisi fem bilanciata aspirazione V2

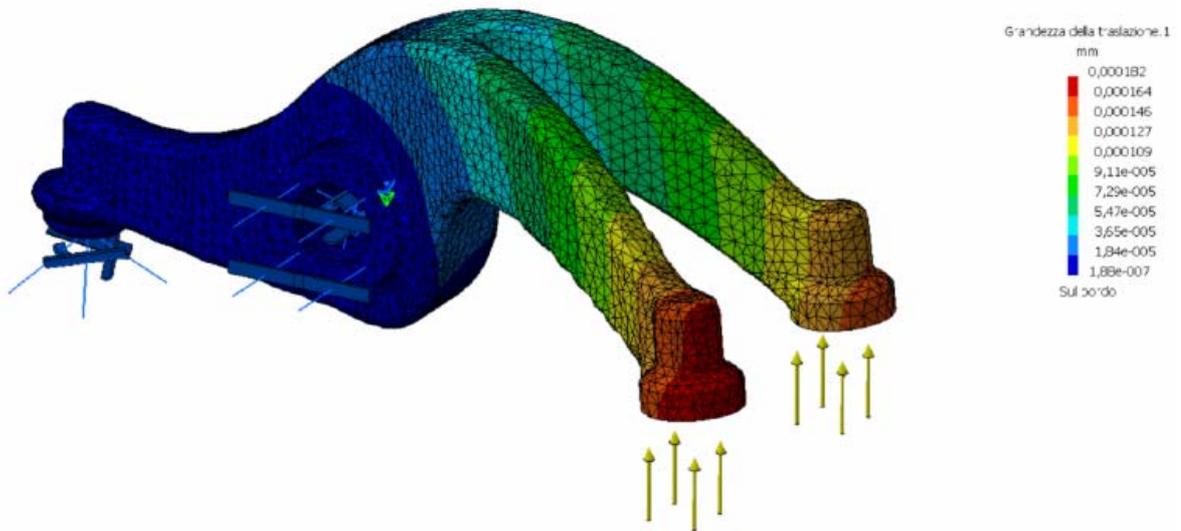


Fig. 9.9.12 - Analisi fem bilanciere scarico V2

I valori delle rigidità ricavate con il metodo descritto sono:

Tabella 9.9.2

Bilanciere	V1	V2
Aspirazione	$K_A = 5900 \text{ N/mm}$	$K_A = 9528 \text{ N/mm}$
Scarico	$K_S = 4107 \text{ N/mm}$	$K_S = 5780 \text{ N/mm}$

Rigidità delle aste

Poiché si sono utilizzate le stesse aste sia per l'aspirazione che per lo scarico la determinazione delle K si limiterà alla ricerca di una sola di esse.

$$F = \sigma A = E \Delta \varepsilon$$

quindi

$$F = EA \frac{\Delta l}{l_0}$$

Poiché $F = k \Delta l = 1N \Rightarrow k = \frac{EA}{l_0} = 10050 \frac{N}{mm}$

Con $A=28.28 \text{ mm}^2$ e $l_0=185.9 \text{ mm}$

Noti quindi i valori delle rigidità dei singoli elementi della catena cinematica, ritenuti elastici, si definisce un modello matematico per la determinazione dei modi di vibrare del sistema.

9.9.2 Modello matematico

Il modello matematico del sistema è quello rappresentato in Fig. 9.9.13, in cui k_1 indica la rigidità del bilanciante i cui diversi valori vengono forniti dalla Tabella 9.9.2, k_2 quella dell'asta e k_m quella delle molle di richiamo della valvola, mentre m_1 , m_2 ed m_3 sono tre masse concentrate i cui valori vanno determinati in base alle considerazioni che seguono.

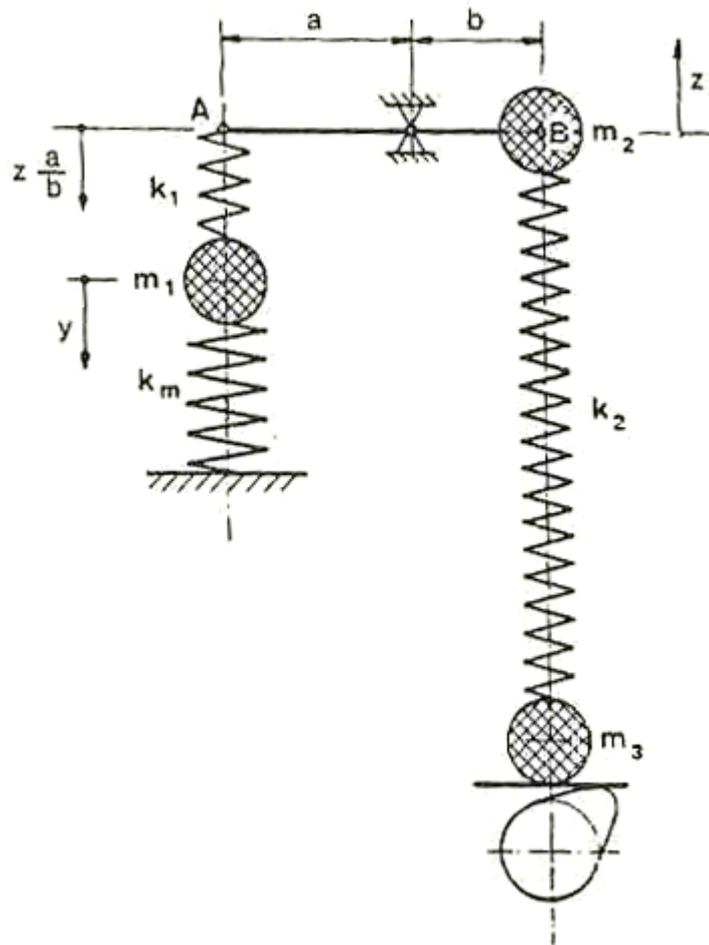


Fig. 9.9.13 - Modello a due gradi di libertà

Siano:

- m_v = massa della valvola
- m_m = massa della molla
- m_a = massa dell'asta
- m_p = massa della punteria
- J_b = momento polare di inerzia del bilanciante rispetto al suo asse di rotazione

Si osserva come il bilanciante possa essere ridotto in due masse m_{b1} e m_{b2} , concentrate alle estremità A e B, tali da conservare il momento polare di inerzia J_b e la posizione del baricentro G.

Si avrà pertanto:

$$\begin{cases} m_{b1} \cdot a^2 + m_{b2} \cdot b^2 = J_b \\ m_{b1} \cdot x_1 = m_{b2} \cdot x_2 \end{cases}$$

da cui

$$m_{b1} = \frac{J_b}{a^2 + b^2 \cdot \frac{x_1}{x_2}}$$

$$m_{b2} = \frac{J_b}{b^2 + a^2 \cdot \frac{x_2}{x_1}}$$

Avendo indicato con a e b le lunghezze dei bracci dei bilanciari e con x_1 e x_2 le distanze dalle estremità A e B dal baricentro come si vede in Fig 9.9.14.

Considerazioni teoriche basate sulla conservazione dell'energia cinetica e risultati sperimentali hanno inoltre dimostrato che solo 1/3 della massa m_m della molla partecipa al moto della valvola.

Alle masse m_1 , m_2 , ed m_3 si possono assegnare i seguenti valori:

$$m_1 = m_v + \frac{1}{3}m_m + m_{b1}$$

$$m_2 = m_{b2} + \frac{1}{2}m_a$$

$$m_3 = \frac{1}{2}m_a + m_p$$

avendo attribuito parte della massa dell'asta (metà superiore) ad m_2 e parte (metà inferiore) ad m_3 .

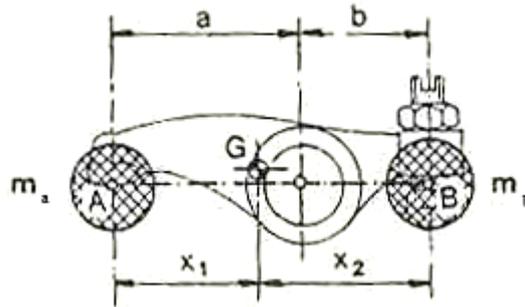


Fig. 9.9.14- Riduzione del bilanciere in due masse

Per la ricerca dei modi propri di vibrazione del sistema si studiano le oscillazioni libere del sistema non eccitato in cui non compare la massa m_3 in quanto, non essendo elasticamente sospesa, non partecipa al moto oscillatorio.

Il sistema presenta due gradi di libertà e, facendo riferimento ad una condizione qualsiasi di sistema precaricato (con valvola parzialmente aperta), le equazioni differenziali del moto risultano le seguenti:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y} = -k_m y + k_1 \left(z \frac{a}{b} - y \right) \\ m_2 \ddot{z} = -k_2 z + k_1 \left(y - z \frac{a}{b} \right) \frac{a}{b} \end{cases}$$

da cui

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y} + (k_1 + k_m) y - k_1 \frac{a}{b} z = 0 \\ m_2 \ddot{z} + \left[k_1 \left(\frac{a}{b} \right)^2 + k_2 \right] z - k_1 \frac{a}{b} y = 0 \end{cases}$$

Si osserva che l'equazione in y contiene un termine in z , mentre l'equazione in z contiene un termine in y .

Questo significa che le variabili y e z sono tra loro indipendenti ma la presenza dell'una implica la presenza dell'altra. Esse risultano quindi accoppiate attraverso il coefficiente $k_1 \frac{a}{b}$ che prende il nome di coefficiente di accoppiamento elastico.

Ponendo :

$$A = k_1 + k_m \quad B = k_1 \left(\frac{a}{b} \right)^2 + k_2 \quad C = k_1 \frac{a}{b}$$

le soluzioni del sistema di equazioni differenziali sono:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{A}{m_1} + \frac{B}{m_2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{A}{m_1} + \frac{B}{m_2} \right)^2 - \frac{AB - C^2}{m_1 m_2}} \right]$$

Avendo considerato per le due versioni dei bilancieri V1 e V2 tali valori

Tabella 9.9.3

	a[mm]	b[mm]	x_1 [mm]	x_2 [mm]	k [N/mm]
AspirazioneV1	40.25	40.25	35.08	45.42	5900
Scarico V1	70	52.5	54.45	68.05	4107
AspirazioneV2	40.25	40.25	35.08	54.18	9528
Scarico V2	70	52.5	45.42	68.32	5780

$$k_2 = 10050 \text{ N/m}$$

$$k_m = 55.5 \text{ N/mm}$$

Prima versione bilancieri V1

$$\text{Aspirazione} \quad \Omega_1 = 6.118 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1} \quad \Omega_2 = 2.096 \cdot 10^4 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Scarico} \quad \Omega_1 = 5.211 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1} \quad \Omega_2 = 2.053 \cdot 10^4 \text{ s}^{-1}$$

Seconda versione bilancieri V2

$$\text{Aspirazione} \quad \Omega_1 = 6.809 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1} \quad \Omega_2 = 2.232 \cdot 10^4 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Scarico} \quad \Omega_1 = 5.529 \cdot 10^3 \text{ s}^{-1} \quad \Omega_2 = 1.878 \cdot 10^4 \text{ s}^{-1}$$

le cui radici positive rappresentano le pulsazioni del primo e del secondo modo proprio di vibrare del sistema.

Per semplificare lo studio delle vibrazioni forzate che nascono quando il sistema viene eccitato, si è solito utilizzare un modello ad un grado di libertà. Ciò è possibile in quanto da

un'analisi in frequenza della forzante (moto imposto dalla camma su m_3) risulta che la massima armonica avente ampiezza ancora significativa possiede in generale una pulsazione molto più bassa rispetto alla seconda pulsazione naturale del sistema di Fig. 9.9.13, per cui i moti del secondo ordine vengono eccitati in maniera trascurabile. Per tale motivo l'intero sistema può essere sostituito con un sistema ad una sola massa la cui frequenza propria coincida con la prima frequenza propria del modello a due gradi di libertà (metodo generalmente utilizzato in letteratura).

Il modello semplificato è rappresentato in Fig. 9.9.15

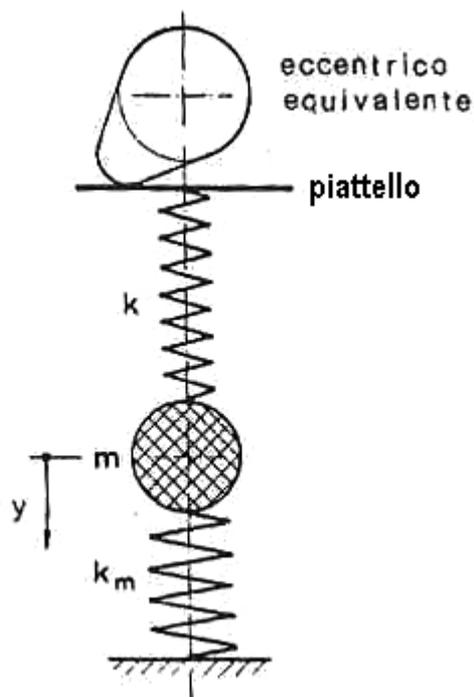


Fig. 9.9.15 - Modello semplificato

L'eccentrico equivalente fornisce valori delle alzate che stanno a quelle dell'eccentrico reale nel rapporto a/b .

La massa equivalente m , si ottiene come somma della massa m_1 e della massa m_2 ridotta alla valvola con la condizione di equivalenza dell'energia cinetica:

$$m = m_1 + m_2 \left(\frac{b}{a} \right)^2$$

Per determinare il valore della rigidità equivalente k_v , si scrive l'equazione differenziale delle oscillazioni libere del sistema precaricato:

$$m\ddot{y} = -(k_v + k_m) y$$

Posto: $y = Y \text{sen} \omega_n t$

si ricava, sostituendo nella precedente:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1 + k_m}{m}}$$

che rappresenta la pulsazione delle oscillazioni libere del modello semplificato, cui corrisponde una frequenza:

$$f_n = \frac{60 \omega_n}{2\pi}$$

ponendo

$$\omega_n = \Omega$$

si ottiene il valore cercato:

Prima versione bilancieri V1

aspirazione $k_1 = m\Omega_1^2 = 5.015 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$

scarico $k_1 = m\Omega_1^2 = 2.986 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$

Prima versione bilancieri V2

aspirazione $k_1 = m\Omega_1^2 = 6.212 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$

scarico $k_1 = m\Omega_1^2 = 3.362 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$

I valori delle rigidezze così ricavati saranno utilizzati nello studio del moto forzato.

9.9.3 Vibrazioni forzate

L'analisi del moto effettivo della valvola verrà eseguito solo su quella di scarico per il bilanciere di scarico versione V1, in quanto ha una frequenza naturale più bassa e quindi di conseguenza dinamicamente più svantaggiato.

LA DISTRIBUZIONE

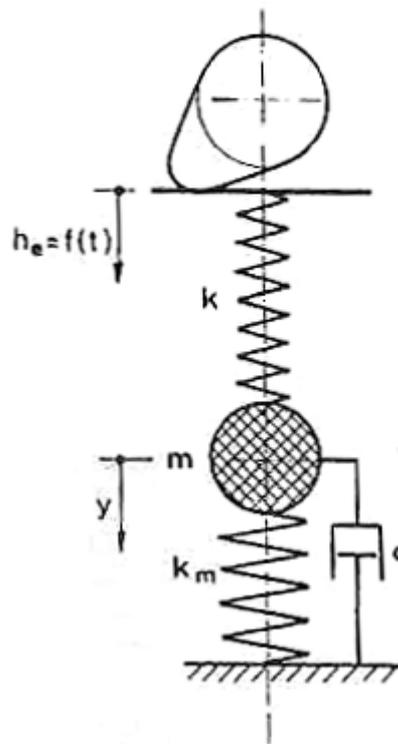


Fig. 9.9.16 - Sistema smorzato

Considerando il modello ad un grado di libertà di Fig. 9.9.16, dove si è introdotta l'influenza dello smorzamento attraverso il coefficiente c , l'equazione differenziale del moto del sistema eccitato diviene la seguente:

$$m\ddot{y} = -c\dot{y} + (k - k_m)y + kh(\theta)$$

dove $h(\theta)$ rappresenta la legge del moto con cui agisce la camma equivalente.

Si precisa che la precedente equazione differenziale risulta valida nell'ipotesi (accettabile per gli scopi di quanto segue) in cui la funzione eccitatrice $h(\theta)$ possa considerarsi comunicata al sistema attraverso una spinta sempre positiva dell'eccentrico sulla punteria, che si suppongono così in continuo contatto.

Ordinando si ottiene:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + (k + k_m)y = kh(\theta)$$

Poiché la funzione eccitatrice $h = f(\theta)$ è una funzione periodica continua, essa può essere approssimata mediante il suo sviluppo in serie di Fourier

$$h(\theta) \cong A_0 + \sum_{k=1}^n [a_k \cdot \cos(k \cdot \theta) + b_k \cdot \text{sen}(k \cdot \theta)] = \sum_{k=0}^n [a_k \cdot \cos(k \cdot \theta) + b_k \cdot \text{sen}(k \cdot \theta)] \quad (9.9.3)$$

con $\theta = \omega t$ essendo ω la velocità angolare dell'albero a camme.

Un modo perfettamente equivalente per esprimere la serie di Fourier è:

$$h(\theta) = \sum_{k=0}^n [A_k \cdot \text{sen}(k \cdot \theta + \phi_k)] = \sum_{k=0}^n [A_k \cdot \text{sen}(k \cdot \omega t + \phi_k)] \quad (9.9.4)$$

dove il termine A_0 , in entrambe le espressioni, viene inglobato all'interno della sommatoria in quanto può essere comunque considerato come una funzione armonica avente pulsazione pari a zero; infatti per $k = 0$ si avrà:

$$A_0 = a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} h(\theta) \cdot d(\theta) \quad b_0 = 0$$

Dove

k ordine dell'armonica

$a_k = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} h(\theta) \cdot \cos(k \cdot \theta) d(\theta)$ coefficiente di Fourier

$b_k = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} h(\theta) \cdot \text{sen}(k \cdot \theta) d(\theta)$ coefficiente di Fourier

Per passare dalla forma (9.9.3) alla (9.9.4):

$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ ampiezza delle k-esima armonica

$\phi_k = \text{angle}(b_k, a_k)$ angolo di fase della componente armonica di

ordine k

che può anche scriversi anche nella forma:

$$\phi_n = \begin{cases} \lim_{x \rightarrow b_n} \text{arctg} \frac{a_k}{b_k} & \text{se } b_n \geq 0 \\ \pi + \text{arctg} \frac{a_k}{b_k} & \text{se } b_n < 0 \end{cases}$$

Dal diagramma riportato in Fig. 9.9.17 si nota come la serie di Fourier, approssimata all'armonica di ordine $k=200$, di pulsazione $\omega_{200} = 200 \cdot \omega$, riesca ad avvicinarsi in maniera significativa alla legge eccitatrice del moto (legge di alzata della valvola $h(\theta)$).

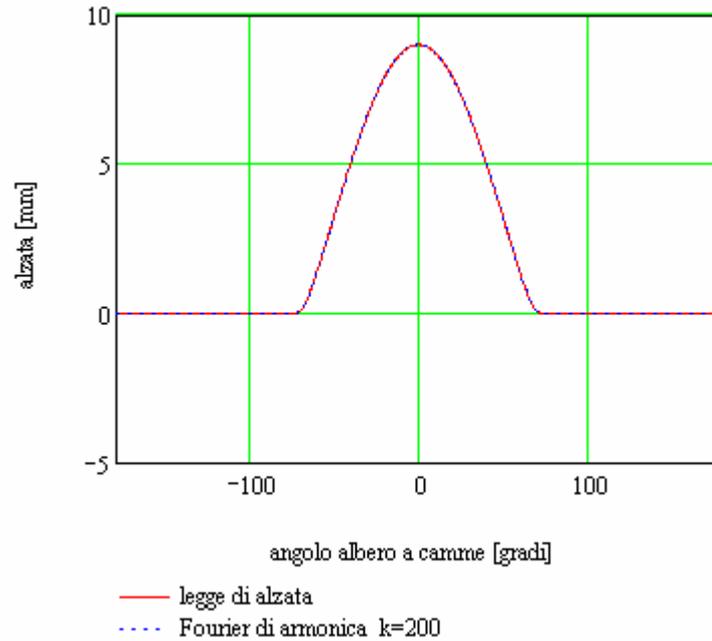


Fig. 9.9.17- Corrispondenza legge di alzata reale e approssimata mediante serie di Fourier

Nel caso più semplice, cioè di smorzamento nullo ($c = 0$), l'ampiezza dell'oscillazione forzata della k -esima componente armonica è:

$$B_k = \frac{A_k \cdot k_s}{(k_s + k_m) \cdot \left[1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}} \right)^2 \right]}$$

con $\omega_k = k\omega$ pulsazione dell'armonica di ordine k .

Tenendo presente che il rapporto $\frac{A_k \cdot k_s}{(k_s + k_m)}$ è lo spostamento che la massa equivalente m subisce per l'applicazione statica di A_k , spostamento che viene indicato come spostamento statico $x_{st,k} = \frac{A_k \cdot k_s}{(k_s + k_m)}$, allora:

$$B_k = x_{st,k} \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}} \right)^2 \right]}$$

Come noto ciò che caratterizza un sistema dinamico è il rapporto tra le ampiezze del segnale di risposta e quello eccitante al variare della pulsazione B_k/A_k (Fig. 9.9.18)

$$\frac{B_k}{A_k} = \frac{\frac{k_s}{k_s + k_m}}{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}}\right)^2\right]}$$

Che nel caso specifico ha questa forma:

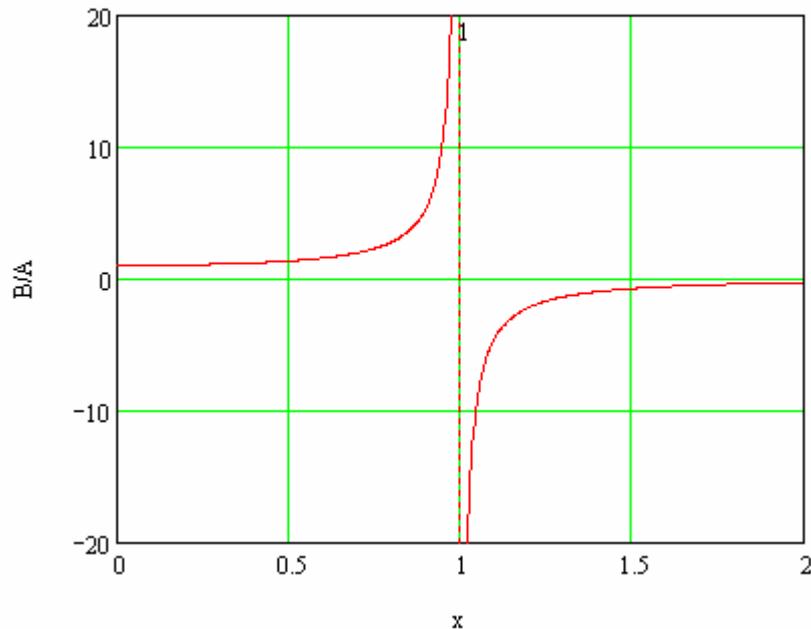


Fig. 9.9.18- Diagramma della risposta in frequenza del modello elastico

con $x = \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}$

Il valore scelto per l'ordine dell'armonica più alta, ($k = 200$), fa sì che la legge di alzata approssimata con la serie di Fourier contenga armoniche di frequenza superiore a quella naturale, per cui la risposta del sistema alla forzante approssimata sarà effettivamente sovrapponibile alla risposta che il sistema avrebbe se eccitato dalla legge reale.

Infatti, all'armonica di ordine 200 corrisponde $\frac{\omega_{200}}{\omega_{ns}} = 200 \cdot \frac{\omega}{\omega_{ns}} = 10.04$, per cui, (come si evince anche dal diagramma), il rapporto di amplificazione, (B/A) , è bassissimo ed è pari a $-6.4 \cdot 10^{-9}$, per cui gli effetti di tale armonica sono del tutto trascurabili.

Come è noto, l'integrale generale $y(\theta)$ dell'equazione differenziale del moto forzato è dato dalla somma dell'integrale generale $y_0(\theta)$ dell'omogenea associata e da un integrale particolare $y_p(\theta)$ dell'equazione completa; inoltre si dovrà tener conto dello spostamento

necessario a vincere il precarico per cominciare l'apertura, che produce un ritardo sull'apertura stessa.

Da quanto detto sopra, imponendo le condizioni al contorno si ha:

$$y(\theta) = y_p(\theta) + y_o(\theta) - y_s$$

Dove

$$y_p(\theta) = \sum_{k=0}^n (B_k \cdot \text{sen}(k \cdot \theta + \phi_k)) \quad \text{soluzione particolare}$$

$$y_o(\theta) = a_o \cdot \text{sen}\left(\frac{\omega_{ns}}{\omega} \cdot \theta + \phi_0\right) \quad \text{soluzione omogenea}$$

con $\theta = \omega t$

$$y_s = \frac{F_0}{k_s + k_m} \quad \text{spostamento per vincere il precarico } F_0 \text{ necessario per iniziare l'apertura della valvola}$$

In Fig. 9.9.19 si riporta il diagramma dell'alzata stimata con il modello elastico $y(\theta)$ e di quella cinematica $h(\theta)$ per velocità dell'albero a camme pari a $2500 \frac{\text{giri}}{\text{min}}$ che rappresenta la condizione più critica.

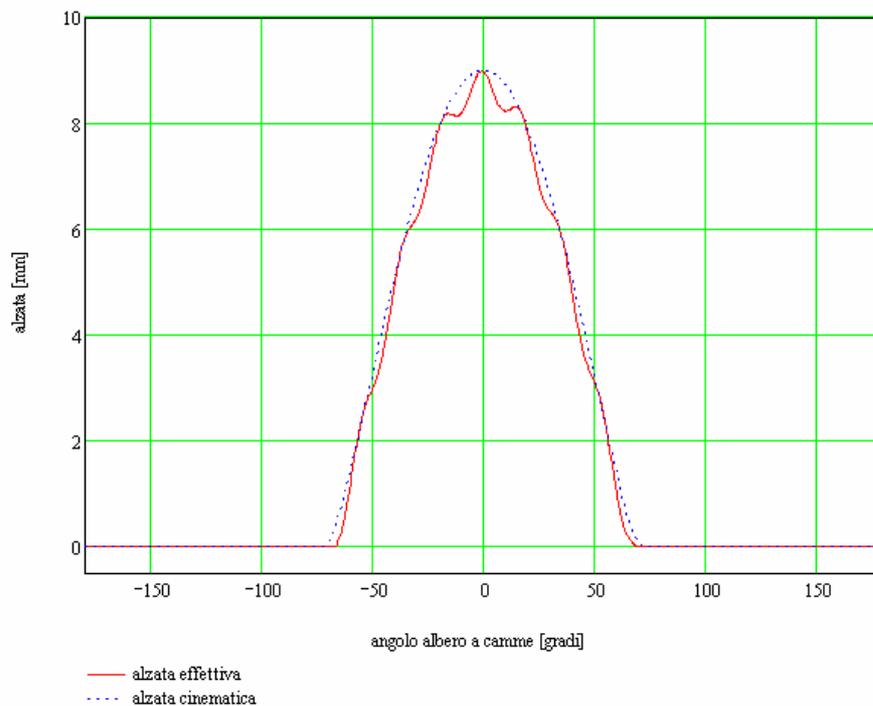


Fig. 9.9.19- Confronto tra legge di alzata cinematica e alzata stimata con modello elastico

Dal diagramma si nota come la legge di alzata della valvola (linea continua) stimata mediante modello elastico si discosta sensibilmente da quella teorica (linea tratto).

Inizialmente l'alzata stimata risulta inferiore a quella teorica a causa della compressione subita dal sistema di comando per effetto dell'accelerazione inerziale e per il precarico delle molle valvola che deve essere vinto prima che cominci l'alzata effettiva.

Successivamente l'alzata della valvola prosegue con andamento oscillatorio, dovuta all'elasticità del sistema che vibra secondo le sue naturali frequenze. Una ulteriore compressione si verifica poco prima della chiusura.

Si nota che nel punto di massima alzata si hanno due effetti sovrapposti che si elidono a vicenda:

- forza agente sulla valvola dovuta alla compressione della molla (diretta nel verso delle y negative)
- forza di inerzia agente sul sistema che nel punto di massima alzata è diretta nel verso delle y positive come da Fig. 9.9.19

Nelle Figg. 9.9.20 e 9.9.21 di seguito riportati vengono tracciati rispettivamente i diagrammi delle velocità e delle accelerazioni della valvola dedotti dal calcolo sul modello elastico:

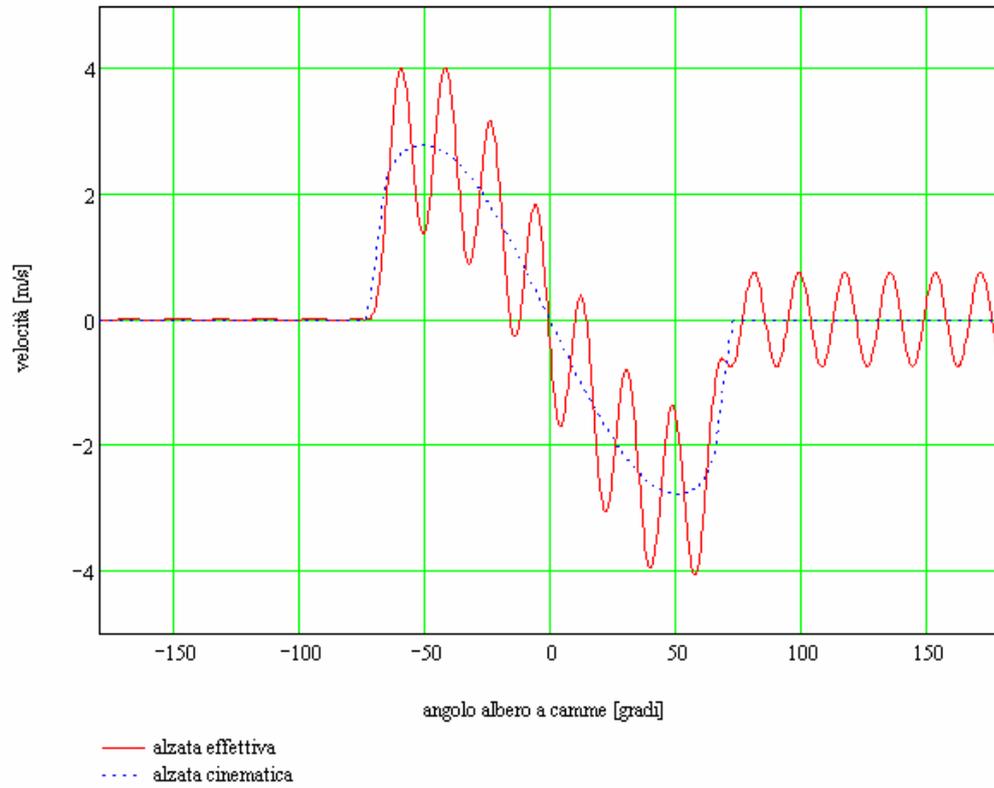


Fig. 9.9.20- Confronto tra legge di velocità cinematica e stimata con modello elastico

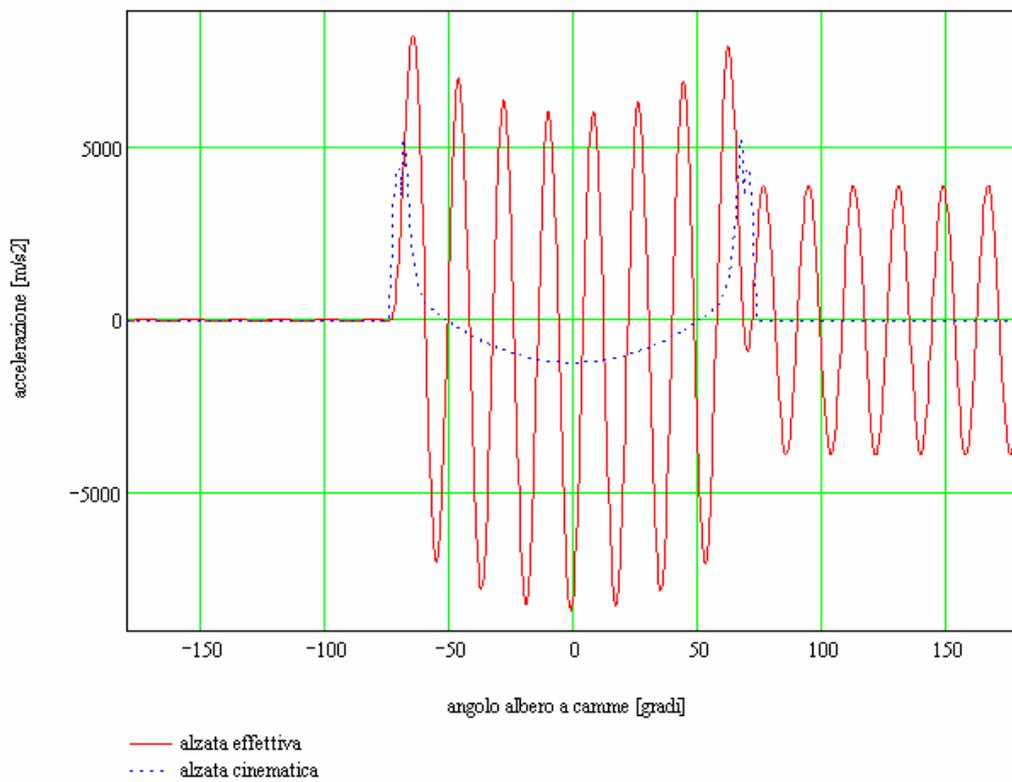


Fig. 9.9.21- Confronto tra legge di accelerazione cinematica e stimata con modello elastico

Si nota come la velocità e l'accelerazione effettiva si discosti da quella cinematica a causa dei fenomeni vibratori (la coda dei diagrammi in entrambi i casi è falsa perché non tiene conto dell'urto tra valvola e sede valvola).

Nei diagrammi di Fig. 9.9.22 si riportano le ampiezze B_n dell'oscillazione forzata (risposta) e di A_n relativa alla forzante sia in funzione dell'ordine dell'armonica n che della pulsazione della forzante.

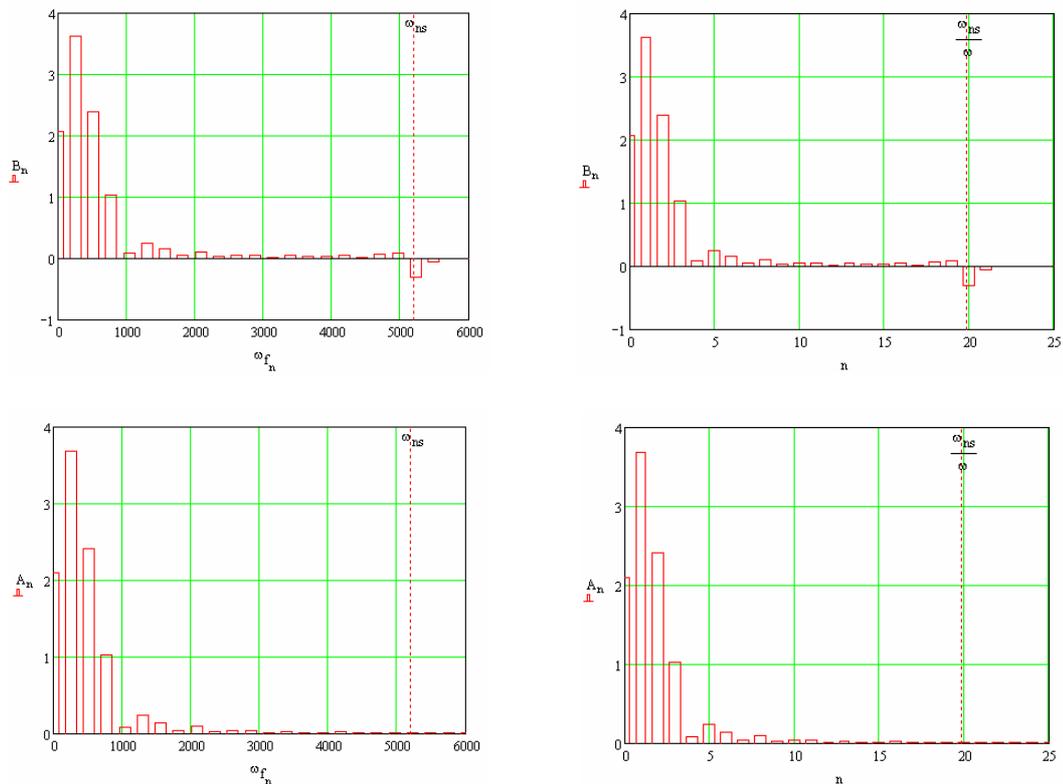


Fig. 9.9.22- Caratteristiche dell'azione forzante agente sul sistema e della risposta dinamica del modello

elastico

Dai diagrammi delle Figg. 9.2.22 si evince come per valori della frequenza della forzante molto più bassi (valori di k molto piccoli) della frequenza naturale, l'ampiezza A_k dell'oscillazione forzata coincide praticamente con lo spostamento statico $x_{st,k}$.

Nei diagrammi di Fig. 9.9.23 si riporta il rapporto tra l'ampiezza della forzante e la risposta del sistema.

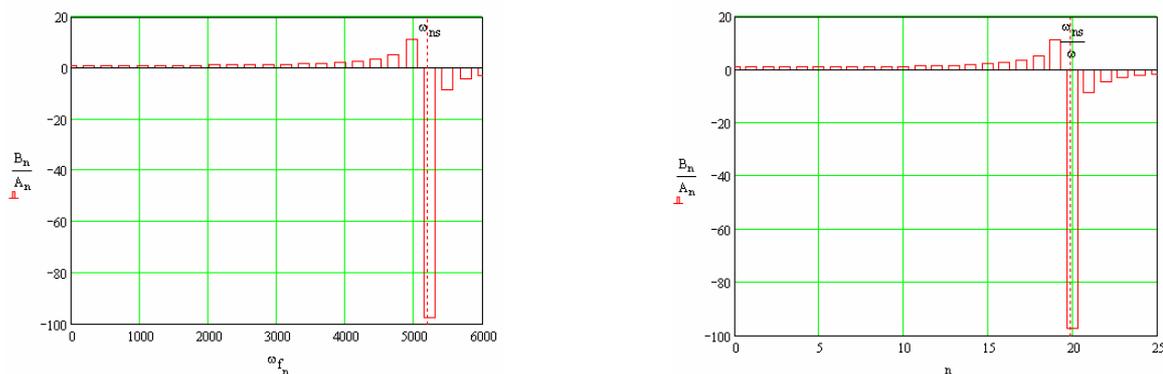


Fig. 9.9.23- Rapporto tra ampiezza forzante e risposta del sistema (modello elastico)

Da tali diagrammi si nota come i rapporti tra le ampiezze crescono, tendendo a valori elevatissimi in corrispondenza dei fenomeni di risonanza (in tale zona si assiste anche al cambio del segno del coefficiente di amplificazione che passa da valori del rapporto B_n/A_n positivi a valori negativi).

I risultati del modello elastico, pur dando risposte indicative della dinamica del sistema, non può essere considerato esauriente, in quanto in esso viene meno qualsiasi forma dissipativa propria dei sistemi reali. Il passo successivo è stato dunque quello di studiare il sistema di Fig. 9.9.16, più aderente alla realtà, in quanto presentante uno smorzamento. Tale sistema smorzato è stato studiato in maniera del tutto analoga al sistema elastico di Fig. 9.9.15.

Nel sistemi di comando della distribuzione in esame, il rapporto caratteristico $\frac{c}{c_{cr}}$ (proprio di tutti i sistemi meccanici dinamici smorzati) è stato preso pari a $\frac{c}{c_{cr}} = 0.08$, valore tipico per i sistemi di distribuzione ad aste e bilancieri [11].

L'integrale generale $y(\theta)$ dell'equazione differenziale del moto forzato con smorzamento è dato dalla somma dell'integrale generale $y_0(\theta)$ dell'omogenea associata, che tende ad annullarsi a causa dello smorzamento, e da un integrale particolare $y_p(\theta)$ dell'equazione completa; inoltre si dovrà tener conto dello spostamento necessario a vincere il precarico per cominciare l'apertura, che produce un ritardo sull'apertura stessa.

Da quanto detto sopra, imponendo le condizioni al contorno si avrà:

$$y(\theta) = y_p(\theta) - y_s$$

dove

$$y_p(\theta) = \sum_{k=0}^n (B_k \cdot \text{sen}(k \cdot \theta + \phi_k - \phi_{sk})) \quad \text{soluzione particolare}$$

L'ampiezza dell'oscillazione forzata della k-esima componente armonica risulta essere:

$$B_k = \frac{A_k \cdot k_s}{(k_s + k_m) \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}\right)^2}}$$

L'angolo di sfasamento, rispetto alla forzante, della componente armonica di ordine k è :

$$\phi_n = \begin{cases} \arctg \left[\frac{2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}}{1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}}\right)^2} \right] & \text{se } \omega_{ns} \geq \omega_k \\ \pi + \arctg \left[\frac{2 \frac{c}{c_{cr}} \cdot \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}}{1 - \left(\frac{\omega_k}{\omega_{ns}}\right)^2} \right] & \text{se } \omega_{ns} < \omega_k \end{cases}$$

In Fig. 9.9.24 si riporta diagrammato l'andamento dell'angolo di sfasamento in funzione della variabile $x = \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}$

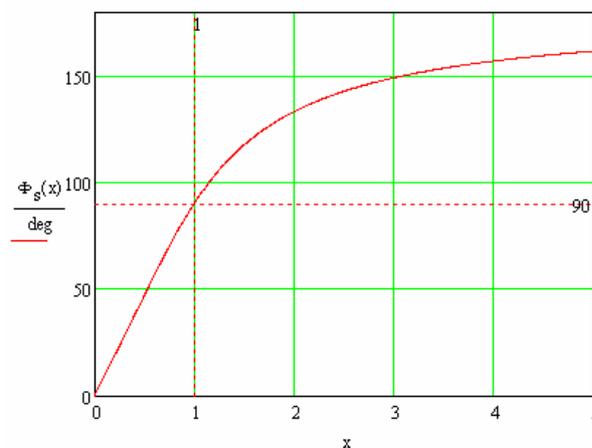


Fig. 9.9.24- Angolo di sfasamento tra forzante e risposta del sistema (modello elastico-viscoso)

In Fig. 9.9.25 è diagrammato il rapporto B_k/A_k tra le ampiezze del segnale di risposta e quello eccitante in funzione di $x = \frac{\omega_k}{\omega_{ns}}$

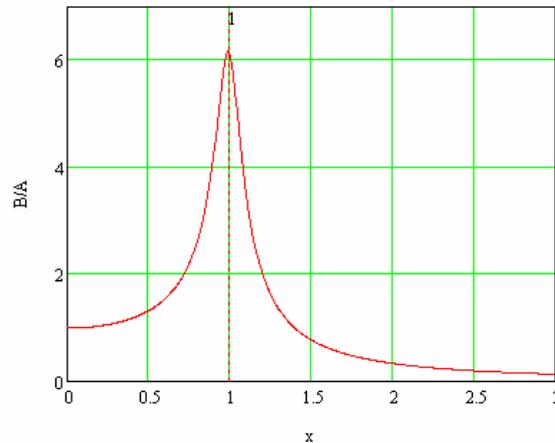


Fig. 9.9.25- Rapporto B_k/A_k tra le ampiezze della forzante e della risposta del sistema (modello elastico-viscoso)

Si nota dai diagrammi descritti come, anche in questo caso, il contributo alla risposta del sistema all'armonica di ordine maggiore $k = 200$ ($\frac{\omega_{200}}{\omega_{ns}} = 200 \cdot \frac{\omega}{\omega_{ns}} = 10.04$), è del tutto trascurabile.

Nelle figure che seguono (da Fig. 9.9.26 a Fig. 9.9.28) si riportano i diagrammi della legge di alzata valvola stimata con modello elasto-viscoso e di quella cinematica.

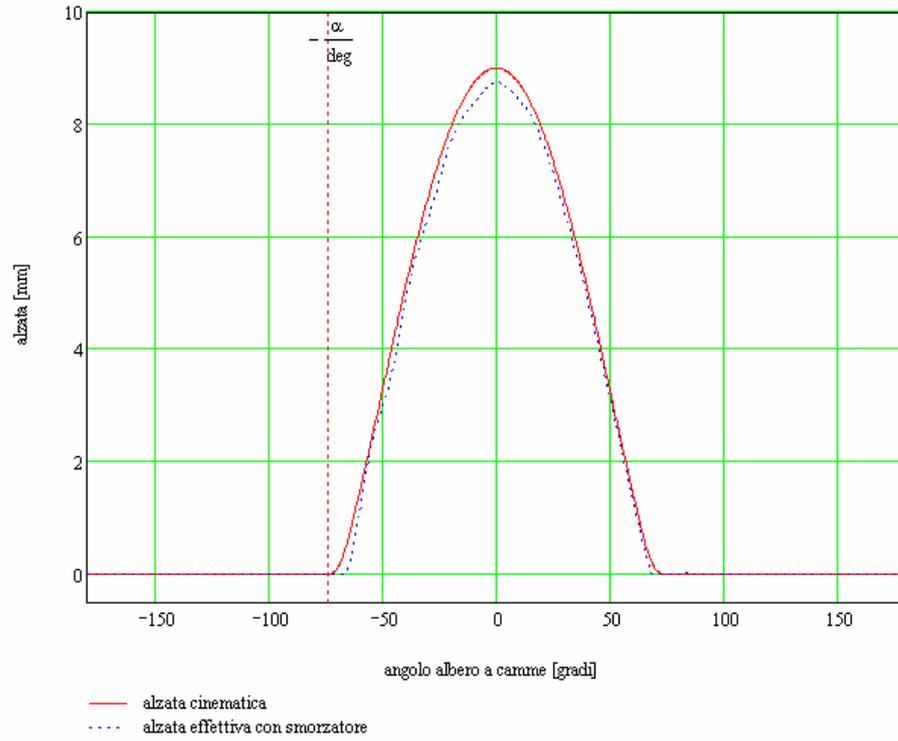


Fig. 9.9.26- Confronto tra legge di alzata cinematica e stimata con modello elastico-viscoso

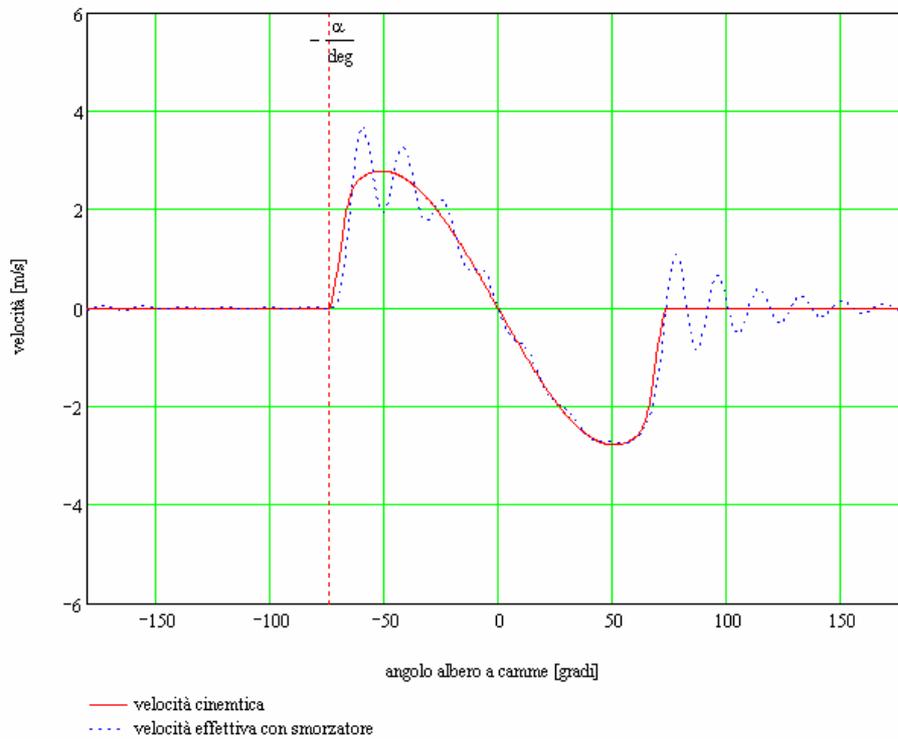


Fig. 9.9.27- Confronto tra legge di velocità cinematica e stimata con modello elastico-viscoso

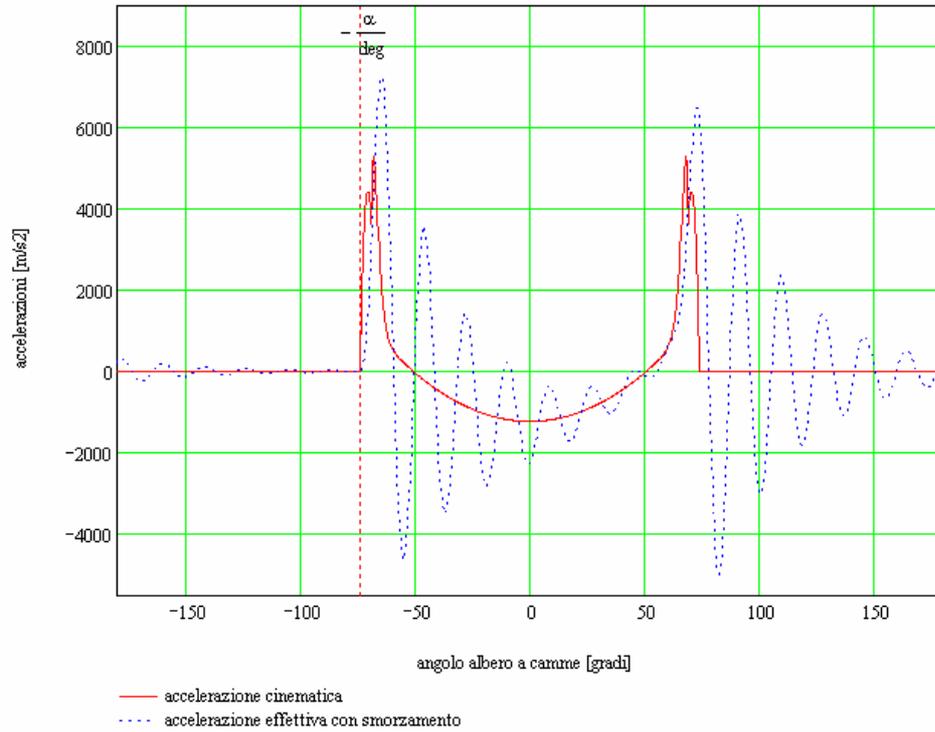


Fig. 9.9.28- Confronto tra legge accelerazione cinematica e stimata con modello elastico-viscoso

In Fig. 9.9.29 si riporta il confronto tra l'alzata effettiva senza smorzamento, quella cinematica e quella con smorzamento.

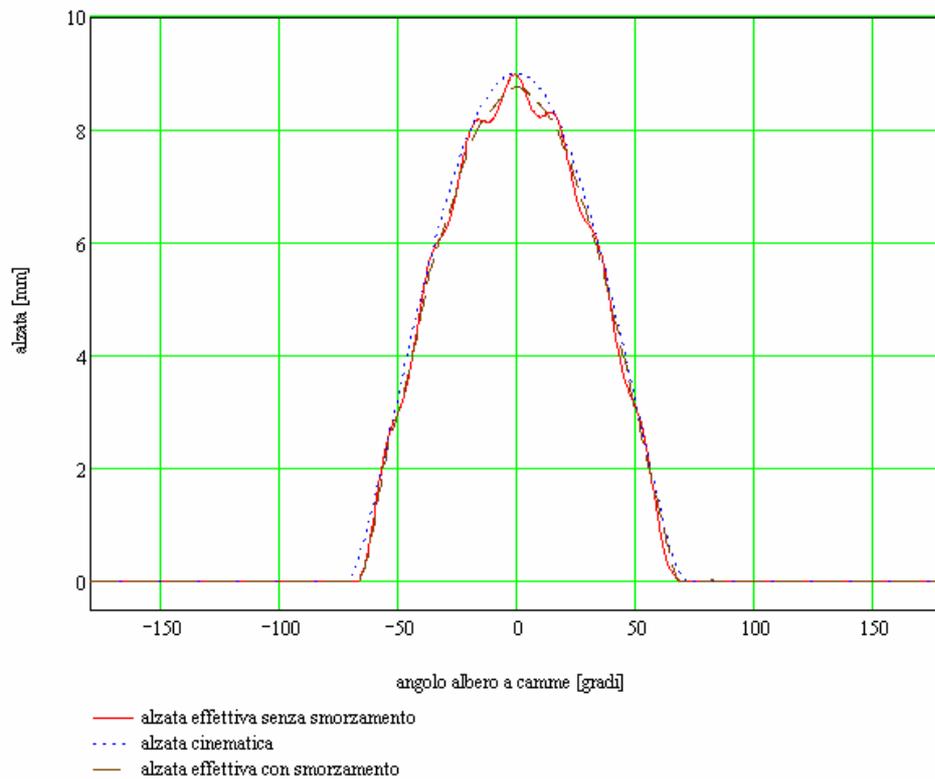


Fig. 9.9.29- Confronto tra le leggi di alzata

Si nota come nell'alzata con smorzamento vi sia sempre un certo ritardo, sia rispetto a quella cinematica che quella senza smorzamento, ma non compaiono fenomeni di tipo oscillatorio evidenti come nel caso di modello elastico. Si riportano in Fig. 9.9.30 i diagrammi caratteristici del sistema elastico-viscoso relativi alle ampiezze B_n dell'oscillazione forzata (risposta), di A_n spettante alla forzante e dello sfasamento Φ_{sn} sia in funzione dell'ordine dell'armonica n che della pulsazione della forzante.

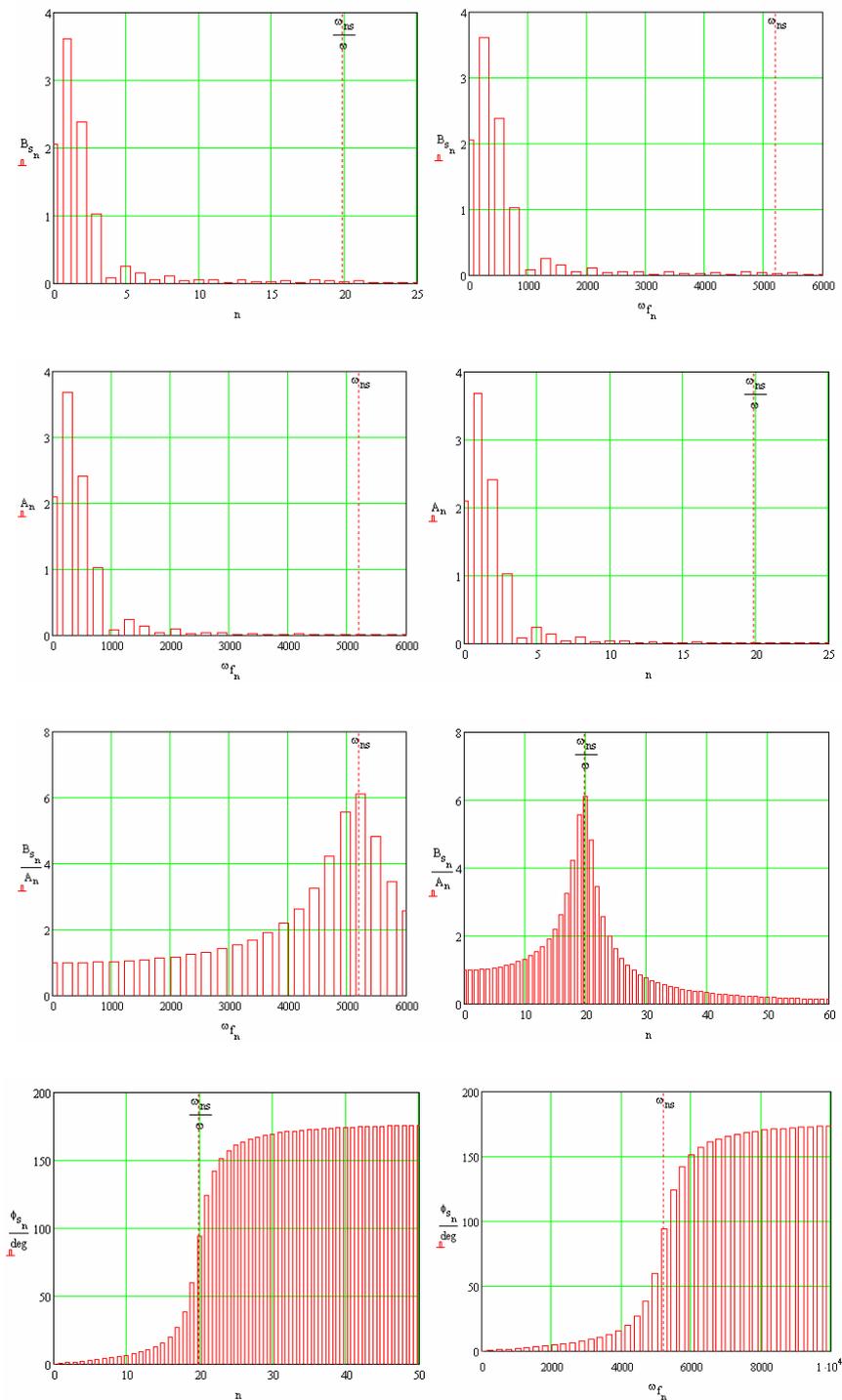


Fig. 9.9.30- Diagrammi caratteristici del sistema elastico-viscoso

Per descrivere il comportamento anche dopo la chiusura della valvola (urto tra valvola e sede) si è fatto ricorso ad una integrazione numerica dell'equazione descrivente la legge di alzata per il modello elastico viscoso nella quale si è utilizzato un coefficiente di restituzione dopo l'urto pari a 0.5 (valore indicato sui test). L'algoritmo utilizzato, sviluppato in ambiente Mathcad, è di seguito riportato.

$\begin{pmatrix} y \\ y' \\ y'' \\ \theta \end{pmatrix} :=$	$\begin{aligned} &N \leftarrow 5000 \\ &\Delta\theta \leftarrow \frac{2 \cdot \alpha}{N} \\ &\kappa \leftarrow .5 \\ &j \leftarrow 0 \\ &\theta_1 \leftarrow -\pi \\ &\theta_f \leftarrow \pi \\ &t \leftarrow \theta_1 \\ &\theta_j \leftarrow t \\ &y_0 \leftarrow 0 \\ &y'_0 \leftarrow 0 \\ &y''_0 \leftarrow 0 \\ &\text{while } t \leq \theta_f \\ &\quad \left \begin{aligned} &y''_j \leftarrow \frac{k_s \cdot \frac{z(t)}{1000} - c \cdot y'_j - (k_s + k_m) \cdot y_j - F_0}{M_s} \\ &y'_{j+1} \leftarrow \frac{\Delta\theta}{\omega} \cdot y''_j + y'_j \\ &y_{j+1} \leftarrow \frac{\Delta\theta}{\omega} \cdot y'_j + y_j \\ &t \leftarrow t + \Delta\theta \\ &\theta_{j+1} \leftarrow t \\ &j \leftarrow j + 1 \end{aligned} \right. \\ &y''_j \leftarrow \frac{k_s \cdot \frac{z(t)}{1000} - c \cdot y'_j - (k_s + k_m) \cdot y_j - F_0}{M_s} \\ &\begin{pmatrix} y \cdot 1000 \\ y' \\ y'' \\ \theta \end{pmatrix} \end{aligned}$	$\begin{aligned} y &= \text{spostamento} \\ y' &= \text{velocità} \\ y'' &= \text{accelerazione} \\ \theta &= \text{angolo albero a camme} \\ k &= \text{coefficiente di restituzione} \\ n &= \text{numeri di punti angolare} \\ \Delta\theta &= \text{passo angolare di itegrazione} \end{aligned}$
---	--	---

In Fig. 9.9.31 è riportata la legge di alzata ottenuta come soluzione numerica dell'algoritmo sviluppato in Mathcad.

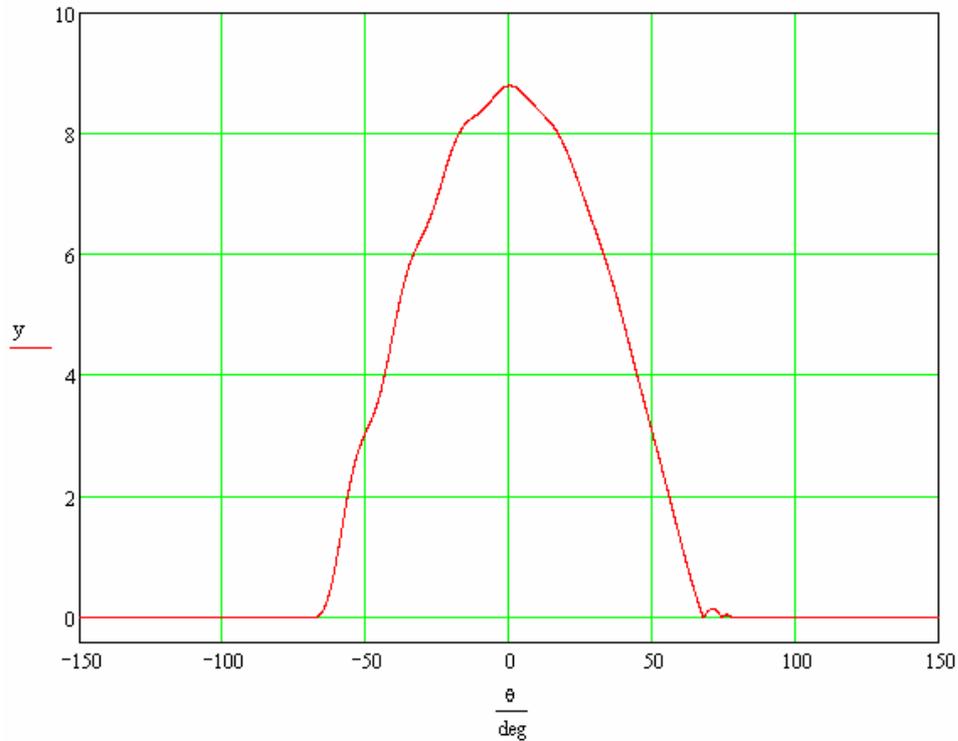


Fig. 9.9.31 - Legge di alzata stimata mediante soluzione numerica (Mathcad)

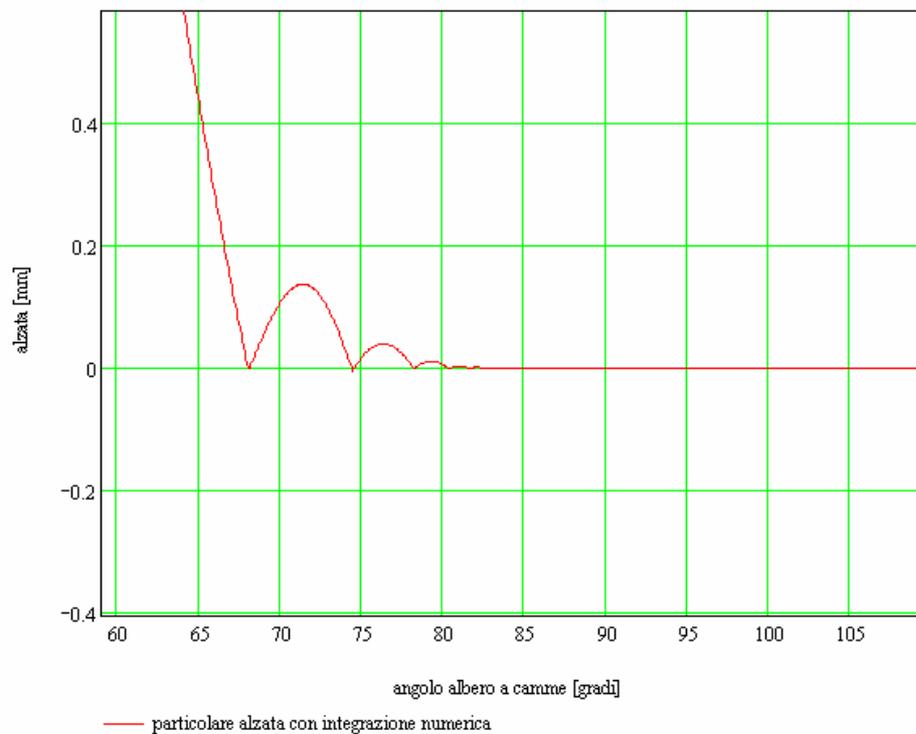


Fig. 9.9.32 - Particolare rimbalzi valvola in chiusura (soluzione numerica Mathcad)

Dal diagramma di Fig. 9.9.32 si nota come, in fase di chiusura, l'alzata della valvola diviene inferiore al valore teorico, per cui la chiusura della valvola avviene con urto contro la

sede e successivi rimbalzi di ampiezze via via decrescenti. Questo fenomeno deve essere quanto più possibile contenuto in quanto provoca il prematuro logorio di tali organi ed è fonte di rumore. In seguito si riportano i diagrammi relativi alle leggi di alzata della valvola di scarico come soluzione dei modelli trattati (da Fig. 9.9.33 a Fig 9.9.35).

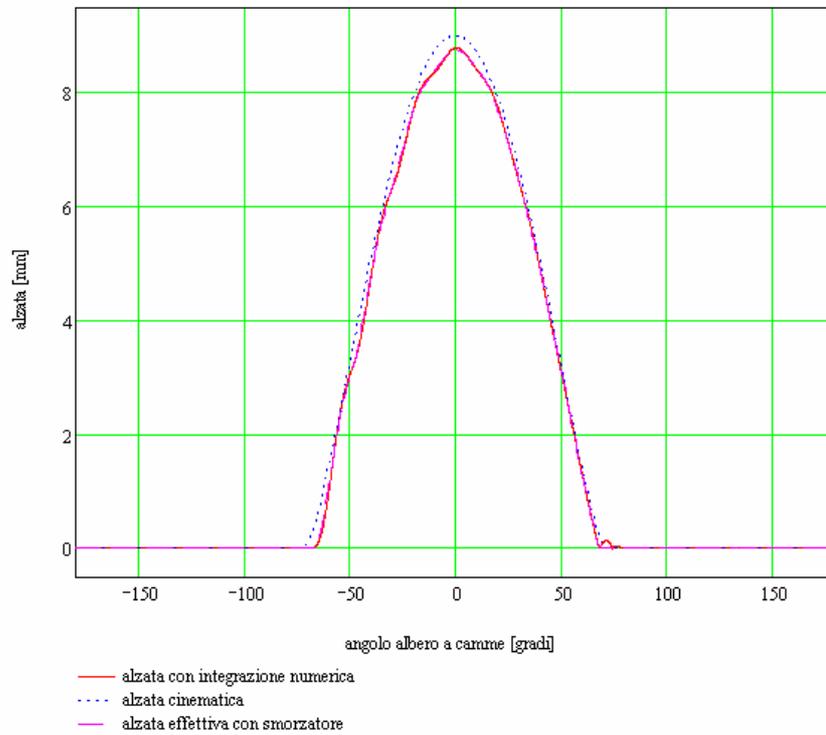


Fig. 9.9.33- Confronto leggi alzata

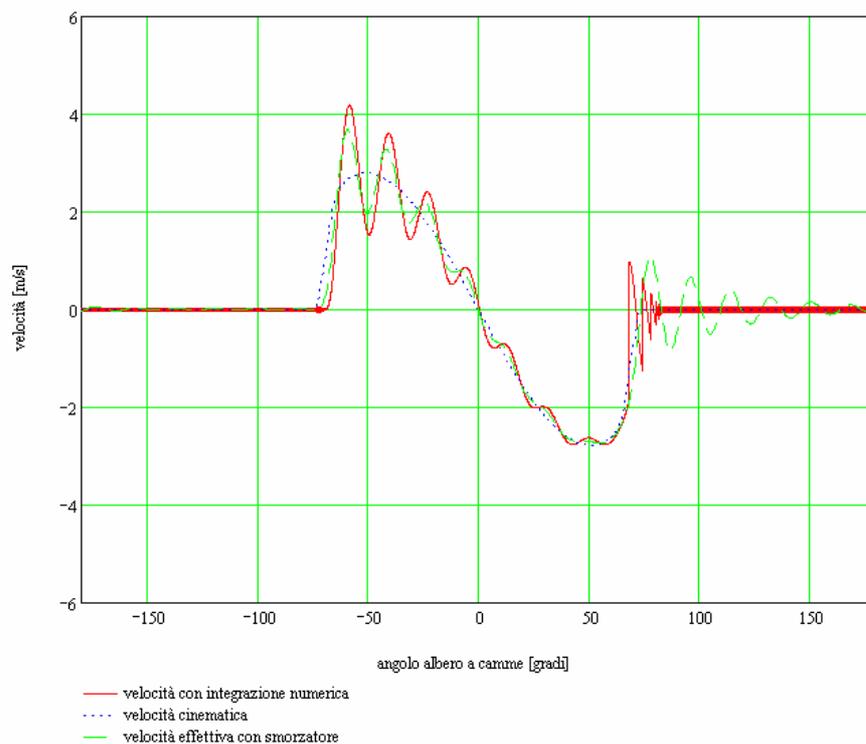


Fig. 9.9.34 - Confronto leggi velocità valvola

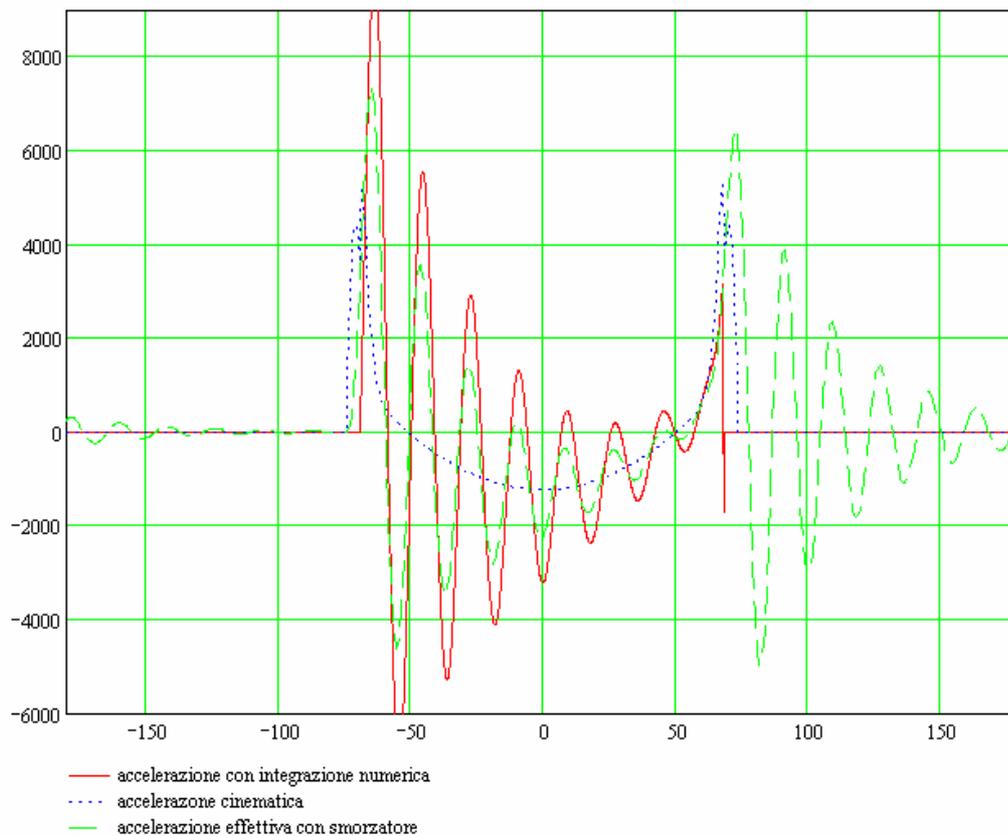


Fig. 9.9.35 - Confronto leggi accelerazioni valvola

9.9.4 Simulazione del sistema di distribuzione

Per mezzo del programma di simulazione AMESim “Advanced Modelling Environment for Simulations” è stato realizzato il modello del sistema di distribuzione semplificato ad un grado di libertà (Fig. 9.3.36) e quello completo a due gradi di libertà (Fig. 9.3.37). Il modello semplificato, praticamente lo stesso di quello utilizzato per i calcoli nei precedenti paragrafi, è stato realizzato al fine di avere un confronto oggettivo con i risultati già ottenuti con i metodi precedentemente utilizzati e per verificarne la loro sovrapposibilità. Una volta accertata la sovrapposibilità, si è passati alla realizzazione del modello a due gradi di libertà, più vicino al sistema reale, al fine di confrontare i risultati di tale modello con quelli del modello ad un grado di libertà. Dal confronto tra i risultati dei due modelli (perfettamente in linea), si è potuto verificare l’effettiva validità del modello ad un grado di libertà che quindi può essere utilizzato in sostituzione del sistema a due gradi di libertà, senza essere penalizzati dal punto di vista dei risultati e con il grande vantaggio di avere una soluzione in forma chiusa e semplice da ricavare.

Negli schemi Amesim (per la cui comprensione si rimanda all'appendice I) compaiono tutti gli elementi che fanno parte della catena cinematica incluso gli effetti dissipativi dello smorzatore.

Utilizzando dapprima il sistema semplificato si sono ottenuti gli spostamenti, le velocità e le accelerazioni effettive della valvola in funzione dell'angolo dell'albero a camme (Fig. 9.9.36):

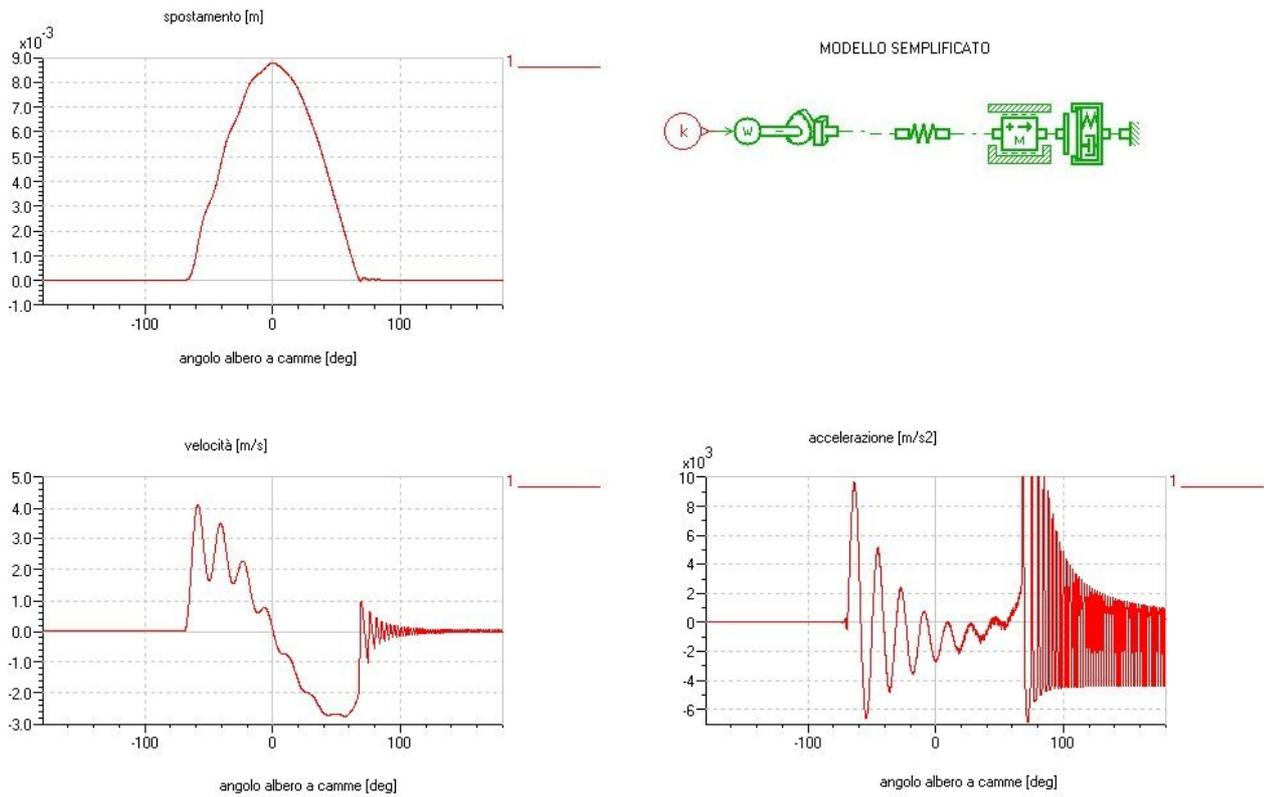


Fig. 9.9.36- Schema Amesim ad un grado di libertà

Utilizzando invece il modello completo la soluzione ottenuta è quella riportata nei diagrammi di Fig. 9.9.37:

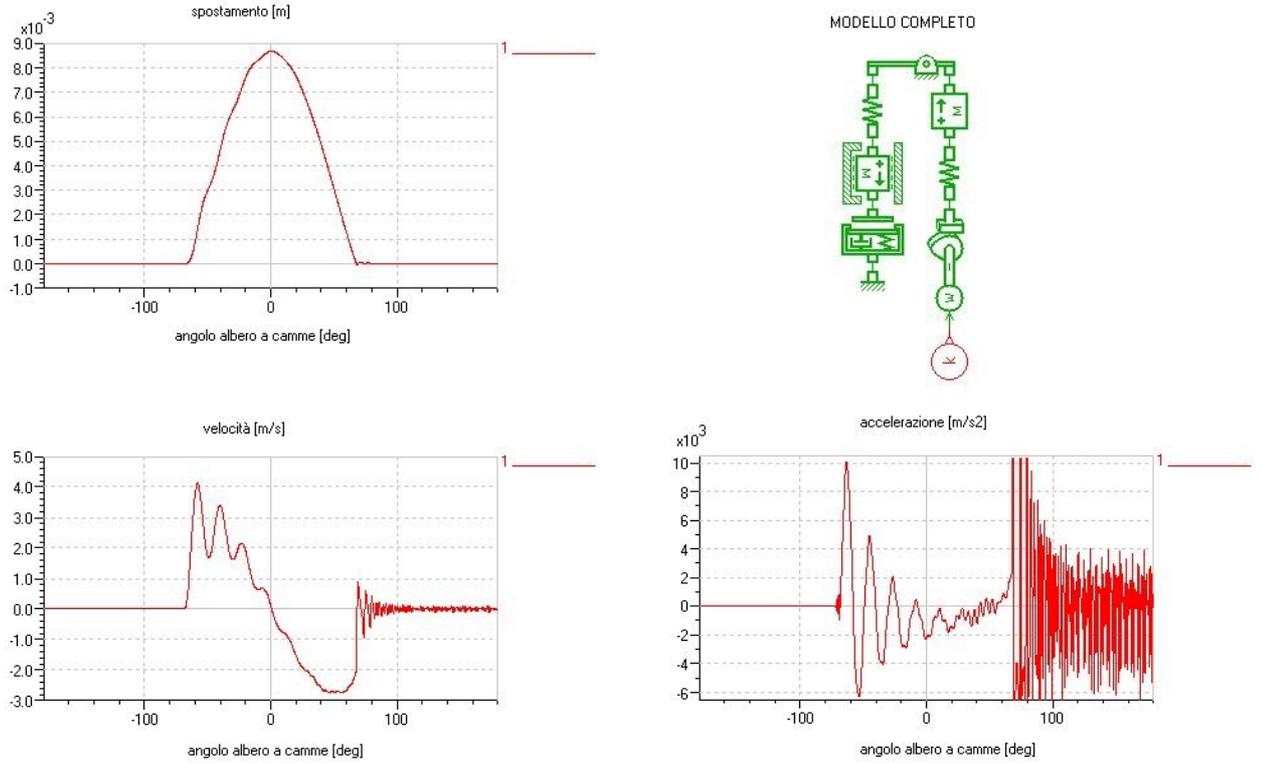


Fig. 9.9.37- Schema Amesim a due gradi di libertà

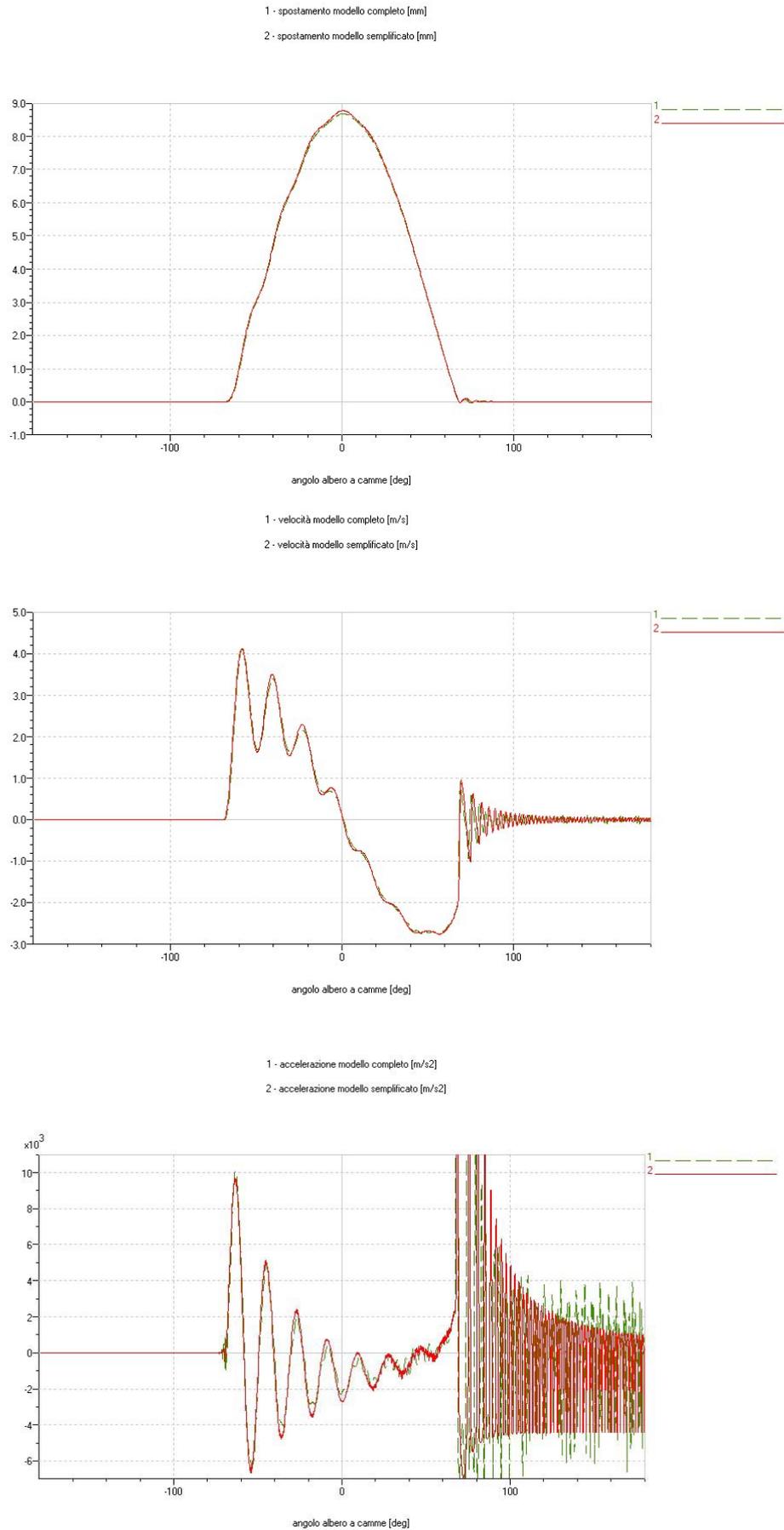


Fig. 9.9.38- Confronto soluzioni modelli Amesim

Confrontando i diagrammi ottenuti attraverso le due diverse simulazioni, si nota come tutti i diagrammi siano sovrapponibili (Fig. 9.9.38); ciò prova, quanto già affermato, che il sistema ad un grado di libertà è estremamente efficace.

Successivamente (Fig. 9.3.39) si confrontano i diagrammi ottenuti con AmeSim, nel caso del sistema completo, e quelli ottenuti tramite le teorie esposte nel paragrafo precedente e sviluppate in ambiente Mathcad nel caso del sistema semplificato ad un grado di libertà:

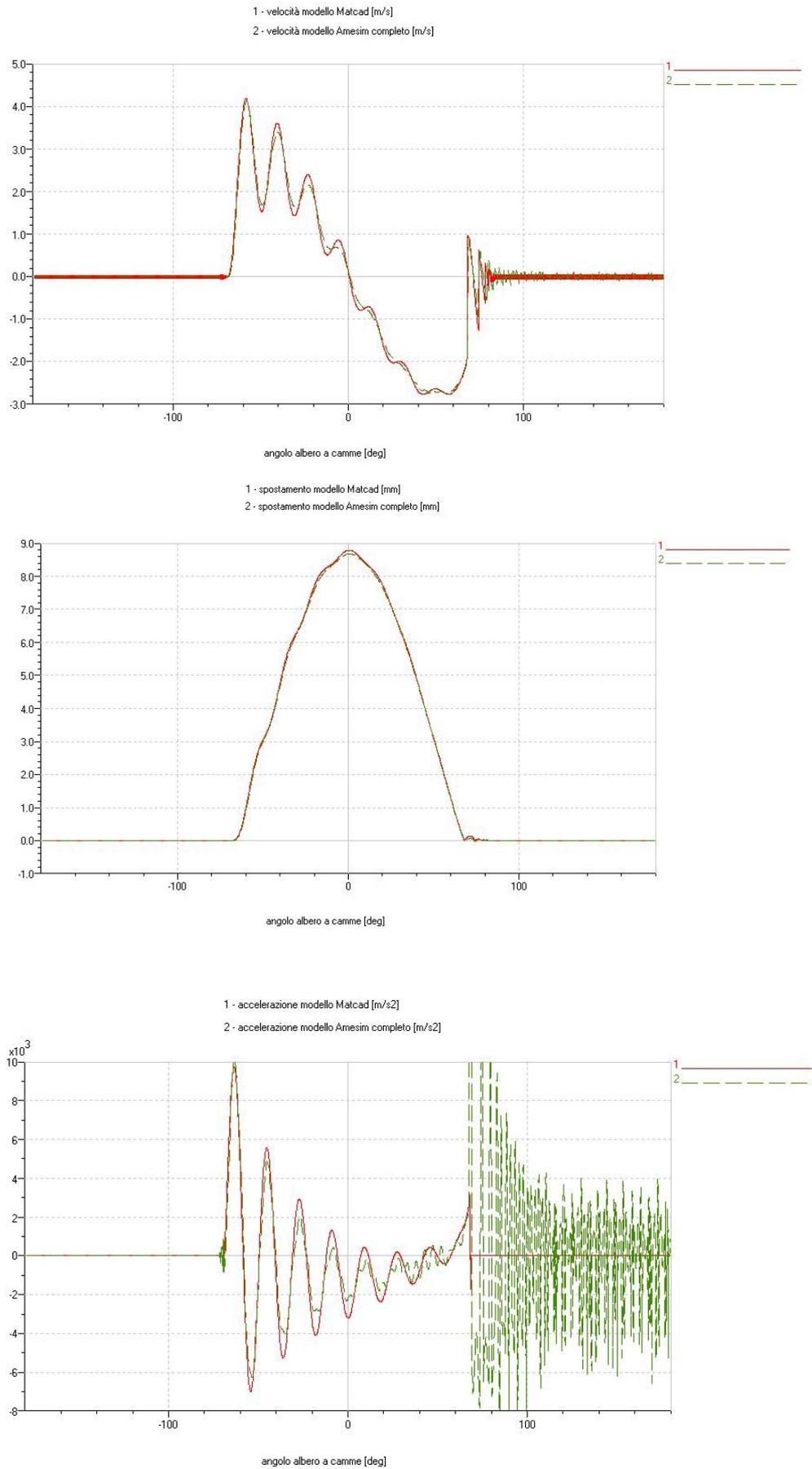


Fig. 9.9.39- Confronto soluzioni modello a due gradi di libertà (Amesim) e ad un grado di libertà

Si vede come i due diagrammi sono sovrapponibili, anche se dal modello AmeSim si nota la presenza di ulteriori oscillazioni ad alta frequenza dovute all'eccitazione del secondo modo di vibrare del sistema.

Infine si riporta un diagramma restituente i risultati, in termini dello spostamento valvola, ottenuti dai due modelli AmeSim e dal modello sviluppato in ambiente Mathcad (Fig 9.9.40).

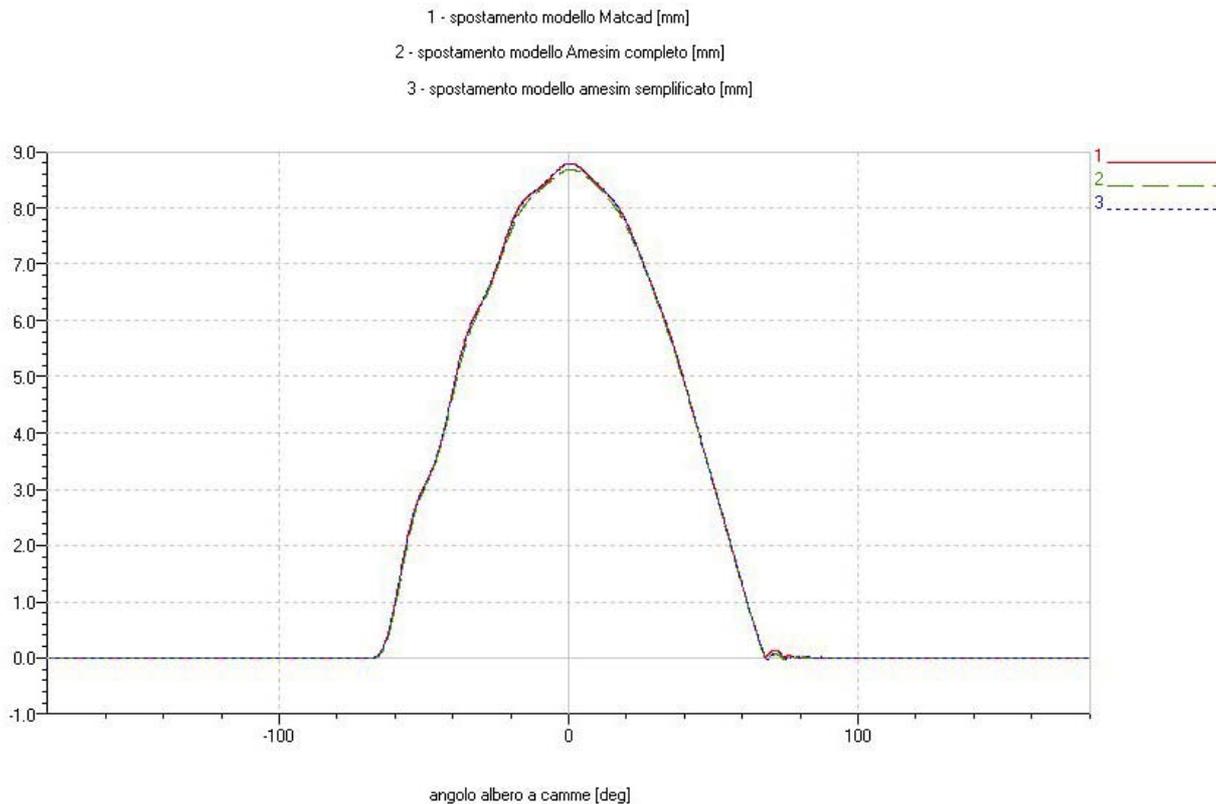


Fig. 9.9.40- Confronto soluzioni modelli Amesim e modello Mathcad

9.10 Fasatura della distribuzione

9.10.1 Generalità

In ogni propulsore il sistema di distribuzione lavora in sincronismo con il moto dei pistoni, pertanto, deve essere perfettamente “in fase” con l’albero motore.

La “fasatura della distribuzione” serve a determinare il punto di apertura e chiusura delle valvole, di ciascun cilindro, rispetto alla posizione del relativo pistone. Più precisamente per “fasatura delle valvole” si intendono gli angoli di apertura e chiusura delle valvole riferite ai punti morti secondo un diagramma circolare definito “diagramma della distribuzione” (Fig.9.10.1).

Nel ciclo ideale, l'apertura e la chiusura delle valvole sono considerate istantanee ed avvengono in corrispondenza dei punti morti; in un ciclo reale, l'attrito delle pareti (che provoca una resistenza proporzionale alla velocità del fluido), e l'inerzia della massa di gas in movimento causano un ritardo all'effettivo riempimento. Occorre quindi variare la fasatura nel senso di anticipare l'apertura in modo da compensare i suddetti ritardi e posticipare la chiusura delle valvole per migliorare il rendimento.

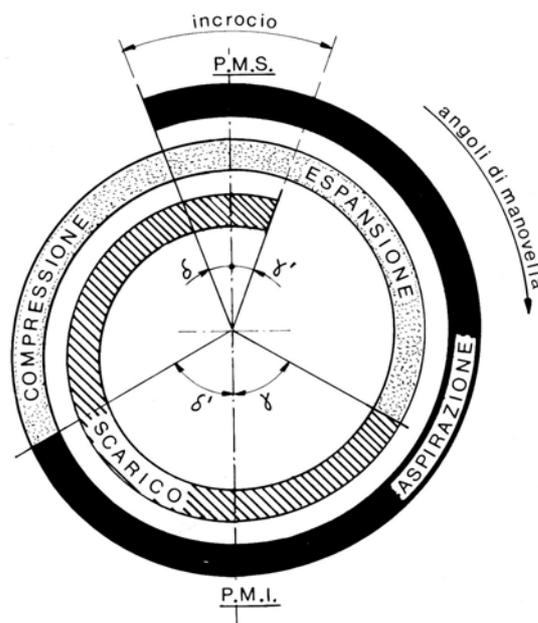


Fig. 9.10.1 – Diagramma polare della distribuzione.

Gli angoli di fase e la legge di alzata definita dagli eccentrici, che comandano il moto delle valvole di aspirazione e scarico, hanno grande influenza sul coefficiente di riempimento e vanno stabiliti in funzione del massimo valore del regime di rotazione del motore, sulla forma e dimensione dei condotti di aspirazione e di scarico.

Con riferimento alla Fig. 9.10.1, l'angolo δ ($5^\circ \div 20^\circ$), di anticipo all'apertura della valvola di aspirazione, serve per ottenere una anticipata apertura della valvola in modo da avere un buon riempimento del cilindro; permette inoltre di contenere l'accelerazione massima del moto della valvola che non può superare determinati valori per non generare eccessive sollecitazioni negli organi di comando della distribuzione.

L'angolo δ' ($20^\circ \div 55^\circ$), di ritardo alla chiusura della valvola di aspirazione, risulta necessario per ottenere un migliore riempimento sfruttando l'inerzia del fluido entrante che ha acquisito una elevata energia cinetica durante la corsa di aspirazione.

Con tali accorgimenti, ottenendosi una durata angolare della fase di aspirazione maggiore di 180° , si ha un aumento del tempo a disposizione per il riempimento del cilindro.

L'angolo γ ($35^\circ \div 60^\circ$), di anticipo apertura della valvola di scarico, ha lo scopo di ridurre la pressione dei gas nel cilindro prima che inizi la corsa di scarico, riducendo così il lavoro speso per l'espulsione. Esso deve essere scelto in modo da ottenere il miglior compromesso tra diminuzione del lavoro speso per l'espulsione e perdita di lavoro indicata dovuta all'interruzione dell'espansione.

L'angolo γ' ($5^\circ \div 20^\circ$) di ritardo chiusura della valvola di scarico, analogamente all'angolo δ' per l'aspirazione, deriva dalla necessità di contenere il massimo valore dell'accelerazione durante il moto di chiusura della valvola ed anche per ottenere un migliore svuotamento del cilindro sfruttando l'inerzia dei gas combusti uscenti con elevata velocità.

Per un certo intervallo angolare dell'albero motore, nell'intorno del Punto Morto Superiore, entrambe le valvole risulteranno parzialmente aperte. Questo intervallo è denominato "incrocio" Fig. 9.10.2 e la sua ampiezza dipende dalla fasatura.

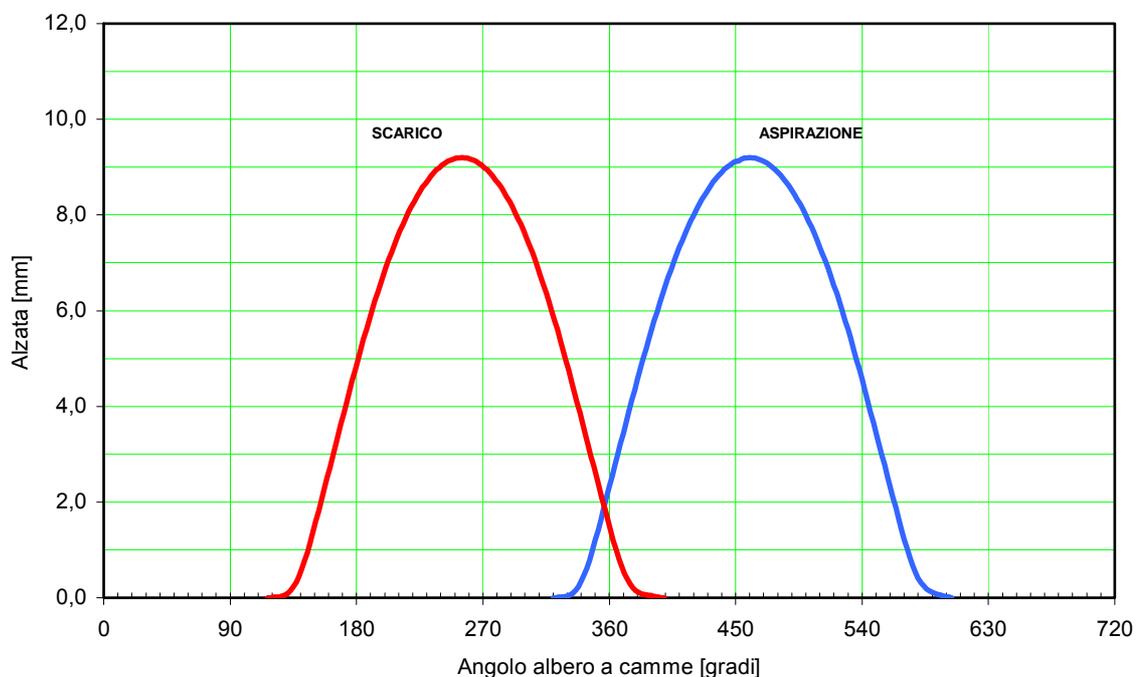


Fig. 9.10.2 – Incrocio valvole

Durante l'incrocio, a causa dell'elevata velocità dei gas, i prodotti della combustione continuano il loro moto verso il condotto di scarico, mentre l'ingresso della carica fresca viene favorito dalla depressione che si è venuta a creare nel cilindro; la carica fresca entrante in questo ultimo, che assume una certa inerzia, spinge dunque i gas esausti verso la luce di scarico favorendone l'uscita. Si ottiene in definitiva un lavaggio migliore del cilindro e di conseguenza un migliore riempimento dello stesso nei cicli successivi.

Angoli di incrocio elevati corrispondono ad incrementi di potenza agli alti regimi, grazie ad un certo grado di sovralimentazione dovuto agli effetti inerziali del moto dell'aria, ma ciò comporta anche funzionamento irregolare ai medi e bassi regimi (Fig. 9.10.3) e, soprattutto al minimo, ritorni di fiamma verso l'alimentazione e spreco di combustibile non bruciato che uscirebbe dalle valvole di scarico.

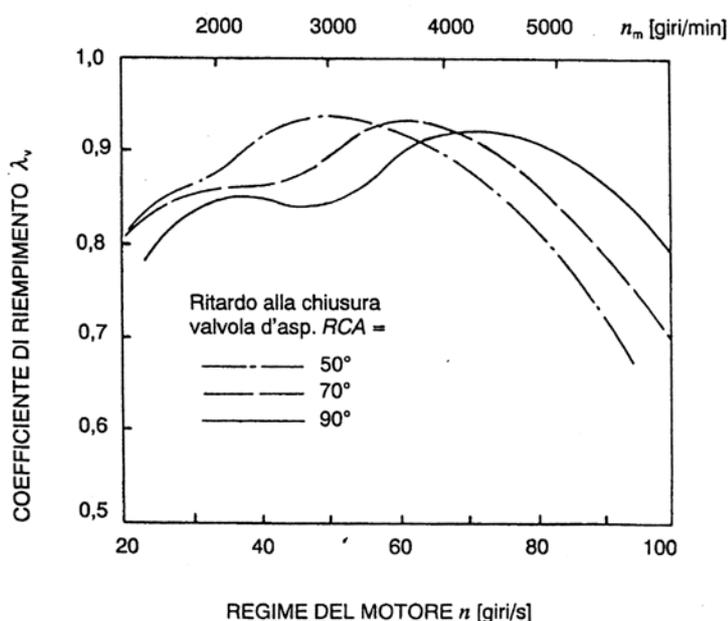


Fig.9.10.3- Andamento del coefficiente di riempimento al variare della fasatura

Per angoli di incrocio limitati, si ottengono incrementi prestazionali ai bassi e medi regimi, tuttavia, ad elevati regimi di rotazione, si riduce la durata angolare delle fasi di aspirazione della miscela fresca e di scarico dei gas combusti, impedendo l'ottimale riempimento dei cilindri e limitando di conseguenza la potenza erogata. La scelta della fasatura ottimale è dunque frutto di compromessi.

In alternativa, la fasatura può essere resa variabile utilizzando appositi dispositivi. Talvolta il loro principio di funzionamento si basa sul fatto che una forza diretta lungo l'asse degli alberi a camme ne provoca una traslazione e, mediante l'utilizzo di ingranaggi a dentatura elicoidale, si genera anche una rotazione. In questo caso, la legge di alzata non varia (l'ampiezza totale di apertura resta uguale), ma viene solamente traslata.

Sono stati inoltre ideati dispositivi che utilizzano alberi a camme variabili lungo il loro asse. In questo caso uno spostamento assiale dell'albero, può generare una variazione di fasatura, di ampiezza e di profilo.

9.10.2 Fasatura ULM 220

Per motori di utilizzo aeronautico, che generalmente viaggiano a velocità contenute in un ristretto intervallo ($75\% \div 100\%$ massimo carico), l'adozione di un sistema a fasatura variabile, comporterebbe un eccessivo aumento della complessità del sistema nonché dei pesi e degli ingombri, senza apportare particolari migliorie nelle prestazioni.

Per il motore oggetto della presente tesi si è scelto dunque di adoperare un sistema a fasatura fissa (Fig. 9.10.4).

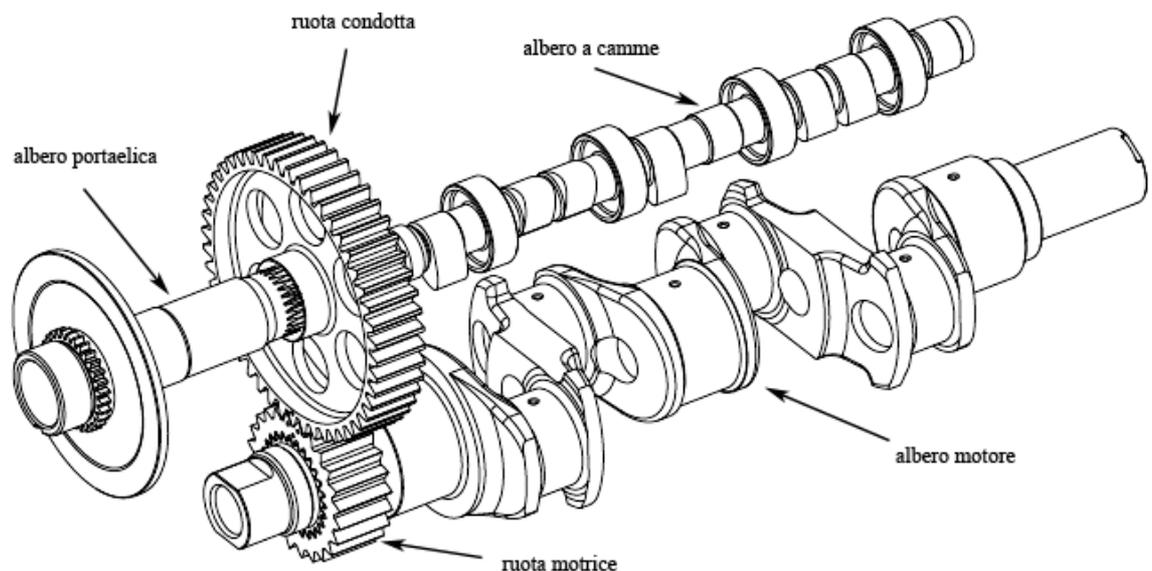


Fig. 9.10.4- Particolare della distribuzione

Anche per la scelta della fasatura, si è fatto riferimento, come per la determinazione del profilo della camma e della legge di alzata, al propulsore Alfa Romeo 1970 jts turbo. Tale propulsore è dotato di un sistema a fasatura variabile; pertanto, per l'ULM 220, si è scelta

come legge di alzata, per l'aspirazione, una curva che media quelle del motore di riferimento in condizioni di massimo e minimo angolo di incrocio (Fig. 9.10.5)

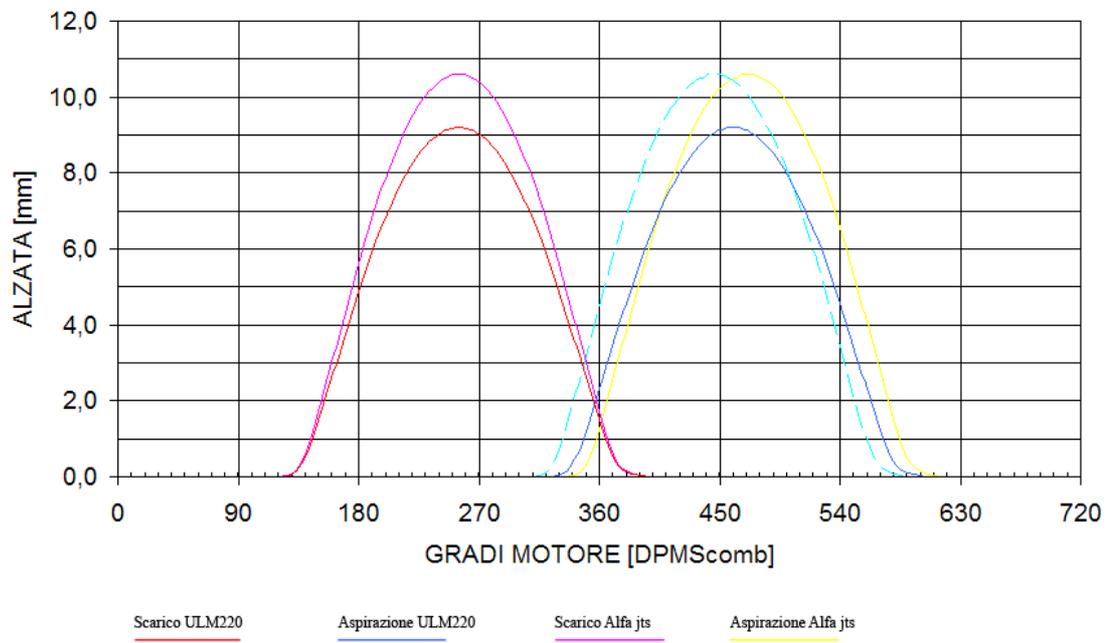


Fig. 9.10.5- Confronto andamento delle leggi di alzata ULM220 – Alfa Romeo 1970 jts

La soluzione adottata, da simulazioni numeriche, è risultata accettabile, anche se per una sua ottimizzazione si devono effettuare delle prove al banco dalle quali sarà possibile determinare tutti i parametri necessari a tarare il software di simulazione; tuttavia, è possibile variare la fasatura scelta agendo sugli ingranaggi responsabili della trasmissione del moto dall'albero motore all'albero a camme. A tale scopo, si è impostato un problema in cui, a partire dalla configurazione di riferimento scelta, è possibile variare la fase di un angolo piccolo quanto si vuole giocando sulla posizione relativa degli ingranaggi della catena di distribuzione; si è supposto che ogni ingranaggio potesse assumere tre “stati base”, ossia che si potesse spostare, di un dente in senso antiorario, in senso orario, o rimanere nella posizione iniziale.

Nella Fig. 9.10.6 si riportano le varie coppie cinematiche coinvolgenti la catena della distribuzione:

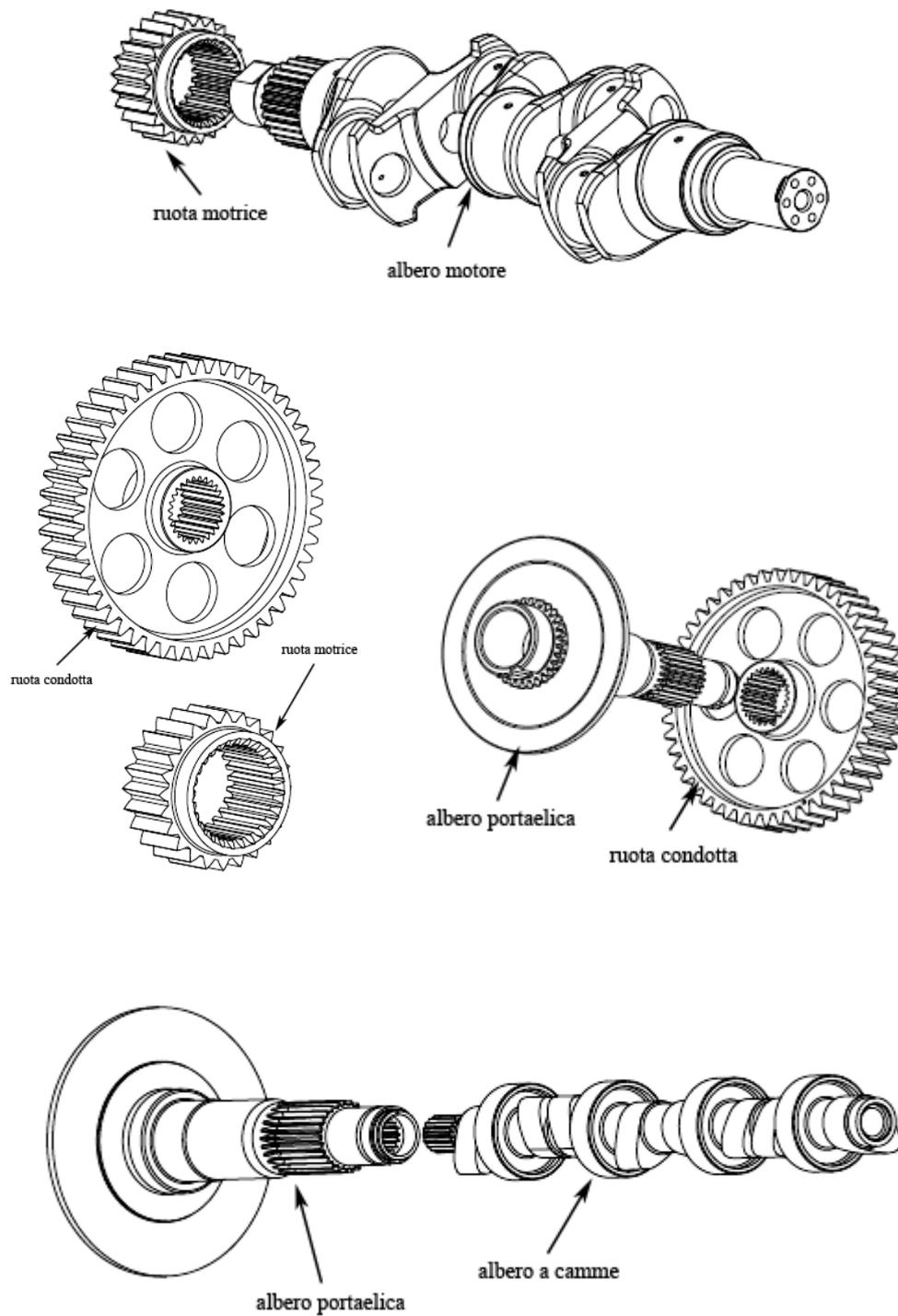


Fig. 9.10.6- Accoppiamenti coinvolti nella fasatura

In generale, detti N il numero di ingranaggi riposizionabili ed S il numero di stati base, assegnata una configurazione iniziale, il numero di combinazioni possibili sarà S^N ; nel caso del motore in esame, volendo considerare solo tre stati base, essendo 4 il numero degli ingranaggi, saranno 81 le configurazioni possibili corrispondenti a diversi angoli di fasatura.

Si è definita una relazione tra il vettore $\Delta\phi$ contenente le rotazioni relative, comprensive di segno, tra uscita (albero a camme), ed ingresso (albero motore), e la matrice A costituita da 81 righe, quante sono le possibili combinazioni assumibili dai cinematismi, e da quattro colonne quanti sono i cinematismi:

$$\Delta\phi = \begin{pmatrix} \frac{2\pi}{27 \cdot 2} \\ \frac{2\pi}{48} \\ \frac{2\pi}{27} \\ \frac{2\pi}{20} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -6.667 \\ 7.5 \\ 13.333 \\ 18 \end{pmatrix} ; \quad A = \begin{matrix} 1 & \begin{pmatrix} -1 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \\ 2 & \begin{pmatrix} 0 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \\ 3 & \begin{pmatrix} 1 & -1 & -1 & -1 \end{pmatrix} \\ 4 & \begin{pmatrix} -1 & 0 & -1 & -1 \end{pmatrix} \\ : & \begin{pmatrix} : & : & : & : \end{pmatrix} \\ : & \begin{pmatrix} : & : & : & : \end{pmatrix} \\ 78 & \begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 1 \end{pmatrix} \\ 79 & \begin{pmatrix} -1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \\ 80 & \begin{pmatrix} 0 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \\ 81 & \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \end{matrix}$$

Da questa relazione si è ottenuta la Tabella 9.10.1 ordinata, che ad ogni variazione angolare $\Delta\phi$, rispetto alla configurazione di riferimento, associa una riga della matrice A in cui si leggono i corrispondenti spostamenti relativi delle quattro coppie di ingranaggi.

Tabella 9.10.1

sfasamento	C1	C2	C3	C4
0	0	0	0	0
0.833	-1	1	-1	0
0.833	1	1	0	0
2	-1	0	1	-1
2.833	0	1	1	-1
3.833	-1	-1	-1	1
3.833	1	-1	0	1
4.667	0	0	-1	1
5.5	1	1	-1	1
5.833	0	-1	1	0
6.667	1	0	1	0
6.667	-1	0	0	0
7.5	0	1	0	0
9.5	-1	1	1	-1
10.5	0	-1	0	1
11.333	-1	0	-1	1
11.333	1	0	0	1
12.167	0	1	-1	1
12.5	-1	-1	1	0
13.333	0	0	1	0
14.167	1	1	1	0
14.167	-1	1	0	0
17.167	-1	-1	0	1
17.167	1	-1	1	1
18	0	0	0	1
18.833	1	1	0	1
18.833	-1	1	-1	1
20	-1	0	1	0
20.833	0	1	1	0
23.833	0	-1	1	1
24.667	-1	0	0	1
24.667	1	0	1	1
25.5	0	1	0	1
27.5	-1	1	1	0
30.5	-1	-1	1	1
31.333	0	0	1	1
32.167	-1	1	0	1
32.167	1	1	1	1
38	-1	0	1	1
38.833	0	1	1	1
45.5	-1	1	1	1

C1 coppia albero motore/ruota motrice

C2 coppia ruota motrice/ ruota mossa

C3 coppia ruota mossa/albero porta elica

C4 coppia albero porta elica/albero a camme

10. ALBERO PORTA ELICA E RIDUTTORE DI VELOCITA'

10.1 Albero porta elica

L'albero porta elica è collegato all'albero a gomiti mediante il riduttore. All'albero porta elica è collegata da un lato l'elica per mezzo di un limitatore di coppia, e dall'altro lato l'albero a camme. L'albero porta elica è costituito da un corpo cilindrico che presenta ad una delle estremità una dentatura (del tipo a profili scanalati) per il montaggio della ruota dentata mossa dal rocchetto del riduttore di velocità; sul lato opposto dell'albero dell'elica si presenta un disco atto all'inserimento di un limitatore di coppia (in sostanza un blocco di frizione) predisposto per l'accoppiamento dell'elica.

Il materiale adottato in un primo momento è stato l'acciaio UNI 38 NCD4 bonificato, anche se lo studio condotto per l'analisi delle oscillazioni torsionali ha suggerito di adoperare un materiale lievemente più prestante quale l'UNI 30 NiCrMo12.

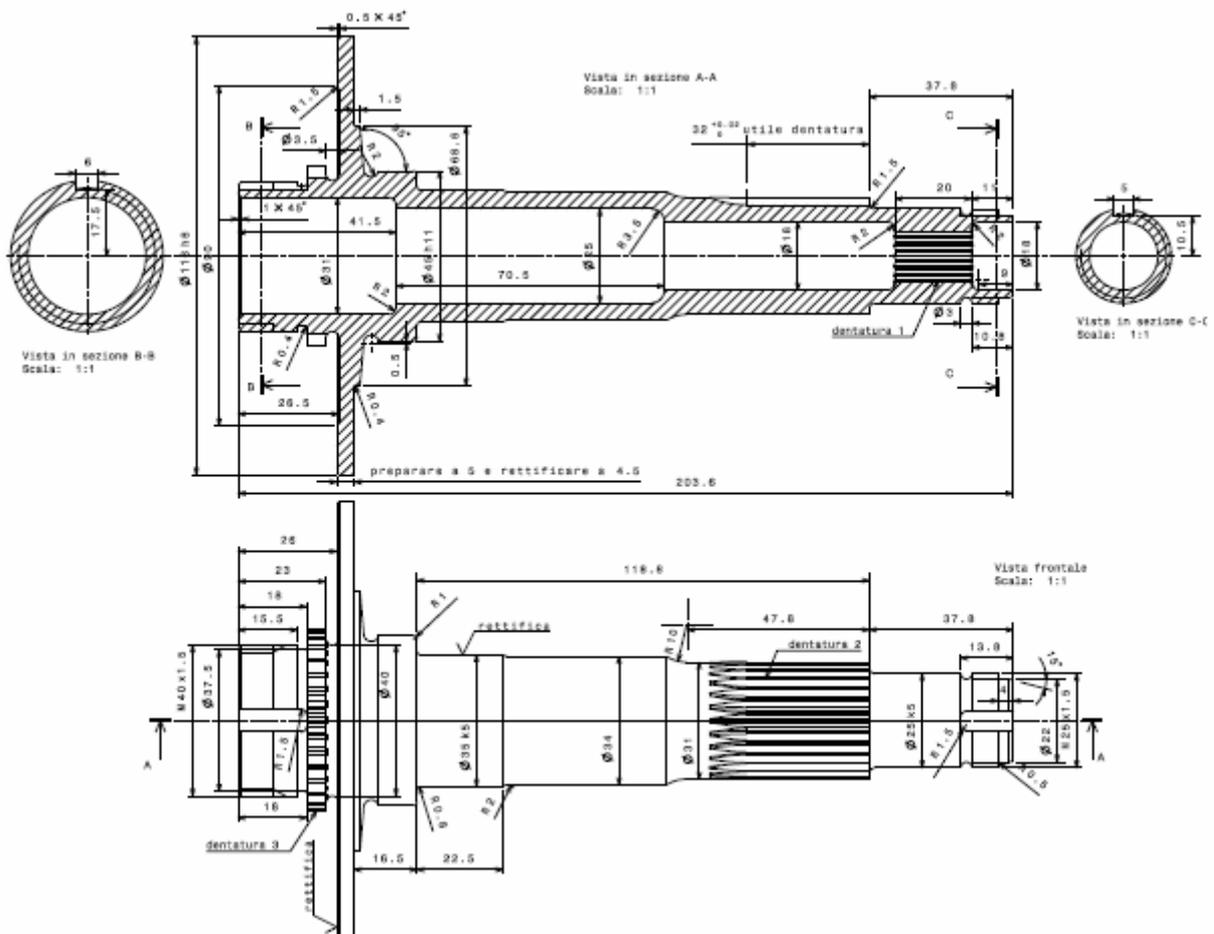


Fig. 10.1 Vista e sezione albero porta elica

Nella fig. 10.1 è riportato il disegno costruttivo di tale componente. Si notano la dentatura esterna necessaria all'accoppiamento con la ruota condotta del riduttore di velocità e quella interna di accoppiamento dell'albero cavo con l'albero a camme.

Nelle Figg. 10.2 a e b, sono riportati in vista assonometrica l'albero porta elica e la foto del gruppo, parzialmente assemblato, così come è stato realizzato.

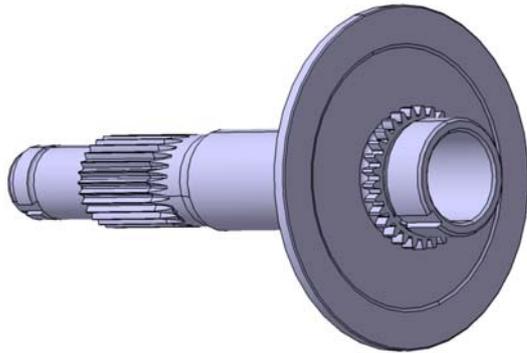


Fig. 10.2 a - Vista assonometrica albero porta elica



Fig. 10.2 b - Foto albero porta elica con ruota riduttrice

10.2 Analisi FEM dell'albero porta elica

Durante il funzionamento, l'albero porta elica trasmette coppia all'elica per mezzo della frizione. La coppia complessiva trasmessa all'elica si ripartisce in due aliquote agenti ciascuna su una delle due facce della frizione (Fig. 10.3 a).

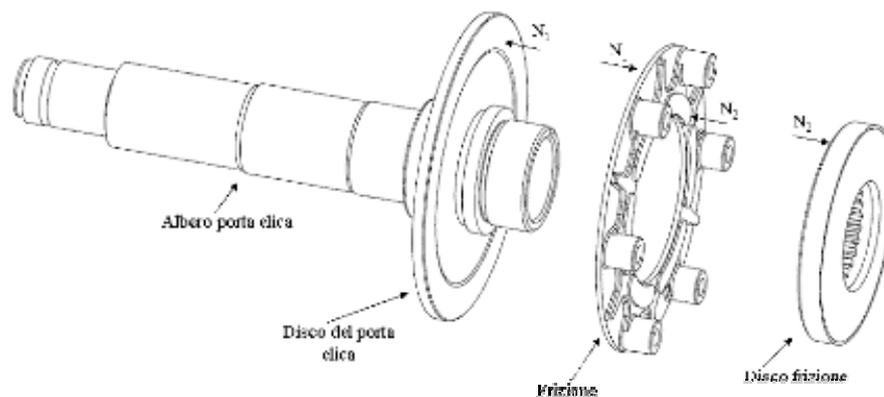


Fig.10.3 a - Esploso frizione portaelica

La conoscenza di tali aliquote è necessaria per caricare la struttura al fine di effettuare una corretta analisi fem.

Detti R_1 il raggio medio della corona circolare su cui agisce N_1 (superficie di contatto), R_2 quello su cui agisce N_2 , ed M_a il momento trasmesso all'albero (pari al doppio del momento motore), si può risalire ai momenti che agiscono sull'albero porta elica risolvendo il seguente sistema (Fig. 10.3 b):

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 = \mu N_1 R_1 \\ M_2 = \mu N_2 R_2 \\ M_a = M_1 \mu + M_2 \mu \\ N_1 = N_2 \end{array} \right. \quad (1) \quad \left\{ \begin{array}{l} N = M_a \frac{1}{\mu(R_1 + R_2)} \end{array} \right.$$

In cui μ rappresenta il coefficiente di attrito.

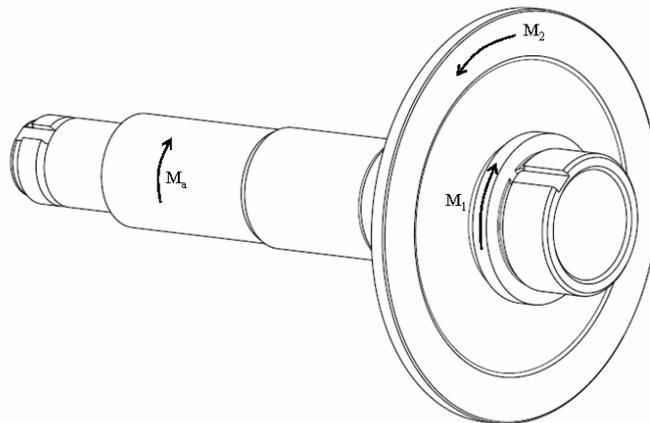


Fig.10.3 b – Coppie agenti sull'albero porta elica

Si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 = M_a \frac{R_1}{R_1 + R_2} = 279.863 \text{ Nm} \\ M_2 = M_a \frac{R_2}{R_1 + R_2} = 120.137 \text{ Nm} \end{array} \right.$$

Con tali valori si è effettuata l'analisi fem da cui si è rilevato che la zona più sollecitata dell'albero porta elica (Fig. 10.4), è soggetta ad una $\sigma_{eq} = 18.8 \text{ daN} / \text{mm}^2$

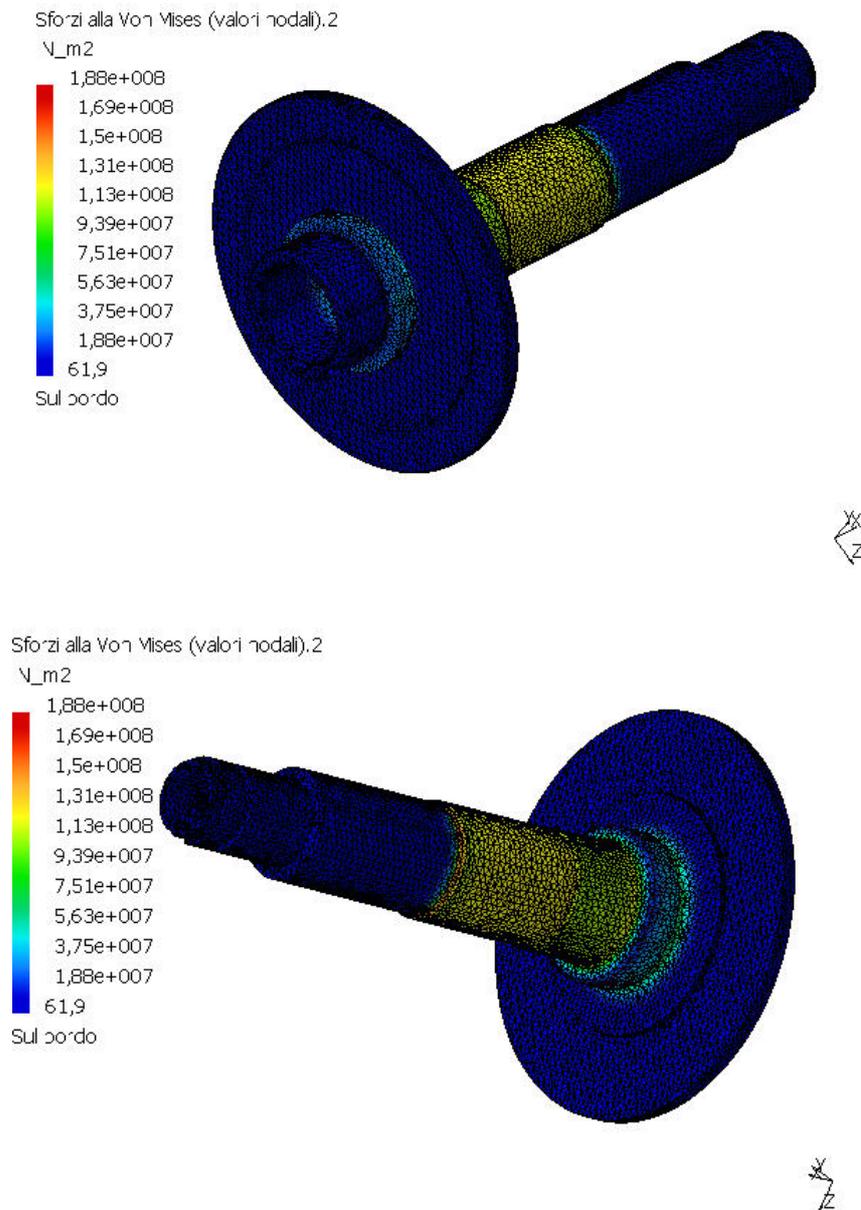


Fig 10.4 - Analisi FEM del porta elica

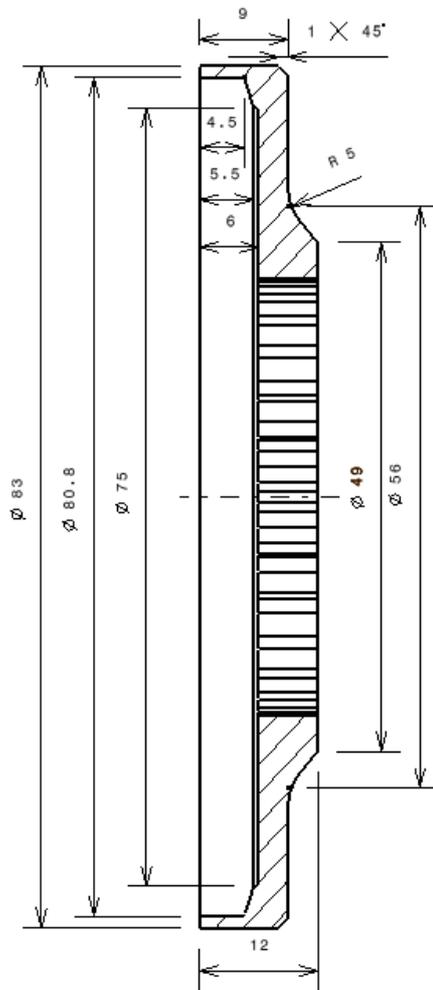
Risultato confermato dalla teoria classica; infatti, definiti $d_e = 32 \text{ mm}$ e $d_i = 25 \text{ mm}$ rispettivamente diametro esterno e diametro interno della zona maggiormente sollecitata, si ha:

$$\begin{cases} W_\rho = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{16d_e} = 4037 \text{ mm}^3 \\ M_a = 40 \text{ daNm} = 40000 \text{ daNmm} \end{cases}$$

$$\tau = \frac{M_a}{W_\rho} = 9.91 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \quad \Rightarrow \quad \sigma_{eq} = \sqrt{3} \cdot \tau = 17.17 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

10.3 Frizione

Nel motore allo studio, come già detto, è presente sull'albero dell'elica un limitatore di coppia, cioè una frizione sempre in presa che permette di accoppiare il moto dell'albero motore a quello dell'elica, consentendo a quest'ultima, in caso di superamento di una determinata coppia resistente, il disimpegno.



caratteristiche dentatura 4	
nota: da accoppiare con dentatura 3 della tavola ULM-010-R0	
profilo	modulare
n° denti	30
modulo	1.500 mm
angolo di pressione	20°
ϕ primitivo lavoro	45.000 mm
addendum	1.750 mm
ϕ esterno	48.500 mm
dedendum	1.500 mm
ϕ interno	42.000 mm
passo	4.712 mm
velocità di rotazione	2550 giri/min
lunghezza assiale dente	5 mm
altezza dente	3.250 mm
altezza comune dente	3.000 mm

raccordi non quotati R 0.4

Fig. 10.5 - Frizione – Disco motore

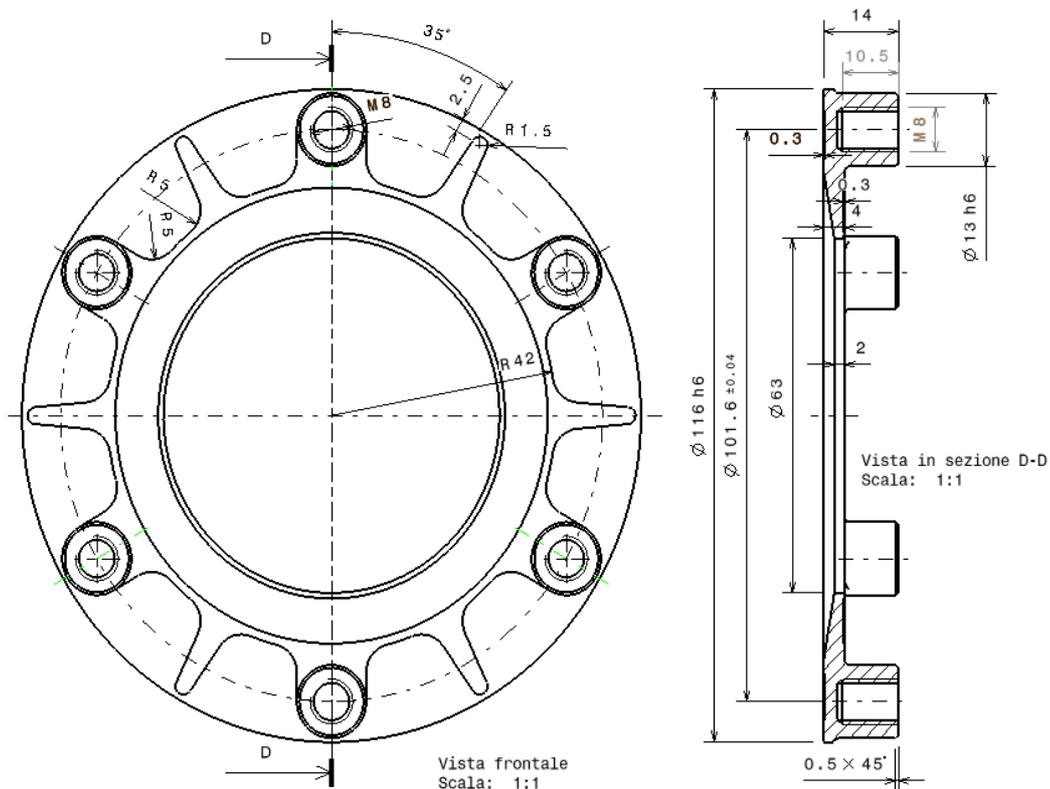


Fig. 10.6 - Frizione – Disco condotto

La frizione è stata proporzionata per la trasmissione della coppia all’elica che alla velocità max è pari a circa 40 daN.m . Quando tale coppia dovesse risultare maggiore di 70 daN.m la frizione interviene slittando.

Tale prestazione viene richiesta su un velivolo per evitare, in caso di urto dell’elica contro un ostacolo o per altro motivo, che il motore possa arrestarsi di colpo, con danni irreversibili.

Al fine di ottenere tale risultato, con riferimento alla relazione (1) è sufficiente una forza di chiusura da parte della molla pari a:

$$N = M_a \frac{1}{\mu(R_1 + R_2)}$$

Nelle Figg. 10.5 e 10.6 sono riportati i disegni costruttivi dei componenti della frizione, ovvero il disco trascicante e quello condotto.

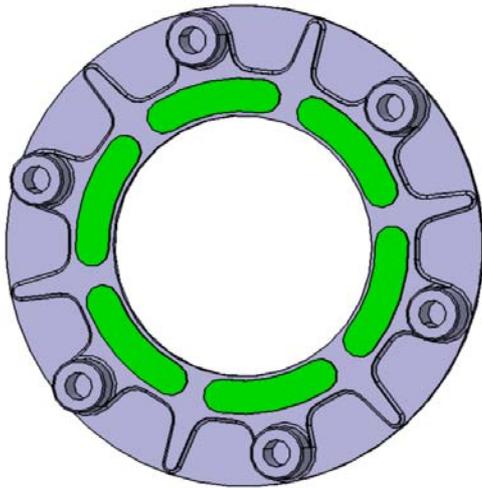


Fig. 10.7 – Frizione – Disco condotto

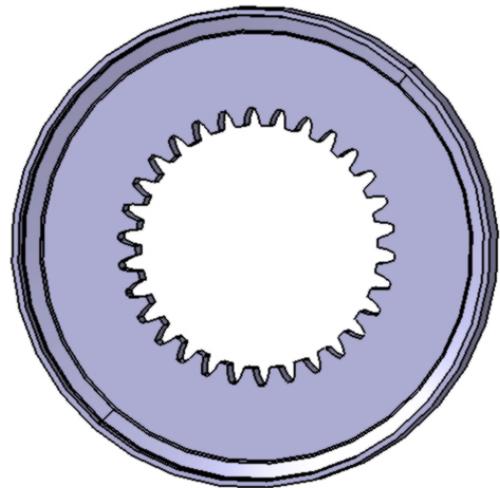


Fig. 10.8 – Frizione – Disco conduttore

Nelle Figg. 10.7 e 10.8, sono riportati gli stessi componenti in vista tridimensionale utilizzando come supporto il programma Catia.



Fig. 10.9 - Foto dischi frizione

La Fig. 10.9 riporta la fotografia dei pezzi della frizione realizzati

10.4 Riduttore di velocità

Per collegare la presa di potenza dell'albero a gomiti con l'elica, è stato previsto l'inserimento di un gruppo riduttore di velocità e di un albero tramite il quale a mezzo di opportuna frizione si trasmette il moto all'elica.

Per quanto attiene alle caratteristiche del riduttore, necessario per adeguare il numero di giri del motore a quello dell'elica, che come è noto non ammette valori superiori a 2500 giri/min, esso è costituito da una coppia di ruote dentate con rapporto di riduzione 2.

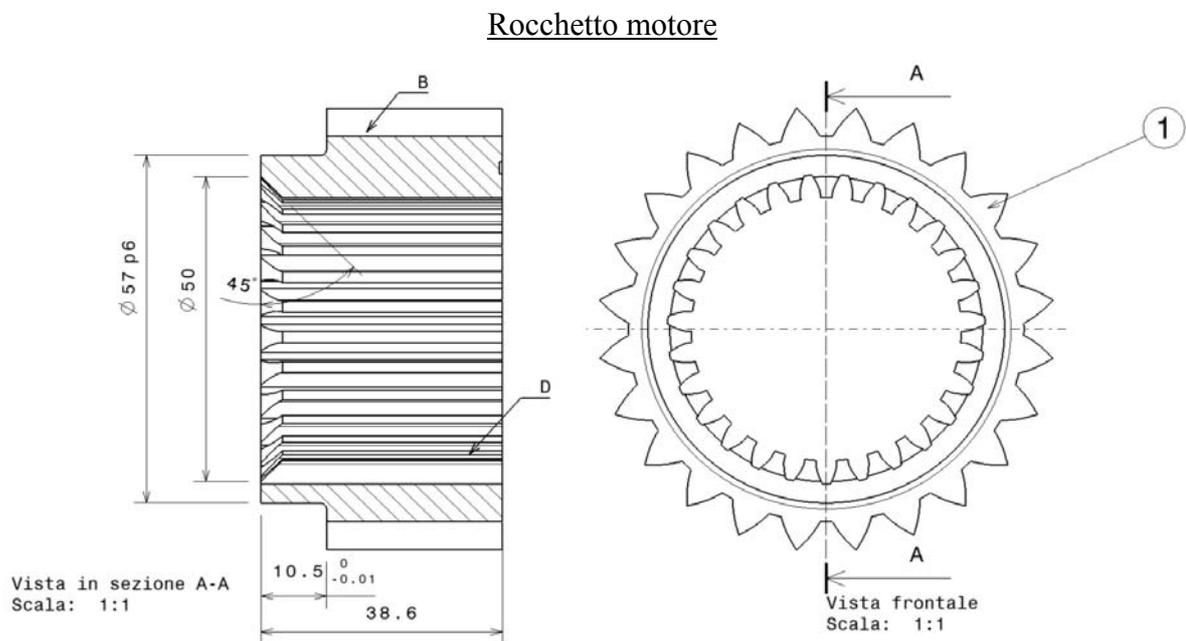


Fig. 10.10 - Rocchetto motore e innesto scanalato di accoppiamento all'albero motore

Nelle Figg. 10.10 e 10.11 si riportano i disegni costruttivi della coppia di ingranaggi impiegata, rispettivamente il rocchetto motore e la ruota condotta.

Nella Fig. 10.10 sono visibili le dentature B e D, realizzate sul rocchetto motore, la prima (B) di accoppiamento con la ruota condotta del riduttore, la seconda (D) di accoppiamento con la presa di forza dell'albero motore; nella Fig. 10.11 sono visibili le dentature A e C, realizzate sulla ruota condotta, di cui la (A) di accoppiamento con il rocchetto del riduttore, la (C) di accoppiamento con l'albero porta elica.

Ruota condotta

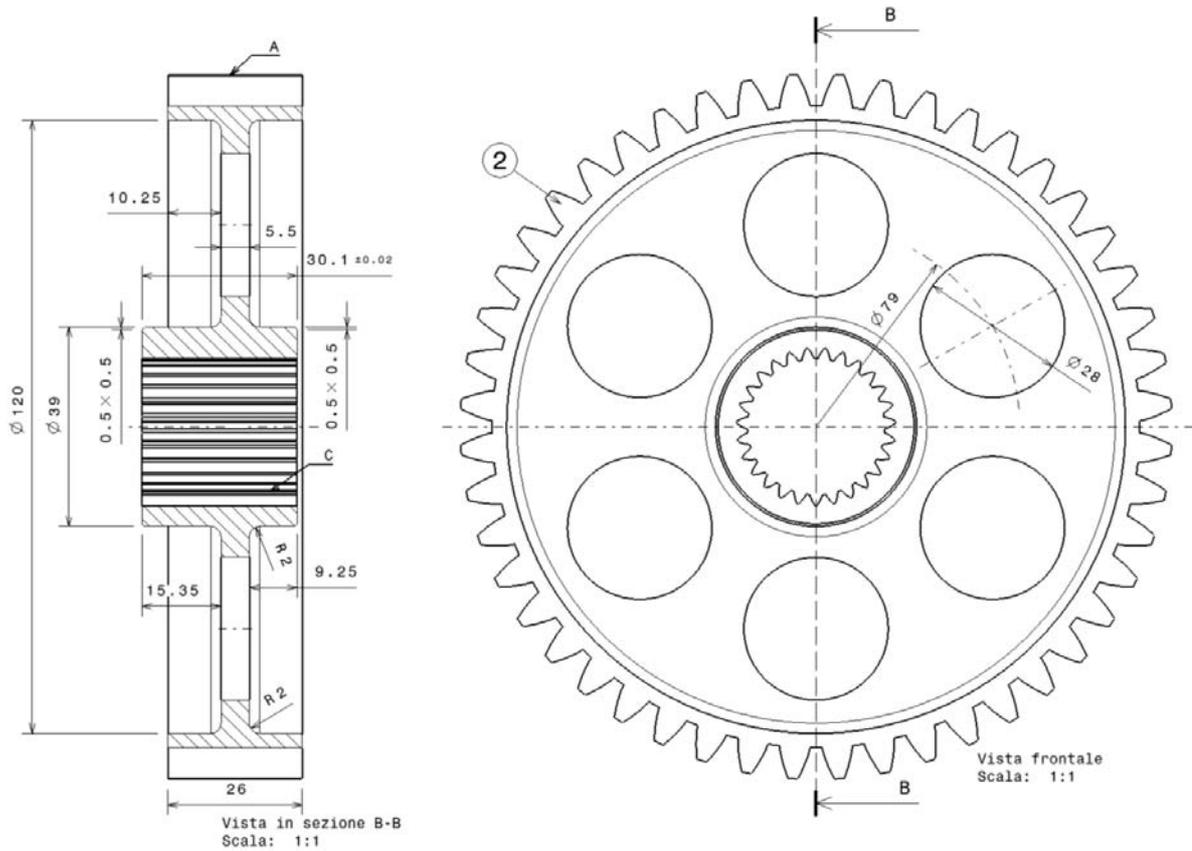


Fig. 10.11 - Ruota condotta e innesto scanalato di accoppiamento all'albero dell'elica

Nelle Fig 10.12 a e 10.12 b si riportano le caratteristiche delle dentature con riferimento alle denominazioni di cui alle Figg. 10.10 e 10.11.

caratteristiche dentatura A		caratteristiche dentatura B	
profilo	modulare	profilo	modulare
n° denti	48	n° denti	24
modulo	2.54 mm	modulo	2.54 mm
angolo di pressione	20°	angolo di pressione	20°
∅ primitivo	134 mm	∅ primitivo	67 mm
∅ esterno	138 mm	∅ esterno	73 mm
correzione positiva	3.4 mm	correzione positiva	3.2 mm
velocità di rotazione	2550 giri/min	velocità di rotazione	5100 giri/min
lunghezza assiale dente	26 mm	lunghezza assiale dente	28.1 mm
angolo elica sinistra (*)	19.50°	angolo elica destra (*)	19.50°
modulo circonferenziale	2.700 mm	modulo circonferenziale	2.700 mm
passo normale	7.979 mm	passo normale	7.979 mm
quota di Wildhaber su 8 denti	59.3-59.2 (mm)	quota di Wildhaber su 4 denti	28.35+0-0.02 (mm)
prof. nitrurazione (trattamento di rettifica)	0.3-0.5 mm	prof. nitrurazione (trattamento di rettifica)	0.3-0.5 mm

Fig. 10.12 a – Caratteristiche dentatura A e B

caratteristiche dentatura C		caratteristiche dentatura D	
nota: da accoppiare con dentatura 2		nota: da accoppiare con dentatura 5	
profilo	modulare	profilo	modulare
n° denti	27	n° denti	27
modulo	1.000 mm	modulo	1.750 mm
angolo di pressione	20°	angolo di pressione	20°
ϕ primitivo	27.000 mm	ϕ primitivo	47.250 mm
addendum	1.250 mm	addendum	2.187 mm
ϕ esterno	31.5 mm	ϕ esterno	53.12 mm
dedendum	1.000 mm	dedendum	1.750 mm
ϕ interno	27.000 mm	ϕ interno	45.25 mm
passo	3.141 mm	passo	5.498 mm
lunghezza assiale dente	30.1 mm	lunghezza assiale dente	30.1 mm
correzione primitiva	2.000 mm	correzione primitiva	1.500 mm
altezza dente	2.25 mm	altezza dente	3.937 mm

Fig. 10.12 b – Caratteristiche dentatura C e D

Nella Fig. 10.12 c si riportano delle raccomandazioni da utilizzare in sede di montaggio.

interasse di montaggio	100.5 mm
Controllare che l'interasse di costruzione sia pari a 100.25±0.03mm dopo aver eseguito prima la ruota motrice, in quanto è difficoltosa la determinazione della quota di Wildhaber sulla ruota mossa	

Fig. 10.12 c – Note di montaggio

10.5 Verifica dei carichi applicati sulle dentature del riduttore

Dati del riduttore:

r_1 = raggio primitivo di montaggio del rocchetto = 33.5 mm

r_2 = raggio primitivo di montaggio della ruota = 67 mm

larghezza della dentatura = 26 mm

z_1 = numero denti rocchetto = 24

α = angolo di pressione $I_2BA = I_1AB = 20^\circ$

Rapporto di riduzione = 2

$$M_{t1} = 954.93 \cdot P / n [daN \cdot m]$$

ove: P è la potenza trasmessa [kW], M_{t1} è la coppia motrice [$daN \cdot m$], n è il numero di giri al minuto.

Per un valore della potenza trasmessa pari a 95 kW erogati a 5000 giri/min, la coppia motrice risulta essere pari $M_{t1} = 18.144 [daN \cdot m]$. Ai fini della verifica si riterrà pari a

20[daN·m] il valore della coppia motrice da trasmettere. Attraverso l'esame della Fig. 10.13 si deduce quanto segue:

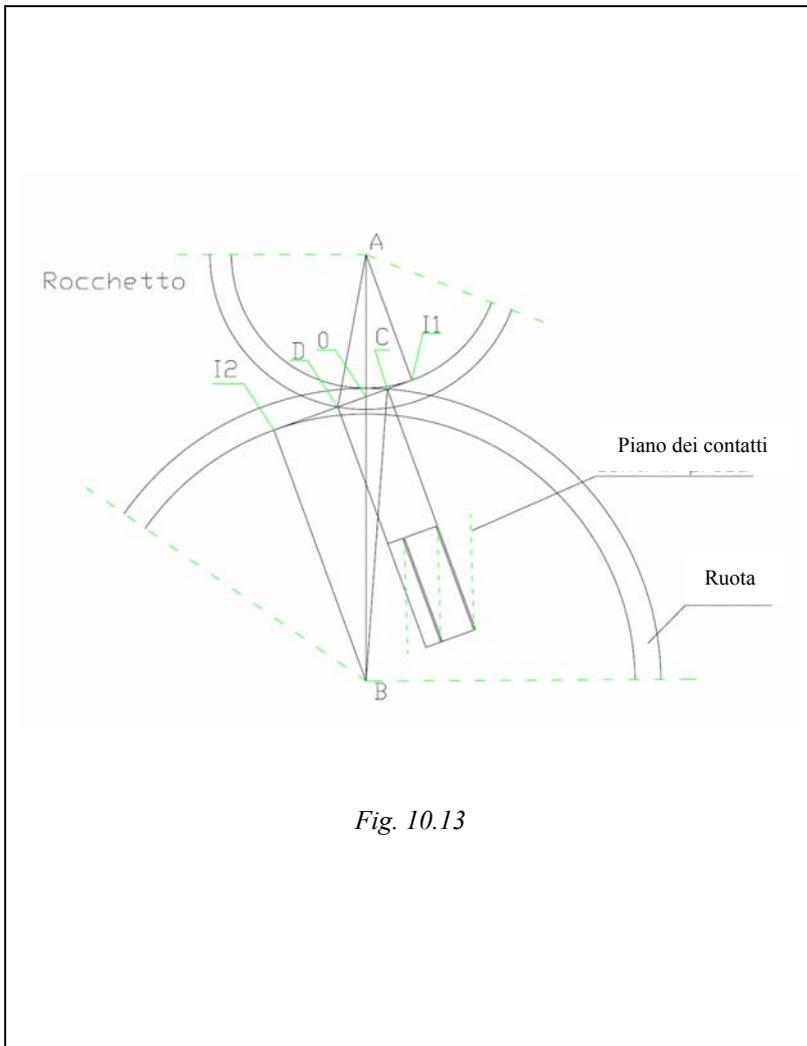


Fig. 10.13

$$AI_1 = r_{b1} = r_1 \cos 20^\circ$$

$$BI_2 = r_{b2} = r_2 \cos 20^\circ$$

Sostituendo i valori si ha:

$$AI_1 = r_{b1} = 31.48 \text{ [mm]}$$

$$BI_2 = r_{b2} = 62.96 \text{ [mm]}$$

La forza mutua F trasmessa lungo la linea dei contatti $I_1 I_2$ è pari a :

$$F_t = \frac{M_{t1}}{r_{b1}} = \frac{20000}{31.48} = 635.32$$

[daN]

Il passo base della dentatura p_b è pari a:

$$p_b = \frac{2\pi r_{b1}}{z_1} = 8.241 \text{ mm}$$

I raggi di troncatura r_{t1} e r_{t2} ripettivamente pari ai segmenti I_1D e I_2C risultano essere pari a:

$$r_{t1} = I_1D = \sqrt{(r_{e1}^2 - r_{b1}^2)} = 18.47 \text{ mm} \quad ; \quad r_{t2} = I_2C = \sqrt{(r_{e2}^2 - r_{b2}^2)} = 28.23 \text{ mm}$$

da cui $(r_{t1} + r_{t2}) = 46,70 \text{ mm}$

Inoltre

$$I_1O = r_{b2} \operatorname{tg} 20^\circ = 62.96 \times 0.3639 = 22.915 \text{ mm}$$

$$I_2O = r_{b1} \operatorname{tg} 20^\circ = 31.48 \times 0.3639 = 11.458 \text{ mm}$$

$$I_1O + I_2O = I_1 I_2 = 34.372 \text{ mm}$$

Il segmento di contatto dei denti CD sarà quindi pari a:

$$r_{t1} + r_{t2} - I_1 I_2 = 46.7 - 34.372 = 12.328 \text{ mm}$$

Ai fini della continuità del moto è ora possibile calcolare il rapporto tra il segmento di contatto CD ed il passo base. Risultata:

$$\text{Contatto equivalente } l_{eq} = \frac{CD}{p_b} = \frac{12,328}{8,241} = 1.495$$

Dalla precedente espressione si deduce che il contatto tra i denti sempre in presa (di rocchetto e ruota) è come se avvenisse tra un dente e mezzo; con ciò si garantisce una capacità portante maggiore per i denti, nonché la silenziosità del riduttore, quest'ultima dovuta anche all'impiego della dentatura elicoidale.

Si avrà pertanto, essendo la minima lunghezza assiale dei denti pari a 26 mm, che la lunghezza effettiva della linea dei contatti è pari a : $26 \times 1.495 \approx 39$ mm.

Pressione specifica lineare

La pressione specifica lineare è fornita dal rapporto:

$$p = \frac{F_t}{l_{eq}} = \frac{635.32}{39} \approx 16.3 \text{ [daN/mm]}$$

Detto valore è compatibile con un acciaio legato e con trattamento superficiale di indurimento. A tal riguardo si è optato per la nitrurazione di entrambi gli ingranaggi.

Calcolo dell'angolo d'elica sul cerchio base

Per determinare l'angolo d'elica si riportano in Fig. 10.14, tenuto conto che il passo assiale p_a è costante, i triangoli rettangoli aventi come cateto comune il passo assiale p_a costante e come secondo cateto le lunghezze AB e AC caratterizzanti la lunghezza del cerchio primitivo e del cerchio base rispettivamente.

Si ha:

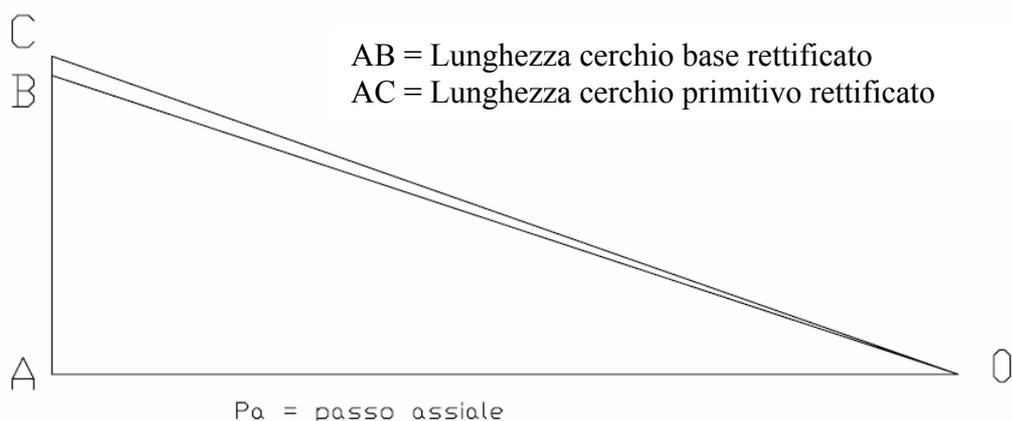


Fig. 10.14 – Determinazione angolo d'elica

Dall'esame della Fig. 10.14, utilizzando i termini noti r_1 ed r_{b1} , si deduce che:

$$p_a \cdot \operatorname{tg} 19.50^\circ = 2 \pi r_1$$

$$p_a \cdot \operatorname{tg} \beta_b = 2 \pi r_{b1}$$

Risulta pertanto:

$$p_a = (2 \pi r_1) / \operatorname{tg} 19.50^\circ = 2 \pi r_{b1} / \operatorname{tg} \beta_b$$

$$\text{da cui } \operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} 19.50^\circ \cdot (r_{b1} / r_1)$$

sostituendo i valori noti si ha:

$$\operatorname{tg} \beta_b = 0.332765 \quad \text{ovvero } \beta_b = 18.40^\circ$$

Nelle Figg. 10.15, 10.16, 10.17, sono riportate le fotografie delle due ruote dentate costituenti il riduttore. Nella Fig. 10.15 si vede la coppia di ruote dentate così come si presenta durante l'ingranamento.



Fig. 10.15- Coppia di ruote del riduttore

Mentre le Fig. 10.16 e 10.17 mostrano le singole ruote dentate cioè la ruota condotta ed il rocchetto motore.



Fig. 10.16 - Ruota condotta



Fig. 10.17 - Rocchetto motore

Spinta assiale

Essendo la dentatura di tipo elicoidale, durante l'effettivo ingranamento nelle condizioni di esercizio alla massima potenza, si eserciterà una spinta mutua tra i denti dei due ingranaggi in direzione assiale pari a:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_b = 623.25 \cdot \operatorname{tg} 18.40^\circ = 207.32 \text{ [daN]}$$

Tale componente assiale è praticamente eguale alla spinta esercitata dall'elica (circa 200 daN), con ciò risultando applicata una spinta assiale sul cuscinetto posto a ridosso dell'elica¹, all'interno del coperchio del riduttore, pari a circa 400 daN.

Tale spinta è perfettamente sopportabile dal cuscinetto suddetto, che ha un coefficiente di carico dinamico pari a circa 8.000 daN, essendo il carico complessivo dinamico equivalente realmente applicato allo stesso cuscinetto pari a circa 1.200 daN.

La stessa spinta poi si scarica sul coperchio del riduttore, le cui 8 viti di serraggio al basamento lavorano sotto un carico di circa 2 daN/mm², del tutto tranquillizzante. Anche l'analisi FEM del coperchio sotto la spinta di 400 daN complessivi restituisce sollecitazioni massime inferiori a 1 daN/mm².

¹ Il cuscinetto utilizzato è del tipo orientabile a rulli le cui dimensioni sono: diametro interno 35 mm; diametro esterno 72 mm; profondità 23 mm – codice SKF: NU 22207E

11. IMPIANTO DI LUBRIFICAZIONE

11.1 Generalità

Nei motori endotermici la lubrificazione deve svolgere le seguenti importanti funzioni:

- creare un film d'olio che impedisca il contatto diretto tra le parti accoppiate in moto relativo;
- raffreddare le superfici dei cuscinetti mediante un adeguato flusso d'olio;
- asportare dai cuscinetti i prodotti dell'usura;
- collaborare con le fasce elastiche alla tenuta dei pistoni.

L'olio è utilizzato anche come fluido refrigerante per le teste dei cilindri, per meglio garantire il raffreddamento del motore che è previsto venga raffreddato ad aria.

La lubrificazione è di tipo forzato, ottenendo così il vantaggio di assicurare ai cuscinetti una quantità d'olio proporzionale alla velocità di rotazione del motore. L'olio, contenuto in una coppa nella parte inferiore del basamento, viene aspirato da una pompa volumetrica ad ingranaggi ed inviato sotto pressione, mediante opportune canalizzazioni, ai cuscinetti dei perni di banco, ai supporti dell'albero a camme e agli organi di comando della distribuzione. Attraverso i cuscinetti di banco, l'olio entra in appositi fori praticati nell'albero a gomiti e va a lubrificare i cuscinetti delle teste di biella. Per la lubrificazione delle fasce elastiche e dei cilindri sarebbe già sufficiente la quantità d'olio che fuoriesce dalle teste di biella, lanciata per forza centrifuga, ma per problemi di raffreddamento, sono presenti degli ugelli che spruzzano ulteriore olio sotto il cielo dei pistoni. L'olio che esce dalle parti lubrificate e raffreddate si raccoglie di nuovo nella coppa e, dopo essere stato opportunamente disaerato in un apposito serbatoio e raffreddato mediante il passaggio in uno scambiatore olio-aria, viene rimesso in circolazione dalla pompa.

Peculiarità del motore progettato è la duplicazione del sistema di canalizzazione dell'olio; ciascuna delle due canalizzazioni è composta da due circuiti indipendenti: uno detto di alta pressione AP che è preposto alla lubrificazione dei vari organi meccanici e delle coppie cinematiche di rotolamento e l'altro detto di bassa pressione BP che permette all'olio di raggiungere specifici organi da raffreddare.

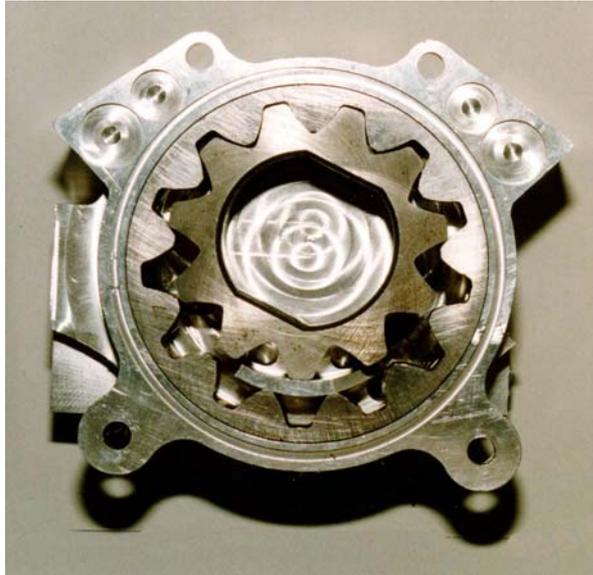


Fig. 11.1 – Pompa dell'olio, volumetrica ad ingranaggi.

Per la circolazione dell'olio nell'impianto di lubrificazione viene usata una pompa volumetrica del tipo ad ingranaggi (Fig. 11.1) di cui è stato progettato il corpo, utilizzando gli ingranaggi di una pompa commerciale. Essa presenta una portata proporzionale al numero di giri ed è dimensionata per fornire una sufficiente portata d'olio ai bassi regimi; agli alti regimi la portata d'olio che può fornire la pompa risulta esuberante rispetto alle necessità di lubrificazione del motore. Normalmente l'esubero viene rimesso in circolo con un sistema di by-pass. Ma in questo motore l'esubero d'olio viene utilizzato per alimentare un secondo circuito a pressione più moderata (circuito BP) che serve per raffreddare gli organi termicamente più sollecitati.

A regime di 5000 giri/min la portata sviluppata dalla pompa è ~37 l/min di cui 22 l/min necessari alla lubrificazione ed al funzionamento delle punterie idrauliche ed i restanti 15 litri/min inviati al circuito di BP; in particolare i punti asserviti sono le teste ed i pistoni.

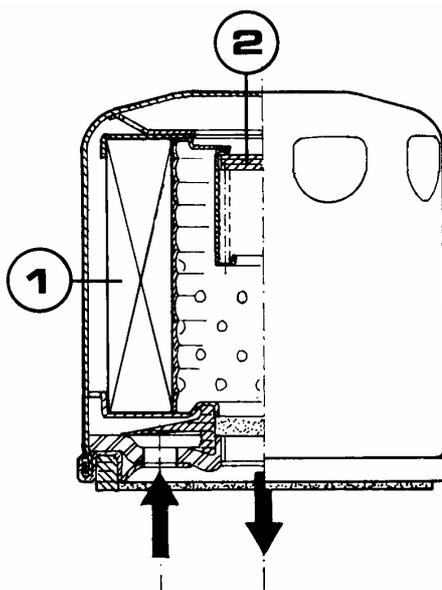


Fig. 11.2 – Filtro olio di tipo a cartuccia: 1. elemento filtrante, 2. valvola di by-pass.

Alla mandata della pompa, prima che l'olio vada ad alimentare il circuito di AP, è inserito un filtro che ha il compito di trattenere le impurità. L'elemento filtrante è normalmente realizzato in carta porosa. Per garantire una bassa caduta di pressione ed avere una durata accettabile, il filtro deve essere di adeguate dimensioni (Fig. 11.2). Il filtro utilizzato, detto a cartuccia, è uno dei più diffusi; viene fissato con apposito raccordo al corpo della pompa olio e pertanto è facilmente sostituibile dopo un periodo di funzionamento prestabilito. Per impedire che il filtro, intasandosi, arresti la circolazione di olio, esso viene provvisto di una valvola di by-pass, tarata su di una pressione di 4 bar, che, aprendosi quando la pressione differenziale diventa eccessiva, esclude l'elemento filtrante permettendo che l'olio raggiunga direttamente gli organi da lubrificare.

Di seguito, infine, si riportano i principali fattori che influenzano la lubrificazione:

- finitura delle superfici in moto relativo;
- caratteristiche dei materiali con cui sono costruite le parti accoppiate;
- gioco esistente nell'accoppiamento;
- natura e valore delle forze trasmesse;
- quantità d'olio inviata a lubrificare le parti;
- temperatura e caratteristiche fisiche e chimiche dell'olio.

11.2 Gli oli lubrificanti

Nel funzionamento dei cuscinetti a strisciamento ha notevole importanza il lubrificante. Esso serve a ridurre il coefficiente di attrito tra le superfici accoppiate, a raffreddare il perno e il cuscinetto, a limitare l'usura dovuta all'eventuale contatto diretto delle superfici.

Le molteplici caratteristiche di un olio lubrificante dipendono dalla sua natura fisico-chimica. La caratteristica che riveste maggiore importanza è la viscosità; essa diminuisce all'aumentare della temperatura e deve rimanere contenuta entro determinati limiti. Non deve essere troppo elevata alle basse temperature per non creare problemi di avviamento del motore e di circolazione dell'olio nei canali del circuito di lubrificazione.

La viscosità deve essere sufficiente alle alte temperature affinché non si interrompa il velo lubrificante provocando usura e, successivamente, grippaggio o fusione negli accoppiamenti meccanici più delicati.

Gli oli vengono raggruppati in diverse gradazioni ciascuna delle quali, contraddistinta da un numero convenzionale, riunisce oli che rientrano in determinati limiti di viscosità. La scelta della gradazione SAE (Society of Automotive Engineers) da utilizzare dipende da diversi fattori:

- temperatura ambientale;
- caratteristiche costruttive del motore;
- stato di usura dei vari organi da lubrificare.

Nel motore oggetto del presente studio è utilizzato olio multigrado a base completamente sintetica per garantire la massima resistenza alle sollecitazioni termiche.

11.3 Considerazioni introduttive sul funzionamento dei cuscinetti radenti

Per garantire il mutuo movimento degli organi del motore (cuscinetti di banco – albero motore – cuscinetti di manovella – testa di biella – spinotto – piede di biella) vengono usati cuscinetti radenti di opportuna dimensione e materiali.

I cuscinetti radenti sono fissati al loro supporto e in essi ruota l'albero che trasmette un carico radiale F . La capacità portante dei cuscinetti lubrificati è dovuta alla portanza idrodinamica derivante dalla formazione di un meato d'olio, a spessore variabile, nel moto rotatorio relativo del perno rispetto al cuscinetto.

Nei cuscinetti radenti si distinguono tre diverse configurazioni (Fig. 11.3).

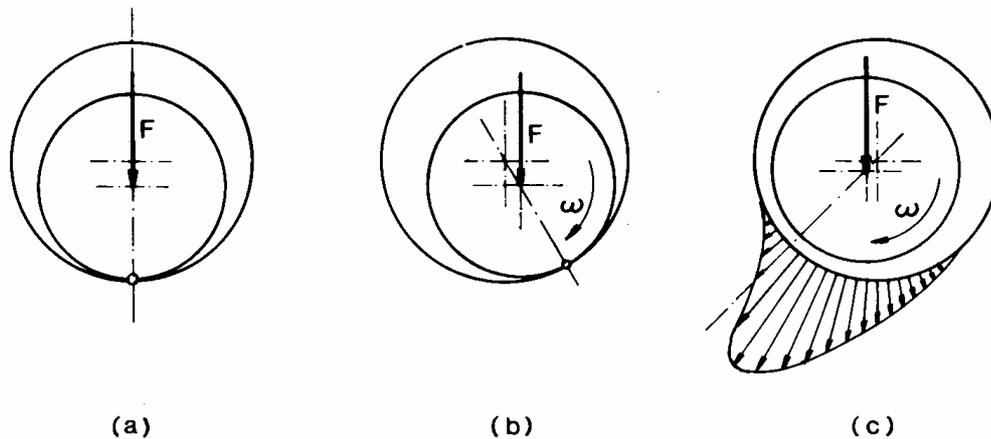


Fig.11.3 – Configurazioni di un cuscinetto radente: a) di riposo; b) di avviamento; c) a regime.

Nelle condizioni di riposo e di avviamento il perno e il cuscinetto sono a contatto diretto. Per effetto della rotazione del perno, l'olio viene trascinato nella zona di gioco minimo dove si incunea provocando il distacco del perno dal cuscinetto e il carico radiale F viene supportato dalla pressione che nasce nel meato d'olio sottostante; per questo motivo il cuscinetto deve essere realizzato con materiale avente basso coefficiente di attrito e spiccate attitudini antigrippaggio, ma capace di sopportare la pressione che si esercita su di esso.

Il cuscinetto può essere costruito in un unico pezzo tubolare, e in tal caso viene detto boccola, oppure in due pezzi semicircolari, tra loro accoppiati, che vengono chiamati semigusci o bronzine. Per motivi di montaggio, i cuscinetti della testa di biella e dei supporti centrali di banco sono bronzine, mentre i cuscinetti dei supporti di banco anteriore e posteriore sono boccole.

Quando si verificano le condizioni di portanza idrodinamica, il film d'olio risulta di grosso spessore e la lubrificazione è perfetta (lubrificazione in velo grosso). Quando tali condizioni non si realizzano, il film d'olio è di piccolo spessore e si verifica un contatto diretto, più o meno disteso, tra le superfici del perno e del cuscinetto (lubrificazione in velo sottile).

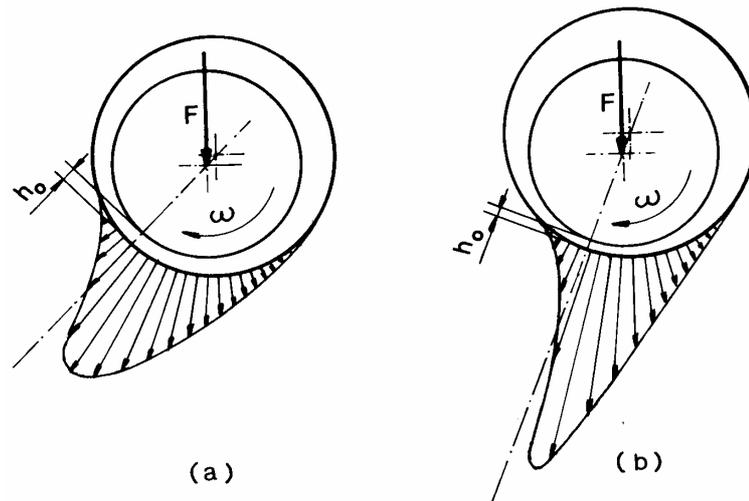


Fig.11.4 – Distribuzione circonferenziale delle pressioni: a) gioco diametrale ridotto; b) gioco diametrale elevato.

In condizioni di portanza idrodinamica, la distribuzione circonferenziale delle pressioni nella sezione trasversale del meato varia in funzione del gioco diametrale esistente tra perno e cuscinetto; all'aumentare del gioco, si riduce lo spessore minimo h_0 del film d'olio e aumenta il valore del picco della pressione, essendo il diagramma distribuito su un arco circonferenziale di ampiezza minore.

In Fig. 11.4 è illustrata la distribuzione delle pressioni in direzione radiale. Mentre la Fig. 11.5 riporta la distribuzione delle pressioni in direzione assiale lungo il meato.

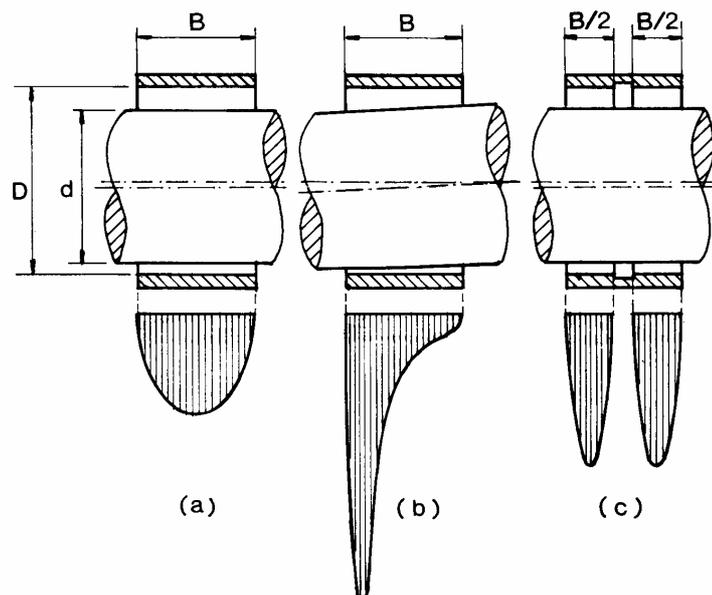


Fig. 11.5 – Distribuzione delle pressioni in direzione assiale: a) parallelismo perfetto; b) disallineamento; c) cuscinetto con scalanatura centrale.

La Fig. 11.5(a) presuppone che vi sia parallelismo tra gli assi del perno e del cuscinetto. La pressione è massima in mezzeria e si annulla ai bordi per la presenza di fughe di lubrificante dalle estremità laterali del cuscinetto.

La Fig. 11.5(b) mostra come la mancanza di parallelismo tra gli assi, dovuta a deformazioni o disallineamento, porti a una distribuzione asimmetrica delle pressioni con valori di picco elevati. Questo giustifica le notevoli richieste di rigidità del basamento, nonché le ristrettissime tolleranze di lavorazione applicate alla linea dei banchi.

Infine la Fig. 11.5(c) illustra come la presenza di scanalature per la distribuzione dell'olio nella zona interessata dalla lubrificazione idrodinamica risulta dannosa in quanto, interrompendo la continuità del diagramma delle pressioni, porta ad un aumento della pressione massima con maggiori gradienti di distribuzione. Infatti, in questo caso, la capacità portante equivale a quella di un cuscinetto di larghezza utile $B/2$ con un carico applicato pari alla metà di quello complessivo. A parità di superficie portante, lo spessore del film d'olio risulta più basso nel cuscinetto scanalato che in quello senza gola.

Elevati valori di picco e forti gradienti nella distribuzione delle pressioni sono dannosi perché aumentano le sollecitazioni del materiale antifrizione provocandone il cedimento per fatica.

Tra tutte le variabili che influiscono sul funzionamento dei cuscinetti radenti, una delle più importanti è il gioco diametrale. La Fig. 11.6 illustra l'influenza del gioco diametrale g sulla pressione massima p_{max} sul minimo spessore h_0 e sulla temperatura del film d'olio T .

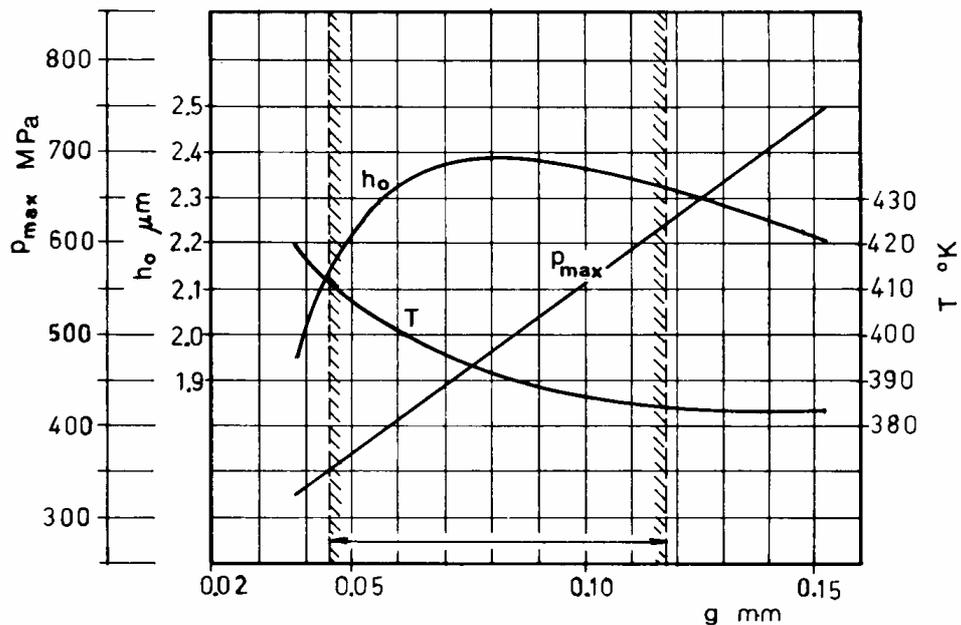


Fig. 11.6 – Variazione della pressione di picco p_{max} , dello spessore minimo h_0 e della temperatura T del film d'olio in funzione del gioco diametrale g .

Si noti che, al diminuire del gioco diminuisce la pressione massima del film d'olio (essendo il carico meglio distribuito), aumenta lo spessore minimo del meato e la temperatura dell'olio tende ad aumentare. In accoppiamenti troppo stretti, l'olio all'interno del cuscinetto si riscalda eccessivamente, la sua viscosità diminuisce e lo spessore minimo del meato si riduce nuovamente.

Un criterio che può servire di buon orientamento (Kreisle) indica che le condizioni di lubrificazione vengono meno quando le asperità superficiali delle parti accoppiate entrano in contatto tra loro interrompendo la continuità del velo d'olio. Di conseguenza lo spessore minimo del meato deve essere almeno uguale alla somma delle rugosità totali delle due superfici occupate. La finitura superficiale ha quindi grande effetto sulla qualità della lubrificazione.

L'energia meccanica dissipata per attrito nel cuscinetto si trasforma in calore e tale calore deve venire asportato dall'olio lubrificante. Nel caso di lubrificazione forzata, l'olio viene inviato al cuscinetto sotto pressione mediante una pompa e la quantità d'olio che attraversa il cuscinetto è proporzionale alla pressione di mandata. La pressione dell'olio inviato non aumenta la capacità di carico del cuscinetto, ma serve ad assicurare il flusso d'olio necessario per il raffreddamento, impedendo che il cuscinetto raggiunga una temperatura troppo elevata. L'olio deve essere introdotto nel cuscinetto in corrispondenza della zona dove la pressione è minima, ossia nella zona non caricata. La maggior parte dell'olio esce attraverso il maggior gioco che si determina in tale zona, per cui la parte caricata risulta raffreddata meno intensamente. Con la lubrificazione forzata, il calore asportato dal lubrificante è di gran lunga superiore a quello che si trasmette per conduzione attraverso il perno e il cuscinetto.

All'aumentare della velocità di rotazione e del carico, aumenta la potenza dissipata per attrito e, di conseguenza, anche la temperatura dell'olio lubrificante che fluisce attraverso il cuscinetto. Fortunatamente si verifica un effetto stabilizzante in quanto, a una diminuzione della viscosità, corrisponde un aumento della portata d'olio che intensifica il raffreddamento del cuscinetto e contiene l'aumento della temperatura del lubrificante.

In un cuscinetto ben progettato, la lubrificazione in velo sottile deve essere limitata a brevissimi periodi (avviamento e arresto). Infatti, la maggior parte dell'usura si verifica proprio allora ed è quindi buona norma che, nel periodo di avviamento, il cuscinetto non venga caricato. Notevole importanza assume infine la rigidità dell'albero e dei supporti in quanto le deformazioni, causando disallineamenti, variano la distribuzione delle pressioni nel meato d'olio e possono dar luogo a mancata lubrificazione idrodinamica con conseguente distruzione dello strato antifrizione del cuscinetto.

11.4 Teoria della lubrificazione

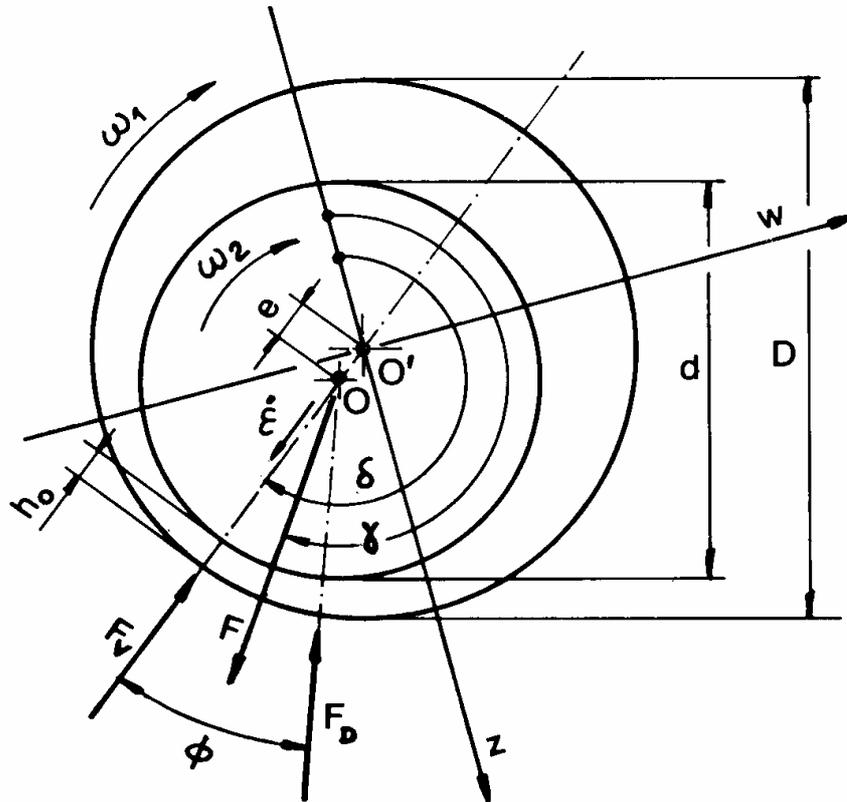


Fig. 11.7 – Cuscinetto radente in condizioni di lubrificazione.

In Fig. 11.7 è rappresentato un cuscinetto radente funzionante in condizioni di lubrificazione idrodinamica. Si è considerato il caso più generale in cui il perno e il cuscinetto sono entrambi rotanti con velocità angolari ω_2 ω_1 rispettivamente. Il cuscinetto sia sottoposto a un carico dinamico F , continuamente variabile in modulo ed direzione.

Considerando l'assetto del cuscinetto in un determinato istante, si definisce eccentricità assoluta e la distanza tra il centro O' del cuscinetto e il centro O del perno. Sia h_0 il minimo spessore del meato d'olio che si trova sulla direzione $O-O'$ e sia:

$$g = D - d$$

il gioco diametrico tra perno e cuscinetto. Risulta evidentemente:

$$e = \frac{g}{2} - h_0$$

Il rapporto tra l'eccentricità assoluta e la metà della gioco diametrico prende il nome di eccentricità relativa:

$$\varepsilon = 2 \frac{e}{g} = 1 - \frac{2h_0}{g}$$

Il valore di ε si annulla quando il perno e il cuscinetto risultano coassiali, mentre viene uguale all'unità quando il perno e il cuscinetto entrano in contatto tra loro.

Il rapporto:

$$\psi = \frac{g}{D}$$

viene chiamato gioco relativo.

Se F è il carico trasmesso dal perno al cuscinetto nell'istante considerato, facendo riferimento ad un sistema di assi w, z solidale al cuscinetto, si è indicato con γ l'angolo formato dal vettore F con la direzione z e con δ l'angolo che individua il punto di meato minimo rispetto a tale direzione. La reazione che si oppone al carico F può essere considerata come la risultante di due frazioni portanti:

- una forza portante F_V , dovuta allo schiacciamento del film d'olio sotto l'azione del carico dinamico F , agente in direzione $O-O'$;
- una forza portante F_D generata dalla rotazione relativa del perno rispetto al cuscinetto.

L'angolo ϕ compreso tra le direzioni F_V e F_D prende il nome di angolo di assetto (o attitudine) e può essere ricavato dalla relazione:

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{2\varepsilon}$$

Nel caso dei cuscinetti cilindrici si deducono, da considerazioni di equilibrio, le seguenti relazioni differenziali:

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{p_s \psi^2}{S_{0V} \mu} \left[\cos(\delta - \gamma) - \left| \frac{\operatorname{sen}(\delta - \gamma)}{\operatorname{tg} \phi} \right| \right] \\ \dot{\delta} = \frac{d\delta}{dt} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} - \frac{p_s \psi^2}{S_{0D} \mu} \frac{\operatorname{sen}(\delta - \gamma)}{2 \operatorname{sen} \phi} \end{cases} \quad (11.1)$$

dove:

$$p_s = \frac{F}{BD} = \text{pressione specifica agente sul cuscinetto [Pa]}$$

μ = viscosità dinamica dell'olio lubrificante, considerato come fluido newtoniano incompressibile

S_{OV} = numero di Sommerfeld allo schiacciamento;

S_{OD} = numero di Sommerfeld alla rotazione;

B = larghezza del cuscinetto.

I numeri di Sommerfeld sono parametri che rivestono grande importanza nella teoria della lubrificazione. Essi hanno le seguenti definizioni:

$$S_{OV} = \frac{p_{sV} \psi^2}{\mu \dot{\epsilon}}$$

$$S_{OD} = \frac{p_{sD} \psi^2}{\mu \omega_e}$$

dove p_{sV} e p_{sD} rappresentano le pressioni specifiche sul cuscinetto corrispondenti alle frazioni portanti F_V e F_D rispettivamente:

$$p_{sV} = \frac{F_V}{BD}$$

$$p_{sD} = \frac{F_D}{BD}$$

mentre il termine ω_e rappresenta la velocità angolare equivalente espressa da:

$$\omega_e = \omega_1 + \omega_2 - 2\omega_3$$

dove:

ω_1 = velocità angolare del cuscinetto

ω_2 = velocità angolare del perno

ω_3 = velocità angolare del carico applicato

L'integrazione del sistema (11.1) è stata effettuata numericamente utilizzando il metodo Runge-Kutta al IV ordine. Con il simbolo α si è indicato l'angolo di rotazione del perno.

Risolviendo il sistema 11.1 si ottengono i valori assunti dalle variabili ε (eccentricità relativa) e δ (anomalia) durante un periodo ed è possibile tracciare la traiettoria descritta dal centro del perno all'interno del cuscinetto; tale diagramma si ottiene riportando la successive posizioni del centro O, a una distanza:

$$e = \varepsilon \cdot \frac{g}{2}$$

da O', lungo la direzione individuata dall'angolo δ .

11.5 Lubrificazione del cuscinetto della testa di biella

Il cuscinetto è fissato alla testa di biella e la sua velocità angolare istantanea, valutata rispetto ad un sistema di riferimento fisso nello spazio e tenendo presente la convenzione adottata sul segno delle velocità angolari, sarà:

$$\omega_1 = -\omega_b = -\omega\lambda \frac{\cos\alpha}{\cos\beta} = -\omega\lambda \frac{\cos\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}}$$

essendo α l'angolo di rotazione della manovella e ω la velocità angolare dell'albero a gomiti. La velocità angolare del perno di biella vale ovviamente:

$$\omega_2 = \omega.$$

È molto interessante tracciare la curva luogo dei punti di meato minimo riportati rispetto alla superficie del cuscinetto. Lo spessore del meato minimo corrispondente a determinato valore di ε risulta:

$$h_0 = (1 - \varepsilon) \frac{g}{2}$$

e la sua posizione angolare, rispetto al cuscinetto, è individuata dall'angolo δ .

Questo diagramma, detto diagramma orbitale del perno, fornisce una indicazione visiva immediata dei movimenti del perno rispetto al cuscinetto, mettendo in evidenza le zone dove lo spessore del film è più basso e vi è quindi maggiore possibilità che la superficie del

cuscinetto si usuri. Ugualmente interessante è la costruzione del diagramma orbitale del cuscinetto, luogo dei punti di meato minimo rispetto alla superficie del perno.

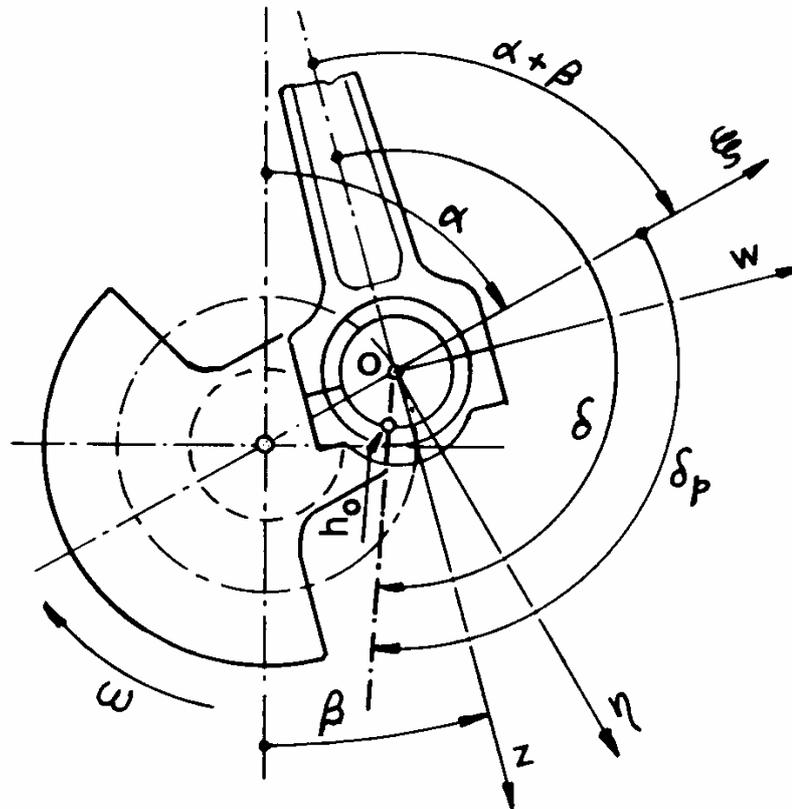


Fig. 11.8 – Posizione angolare del meato minimo riferita alla superficie del perno.

In un sistema di assi coordinati ξ , η solidali con la manovella (Fig. 11.8) la posizione angolare del meato minimo h_0 è individuata dall'angolo:

$$\delta_p = \delta - (\alpha + \beta)$$

Per il motore, oggetto dello studio, noto il diagramma polare dei carichi, e considerando i seguenti parametri geometrici e funzionali:

B = larghezza utile bronzina = 22 [mm]

D = diametro del cuscinetto = 46 [mm]

g = gioco diametrale = $46 \cdot 10^{-3}$ [mm]

μ = viscosità dinamica dell'olio lubrificante = $6.865 \cdot 10^{-3}$ [Pa·s]

si è potuto procedere all'integrazione numerica delle equazioni differenziali (11.1) ottenendo così i diagrammi orbitali del perno e del cuscinetto della testa di biella rappresentati nella seguente Fig. 11.9:

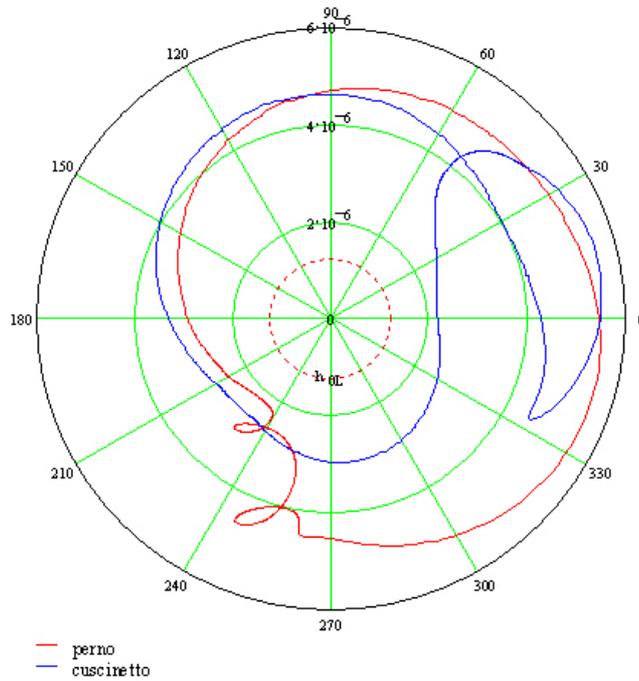


Fig. 11.9 – Diagrammi orbitali del perno e del cuscinetto della testa di biella.

Nella fig. 11.10 è riportata invece la traiettoria descritta dal centro del perno all'interno del cuscinetto sistemato sulla testa di biella:

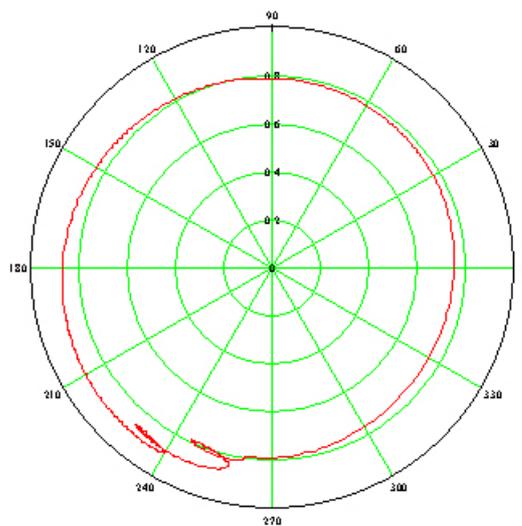


Fig. 11.10 Cuscinetto testa di biella. Traiettoria del centro del perno

11.6 Verifica del dimensionamento del cuscinetto

Spessori di film inferiori a un determinato valore danno luogo a usura e a fenomeni di fatica del materiale antifrizione. Lo spessore minimo h_0 del meato deve essere superiore alla somma delle rugosità totali (picco-valle) R_t delle superfici del cuscinetto e dell'albero. Qualora la rugosità sia data in valori R_a (rugosità media aritmetica), si può considerare:

$$R_t = (6 \div 7.5)R_a \quad [\mu\text{m}]$$

Il fattore di sicurezza necessario dipende dall'entità dei difetti geometrici degli accoppiamenti e dalle dimensioni delle particelle di impurità contaminanti l'olio lubrificante.

Il calcolo di verifica va effettuato, a pieno carico, per regimi di potenza massima, dove si verifica il più alto stato termico del cuscinetto.

Una formula che può servire di buon orientamento per determinare il limite minimo h_{0L} dello spessore del meato (limite di non usura) è la seguente:

$$h_{0L} = 3.5R_a + 12.5d$$

dove:

R_a = rugosità media aritmetica dell'albero [μm];

d = diametro nominale del perno [m].

considerando che per il motore in oggetto

$$R_a = 0.2 [\mu\text{m}]; \quad d = 44 [\text{mm}]$$

Il limite di non usura risulta

$$h_{0L} = 1.25 [\mu\text{m}]$$

come si evince dai precedenti diagrammi, tale valore non viene mai raggiunto.

11.7 Lubrificazione dei cuscinetti di banco

Il procedimento di calcolo è simile a quello precedentemente illustrato per il cuscinetto della testa di biella, con la differenza che la velocità angolare del cuscinetto, che in questo caso è fisso al supporto di banco, risulta nulla. Se ω è la velocità angolare dell'albero a gomiti, si avrà dunque:

$$\omega_1 = 0$$

$$\omega_2 = \omega$$

avendo quindi che:

$$\delta_p = \delta - \alpha$$

Inoltre, poiché generalmente i cuscinetti di banco presentano una scanalatura centrale per l'alimentazione dell'olio all'albero a gomiti si considera $B/2$ in luogo di B e un carico applicato uguale alla metà di quello complessivamente agente sul cuscinetto. Il cuscinetto verificato ha le seguenti dimensioni:

$B/2$ = larghezza utile bronzina (al netto degli smussi) = 15.2 [mm]

D = diametro del cuscinetto = 58.0 [mm]

g = gioco diametrale = $50 \cdot 10^{-3}$ [mm]

μ = viscosità dinamica dell'olio lubrificante = $6.865 \cdot 10^{-3}$ [Pa·s]

Di seguito sono riportati il diagramma dell'eccentricità del perno relativi ai tre cuscinetti di banco rispettivamente anteriore, centrale e posteriore.

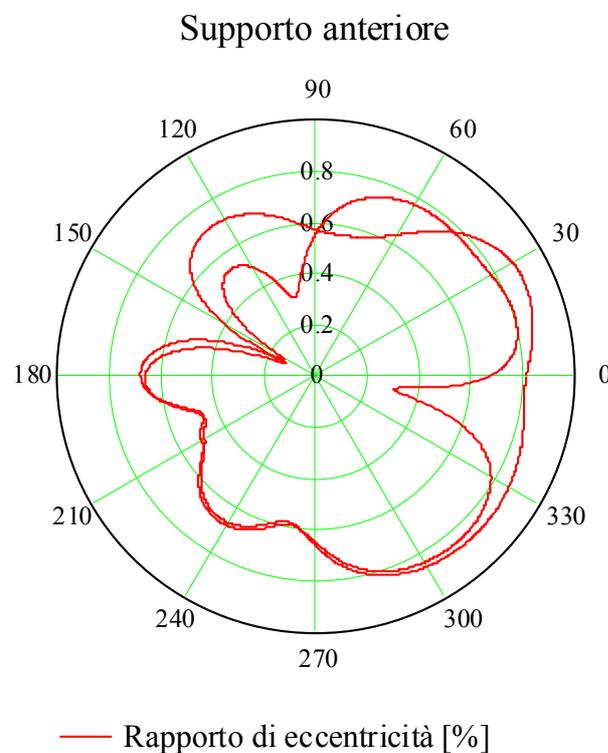


Fig. 11.11– Diagramma dell'eccentricità del perno relativo al cuscinetto di banco anteriore.

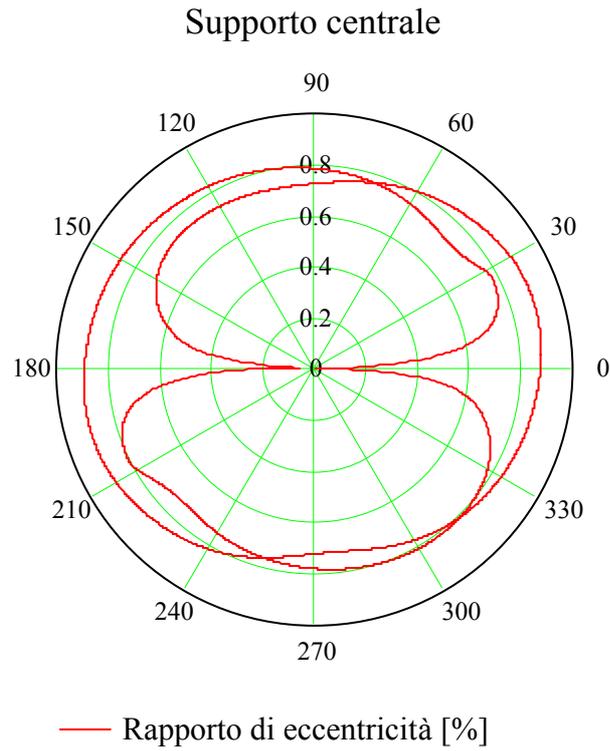


Fig. 11.12– Diagramma dell'eccentricità del perno relativo al cuscinetto di banco centrale

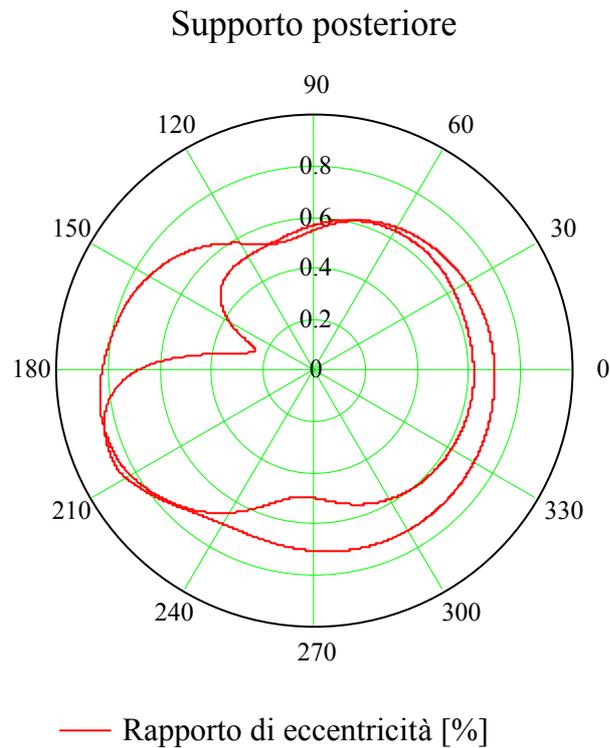


Fig. 11.13 – Diagramma dell'eccentricità del perno relativo al cuscinetto di banco posteriore.

11.8 Verifica del dimensionamento del cuscinetto

Nel caso dei cuscinetti di banco i valori considerati sono:

$$Ra = 0.2 [\mu m]$$

$$D = 58 [mm]$$

Il limite di non usura risulta

$$h_{0L} = 1.388 [\mu m]$$

Nelle Fig. 11.14, 11.15 e 11.16 sono riportati i diagrammi concernenti lo spessore minimo del film d'olio relativi rispettivamente ai supporti di banco anteriore, centrale e posteriore.

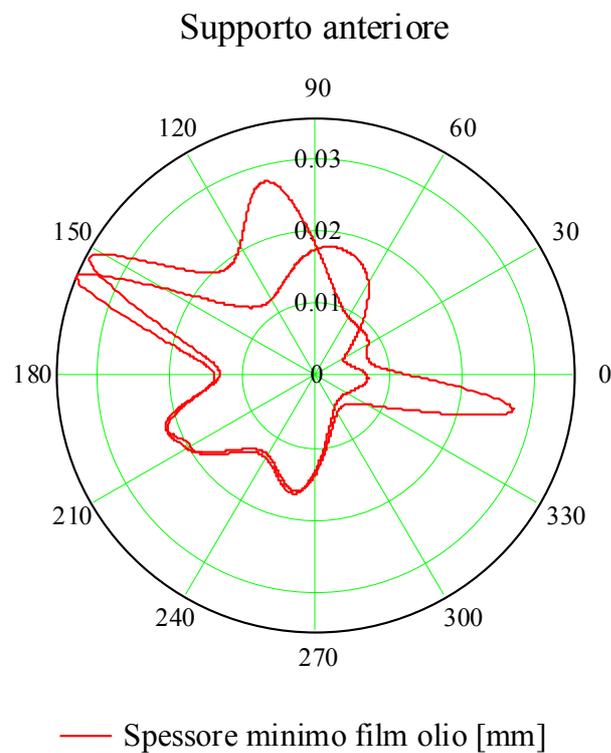
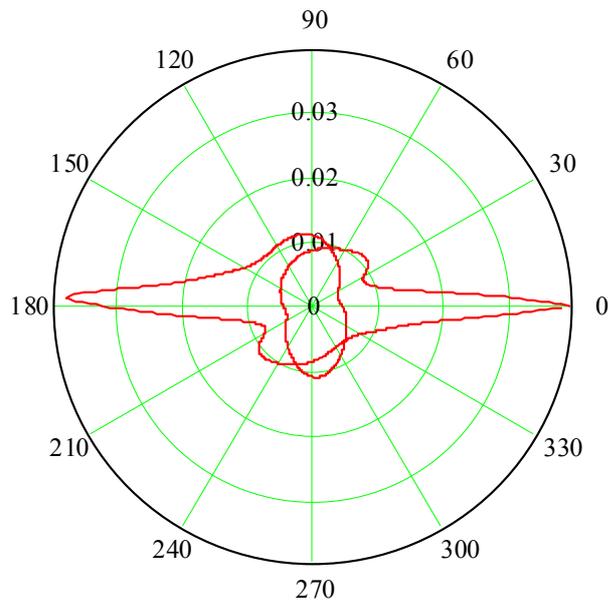


Fig. 11.14 – Spessore film olio del cuscinetto di banco anteriore.

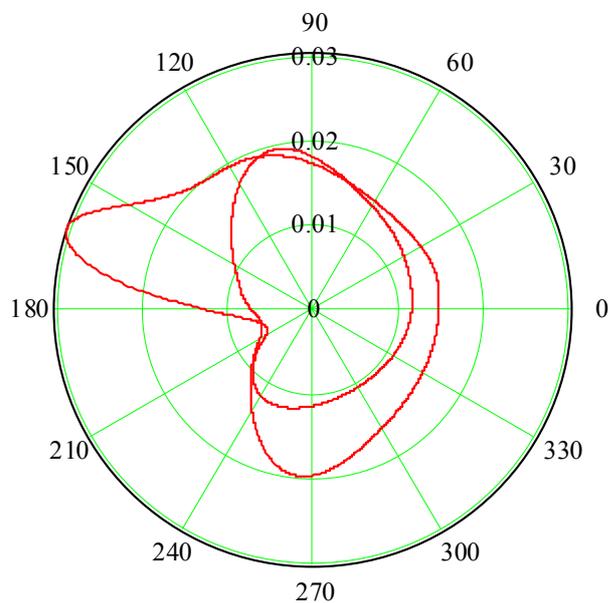
Supporto centrale



— Spessore minimo film olio [mm]

Fig. 11.15 – Spessore film olio del cuscinetto di banco centrale.

Supporto posteriore



— Spessore minimo film olio [mm]

Fig. 11.16 – Spessore film olio del cuscinetto di banco posteriore.

Dall'analisi dei diagrammi orbitali si nota che il limite di non usura del meato non viene mai raggiunto, inoltre si osserva che il cuscinetto più caricato è quello del banco centrale.

Materiali

Per garantire la massima affidabilità è stato adottato il materiale con la più alta capacità di carico, cioè il cuscinetto trimetallico. Esso si ottiene partendo da un supporto di acciaio su cui è depositato un primo strato di metallo rosa e su questo viene effettuato un ulteriore riporto galvanico di indio, dalle particolari proprietà antifrizione.

Una peculiarità del tipo trimetallico è la sua capacità di resistere per tempi dell'ordine di qualche secondo al funzionamento senza olio senza riportare danni. Ciò potrebbe risultare vantaggioso nel caso si effettuino in volo manovre, intenzionali o meno, a fattore di carico negativo.

11.9 Modello Amesim del sistema di lubrificazione

Per simulare l'intero sistema di lubrificazione si è utilizzato il software Amesim, mediante il quale si è realizzato lo schema ad oggetti di Fig. 11.17

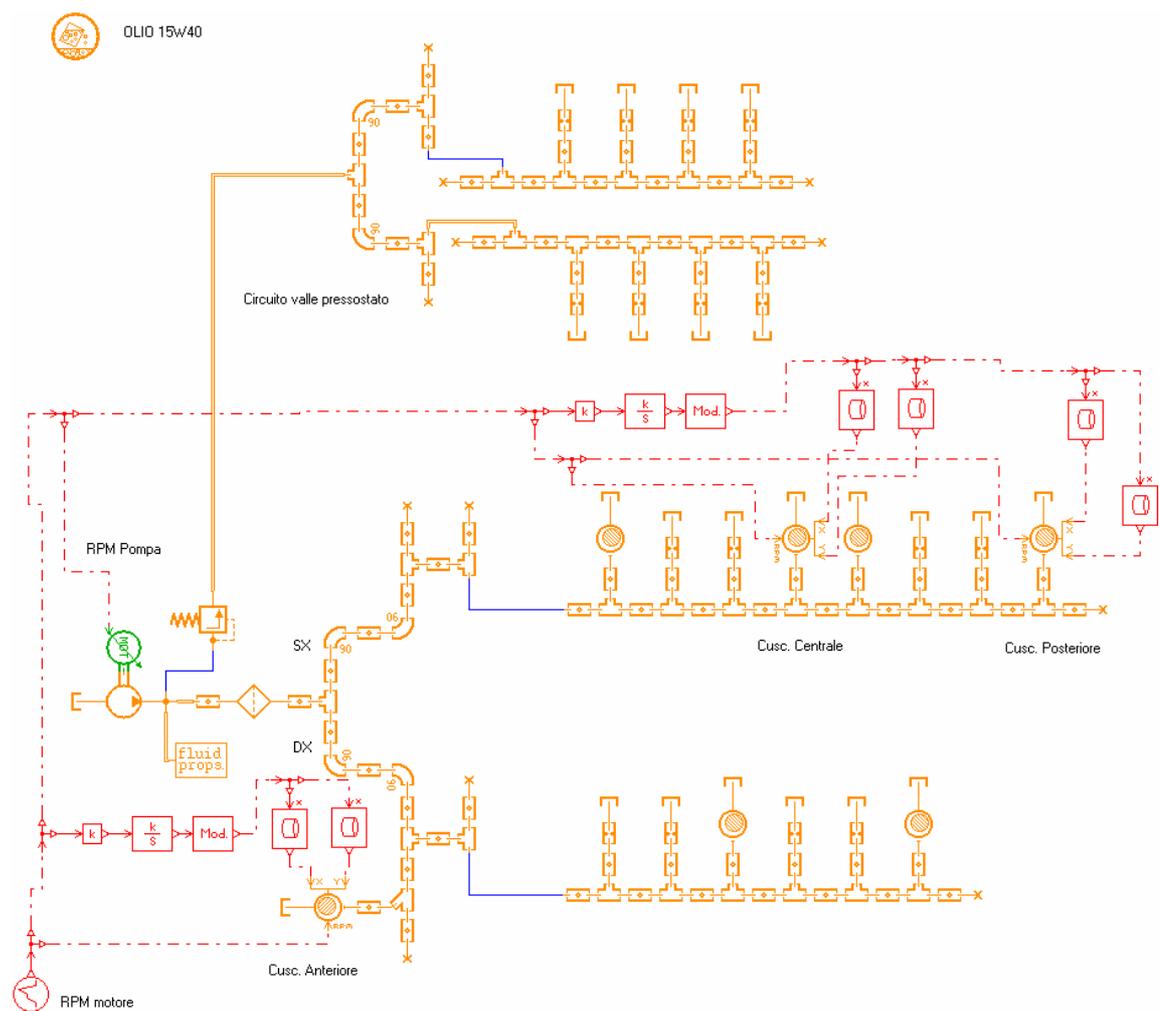


Fig. 11.17 – Schema Amesim sistema di lubrificazione

Dalle simulazioni effettuate, oltre ad avere conferma della bontà dei risultati ottenuti circa i diagrammi orbitali ricavati in questo capitolo, si sono potute ottimizzare le dimensioni di tutti i condotti di lubrificazione al fine di inviare ad ogni organo motore l'adeguata portata di olio lubrificante per un funzionamento ottimale a tutti i regimi di rotazione di funzionamento.

In Tabella 11.1 si riportano gli apporti di olio affluenti nei diversi organi del motore.

Portata pompa totale	37.35 l/m
Portata pompa valle filtro	22.26 l/m
Portata pompa di by-pass	15.02 l/m
Portata ramo SX	11.48 l/m
Portata ramo DX	10.77 l/m
Portata supporto banco anteriore	0.836 l/m
Portata supporto banco centrale	0.896 l/m
Portata supporto banco posteriore	0.771 l/m
Portata prima punteria DX	2.28 l/m
Portata totale punterie DX	9.11 l/m
Portata primo supporto camme DX	0.416 l/m
Portata prima punteria SX	2.25 l/m
Portata totale punterie SX	9.06 l/m
Portata primo supporto camme SX	0.410 l/m

Tabella 11.1 – Valori delle portate di oliocalcolate nei diversi componenti del motore.

12. IL RAFFREDDAMENTO

12.1 Generalità

Nei motori a combustione interna le pareti degli organi a contatto con il fluido di lavoro assorbono una notevole quantità di calore secondo due meccanismi fondamentali: convezione ed irraggiamento. Questa quantità di calore assorbita durante ogni ciclo deve essere poi smaltita con un opportuno sistema di raffreddamento. Volendo essere rigorosi l'impianto di raffreddamento non si adotta per smaltire il calore ceduto agli organi meccanici, ma per contenere entro determinati range le temperature di esercizio degli stessi. Se non insorgessero inconvenienti, infatti, si potrebbe lasciare salire la temperatura degli organi a contatto col fluido fino ad instaurare l'equilibrio termico tra pareti e gas, annullando di fatto lo scambio termico e arrivando così al "motore adiabatico". Purtroppo le temperature di equilibrio che raggiunge il motore adiabatico non sono compatibili con i materiali, i lubrificanti ed i combustibili che si impiegano nei motori ordinari; le leghe di alluminio utilizzate per le fusioni decadono sensibilmente nelle prestazioni meccaniche a partire da 470 K, dimezzandosi all'incirca intorno ai 520 K. Il problema è ancora più sentito per il lubrificante che oltre 520 K è soggetto a fenomeni di cracking e ossidazione che ne deteriorano sensibilmente le qualità. In Tabella 12.1 si riportano i valori tipici ammissibili per le temperature dei vari organi.

<i>Pareti della camera di combustione</i>	<i>480÷520 K</i>
<i>Zona a cavallo delle valvole</i>	<i>≈ 570 K</i>
<i>Pareti interne del cilindro</i>	<i>450÷520 K</i>
<i>Pareti esterne del cilindro</i>	<i>410÷470 K</i>
<i>Zona centrale del cielo del pistone</i>	<i>≈ 620 K</i>
<i>Zona periferica del cielo del pistone</i>	<i>≈ 530 K</i>
<i>Fungo della valvola di scarico</i>	<i>970÷1030 K</i>
<i>Sede della valvola di scarico</i>	<i>≈ 800 K</i>
<i>Elettrodo candela</i>	<i>750 K min 1250 K max</i>
<i>Base candela</i>	<i>≈ 530 K</i>
<i>Lubrificante (all'uscita dal radiatore)</i>	<i>350÷390 K</i>
<i>Lubrificante (a contatto con le pareti)</i>	<i>520 K</i>

Tabella 12.1 – Temperature massime ammissibili per i vari organi del motore.

12.2 Il tipo di raffreddamento

Nei motori alternativi si utilizzano principalmente due tipi di raffreddamento: a liquido o ad aria.

Il raffreddamento a liquido si realizza facendo scorrere nell'intercapedine tra le pareti della camera di combustione e quelle esterne della fusione, acqua o una soluzione di acqua e glicol-etilene. Questa soluzione garantisce migliori risultati in termini di uniformità della temperatura, consente di raggiungere con facilità valori molto bassi della stessa e permette una minore rumorosità di funzionamento. Per contro un motore raffreddato ad acqua si presenta costruttivamente più complesso, ha in genere un peso maggiore del 15-30%, raggiunge la temperatura di regime in un tempo sensibilmente maggiore e la minore temperatura delle pareti della camera di combustione è più svantaggiosa ai fini del rendimento.

12.3 Quantità di calore da sottrarre

La quantità di calore sottratta dal sistema di raffreddamento Q_r , corrisponde mediamente, a pieno carico, al 22÷36% della quantità di calore Q_h complessivamente introdotta attraverso il combustibile (Fig. 12.1).

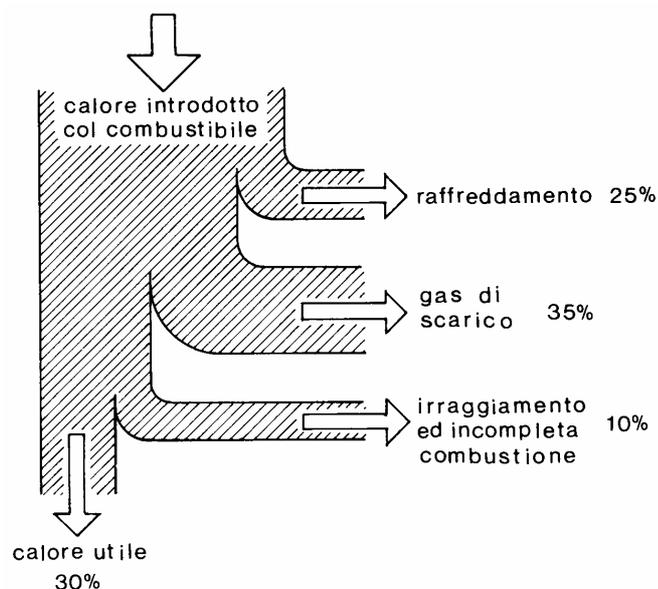


Fig. 12.1 – Bilancio termico del motore.

Nei motori raffreddati ad aria, una minore quantità di calore viene ceduta all'aria di raffreddamento a causa della maggiore temperatura media delle pareti del cilindro e della

testa, per cui diminuisce il salto termico medio tra i gas combusti e le pareti esterne del motore e risulta più elevata la quantità di calore che si accompagna allo scarico.

Il rapporto Q_r/Q_h varia sia in funzione del regime di rotazione che del carico ed è necessario che in tutte le condizioni di funzionamento il raffreddamento, pur essendo sufficiente, non sia eccessivo per non diminuire il rendimento termico del motore. Il dimensionamento dell'impianto di raffreddamento richiede di conoscere, con sufficiente approssimazione, la quantità di calore che deve essere trasferita al fluido refrigerante (aria). Tale quantità di calore, per unità di potenza erogata, q_r è influenzata da un considerevole numero di fattori tra cui i più importanti sono:

- il carico;
- il regime di rotazione;
- il rapporto superficie/volume della testata e del cilindro;
- lo spessore delle pareti.

12.4 Trasmissione del calore

La trasmissione del calore dai gas contenuti nel cilindro alle pareti della camera di combustione, del pistone e del cilindro avviene per convezione forzata ed irraggiamento.

Calore trasmesso per convezione forzata

La maggior parte del calore (75÷80%) ceduto dai gas alle pareti viene trasmesso per convezione forzata. Questa quantità, per ogni ciclo di lavoro, può essere ricavata con la seguente relazione:

$$Q_c = \sum_{t=0}^t \alpha_c S_p (T_g - T_p) \Delta t \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{ciclo}} \right] \quad (12.1)$$

essendo:

Δt = l'intervallo di tempo durante il quale le varie grandezze possono essere ritenute costanti [h];

t = la durata di un ciclo di lavoro [h];

S_p = il valore istantaneo della superficie esposta alla trasmissione del calore [m²];

$\alpha_c =$ il coefficiente di convezione $\left[\frac{kJ}{m^2 K h} \right]$;

$T_g =$ la temperatura media istantanea del gas [K];

$T_p =$ la temperatura delle pareti esposte alla trasmissione di calore [K].

Nella trasmissione di calore per convezione, il coefficiente α_c risulta funzione dei seguenti numeri adimensionali: Reynolds (Re), Nusselt (Nu), Stanton (St) e Prandtl (Pr).

Calore trasmesso per irraggiamento

Il calore viene irraggiato principalmente dai gas triatomici quali CO_2 e vapori di H_2O .

La quantità di calore irraggiata può essere calcolata con una relazione simile all'equazione (12.1):

$$Q_{ig} = \sum_{i=0}^i \alpha_{ig} S_p (T_g - T_p) \Delta t \quad \left[\frac{kJ}{ciclo} \right]$$

con analogo significato dei simboli comuni, mentre il fattore α_{ig} prende il nome di coefficiente di irraggiamento. Si osserva che, a pieno carico, la quantità di calore ceduta dai gas per irraggiamento rappresenta circa il 2.5% della quantità complessivamente trasmessa all'aria ed è quasi indipendente dal regime di rotazione del motore.

Calore complessivamente scambiato

Nel calcolo si introduce il coefficiente globale di scambio α_{cg} , che tiene conto sia dei termini dovuti alla convezione forzata che di quelli dovuti all'irraggiamento.

In letteratura sono disponibili varie formule per la determinazione di questo coefficiente, in particolare per i motori raffreddati ad aria risulta attendibile la seguente:

$$\alpha_{cg} = \sqrt[3]{p_g^2 T_g} [1 + 1.24 V_{meff}] \quad \left[\frac{kJ}{m^2 K h} \right];$$

dove:

$p_g =$ pressione media dei gas [bar];

$V_{meff} =$ velocità media effettiva del pistone $\left[\frac{m}{s} \right]$.

12.5 Trasmissione del calore attraverso le superfici alettate

Le alette di raffreddamento possono essere realizzate in diversi modi, in riferimento alla loro sezione trasversale; nel caso in esame la sezione è di tipo trapezoidale (Fig. 12.2).

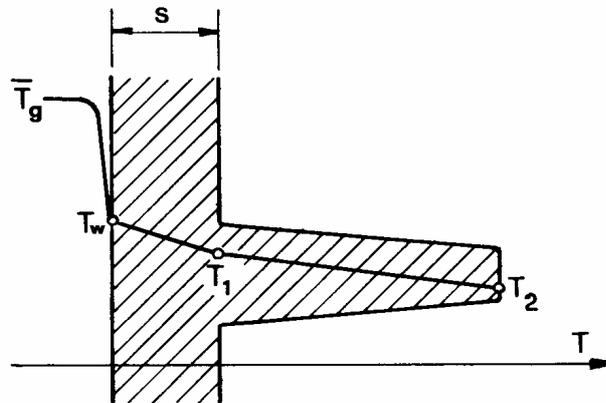


Fig. 12.2 – Andamento della temperatura lungo l'ala.

La quantità di calore trasmessa dalle alette è espressa dalla relazione:

$$Q_a = \int_S \alpha_a (T_{pe} - T_{am}) dS$$

dove:

- α_a è il coefficiente di convezione aria-parete $\left[\frac{kJ}{m^2 K h} \right]$;
- T_{pe} è la temperatura parete esterna del cilindro [K];
- T_{am} è la temperatura media dell'aria refrigerante [K].

Per semplificare i procedimenti di calcolo, si usa considerare la seguente relazione (per ogni aletta):

$$Q_a = \alpha_a \eta_a S_a (T_w - T_{am})$$

in cui:

- S_a = superficie esterna dell'ala;
- η_a = efficienza dell'ala.

L'efficienza dell'ala η_a rappresenta il rapporto tra la quantità di calore effettivamente trasmessa e quella che un'uguale superficie trasmetterebbe se si trovasse tutta alla temperatura T_w della base dell'ala (Fig. 12.2).

Ai fini della trasmissione del calore le alette a sezione trapezoidale risultano più favorevoli nel rapporto flusso di calore/ peso. Occorre inoltre considerare la quantità di calore trasmessa dalla superficie S_b che si trova tra le alette.

La quantità di calore complessivamente trasmessa diviene, per ogni aletta:

$$Q_t = \alpha_a \eta_o S_e (T_w - T_{am}) \quad \text{essendo: } \eta_o S_e = S_b + \eta_a S_a$$

dove:

S_e = superficie totale esterna;

η_o = efficienza di tale superficie.

La valutazione del coefficiente di convezione α_a risulta incerto ed è preferibile la sua determinazione per via sperimentale; esso dipende dai seguenti parametri:

- sporgenza h delle alette;
- spaziatura m_f tra le alette;
- spessore δ delle alette;
- velocità dell'aria w_a .

Nella Fig. 12.3 sono diagrammati i valori assunti da α_a , in funzione di m_f per diversi valori della velocità; il metodo più efficace per incrementare α_a è un aumento di w_a .

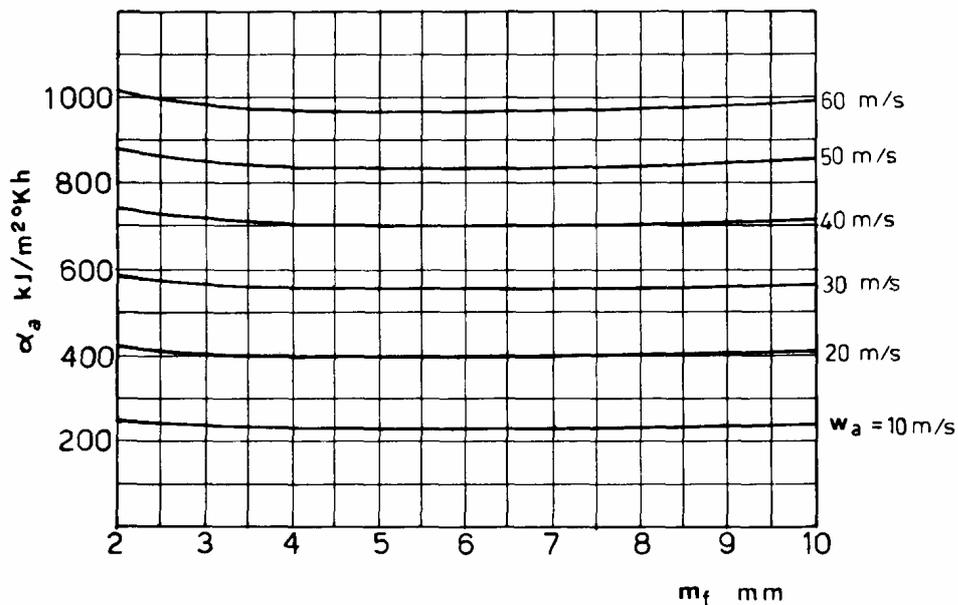


Fig. 12.3 – Coefficiente di scambio termico aria-parete.

La caduta di temperatura tra il gas contenuto all'interno del cilindro e l'apice delle alette ha l'andamento rappresentato nella Fig. 12.2.

12.6 Flusso dell'aria tra le alette

La minima distanza tra le alette è determinata dalle condizioni di raffreddamento. Non considerando le difficoltà esecutive, la distanza critica tra le alette è determinata dallo spessore dello strato limite che si forma sulla superficie delle stesse. A una velocità dell'aria di 40 m/s la spessore dello strato limite risulta di circa 1 mm.

12.7 Calcolo termico

Per il calcolo termico della testa-cilindro si è utilizzato un modello di calcolo semplificato in cui:

- si è supposto il cilindro assialsimmetrico;
- si è discretizzato il continuo in una serie di livelli in cui si ipotizza la temperatura costante;
- non si è considerata la presenza del condotto di aspirazione.

Sulla base di queste ipotesi semplificative e per quanto esposto precedentemente, si è sviluppato un modello di calcolo risolto con l'analogia elettrica.

In Fig. 12.4 è riportato lo schema elettrico equivalente ed in Fig. 12.5 la distribuzione di temperature risultante dal calcolo.

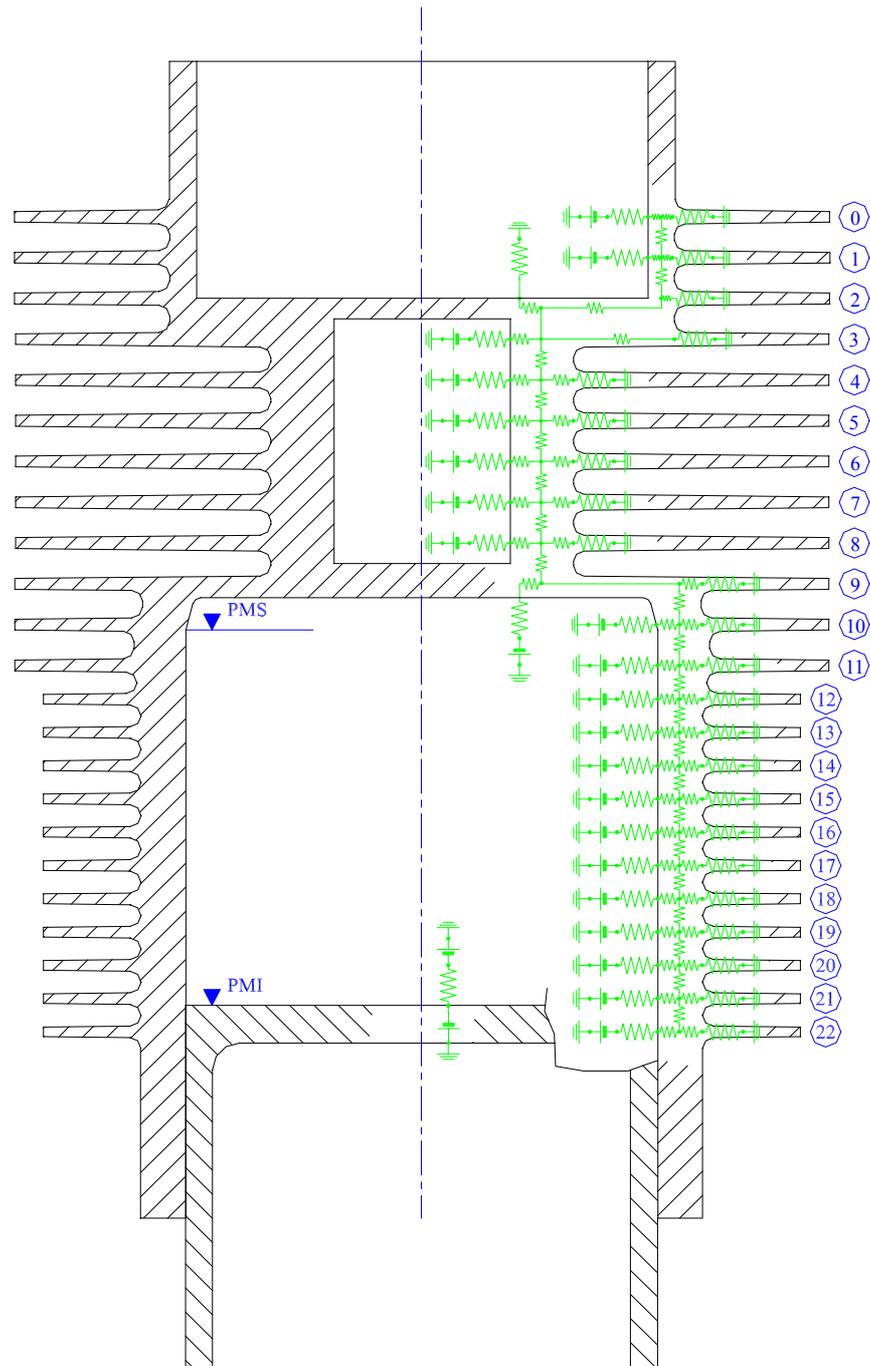


Fig. 12.4 – Schema elettrico equivalente.

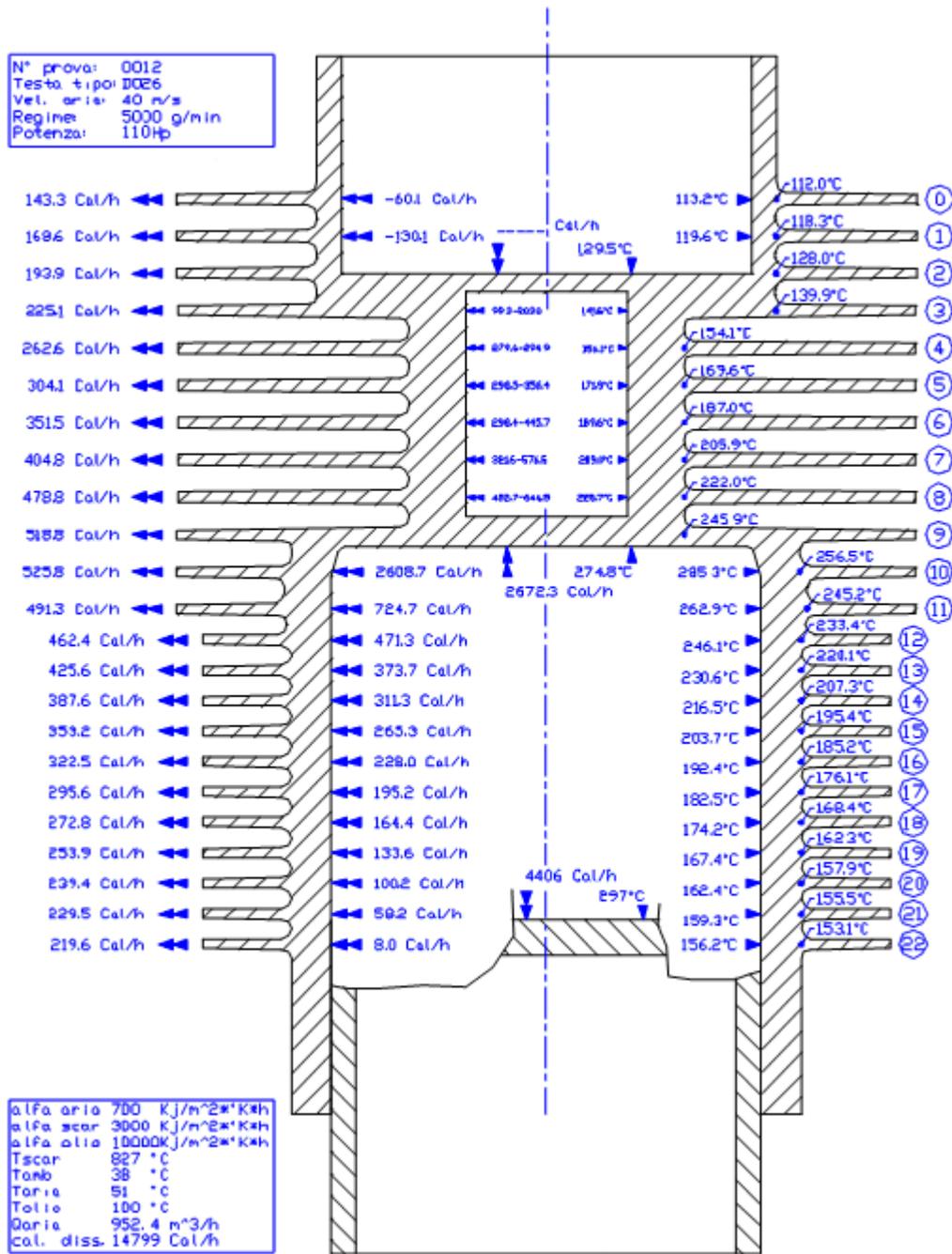


Fig. 12.5 – Mappa termica del cilindro.

13. IMPIANTI DI ALIMENTAZIONE E DI ACCENSIONE

13.1 Generalità

Nel settore dei motori per U.L.M. è consueto incontrare sistemi di alimentazione con carburatori, spesso del tipo a depressione costante, caratterizzati dall'automaticità del funzionamento e dalla completa compensazione della quota di volo. Si rileva che tale caratteristica non è fondamentale per gli U.L.M. in quanto questi velivoli sono destinati a volare a quote non molte elevate (massimo 500m dal suolo), ove è minimo l'effetto della depressione relativa alla quota di volo.

Nel presente lavoro si è scelto un sistema di alimentazione del motore più vicino alle moderne soluzioni “*automotive*” che vedono ormai generalizzato il ricorso a sistemi di alimentazione ad iniezione.

Sono ormai diffusissimi i sistemi di iniezione del tipo indiretto e multipoint, nel senso che sono installati iniettori singoli per ogni cilindro sul collettore di aspirazione in corrispondenza di ciascuna valvola di aspirazione. In tal caso la iniezione del combustibile viene ottenuta in maniera fasata, o non, con il ciclo termodinamico del motore, raggiungendosi le migliori prestazioni con una iniezione fasata e a valvole di aspirazione chiuse.

In questo tipo di impianti la pressione di iniezione si mantiene a valori intorno ai 2.5÷4 bar, che viene fornita da una pompa elettrica, solitamente di tipo volumetrico rotativo, inserita in un circuito nel quale la pressione viene mantenuta costante da un apposito regolatore; detta pompa, negli impianti più moderni, è inserita direttamente nel serbatoio con elevati vantaggi per la sua refrigerazione e per l'assoluta assenza di eventuali fenomeni di cavitazione o di formazione di bolle di vapore di benzina all'aspirazione della stessa.

Non mancano oggi realizzazioni di impianti di iniezione di tipo diretto, ovvero di iniettori direttamente affacciati all'interno della camera di combustione, che iniettano, ovviamente in fase con il ciclo termodinamico, il combustibile portato ad elevata pressione da idonee pompe di benzina (di tipo volumetrico alternativo, a pistoni radiali, azionate dall'albero motore). Anche in questo caso la pompa di benzina è inserita in un circuito di regolazione della pressione che mantiene quest'ultima a valori solitamente molto elevati (80÷120 bar).

Tra le soluzioni disponibili per l'alimentazione si è optato, per il motore allo studio, per un circuito di alimentazione ad iniezione del primo tipo, ovvero del tipo ad iniezione indiretta e fasata con il ciclo termodinamico del motore e ciò a causa della maggiore, attuale, affidabilità che presenta detta soluzione.

Per risolvere il problema della sicurezza della alimentazione del motore si è adottata la soluzione di un doppio circuito, costituito ciascuno da quattro iniettori facenti capo ad una propria centralina elettronica di controllo (ECU). Con tale soluzione sono pertanto al servizio di ogni cilindro, in corrispondenza di ciascun ramo del collettore di aspirazione che raggiunge le due valvole relative, due iniettori ciascuno facente capo ad uno dei due circuiti di controllo. L'alimentazione del motore è concepita in maniera tale che a ciascun cilindro, attraverso ciascuno dei due iniettori, arrivi una portata di combustibile pari al 50% di quella prevista complessiva in ciascun punto di funzionamento del motore e per quel cilindro. Nel caso di avaria di uno dei due circuiti di alimentazione la ECU provvede ad incrementare la portata massima di combustibile erogabile dal gruppo di iniettori rimasto attivo all' 80% ÷ 85% del valore complessivamente richiesto dal motore. In tali condizioni si ritiene che si siano risolte eventuali avarie che compromettano il funzionamento del motore a piena potenza, permettendo al motore stesso di continuare a funzionare anche se a potenza lievemente ridotta.

Dato che il motore ULM è un motore nuovo, per semplicità si è pensato di eseguire la prima accensione con una centralina di commercio Magneti Marelli etichettata con la sigla "IAW 8F.5IT". Tale centralina elettronica effettua il controllo di un motore 4 cilindri 1.2 l benzina con ordine di accensione 1-3-4-2. Tale motore benzina è equipaggiato con sensori e attuatori che sono stati utilizzati anche sul motore ULM.

Il motivo per cui si è scelto di partire da un prodotto Magneti Marelli reperibile solo nel circuito dei ricambi e, quindi, non utilizzabile in vista di una produzione su larga scala del motore ULM, è che in questo modo, almeno nella fase di avviamento del nuovo motore al banco prova, si ha la certezza di avere un sistema di controllo elettronico testato e funzionante ed escludere così un possibile malfunzionamento dell'impianto elettrico nella prima accensione del motore ULM. D'altra parte la possibilità di agire sulla mappatura della centralina Magneti Marelli IAW consentirà di effettuare una prima calibrazione del motore ULM.

Una volta effettuata la prima accensione del motore ULM si passerà alla fase successiva che è quella dell'avviamento con una centralina elettronica di controllo parzialmente aperta MINJ400_4Q facilmente reperibile sul mercato e di costo contenuto. Questa centralina deve consentire di poter modificare le curve caratteristiche dei sensori nonché le mappe di calibrazione del motore.

Successivamente si passerà ad una nuova definitiva centralina ECU2. L'utilizzo di questa centralina è fondamentale sia dal punto di vista commerciale che da quello tecnico; infatti

avrà la possibilità di cambiare sensori e attuatori in modo da utilizzarne nuovi, che rispondano a requisiti aeronautici, e di poter implementare strategie che rispondono alle richieste aeronautiche.

Dopo aver realizzato il primo avviamento e quindi aver appurato il corretto funzionamento del motore ULM si passerà a realizzare un ulteriore impianto elettrico che si interfacerà con la centralina di sviluppo WALBRO MINJ400_4Q. La differenza principale tra questa centralina e quella Magneti Marelli IAW 8F.5IT sta nel fatto che essa è aperta e consente di inserire le curve caratteristiche dei sensori utilizzati sul motore che si vuole controllare e permette di realizzare la calibrazione fine del motore e quindi realizzare tutti i piani quotati tempo inj anticipo inj ecc da inserire nel sistema centrale definitivo che sarà costituito da una coppia di centraline lavoranti in sinergia e tali da poter gestire l'intero motore anche singolarmente in caso di avaria di una delle due. Tali centraline saranno appositamente progettate e realizzate, sulla base dei dati acquisiti nelle prove al banco del motore con le precedenti centraline, dalla società Quaff Research srl, partner industriale della CMD srl sul progetto del motore ULM.

13.2 Il sistema di alimentazione

Il sistema adottato per l'alimentazione, come già detto in precedenza, è ad iniezione indiretta a controllo elettronico che introduce combustibile ad intermittenza (multipoint) nei collettori di aspirazione. Nonostante le scelte tradizionali nel campo degli ULM vertano sulla classica alimentazione a carburatori, nel progetto dell'ULM 220 si è presa consapevolezza degli indubbi vantaggi dei sistemi di iniezione elettronica indiretta (più assoluta libertà di gestione) e dei livelli di affidabilità da essa raggiunti. Inoltre, per garantire livelli di sicurezza ottimali, si è utilizzato un sistema di iniezione sdoppiato: si sono utilizzati due iniettori miniaturizzati per cilindro del tipo commerciale Pico della Marelli, alimentati e gestiti da circuiti indipendenti (i due iniettori di ciascun cilindro fanno riferimento a differenti centraline), in modo che in caso di avaria di un sistema di gestione o di alimentazione, il motore sia comunque in grado di funzionare fornendo almeno l' 80% ÷ 85% della potenza massima nominale.

Il sistema di controllo dell'iniezione misura tutti i parametri motoristici fondamentali per il funzionamento, quali:

- pressione assoluta, o relativa, nel collettore di aspirazione;
- posizione della valvola a farfalla parzializzatrice;

- portata massica di aria aspirata;
- velocità di rotazione del motore;
- posizione del pistone (come riferimento per il ciclo termodinamico).

garantendo sempre la corretta quantità di combustibile. Inoltre le condizioni di funzionamento di un motore (partenza a freddo, transitori di avviamento e di arresto, funzionamento a minimo o a massimo regime di rotazione) possono variare rapidamente ed il combustibile richiesto per ciascuna di esse differisce in maniera notevole, il che richiede continui interventi nella formazione della miscela.

Di seguito, nella Fig. 13.1, è riportato lo schema di funzionamento del sistema di iniezione previsto.

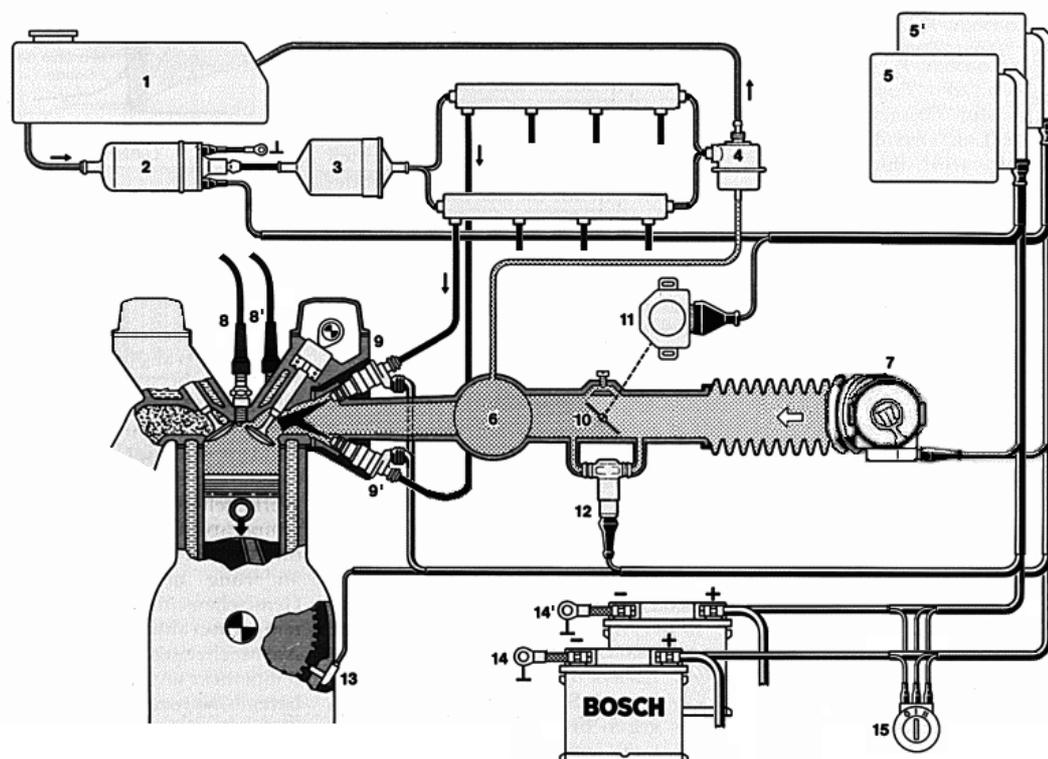


Fig. 13.1 – Schema di funzionamento del duplice sistema di iniezione indiretta intermittente multipoint a comando elettronico.

1. Serbatoio combustibile; 2. Pompa elettrica combustibile; 3. Filtro combustibile; 4. Regolatore di pressione; 5. Unità di controllo elettronica (ECU) del primo circuito; 5'. ECU del secondo circuito; 6. Collettore di aspirazione; 7. Misuratore della portata massica d'aria a filo caldo; 8. Candela del primo circuito di accensione; 8'. Candela del secondo circuito di accensione; 9. Iniettore primo circuito; 9'. Iniettore secondo circuito; 10. Valvola a farfalla; 11. Interruttore valvola a farfalla; 12. Attuatore minimo; 13. Sensore di velocità e di posizione pistone; 14. Batteria del primo circuito; 14'. Batteria del secondo circuito; 15. Interruttore di accensione.

Dallo schema proposto si evincono due percorsi: quello del combustibile (frecche nere) e quello dell'aria (freccia bianca).

Il combustibile, prelevato dal serbatoio (1), viene immesso nel circuito tramite una pompa elettrica di tipo volumetrico rotativo (2), ad una pressione di 2.5÷3 bar e attraversa il filtro, classico tipo a cartuccia con contenitore esterno trasparente per motivi di rapida ispezionabilità; viene quindi indirizzato su due percorsi in parallelo, relativi a ciascun cilindro, previsti per una duplice alimentazione del motore, e quindi viene distribuito ai condotti di iniezione ove si miscelerà con l'aria comburente, quest'ultima proveniente dal condotto di aspirazione contenente la valvola a farfalla, allorquando verrà introdotto dagli elettroiniettori (9) e (9') quando le valvole di ammissione sono chiuse. Eventuali sovrapressioni del circuito del combustibile vengono neutralizzate da un apposito regolatore di pressione (4), costituito da una valvola limitatrice di pressione contrastata da una molla tarata.

Per quanto riguarda il flusso di aria, questo ha inizio con l'aspirazione naturale dovuta al moto dei pistoni. Dopo aver attraversato un opportuno filtro (air-box), l'aria passa attraverso un misuratore che ne rileva la portata massica (debimetro), che nello specifico è a filo caldo (7)². A valle del debimetro è collocata la valvola a farfalla parzializzatrice dell'aria (10) la cui apertura è misurata da un sensore (11) che entra in funzione a discrezione della centralina, al variare delle condizioni di funzionamento, per ottimizzare la formazione della miscela al minimo.

L'unità di controllo elettronica (ECU), elementi (5) e (5') di Fig. 13.1, è costituita da un microcomputer digitale attraverso il quale è possibile gestire i tempi di iniezione del combustibile, avviato ai vari cilindri, in relazione alle diverse esigenze del motore; la decisione viene presa dall'ECU in base alle variabili in ingresso, vale a dire:

- portata di aria aspirata;
- temperatura aria aspirata;
- posizione della valvola a farfalla parzializzatrice;
- pressione assoluta a valle farfalla;
- velocità di rotazione;
- temperatura motore;

le quali vengono elaborate dal processore, fornendo in uscita:

² Il principio di funzionamento su cui si basa il misuratore a filo caldo consiste nella variazione dell'intensità di corrente che attraversa un conduttore di platino dello spessore di 70µm (il filo caldo appunto) ai cui capi è applicata una d.d.p. costante, per effetto della variazione di resistenza elettrica che si registra nel conduttore a causa del più o meno intenso raffreddamento in seguito ad una maggiore o minore portata di aria che lambisce il conduttore stesso.

- la portata di combustibile;
- la portata di aria ausiliaria tramite attivazione del bypass della valvola a farfalla (12);
- il combustibile in eccesso per l'avviamento.



Fig. 13.2 – Unità di controllo elettronica (ECU).

Nelle Figg. 13.2 ÷ 13.5 si riportano le foto di alcuni dei particolari costituenti l'impianto di alimentazione previsto.



Fig. 13.3 – Iniettore



Fig. 13.4 – Supporto iniettore



Fig. 13.5 – Porta Iniettore

13.3 Il sistema di accensione

La logica adottata per la scelta del sistema di accensione è in linea con quella di tutto il motore che punta essenzialmente su 3 aspetti fondamentali: la semplicità, l'affidabilità, la leggerezza. Particolarmente importante è l'affidabilità dell'impianto di accensione (di tipo elettronico) che dovrà, quindi, al pari dell'impianto di alimentazione precedentemente descritto, essere sdoppiato: sono previste infatti due candele per ogni cilindro per un totale di 4+4 candele. Ciascun gruppo di 4 candele è gestito in maniera autonoma da un circuito di accensione, costituito da una batteria, da un'unità elettronica di controllo che genera il segnale di anticipo all'accensione, in funzione del sensore di velocità e di posizione di PMS, a ciascun gruppo di candele mediante l'adozione di bobine dedicate. Ciascuno dei due impianti è ricaricato da un alternatore-generatore azionato, direttamente dall'albero motore.

Di seguito, in Fig. 13.7, è riportato lo schema di funzionamento del sistema di accensione adottato.

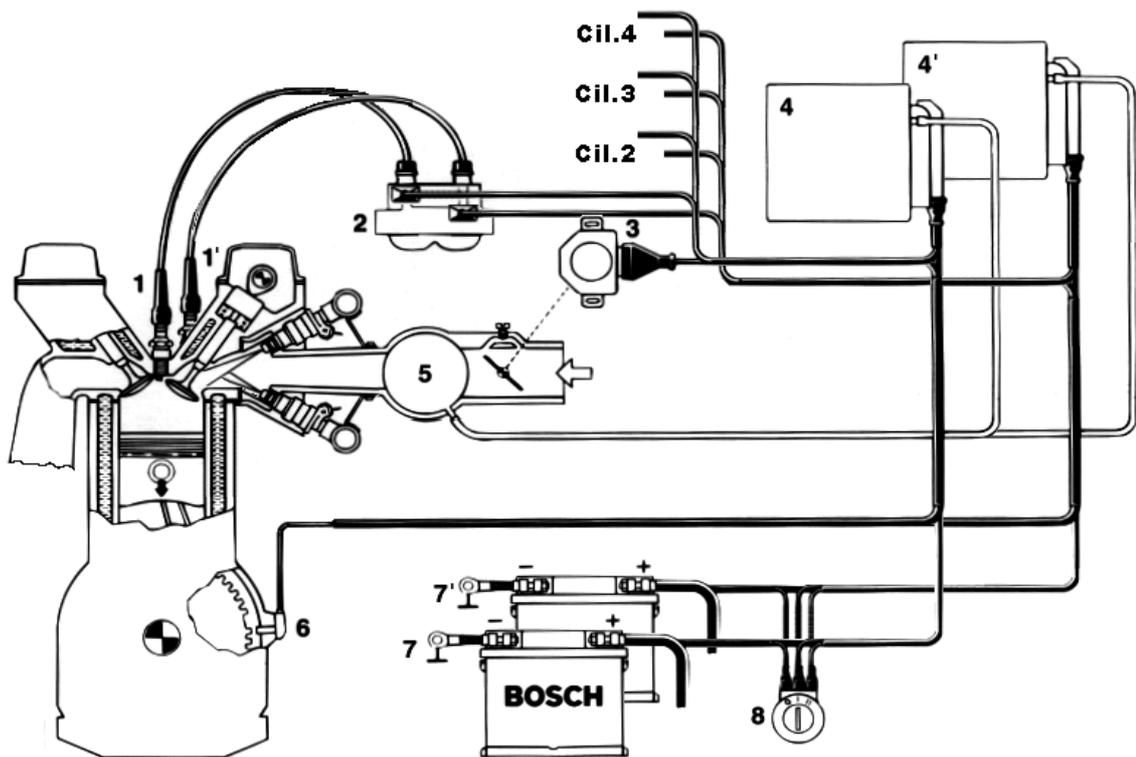


Fig. 13.7 – Schema di funzionamento del duplice sistema di accensione a semiconduttori.

1. Candela del primo circuito di accensione; 1'. Candela del secondo circuito di accensione; 2. Bobina doppia; 3. Interruttore valvola a farfalla; 4. Unità di controllo elettronico primo circuito; 4'. Unità di controllo elettronico secondo circuito; 5. Collettore di aspirazione; 6. Sensore di velocità e di posizione pistone; 7. Batteria del primo circuito; 7'. Batteria del secondo circuito; 8. Interruttore di accensione.

Dallo schema appare evidente come il circuito di accensione risulti completamente sdoppiato. Esso prevede infatti due batterie, ognuna delle quali a sostegno di ciascuno dei due circuiti di alimentazione precedentemente descritti, due unità di controllo elettronico relative ai due circuiti di accensione, ed infine due candele per ogni cilindro.

A riguardo dell'impianto elettrico di bordo è da precisare che l'energia necessaria è, in pratica, solo quella occorrente per l'avviamento del motore in quanto i servocomandi elettrici e la strumentazione assorbono una potenza molto modesta (poche decine di Watt). Gli ULM inoltre sono velivoli destinati ad operare solo nelle ore diurne e non richiedono, quindi, luci esterne di posizione e di illuminamento della cabina. Da ciò si evince che un generatore della potenza di poche centinaia di Watt sarà ampiamente sufficiente per assicurare la ricarica delle batterie, ma per ragioni di sicurezza, data la presenza di doppi impianti di accensione e di alimentazione funzionanti in parallelo, ne verrà installato uno trifase in modo che anche il circuito di ricarica delle batterie risulti ridondante. In Fig. 13.8 è riportato uno schema del circuito di ricarica delle batterie, composto da un generatore trifase, un regolatore/raddrizzatore e, per semplicità, da una batteria.

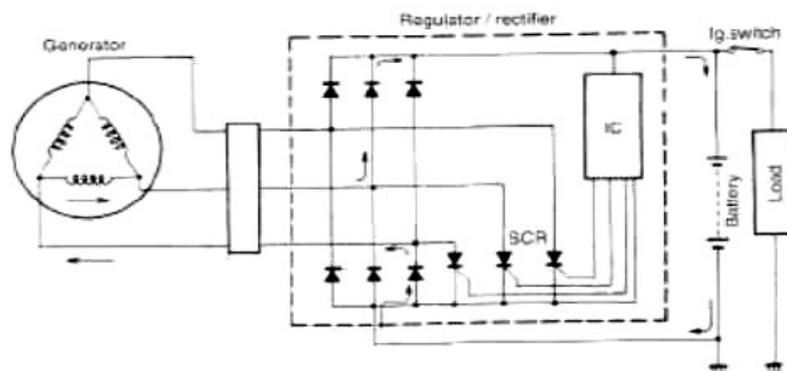


Fig. 13.8 – Schema di funzionamento del circuito di ricarica delle batterie.

La corrente alternata in uscita dal generatore viene convertita dal raddrizzatore in corrente continua utile alla ricarica delle batterie.

Quando il motore gira a bassa velocità e la tensione elettrica generata dal generatore è minore di quella modulata dal regolatore, quest'ultimo non funziona. Ad ogni modo la corrente AC generata, convertita in CC dal raddrizzatore, ricarica la batteria. Se il motore gira ad una velocità maggiore, la tensione elettrica generata dal generatore aumenta in proporzione. Quando il valore della tensione elettrica generata raggiunge quello della tensione in uscita dall' IC (circuito integrato) un segnale è inviato al SCR. In generale un SCR è un dispositivo elettronico a semiconduttori nel quale il passaggio di corrente è indotto in un solo verso da un opportuno segnale esterno applicato su un terminale denominato "gate", nello

specifico in uscita dall'IC. L'SCR quindi diventa conduttore e la corrente, ad elevata tensione, va dal punto A al punto B (Fig. 13.9). In questo modo la batteria viene preservata da eventuali sovraccarichi dovuti all'aumento di velocità del motore.

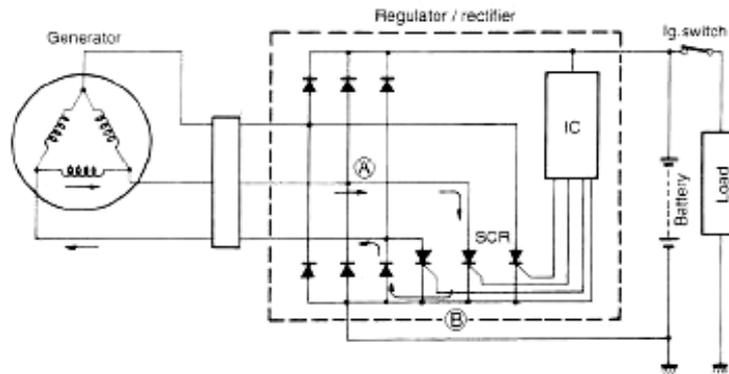


Fig. 13.9 – Schema di funzionamento del circuito di ricarica delle batterie con SCR attivato

Nelle Figg. 13.10 e 13.11 sono riportate foto di alcuni componenti dell'impianto di accensione.



Fig. 13.10 – Bobina



Fig. 13.11 – Regolatore di tensione

14. IMPIANTO DI AVVIAMENTO

14.1 Generalità

La tendenza attuale del mercato non configura più l'impianto starter come accessorio, ma come parte integrante del motore; tra le unità attualmente disponibili sul mercato solo alcune motorizzazioni per paramotore vengono fornite con avviamento manuale od a strappo.

Stabilita la necessità di prevedere l'installazione a bordo di tale impianto bisogna ricercare la soluzione che, nell'ordine, garantisca:

- 1) il minimo peso;
- 2) il minimo ingombro;
- 3) la massima semplicità costruttiva;
- 4) il minimo costo.

Non è primaria l'esigenza dell'affidabilità perché un'avaria al dispositivo di avviamento non compromette la sicurezza del volo; generalmente questo inconveniente si verifica a terra. Nella rarissima eventualità che si verificasse contemporaneamente uno spegnimento in volo ed un'avaria allo starter si può ricorrere all'avviamento del motore sfruttando l'elica come generatore eolico.

Nella categoria dei velivoli dell'aviazione generale e dell'aviazione ultraleggera l'unico tipo di starter applicabile è quello elettrico. Altre tipologie come quelle adottate per i velivoli dell'aviazione commerciale o militare (turbine a gas, sistemi pneumatici, ecc.) non sono applicabili per l'eccessiva complicazione o la necessità dell'ausilio di installazioni a terra.

Nella progettazione di un impianto starter bisogna tenere in conto le problematiche complessive di tutto l'impianto di bordo. Sarebbe sbagliato ottimizzare parametri quale il peso della parte installata sul motore, per esempio l'adozione di motorini ad elevato amperaggio o con tensione di alimentazione maggiorata consente di ottenere pesi ed ingombri ridotti sul motore, ma comportano l'adozione di batterie di maggiori dimensioni, vanificando il vantaggio di peso ottenuto con il motorino elettrico.

14.2 Tensione di alimentazione

Per l'aviazione U.L.M. si impone la scelta del valore della tensione di alimentazione di 12 Volt perché gli impianti di bordo adottano questa tensione. Anche se uno starter a 24 volt fosse più leggero, sarebbe incompatibile con il resto della apparecchiatura elettrica standard.

14.3 Accumulatori

Gli ULM avanzati adottano batterie 12 Volt al piombo di capacità 16÷20 Ah, questa scelta si giustifica in base alle notevoli prestazioni che la batteria Pb-PbO offre in termini di rapporto potenza/peso. Infatti queste unità, che sono inferiori alla Ni-Cd e Ni-MH in termini di rapporto capacità/peso, sono caratterizzate da una bassa resistenza interna, quindi all'atto dell'avviamento possono erogare correnti notevoli senza grossa caduta di tensione. Tipicamente sono ottenibili allo spunto correnti di circa 350 A.

Per il motore ULM si intende utilizzare una coppia di batterie, ciascuna da 12 Volt e 16 Ampere.

14.4 Il motore elettrico di avviamento

I motori elettrici impiegati per l'avviamento sono a CC, sia perché devono essere alimentati da batterie, sia per la favorevole caratteristica meccanica. Si utilizzano due tipologie di motori a CC:

- a campi indotti con eccitazione in serie;
- a magneti permanenti.

Grazie ai progressi compiuti recentemente nel campo delle leghe per magneti permanenti l'ultima tipologia sta fornendo risultati eccellenti in termini di peso ed ingombro.

14.5 Sistema di innesto e trasmissione

La trasmissione del moto da motore elettrico a quello termico avviene generalmente con una coppia pignone cremagliera, con cui si cerca di ottenere il rapporto di riduzione più elevato possibile; in alcuni casi si adotta una trasmissione a doppio salto per elevare tale rapporto. Sono disponibili sul mercato motorini di avviamento che includono anche un riduttore interno che realizza il primo salto.

Il motore elettrico deve essere dotato di un dispositivo di innesto che consenta di scollegare lo stesso quando il motore termico raggiunge le condizioni di autosostentamento. Ci sono tre sistemi di innesto attualmente sul mercato:

- con elettromagnete;

- bendix;
- a ruota libera.

Il primo sistema (Fig. 14.1) utilizza la spinta generata da un elettromagnete per comandare l'equipaggio mobile. È un dispositivo molto affidabile nel funzionamento, consente di innestare prima la trasmissione e poi di far partire il motorino; presenta, tuttavia, pesi ed ingombri notevoli dato che il solenoide raggiunge in media il 30÷45% del massa complessiva.

Il sistema bendix prevede l'equipaggio mobile calettato su di una guida elicoidale in modo che si generi, nella trasmissione della coppia, una risultante assiale. Il sistema è progettato in modo che la risultante sia diretta nella direzione di innesto quando la coppia è trasmessa nel senso motorino-motore e, inversa nella direzione di disinnesto, nel caso sia il motore a trasmettere coppia a quello elettrico.

All'avviamento lo starter accelera angolarmente trascinando con sé l'equipaggio mobile, che non ha ancora innestato. Per effetto del momento d'inerzia di quest'ultimo si trasmette coppia nella direzione starter-equipaggio mobile e quindi nasce la componente assiale che provoca l'innesto. Quando il motore termico prende il sopravvento su quello elettrico è quest'ultimo a ricevere coppia motrice perché viene trascinato dal primo; in queste condizioni la spinta assiale si inverte provocando il disinnesto.

Questo sistema si presenta leggero e compatto, ma ha i seguenti inconvenienti:

- 1) l'innesto avviene quando il pignone è già in rotazione e la corona è ferma, quindi con urto;
- 2) la forte irregolarità del momento motore durante le fasi di avviamento può far sì che si inverta il segno del momento prima che si sia raggiunta la condizione di autosostentamento del motore, col risultato che l'equipaggio mobile sia respinto in posizione di riposo prima che l'avviamento sia concluso;
- 3) il primo salto della riduzione, che deve essere posto a monte dell'innesto, non può raggiungere rapporti di trasmissione elevati, perché la riduzione dei giri dell'albero dell'equipaggio mobile comporta piccole accelerazioni angolari all'avviamento, quindi piccole coppie delle forze di inerzia e, di conseguenza, riduzione della componente assiale relativa. Oltre un certo limite non funziona più il meccanismo.

Il sistema a ruota libera prevede la realizzazione di una trasmissione permanente unidirezionale, ma richiede un doppio volano per l'avviamento e il generatore che ha fatto escludere questa soluzione.

Per il motore di avviamento si pensa di adottare un esemplare del tipo riportato in Fig. 14.1, il cui peso dichiarato e verificato è di 2,700 kg. Di contro il motorino Iskra, di Fig. 14.2, che pur essendo di minor costo, ha un peso verificato di 3,7 kg.



Fig. 15.1 – Starter con sistema di innesto ad elettromagnete (Valeo™ D7E). Fig. 15.2 – Motorino Iskra con innesto bendix elettromagnete.

Si osservi che sul motore ULM 220 è previsto l'impiego del succitato motorino di avviamento con sistema di innesto ad elettromagnete, che viene alimentato, quando è inserito il suo comando attraverso la chiave di accensione, dalle due batterie, utilizzate in parallelo.

15. IL MOTORE ULM 220

Una volta completata l'analisi dei componenti fondamentali del motore di cui alle pagine che precedono, è ora possibile passare all'esame del complessivo.

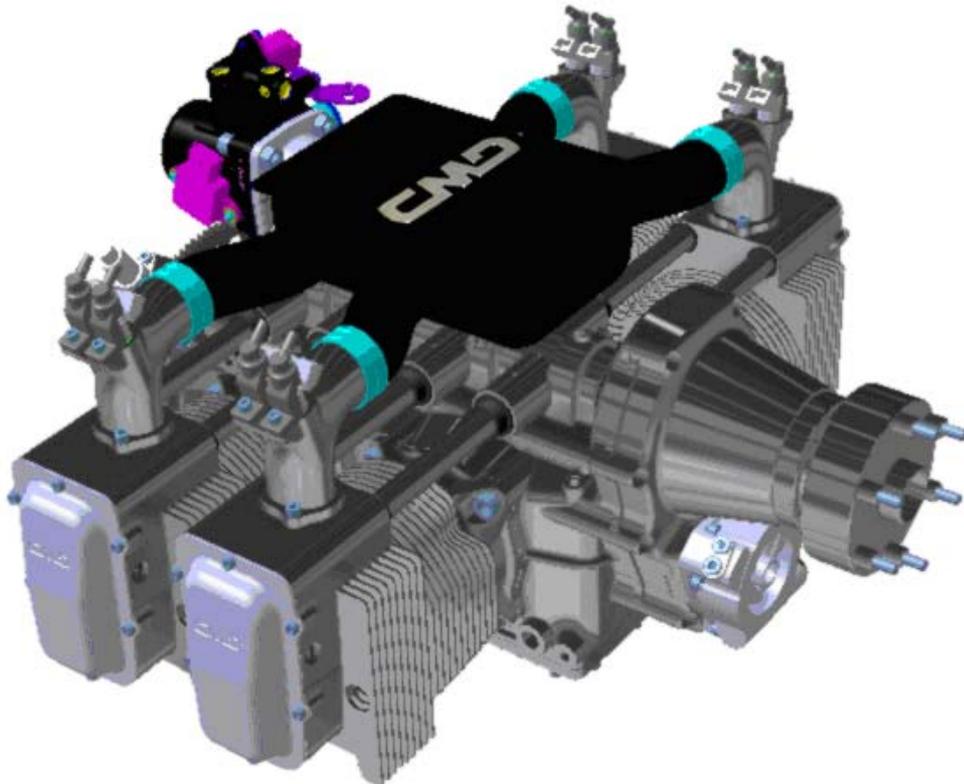


Fig. 15.1 - Vista assonometrica complessivo motore ULM220

La Fig. 15.1 presenta in vista assonometria, ottenuta con il PC, il nuovo motore ULM220. Sono chiaramente visibili in primo piano la presa di accoppiamento dell'elica; i gruppi termici del motore con le alettature per il raffreddamento; i collettori di aspirazione; il plenum; i portainiettori; la pompa dell'olio; il motorino di avviamento.

Oggi il motore è stato completato nella sua costruzione ad opera dell'azienda CMD S.r.l. (Costruzioni Motori Diesel) con sede dello stabilimento in Atella (PZ), che ha commissionato al DIME il progetto costruttivo del nuovo motore la cui costruzione è stata resa possibile in base ad un finanziamento della Regione Campania.

Per i componenti non proporzionati e disegnati, si è fatto riferimento a quanto esistente sul mercato. In tale caso la scelta è ricaduta su componenti di comune utilizzo automobilistico o motociclistico, alto prestazionali, selezionati attraverso la valutazione delle prestazioni dichiarate dalle case costruttrici e verificate in sede applicativa.

La verifica vibrazionale degli alberi è stata eseguita dal Dipartimento di Ingegneria Aeronautica che ha collaborato con il DIME per alcuni aspetti specifici della progettazione.

La Fig. 15.2 mostra la foto del motore con le parti attualmente assemblate in una vista dall'alto.

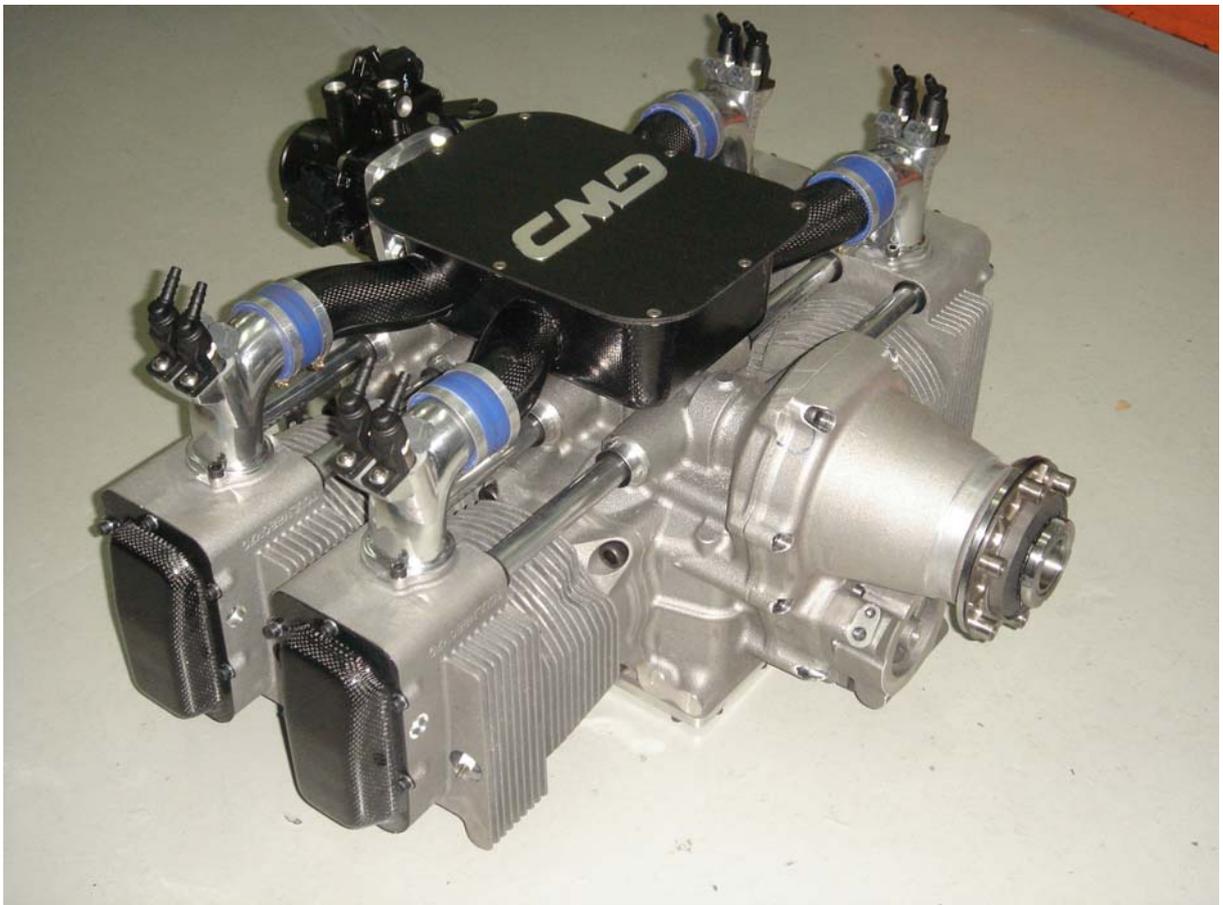


Fig. 15.2 - Fotografia del motore ULM220 visto dall'alto

In Fig. 15.3 è riportata la fotografia dello stesso motore avendo in primo piano il motorino di avviamento, due dei gruppi termici del motore testa/cilindro, gli involucri delle aste delle punterie, il collettore di aspirazione, preceduti dal plenum di aspirazione. Si osservano nella Fig. 15.2 pure in primo piano, su ciascun gruppo termico il tratto finale del collettore di aspirazione, con la posizione dei due elettroiniettori. Nella parte destra della Fig. 15.3, seguito dal plenum, vi è il corpo farfallato, munito di sensore di posizione, di costruzione Dell'Orto SpA, che regola la quantità di aria che può pervenire ai gruppi termici. Nella Fig. 15.2 si osserva sulla destra il carter che riunisce il riduttore di velocità, che termina con la flangia prevista per il collegamento dell'elica. Al di sotto della flangia suddetta si vede il corpo della pompa dell'olio (ad ingranaggi). Dalle Figg. 15.1, 15.2 e 15.3 è desumibile quindi il motore nel suo complesso e non si può non notare che esso si presenta molto compatto, armonioso nella forma, che è tale da adeguarsi molto bene al vano previsto per il suo alloggiamento sulla parte anteriore del velivolo Tecnam P92. Allo stato il motore è nella sua fase finale di allestimento, con il completamento del montaggio di tutti i suoi accessori e si prevede entro breve tempo la sua installazione al banco dinamometrico per l'esecuzione delle prime prove di funzionalità e di messa a punto.

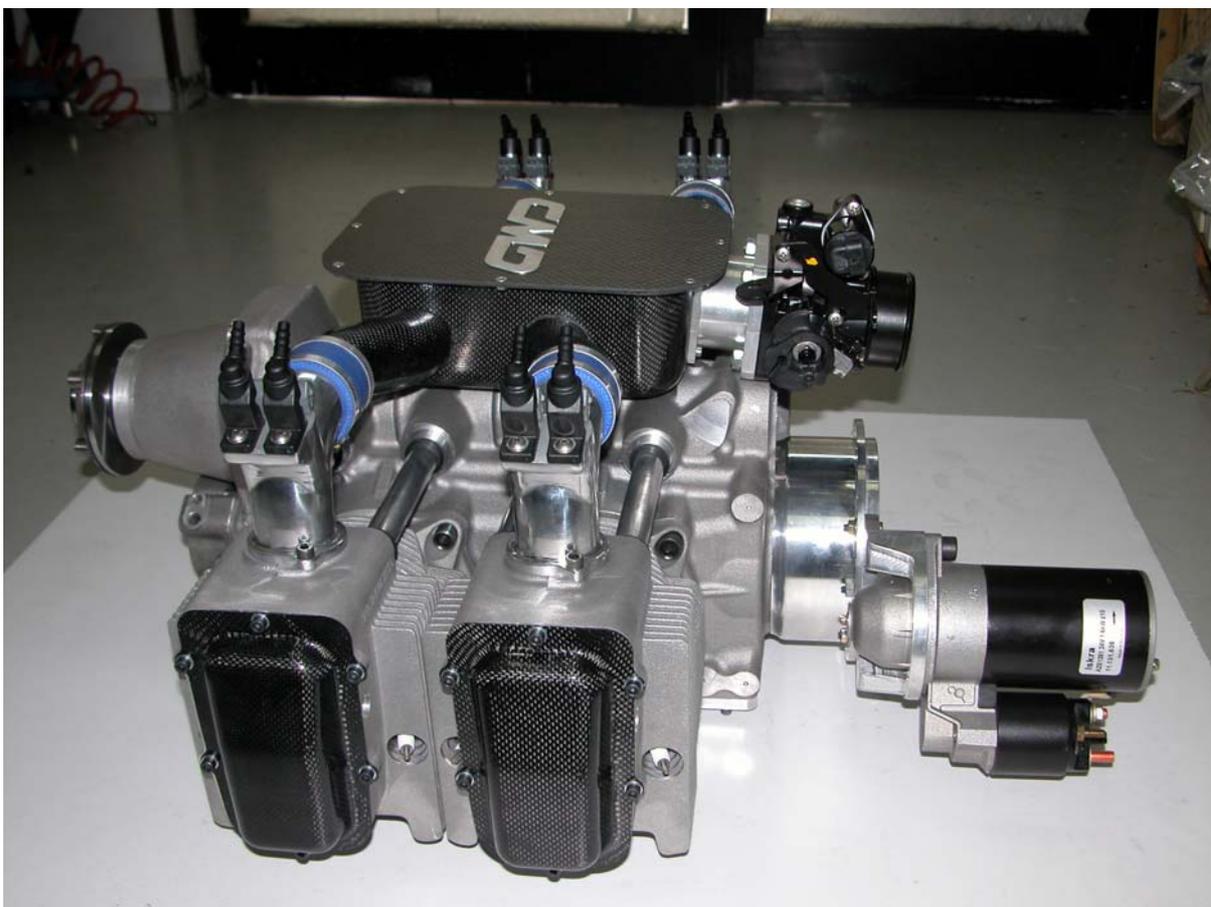


Fig. 15.3 - Fotografia del motore ULM220 con particolare del motorino di avviamento

16. LA SOVRALIMENTAZIONE

Per sovralimentazione si intende l'operazione attraverso la quale si incrementa la densità dell'aria comburente in aspirazione al cilindro, in modo da aumentare la massa di combustibile immessa per ogni ciclo e dunque il lavoro utile. Per ottenere ciò un motore sovralimentato è dunque equipaggiato con un compressore inserito nell'impianto di aspirazione [31].

Si consideri la formula che esprime la potenza utile erogata dal motore:

$$P_u = \eta_g \cdot \frac{H_i \cdot \lambda_v \cdot V \cdot \rho_a \cdot n}{\alpha \cdot \varepsilon} \quad (16.1)$$

dove η_g è il rendimento globale del motore, H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile impiegato, λ_v è il coefficiente di riempimento, V è la cilindrata totale del motore, ρ_a è la densità dell'aria nelle condizioni ambientali, n è il regime motore, α è il rapporto di miscela ed ε è il numero di giri per ciclo termodinamico. Si ricorda che il coefficiente di riempimento è esprimibile come:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{V \cdot \rho_a} \quad (16.2)$$

Ove m_a è la massa di miscela effettivamente intrappolata nei cilindri.

E' immediato verificare che una aumento della massa di miscela introdotta nei cilindri, a parità degli altri parametri caratteristici del motore, si traduce in un incremento di potenza erogata, cosicché è possibile ottenere un determinato valore di potenza con una cilindrata minore.

L'incremento della densità della miscela introdotta comporta quindi l'aumento della pressione media effettiva, essendo:

$$p_{me} = \eta_g \cdot \frac{H_i \cdot \lambda_v \cdot \rho_a}{\alpha} \quad (16.3)$$

e con essa un incremento delle sollecitazioni sia meccaniche che termiche. Di conseguenza si rende necessario un opportuno irrobustimento di alcuni organi del motore. Inoltre, nei

motori ad accensione comandata, a parità delle altre caratteristiche, si manifesta una maggiore tendenza alla detonazione, per evitare la quale occorre ritardare l'anticipo di accensione rispetto ai valori di massima efficienza, mentre la miscela va opportunamente arricchita, in modo da abbassare la temperatura in camera di combustione. Il risultato è un incremento del consumo specifico del motore originario, avente una determinata cilindrata.

Un altro inconveniente tipico dei motori sovralimentati con turbo-compressore è il ritardo alla risposta nei transitori di carico, dovuto all'inerzia del sovralimentatore³.

In alcuni casi i benefici legati alla sovralimentazione risultano tali da rendere questa soluzione per i motori ad accensione comandata, piuttosto attraente da un punto di vista tecnico e/o economico. Come già detto, infatti, un certo target di potenza può essere ottenuto con una cilindrata inferiore, cosa che può comportare un complessivo vantaggio in termini di consumi ed emissioni inquinanti, nonché in termini di ingombro, pesi ed infine di costo dell'unità propulsiva.

È noto, poi, che per i motori Diesel, la sovralimentazione garantisce il miglioramento del processo di combustione e dunque dell'efficienza del propulsore; non a caso in campo automobilistico, la quasi totalità delle unità a gasolio è dotata di sovralimentatore.

16.1 Sistemi di sovralimentazione

Allo stato attuale dello sviluppo tecnologico, in campo automobilistico vengono impiegati due differenti sistemi di sovralimentazione:

- il compressore meccanico (tipicamente volumetrico);
- il turbocompressore a gas di scarico.

Nei paragrafi successivi verranno chiariti i principi di funzionamento di questi dispositivi, dedicando ampio spazio al turbocompressore, essendo questo uno dei sistemi che si intende utilizzare sul propulsore in esame.

16.1.1 Sistemi di sovralimentazione

In questo tipo di soluzione, il compressore usato per comprimere l'aria comburente viene azionato, tramite una trasmissione meccanica dall'albero motore, a scapito del lavoro utile ottenibile.

Nel caso tipico di utilizzo di un compressore volumetrico, è vantaggioso l'accoppiamento di due macchine, motore e compressore, che essendo entrambe di tipo volumetrico, sono caratterizzate da leggi di variazione delle portate d'aria elaborate di tipo analogo. Ne

³ Si parla anche di turbo-lag (par. 16.9).

consegue la possibilità di mantenere abbastanza costante il livello di sovralimentazione al variare del regime. Inoltre il compressore meccanico permette di avere una immediata risposta in coppia del motore, non risentendo del turbo-lag tipico dei turbocompressori a gas di scarico.

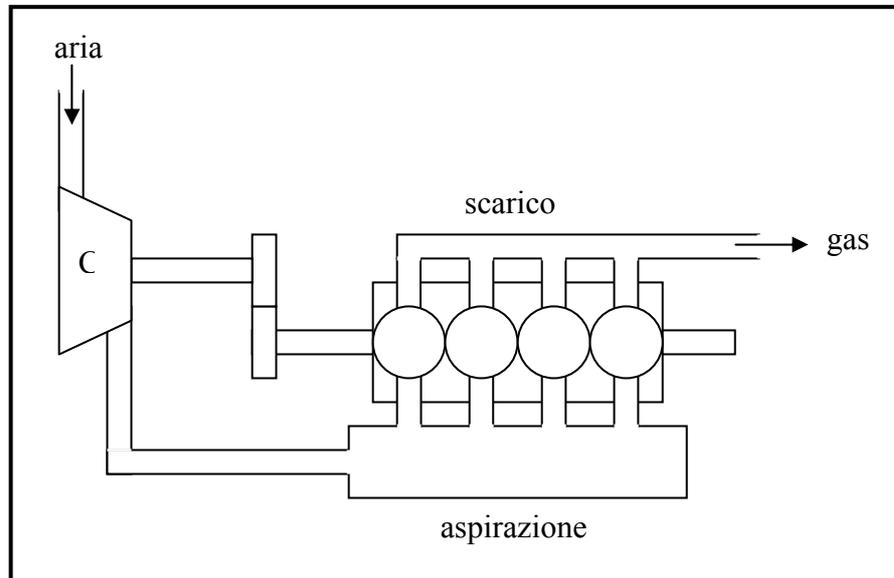


Fig. 16.1 - Motore sovralimentato mediante compressore trascinato meccanicamente

Nella Fig. 16.1 si riporta lo schema di principio di un motore sovralimentato con compressore ad azionamento meccanico. In particolare l'accoppiamento tra l'albero del motore e l'albero del compressore avviene solitamente utilizzando un moltiplicatore di giri, essendo questa una delle possibilità per ridurre la cilindrata e quindi il peso del compressore necessario. Sui motori dedicati alla trazione stradale hanno trovato impiego tre tipi di compressore meccanico: a palette, a lobi (tipo Roots) e a vite (tipo Lysholm).

- **Compressore a palette**

Si tratta di un compressore dotato di un rotore eccentrico nel quale sono state praticate delle fenditure radiali entro le quali scorrono delle palette rigide, che strisciano sulle pareti interne della carcassa per garantire al tenuta (Fig. 16.2).

Disponendo in maniera opportuna le luci di aspirazione e scarico, il fluido, intrappolato tra due palette consecutive e la carcassa, lungo un giro si trova ad occupare un volume

decescente in maniera graduale, realizzandone così la compressione. Il beneficio offerto da questo tipo di compressore sta nell'elevato rendimento garantito dalla gradualità della compressione.

Presenta problemi di natura meccanica (tanto più rilevanti quanto maggiore è il suo regime di rotazione) imputabili agli attriti delle palette striscianti ed alle forze di Coriolis che vanno a sollecitare le palette stesse .

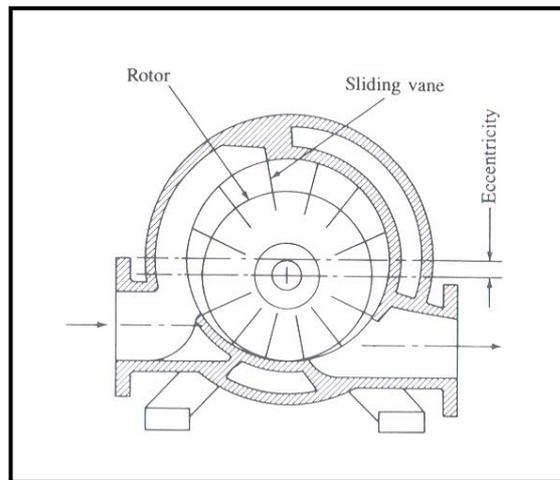


Fig. 16.2 - Compressore volumetrico a palette

- **Compressore a lobi (Roots)**

Il compressore Roots (Fig. 16.3) è costituito da due rotori identici controrotanti a lobi rettilinei o elicoidali, che nel loro moto trasportano il fluido dalla luce di aspirazione a quella di scarico. Realizzando una compressione ad impulsi è poco adatto ad operare con elevati rapporti di compressione, visto che il suo rendimento è rapidamente decrescente al crescere di questi ultimi; senza contare l'elevata rumorosità di funzionamento. Non essendoci alcun contatto tra i lobi⁴, le perdite organiche per attrito sono modeste, ma questo comporta perdite di portata per trafilamento (tanto più rilevanti quanto minore è il regime di rotazione ed elevato il rapporto di compressione).

Il principale vantaggio risiede nel costo contenuto.

⁴ Per la presenza all'esterno del volume di lavoro di una coppia di ingranaggi sincronizzatori a rapporto di trasmissione unitario

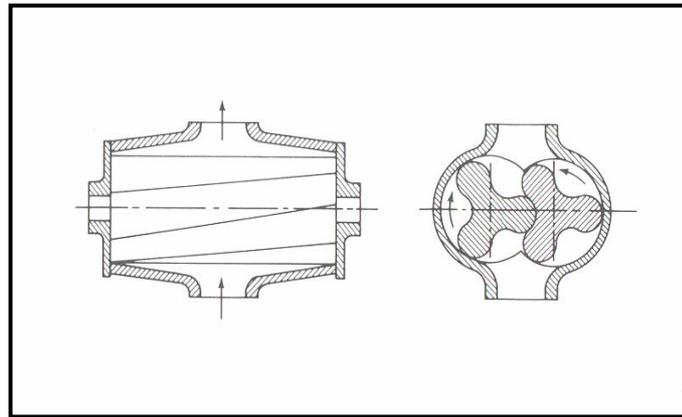


Fig. 16.3 - Compressore volumetrico a lobi tipo Roots

- **Compressore a vite (Lysholm)**

Questo tipo di compressore (Fig. 16.4) presenta due rotori a vite, diversi nel disegno, con profilo elicoidale anch'essi controrotanti che, abbinati ad una opportuna disposizione delle luci di aspirazione e scarico, consentono di realizzare una compressione graduale. Di conseguenza è caratterizzato da rendimenti elevati anche per alti rapporti di compressione.

Anche in questo caso i rotori non si toccano per la presenza di ingranaggi sincronizzatori (a rapporto di trasmissione unitario o non, in dipendenza dal numero di lobi dei due rotori) e le perdite organiche sono basse però, a differenza del Roots, il particolare profilo minimizza i trafiletti di portata.

Queste caratteristiche lo rendono il compressore volumetrico più adatto alla sovralimentazione dei motori a c.i. per trazione stradale (Fig. 16.5).

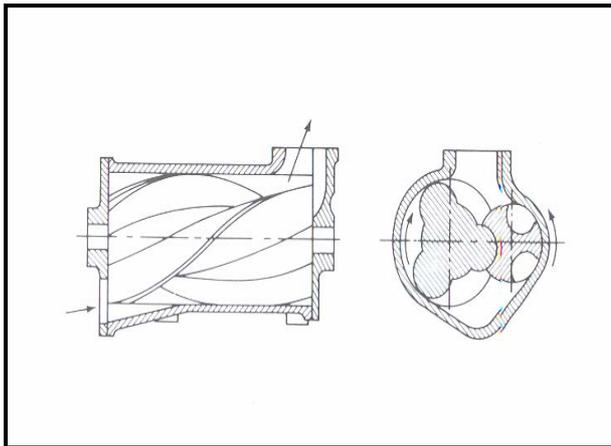


Fig. 16.4 - Compressore volumetrico a vite tipo Lysholm

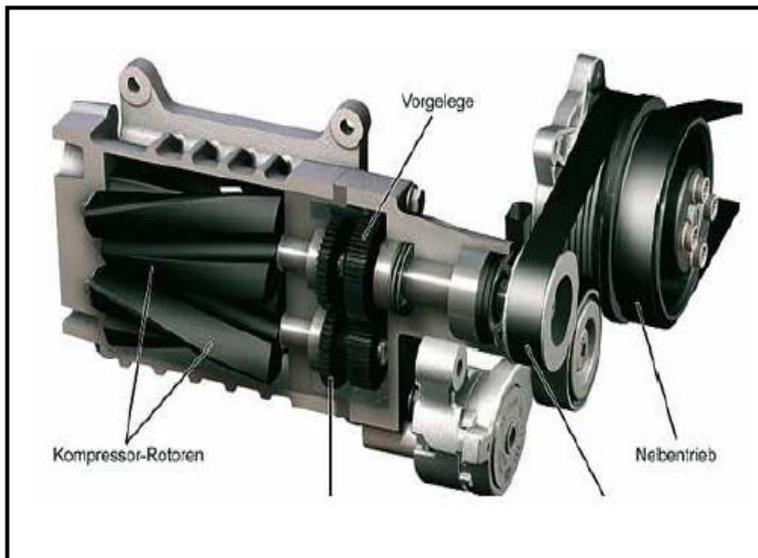


Fig. 16.5 - Spaccato di un compressore volumetrico a vite tipo Lysholm

Sul circuito di mandata dell'aria, a valle del compressore, è necessario inserire una valvola di sfiato, detta comunemente valvola pop-off. Tale valvola ha il compito di limitare la pressione di sovralimentazione quando, in staccata, il motore non assorbe portata mentre il compressore continua a fornirne. Si evita così il raggiungimento di pressioni eccessivamente elevate e dunque dannose.

16.1.2 Il turbocompressore

Il turbocompressore (o semplicemente turbo) è un dispositivo costituito da una turbina centripeta ed un compressore centrifugo, le cui giranti sono calettate sul medesimo albero (Fig. 16.6).

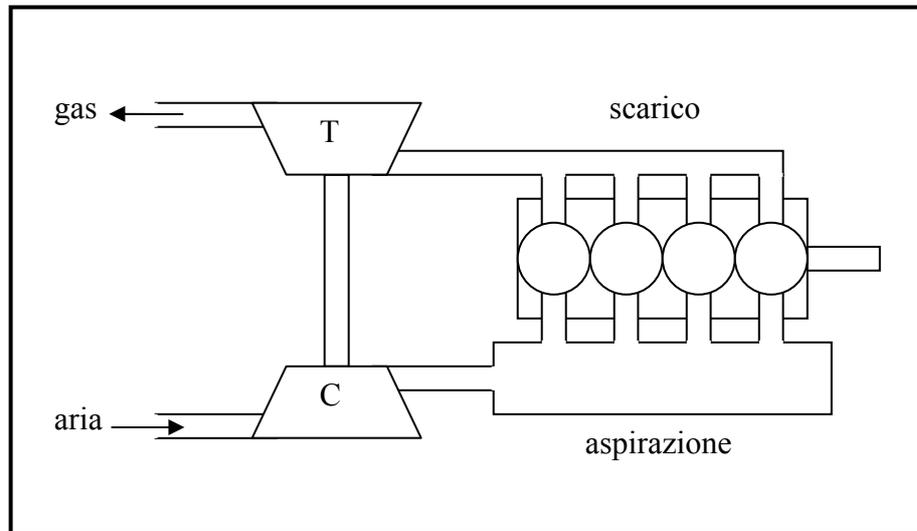


Fig. 16.6 - Motore sovralimentato mediante compressore trascinato dalla turbina azionata dai gas di scarico

Sfruttando il consistente contenuto energetico dei gas combusti è possibile azionare la turbina, la quale a sua volta trasferisce il moto al compressore, permettendo così di realizzare la compressione dell'aria comburente senza assorbire lavoro meccanico dal motore. La quantità di lavoro messa a disposizione dai gas di scarico, il cosiddetto lavoro triangolare (L_t) è rappresentata nel piano p-V in Fig. 16.7. All'atto dell'apertura della valvola di scarico i gas si trovano ad una pressione ancora maggiore di quella atmosferica, si potrebbe dunque ricavare un'ulteriore aliquota di energia meccanica, pari proprio all'area triangolare tratteggiata in Fig. 16.7. In modo più rigoroso bisogna parlare di entalpia posseduta dai gas di scarico, ovvero energia cinetica, energia di pressione e di temperatura, in quanto il lavoro ceduto alla turbina è proporzionale all'entalpia dei gas che in essa evolvono.

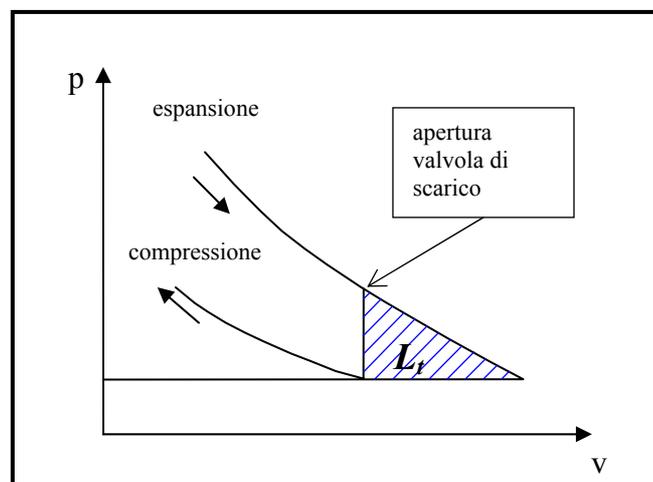


Fig. 16.7 - Raffigurazione schematica del lavoro L_t ricavabile dai gas di scarico

Il collegamento fluidodinamico tra motore e turbina viene in genere realizzato in modo tale da massimizzare lo sfruttamento di questa energia, compatibilmente con vincoli di vario tipo. Esistono due soluzioni per quanto riguarda il collegamento motore-turbina, una basata sull'alimentazione a pressione costante della turbina (Fig. 16.8), l'altra basata sull'alimentazione ad impulsi (Fig. 16.9).

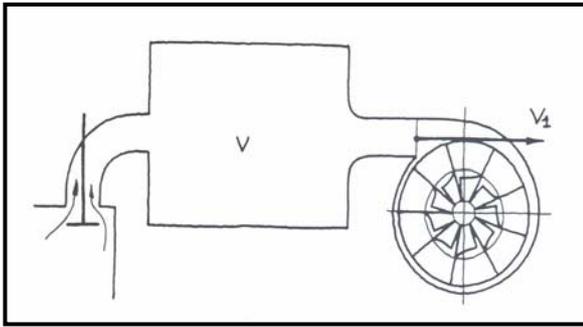


Fig. 16.8 - Schema di alimentazione a pressione costante della turbina

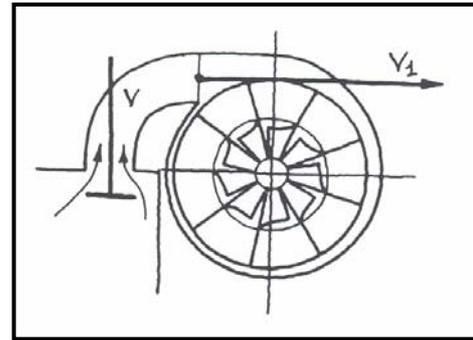


Fig. 16.9 - Schema di alimentazione ad impulsi della turbina

La prima prevede condotti di scarico corti che sfociano in un collettore di dimensioni generose, nel quale l'energia cinetica posseduta dai gas di scarico⁵ si trasforma in energia di pressione ed in parte si dissipa in calore.

In questo modo le onde di pressione vengono smorzate e nel volume di raccolta si stabiliscono una pressione costante ed una temperatura superiore a quella dei gas rimasti nel cilindro a fine espulsione⁶.

Questo sistema è di notevole semplicità costruttiva ma permette di recuperare solo una piccola percentuale di L_t , per via della degradazione subita dall'energia cinetica che, come detto, viene dissipata nel collettore.

Tuttavia l'alimentazione a pressione costante permette alla turbina di mantenere costante, durante il ciclo, il rapporto di espansione, ovvero di lavorare con un rendimento che non varia col susseguirsi delle fasi.

Questa soluzione è caratterizzata da una lenta risposta alle variazioni di carico ed è dunque impiegata principalmente nel campo dei motori stazionari e di quelli marini di grandi dimensioni, che funzionano a regime praticamente costante.

⁵ L'energia di pressione dei gas combusti in camera si tramuta in energia cinetica nel momento in cui viene aperta la valvola di scarico ed essi fuoriescono.

⁶ Intermedia tra questa e quella dei gas presenti in camera di combustione all'atto dell'apertura della valvola di scarico.

L'alimentazione ad impulsi, invece, prevede un collegamento diretto dei condotti di scarico con la turbina, in modo che in essa giunga l'impulso che si genera all'apertura della valvola di scarico. In questo caso si ottiene il massimo recupero di energia: infatti l'impulso è idealmente pari al lavoro triangolare (a meno delle perdite dovute alla non istantanea apertura della valvola e di quelle che si determinano nei condotti che collegano il motore alla turbina).

Va però detto che il carattere impulsivo del trasferimento di energia porta ad avere, relativamente alla turbina, un rapporto di espansione e dunque un rendimento variabili durante il ciclo termodinamico del motore. Ne consegue un rendimento medio inferiore rispetto al caso pseudo stazionario dell'alimentazione a pressione costante. Il calo del rendimento è comunque ampiamente controbilanciato dalla maggiore quantità di energia recuperabile.

L'ottimizzazione dell'efficienza di questo sistema ad impulsi richiederebbe la presenza di un turbo per ogni cilindro, in modo da poterlo disporre il più vicino possibile alla corrispondente valvola di scarico, minimizzando così la lunghezza dei condotti con le relative perdite di energia.

Tale configurazione è irrealizzabile per motivi economici e di ingombri, perciò si ricorre ad un collettore di scarico comune a tutti i cilindri che convoglia i gas esausti verso un'unica turbina; preoccupandosi di realizzarlo con dimensioni il più possibile ridotte. Si parla dunque di un sistema misto in quanto il collettore costituisce un volume che provoca una dissipazione di energia cinetica, seppur di modesta entità.

In campo automobilistico si è rivelata molto più conveniente l'adozione dell'alimentazione ad impulsi, che meglio si adatta all'ampio campo di funzionamento caratteristico dei motori per autotrazione.

In alcune applicazioni i gas provenienti dai vari cilindri vengono convogliati, in funzione dell'ordine d'accensione dei cilindri stessi, in due condotti separati, in modo da ridurre le interferenze tra i flussi provenienti da cilindri adiacenti (Fig. 16.10). Se questi due condotti sfociano in una turbina dotata di due volute gemelle, una per ognuno di essi, si parla di una configurazione *Twin Scroll*; se invece convergono verso una turbina dotata di voluta unica, la configurazione è detta *Single Scroll*⁷.

In quest'ultimo caso può essere utile realizzare, nel punto di incontro dei due condotti, quello che è impropriamente chiamato convertitore d'impulsi (come mostrato in Fig. 16.10).

⁷ In generale si definisce *Single Scroll* ogni configurazione che preveda l'impiego di una turbina a voluta unica.

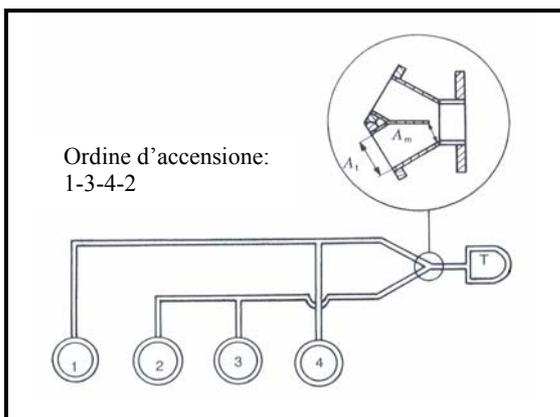


Fig. 16.10 - Schema di alimentazione della turbina tramite convertitore d'impulsi

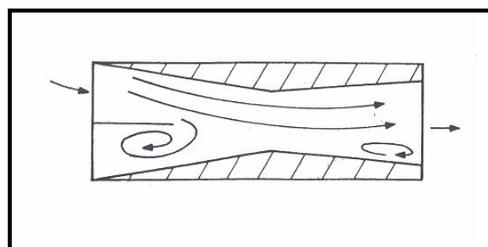


Fig. 16.11 - Rappresentazione del principio di funzionamento del convertitore d'impulsi

Il principio di funzionamento è il seguente: poiché le onde di pressione provengono alternativamente dai due condotti, la particolare geometria interna del convertitore e la presenza di un setto divisorio fanno sì che si generino dei vortici che impediscono (anche se non completamente) alle onde di pressione provenienti da un condotto di risalire nell'altro, che in quel momento non sta scaricando (Fig. 16.11).

Vengono così limitate le interferenze di carattere fluidodinamico tra le fasi di scarico dei vari cilindri ed in questo modo in turbina giungono quattro impulsi uniformemente spazati nel ciclo. L'alimentazione del turbo risulta così abbastanza regolare.

All'aumentare della riduzione d'area ottenuta in corrispondenza della sezione minore del convertitore il moto vorticoso, in corrispondenza dello sbocco del condotto libero, si fa più intenso, migliorando l'effetto barriera. Ovviamente questo provoca un aumento della dissipazione di energia e va trovato il giusto compromesso tra l'esigenza di ridurre le interferenze e quella di ridurre le perdite.

Il turbo offre fondamentalmente due grandi vantaggi, che lo hanno reso la soluzione più diffusa sui motori sovralimentati per autotrazione.

Il primo di questi risiede nella possibilità di ottenere la potenza necessaria dalla pressione, dalla velocità e dalla temperatura dei gas combusti. Ciò consente di realizzare, in determinate condizioni, rapporti di compressione del compressore maggiori dei rapporti di espansione della turbina. In questo modo, in alcune condizioni di funzionamento del motore⁸, è possibile realizzare un lavoro di pompaggio positivo che permette di ottenere un surplus di potenza (che è comunque modesto) ed un lavaggio della camera di combustione più efficiente (dipendente dall'incrocio della distribuzione).

⁸ Paragrafo 16.7.3.

Il secondo vantaggio, che è poi quello più rilevante, è legato alla natura stessa delle turbomacchine. Esse infatti sono caratterizzate da una notevole concentrazione di potenza per unità di massa o volume; dunque con questo sistema è possibile ottenere notevoli incrementi di prestazioni a fronte di un modesto incremento di ingombro e peso del propulsore.

Numerosi sono però anche i difetti che caratterizzano i turbocompressori.

L'accoppiamento di motore e turbocompressore è molto complesso, poiché il loro funzionamento è governato da leggi molto diverse (a questo aspetto è dedicato il paragrafo 16.7). Basti pensare che il turbocompressore, in quanto insieme di due macchine dinamiche, è caratterizzato da flussi continui di fluido mentre nel motore, che è una macchina volumetrica alternativa, vi è un ricambio ciclico della carica e dunque il flusso di fluido è discontinuo. Inoltre per una macchina volumetrica il rapporto di compressione è indipendente dal regime (a meno dei trafiletti), contrariamente dalle macchine dinamiche per le quali tale rapporto risulta proporzionale al regime stesso.

Un compressore dinamico deve poi fare i conti con i fenomeni del pompaggio e del bloccaggio (o saturazione)⁹ che ne limitano fortemente il campo di utilizzo.

Per concludere va ricordato il fastidiosissimo problema del turbo-lag: il ritardo all'accelerazione del gruppo turbocompressore (anch'esso ha richiesto un approfondimento, nel paragrafo 16.9).

La presenza del compressore dinamico richiede l'inserimento nei condotti dell'aria di un circuito di by-pass, regolato da un'apposita valvola, che permetta all'occorrenza di non far transitare per il compressore l'aria aspirata. Il by-pass del compressore si rende necessario in concomitanza con una brusca riduzione del carico (ad esempio quando si rilascia improvvisamente il pedale dopo un affondo in accelerazione), che porterebbe il compressore a lavorare in condizioni di pompaggio, mettendo a rischio l'integrità della valvola a farfalla, delle tubazioni e della girante del compressore stesso.

In talune applicazioni il compressore viene by-passato anche nel funzionamento in carico parziale stazionario. In tali condizioni infatti il regime di funzionamento del compressore è inferiore ai 50'000 giri/minuto e di fatto non si realizza nessuna compressione, introducendo solo delle inutili perdite di carico.

⁹ Nel paragrafo 16.4.4 viene fornita una spiegazione delle conseguenze di questi fenomeni.

16.1.3 L'intercooler

Un aspetto estremamente negativo associato alla sovralimentazione è che l'incremento della densità dell'aria dovuto alla compressione è limitato dalla dilatazione termica della massa gassosa. Tale effetto è provocato dall'incremento di temperatura che inevitabilmente si accompagna allo stesso processo di compressione.

Il riscaldamento è tanto maggiore quanto maggiore risulta il rapporto di compressione e minore è il rendimento adiabatico¹⁰ del compressore utilizzato. Senza contare che un eccessivo incremento di temperatura della carica fresca comporta anche un maggior rischio di insorgenza dei fenomeni di autoaccensione e detonazione.

Per rapporti di compressione elevati (in genere maggiori di 1.5), al fine di non vanificare parzialmente l'effetto della sovralimentazione e per migliorare l'efficienza di combustione, si rende necessario raffreddare l'aria compressa prima che questa giunga nel collettore d'aspirazione.

Il dispositivo deputato a questa funzione è il cosiddetto intercooler; si tratta di uno scambiatore di calore compatto, in genere del tipo aria-aria, che raffredda l'aria comburente sfruttando il flusso d'aria che investe la vettura durante il suo moto¹¹ (Fig. 16.12).

¹⁰ Per rapporto di compressione si intende il rapporto tra la pressione in uscita e quella in ingresso compressore; per quanto riguarda la definizione di rendimento adiabatico si rimanda al paragrafo dedicato al compressore centrifugo.

¹¹ Infatti l'intercooler è posto nella parte frontale della vettura, dietro un'apposita presa d'aria.

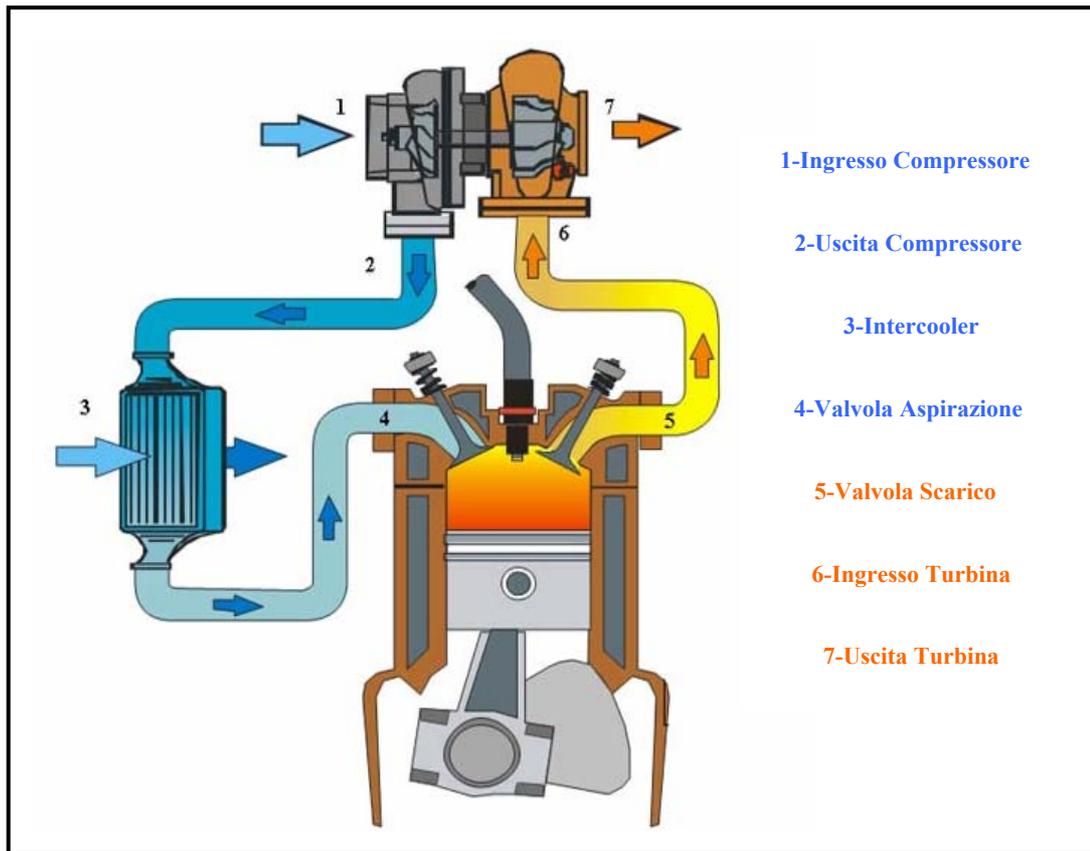


Fig. 16.12 - Schema di installazione del gruppo turbina-compressore e dell'intercooler

16.2 Equazione di Eulero

In questo paragrafo, relativamente ad una generica turbomacchina (indifferentemente motrice o operatrice) ed in modo del tutto generale, si vuole determinare la legge che regola il trasferimento di lavoro tra il fluido ed il rotore della macchina stessa.

Si consideri una generica girante che ruota intorno al suo asse con velocità angolare ω [rad/s] e si immagini che sia attraversata da un fluido; quest'ultimo entri nella girante al raggio R_1 [m] con velocità assoluta c_1 [m/s] e ne esca al raggio R_2 ($\neq R_1$) con velocità assoluta c_2 ($\neq c_1$ sia per modulo che per direzione). Si scompongano poi i vettori velocità secondo le loro componenti assiali c_{1a} , c_{2a} (dirette parallelamente all'asse di rotazione della girante), componenti radiali (o meridiane) c_{1m} , c_{2m} (dirette lungo il raggio della girante) e componenti tangenziali c_{u1} , c_{u2} (dirette ortogonalmente al raggio della girante – Fig. 16.13).

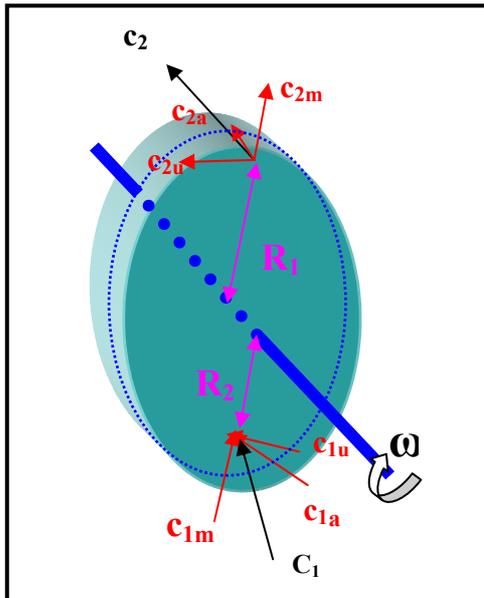


Fig. 16.13 - Schema della girante

Le variazioni delle componenti assiali e radiali della velocità generano forze che vengono rispettivamente assorbite dagli appositi cuscinetti reggispinta e cuscinetti portanti, ne consegue che tali forze non possono produrre nessun tipo di lavoro. Le sole componenti tangenziali possono dunque essere la causa dell'originarsi di forze responsabili della generazione di lavoro, in quanto i loro punti di applicazione sono dotati di moto nella direzione delle forze stesse.

La conferma di quanto appena detto viene fornita dal principio della dinamica che, riportato al caso di moto rotazionale, stabilisce quanto segue: la variazione del momento della quantità di moto rispetto all'asse di rotazione è uguale al momento dell'impulso delle forze agenti. Considerando un elemento infinitesimo di massa di fluido dm che attraversa la girante in un tempo dt , il principio appena enunciato si può esprimere con la seguente espressione:

$$dm \cdot (R_1 \cdot c_{u1} - R_2 \cdot c_{u2}) = M \cdot dt \quad (16.4)$$

dove con il pedice 1 si fa riferimento alla sezione d'ingresso della girante, mentre col pedice 2 a quella d'uscita.

Essendo $dm/dt = \dot{m}$ si ricava:

$$\dot{m} \cdot (R_1 \cdot c_{u1} - R_2 \cdot c_{u2}) = M \quad [J] \quad (16.5)$$

da cui:

$$P = M \cdot \omega = \dot{m} \cdot \omega \cdot (R_1 \cdot c_{u1} - R_2 \cdot c_{u2}) \quad [W] \quad (16.6)$$

Tenendo poi presente che la velocità tangenziale di un generico punto del rotore posto a distanza R dal centro di rotazione è data da $u = \omega R$, la potenza ed il lavoro scambiati tra fluido e girante sono esprimibili come:

$$P = \dot{m} \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad [\text{W}] \quad (16.7)$$

$$L = m \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad [\text{J}] \quad (16.8)$$

oppure, in termini di lavoro specifico:

$$l = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad [\text{J/kg}] \quad (16.9)$$

Quest'ultima è un'espressione dell'equazione di Eulero valida per qualsiasi turbomacchina, sia essa motrice o operatrice, ad azione o a reazione, assiale o radiale. In particolare la suddetta espressione permette di comprendere come il lavoro scambiato da ciascun kg di fluido con la girante, dipenda esclusivamente dalle caratteristiche geometriche¹² della girante stessa e dalla sua velocità di rotazione; non comparando infatti nessun parametro legato al tipo di fluido.

Si concentra ora l'attenzione su una girante centrifuga. Siano \mathbf{c}_1 e \mathbf{c}_2 le componenti, nel piano della girante, delle velocità assolute del fluido rispettivamente all'ingresso e all'uscita della girante; siano poi \mathbf{u}_1 e \mathbf{u}_2 le velocità periferiche della girante sempre negli stessi punti. Il vettore che individua la velocità relativa del fluido rispetto alla girante è dato da:

$$\vec{w} = \vec{c} - \vec{u} \quad (16.10)$$

Rappresentando come in Fig. 16.14 questi vettori velocità relativamente alle sezioni di ingresso e uscita si determinano i cosiddetti triangoli di velocità.

¹² La velocità periferica della girante è data da: $u = \pi D n / 60$ con D diametro della girante e n velocità di rotazione in giri/min

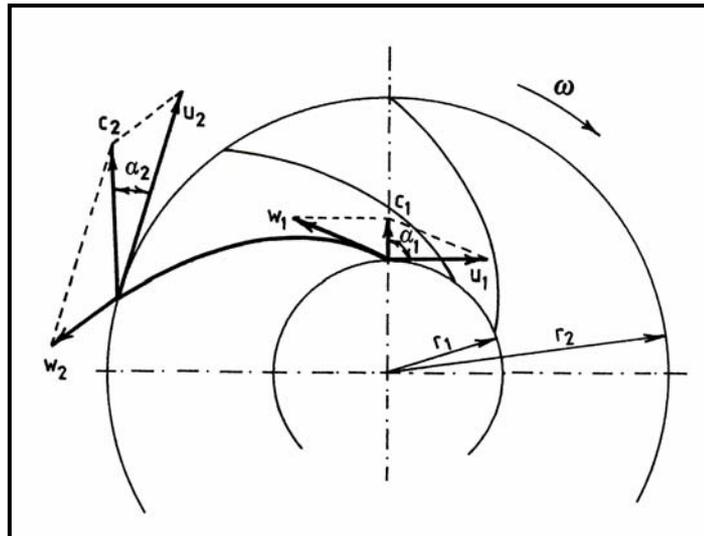


Fig. 16.14 -Triangoli di velocità per una girante centrifuga

Se si indica con α_1 l'angolo compreso tra i vettori \mathbf{c}_1 e \mathbf{u}_1 e con α_2 quello compreso tra i vettori \mathbf{c}_2 e \mathbf{u}_2 , le componenti tangenziali di \mathbf{c}_1 e \mathbf{c}_2 possono essere espresse come $\mathbf{c}_{u1} = \mathbf{c}_1 \cos \alpha_1$ e $\mathbf{c}_{u2} = \mathbf{c}_2 \cos \alpha_2$ e la (16.7) diventa:

$$P = \dot{m} \cdot (u_1 \cdot c_1 \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cos \alpha_2) \quad [\text{W}] \quad (16.11)$$

Il teorema di Carnot applicato ai triangoli di velocità fornisce poi le relazioni $w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos \alpha_1$, $w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 u_2 c_2 \cos \alpha_2$

in virtù delle quali la (16.11) diventa:

$$P = \dot{m} \cdot \left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right) \quad [\text{W}] \quad (16.12)$$

che è un'altra espressione dell'equazione di Eulero di validità generale, molto usata per lo studio delle macchine dinamiche.

16.3 Il compressore centrifugo

Un compressore centrifugo è una macchina dinamica costituita da una carcassa esterna al cui interno sono alloggiati una girante dotata di pale e un diffusore fisso. La girante è calettata

su un albero, mosso dall'esterno, che poggia su cuscinetti portanti sistemati nella carcassa stessa.

Questo tipo di compressore è caratterizzato dalla direzione prevalentemente radiale del flusso di fluido all'interno della palettatura mobile. Il fluido da elaborare, che nel caso di impieghi automobilistici è aria, viene aspirato dall'esterno in corrispondenza dell'asse di rotazione e, attraverso il condotto di ingresso, è convogliato nella girante.

All'ingresso della girante, nel breve tratto di pala denominato "inducer", il flusso ha direzione assiale (Fig. 16.15).

La girante ha il compito di trasferire al fluido una certa quantità di energia meccanica incrementandone l'energia cinetica.

Successivamente il fluido viene convogliato all'uscita passando nella chiocciola di raccolta che, nel caso specifico, funge anche da diffusore¹³ ed è dunque preposto a trasformare l'energia cinetica del fluido in energia di pressione (Fig. 16.16).

Un gruppo girante-statore (stadio) che funziona in questo modo è definito ad azione nel senso che la conversione di energia cinetica in energia di pressione avviene solo nello statore. Generalmente vengono impiegati stadi a reazione nei quali la trasformazione suddetta inizia già nella girante. Per ottenere questo risultato le pale vengono sagomate in modo da formare dei condotti divergenti.

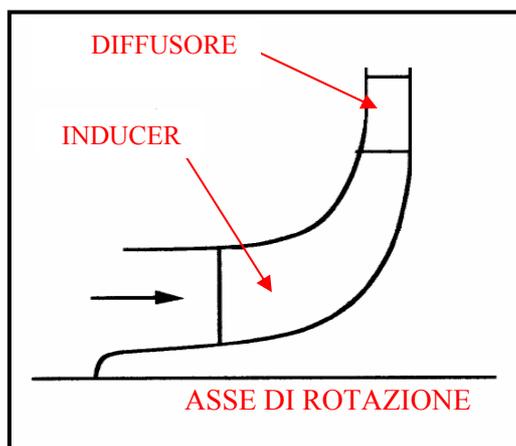


Fig. 16.15 - Schema della pala del compressore



Fig. 16.16 - Chiocciola di raccolta del compressore

La percentuale di energia cinetica trasformata in energia di pressione nella girante è indicata dal Grado di Reazione (G.d.R.)¹⁴ che, nel caso di un compressore, è definito come il

¹³ In altro tipo di applicazioni il diffusore è costituito da elemento dotato di palettatura, interposto tra la girante e la chiocciola.

¹⁴ Risulta evidente che il G.d.R. dipende dalla conformazione di girante e statore.

rapporto tra l'incremento di entalpia che il fluido realizza nella sola girante e quello realizzato nell'insieme girante-diffusore:

$$G.d.R. = \frac{\int_{p_0}^{p_1} v \cdot dp}{\int_{p_0}^{p_2} v \cdot dp} = (h_1 - h_0) / (h_2 - h_0) \quad (16.13)$$

dove con il pedice 0 si indicano le condizioni del fluido all'ingresso del compressore, con 1 quelle all'uscita dalla girante e con 2 quelle all'uscita dal compressore. Ovviamente per uno stadio ad azione risulta $G.d.R. = 0$.

Nella Fig. 16.17 è rappresentata la compressione, nei piani p-v e h-s, per i due casi appena descritti.

I compressori impiegati in campo automobilistico hanno tipicamente $G.d.R. = 0,5$; è possibile vedere che per essi, a parità di velocità periferica della girante (ovvero a parità di sollecitazione) e a parità di potenza assorbita, è possibile conferire al fluido un incremento di entalpia (ovvero un lavoro) doppio rispetto ad uno stadio ad azione.

Si è detto che la chiocciola ricopre anche il ruolo di diffusore, per questo tipo di soluzione si parla di diffusore liscio (Vaneless Diffuser) poiché è costituito da una camera anulare le cui pareti laterali sono quelle della carcassa esterna.

I diffusori lisci hanno un ampio campo di funzionamento ma una limitata efficienza; questo è dovuto alla lunga traiettoria (spirale logaritmica) che il fluido descrive al loro interno, ne conseguono notevoli perdite per attrito ed il facile distacco dello strato limite dalle pareti in condizioni di bassa energia cinetica posseduta dal fluido. Vengono comunque preferiti per le applicazioni automobilistiche in virtù della maggiore semplicità costruttiva rispetto ai diffusori palettati (Vaned Diffuser).

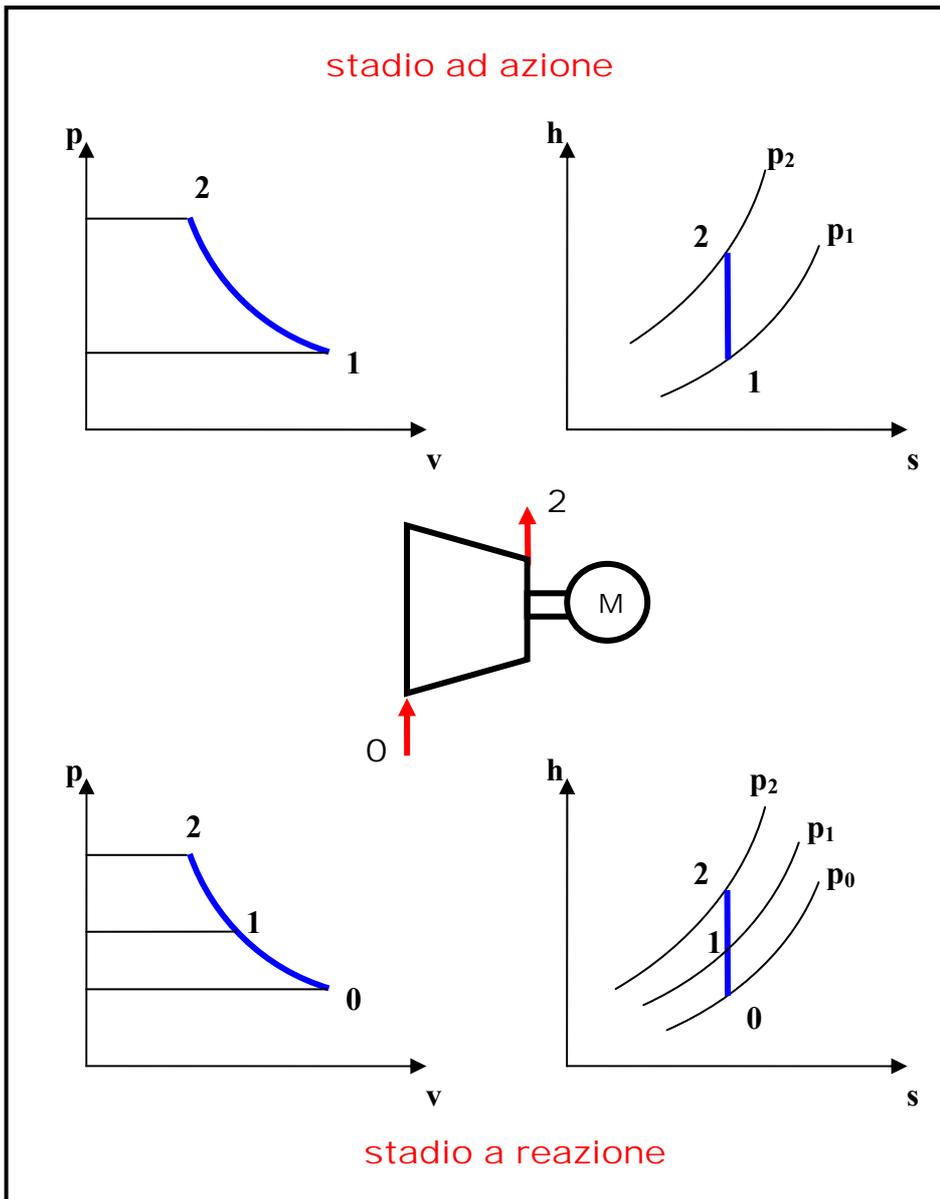


Fig. 16.17 - Compressione adiabatica in uno stadio ad azione ed in uno a reazione

Si consideri ora un generico compressore radiale a reazione nel quale si realizzi una compressione adiabatica reversibile; si vuole capire perché conviene che esso sia centrifugo piuttosto che centripeto. Considerando la (16.12) la quantità di lavoro assorbita dall'esterno da ciascun chilogrammo di fluido è esprimibile come:

$$L_{02} = - \int_{p_0}^{p_2} v \cdot dp = h_0 - h_2 = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_0^2}{2} + \frac{u_0^2 - u_1^2}{2} \quad (16.14)$$

dove con il pedice 0 si indicano le condizioni del fluido all'ingresso del compressore, ovvero all'ingresso della girante, con 1 quelle all'uscita dalla girante e con 2 quelle all'uscita dalla girante.

Il termine $(c_0^2 - c_1^2) / 2 < 0$ rappresenta il contributo dovuto all'incremento di energia cinetica del fluido dovuto al passaggio nella girante, il termine $(w_1^2 - w_0^2) / 2 < 0$ rappresenta il contributo dovuto all'incremento di pressione che si realizza nella girante; il terzo termine invece risulta negativo nel caso di girante centrifuga ($u_0 < u_1$) e positivo nel caso di girante centripeta ($u_0 > u_1$).

Nel caso di una macchina operatrice quale il compressore, risulta $L_{02} < 0$ dunque, per girante centripeta, essendo il termine $(u_0^2 - u_1^2) / 2$ positivo ed i primi due termini negativi, questi ultimi devono avere valori in modulo più elevati rispetto al caso di girante centrifuga, affinché la (16.14) sia verificata.

Se si considera che le perdite di carico, cui il fluido è soggetto nell'attraversamento della girante, sono tanto maggiori quanto maggiore è la velocità con cui il fluido passa nella girante stessa (come si vedrà nei paragrafi successivi) e che, per quanto appena visto, la girante centrifuga comporta una minore velocità di attraversamento, si comprende come la scelta ricada universalmente su questo tipo di soluzione per la realizzazione dei compressori dinamici.

16.3.1 Prestazioni del compressore

Il funzionamento di un compressore è caratterizzato dai seguenti parametri:

- **velocità di rotazione n** - la velocità con cui ruota l'albero della girante, generalmente espressa in giri/min;
- **rapporto monometrico di compressione $\beta_c = p_{out} / p_{in}$** - inteso come il rapporto tra la pressione assoluta, statica, del fluido misurata in corrispondenza della flangia di mandata e quella misurata in corrispondenza della flangia di aspirazione della macchina;
- **portata** - la portata di fluido che attraversa la macchina, generalmente si fa riferimento alla portata volumetrica Q [m³/s];
- **tipo di fluido** - il fluido che attraversa la macchina è caratterizzato dal suo peso molecolare (m) e dal rapporto $k = c_p/c_v$.

Un compressore, per definizione, elabora un fluido comprimibile, la cui densità è dunque fortemente influenzata dalla temperatura; di conseguenza, al variare delle condizioni del fluido all'aspirazione, variano anche i parametri di funzionamento del compressore stesso. Per poter prevedere il comportamento della macchina in qualsiasi condizione è però necessario svincolarsi da questa dipendenza.

Per questa ragione si introducono la velocità di rotazione corretta e la portata corretta, le quali risultano assolutamente indipendenti dalle particolari condizioni di esercizio.

Questi due parametri sono rispettivamente definiti dalle seguenti relazioni:

$$n_{corrected} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{in}}{T_0}}} \quad [\text{giri/min}] \quad (16.15)$$

$$Q_{corrected} = Q \cdot \sqrt{\frac{T_{in}}{T_0}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (16.16)$$

dove n e Q sono regime e portata effettivi, T_{in} è la temperatura effettiva all'aspirazione e T_0 è la temperatura di riferimento (assunta pari a 293,15 K¹⁵).

Per quanto riguarda il rapporto di compressione, si preferisce far riferimento ad un valore che tenga conto del contributo dinamico dipendente dalla velocità del fluido.

Si definisce allora il rapporto di compressione come rapporto tra le pressioni totali del fluido all'ingresso e all'uscita dal compressore:

$$\beta_c = \frac{P_{T_out}}{P_{T_in}} \quad (16.17)$$

con la pressione totale definita come:

$$p_T = p + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (16.18)$$

dove p è la pressione statica, ρ la densità del fluido e v la velocità del fluido.

Nel seguito si farà sempre riferimento a quest'ultima espressione del rapporto di compressione.

16.3.2 Calcolo del lavoro del compressore

Per il calcolo dell'energia assorbita dal compressore si fa riferimento alle condizioni del fluido in ingresso e in uscita dalla girante, poiché nel diffusore, essendo esso fisso, non c'è alcuno scambio di lavoro.

Riprendendo l'espressione (16.7) dell'equazione di Eulero e considerando che si sta trattando una macchina operatrice, il lavoro idealmente trasferito al fluido nella girante è:

$$L = m \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) \quad [J] \quad (16.19)$$

Per trasferire la massima quantità di lavoro si fa in modo che la velocità assoluta d'imbocco c_1 abbia direzione radiale, in questo modo i vettori u_1 e c_1 risultano ortogonali e dunque, risultando nullo c_{u1} ¹⁶, il prodotto $u_1 \cdot c_{u1}$ si annulla (Fig. 16.18).

¹⁵ Secondo lo standard delle normative ISO, che stabiliscono anche una pressione di riferimento $p_0 = 0,1013$ MPa.

Inoltre per una configurazione, come quella di Fig. 16.18, con pala radiale risulta evidentemente $\mathbf{u}_2 = \mathbf{c}_{u2}$ e la (16.19) diventa:

$$L = m \cdot u_2^2 \quad [\text{J}] \quad (16.20)$$

In condizioni di macchina e fluido ideali¹⁷ la potenza che il compressore dovrebbe assorbire dall'esterno per trasferire il suddetto lavoro al fluido sarebbe dunque:

$$P = \dot{m} \cdot u_2^2 \quad [\text{W}] \quad (16.21)$$

La potenza effettivamente assorbita risulta invece maggiore per via degli attriti meccanici degli organi in movimento e di quelli di origine fluidodinamica in seno al fluido che determinano perdite di carico. La potenza dissipata per attrito si trasforma poi in calore con il conseguente aumento della temperatura del fluido all'uscita dalla girante.

Si vogliono ora analizzare nel dettaglio le cause delle perdite di carico.

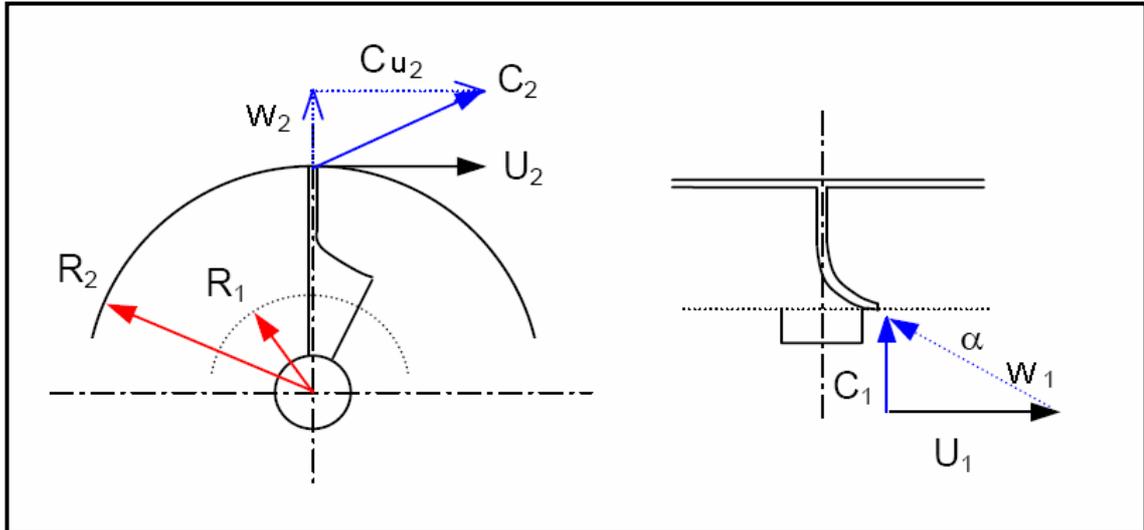


Fig. 16.18 - Triangoli di velocità di un compressore centrifugo con pale assiali

- **Effetto Slip:** nello studiare il comportamento del fluido si suppone che la sua velocità sia tangente alle pale sia in ingresso che in uscita da esse. Questo è però vero solo se il numero di pale è infinito, poiché solo in questo caso ideale il fluido è effettivamente obbligato a seguire la direzione da esse imposta. Infatti se le pale

¹⁶ Si vuole mettere in evidenza che \mathbf{c}_{u1} altro non è che la proiezione di \mathbf{c}_1 lungo la direzione di \mathbf{u}_1 .

¹⁷ In tal caso la compressione sarebbe una trasformazione adiabatica isoentropica.

sono in numero finito, si hanno degli scostamenti della direzione del vettore velocità relativa rispetto alla direzione tangente alla pala, in prossimità dei bordi di ingresso e di uscita della pala stessa.

Si consideri il fluido che attraversa il condotto individuato da due pale consecutive, la rotazione della girante attorno al proprio asse comporta un aumento della pressione del fluido che si trova sull'estradosso rispetto al fluido che si trova sull'intradosso rispetto al verso di rotazione; tali differenze di pressione, in realtà, permettono il trasferimento di lavoro al fluido.

Un'altra conseguenza di questa configurazione di pressione è l'originarsi di un ulteriore campo di moto che si sovrappone al campo di moto principale, radiale, creando un vortice contro-rotante. Se il numero di pale fosse infinito non ci sarebbe spazio tra esse ed il vortice non potrebbe formarsi.

Il moto appena descritto è detto moto di slip e ha effetto sulla velocità relativa del fluido in uscita, w_2 , facendone ruotare la direzione di applicazione in verso opposto rispetto al moto della girante, senza però alterarne il modulo. Di conseguenza si riduce il modulo di c_{u2} e risultando ora $c_{u2} < u_2$ il lavoro trasferito al fluido è minore di quello calcolabile con la (16.20).

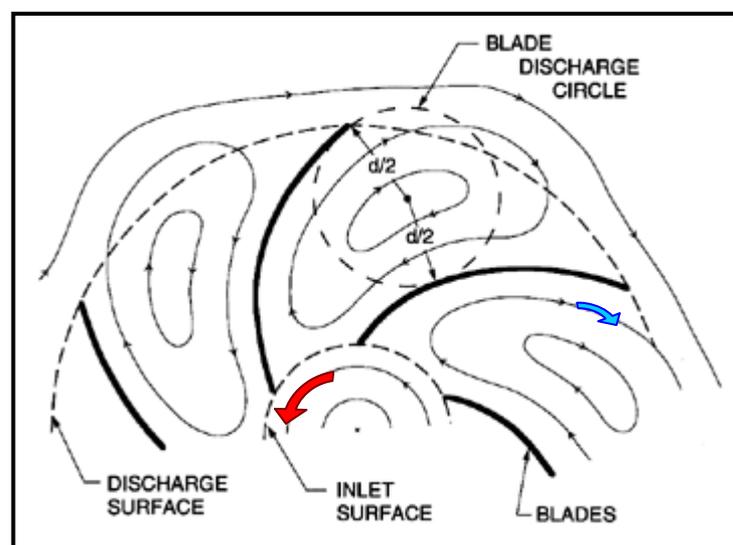


Fig. 16.19 - Vortici contro-rotanti tra le pale

- **Urto all'ingresso:** come si è già detto si cerca di fare in modo che c_1 abbia direzione radiale; fissata questa condizione, componendo c_1 e u_1 , si determina il vettore w_1 ; il profilo della pala viene poi disegnato in modo da garantire la tangenza di quest'ultimo vettore con la pala stessa. Tale condizione può però essere

realizzata per un solo valore della portata che è dunque detto portata di progetto. Questo perché al variare della portata varia anche il modulo di c_1 di conseguenza modulo e direzione di w_1 .

Durante l'utilizzo del compressore è facile che la portata si scosti dal valore di progetto con la conseguente rotazione di w_1 che così non è più tangente alla pala; il risultato è un urto localizzato del fluido sulla pala che genera delle perdite di carico varianti con legge quadratica in funzione della differenza $Q - Q_0$, tra la portata istantanea e quella capace di garantire la tangenza di quest'ultimo vettore con la pala.

Tale condizione può però essere realizzata per un solo valore di progetto.

- **Perdite di carico nella girante:** nell'attraversare il condotto costituito da due pale consecutive, il fluido dissipa un' aliquota del suo patrimonio energetico. Queste perdite sono essenzialmente dovute alla viscosità del fluido e dunque agli attriti di tipo fluidodinamico; esse crescono con il quadrato della velocità con cui il fluido attraversa la girante.

16.3.3 Rendimento del compressore

Per rendimento di un compressore si intende comunemente il rapporto tra il lavoro che sarebbe necessario trasferire al fluido, per realizzare un dato incremento della pressione iniziale, qualora la compressione fosse una trasformazione ideale¹⁸ (L_{is}) ed il lavoro che viene effettivamente trasferito al fluido per realizzare il dato incremento di pressione (L_r)¹⁹:

$$\eta_c = \frac{L_{is}}{L_r} \quad (16.22)$$

ed è ovviamente, per definizione stessa di rendimento, minore dell'unità.

Nel paragrafo precedentemente si è visto che per trasferire al fluido la quantità di lavoro espressa dalla (16.12), calcolata in condizioni "ideali", è necessario prelevare dall'esterno una

¹⁸ Ovvero una trasformazione adiabatica reversibile.

¹⁹ Volendo essere più rigorosi il rapporto appena definito viene detto *rendimento adiabatico di compressione* $\eta_{ad,c}$ per distinguerlo dal *rendimento politropico di compressione* $\eta_{pol,c}$ in cui al numeratore compare il lavoro che si spenderebbe per realizzare il voluto incremento di pressione, nel caso in cui la compressione avvenisse tramite una trasformazione politropica con esponente medio pari a quello della trasformazione reale (L_{pot}).

quantità di lavoro maggiore per via delle perdite di carico che caratterizzano un processo “reale”.

Alla luce di questo, il lavoro trasferito al fluido risulta essere equivalente a L_{is} mentre il lavoro prelevato dall'esterno è L_r , ne consegue che il rendimento del compressore esprime il rapporto tra il lavoro effettivamente trasferito al fluido e quello prelevato dall'esterno ed è l'indicatore dell'efficienza con cui si sfrutta il lavoro meccanico fornito dall'esterno.

Per il calcolo del rendimento viene usata la seguente espressione, riferita alle condizioni “totali”, ovvero pressione e temperatura totali²⁰, ingresso e uscita compressore:

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{p_{T_out}}{p_{T_in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_{T_out}}{T_{T_in}} - 1} \quad (16.23)$$

dove k è l'esponente medio della compressione isoentropica rappresentata nel piano p-v.

La (16.23) permette di mettere chiaramente in evidenza la dipendenza del rendimento dal rapporto di compressione.

16.3.4 Mappa delle prestazioni del compressore

Per lo studio delle prestazioni dei compressori si usa rappresentare l'andamento del rapporto di compressione in funzione della portata volumetrica corretta (ad esempio espressa in $[m^3/s]$) a vari regimi di rotazione (espressi in termini di velocità di rotazione corretta in $[giri/min]$) del motore, come mostrato in Fig. 16.20.

²⁰ La *temperatura totale* è definita dalla relazione $T_T = T + v^2/2c_p$; dove T è la temperatura statica, v la velocità del fluido e c_p il calore specifico a pressione costante. Essa è una funzione di stato.

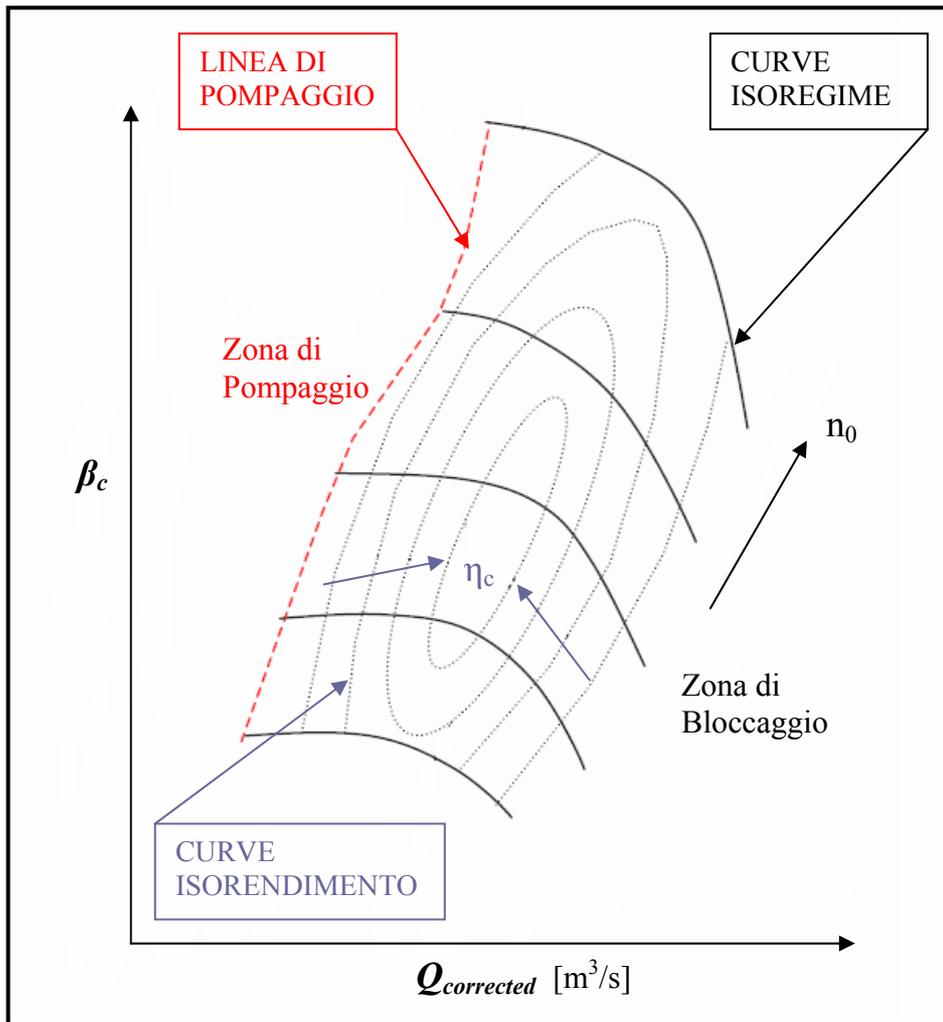


Fig. 16.20 - Mappa compressore

Si nota che le curve isoregime vengono rappresentate solo relativamente ad un certo intervallo di portata (variabile a seconda del regime). L'estremo inferiore di questo intervallo è determinato dall'instaurarsi delle condizioni di pompaggio. In queste condizioni l'equilibrio fluidodinamico interno del compressore viene rotto ed esso non è più in grado di garantire costantemente la mandata; ne consegue un periodico riflusso della portata, piuttosto violento e rumoroso, che determina notevoli sollecitazioni sulla girante. Il protrarsi di questa situazione ha effetti distruttivi e va assolutamente evitato.

L'insieme dei punti rappresentativi dei limiti di pompaggio delle varie curve isoregime, rappresenta la cosiddetta linea di pompaggio (surge line); il punto di funzionamento del compressore non deve per nessun motivo trovarsi a sinistra di questa linea.

Il limite superiore, in termini di portata, del campo di funzionamento è invece fissato dal verificarsi delle condizioni di bloccaggio (choking). Per un dato regime infatti, oltre una certa portata, all'ingresso della girante, nell'inducer, si raggiungono condizioni soniche che

determinano il blocco della portata stessa; le curve isoregime tendono a diventare verticali (il rapporto di compressione tende rapidamente a zero) ed, in pratica, non è possibile spingersi oltre quel valore di portata. Sulla mappa compressore vengono in genere riportate anche delle curve chiuse, concentriche, caratterizzate da valori costanti del rendimento.

Volendo ricavare i valori effettivi di portata e velocità di rotazione, si leggono i valori corretti dalla mappa compressore e, note la temperatura di riferimento e quella di aspirazione, dalle (16.15) e (16.16) si calcolano i valori cercati.

Alcuni produttori si riferiscono a mappe che riportano la portata corretta in termini di portata in massa, anziché in volume, definita dalla relazione:

$$\dot{m}_{corrected} = \dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{in}/T_0}}{p_{in}/p_0} \quad [\text{kg/s}] \quad (16.24)$$

dove T_0 e p_0 sono la temperatura e la pressione di riferimento, cui si è già fatto cenno.

16.3.5 Accorgimenti per il miglioramento dell'efficienza del compressore

Per ottenere una migliore efficienza, mappe più ampie o rapporti di compressione maggiori, si ricorre ad alcuni accorgimenti progettuali che fanno variare la velocità del fluido, la direzione del flusso o il carico sulle pale. Segue una panoramica dettagliata di queste soluzioni.

- **Splitter Blades** - Si è visto che il moto di slip che si instaura tra due pale consecutive provoca la deviazione del flusso all'uscita della girante e di conseguenza riduce il lavoro trasferibile al fluido. Riducendo lo spazio tra le pale, dunque aumentando il numero di pale, si riduce anche l'entità di questo fenomeno ottimizzando il trasferimento di lavoro. D'altro canto si deve tener conto delle perdite di carico che il fluido subisce nell'attraversamento della girante. Aumentando il numero di pale si aumenta la superficie bagnata e di conseguenza le perdite; senza contare che si riduce anche la superficie di ingresso e questo comporta, a parità di portata, un aumento della velocità del fluido con il conseguente ulteriore aumento delle perdite. I produttori di compressori hanno trovato un compromesso tra queste due esigenze discordanti, introducendo le

cosiddette splitter blades (anche dette false pale), ovvero delle pale più corte, presenti solo nel tratto a flusso radiale (Fig. 16.21).

Con questa configurazione si riescono ad ottenere rapporti di compressione maggiori senza incorrere in eccessive perdite di carico o riduzioni di portata.

La presenza di queste pale aggiuntive consente anche di ridistribuire meglio il carico meccanico esercitato dal fluido, riducendo così le sollecitazioni sulle singole pale; inoltre si evita che due pale contigue abbiano la stessa frequenza naturale di vibrazione, limitando così il rischio di andare in risonanza.

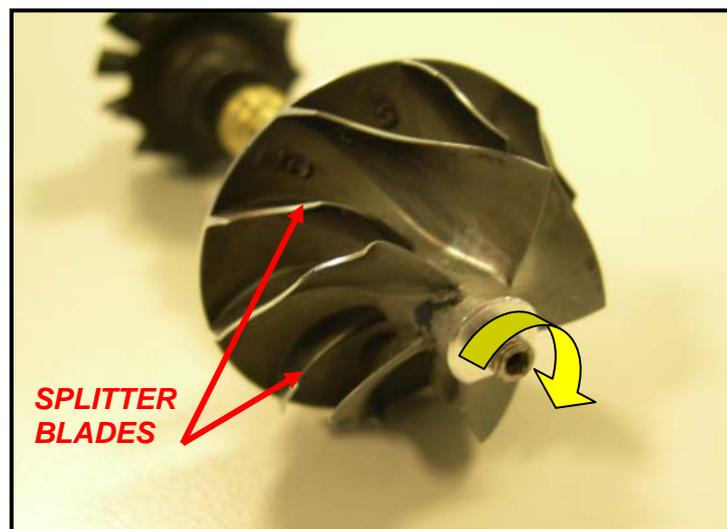


Fig. 16.21 -Girante compressore, con “splitter blades” e pale rivolte all’indietro

- **Pale rivolte all’indietro** - Il calcolo del lavoro del compressore, svolto al paragrafo 16.3.2, ha messo in evidenza che il lavoro trasferito dipende dal prodotto $\mathbf{u}_2 \cdot \mathbf{c}_{u2}$; dunque, fissata la girante (e con essa \mathbf{u}_2), maggiore sarà il modulo del vettore \mathbf{c}_{u2} (e dunque la velocità \mathbf{c}_2 del fluido all’uscita dalla girante) maggiore risulterà il lavoro trasferito al fluido.

Bisogna però tener conto del fatto che il fluido, passando in un condotto divergente quale è il diffusore, per poter incrementare la sua pressione, deve subire una decelerazione alla quale si accompagnano delle perdite per attrito fluidodinamico. Maggiore è la velocità con cui il fluido esce dalla girante, più intensa risulta la decelerazione e più marcate sono le perdite.

Se si impiegano pale rivolte all’indietro rispetto al verso di rotazione della girante, il vettore \mathbf{w}_2 ruota all’indietro ed il modulo di \mathbf{c}_{u2} si riduce; questo, anche se

comporta una riduzione del lavoro trasferito, permette di ottenere un cospicuo guadagno di efficienza del compressore.

Per pale ruotate all'indietro di un angolo pari a $30^\circ \div 40^\circ$, il guadagno di efficienza compensa abbondantemente la minor quantità di lavoro ottenibile.

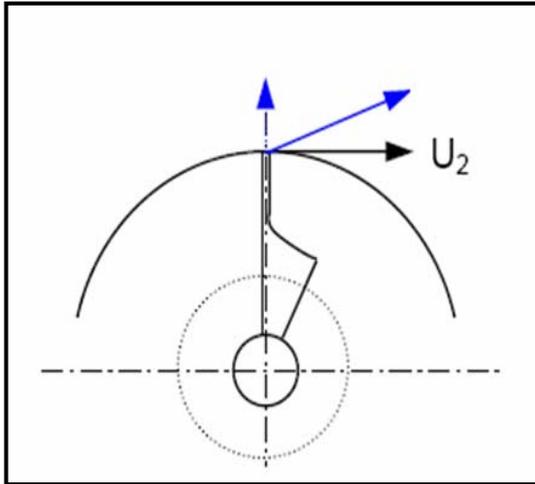


Fig. 16.22 - Triangolo di velocità
all'uscita della girante:
pale radiali

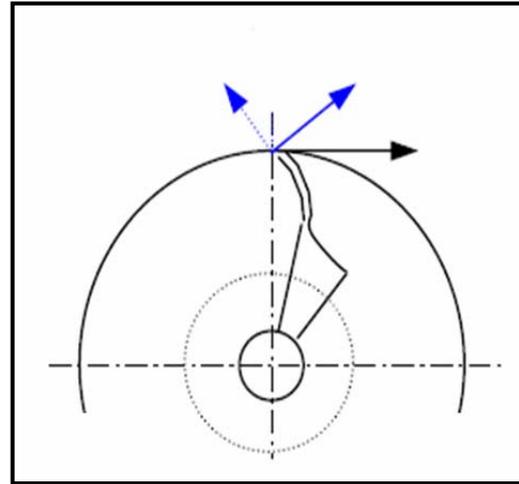


Fig. 16.23 - Triangolo di velocità
all'uscita della girante:
pale all'indietro

Nelle Figg. 16.22 e 16.23 si mettono a confronto i triangoli di velocità per pale radiali e per pale rivolte all'indietro. Inoltre è stato riscontrato un altro vantaggioso effetto di questa configurazione, infatti il choking si manifesta a regimi di rotazione maggiori, grazie proprio alla minor velocità d'uscita; ne risulta una mappa compressore più ampia.

- **Ricircolo della portata** - Nella carcassa del compressore viene realizzato un condotto che permette di ricircolare all'ingresso della macchina una piccola porzione della portata, dopo che quest'ultima è transitata per l'inducer (Fig. 16.24). Il risultato di questa modifica è un allargamento della mappa compressore, infatti la linea di pompaggio si sposta a sinistra riducendo il rischio di insorgenza del fenomeno.

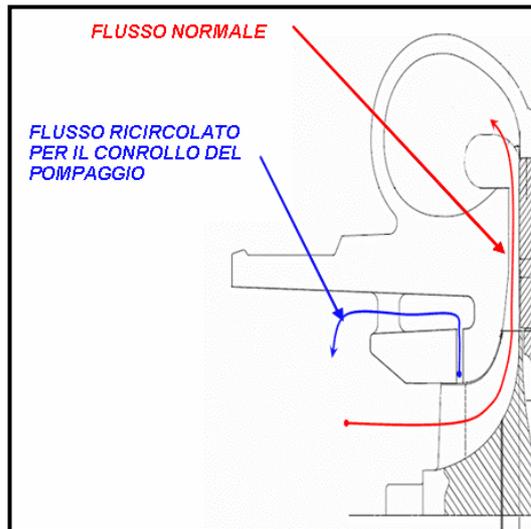


Fig. 16.24 - Ricircolo dell'aria all'ingresso del compressore

16.4 La turbina centripeta

Una turbina centripeta è una macchina dinamica costituita da una carcassa esterna che alloggia al suo interno un elemento statorico, costituito da un effusore palettato, e una girante, anch'essa dotata di pale e calettata su un albero cui deve trasmettere il moto.

Una portata di fluido, nella fattispecie gas di scarico, dotata dunque di una certa quantità di energia cinetica e di pressione, viene introdotta nella turbina passando attraverso una chiocciola che la convoglia all'effusore, le cui pale costituiscono dei condotti convergenti all'interno dei quali il fluido subisce una accelerazione con conseguente diminuzione di pressione.

Trattandosi di un elemento fisso e non potendo dunque scambiare lavoro col fluido, l'effusore provoca solamente una trasformazione di energia di pressione in energia cinetica. Successivamente il fluido transita nella girante alla quale trasferisce energia, sotto forma di lavoro meccanico. Similmente a quanto visto per il compressore, anche la turbina è del tipo a reazione, poiché la trasformazione di energia di pressione in energia cinetica non si completa nell'effusore; le pale della girante infatti, sono anch'esse sagomate in modo da costituire condotti convergenti che permettono un'ulteriore incremento di energia cinetica. In modo del tutto analogo a quanto detto per il compressore il grado di reazione è definito come il rapporto tra l'incremento di entalpia che il fluido realizza nella sola girante e quello realizzato nell'intero stadio:

$$G.d.R. = \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \bigg/ \int_{p_0}^{p_2} v \cdot dp = (h_1 - h_2) / (h_0 - h_2) \quad (16.25)$$

dove con il pedice 0 si indicano le condizioni del fluido all'ingresso della turbina, con 1 quelle all'uscita dall'effusore, ovvero all'ingresso della girante e con 2 quelle all'uscita dalla turbina.

Si può vedere che, con uno stadio a reazione con $G.d.R. = 0,5$, a parità di velocità periferica della girante, ovvero a parità di sollecitazioni, e a parità di potenza erogata, è possibile prelevare dal fluido il doppio del lavoro rispetto ad uno stadio ad azione (Fig. 16.25).

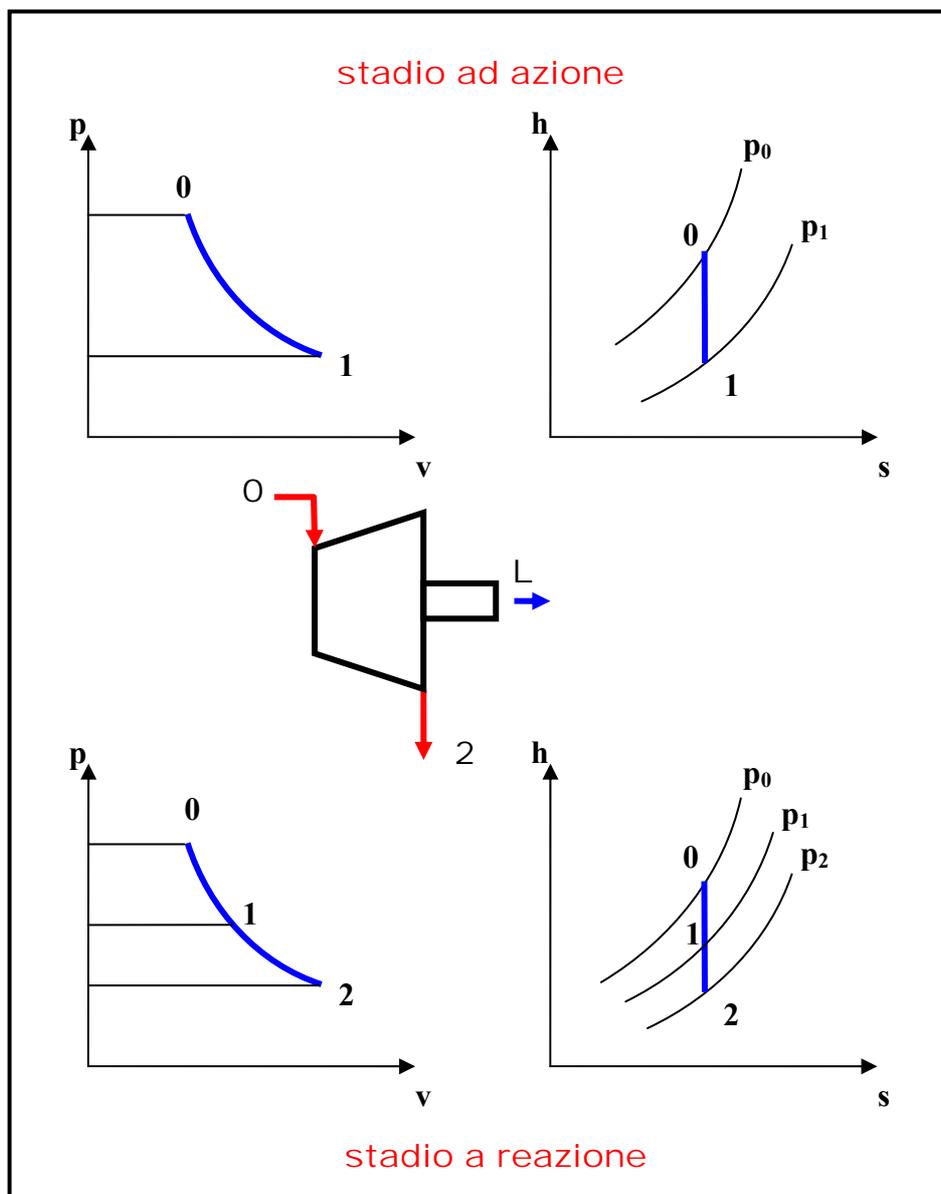


Fig. 16.25 - Espansione isoentropica in uno stadio ad azione ed in uno a reazione

L'ingresso nella girante avviene in corrispondenza della sua periferia mentre l'uscita avviene in corrispondenza dell'asse di rotazione, con direzione assiale; la turbina è dunque centripeta.

Dopo aver ceduto la sua energia alla girante il fluido viene convogliato all'esterno da un apposito condotto.

Ricalcando quanto fatto per il compressore, si vuole ora dare spiegazione del motivo per cui le turbine sono centripete.

La quantità di lavoro che ogni chilogrammo di fluido cede all'esterno è data da:

$$L_{02} = - \int_{p_0}^{p_2} v \cdot dp = h_0 - h_2 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad (16.26)$$

Il termine $(c_1^2 - c_2^2) / 2 > 0$ rappresenta il contributo dovuto alla diminuzione di energia cinetica del fluido dovuta al passaggio nella girante, il termine $(w_2^2 - w_1^2) / 2 > 0$ rappresenta il contributo dovuto all'ulteriore espansione che si realizza nella girante; il terzo termine invece risulta negativo nel caso di girante centrifuga ($u_1 < u_2$) e positivo nel caso di girante centripeta ($u_1 > u_2$).

Allora, considerando che per una macchina motrice quale la turbina risulta $L_{02} > 0$ e ragionando similmente al caso del compressore, si vede che stavolta è la girante centrifuga ($(u_0^2 - u_1^2) / 2$ negativo) a comportare la maggiore velocità di attraversamento della girante e di conseguenza le maggiori perdite.

16.4.1 Prestazioni della turbina

Come per il compressore, anche il funzionamento della turbina dipende dalla **velocità di rotazione della girante n** , dalla **portata di fluido elaborata \dot{m}** (per le turbine si preferisce considerare la portata massica, espressa in [kg/s]) dal **tipo di fluido**; il quarto parametro in

questo caso è **il rapporto di espansione β_t** , ovvero il rapporto tra la pressione totale all'ingresso turbina²¹ e la pressione statica all'uscita dalla turbina:

$$\beta_t = \frac{P_{T_in}}{P_{out}} \quad (16.27)$$

Il rapporto di espansione viene frequentemente calcolato dalla relazione:

$$\frac{1}{2} \cdot c_0^2 = c_p \cdot T_{01} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\beta_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (16.28)$$

dove c_0 e T_{01} sono rispettivamente la velocità e la temperatura totale del fluido in ingresso, k è l'esponente medio dell'espansione isoentropica rappresentata nel piano $p-v$ e c_p è il calore specifico a pressione costante. La velocità di ingresso viene ricavata, nota la sezione di imbocco, dalla misura della portata in ingresso²².

Un altro parametro caratteristico delle turbine è il **Blade Speed Ratio (B.S.R.)** definito come il rapporto tra la velocità periferica della girante e la velocità di ingresso del fluido (u/c_0).

Anche nello studio del comportamento di una turbina è necessario svincolarsi dalle particolari condizioni di funzionamento in modo da produrre risultati di validità generale.

Per far questo vengono introdotte la **velocità di rotazione ridotta** e la **portata massica ridotta**, definite come:

$$n_{reduced} = \frac{n}{\sqrt{T_{in}}} \quad [\text{giri}/(\text{min} \sqrt{\text{K}})] \quad (16.29)$$

$$\dot{m}_{reduced} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{in}}}{P_{in}} \quad [\text{kg/s} \cdot \sqrt{\text{K}/\text{kPa}}] \quad (16.30)$$

²¹ All'uscita si fa riferimento alla pressione statica poiché non è possibile calcolare la pressione totale; infatti in quel punto non è nota la portata di fluido (e dunque la velocità) in quanto una parte della portata entrante viene inviata direttamente a valle turbina dall'organo di regolazione (valvola Wastegate). (vedi par 16.8.1)

²² $\dot{m} = \rho c_0 S$.

dove la velocità di rotazione n , la temperatura all'aspirazione T_{in} e la pressione all'aspirazione p_{in} sono quelle di effettivo funzionamento²³.

Due turbine operanti con le stesse velocità e portata ridotte stanno lavorando "in condizioni di similitudine" nel senso che, nonostante le effettive condizioni di funzionamento siano diverse, si può ritenere che funzionino in modo analogo.

Dunque riferendosi alle condizioni ridotte si possono confrontare due macchine differenti, o la stessa macchina per differenti condizioni all'ingresso.

16.4.2 Calcolo del lavoro della turbina

La portata di fluido che entra nella turbina è dotata di una certa quantità di energia ed è dunque in grado di fornire alla girante una certa quantità di lavoro, in ipotesi di macchina e fluido ideali tale lavoro è dato da:

$$L = \frac{1}{2} \cdot m \cdot c_0^2 \quad [J] \quad (16.31)$$

dove m è la massa di fluido aspirato e c_0 è la velocità con cui tale massa fluisce.

Dal canto suo la girante, sempre in condizioni ideali, è in grado di assorbire un lavoro fornito dall'equazione di Eulero:

$$L = m \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad [J] \quad (16.32)$$

Per massimizzare il lavoro fornito alla girante dal fluido, quest'ultimo esce dalla girante con direzione assiale in modo che il vettore c_2 risulti ortogonale a u_2 e dunque risulti nullo il prodotto $u_2 \cdot c_{u2}$; inoltre, immaginando che il profilo delle pale della girante in ingresso sia perfettamente radiale, u_1 e c_{u1} coincidono (Fig. 16.26).

La (16.32) assume dunque la forma seguente:

²³ Le espressioni di regime e portata corretti (16.15) e (16.24) che vengono usate per lo studio dei compressori, sono perfettamente analoghe alle (16.29) e (16.30) e si ottengono da esse riferendole alle condizioni di riferimento ($p_0=0,1013$ MPa , $T_0=293,15$ K).

$$L = m \cdot u_1^2 \quad [\text{J}] \quad (16.33)$$

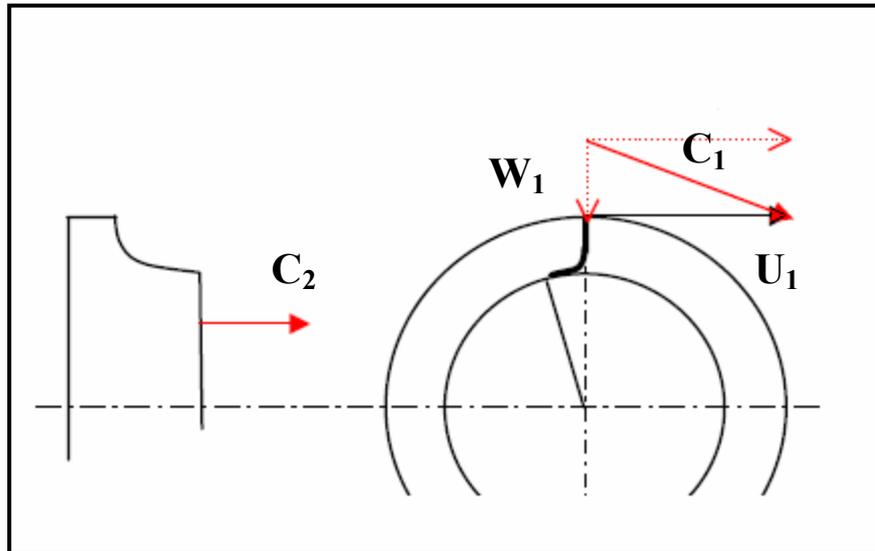


Fig. 16.26 - Triangoli di velocità di una turbina centripeta

ovvero, in termini di potenza:

$$P = \dot{m} \cdot u_1^2 \quad [\text{W}] \quad (16.34)$$

Ovviamente, in condizioni ideali, il lavoro ricavabile dal fluido viene trasferito integralmente alla girante, di conseguenza le (16.31) e (16.33) coincidono e risulta:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot c_0^2 = m \cdot u_1^2 \quad \rightarrow \quad \frac{u_1}{c_0} = 0,707 \quad (16.35)$$

Per questo valore del B.S.R. si riesce dunque a sfruttare tutto il lavoro ricavabile dal fluido, ovvero si ha la massima efficienza della turbina.

Nella pratica non si riesce a trasformare in lavoro tutto il patrimonio energetico del fluido, per i motivi già visti quando si è determinato il lavoro del compressore, di conseguenza il B.S.R. risulta più basso e più bassa, rispetto alla (16.34), risulta anche la potenza che la turbina eroga.

16.4.3 Rendimento della turbina

Relativamente ad una turbina il rendimento è dato dal rapporto tra il lavoro che viene effettivamente prelevato dal fluido (L_r) e quello che si sarebbe potuto ottenere qualora la trasformazione che avviene nella turbina fosse ideale (L_{is})²⁴:

$$\eta_t = \frac{L_r}{L_{is}} \quad (16.36)$$

Si può subito vedere che risulta essere l'inverso del rendimento del compressore, cosa facilmente comprensibile se si considera che le due macchine hanno funzionamento duale.

Considerando che il lavoro isoentropico che compare al denominatore altro non è che il lavoro espresso dalla (16.31), ovvero il massimo lavoro ricavabile dal fluido, sfruttandone cioè l'intero patrimonio energetico, il rendimento fornisce un'indicazione sull'efficienza della turbina.

Per il calcolo del rendimento viene usata la seguente espressione, riferita a pressione e temperatura totali, ingresso e uscita turbina (a meno della pressione in uscita che è una pressione statica poiché, come si è precedentemente detto, in uscita non è calcolabile quella totale) :

$$\eta_t = \frac{\frac{T_{T_out}}{T_{T_in}} - 1}{\left(\frac{P_{out}}{P_{T_in}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (16.37)$$

dove k è l'esponente medio dell'espansione isoentropica rappresentata nel piano p-v.

In questo caso è evidente la dipendenza del rendimento dal rapporto di espansione.

²⁴ Come per il compressore, si fa riferimento al *rendimento adiabatico di espansione* $\eta_{ad,t}$ per distinguerlo dal *rendimento politropico di espansione* $\eta_{pol,t}$ in cui al denominatore compare il lavoro che si ricaverebbe, nel caso in cui l'espansione avvenisse tramite una trasformazione politropica con esponente medio pari a quello della trasformazione reale (L_{pol}).

16.4.4 Mappa delle prestazioni della turbina

Per lo studio delle prestazioni delle turbine si usa rappresentare l'andamento della portata ridotta (ad esempio espressa in $[\text{kg/s} \cdot \sqrt{\text{K}/\text{bar}}]$) in funzione del rapporto di espansione, per vari valori del regime di rotazione ridotto (ad esempio espressi in $[\text{giri}/(\text{min} \sqrt{\text{K}})]$), come mostrato in Fig. 16.27.

Le curve così descritte tendono tutte ad uno stesso asintoto orizzontale, in corrispondenza di un certo valore della portata ridotta. Per questo valore si instaurano condizioni soniche in alcune sezioni della macchina, con il conseguente blocco della portata. Maggiori sono le dimensioni della turbina più in alto è posizionato l'asintoto.

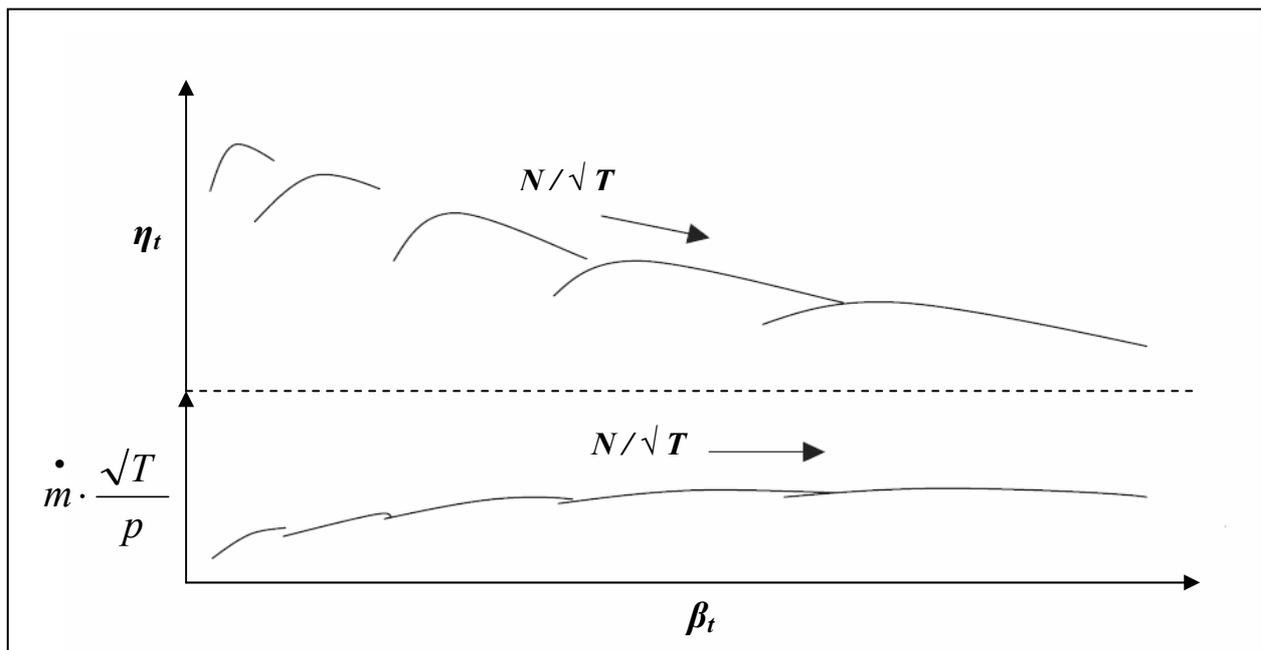


Fig. 16.27 - Mappa turbina

Diversamente dalle mappe compressore, usualmente²⁵ non si riportano le curve a rendimento costante; si preferisce infatti riferirsi ad un altro diagramma che rappresenta il rendimento della turbina in funzione del rapporto di espansione per vari valori del regime di rotazione ridotto. Fissato un punto di funzionamento sulla mappa e lette la portata e la velocità ridotte, si possono ricavare i corrispondenti valori di portata e velocità effettive dalle (16.29) e (16.30), note che siano la temperatura e la pressione all'ingresso turbina.

²⁵ Anche in questo caso dipende dal produttore che fornisce la mappa.

16.5 Determinazione delle mappe di compressore e turbina

La conoscenza delle mappe di compressore e turbina è fondamentale per la loro scelta, il loro accoppiamento reciproco e l'accoppiamento con il motore del gruppo sovralimentatore.

Tali mappe vengono determinate sperimentalmente e generalmente sono gli stessi produttori a fornirle ai clienti.

La costruzione delle mappe di un gruppo sovralimentatore richiede, come visto nei paragrafi precedenti, il calcolo di portate e velocità di rotazione, corrette o ridotte, dei rendimenti, dei rapporti di compressione in funzione delle pressioni totali.

Per poter determinare i suddetti parametri, nasce l'esigenza di effettuare le misure delle pressioni statiche e delle temperature, a monte e a valle delle due macchine, delle portate evolventi e della velocità di rotazione.

Tali misurazioni vengono spesso effettuate separatamente per turbina e compressore. Risulta evidente che bisogna disporre di un apposito apparato di prova, capace di modulare le portate dei fluidi evolventi e la velocità delle macchine.

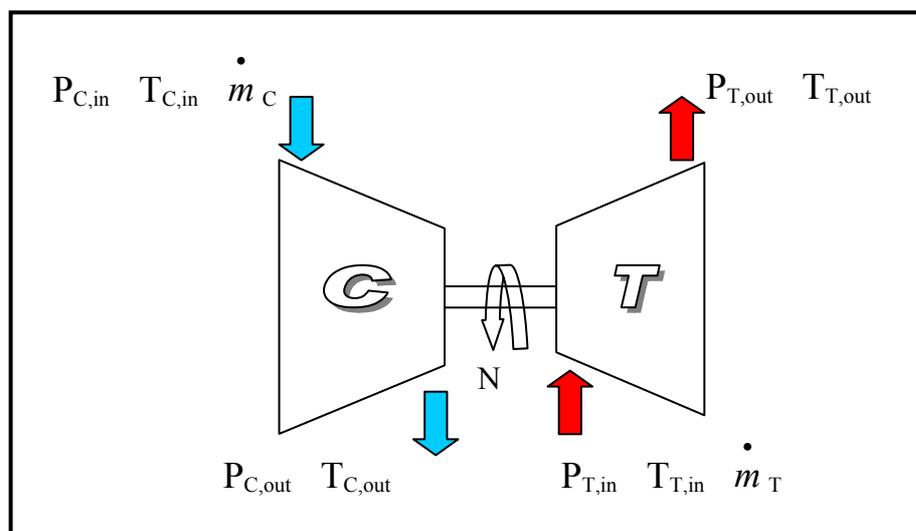


Fig. 16.28 - Parametri da misurare

Si ricorre perciò ad un banco di flussaggio, ovvero un apparato costituito da una serie di tubazioni e capace di simulare le caratteristiche dei flussi di aspirazione e/o scarico di un motore a combustione interna, sia in regime stazionario che transitorio. Esso è infatti dotato di una serie di valvole atte a riprodurre le perdite di carico cui sono soggetti i flussi nel motore.

Per quanto riguarda la movimentazione del compressore, la procedura standard prevede che esso venga accoppiato ad un motore elettrico.

La velocità di rotazione del compressore può essere notevolmente maggiore della massima velocità del motore elettrico, risulta dunque necessario interporre tra i due un cambio di velocità. Questo tipo di soluzione consente una notevole precisione di regolazione della velocità nonché una certa semplicità costruttiva. Un'altra soluzione, è ovviamente quella di accoppiare il compressore ad una turbina. In questo caso il grande vantaggio consiste nella possibilità di determinare contemporaneamente le mappe di turbina e compressore, permettendo inoltre di calcolare l'efficienza meccanica del sistema (Fig. 16.28).

La turbina può essere mossa in due modi: tramite banco di flussaggio o tramite un combustore.

Nel primo caso un soffiatore provvede ad incrementare la pressione in un plenum²⁶ che a sua volta invia aria a bassa temperatura alla turbina.

Nel secondo caso i gas ad alta temperatura prodotti dalla reazione di combustione vengono inviati direttamente in turbina. Ovviamente quest'ultima soluzione riproduce in modo molto più fedele le condizioni di funzionamento che caratterizzeranno la turbina una volta montata sul motore.

Un compromesso può essere raggiunto inviando l'aria proveniente dal soffiatore in un riscaldatore, che può anche sostituire il plenum.

Sia la turbina che il compressore, che vengono montati su un banco di flussaggio (Fig. 16.29), scaricano i gas evolventi in un plenum, per ridurre le fluttuazioni di pressione; essi possono essere collegati direttamente al plenum, tramite un'apposita flangia, o montati su una testa motore collegata al plenum. Quest'ultima configurazione permette di analizzare l'influenza dei fenomeni pulsatori, dovuti alla presenza delle valvole di scarico del motore, sul funzionamento del turbocompressore.

Nelle tubazioni del banco sono inseriti i vari dispositivi, variabili da caso a caso, necessari per misurare pressioni, temperature e portate, nonché le velocità di rotazione.

²⁶ La funzione del plenum è quella di smorzare le oscillazioni di pressione.

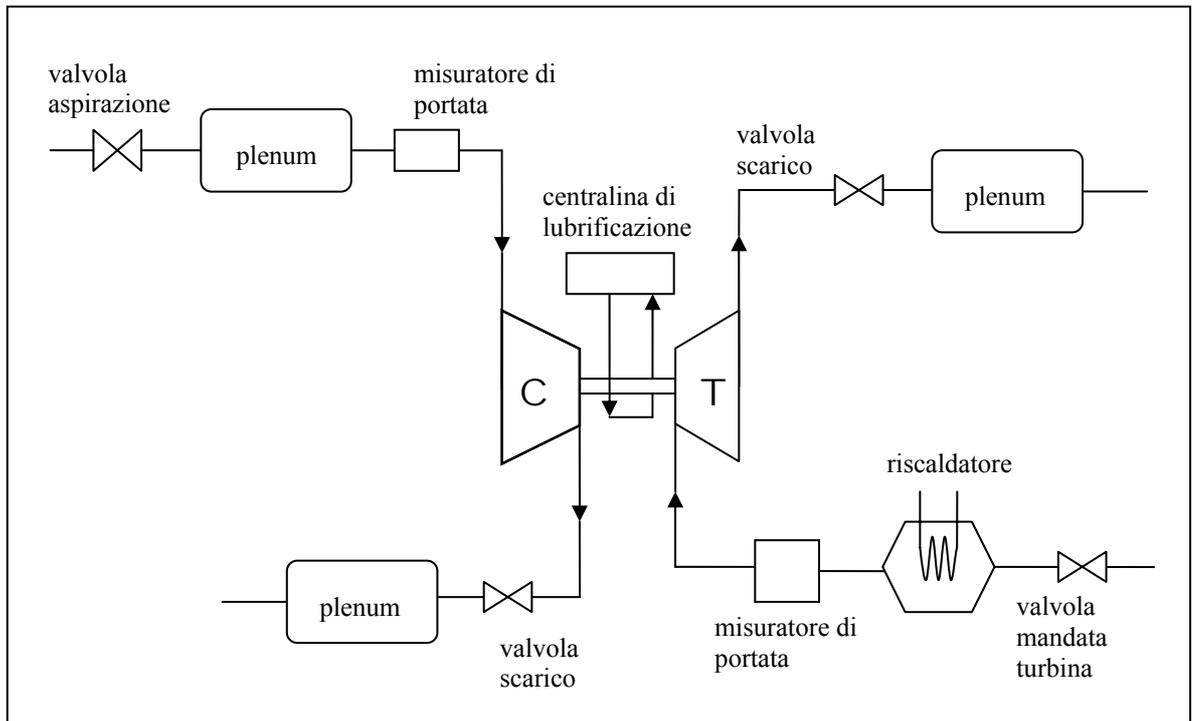


Fig. 16.29 - Schema di un banco di flussaggio per gruppo turbocompressore

16.6 Il turbo-matching

La sovralimentazione richiede l'accoppiamento (matching) di tre macchine, una volumetrica alternativa (il motore) e due dinamiche (la turbina ed il compressore) e dunque con caratteristiche di funzionamento spesso molto differenti. Risulta fondamentale scegliere un sovralimentatore le cui caratteristiche ben si adattino a quelle del motore, in modo da ottenere il massimo rendimento del gruppo turbocompressore rispetto agli obiettivi fissati di prestazioni, stazionarie e dinamiche.

Il compito è ancora più arduo per motori, come quelli destinati alla trazione stradale, caratterizzati da un ampio campo di regimi e carichi di funzionamento.

Note le curve caratteristiche del sovralimentatore, queste devono essere sovrapposte a quelle del motore per verificare la bontà dell'accoppiamento. In particolare si deve verificare che, ad un elevato valore del rendimento del sovralimentatore, corrisponda il range di portate di funzionamento previsto per il motore.

16.6.1 Accoppiamento del compressore

Le recenti tendenze tecniche in merito ai motori sovralimentati, destinati all'impiego su autoveicoli, richiedono un'elevata potenza specifica ed alti valori di coppia ai bassi regimi. Il punto di partenza dello studio dell'accoppiamento è fissare gli obiettivi di potenza e coppia massimi ed i regimi corrispondenti.

- **Stima delle portate d'aria** - In condizioni di pieno carico si calcolano le portate massiche d'aria necessarie nei punti di massima potenza e massima coppia, tramite la relazione:

$$\dot{m} = P_u \cdot \alpha \cdot c_s / 1000 \quad [\text{kg/h}] \quad (16.38)$$

dove P_u è la potenza utile all'albero espressa in kW, α è il rapporto di miscela e c_s è il consumo specifico espresso in g/kWh.

Le portate volumetriche d'aria, relative agli stessi due punti, vengono invece determinate con l'espressione:

$$Q = \frac{\lambda_v \cdot V \cdot n \cdot 60}{2} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (16.39)$$

dove λ_v è il coefficiente di riempimento²⁷, V è la cilindrata del motore espressa in m³ e n è il regime del motore espresso in giri/min.

Questo tipo di calcolo costituisce una stima in quanto i valori del rapporto di miscela, del consumo specifico e del coefficiente di riempimento sono valori presunti, ricavati da una simulazione al calcolatore o misurati su un motore aspirato con caratteristiche simili.

- **Calcolo della pressione di sovralimentazione** – Il rapporto tra la portata massica e quella volumetrica fornisce la densità dell'aria aspirata nel motore:

²⁷ Anche noto come *efficienza volumetrica*.

$$\rho = \frac{\dot{m}}{Q} \quad [\text{kg/ m}^3] \quad (16.40)$$

La nota legge dei gas perfetti:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (16.41)$$

permette di ricavare la pressione dell'aria relativamente alle condizioni di potenza e coppia massime.

La pressione così calcolata è quella a valle della valvola a farfalla e la sua determinazione richiede la conoscenza della temperatura nella medesima zona. Tale temperatura è funzione del rapporto monometrico di compressione e del rendimento del compressore, nonché dell'efficienza dell'intercooler²⁸.

In questa fase, non essendo ancora stato scelto il compressore, questi parametri sono incogniti e di conseguenza incognita è anche la temperatura da essi dipendente. Vengono dunque, anche in questo caso, scelti arbitrariamente dei valori di temperatura considerati plausibili e tali da non compromettere il corretto funzionamento del motore.

- **Calcolo del rapporto di compressione** – Rimane da determinare il rapporto manometrico di compressione del compressore per i due punti motore. Alla pressione di mandata si risale dalla pressione monte farfalla appena calcolata, sommando le perdite di carico dovute al passaggio nell'intercooler e nel collettore di aspirazione:

$$P_{c_out} = P_{valle_farfalla} + \Delta p_{intercooler} + \Delta p_{collettore} \quad (16.42)$$

Per rendersi conto dell'ordine di grandezza di tali perdite, si consideri che, per il motore in esame, sono complessivamente pari a circa 55 mbar per il punto di coppia massima e di 110 mbar alla potenza massima²⁹.

²⁸ Si ricorda che l'efficienza di uno scambiatore di calore è il rapporto tra la quantità di calore effettivamente scambiata e quella massima scambiabile in condizioni ideali.

²⁹ Se si volesse considerare il caso di farfalla parzializzata, basterebbe aggiungere nella (16.42) le perdite di carico ad essa dovute.

La pressione di aspirazione del compressore si ricava invece sottraendo alla pressione ambiente le perdite di carico dovute al filtro aria:

$$P_{c_in} = P_{ambiente} - \Delta P_{filtro_aria} \quad (16.43)$$

Il rapporto di compressione è dunque dato da:

$$\beta_c = \frac{P_{c_out}}{P_{c_in}} \quad (16.44)$$

- **Rappresentazione dei punti di funzionamento sulla mappa del compressore** – Per poter rappresentare i punti motore sulla mappa compressore è necessario calcolare le portate corrette tramite la (16.16):

$$Q_0 = Q \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{in}}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (16.16)$$

Ai punti motore corrispondono dunque dei punti β_c - Q_0 sulla mappa compressore³⁰. Questa corrispondenza è dovuta al fatto che la portata in massa fornita dal compressore deve sempre essere uguale a quella aspirata dal motore.

- **Scelta del compressore** – Bisogna tenere conto del fatto che ogni compressore è caratterizzato da un regime massimo di rotazione (NMAX) oltre il quale è consigliabile non andare, per non pregiudicarne l'integrità. In virtù di questo, sulla curva isoregime per NMAX è possibile individuare un punto, posizionato sulla parte più a destra della curva, al limite del choking, cui corrisponde il massimo valore di portata. Questo è dunque il punto cui corrisponderà la massima potenza idealmente ottenibile dal motore, con quel compressore³¹, che per chiarezza si denominerà “*limite di potenza massima*” (Fig. 16.30).

³⁰ Le pressioni ingresso e uscita compressore calcolate sono pressioni statiche mentre, a rigore, sulla mappa compressore va riportato il rapporto tra le pressioni totali, peraltro facilmente calcolabili. Tuttavia, considerando il carattere approssimativo dei calcoli svolti, si può utilizzare il rapporto tra le pressioni statiche.

³¹ In pratica è sconsigliabile lavorare in condizioni così prossime al bloccaggio.

Si individua anche un punto di massima coppia motore ottenibile con il dato compressore (*“limite di coppia massima”*); esso è individuato dall’intersezione tra la curva per NMAX e la linea di pompaggio. In corrispondenza di questo punto si ha infatti, il maggior valore del rapporto di compressione³², ovvero la massima pressione all’aspirazione del motore.

La conoscenza di questi due punti, caratteristici del compressore, permette di fare una scelta preliminare tra i vari compressori disponibili nel catalogo del fornitore, in funzione del comportamento che si richiede al motore.

Anzitutto, si verifica che i punti di coppia e potenza massime, calcolati in precedenza, siano compatibili con i limiti di coppia e potenza, dopodiché la scelta dipende dalle esigenze di progetto.

Ripetendo i calcoli svolti per tutti i principali punti di funzionamento del motore a pieno carico, è possibile rappresentare una curva β_c - Q_0 che permette di studiare il funzionamento del compressore in accoppiamento con il motore e verificare se sono rispettati gli obiettivi progettuali. Prima di tutto però, va accertato che nessun punto di funzionamento cada nelle zone di pompaggio e bloccaggio.

³² Anche in questo caso, nella pratica si evitano condizioni così prossime al pompaggio.

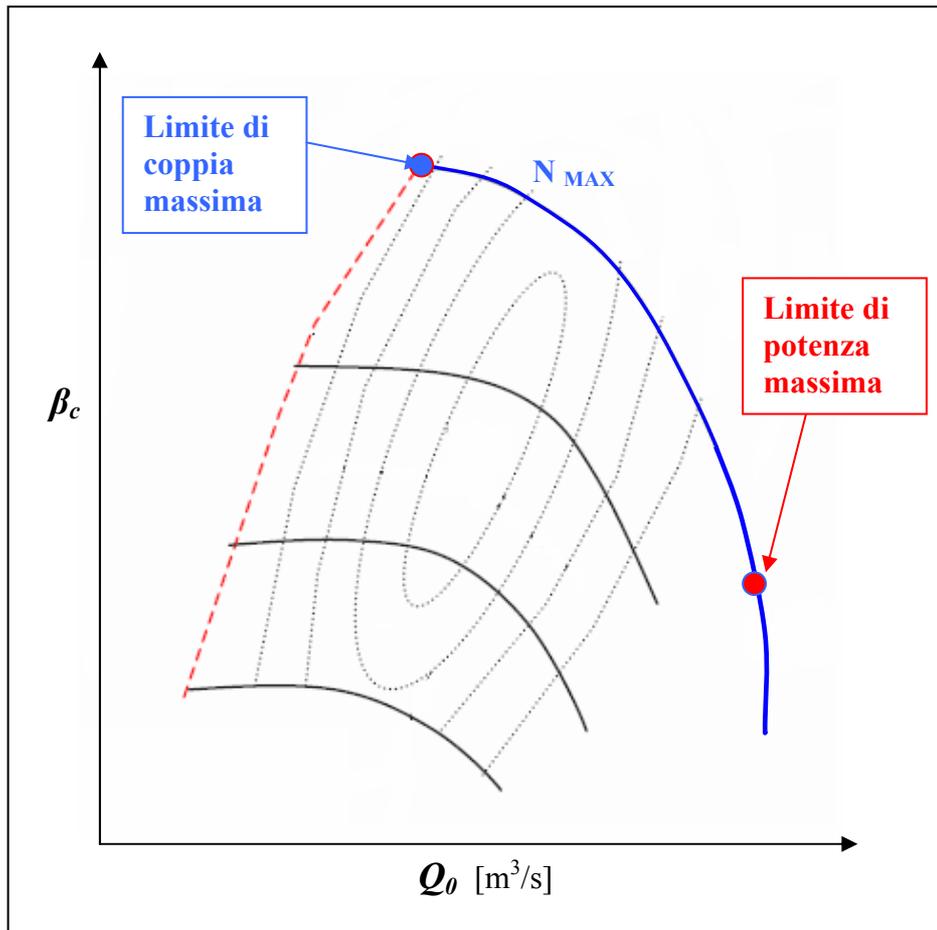


Fig. 16.30 - Rappresentazione dei punti motore sulla mappa compressore

Ovviamente, man mano che lo sviluppo del propulsore procede, si rendono disponibili dati sperimentali che, inseriti nelle formule al posto dei valori presunti, permettono di affinare la rappresentazione dei punti motore sulla mappa e dunque migliorare lo studio dell'accoppiamento.

In fig. 16.31 si riporta un esempio di mappa compressore con su rappresentati i punti del motore da sovralimentare.

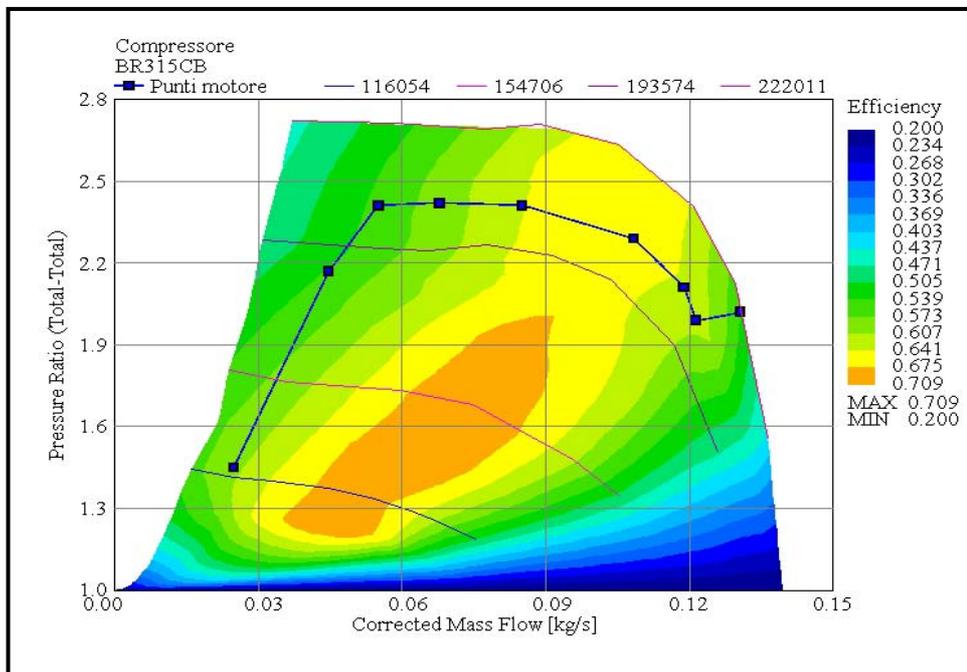


Fig. 16.31 - Rappresentazione dei punti motore sulla mappa compressore

16.6.2 Accoppiamento della turbina

La scelta della turbina viene fatta, in prima approssimazione, in funzione delle condizioni di portata corrispondenti al limite di coppia massima sopra definito, poiché in tale punto la portata di turbina è massima (oltre interviene la regolazione del turbo che parzializza la portata).

La turbina deve essere in grado di smaltire una portata massica pari a quella elaborata dal compressore, più il combustibile ed i trafilamenti³³, e di erogare una potenza che, sottratte le modeste perdite organiche dell'alberino del turbo, sia sufficiente ad azionare il compressore.

Inoltre deve essere sempre rispettata l'eguaglianza dei regimi di rotazione di turbina e compressore, in particolare i valori massimi.

Nelle condizioni di massima coppia sono note la portata in massa della turbina

•
 m_t (poiché sono note quella del compressore e quelle relative a combustibile e trafilamenti),
 la temperatura e la pressione dei gas scaricati dal motore $T_{t,in}$ e $p_{t,in}$ (perché sono stati fissati

³³ Il contributo di portata massica dei trafilamenti è percentualmente modesto.

come obiettivo, calcolati o misurati), il regime di rotazione della turbina n_t (uguale a quello del compressore). Da questi parametri si calcolano la portata ed il regime ridotti dati dalle (16.29) e (16.30) di seguito riportate:

$$n_r = \frac{n}{\sqrt{T_{in}}} \quad [\text{giri}/(\text{min} \sqrt{\text{K}})] \quad (16.29)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{m}_t \sqrt{T_{in}}}{p_{in}} \quad [\text{kg}/\text{s} \cdot \sqrt{\text{K}/\text{kPa}}] \quad (16.30)$$

Noti questi ultimi due parametri, viene scelta, in base all'esperienza, una turbina, dalle cui mappe è immediato determinare i valori corrispondenti del rapporto di espansione β_t e del rendimento η_t .

Fissato un valore per il rendimento organico del turbo η_{ot} , la potenza erogata dalla turbina, comprensiva delle perdite organiche del turbo, è data dall'espressione:

$$P_t = \dot{m}_t \cdot c_{pg} \cdot T_{t,in} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\beta_t} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right] \cdot \eta_t \cdot \eta_{ot} \quad (16.45)$$

dove k_g è l'esponente medio dell'espansione isoentropica dei gas rappresentata nel piano p-v e c_{pg} è il calore specifico medio dei gas a pressione costante.

Per quanto prima detto, la potenza appena calcolata deve essere uguale a quella assorbita dal compressore nelle stesse condizioni di funzionamento:

$$P_c = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot T_{c,in}}{\eta_c} \left(\beta_c^{\frac{k_a - 1}{k_a}} - 1 \right) \quad (16.46)$$

dove k_a è l'esponente medio della compressione isoentropica dell'aria rappresentata nel piano p-v e c_{pa} è il calore specifico medio dell'aria a pressione costante. Solo se l'uguaglianza tra la (16.45) e la (16.46) è verificata la scelta della turbina è corretta. Se così non fosse va

sceita un'altra turbina, oppure si può semplicemente cambiare l'area di passaggio del diffusore.

Se la potenza erogata dalla turbina è minore di quella assorbita dal compressore, se ne dovrà scegliere una di dimensioni maggiori; viceversa, se vi è un esubero di potenza, è consigliabile impiegare una turbina più piccola.

Si riportano in Fig. 16.32 un esempio dei punti motore rappresentati sulla mappa turbina.

Vista la complessità del problema del turbo-matching, per la scelta del gruppo turbocompressore, in genere si fa riferimento all'esperienza del fornitore.

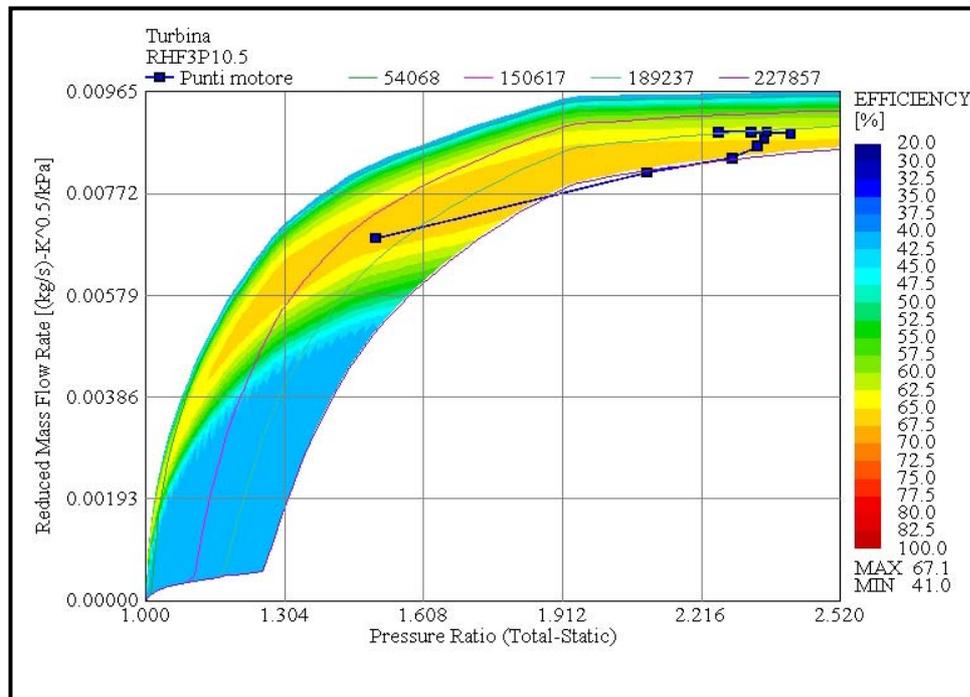


Fig. 16.32 - Punti motore sulla mappa turbina

16.6.3 Influenza del rendimento della turbina sul lavoro di pompaggio

Assodato che la turbina deve erogare una potenza sufficiente ad azionare il compressore in tutte le condizioni di funzionamento, un rendimento elevato della macchina offre un notevole vantaggio in termini di riduzione del lavoro di pompaggio a carichi elevati.

Infatti, come mostra la Fig. 16.33, fino ad un certo valore del regime motore la pressione di sovralimentazione (boost pressure) è maggiore della contropressione allo scarico; in queste condizioni il Δp favorevole permette addirittura di avere un lavoro di pompaggio positivo,

dunque si produce lavoro anche durante il ricambio della carica. Per regimi superiori la pressione di boost è minore della contropressione allo scarico ed il lavoro di pompaggio risulta negativo.

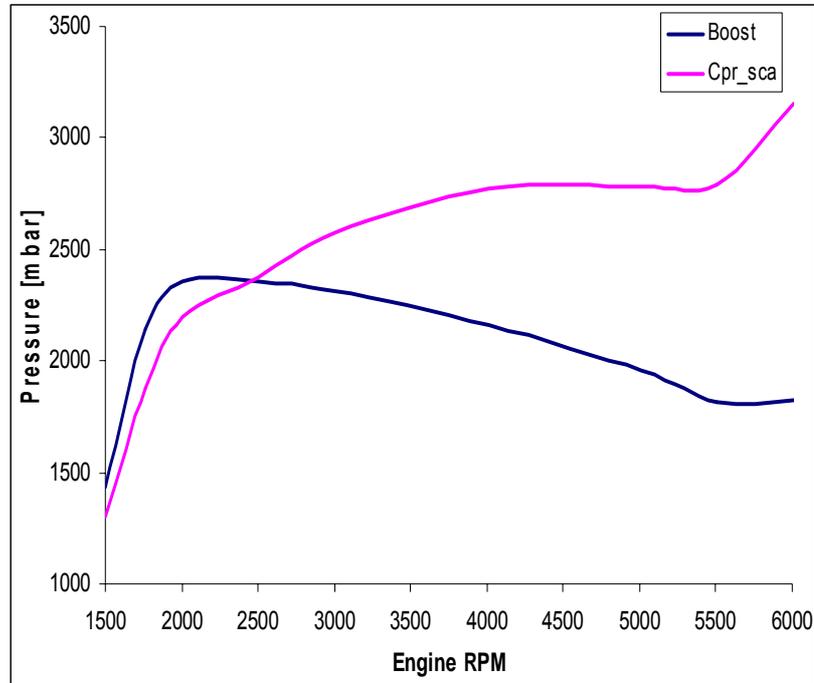


Fig. 16.33- Confronto tra pressione di sovralimentazione e contropressione allo scarico

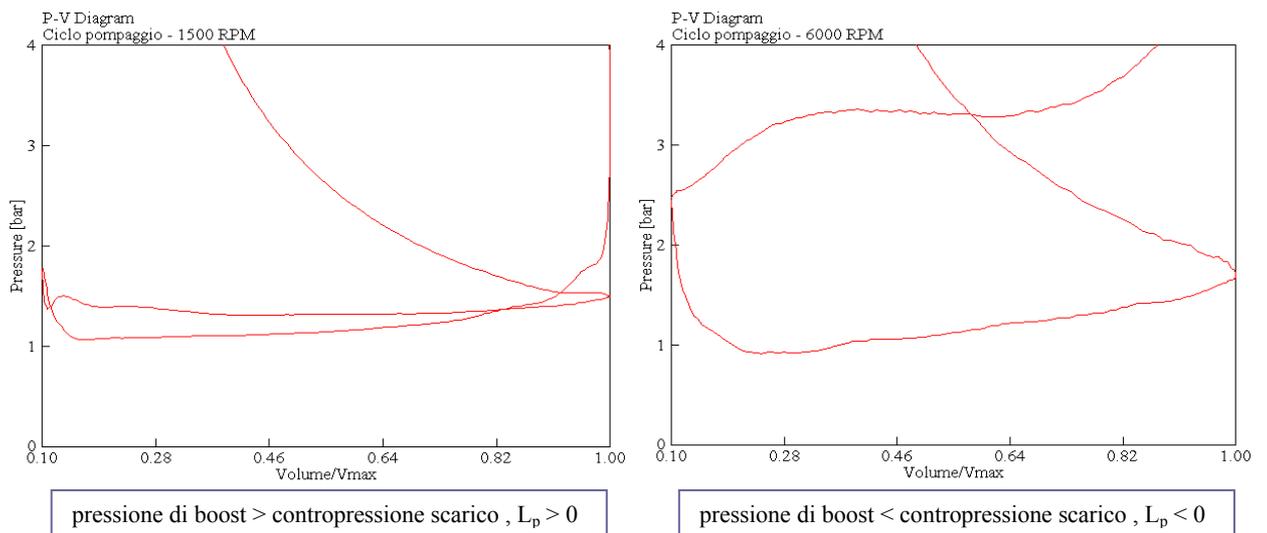


Fig. 16.34- Lavoro di pompaggio

Se il rendimento della turbina è maggiore, a parità delle altre condizioni, si ottiene una minore contropressione allo scarico, ovvero una minor pressione monte turbina³⁴, con il conseguente ottenimento di un lavoro di pompaggio maggiore quando attivo e minore quando passivo.

Nella realtà turbine con rendimento più alto a basse portate hanno un rendimento peggiore alle alte, e viceversa, per cui il regime al quale la pressione di boost e la contropressione allo scarico si equivalgono dipende dal livello di prestazioni che si vuole ottenere: un motore con elevati valori di coppia a bassi regimi avrà un regime di equivalenza delle pressioni più elevato rispetto ad un motore in cui si vuole privilegiare la potenza massima. A pari obiettivi di prestazioni, il suddetto regime può essere un indicatore della validità del turbo-matching.

16.7 Regolazione del turbocompressore

La regolazione della pressione di sovralimentazione viene effettuata intervenendo sulla portata dei gas di scarico che viene inviata nella turbina, oppure sull'incidenza e velocità del flusso di gas di scarico all'ingresso della stessa o di aria all'ingresso del compressore.

Le soluzioni impiegate in campo automobilistico sono quindi fondamentalmente di due tipi: la valvola di by-pass turbina e la turbina o il compressore a geometria variabile.

16.7.1 Valvola waste-gate

La valvola di by-pass (nella nomenclatura anglosassone nota come **waste-gate valve**) viene inserita in corrispondenza di un condotto realizzato nel carter della turbina, immediatamente prima della chiocciola, che consente di convogliare una parte della portata dei gas di scarico direttamente a valle della turbina stessa.

Regolando l'apertura della valvola di by-pass viene quindi regolata la portata di gas che entra in turbina; si va così a variare la potenza sviluppata dalla turbina stessa, in funzione del grado di sovralimentazione da ottenere.

³⁴ Poiché, sempre a parità di tutte le altre condizioni, la pressione valle turbina non varia essendo determinata dalle caratteristiche della linea di scarico.

Tipicamente (Fig. 16.35) la valvola è costituita da un piattello azionato da un attuttore (pneumatico o elettrico) tramite un apposito leveraggio.

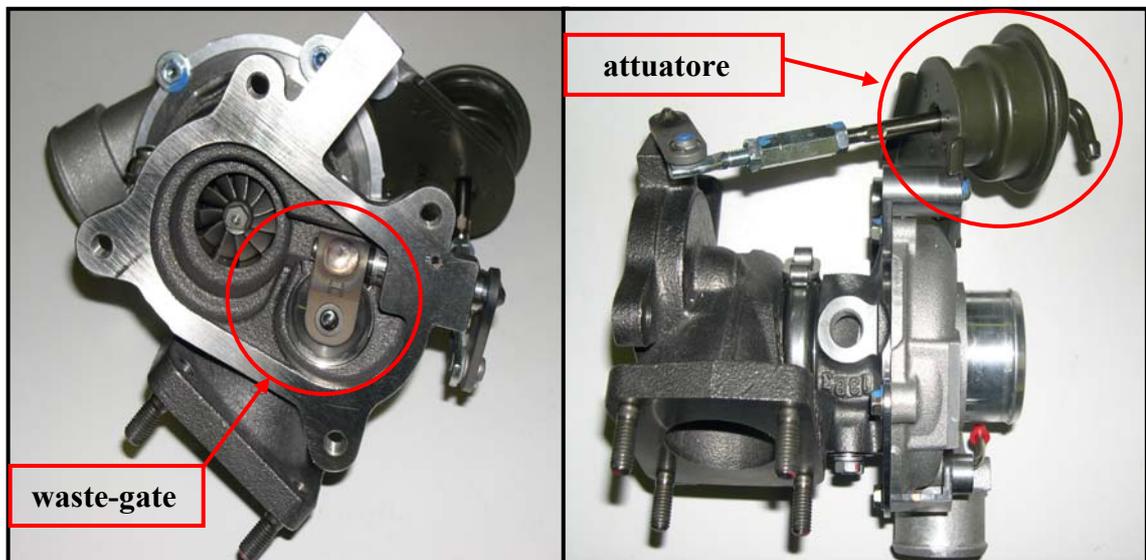


Fig. 16.35 - Gruppo turbocompressore IHI con valvola waste-gate ed attuttore pneumatico

L'uso della valvola di by-pass consente di incrementare la pressione di sovralimentazione (e dunque la coppia erogata dal motore) ai bassi regimi; infatti è possibile scegliere una turbina con sezione di passaggio opportunamente più piccola ed aumentare la portata totale in massa agli alti regimi aprendo maggiormente la valvola.

Di contro, si riscontra un maggior consumo specifico per via delle forti contropressioni allo scarico dovute alle dimensioni ridotte delle turbine.

16.7.2 Turbina a geometria variabile

La turbina a geometria variabile (VNT - Variable Nozzle Turbine) deve il suo nome alla presenza di un distributore palettato dotato di palette delle quali è possibile variare l'angolazione (Fig. 16.36).

Modificando l'angolo delle palette, in funzione della velocità del motore o della portata in massa dei gas di scarico, si possono variare sia la dimensione effettiva della sezione di passaggio del fluido nello statore (e con essa la velocità di efflusso), sia le perdite per incidenza del flusso sulla palettatura rotorica (e con esse il rendimento della turbina).

Agli alti regimi gli ugelli del distributore vengono maggiormente aperti mentre in basso vengono chiusi; in questo modo si ha la possibilità di ottenere un grado di sovralimentazione adeguato su tutto il campo di funzionamento del motore.

Il problema di questo tipo di soluzione sta nel fatto che il meccanismo di azionamento della palettatura mobile si trova a lavorare a temperature molto elevate; di conseguenza, per garantirne l'affidabilità, è necessario l'impiego di materiali e soluzioni certamente costosi.

Allo stato attuale dello sviluppo tecnologico le turbine a geometria variabile sono impiegate diffusamente solo sui motori ad accensione per compressione, per i quali le temperature dei gas di scarico sono notevolmente inferiori³⁵ ed è dunque possibile contenere i costi .

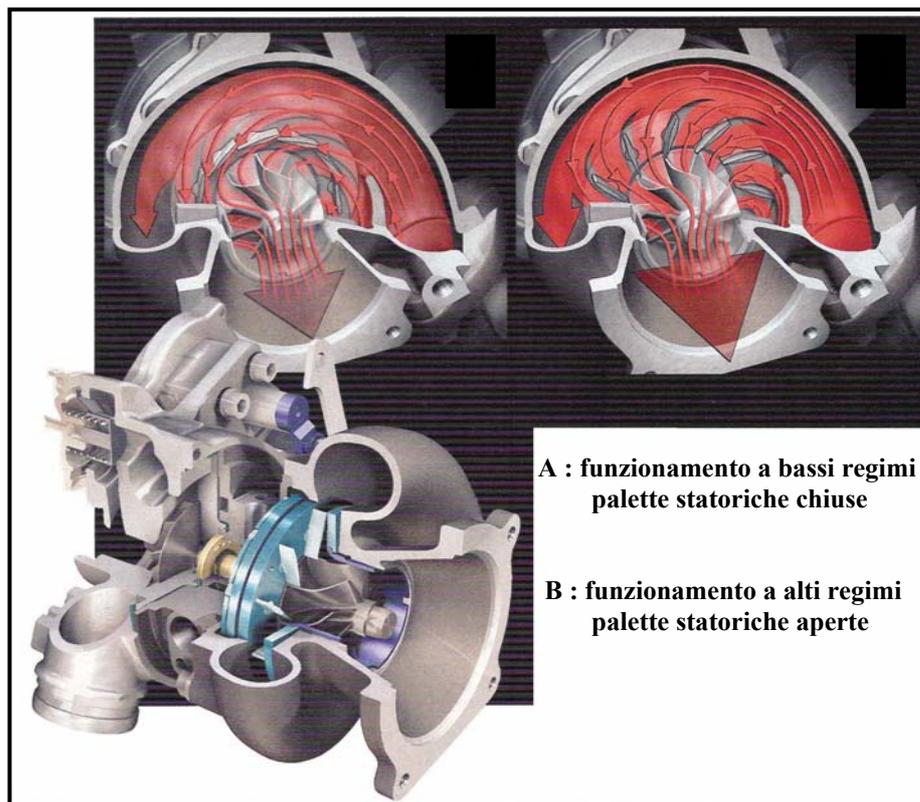


Fig. 16.36 - Turbocompressore con turbina a geometria variabile

³⁵ Nelle condizioni più gravose, ovvero a pieno carico, la temperatura dei gas di scarico per un motore ad accensione comandata viene contenuta tra i 950 e gli oltre 1000°C, a seconda del livello tecnologico. Per un motore ad accensione per compressione la temperatura massima si aggira attorno agli 800°C.

16.8 Il turbo-lag

Quando il pilota affonda con decisione il piede sul pedale dell'acceleratore sta richiedendo un repentino incremento di coppia da parte del propulsore; in un motore sovralimentato questo si traduce in un improvvisa richiesta di un maggior grado di sovralimentazione, ovvero nella necessità di un rapido aumento della velocità di rotazione del turbocompressore.

Si consideri l'equazione fondamentale che regola l'equilibrio del turbo in accelerazione:

$$\begin{aligned} \dot{m}_t \cdot c_{pg} \cdot T_{t,in} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\beta_t} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] \cdot \eta_t \cdot \eta_{ot} - \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot T_{c,in}}{\eta_c} \left(\beta_c^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) = \\ = \frac{d}{dt} \left(J_t \cdot \frac{\omega_t^2}{2} \right) = J_t \cdot \omega_t \cdot \frac{d\omega_t}{dt} \end{aligned}$$

(16.47)

Al primo membro compare la differenza tra la potenza erogata dalla turbina, comprensiva delle perdite organiche del turbo, e quella assorbita dal compressore, cioè la **potenza accelerante del turbo**; al secondo membro compare la **variazione temporale dell'energia cinetica del rotore** del gruppo turbocompressore (dove J_t è il momento d'inerzia di massa del rotore e ω_t la sua velocità di rotazione in rad/s), termine che risulta proporzionale alla sua accelerazione.

Nel caso della manovra poc'anzi descritta, si ha una brusca apertura della farfalla. Trattandosi di manovra pressochè istantanea e considerata l'inerzia del motore, in un primo ridotto intervallo di tempo si ha solo una variazione della portata in massa di aria affluente al compressore e della sua temperatura (senza cioè che varino i regimi di motore e turbo). Dalla (16.47) si desume che a questo corrisponde un aumento della potenza accelerante del turbo³⁶; esso dunque accelera e sovralimenta maggiormente il motore. Il motore quindi accelera a sua volta ed invia, tramite i gas di scarico, una maggiore potenza alla turbina con un ulteriore incremento di velocità da parte del turbo.

Riassumendo, si verifica un processo di accelerazione "ad inseguimento" di motore e turbocompressore, fino al raggiungimento delle condizioni di equilibrio corrispondenti alla nuova posizione della farfalla.

³⁶ Infatti al crescere di \dot{m}_c cresce anche \dot{m}_t essendo essa data dalla somma della portata in massa di aria e combustibile più i trafiletti.

Il problema è che l'incremento di velocità di rotazione del turbo è molto maggiore di quello del motore³⁷ ed è dunque dal primo che dipende il ritardo di accelerazione (**turbo - lag**), fenomeno decisamente fastidioso per il pilota, che non vede assecondati tempestivamente i suoi "desideri".

Nello sviluppo di un motore sovralimentato, la riduzione del turbo-lag è dunque di importanza primaria.

16.8.1 Metodi per la riduzione del turbo-lag

Una prima via che si può percorrere è la riduzione del momento d'inerzia di massa del rotore. Gli espedienti progettuali volti in questa direzione sono diversi, a cominciare dal più antico, la festonatura, che consiste nel praticare profondi intagli tra le pale delle giranti, fino all'adozione dei più moderni materiali ad elevata leggerezza (ad esempio i materiali ceramici, che resistono ottimamente alle elevate temperature e ben si prestano all'impiego per le giranti delle turbine).

Un'altra soluzione usata per massimizzare l'accelerazione del turbo è il suo frazionamento che, in sostanza, consiste nell'impiegare più di un sovralimentatore.

Si può sostituire il turbo unico con due turbocompressori più piccoli disposti in parallelo, visto che a minori dimensioni corrisponde un minor momento d'inerzia (ad esempio nel caso di un motore a V, se ne può mettere uno per bancata)³⁸.

Un'altra soluzione, recentemente introdotta sul mercato, è basata sull'accoppiamento di due turbocompressori di taglie differenti³⁹ che lavorino in serie. Ai bassi regimi la sovralimentazione è demandata ad un turbo di piccole dimensioni e dunque caratterizzato da un minore ritardo alla risposta; man mano che il regime di rotazione del motore aumenta, una percentuale crescente della portata dei gas di scarico viene inviata ad un turbocompressore più grande che viene dunque accelerato gradualmente (Fig. 16.37).

³⁷ Nel caso di ripresa da basso regime e carico, il motore dovrà incrementare il suo regime di circa 1000-2000 rpm, mentre il turbocompressore, a seconda della taglia, dovrà incrementare il suo regime di rotazione di circa 100'000-150'000 rpm

³⁸ In questo caso vi è l'ulteriore vantaggio di una più favorevole configurazione dei collettori di scarico.

³⁹ Caratterizzati da mappe contigue.

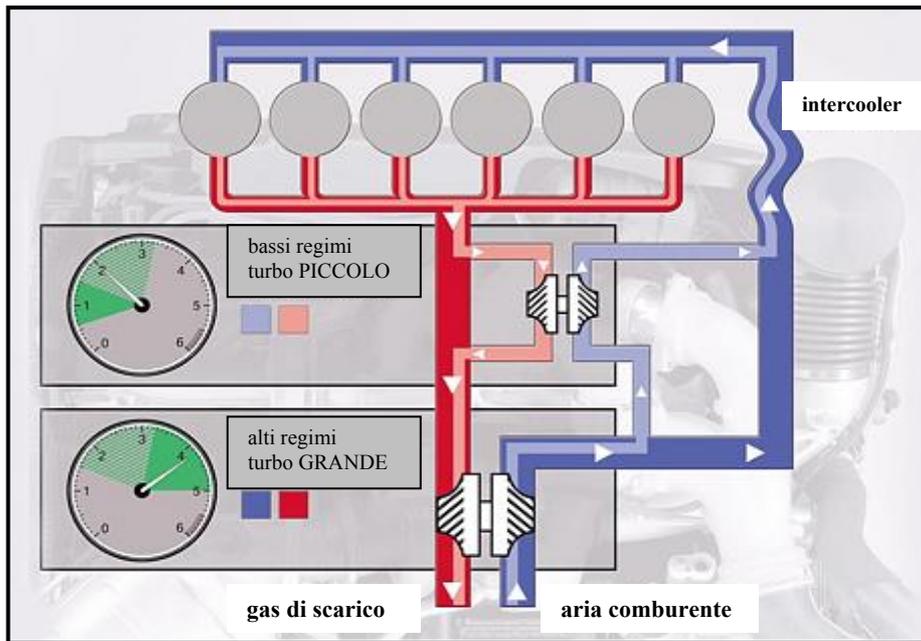


Fig. 16.37 -Schema di installazione del doppio turbocompressore

Agli alti regimi motore, il gruppo più piccolo si trova in condizioni di bloccaggio sicché tutta la portata viene fatta transitare per quello di dimensioni maggiori.

Un'ultima soluzione, basata sugli stessi principi della precedente, il cui primo impiego però è decisamente più datato, prevede di accoppiare al turbocompressore un compressore volumetrico. La differenza sta nel fatto che ai bassi regimi funziona il compressore volumetrico il quale, essendo mosso direttamente dal motore, non ha ritardi di risposta.

Al crescere del regime motore si ha una transizione graduale al turbo; a medi regimi, quando il turbocompressore è ormai regimato, il compressore volumetrico viene disinserito mediante un apposito meccanismo posto sulla trasmissione⁴⁰ (Fig. 16.38).

⁴⁰ In tali condizioni infatti, il compressore volumetrico, assorbirebbe inutilmente potenza in quanto, per la sovralimentazione, è sufficiente il turbocompressore. Quest'ultimo viene adeguatamente dimensionato per la potenza massima, non dovendosi trovare alcun compromesso con le esigenze di risposta dinamica.

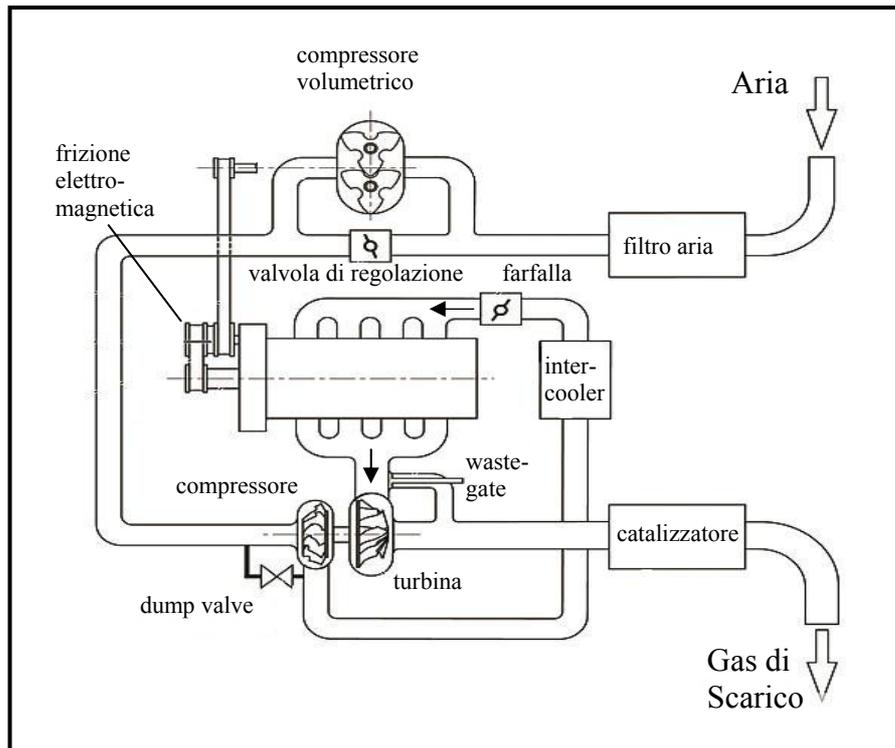


Fig. 16.38 -Schema di installazione del doppio sovralimentatore:
compressore volumetrico + gruppo turbocompressore

Volendo preferire un approccio di carattere termodinamico, si può intervenire aumentando il più possibile la temperatura dei gas di scarico. In questo modo si aumenta il salto entalpico smaltito in turbina e di conseguenza la potenza da essa erogata.

La (16.47) mette in evidenza sia il contributo diretto dell'aumento della $T_{t,in}$, sia quello indiretto, dovuto al corrispondente aumento del rapporto di espansione.

Il semplice aumento di carico, dovuto all'apertura della valvola a farfalla, comporta di per sé un beneficio in questo senso.

Si può ulteriormente incrementare la temperatura dei gas di scarico intervenendo su alcuni parametri motore, in particolare riducendo l'anticipo all'accensione e/o aumentando il rapporto aria/combustibile. Qualora fosse presente un variatore di fase, si potrebbe anche variare la fasatura allo scarico in modo da anticipare l'apertura delle valvole, facendo così fuoriuscire dalla camera di combustione gas più caldi.

Questo tipo di interventi comporta ovviamente una perdita di efficienza termodinamica del motore. Per questo motivo si può agire sul controllo elettronico del motore in modo che, quando viene richiesto un rapido incremento di coppia, esso intervenga facendo variare temporaneamente i suddetti parametri.

Un'ultima alternativa è costituita dal turbocompressore elettrico, soluzione attualmente in fase di prototipo, ma che non ha ancora avuto un'applicazione nella produzione di serie.

Si tratta di abbinare al classico turbocompressore a gas di scarico un compressore mosso da un motorino elettrico comandato dalla sistema di controllo elettronico del motore; il motorino elettrico è capace di accelerare rapidamente il compressore da esso mosso, indipendentemente dal regime motore. Ad una improvvisa richiesta di coppia il sistema risponde azionando il compressore a comando elettrico (in genere di dimensioni inferiori rispetto a quello azionato dalla turbina) che inizia a fornire una certa sovralimentazione fin quando il turbocompressore non si porta ad un regime sufficientemente elevato, riducendo fortemente il turbo-lag.

In altre applicazioni il motore elettrico è calettato sull'alberino del turbocompressore. Le strategie di funzionamento sono analoghe; in questo caso, inoltre, il motorino può essere adoperato come generatore quando la turbina genera potenza in eccesso (carichi alti, regimi medi ed alti), rendendo superflua la waste-gate per la regolazione della sovralimentazione ed ottenendo anche un certo recupero di energia.

La Fig. 16.39 mostra le due possibili soluzioni di layout per questo dispositivo.

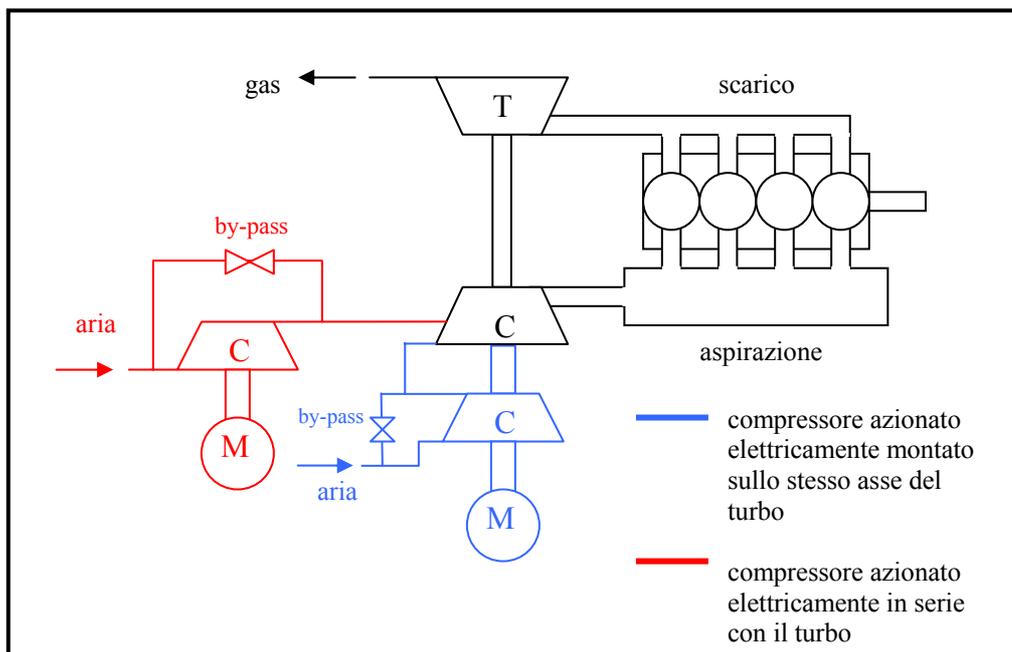


Fig. 16.39 -Schema delle due possibili soluzioni di inserimento di un turbocompressore a comando elettrico

Nel caso in cui il motore elettrico sia posto sul medesimo albero del turbo convenzionale, nei transitori esso deve accelerare un'inerzia maggiore, ed inoltre è sottoposto a temperature di esercizio notevoli.

L'altra disposizione evita questi inconvenienti disaccoppiando la parte elettrica da quella legata ai gas di scarico; di contro l'impianto pneumatico è più complesso e tutto il sistema è più ingombrante.

16.9 Studio di sistemi di sovralimentazione per il motore ULM 220

In origine la sovralimentazione per i motori a CI si è sviluppata proprio nel settore aeronautico, come mezzo necessario per recuperare potenza in quota dove la minore pressione riduce drasticamente la densità dell'aria, inficiando le prestazioni dei motori⁴¹. Il problema del recupero della potenza in quota non riguarda direttamente i motori per velivoli ultraleggeri in quanto, secondo le normative di riferimento, tali velivoli non devono superare la quota massima di 1000 piedi, pari a circa 300 metri; tuttavia il motore ULM 220, come già detto, è stato progettato con l'obiettivo di poter essere certificato per l'utilizzo su aerei dell'aviazione generale, per cui si è effettuato uno studio di fattibilità circa la possibilità di sovralimentare tale motore.

Nel determinare le caratteristiche del sistema di sovralimentazione, si è tenuto presente che nelle applicazioni aeronautiche il motore lavora sempre tra il 75% e il 100% della potenza massima e che la manovra più critica è il decollo durante la quale è necessario disporre della maggiore potenza possibile per motivi di sicurezza, per cui risulta sufficiente proporzionare il sistema di sovralimentazione in questa fascia di potenza e soprattutto per la potenza di punta per la manovra di decollo.

Considerando di voler massimizzare le prestazioni del sovralimentatore al regime di funzionamento del motore n di 5000 giri/min e di voler incrementare a tale regime la pressione di alimentazione e di conseguenza la potenza di un 20% (non conviene andare oltre per non incrementare eccessivamente le sollecitazioni sugli organi meccanici del motore), la portata volumetrica Q di aria aspirata dal motore dovrà essere in prima approssimazione, trascurando la portata di combustibile:

$$Q = \frac{n \cdot C}{1000 \cdot \varepsilon} \text{ [l/min]} \quad (16.48)$$

⁴¹ Basti far riferimento alla nota formula della potenza (16.1) riportata all'inizio del capitolo

Essendo C [cm^3] la cilindrata complessiva del motore ed ε un parametro indicante il numero di giri per ciclo (pari ad 1 per i motori 2 tempi e 2 per i motori quattro tempi).

Per il motore in esame si ha:

$$Q = \frac{5000 \cdot 2198}{1000 \cdot 2} = 5495 \text{ l/min} \quad (16.49)$$

Quindi il sistema di sovralimentazione dovrà essere in grado di fornire tale portata volumetrica di aria al motore ad una pressione del 20% superiore a quella ambiente..

Volendo proporzionare il sistema di sovralimentazione per le condizioni di decollo, si può considerare una pressione ambiente pari a quella a livello del mare (1.013 bar) per cui la pressione di alimentazione varrà 1.2156 bar (il 20% in più di quella ambiente) ed una temperatura media di 25°C. in tali condizioni la densità dell'aria aspirata ρ deve valere:

$$\rho = \frac{P}{RT} = 1.4213 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (16.50)$$

Per cui la portata massica di aria in aspirazione dovrà essere:

$$\dot{m} = \frac{\rho \cdot Q}{1000} = 7.8100 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \quad (17.218 \text{ lb/min}) \quad (16.51)$$

Il valore della portata massica è stato espresso tra parentesi in libbre al minuto poiché spesso è utilizzata tale unità di misura nei cataloghi dei turbocompressori a gas di scarico.

Alla luce delle ricerche effettuate e degli studi sulle problematiche relative ai sistemi di sovralimentazione precedentemente descritti, sono emerse fundamentalmente due possibilità di sovralimentare il motore ULM 220:

- Utilizzo di un singolo turbocompressore a gas di scarico di tipo commerciale;
- Utilizzo di una coppia di compressori dinamici commerciali mossi meccanicamente mediante moltiplicatori di velocità collegati alla ruota dentata dell'albero portaelica ciascuno alimentante una coppia di cilindri disposta sullo stesso lato.

Ciascuna delle soluzioni citate presenta vantaggi e svantaggi rispetto all'altra.

Il turbocompressore a gas di scarico risulta facilmente installabile sul motore senza dover eseguire modifiche strutturali sostanziali (basta modificare il layout dei condotti di scarico), per contro presenta un peso non trascurabile (10%-15% dell'intero motore) e lavora in maniera non ottimale su un motore boxer, in quanto, la distanza dei collettori di scarico relativi ai cilindri delle fiancate opposte risulta essere notevole, per cui i gas di scarico (di almeno due cilindri se si adotta la soluzione asimmetrica di porre il turbocompressore vicino ad una coppia di cilindri) giungono alla turbina a temperatura non ottimale, avendo ceduto parte del loro calore all'ambiente attraverso i lunghi collettori di scarico.

L'utilizzo della coppia di compressori dinamici azionati meccanicamente presenta lo svantaggio di una più complessa installazione sul motore che prevede la modifica del coperchio riduttore, ma in compenso presenta un peso complessivo inferiore.

16.9.1 Sovralimentazione a gas di scarico

I turbocompressori sono stati ricercati sul catalogo della nota casa costruttrice Garrett, in quanto è la sola casa a rendere disponibili i diagrammi di funzionamento del turbo e del compressore. Sui cataloghi della Garret, le portate massiche sono corrette secondo formule di correzione adoperanti valori di temperature e pressioni di riferimento diversi da quelli utilizzati nella precedente trattazione nelle relazioni (16.15), (16.16), (16.24) per quanto riguarda il compressore e nelle relazioni (16.29) e (16.30) per quanto riguarda la turbina.

Le temperature di riferimento per le formule di correzione valgono $T_{c,rif} = 303 K$ per il compressore e $T_{t,rif} = 288 K$ per la turbina; le pressioni di riferimento per le formule di correzione valgono $p_{c,rif} = 0.961 bar$ per il compressore e $p_{t,rif} = 1.013 bar$ per la turbina.

Per il motore in esame si sono stimati come ulteriori parametri necessari per la scelta del turbocompressore una temperatura all'ingresso della compressore $T_{ic} = 298 K$, una pressione all'ingresso del compressore pari a $p_{ic} = 1.013 bar$, una temperatura all'ingresso della turbina $T_{it} = 1100 K$, una pressione all'ingresso della turbina pari a $p_{it} = 2 bar$ ed una pressione in uscita della turbina pari a $p_{ut} 1.07 bar$.

Alla luce di quanto esposto, è possibile determinare i parametri corretti per il compressore e per la turbina:

$$\dot{m}_{c,cor} = \dot{m}_c \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_{ic}}{T_{c,rif}}}}{\frac{p_{ic}}{p_{c,rif}}} = 0.941 \cdot \dot{m}_c = 7.35 \frac{kg}{min} \quad (16.21 \text{ lb/min})$$

$$n_{c,cor} = \frac{n}{\sqrt{\frac{T_{ic}}{T_{c,rif}}}} = 1.0083 \cdot n \approx n$$

$$\dot{m}_{t,cor} = \dot{m}_t \cdot \frac{\sqrt{\frac{T_{it}}{T_{t,rif}}}}{\frac{p_{it}}{p_{t,rif}}} = 1.65 \cdot \dot{m}_t = 12.88 \frac{kg}{min} \quad (28.40 \text{ lb/min})$$

$$\frac{P_{uc}}{P_{ic}} = 1.20 \quad \text{rapporto monometrico di compressione}$$

$$\frac{P_{it}}{P_{ut}} = 1.87 \quad \text{rapporto monometrico di espansione}$$

Sono stati analizzati alcuni turbocompressori della Garrett aventi le prestazioni compatibili con quelle ricavate e rapporto di sovralimentazione del 20% : uno è il modello “GT2860R” e l’altro è il modello “GT3267”.

Il modello “GT2860R” è riportato in Fig. 16.40 mentre le sue dimensioni caratteristiche sono riportate in tabella 16.1.



Fig. 16.40 –Turbocompressore GT2860R

COMPRESSORE				TURBINA			
Diametro interno	Diametro esterno	Trim	A/R	Diametro	Trim	A/R	Tipo
47.2 mm	60.0 mm	62.0	0.60	53.8 mm	76 mm	0.64	Con wastegate

Tabella 16.1 – Caratteristiche turbocompressore GT2860R

Le curve caratteristiche del turbocompressore e del relativo accoppiamento con motore ULM 220 sono riportate nelle figure 16.41 e 16.42 dalle quali si evince che sebbene il compressore sia adatto ad essere accoppiato con il motore con un rendimento del 74%, la turbina non sarebbe in grado di smaltire la totalità della portata di gas di scarico, a meno di non realizzare un circuito di by-pass attraverso il quale smaltire una portata di gas pari a circa il 40% del totale.

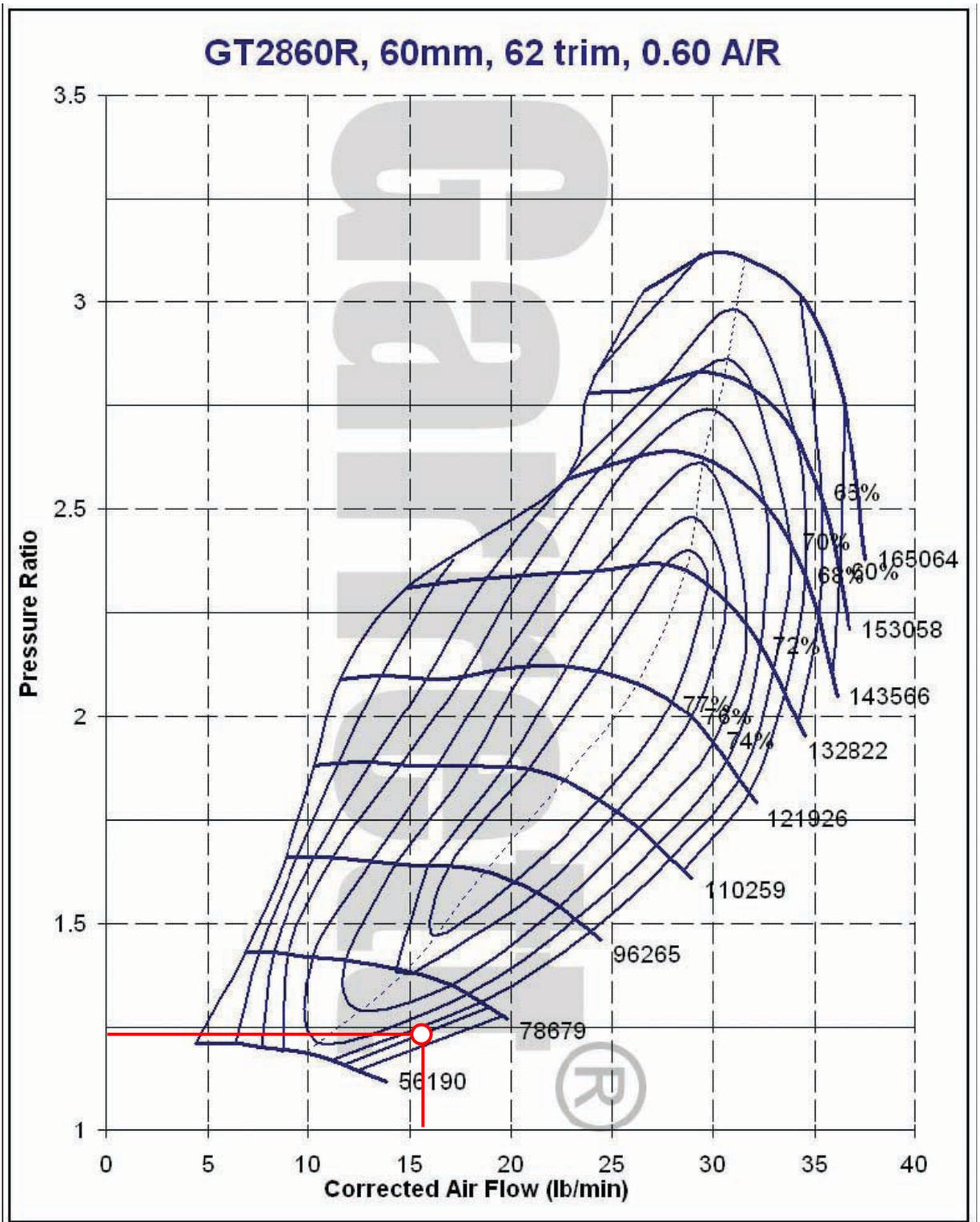


Fig. 16.41 –Curva caratteristiche del compressore GT2860R e punto di accoppiamento con il motore ULM 220



Fig. 16.42 –Curva caratteristiche della turbina GT2860R

Il modello “GT3267” è riportato in Fig. 16.43 mentre le sue dimensioni caratteristiche sono riportate in tabella 16.2.



Fig. 16.43 –Turbocompressore GT3267

COMPRESSORE				TURBINA			
Diametro interno	Diametro esterno	Trim	A/R	Diametro	Trim	A/R	Tipo
48.3 mm	67.0 mm	52.0	0.48	64 mm	70 mm	0.69	Con wastegate

Tabella 16.2 – Caratteristiche turbocompressore GT3267

Le curve caratteristiche del turbocompressore e del relativo accoppiamento con motore ULM 220 sono riportate nelle figure 16.44 e 16.45

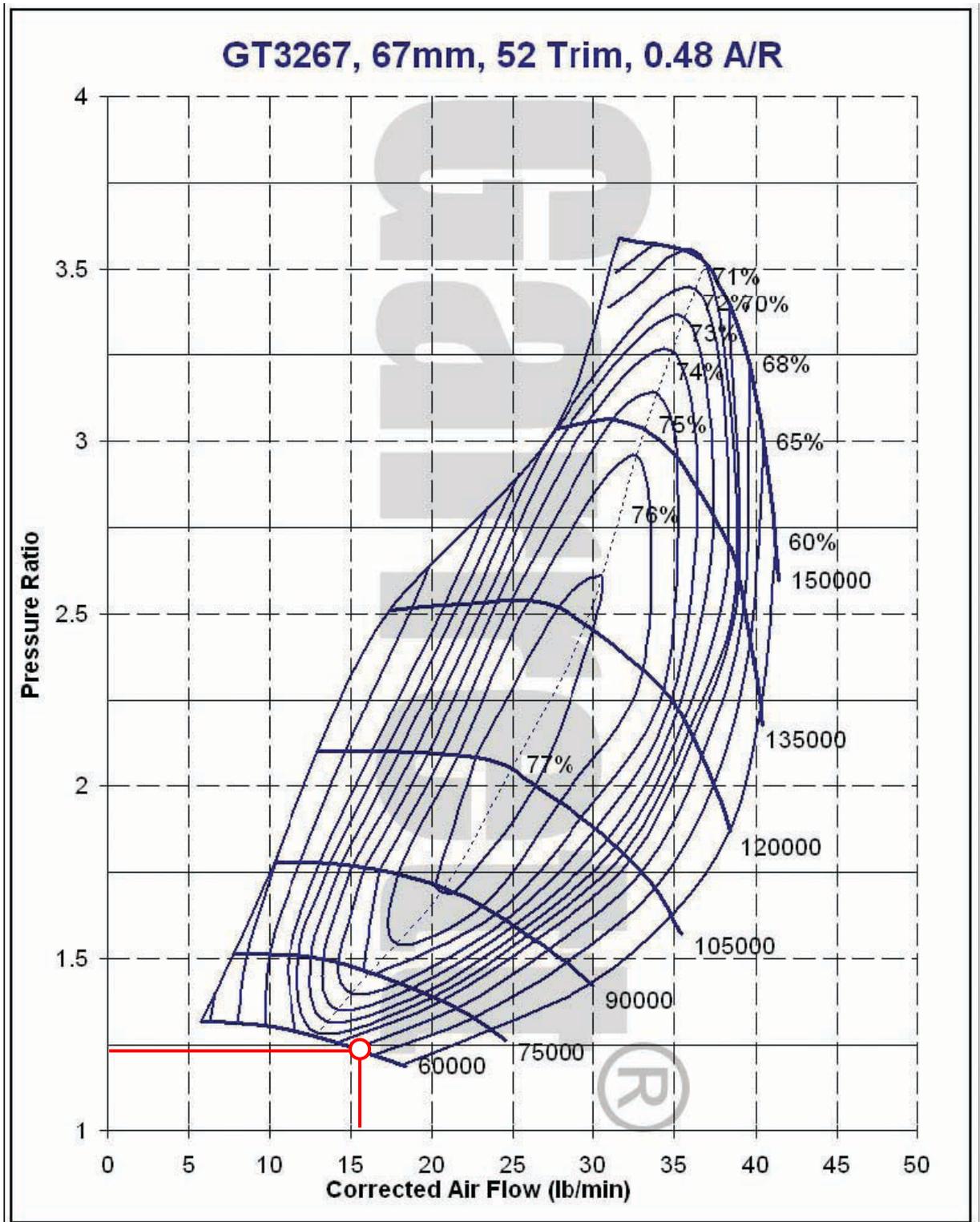


Fig. 16.44 -Curva caratteristiche del compressore GT3267 e punto di accoppiamento con il motore ULM 220



Fig. 16.45 –Curva caratteristiche della turbina GT3267

Dai diagrammi di Fig. 16.44, 16.45 si nota che in questo caso, il compressore lavora con un rendimento più basso rispetto al caso precedente (68% contro il 74%), mentre la turbina, pur non essendo ancora in grado di smaltire la totalità dei gas scaricati, necessita di un bypass più moderato (circa il 30%). Con entrambi i turbocompressori considerati (i soli da catalogo di cui si abbiano le mappe del compressore per il punto di lavoro stabilito) si lavora al limite di utilizzabilità degli stessi, con rendimenti di compressione pari a circa il 74% per il modello GT2860R e pari a circa il 68% per il modello GT3267. Questa circostanza è dovuta principalmente all'eventualità che si intende realizzare un rapporto di sovralimentazione estremamente basso rispetto a quelli normalmente adoperati per i sistemi di sovralimentazione di tipo automotive, cui appartengono i sovralimentatori scelti. Volendo trovare un turbocompressore che meglio si adatti al caso in esame, si può considerare il modello "GT3571" del quale purtroppo le mappe di funzionamento del compressore non comprendono il punto di progetto, ma sono facilmente estrapolabili.

Il modello "GT3571" è riportato in Fig. 16.46 mentre le sue dimensioni caratteristiche sono riportate in tabella 16.3.



Fig. 16.46 –Turbocompressore GT3571

COMPRESSORE				TURBINA			
Diametro interno	Diametro esterno	Trim	A/R	Diametro	Trim	A/R	Tipo
52.1 mm	71.0 mm	52.0	0.50	68 mm	84 mm	1.05	Free float

Tabella 16.3 – Caratteristiche turbocompressore GT4088

Le curve caratteristiche del turbocompressore e del relativo accoppiamento con motore ULM 220 sono riportate nelle figure 16.47 e 16.48. Da tali figure, estrapolando la mappa di funzionamento del compressore, si deduce che per il punto di progetto, il rendimento risulta essere quello ottimale (circa 80%); ottimale risulta essere anche l'accoppiamento del motore con la turbina.

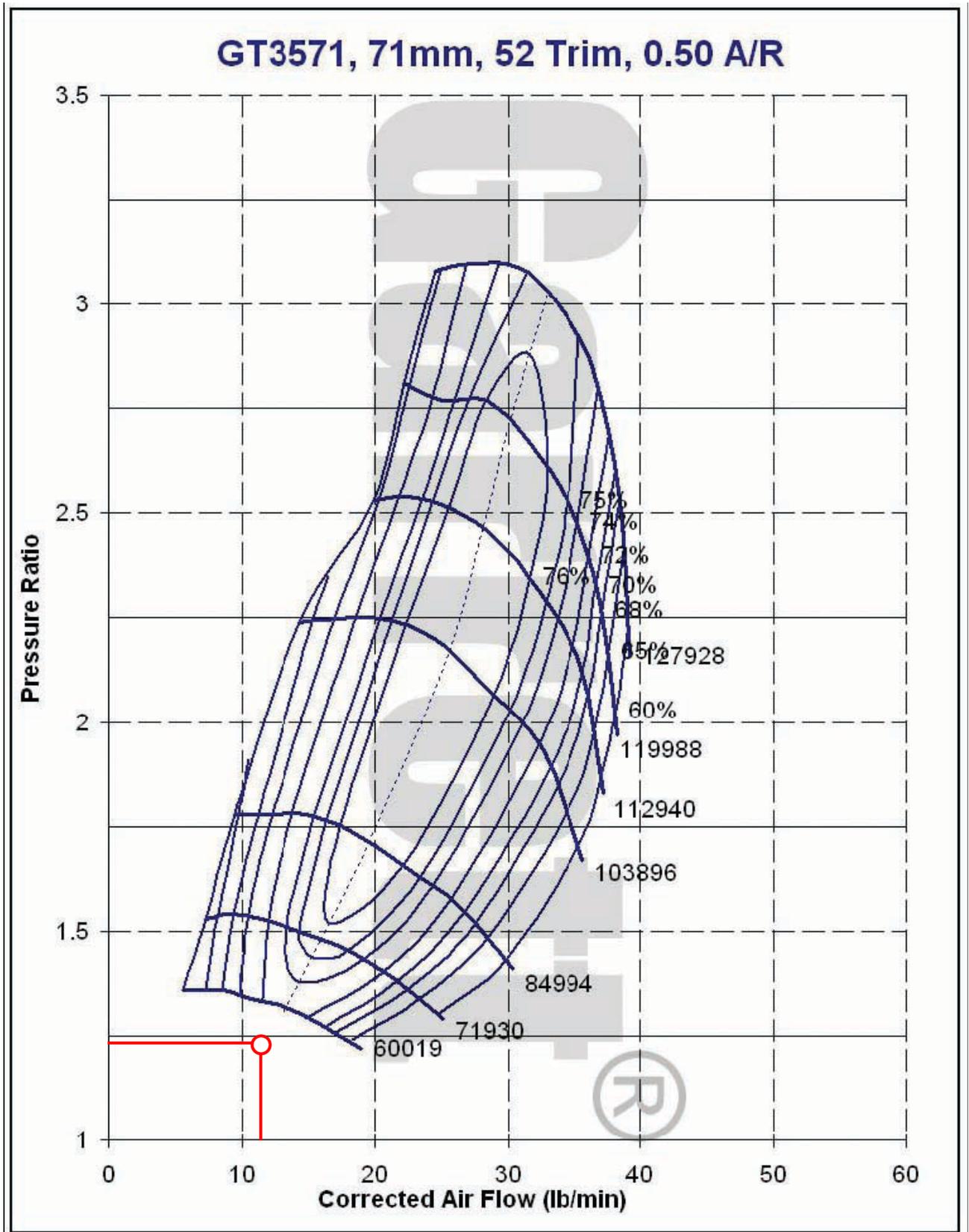


Fig. 16.47 –Curva caratteristiche del compressore GT3571 e punto di accoppiamento con il motore ULM



Fig. 16.48 – Curva caratteristica della turbina GT3571 (A/R=1.05)

16.9.2 Sovralimentazione meccanica

Sebbene l'installazione della sovralimentazione meccanica comporti la necessità di ottenere in qualche modo una presa di forza robusta, si è comunque cercato di realizzare tale sistema di sovralimentazione alterando quanto meno possibile il progetto originale. Per fare ciò si è pensato di realizzare una seconda versione del coperchio riduttore predisposto a montare la coppia di compressori con relativi moltiplicatori di giri ingrananti direttamente con la ruota dentata solidale all'albero porta elica, perfettamente intercambiabile con il coperchio originale, in maniera da poter trasformare la versione del motore ULM 220 da aspirata a sovralimentata meccanicamente in qualunque momento. In Fig. 16.49 si ripropone la versione del coperchio riduttore nella versione atta ad ospitare i sovralimentatori meccanici, nella quale si possono notare i due vani atti a contenere gli ingranaggi del moltiplicatore di giri ed i diversi fori (da occludere a lavorazioni finite) di passaggio per l'olio lubrificante destinato ai cuscinetti degli alberi dei compressori.

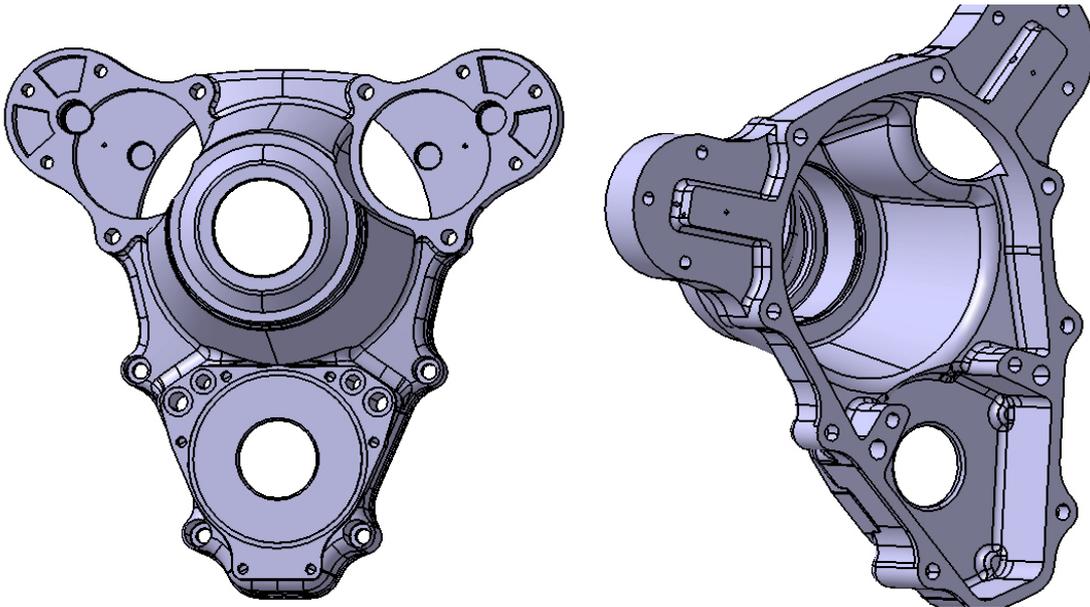


Fig. 16.49 –Coperchio riduttore nella versione sovralimentata

Ciascun gruppo moltiplicatore è composto da due alberi di trasmissione; su un albero sono calettate due ruote dentate, la prima prende il moto dalla ruota dentata collegata all'albero portaelica e la seconda lo trasmette all'albero sulla cui estremità libera è montato il compressore centrifugo. Con riferimento alla Fig. 16.50, i dettagli dell'accoppiamento del sistema moltiplicatore sono riportati nelle tabella 16.4 e 16.5, da cui si evidenzia un primo rapporto di trasmissione pari a 6.857 (48/7) ed un secondo rapporto di trasmissione pari a 6.444 (58/9) per un rapporto di moltiplicazione complessivo pari a 44.190.

Considerando che la ruota A dell'accoppiamento (quella solidale all'albero portaelica) gira con velocità dimezzata rispetto a quella dell'albero motore si ha che a 5000 giri/min dell'albero motore corrisponde una velocità della ruota A pari a 2500 giri/min, cui corrisponderà una velocità della ruota D, a cui è solidale il compressore, pari a $44.190 \cdot 2500 = 110476$ giri/min. La scelta di ciascun compressore va effettuata quindi sulla base della velocità di rotazione corretta (per quanto visto praticamente coincidente con quella effettiva appena determinata) e sulla portata massica d'aria necessaria all'alimentazione della coppia di cilindri che alimenta, quindi pari a metà della portata massica di aria corretta ricavata precedentemente:

$$\dot{m} = \frac{7.35}{2} \frac{\text{kg}}{\text{min}} = 3.66 \frac{\text{kg}}{\text{min}} = 8.11 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

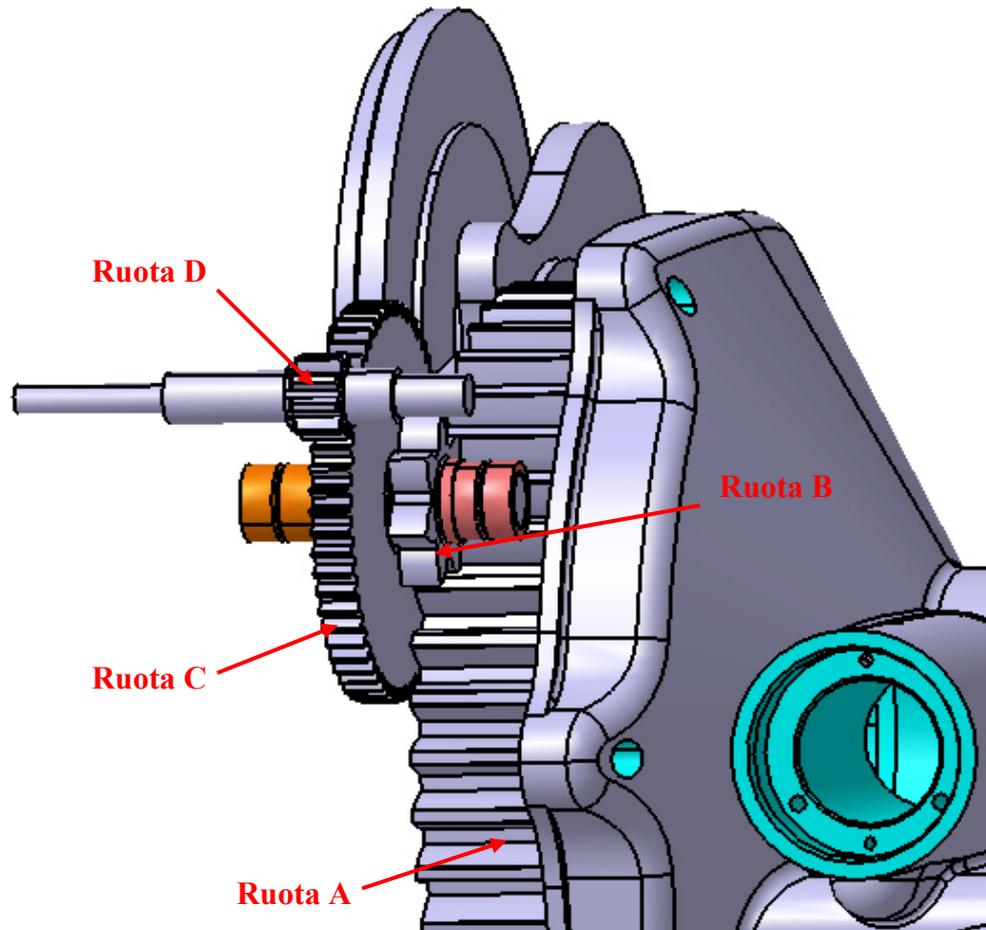


Fig. 16.50 – Sistema moltiplicatore

	Prima coppia	
	Dentatura A (lenta)	Dentatura B (veloce)
Profilo	modulare	modulare
N° denti	48	7
Modulo	2.54 mm	2.54 mm
Angolo di pressione	20°	20°
Diametro primitivo	133 mm	23 mm
Diametro primitivo teorico	18.9 mm	
Diametro esterno	138 mm	28 mm
Correzione positiva	3.4 mm	4.1 mm
Velocità di rotazione	2550 giri/min	17485 giri/min
Lunghezza assiale dente	26 mm	6 mm
angolo elica	19.50° sinistra	19.50° destra
modulo circonferenziale	2.700 mm	2.700 mm
passo normale	7.979 mm	7.979 mm
Interasse	78 mm	78 mm

Tabella 16.4 – Caratteristiche primo accoppiamento

	Seconda coppia (compressore dinamico)	
	Dentatura C (lenta)	Dentatura D (veloce)
Profilo	modulare	modulare
N° denti	58	9
Modulo	1 mm	1 mm
Angolo di pressione	20°	20°
Diametro primitivo	58.9 mm	11.1 mm
Diametro primitivo teorico		9.135 mm
Diametro esterno	60.9 mm	13.1 mm
Correzione positiva	0 mm	2 mm
Velocità di rotazione	17485 giri/min	112681 giri/min
Lunghezza assiale dente	6 mm	7 mm
angolo elica	10° destra	10° sinistra
modulo circonferenziale	1.015 mm	1.015 mm
passo normale	3.14 mm	3.14 mm
Interasse	35 mm	35 mm

Tabella 16.5 – Caratteristiche secondo accoppiamento

L'impossibilità economica di progettare e realizzare un compressore dinamico atto allo scopo, ha portato a ricercare tra i compressori commerciali quello che meglio si potesse adattare a sovralimentate ciascuna coppia di cilindri. Si è scelto di utilizzare anche in questo caso un compressore della Garrett ed in particolare il modello installato sul turbocompressore "GT1544" le cui dimensioni sono riportate in tabella 16.6 e la cui curva caratteristica, con il particolare del punto di accoppiamento con il motore, è riportata in Fig. 16.51.

Come si evince dalla Fig. 16.51, nel punto di progetto il compressore lavora al limite della zona di bloccaggio (con un rendimento di circa il 60%). La non piena sfruttabilità del compressore è dovuta sia all'eventualità che si intende realizzare un rapporto di sovralimentazione estremamente basso rispetto a quelli normalmente adoperati per i sistemi di sovralimentazione di tipo automotive, cui appartengono i sovralimentatori scelti (come nel precedente caso), sia perchè non volendo stravolgere il disegno dell'intero motore si è costretti ad accontentarsi di un moltiplicatore di giri con rapporto di trasmissione appena sufficiente per far girare il compressore al limite minimo necessario per funzionare correttamente.

COMPRESSORE			
Diametro interno	Diametro esterno	Trim	A/R
32.9 mm	43.9 mm	56.0	0.33

Tabella 16.6 – Caratteristiche compressore GT1544

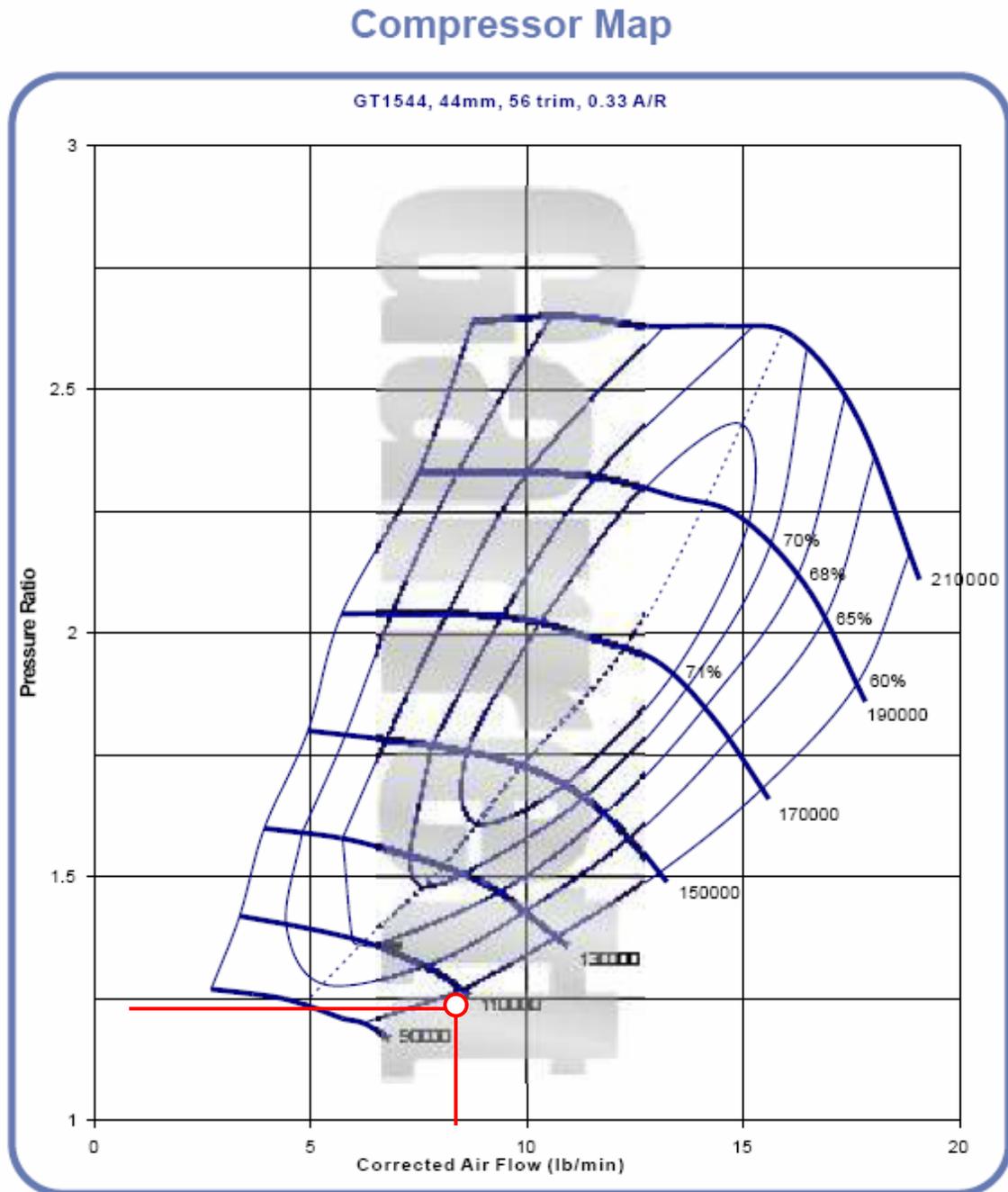


Fig. 16.51 –Curva caratteristiche del compressore GT1544 e punto di accoppiamento con il motore ULM 220

Per completare il capitolo si riporta in Fig. 16.52 l'immagine del gruppo moltiplicatore assemblato sul coperchio riduttore, nella quale si possono notare le sedi per i compressori scelti e le flangie di attacco per le chiocchie; in Fig. 16.53 si riporta un particolare del gruppo moltiplicatore assemblato.

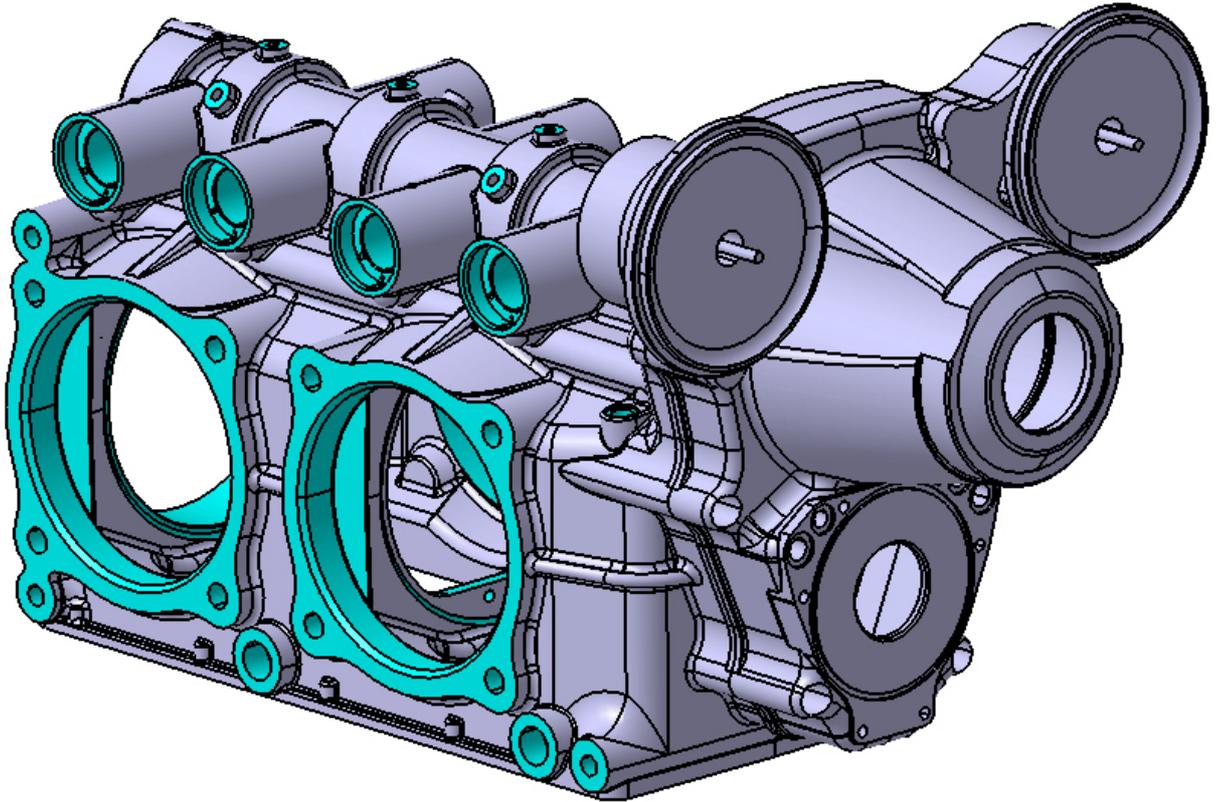


Fig. 16.52 – Gruppo moltiplicatore assemblato

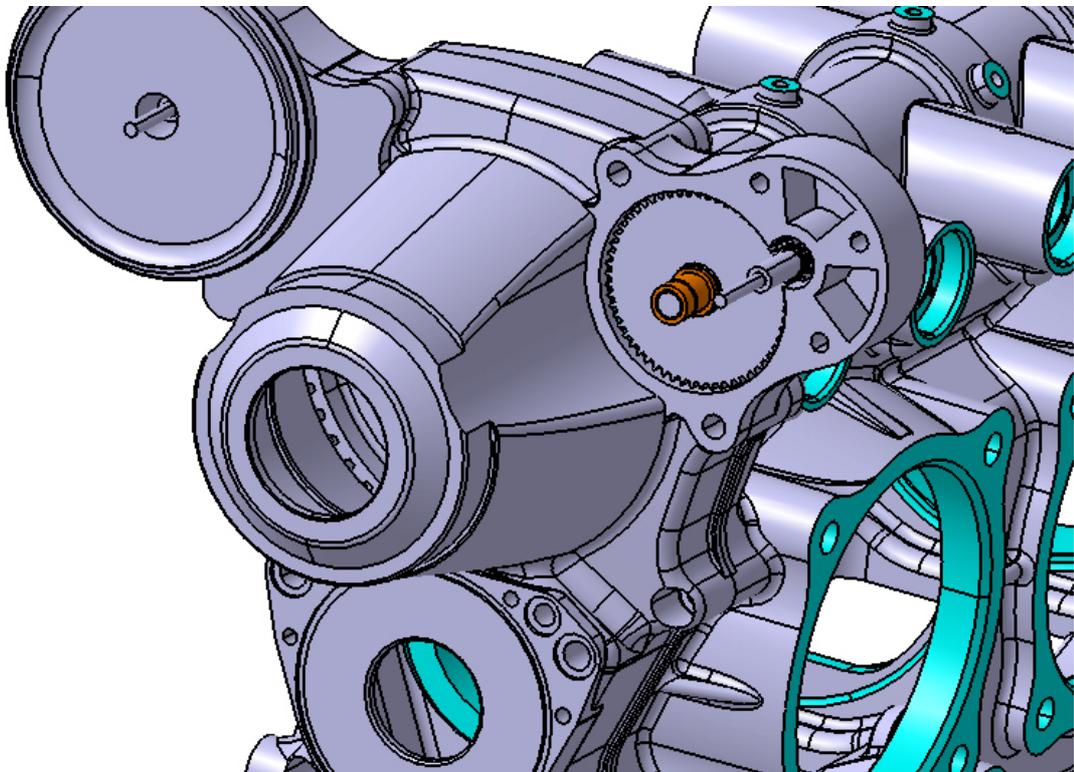


Fig. 16.53 – Particolare del gruppo moltiplicatore assemblato

Appendice I – Studio cinematico e dinamico del manovellismo del motore ULM 220 (Algoritmo scritto in ambiente Mathcad)

Dimensioni:

$A_1 := 100\text{-mm}$	alesaggio
$C := 70\text{-mm}$	corsa
$l := 128\text{-mm}$	interasse di biella
$r_{p1} := 33.5\text{-mm}$	raggio primitiva ruota conduttrice
$I := 150\text{-mm}$	interasse banchi
$\Delta := 50\text{-mm}$	sfasamento perni

Proprietà inerziali:

$M_a := 574.5\text{-gm}$	massa del pistone completo di fasce elastiche e spinotto
$m_1 := 118.4\text{-gm}$	massa equivalente al piede di biella
$m_2 := 251.6\text{-gm}$	massa equivalente alla testa di biella e bronzina di manovella
$m_3 := 615\text{-gm}$	massa equivalente allo sbilanciamento dell'albero

Parametri di funzionamento:

$$\text{ODC} := \begin{pmatrix} 1 \\ 3 \\ 2 \\ 4 \end{pmatrix} \quad \text{ordine di accensione (Alfasud monocarb.)}$$

$n := 5100$	giri al minuto
$p_a := 1.0\text{-atm}$	pressione carter
$\delta_{sp} := 20\text{-deg}$	angolo di spinta ruota dentata

Proprietà elastiche albero motore:

$$\text{CX} := \begin{pmatrix} 0.756 & 0.254 & -0.023 & -0.014 & 1.039 \\ 0.258 & 0.769 & 0.775 & 0.261 & -0.0418 \\ -0.014 & -0.023 & 0.248 & 0.753 & -0.00231 \end{pmatrix} \quad \begin{array}{l} \text{coefficienti di carico perni di banco/perni di} \\ \text{manovella lungo la direzione del raggio di} \\ \text{manovella (Catia 5)} \end{array}$$

$$CY := \begin{pmatrix} 0.988 & 0.234 & 5.28 \cdot 10^{-4} & -0.0480 & 1.040 \\ 0.016 & 0.854 & 0.858 & 0.179 & -0.0426 \\ -0.007 & -0.031 & 0.157 & 0.844 & 0.00186 \end{pmatrix}$$

coefficienti di carico perni di banco/perni di manovella lungo la direzione ortogonale al raggio di manovella (Catia 5)

DIAGRAMMA CICLO INDICATO

Ciclo := READPRN("CicloBozza1.dat")

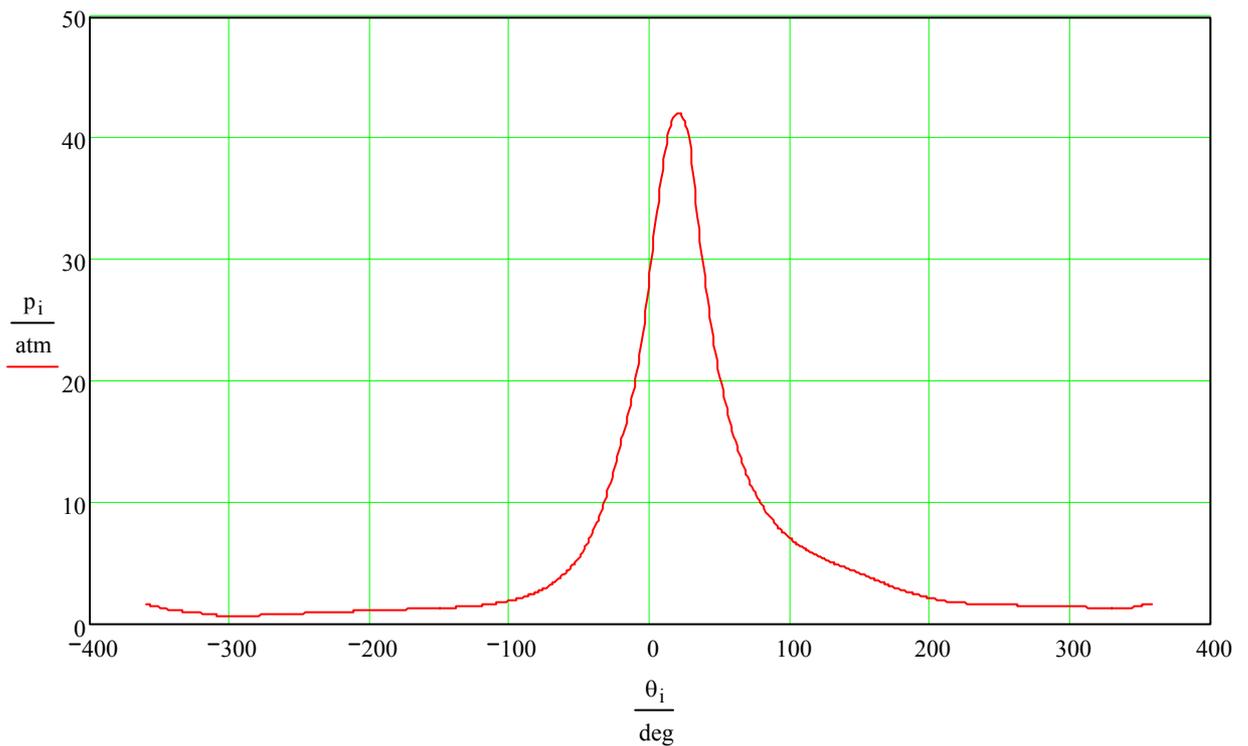
Caricamento ciclo indicato

$\theta := \text{Ciclo}^{(0)} \cdot \text{deg}$ estrazione angolo manovella

$p := \text{Ciclo}^{(1)} \cdot \text{atm}$ estrazione angolo pressione

$i := 0, 1 \dots 715$

$$h_{i,0} := \frac{\theta_i}{\text{deg}} \quad h_{i,1} := \frac{p_i}{\text{atm}}$$



AREA CALCOLO

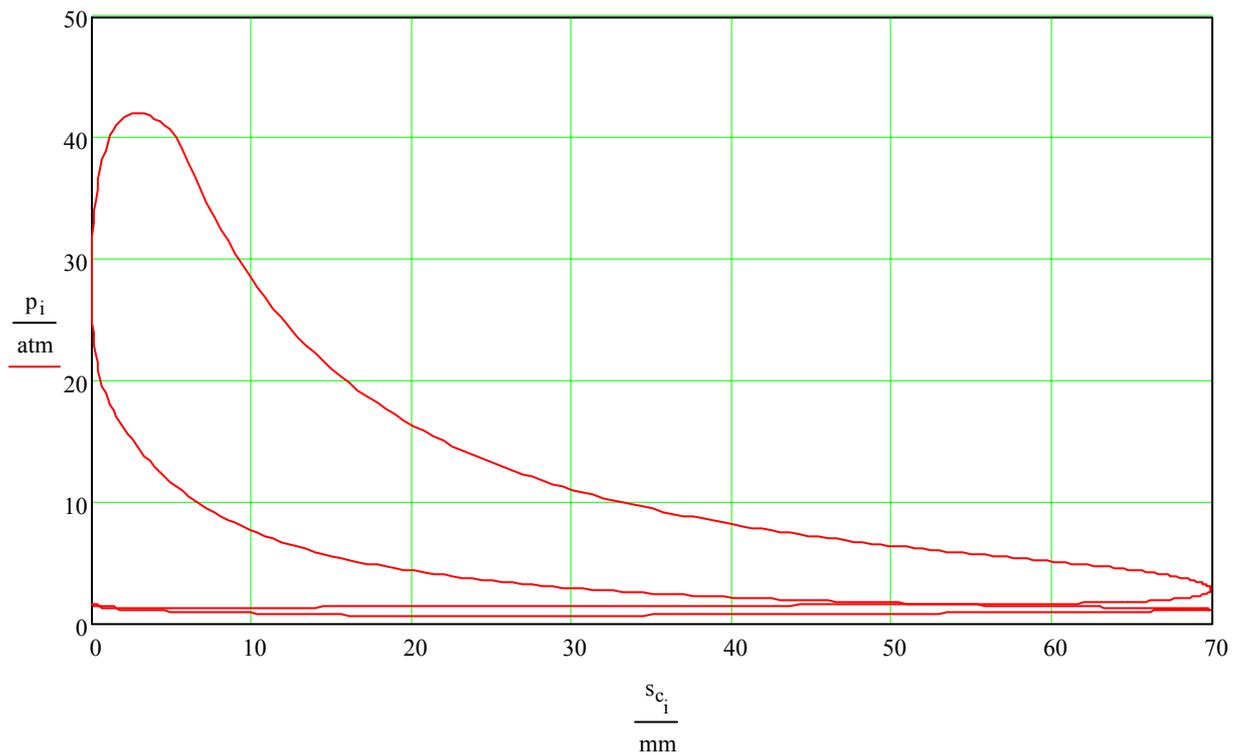
$$r := \frac{C}{2} \quad r = 35 \text{ mm} \quad \text{raggio di manovella}$$

$$A := \pi \cdot \frac{A_1^2}{4} \quad A = 78.54 \text{ cm}^2 \quad \text{area pistone}$$

$$\omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot \frac{\text{rad}}{\text{sec}} \quad \omega = 534.071 \frac{\text{rad}}{\text{sec}} \quad \text{velocità angolare}$$

$$\mu := \frac{l}{r} \quad \mu = 3.657 \quad \text{rapporto di obliquità}$$

$$s_c := r \cdot \left(1 - \cos(\theta) + \frac{1 - \cos(2 \cdot \theta)}{4 \cdot \mu} \right)$$



$z := 0, 1..3$

$Rit_{ODC_{z-1}} := -z \cdot 180$

ritardo per ordine di accensione

$$j(i) := \begin{bmatrix} \left(\frac{i + Rit_0}{720} - \text{floor} \left(\frac{i + Rit_0}{720} \right) \right) \cdot 720 \\ \left(\frac{i + Rit_1}{720} - \text{floor} \left(\frac{i + Rit_1}{720} \right) \right) \cdot 720 \\ \left(\frac{i + Rit_2}{720} - \text{floor} \left(\frac{i + Rit_2}{720} \right) \right) \cdot 720 \\ \left(\frac{i + Rit_3}{720} - \text{floor} \left(\frac{i + Rit_3}{720} \right) \right) \cdot 720 \end{bmatrix}$$

indici dei singoli cilindri

$$\tan \phi_i := \frac{\sin(\theta_i)}{\sqrt{\mu^2 - \sin^2(\theta_i)}} \quad s_{\phi_i} := r \cdot \left(1 - \cos(\theta_i) + \frac{1 - \cos(2 \cdot \theta_i)}{4 \mu} \right)$$

$$F_{ia_i} := -(M_a + m_1) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \left(\cos(\theta_i) + \frac{\cos(2 \cdot \theta_i)}{\mu} \right) \quad \text{forze d'inerzia sul pistone}$$

$$F_i := A \cdot (p_i - p_a) \quad \text{forze dei gas sul pistone}$$

$$F_{sp_i} := (F_i + F_{ia_i}) \cdot \sqrt{1 + (\tan \phi_i)^2} \quad \text{forze sullo spinotto}$$

$$F_{pl_i} := (F_i + F_{ia_i}) \cdot \tan \phi_i \quad \text{forze laterali sul pistone}$$

$$F_{pm\xi_i} := F_i + F_{ia_i} - m_2 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\theta_i) \quad F_{pm\eta_i} := (F_i + F_{ia_i}) \cdot \tan \phi_i + m_2 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin(\theta_i)$$

$$F_{pm_i} := \sqrt{(F_{pm\xi_i})^2 + (F_{pm\eta_i})^2} \quad \text{forze sul perno di manovella}$$

$$\beta_i := \text{angle}(F_{pm\xi_i}, F_{pm\eta_i}) \quad \delta_i := \beta_i + \theta_i \quad \text{direzione del carico sul perno di manovella}$$

$$M_{m_i} := F_{pm\xi_i} \cdot r \cdot \sin(\theta_i) + F_{pm\eta_i} \cdot r \cdot \cos(\theta_i) \quad \text{momento motore per } z=1$$

$$M_{T_i} := \sum_{z=0}^3 M_{mj(i)_z} \quad \text{momento motore totale per } z=4$$

$$M_{med} := \frac{1}{720} \cdot \sum_{i=0}^{719} M_{T_i}$$

$$M_{\text{med}} = 16.838 \text{ mkgf}$$

momento motore medio indicato

$$P_{\text{med}} := M_{\text{med}} \cdot \omega$$

$$P_{\text{med}} = 118.262 \text{ hp}$$

potenza media

$$p_{\text{mi}} := \frac{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{med}}}{\text{cc}}$$

$$p_{\text{mi}} = 9.312 \text{ atm}$$

pressione media indicata

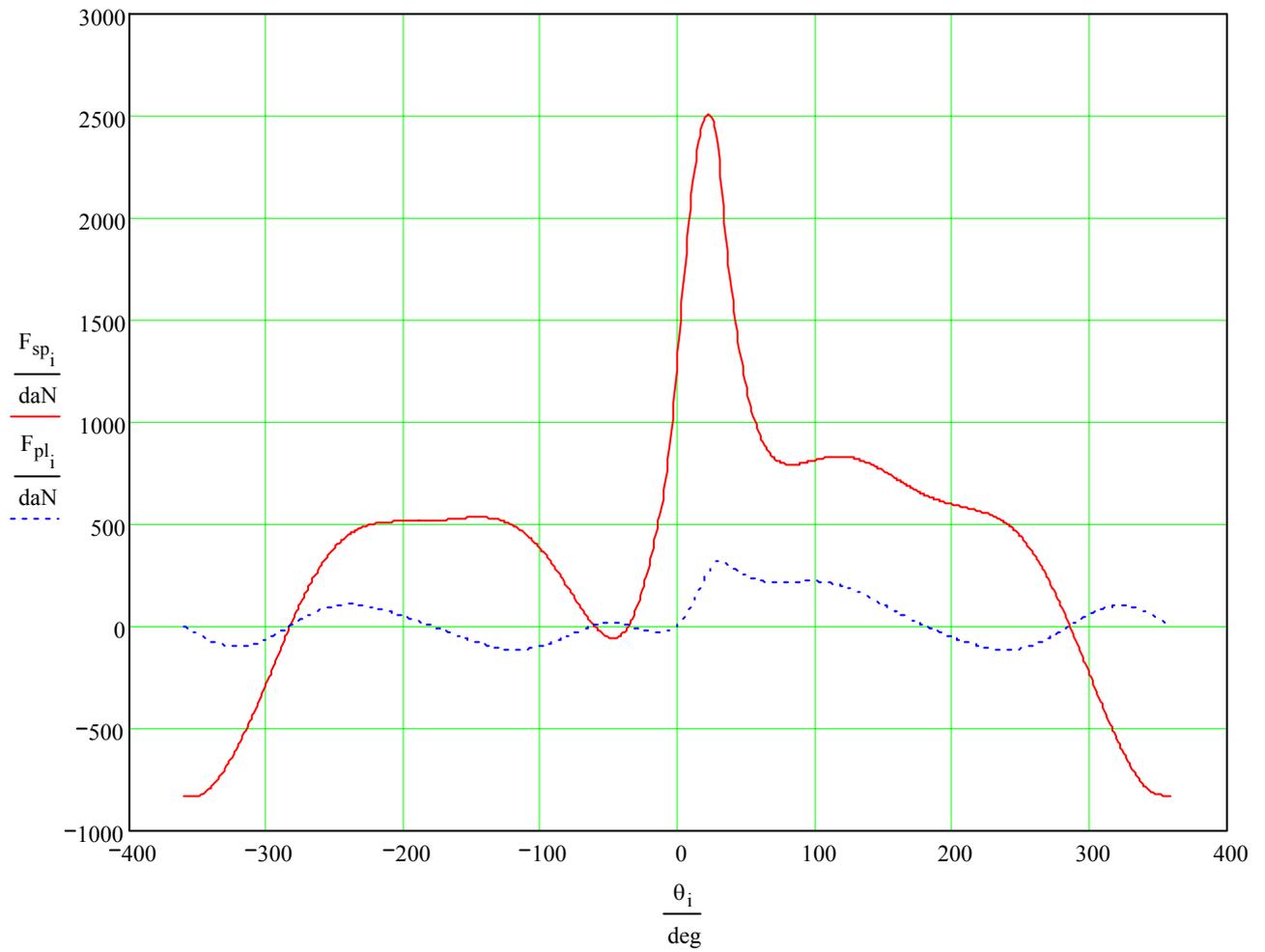


Diagramma polare dei carichi sul cuscinetto di manovella

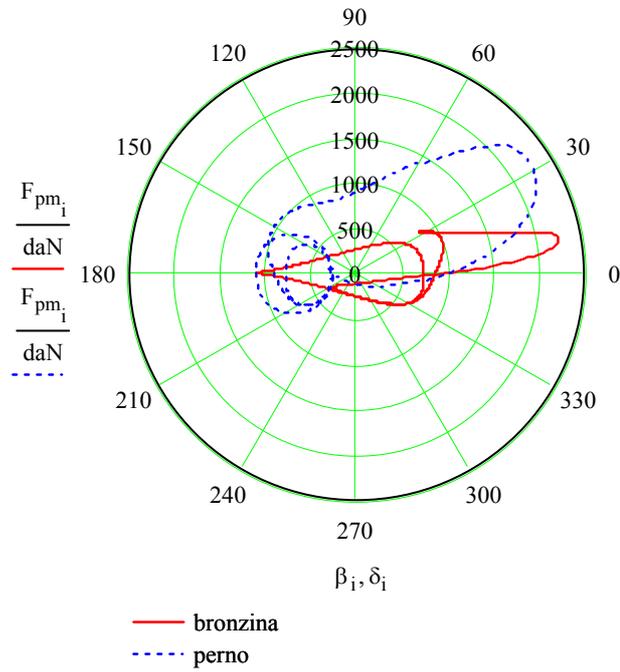
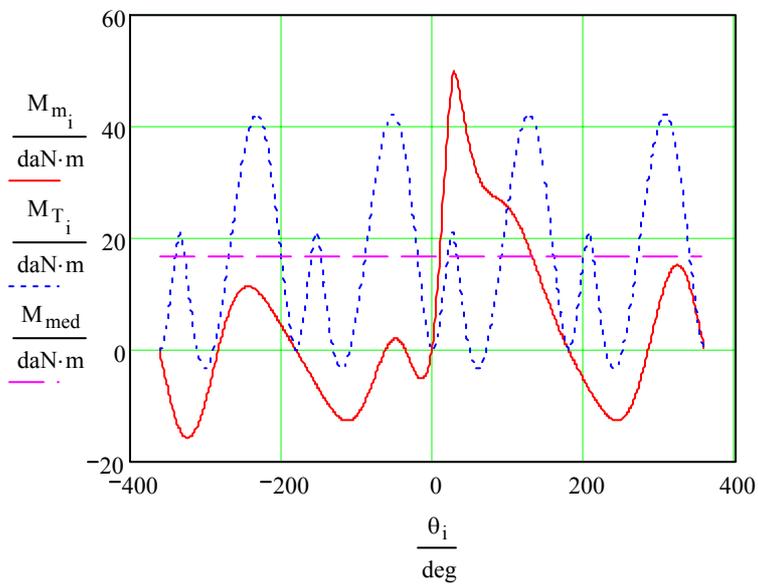


Diagramma del momento motore



Determinazione dei carichi sui perni di manovella:

$$F_r^{(i)} := \begin{pmatrix} -F_{pmj(i)_0} \cdot \cos(\delta_{j(i)_0}) + m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ F_{pmj(i)_1} \cdot \cos(\delta_{j(i)_1}) - m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ F_{pmj(i)_2} \cdot \cos(\delta_{j(i)_2}) - m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ -F_{pmj(i)_3} \cdot \cos(\delta_{j(i)_3}) + m_s \cdot \omega^2 \cdot r \end{pmatrix}$$

carichi agenti sui perni di manovella - direzione raggio di manovella

$$F_t^{(i)} := \begin{pmatrix} F_{pmj(i)_0} \cdot \sin(\delta_{j(i)_0}) \\ -F_{pmj(i)_1} \cdot \sin(\delta_{j(i)_1}) \\ -F_{pmj(i)_2} \cdot \sin(\delta_{j(i)_2}) \\ F_{pmj(i)_3} \cdot \sin(\delta_{j(i)_3}) \end{pmatrix}$$

carichi agenti sui perni di manovella - direzione ortogonale raggio di manovella

$$\gamma^{(i)} := \begin{pmatrix} \text{angle}(F_{r_{0,i}}, F_{t_{0,i}}) \\ \text{angle}(F_{r_{1,i}}, F_{t_{1,i}}) \\ \text{angle}(F_{r_{2,i}}, F_{t_{2,i}}) \\ \text{angle}(F_{r_{3,i}}, F_{t_{3,i}}) \end{pmatrix}$$

angoli carico rispetto ad albero

Determinazione dei carichi sui perni di banco:

$$R_{bx}^{(i)} := CX \cdot \begin{pmatrix} -F_{pmj(i)_0} \cdot \cos(\delta_{j(i)_0}) + m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ F_{pmj(i)_1} \cdot \cos(\delta_{j(i)_1}) - m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ F_{pmj(i)_2} \cdot \cos(\delta_{j(i)_2}) - m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ -F_{pmj(i)_3} \cdot \cos(\delta_{j(i)_3}) + m_s \cdot \omega^2 \cdot r \\ \frac{M_{T_i}}{r_{p1} \cdot \cos(\delta_{sp})} \cdot \cos(\theta_i + \delta_{sp}) \end{pmatrix}$$

aliquota reazioni dovuta ai carichi
sui perni di manovella - direzione
raggio di manovella

$$R_{by}^{(i)} := CY \cdot \begin{pmatrix} F_{pmj(i)_0} \cdot \sin(\delta_{j(i)_0}) \\ -F_{pmj(i)_1} \cdot \sin(\delta_{j(i)_1}) \\ -F_{pmj(i)_2} \cdot \sin(\delta_{j(i)_2}) \\ F_{pmj(i)_3} \cdot \sin(\delta_{j(i)_3}) \\ \frac{M_{T_i}}{r_{p1} \cdot \cos(\delta_{sp})} \cdot \cos\left(\theta_i + \delta_{sp} + \frac{\pi}{2}\right) \end{pmatrix}$$

aliquota reazioni dovuta ai carichi
sui perni di manovella - direzione
perpendicolare al raggio di manovella

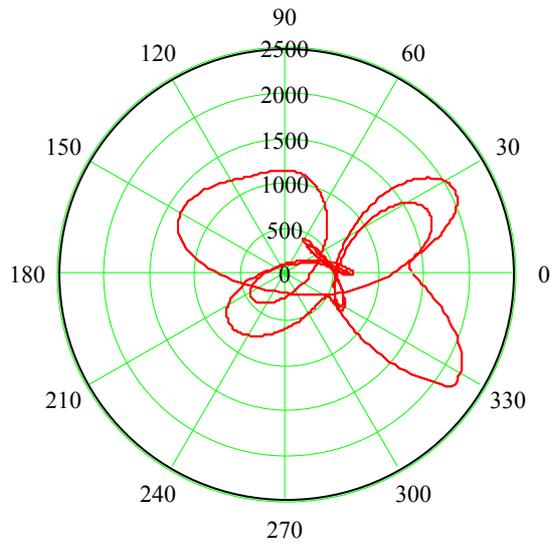
$$R_b^{(i)} := \begin{bmatrix} \sqrt{(R_{bx_{0,i}})^2 + (R_{by_{0,i}})^2} \\ \sqrt{(R_{bx_{1,i}})^2 + (R_{by_{1,i}})^2} \\ \sqrt{(R_{bx_{2,i}})^2 + (R_{by_{2,i}})^2} \end{bmatrix}$$

modulo carichi perno di banco

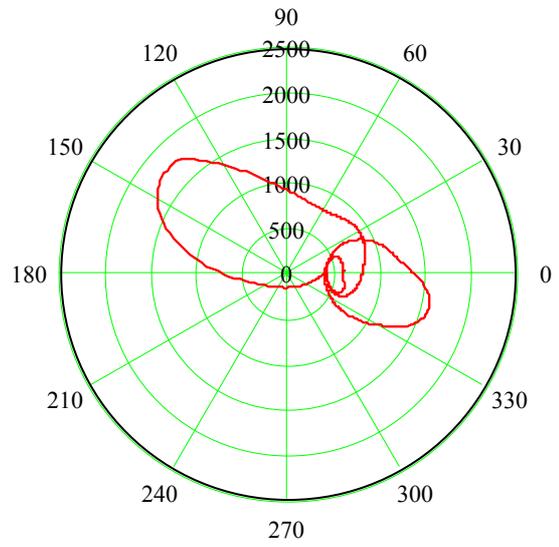
$$\alpha^{(i)} := \begin{pmatrix} \text{angle}(R_{bx_{0,i}}, R_{by_{0,i}}) \\ \text{angle}(R_{bx_{1,i}}, R_{by_{1,i}}) \\ \text{angle}(R_{bx_{2,i}}, R_{by_{2,i}}) \end{pmatrix}$$

angoli carico rispetto ad albero

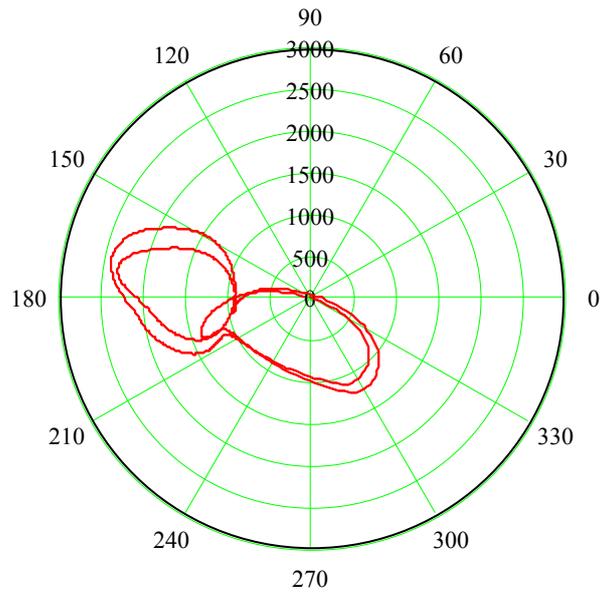
Diagramma polare delle reazioni sui supporti banco rispetto all'albero



— Prodiero [daN vs. deg]



— Poppiero [daN vs. deg]



— Mediano [daN vs. deg]

Appendice II – Ambiente Amesim

L'ambiente di simulazione Amesim si presenta come un complesso di icone/modelli di calcolo che possono essere collegati tra loro a formare sistemi complessi. Sono presenti molteplici modelli base, utili a simulare sistemi elettrici, idraulici e meccanici più o meno complessi.

I vantaggi dell'ambiente di simulazione Amesim sono:

- utilizzo di una potente interfaccia grafica, con una diretta visualizzazione dei risultati;
- possibilità di utilizzare nuovi modelli di calcolo assieme a quelli già presenti;
- possibilità di analizzare e simulare in tempi brevi sistemi anche complessi, senza la necessità di scrivere alcun codice di calcolo (programmazione e modellazione basata su oggetti).

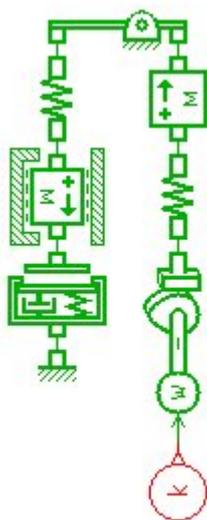


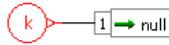
Fig. AII.1 – Modello distribuzione a due gradi di libertà



Fig. AII.2 – Modello distribuzione ad un grado di libertà

I modelli realizzati per le simulazioni Amesim nel capitolo 9 del presente lavoro di tesi (ripresi nelle Figg. AII.1 e AII.2), sono costituiti da diversi “oggetti” collegati opportunamente tra loro che verranno tra breve descritti:

- “constant signal”



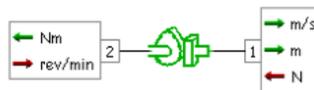
sottomodello che produce un segnale dimensionale in uscita dalla porta 1 di tipo costante (nel caso in esame è la velocità angolare n dell'albero a camme);

- “conversion of signal to a rotary speed in rev/min”:



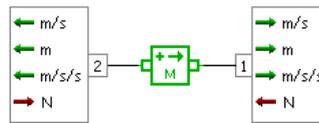
sottomodello che converte un segnale adimensionale in ingresso alla porta 1, in una grandezza con le dimensioni di una velocità angolare espressa in giri/min (rev/min) in uscita dalla porta 2;

- “cam and cam follower”:



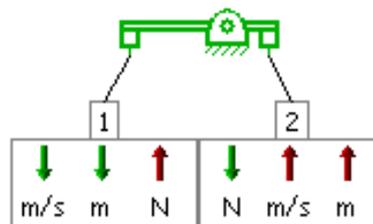
sottomodello (avente per icona il profilo di una camma con il corrispondente piattello) il cui ingresso alla porta 2 è una velocità angolare espressa in rev/min e le cui uscite dalla porta 1 sono le leggi di spostamento e di velocità del piattello. Le informazioni sulla legge spostamento/rotazione piattello/camma sono prelevate da un file in formato ASCII preventivamente preparato nel quale, su due colonne, devono essere riportati i valori dell'angolo di rotazione della camma ed i corrispondenti valori di spostamento del piattello;

- “2 port mass capable of one-dimensional motion”



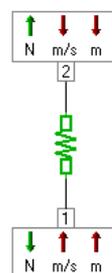
sottomodello capace di descrivere una massa in un movimento unidimensionale senza la presenza dell’attrito. Le grandezze in ingresso per ciascuna porta sono forze, mentre le grandezze di uscita da ciascuna porta sono spostamento, velocità e accelerazione;

- “linear mechanical lever ”



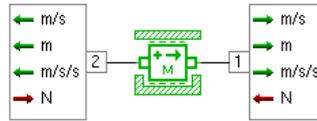
sottomodello che descrive la meccanica di una leva lineare i cui parametri sono i bracci **a** e **b** della leva. La grandezza in ingresso alla porta 1 è la forza, le grandezze in uscita dalla porta 1 sono spostamento e velocità; per quanto riguarda la porta 2 si ha un’inversione dei segnali, infatti su tale porta le grandezze in ingresso sono spostamento e velocità, mentre la grandezza in uscita è la forza;

- ”ideal linear spring”



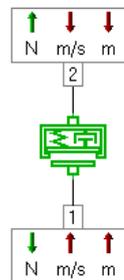
sottomodello descrivente una molla meccanica lineare ideale caratterizzata da rigidità e precarico. Le grandezze in ingresso su ciascuna porta sono spostamento e velocità; la grandezza in uscita da ciascuna porta è una forze

- “mass with friction and configurable end stops”



sottomodello che descrive una massa in movimento unidimensionale soggetta ad attrito statico, dinamico e viscoso ed avente finecorsa di arresto elastici in entrambe le estremità. I parametri che caratterizzano tale sottomodello sono la massa, i coefficienti di attrito statico e dinamico, la viscosità, la rigidità dei finecorsa e la posizione dei fine corsa stessi. Nel caso in esame si è impostata la posizione del primo finecorsa a zero mm per simulare l’affetto della sede valvola e non si è utilizzato l’ulteriore finecorsa. Le grandezze in ingresso per ciascuna porta sono forze, mentre le grandezze di uscita da ciascuna porta sono spostamento, velocità e accelerazione;

- “linear andstop with preloaded spring”



sottomodello rappresentante un sistema molla/smorzatore unidimensionale avente su ciascuna porta in ingresso spostamento e velocità ed in uscita una forza.

Per tale sottomodello devono essere impostati i valori della rigidità della molla e la viscosità dello smorzatore. Esso è un sottomodello dotato, inoltre, della possibilità di settare un valore di precarico della molla ed un gioco iniziale del sistema. Nel caso in esame il gioco è nullo in quando la distribuzione del motore ULM220 prevede una

punteria idraulica, mentre i valori di precarico sono stati posti pari a 484 N, come da progetto.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Bozza F., GIMELLI A., GRASSIA P., MIGLIACCIO M.NO “*Progettazione meccanica ed analisi fluidodinamica di un MCI per velivoli ultraleggeri*” 55° Congresso Nazionale ATI 2000 (International Meeting) – Bari, Matera 15/20 settembre 2000.
- [2] GRASSIA P., MIGLIACCIO M.no, *A SI Engine for Ultra Light Aircraft Propulsion*” Rivista ATA – Vol 57 – N.11/12 - 2004
- [3] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., “*Numerical Simulation of In-Cylinder Processes and Duct Flow in a Light-Duty Diesel Engine*”, Fourth International Symposium on Small Diesel Engine, Warsw, June 1996, “Journal of POLISH CIMAC”, Vol. 2, n.1, pp. 51-66, 1996.
- [4] Benson R.S., “*The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*”, Vol. 1, edited by Horlock J.H. and Winterbone D.E., Clarendon Press, Oxford 1982.
- [5] Bozza F., Cameretti M.C., Senatore A., Tuccillo R., “*Experimental Investigation and Numerical Modelling of an Advanced Turbocharged D.I. Diesel Engine*”, SAE paper 970057, Int. Cngr. & Exp., Detroit, feb. 1997, pubblicato anche sul volume “Engine Modeling”, SAE SP-1255, 1997.
- [6] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., “*Una procedura di integrazione tra modelli fluidodinamici di M.C.I.*”, Atti del 52° Congresso A.T.I., Cernobbio, settembre 1997, ed. SGE Padova, vol.2, pp. 1235-1249.
- [7] Della Volpe R., “*Macchine*”, edizioni Liguori, 2002.
- [8] Della Volpe R., Migliaccio M., “*Motori a Combustione Interna per Autotrazione*”, edizioni Liguori, 1995.

- [9] Della Pietra G., *"Lezioni di Meccanica delle Macchine"*, Vol. 1 e Vol. 2, edizioni CUEN, 1991.
- [10] Garro A., *"Progettazione Strutturale del Motore"*, edizioni Levrotto&Bella, 1992.
- [11] Bocchi G., *"Motori a Quattro Tempi"*, edizioni Hoepli, 1987.
- [12] Ferrari G., *"Motori a Combustione Interna"*, edizioni Il Capitello, 1992.
- [13] Miller D. S., *"Internal Flow Systems"*, edizioni Bhra, 1990.
- [14] Idelcik I.E., *"Spravotchnik po guidravlitcheskim soprotivleniam"*, edizioni Gosenergoizdat, 1960.
- [15] Pacetti B., *"Corso di Disegno Tecnico"*, edizione Heopli, 1963.
- [16] Filippi F., *"Disegno di Macchine"*, edizione Heopli, 1977.
- [17] Grassia P., Oliviero C., Tesi di Laurea: *"Progettazione e costruzione di un motore alternativo a c.i. per U.L.M."* AA 1998 – 1999. Relatori Proff. Ing. Luigi Pascale, Leonardo Lecce, Mariano Migliaccio.
- [18] D'Ascoli G., Tesi di Laurea: *"Allestimento e prime prove funzionali di un motore alternativo a c.i. per U.L.M."* AA 1998 – 1999. Relatore Prof. Ing. Mariano Migliaccio.
- [19] Vicedomini R., Tesi di Laurea: *"Sviluppo di un motore 4 tempi per velivoli ultraleggeri"* AA 2001 – 2002. Relatore Prof. Ing. Mariano Migliaccio.
- [20] Godono F., Tesi di Laurea: *"Progetto di un motore a c.i. ad iniezione e 16 valvole per U.L.M."* AA 2005 – 2006. Relatori Proff. Ing. Mariano Migliaccio e Renato della Volpe.

- [21] Taylor C.F., “*The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*”, edited by The M.I.T. Press, 1994.
- [22] SKF, “*General Catalogue*”, Editing by Gerber & Bruckmann, 1994.
- [23] Angst & Pfister, “*Catalogo di Anelli di Tenuta A&P per Alberi Rotanti*”.
- [24] Federal-Mogul S.A., “*Glyco Cuscinetti*”, 2005.
- [25] Angst & Pfister, “*Catalogo di O-Ring*”.
- [26] Inserrato R. “Articolo Autotecnica” NPM 06/2005
- [27] Pignone G., Vercelli U. “Motori ad elevata potenza specifica”, Nada, 2003
- [28] Daniela Vignocchi “Elementi di progettazione del motore”, Athena audiovisual, 2002
- [29] Dante Giocosa, “Motori endotermici”, Hoepli, 1963
- [30] Juvinall R. C., Marshek K. M., “Fundamentals of machine component design” II ed., New York: J. Wiley and sons (1991).
- [31] Migliaccio M, Torella E. C., Marino A. G. “Analisi della sovralimentazione di motori a benzina di piccola cilindrata e studio dell’accoppiamento motore – sovralimentatore”
Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l’Energetica (A.A. 2005/2006)

ALLEGATO 1

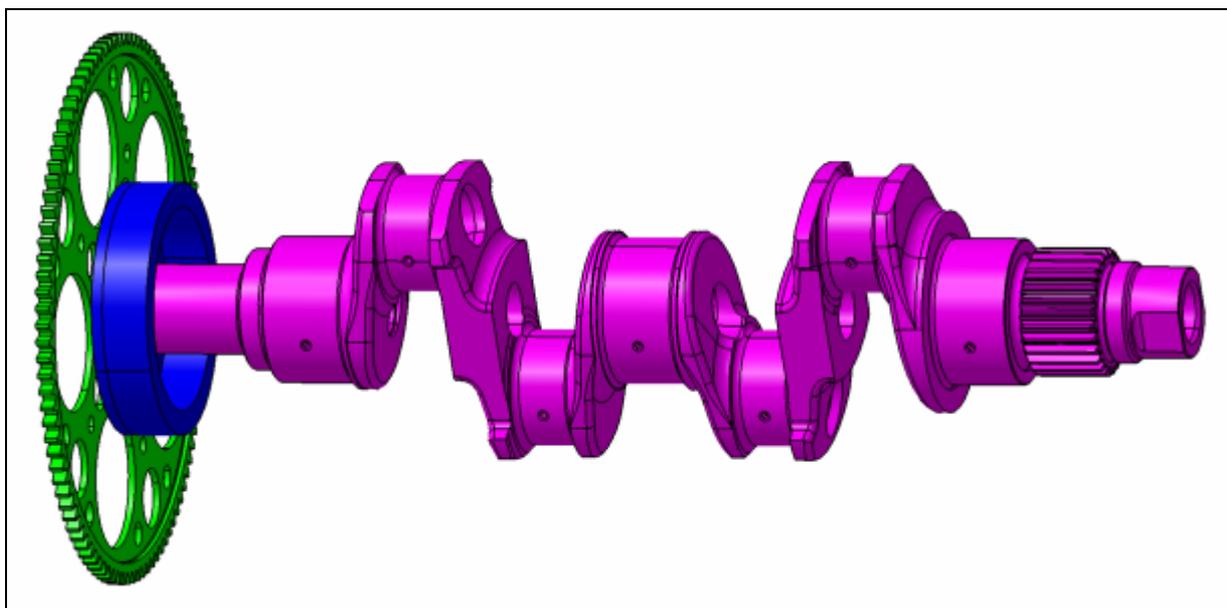
ANALISI DINAMICA DEL COMPLESSO ALBERO MOTORE+ALBERO PORTAELICA ULM220



Indirizzo	Via Claudio, 21 -80125- Napoli (ITALY)
Telefono	+39 081 239 40 66 / +39 081 768 33 19
Fax	+39 081 624 609
Cod. Fisc. E Part. IVA IT	00876220633

TITOLO DEL DOCUMENTO

**ANALISI DINAMICA DEL COMPLESSO
ALBERO MOTORE + ALBERO PORTAELICA ULM220**



CODICE DEL DOCUMENTO	REVISIONE	NUMERO DI PAGINE		
06/90	1.1	41		
COMMITTENTE	PREPARATO DA	APPROVATO DA		
C.M.D. Costruzioni Motori Diesel S.r.l.	Ing. Rosario Pecora	Prof. Ing. Leonardo Lecce		
	FIRMA	FIRMA		
	DATA	DATA		
	24	10	06	
		26	10	06

INDICE

ABSTRACT	3
DOCUMENTI APPLICABILI	3
INTRODUZIONE	4
DATI DELL'ALBERO MOTORE E ASSUNZIONI	5
DATI DELL'ALBERO PORTA ELICA E ASSUNZIONI	7
1 MODELLO DINAMICO DELL'ALBERO (MODELLO STRUTTURALE + MODELLO INERZIALE).....	8
1.2 DEFINIZIONE DEI NODI E DEGLI ELEMENTI DEL MODELLO DELL'ALBERO	14
1.3 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI DEL MODELLO STRUTTURALE.....	16
1.4 PARAMETRI UTILI ALLA DEFINIZIONE DEL MODELLO INERZIALE.....	17
1.5 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI DEL MODELLO INERZIALE	18
2 MODI PROPRI DELL'ALBERO.....	19
3 MODELLO DISSIPATIVO.....	21
4 FORZANTI ESTERNE	23
4.1 MOMENTO MOTORE	23
4.2 MOMENTO MOTORE INERZIALE	29
5 RISULTATI DELL' ANALISI DI RESISTENZA STATICA	31
6 RISULTATI DELL' ANALISI DI RESISTENZA A FATICA	35
7 CONCLUSIONI	38
APPENDICE A	39
APPENDICE B.....	40

ABSTRACT

Il presente documento illustra i modelli, i metodi nonché i risultati dell'analisi dinamica condotta sul complesso costituito dall'albero di trasmissione e dall'albero porta elica del motore ULM220.

L'analisi dinamica è stata finalizzata alla verifica di resistenza statica e a fatica del complesso in corrispondenza di due diverse condizioni di funzionamento/forzanti esterne.

Per ciascuna delle suddette condizioni, e attraverso l'analisi di resistenza statica, si è dimostrato che – adoperando l'acciaio UNI 38 NCD4 come materiale costituente – le tensioni nominali che insorgono nella sezione maggiormente sollecitata garantiscono un soddisfacente margine di sicurezza rispetto allo snervamento; considerando gli effetti di intaglio, il suddetto margine si riduce sensibilmente pur continuando ad essere positivo. È stato dunque dimostrato che l'impiego di un acciaio più resistente -quale l'UNI 30 NiCrMo12- garantisce soddisfacenti margini di sicurezza anche in presenza di intagli.

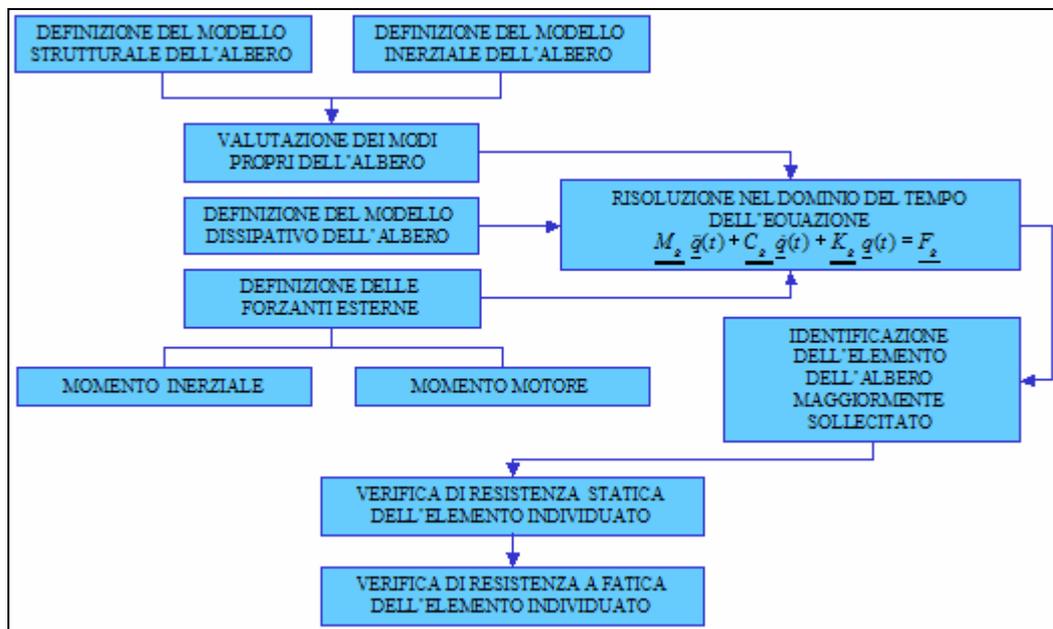
L'analisi a fatica, condotta mediante il criterio di Goodman, ha inoltre evidenziato che l'impiego di un acciaio meccanicamente equivalente o superiore in resistenza all'UNI30 NiCrMo12 è necessario onde scongiurare fenomeni di rottura a fatica in presenza di amplificazione delle tensioni per effetti di intaglio.

DOCUMENTI APPLICABILI

- [1] Modello CATIA albero (autore: D.I.M.E. – Università degli Studi di Napoli Federico II)
- [2] Tabella dati motore Rev. 1 del 24 Aprile 2006
(autore: D.I.M.E. – Univeristà degli Studi di Napoli Federico II)
- [3] Diagramma (p, θ) ciclo medio indicato a 5100 giri/min
(autore: D.I.M.E. – Università degli Studi di Napoli Federico II)
- [4] Diagramma (p, θ) ciclo di massima pressione
(autore: D.I.M.E. – Università degli Studi di Napoli Federico II)
- [5] Tavola in formato pdf; titolo: “Albero porta elica con ruote dentate”
(autore: D.I.M.E. – Università degli Studi di Napoli Federico II)
- [6] <http://www.mt-propeller.com/en/3blhydr.htm> (MT-propellers datasheet)
- [7] R. Giovannozzi, *Costruzioni di macchine*, Vol. 2, Pàtron.
- [8] V. Zignoli, *Vademecum dell'Ingegnere*, UTET

INTRODUZIONE

L'analisi dinamica condotta è schematizzabile nel diagramma a blocchi riportato di seguito.



Nel diagramma sopra riportato, e nel corso dell'intero documento, il termine *albero* verrà utilizzato per indicare sinteticamente il complesso costituito da albero motore e albero porta elica.

L'equazione:

$$\underline{\underline{M}}_g \underline{\underline{q}}(t) + \underline{\underline{C}}_g \underline{\underline{\dot{q}}}(t) + \underline{\underline{K}}_g \underline{\underline{q}}(t) = \underline{\underline{F}}_g$$

rappresenta la legge che governa la dinamica torsionale dell'albero in base modale, essendo:

$\underline{\underline{q}}$	Vettore delle coordinate generalizzate
$\underline{\underline{M}}_g$	Matrice di massa generalizzata
$\underline{\underline{C}}_g$	Matrice dello smorzamento generalizzato

$\underline{\underline{K}}_g$	Matrice di rigidezza generalizzata
$\underline{\underline{F}}_g$	Vettore delle forze generalizzate

Il termine delle forze generalizzate si ottiene dall'espressione del lavoro virtuale:

$$\delta L = \sum_{i=1}^{N_cilindri} \delta \theta_i M(t - t_i)$$

essendo θ la deformazione torsionale nel punto di applicazione del momento e t_i il tempo di sfasamento fra i vari cilindri. Indicando con N_Modi il numero di modi e con $\phi_{i,k}$ la componente i -esima del modo k -esimo, risulta in sequenza:

$$\delta \theta_i = \phi_{i,1} \delta q_1 + \phi_{i,2} \delta q_2 + \dots + \phi_{i,k} \delta q_k + \dots + \phi_{i,N_Modi} \delta q_{N_Modi} = \sum_{k=1}^{N_Modi} \phi_{i,k} \delta q_k$$

$$\delta L = \sum_{i=1}^{N_cilindri} \left(\sum_{k=1}^{N_Modi} \phi_{i,k} \delta q_k \right) M(t - t_i)$$

$$\text{e quindi : } F_{g,k} = \frac{\delta L}{\delta q_k} = \sum_{i=1}^{N_cilindri} \phi_{i,k} M(t - t_i).$$

DATI DELL'ALBERO MOTORE E ASSUNZIONI

In accordo alla Ref. [2] si sono assunti per l'albero motore i dati caratteristici riportati nella tabella seguente:

NUMERO CILINDRI	4	
CONFIGURAZIONE CILINDRI	Boxer – 2 bancate a 180°	
CILINDRATA TOTALE	2198 cm ³	
ALESAGGIO X CORSA	(100 mm) X (70 mm)	
RAGGIO DI MANOVELLA	35 mm	
INTERASSE BIELLA	128 mm	
FASE DI ACCENSIONE		<i>Prima bancata</i> → 1-3
	1-3-4-2	
		<i>Seconda bancata</i> → 4-2
MASSA PISTONE COMPLETO DI SPINOTTO E FASCE	574.5 g	
MASSA BIELLA COMPLETA	370 g	118.4g (alternata)
		251.6g (rotante)
MASSA ALBERO	7050 g	
MOMENTO DI INERZIA ALBERO RISPETTO L'ASSE DI ROTAZIONE	5877.381 Kg·mm ²	
MASSA VOLANO	590 g	
MOMENTO DI INERZIA VOLANO	3799.171 Kg·mm ²	
MASSA GENERATORE ELETTRICO (SOLIDALE AL VOLANO)	300g	
MOMENTO DI INERZIA GENERATORE ELETTRICO (SOLIDALE AL VOLANO)	3500 Kg·mm ²	

Il materiale assunto per l'albero motore è l'acciaio UNI 38 NCD4 le cui caratteristiche peculiari sono riportate nella tabella seguente.

DENSITÀ	ρ	7872	Kg/m ³
MODULO DI ELASTICITÀ NORMALE	E	2 E+11	Pa
MODULO DI ELASTICITÀ TANGENZIALE	G	8 E+10	Pa
SIGMA DI SNERVAMENTO	σ_s	685	MPa
TAU DI SNERVAMENTO	τ_s	395.485	MPa
SIGMA DI ROTTURA	σ_u	880	MPa
TAU DI ROTTURA	τ_u	508.068	MPa

Tabella 1 – Proprietà acciaio UNI 38 NCD4

Si riporta di seguito una vista dell'albero motore al fine di fornire una visualizzazione grafica del sistema di riferimento (S_0) assunto nel presente documento per la definizione dei parametri inerziali e di rigidezza relativi all'albero motore.

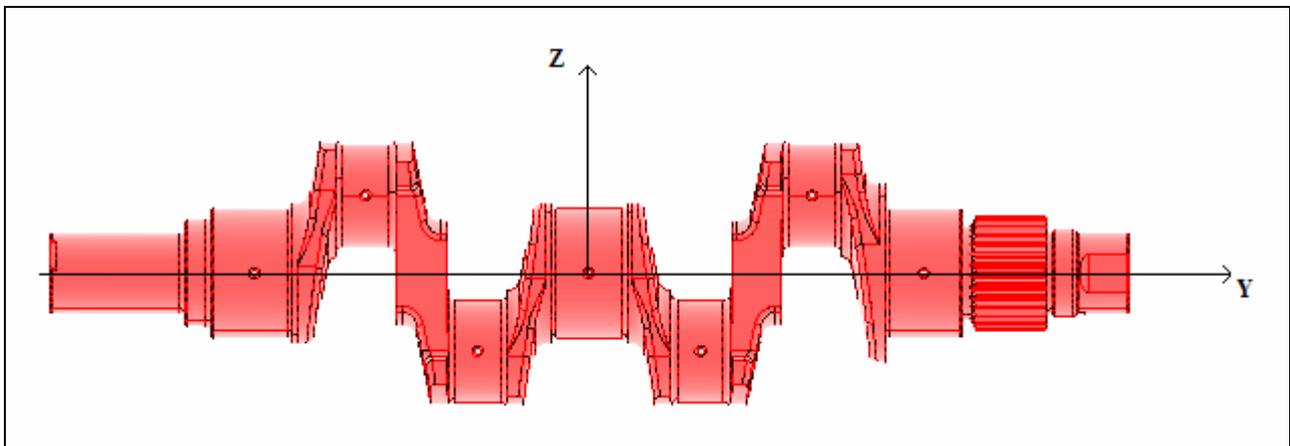


Figura 1 – Albero motore e sistema di riferimento assunto

Il sistema (S_0) è definito nel modo seguente:

- Asse Y coincidente con l'asse di rotazione dell'albero motore e diretto come in Figura 1
- Asse Z ortogonale a Y e diretto come in Figura 1
- Asse X tale da completare la terna trirettangola levogira (uscente dal piano di Figura 1)
- Origine nella mezzeria dell'estensione in Y dell'albero.

Laddove non diversamente specificato, ogni grandezza fisica non assoluta è da intendersi riferita al sistema (S_0).

DATI DELL'ALBERO PORTA ELICA E ASSUNZIONI

I dati geometrici dell'albero porta elica sono stati ricavati dalla Ref. [5] di cui si riporta di seguito un estratto.

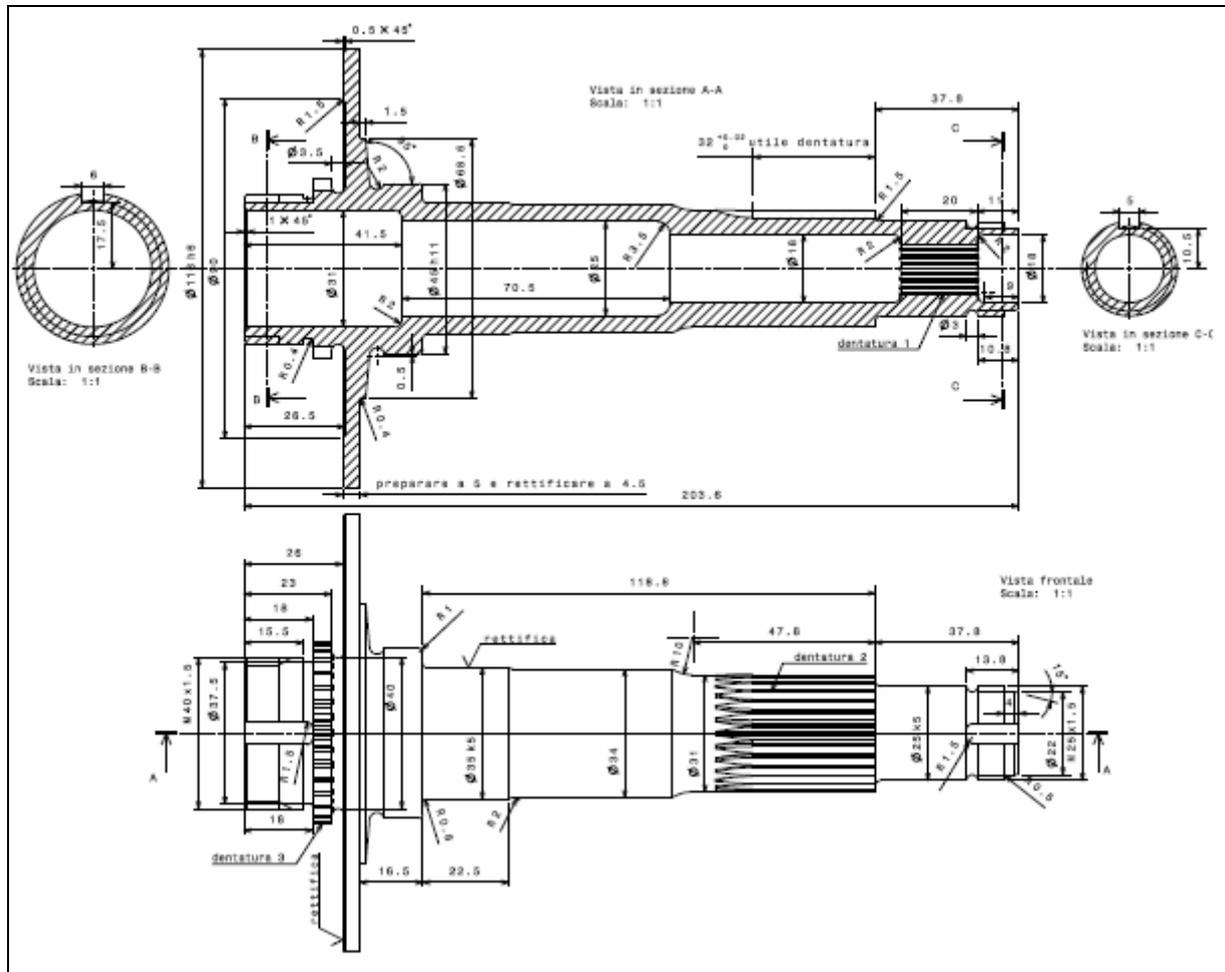


Figura 2 – Albero porta elica

Anche per l'albero porta elica si è assunto, come materiale costituente, l'acciaio UNI 38 NCD4 (Tabella 1, pag. 5).

In accordo alla Ref. [6] si è assunto un valore del momento di inerzia polare dell'elica pari a:

$$I_{p,elica} = 0.9 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2.$$

L'albero porta elica è collegato all'albero motore attraverso una gruppo di riduzione che si innesta in corrispondenza della dentatura 2. Il rapporto di riduzione rispetto all'albero motore è di 2:1 (a 2 giri dell'albero motore corrisponde 1 giro dell'albero porta elica).

1 MODELLO DINAMICO DELL'ALBERO (MODELLO STRUTTURALE + MODELLO INERZIALE)

La rigidezza torsionale dei vari elementi dell'albero è stata valutata mediante un approccio *elementare* secondo quanto di seguito esposto.

Si consideri il generico *elemento caratteristico dell'albero* mostrato in Figura 3. Si indichino con **1** e **3** i componenti dell'elemento rappresentativi dei cilindri cavi e con **2** il componente rappresentativo della *maschetta* di connessione.

Si supponga che l'elemento sia incastrato da un lato e sollecitato da una coppia esterna \underline{C} dall'altro; siano \underline{T} ed \underline{M} rispettivamente le caratteristiche della sollecitazione interna di momento torcente e flettente.

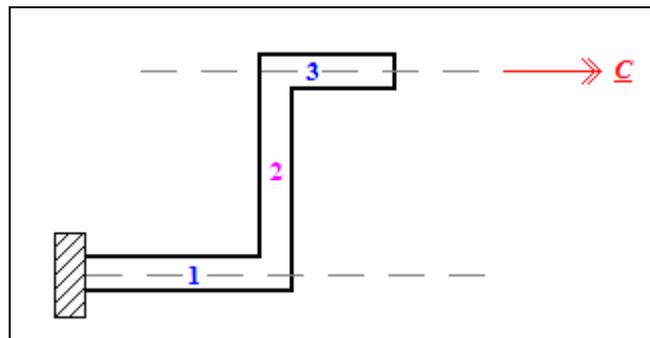


Figura 3 – Elemento caratteristico dell'albero motore

L'energia totale di deformazione U è pari a:

$$U = U_1 + U_2 + U_3$$

Sotto l'azione della coppia \underline{C} i componenti **1** e **3** sono sollecitati a torsione, il **2** prevalentemente a flessione.

Per il Teorema di Clapeyron, si ha

$$U_1 = 1/2 \int_0^{L_1} \frac{T^2}{G I_p} dx$$

$$U_2 = 1/2 \int_0^{L_2} \frac{M^2}{E I} dx$$

$$U_3 = 1/2 \int_0^{L_3} \frac{T^2}{G I_p} dx$$

dove L_i rappresenta l'estensione longitudinale del componente *i-esimo*, G ed E i moduli a taglio e di Young del materiale, I_p e I rispettivamente il momento di inerzia polare e il momento di inerzia a flessione della sezione del componente.

L'energia di deformazione totale si esplicita dunque in:

$$U = \frac{1}{2} \left[\int_0^{L_1} \frac{C^2}{G I_p} dx + \int_0^{L_2} \frac{C^2}{E I} dx + \int_0^{L_3} \frac{C^2}{G I_p} dx \right] = \frac{1}{2} C^2 \left[\int_0^{L_1} \frac{1}{G I_p} dx + \int_0^{L_2} \frac{1}{E I} dx + \int_0^{L_3} \frac{1}{G I_p} dx \right],$$

dovento essere, per l'equilibrio delle sezioni, $\underline{T} = \underline{C}$ e $\underline{M} = \underline{C}$.

In base al teorema di Casigliano, la deformazione torsionale θ è data da:

$$\theta = \frac{\partial U}{\partial C}$$

e quindi:

$$\theta = C \left[\int_0^{L_1} \frac{1}{G I_p} dx + \int_0^{L_2} \frac{1}{E I} dx + \int_0^{L_3} \frac{1}{G I_p} dx \right].$$

Essendo anche:

$$\theta = C f_{eq} = C f_1 + C f_2 + C f_3$$

dove f_{eq} indica la flessibilità equivalente a torsione dell'elemento caratteristico (*componente 1 + componente 2 + componente 3*) e f_i la flessibilità a torsione del componente *i-esimo*, si ottiene per raffronto:

$$f_1 = \int_0^{L_1} \frac{1}{G I_p} dx$$

$$f_2 = \int_0^{L_2} \frac{1}{E I} dx$$

$$f_3 = \int_0^{L_3} \frac{1}{G I_p} dx$$

Da quanto detto, discende che la rigidezza di ciascun componente e la rigidezza equivalente a torsione (K_{eq}) di un elemento caratteristico (*componente 1 + componente 2 + componente 3*) valgono:

$$K_1 = \frac{1}{f_1} = \left(\int_0^{L_1} \frac{1}{G I_p} dx \right)^{-1}$$

$$K_2 = \frac{1}{f_2} = \left(\int_0^{L_2} \frac{1}{E I} dx \right)^{-1}$$

$$K_3 = \frac{1}{f_3} = \left(\int_0^{L_3} \frac{1}{G I_p} dx \right)^{-1}$$

$$K_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3}}$$

Per il calcolo delle rigidzze torsionali dei componenti cilindrici cavi si è proceduto nel seguente modo:

- il momento I_p è stato assunto costante lungo ciascun componente e pari a

$$I_p = \frac{\pi}{32} (D_e^4 - D_i^4)$$

essendo D_e il diametro esterno del componente e D_i quello interno;

- la rigidzza a torsione del componente è stata ricavata come GI_p/L , essendo L l'estensione longitudinale del componente.

Per il calcolo delle rigidzze flessionali della generica maschetta si è proceduto nel seguente modo:

- si sono lette dalla geometria CATIA (Ref. [1]) i momenti di inerzia a flessione di alcune sezioni della maschetta (sezioni nel piano XZ di (S_0)); si è quindi ottenuta la distribuzione $I(Y)$ di inerzie flessionali;
- si è valutata la flessibilità f_m della maschetta mediante integrazione numerica della funzione $f(Y)=I/EI(Y)$ lungo l'estensione in Y della maschetta;
- si è valutata la rigidzza della maschetta K_m come $1/f_m$.

Al fine di ricavare la tensione massima a partire dalla caratteristica di sollecitazione massima agente in un dato elemento, si sono valutati i moduli di resistenza a torsione per i cilindri cavi e a flessione per le maschette.

Per i cilindri cavi il modulo di resistenza a torsione è dato da $w_t = \frac{I_p}{r_e}$, essendo r_e il raggio esterno.

Per la generica maschetta, dette S_1, S_2, \dots, S_n le sezioni utilizzate per il calcolo dei momenti di inerzia a flessione, si sono ricavati per ciascuna di esse i moduli di resistenza a flessione $w_{f,S_i} = \frac{I_{S_i}}{X_{\max,S_i}}$.

Il modulo di resistenza a flessione per la maschetta è stato assunto pari al minimo dei w_{f,S_i} .

Per il generico elemento composto da cilindri cavi e maschetta, il modulo di resistenza equivalente è stato assunto pari al minimo modulo di resistenza fra i moduli di resistenza dei componenti costituenti.

1.1 PARAMETRI UTILI ALLA DEFINIZIONE DEL MODELLO STRUTTURALE

Con riferimento alla Figura 4, è stata effettuata una suddivisione dell'albero motore in blocchi a geometria cilindrica e maschette.

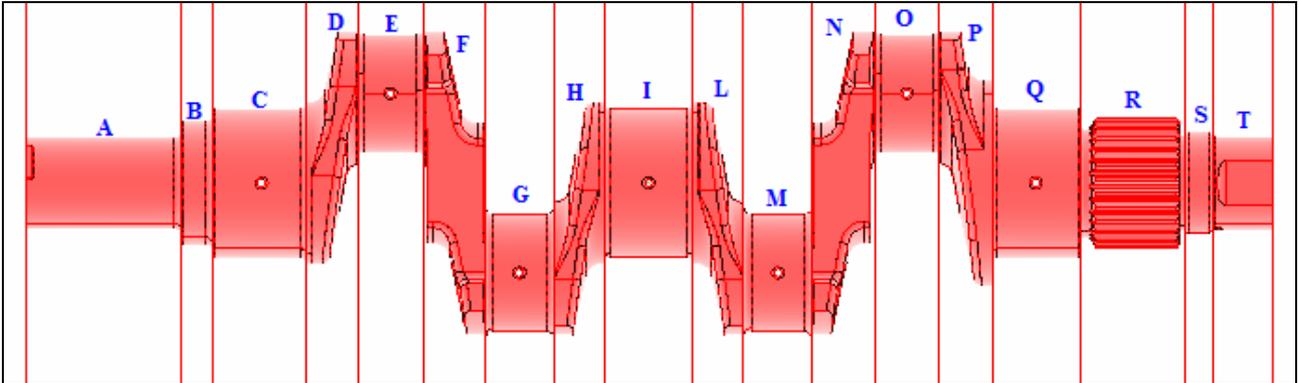


Figura 4 – Blocchi albero motore e maschette

Utilizzando l'approccio descritto al paragrafo 1 si sono ottenuti i seguenti risultati:

BLOCCO		Y[m]	I _p [m ⁴]	D _e [m]	D _i [m]	w _t [m ³]	K _t [Nm/rad]
A	Y _{start}	-0.24150	1.40216E-07	0.03550	0.02000	7.9E-06	1.85410E+05
	Y _{end}	-0.18100	1.40216E-07	0.03550	0.02000	7.9E-06	
B	Y _{start}	-0.18100	5.05445E-07	0.04800	0.02000	2.106E-05	3.36963E+06
	Y _{end}	-0.16900	5.05445E-07	0.04800	0.02000	2.106E-05	
C	Y _{start}	-0.16900	1.09529E-06	0.05800	0.02000	3.777E-05	2.43397E+06
	Y _{end}	-0.13300	1.09529E-06	0.05800	0.02000	3.777E-05	
E	Y _{start}	-0.11253	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	1.34096E+06
	Y _{end}	-0.08747	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	
G	Y _{start}	-0.06325	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	1.26809E+06
	Y _{end}	-0.03675	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	
I	Y _{start}	-0.01700	1.08088E-06	0.05781	0.02000	3.739E-05	2.54324E+06
	Y _{end}	0.01700	1.08088E-06	0.05781	0.02000	3.739E-05	
M	Y _{start}	0.03675	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	1.26809E+06
	Y _{end}	0.06325	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	
O	Y _{start}	0.08747	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	1.34096E+06
	Y _{end}	0.11253	4.20055E-07	0.04590	0.02000	1.83E-05	
Q	Y _{start}	0.13300	1.09529E-06	0.05800	0.02000	3.777E-05	2.57714E+06
	Y _{end}	0.16700	1.09529E-06	0.05800	0.02000	3.777E-05	
R	Y _{start}	0.16700	6.34101E-07	0.05072	0.02000	2.5E-05	1.23546E+06
	Y _{end}	0.20806	6.34101E-07	0.05072	0.02000	2.5E-05	
S	Y _{start}	0.20806	1.86384E-07	0.03788	0.02000	9.841E-06	1.44483E+06
	Y _{end}	0.21838	1.86384E-07	0.03788	0.02000	9.841E-06	
T	Y _{start}	0.21838	8.09510E-08	0.03150	0.02000	5.14E-06	2.74178E+05
	Y _{end}	0.24200	8.09510E-08	0.03150	0.02000	5.14E-06	

Tabella 2 – Albero motore: inerzie polari e rigidezze per i blocchi a geometria cilindrica

MASC.		Y[m]	I _{zz} [m ⁴]	X _{max} [m]	w _f [m ³]	Flessibilità [rad/Nm]	w _{f,min} [m ³]
D	Y _{start}	-0.13300	3.81560E-07	0.031500	1.21130E-05		
	Y _{medio}	-0.12277	6.30130E-07	0.031500	2.00041E-05	3.53580E-07	5.19458E-06
	Y _{end}	-0.11253	1.24670E-07	0.024000	5.19458E-06		
F	Y _{start}	-0.08747	1.27900E-07	0.024000	5.32917E-06		
	Y _{medio}	-0.07536	9.16390E-07	0.027500	3.33233E-05	4.24670E-07	5.32917E-06
	Y _{end}	-0.06325	2.48390E-07	0.027500	9.03236E-06		
H	Y _{start}	-0.03675	2.54450E-07	0.028500	8.92807E-06		
	Y _{medio}	-0.02688	6.24510E-07	0.031100	2.00807E-05	2.40940E-07	8.92807E-06
	Y _{end}	-0.01700	3.80590E-07	0.031500	1.20822E-05		
L	Y _{start}	0.01700	3.80590E-07	0.031500	1.20822E-05		
	Y _{medio}	0.02688	6.24510E-07	0.031100	2.00807E-05	2.40940E-07	8.92807E-06
	Y _{end}	0.03675	2.54450E-07	0.028500	8.92807E-06		
N	Y _{start}	0.06325	2.48390E-07	0.027500	9.03236E-06		
	Y _{medio}	0.07536	9.16390E-07	0.027500	3.33233E-05	4.24670E-7	5.32917E-06
	Y _{end}	0.08747	1.27900E-07	0.024000	5.32917E-06		
P	Y _{start}	0.11253	1.24670E-07	0.024000	5.19458E-06		
	Y _{medio}	0.12277	1.09340E-06	0.039500	2.76810E-05	2.78040E-07	5.19458E-06
	Y _{end}	0.13300	9.87820E-07	0.040000	2.46955E-05		

Tabella 3 – Albero motore: inerzie a flessione e flessibilità delle maschette

In Tabella 3 sono riportati in rosso (in sesta e ottava colonna) i minimi moduli di resistenza per le maschette.

L'albero porta elica è stato suddiviso in 12 blocchi a geometria cilindrica cava secondo lo schema riportato alla Figura 5 della pagina successiva. Utilizzando l'approccio descritto al paragrafo 1 e i dati di Ref. [5], si sono ottenuti i risultati di seguito tabellati.

BLOCCO	L [m] ¹	I _p [m ⁴]	D _e [m]	D _i [m]	w _t [m ³]	K _t [Nm/rad]
N'	0.02600	1.73465E-07	0.04050	0.03100	8.56617E-06	5.33738E+05
M'	0.00450	1.76852E-05	0.11600	0.03100	3.04918E-04	3.14404E+08
L'	0.00150	2.08352E-06	0.06860	0.03100	6.07440E-05	1.11121E+08
I'	0.00950	3.11911E-07	0.04500	0.03100	1.38627E-05	2.62662E+06
H'	0.00550	3.64228E-07	0.04500	0.02500	1.61879E-05	5.29787E+06
G'	0.02250	1.08974E-07	0.03500	0.02500	6.22709E-06	3.87463E+05
F'	0.04250	9.28450E-08	0.03400	0.02500	5.46147E-06	1.74767E+05
E'	0.05380	8.03605E-08	0.03100	0.01800	5.18455E-06	1.19495E+05
D'	0.00680	2.80435E-08	0.02500	0.01800	2.24348E-06	3.29924E+05
C'	0.02000	3.45780E-08	0.02500	0.01400	2.76624E-06	1.38312E+05
B'	0.00700	2.80435E-08	0.02500	0.01800	2.24348E-06	3.20497E+05
A'	0.00400	1.26920E-08	0.02200	0.01800	1.15382E-06	2.53841E+05

Tabella 4 – Albero porta elica: inerzie polari e rigidzze per i blocchi a geometria cilindrica

¹ Estensione del blocco lungo l'asse di rotazione dell'albero porta elica (Y').

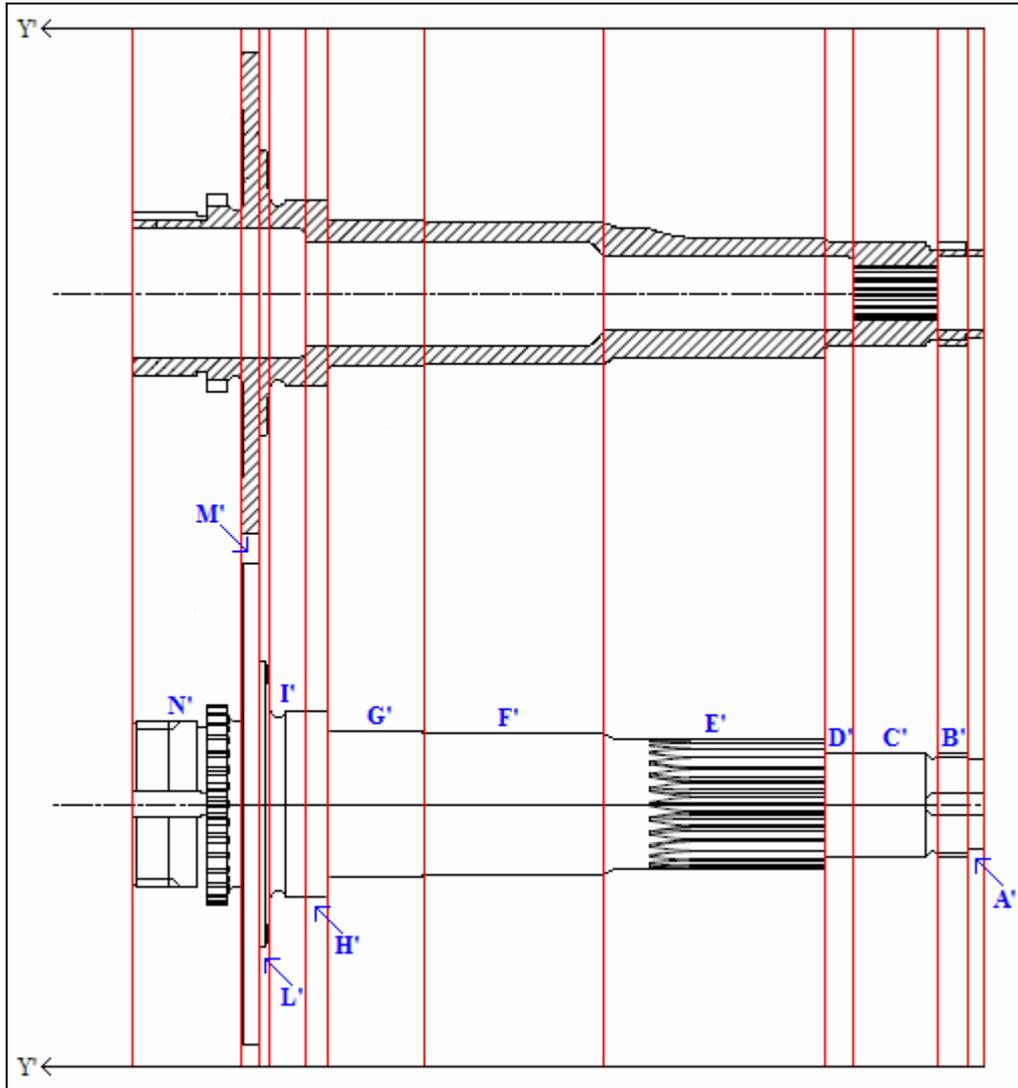


Figura 5 – Blocchi albero porta elica

1.2 DEFINIZIONE DEI NODI E DEGLI ELEMENTI DEL MODELLO DELL'ALBERO

L'albero motore è stato suddiviso in 11 elementi a rigidezza costante secondo lo schema della figura sottostante.

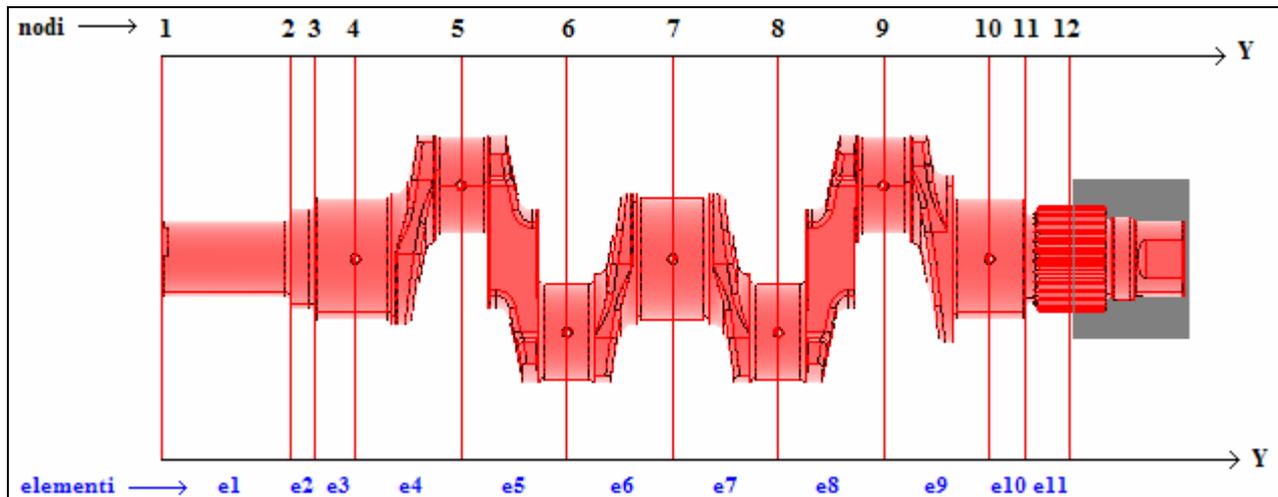


Figura 6 – Albero motore: nodi ed elementi del modello

Ai fini della generazione del modello dinamico dell'albero, non si è tenuto conto della porzione d'albero motore collocata successivamente² alla zona di innesto del gruppo riduttore (porzione racchiusa dal rettangolo grigio di Figura 6).

L'albero porta elica motore è stato suddiviso in 8 elementi a rigidezza costante secondo lo schema della figura sottostante.

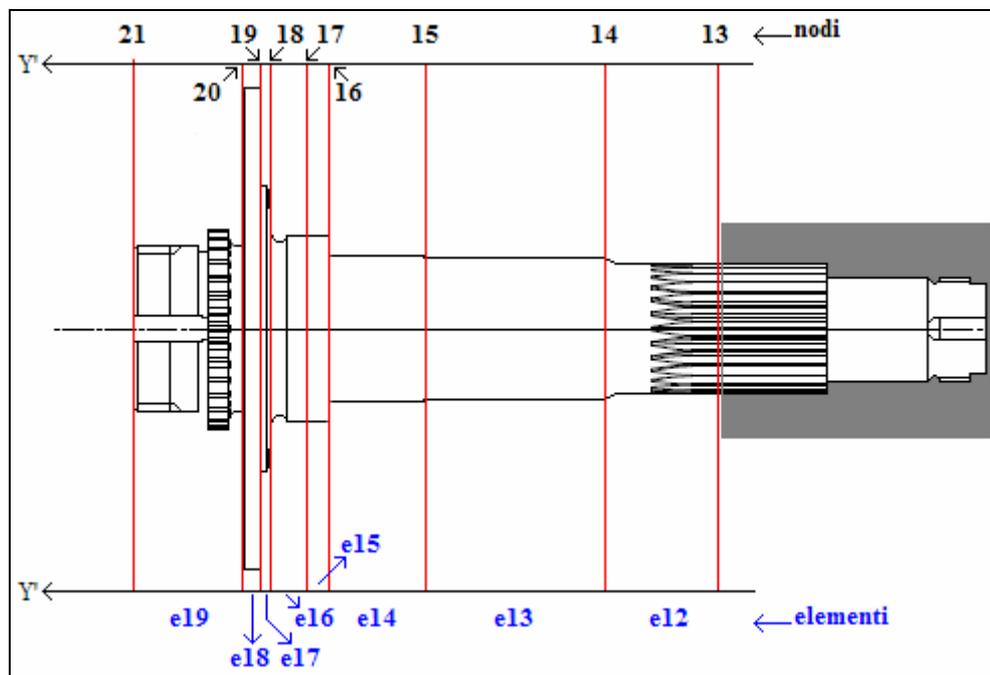


Figura 7 – Albero porta elica: nodi ed elementi del modello

Ai fini della generazione del modello dinamico dell'albero, non si è tenuto conto della porzione d'albero porta elica collocata precedentemente³ alla zona di innesto del gruppo riduttore (porzione racchiusa dal rettangolo grigio di Figura 7).

² In riferimento al verso positivo dell'asse Y (asse di rotazione dell'albero motore).

³ In riferimento al verso positivo dell'asse Y' (asse di rotazione dell'albero porta elica).

Il complesso (albero motore + albero porta elica) è stato dunque modellato per mezzo di 20 elementi: 11 pertinenti all'albero motore, 8 all'albero porta elica e 1 elemento rigido di connessione fra i due alberi.

Di seguito è riportato l'elenco degli elementi del modello unitamente ai relativi *grid nodes*.

	ELEMENTO	GRIDS	
		N _{start}	N _{end}
ELEMENTI ALBERO MOTORE	1	1	2
	2	2	3
	3	3	4
	4	4	5
	5	5	6
	6	6	7
	7	7	8
	8	8	9
	9	9	10
	10	10	11
	11	11	12
ELEMENTI ALBERO PORTA ELICA	12	13	14
	13	14	15
	14	15	16
	15	16	17
	16	17	18
	17	18	19
	18	19	20
	19	20	21
ELEMENTO RIGIDO DI CONNESSIONE	20	13	12*

* Nel collegamento rigido fra i nodi 13 e 12, il 13 è il *nodo slave* mentre il 12 è il *nodo master*.

1.3 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI DEL MODELLO STRUTTURALE

Facendo riferimento alle Figure 4,5,6,7, nonché alle Tabelle 2, 3 e 4 del paragrafo 1.1, si sono ottenuti i seguenti valori di rigidezza equivalente e minimo modulo di resistenza per gli elementi costituenti il modello.

Elemento	Nodo start	Nodo end	K_{eq} [Nm/rad]	$w_{f,min}$ [m ³]		Descrizione K_{eq}
1	1	2	1.85410E+05	7.89950E-06		K_A
2	2	3	3.36963E+06	2.10602E-05		K_B
3	3	4	4.86794E+06	3.77685E-05		$2K_C$
4	4	5	1.07311E+06	5.19458E-06	£	$1/[(1/(2K_C)) + F_D + (1/(2K_E))]$
5	5	6	8.39045E+05	5.32917E-06	£	$1/[(1/(2K_E)) + F_F + (1/(2K_G))]$
6	6	7	1.20216E+06	8.92807E-06	£	$1/[(1/(2K_G)) + F_H + (1/(2K_I))]$
7	7	8	1.20216E+06	8.92807E-06	£	$1/[(1/(2K_I)) + F_L + (1/(2K_M))]$
8	8	9	8.39045E+05	5.32917E-06	£	$1/[(1/(2K_M)) + F_N + (1/(2K_O))]$
9	9	10	1.18354E+06	5.19458E-06	£	$1/[(1/(2K_O)) + F_P + (1/(2K_Q))]$
10	10	11	5.15429E+06	3.77685E-05		$2K_Q$
11	11	12	2.47092E+06	2.50030E-05		$2K_R$
12	13	14	1.19495E+05	5.18455E-06		$K_{E'}$
13	14	15	1.74767E+05	5.46147E-06		$K_{F'}$
14	15	16	3.87463E+05	6.22709E-06		$K_{G'}$
15	16	17	5.29787E+06	1.61879E-05		$K_{H'}$
16	17	18	2.62662E+06	1.38627E-05		$K_{I'}$
17	18	19	1.11121E+08	6.07440E-05		$K_{L'}$
18	19	20	3.14404E+08	3.04918E-04		$K_{M'}$
19	20	21	5.33738E+05	8.56617E-06		$K_{N'}$
20	13	12	--- COLLEGAMENTO RIGIDO ---			

Tabella 5 – Rigidezze equivalenti degli elementi del modello strutturale

Il simbolo F_i indica la flessibilità della maschetta i , mentre il simbolo £ in sesta colonna indica che il modulo di resistenza è relativo ad una sollecitazione flessionale.

1.4 PARAMETRI UTILI ALLA DEFINIZIONE DEL MODELLO INERZIALE

Per i blocchi e le maschette dell'albero motore riportati in Figura 4 – paragrafo 1.1, sono stati valutati i momenti di inerzia di massa rispetto l'asse di rotazione dell'albero. Si sono ottenuti i risultati riportati nella tabella seguente.

BLOCCO/MASCETTA	I_y [Kg*m ²]
A	6.76930E-05
B	4.90992E-05
C	3.09193E-04
D	4.41949E-04
E=O	3.46979E-04
F=N	6.86154E-04
G=M	3.71904E-04
H=L	4.11373E-04
I	2.91647E-04
L	4.11373E-04
M	3.71904E-04
N	6.86154E-04
O	3.46979E-04
P	6.26474E-04
Q	2.89660E-04
R	1.36278E-04
S	1.72350E-05
T	2.34522E-05

Tabella 6 – Albero motore: momenti di inerzia di massa (rispetto l'asse Y) dei blocchi e delle maschette

In maniera analoga si è proceduto per i blocchi dell'albero porta elica (Figura 5 – paragrafo 1.1). Nella tabella seguente sono riportati i relativi momenti di inerzia di massa valutati rispetto all'asse di rotazione Y'.

BLOCCO	I_y [Kg*m ²]
N'	3.55034E-05
M'	6.26482E-04
L'	2.46022E-05
I'	2.33260E-05
H'	1.57696E-05
G'	1.93015E-05
F'	3.10622E-05
E'	3.40338E-05
D'	1.50116E-06
C'	5.44397E-06
B'	1.54531E-06
A'	3.99647E-07

Tabella 7 – Albero porta elica: momenti di inerzia di massa (rispetto l'asse Y') dei blocchi

1.5 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI DEL MODELLO INERZIALE

Facendo riferimento alle Figure 6,7 del paragrafo 1.2 nonché alle Tabella 6,7 del paragrafo 1.4 e ai dati di Ref. [2],Ref. [6] si sono ottenuti i seguenti valori di inerzia polare equivalente (volani equivalenti) per i nodi costituenti il modello.

	Nodo	I_{eq} [Kg*m ²]	Descrizione I_{eq}	Volano eq. $I_{v,eq}$ [Kg*m ²]
Nodi albero motore	1	7.33302E-03	$I_A/2 + I_{volano} + I_{generatore}$	
	2	5.83961E-05	$I_A/2 + I_B/2$	
	3	1.01848E-04	$I_B/2 + I_C/4$	
	4	4.62316E-04	$I_C/4 + (I_C/2 + I_D + I_E/2)/2$	
	5	9.07816E-04	$(I_C/2 + I_D + I_E/2)/2 + (I_E/2 + I_F + I_G/2)/2$	1.57253E-03
	6	8.94372E-04	$(I_E/2 + I_F + I_G/2)/2 + (I_G/2 + I_H + I_I/2)/2$	1.57253E-03
	7	7.43148E-04	$(I_G/2 + I_H + I_I/2)/2 + (I_I/2 + I_L + I_M/2)/2$	
	8	8.94372E-04	$(I_I/2 + I_L + I_M/2)/2 + (I_M/2 + I_N + I_O/2)/2$	1.57253E-03
	9	9.95195E-04	$(I_M/2 + I_N + I_O/2)/2 + (I_O/2 + I_P + I_Q/2)/2$	1.57253E-03
	10	5.44812E-04	$(I_O/2 + I_P + I_Q/2)/2 + I_Q/4$	
	11	1.06485E-04	$I_Q/4 + I_R/4$	
	12	6.81392E-05	$I_R/4 + I_S/4$	
Nodi albero porta elica	13	1.70169E-05	$I_E/4 + I_E'/4$	
	14	2.40395E-05	$I_E'/4 + I_F/2$	
	15	2.5182E-05	$I_F/2 + I_G/2$	
	16	1.7536E-05	$I_G/2 + I_H/2$	
	17	1.9548E-05	$I_H/2 + I_I/2$	
	18	2.3964E-05	$I_I/2 + I_L/2$	
	19	3.25542E-04	$I_L/2 + I_M/2$	
	20	3.30993E-04	$I_M/2 + I_N/2$	0.9
	21	1.77517E-05	$I_N/2$	

Tabella 8 – Volani equivalenti del modello inerziale

Alle I_{eq} dei nodi 5,6,8,9 - riportate in rosso e in seconda colonna - sono da aggiungersi i volani equivalenti riportati in quarta colonna. Le inerzie di tali volani equivalenti sono pertinenti alle inerzie di massa del complesso [biella(parte alterna + parte rotante) + pistone e accessori] e sono ottenute mediante l'equazione $\frac{1}{I_{v,eq}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{I(\theta)}$ (App. A). Nella figura sottostante si riporta l'andamento di $I(\theta)$ e il valore di $I_{v,eq}$ in funzione dell'angolo di manovella θ .

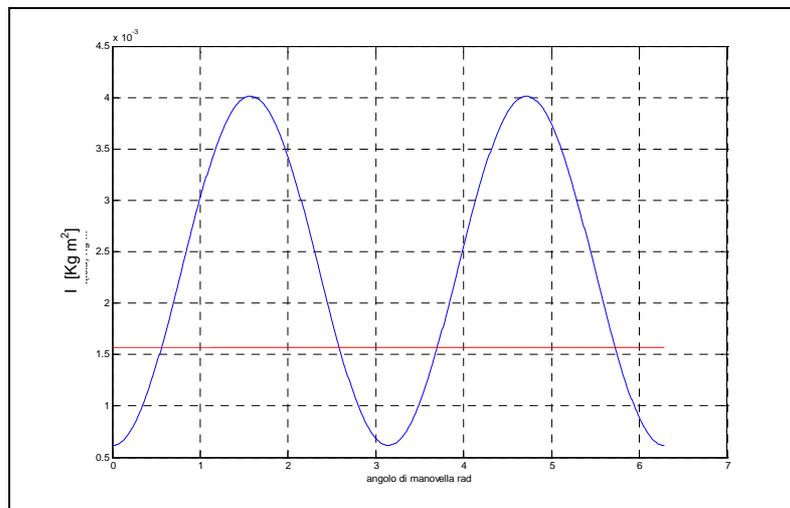
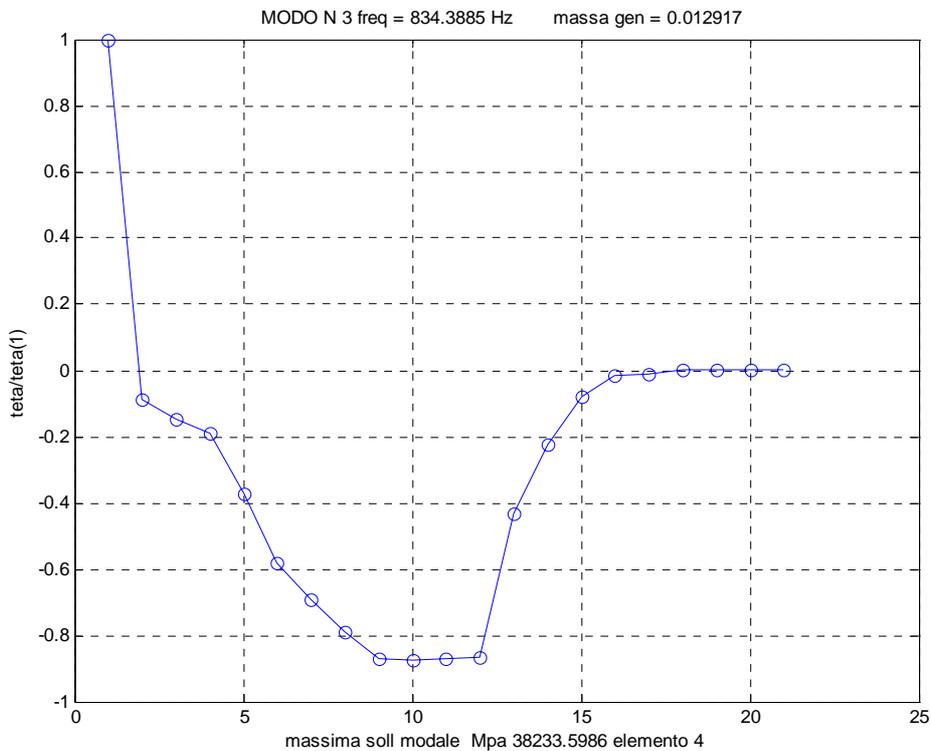
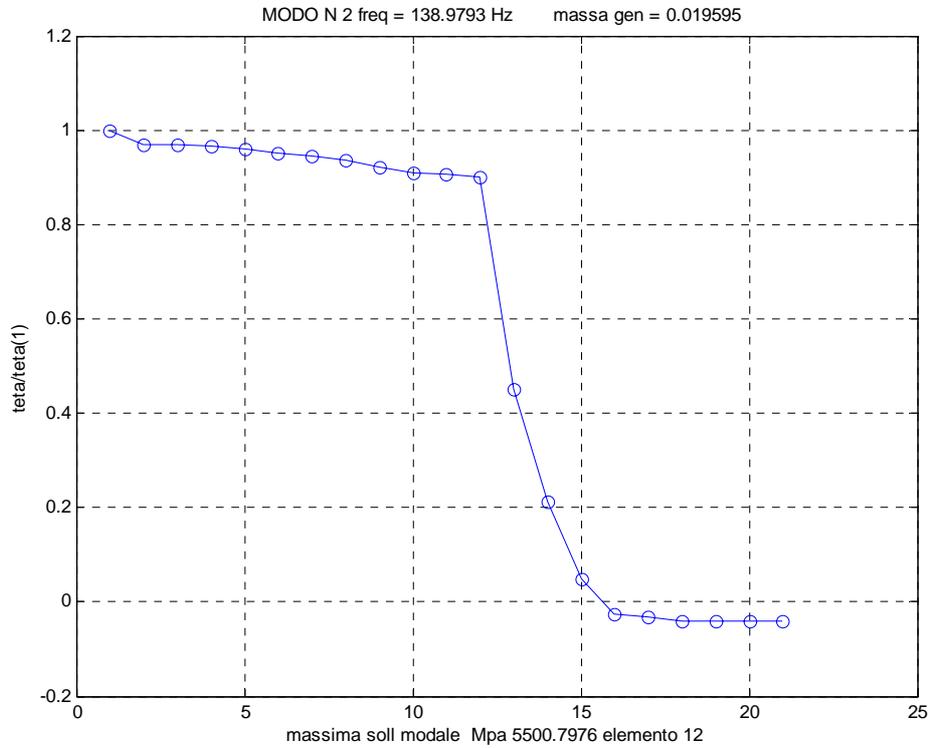


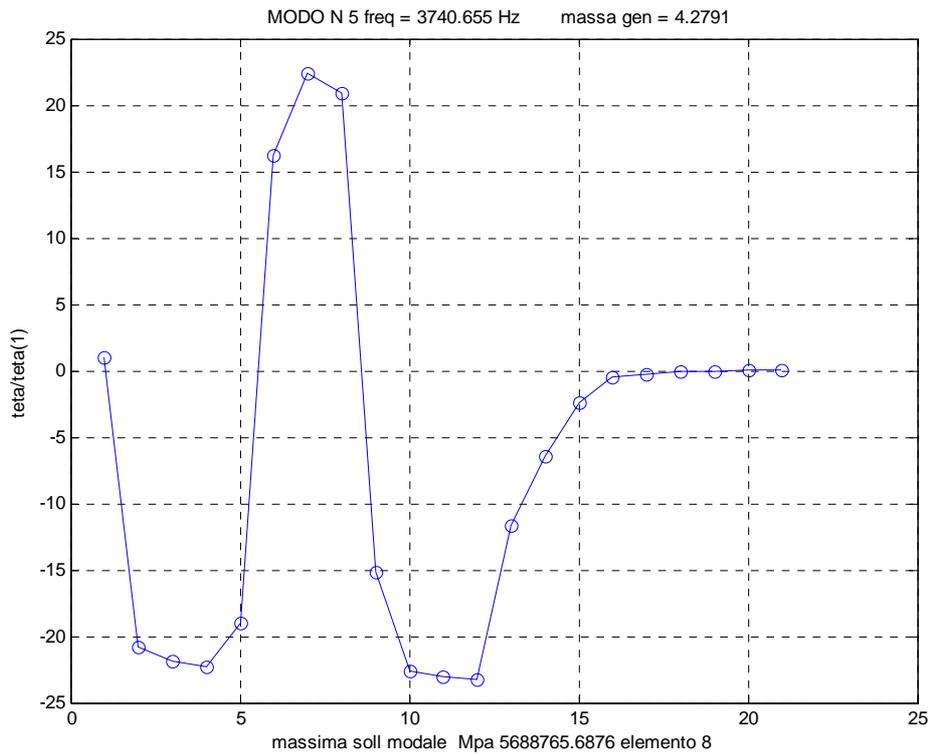
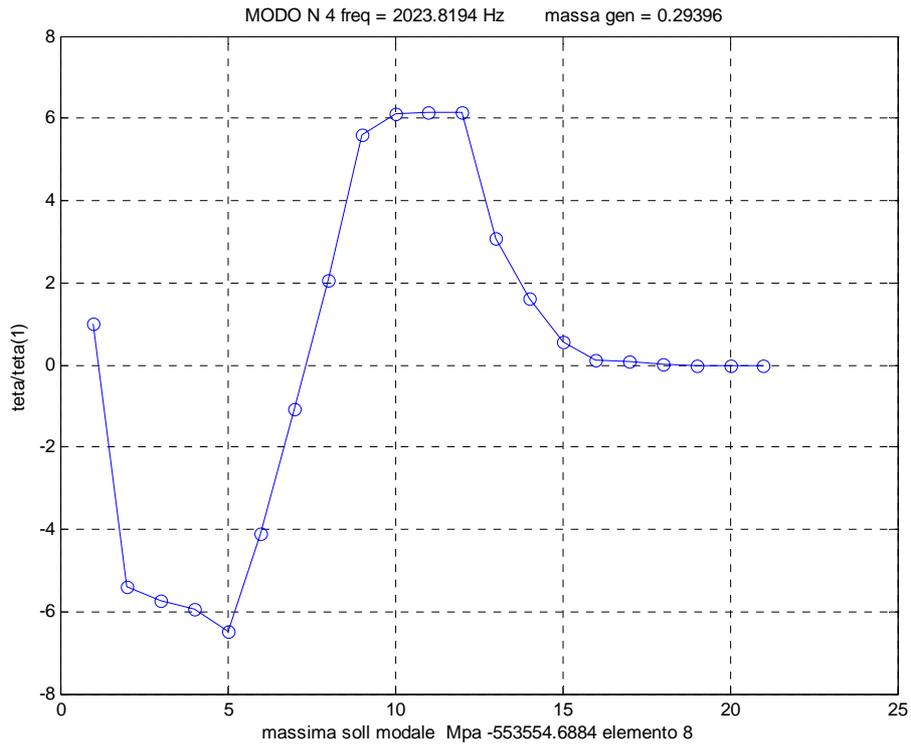
Figura 8 – Inerzia equivalente Biella+Pistone e accessori

All'inerzia equivalente del nodo 20 è da aggiungersi l'inerzia del volano equivalente all'elica riportata in quarta colonna.

2 MODI PROPRI DELL'ALBERO

Nelle figure seguenti si riportano i primi quattro modi elastici del modello dinamico costruito. Le forme modali sono normalizzate, come è consuetudine nel campo della dinamica torsionale dei motori, rispetto alla deformazione torsionale del primo volano (nodo 1).





RIEPILOGO MODI		
MODO	FREQUENZA	MASSA GENERALIZZATA
2	138.98	0.19595E-01
3	834.39	0.12917E-01
4	2023.80	0.29396
5	3740.70	4.2791

3 MODELLO DISSIPATIVO

Come cause di dissipazione si sono considerate quelle indotte dal movimento dei pistoni nei cilindri e l'isteresi del materiale.

Il lavoro dissipato in un periodo da una forza proporzionale alla velocità, $F_d = c_{eq} \dot{x}$ (c_{eq} , coefficiente di smorzamento viscoso), è:

$$L_d = \int_0^T F_d \frac{dx}{dt} dt = c_{eq} \int_0^T \dot{x}^2 dt .$$

Nel caso di oscillazione armonica

$$\begin{aligned} x &= X_0 \cos(\omega t - \phi) \\ \dot{x} &= -\omega X_0 \sin(\omega t - \phi) \end{aligned}$$

ed in risonanza, essendo $\phi = \frac{\pi}{2}$ si ottiene:

$$\dot{x} = -\omega X_0 \sin(\omega_n t) \text{ e } L_d = c_{eq} \omega_n^2 X_0^2 \int_0^T \cos^2 \omega_n t dt = \pi c_{eq} \omega_n X_0^2 .$$

Ricordando che $c_{eq} = \zeta c_{cr} = \zeta (2m\omega_n)$, il lavoro dissipato si scriverà come:

$$L_d = \pi (2\zeta) m \omega_n^2 X_0^2 = 2\pi (2\zeta) \frac{m \omega_n^2 X_0^2}{2} .$$

Definito il lavoro elastico $L_e = \frac{m \omega_n^2 X_0^2}{2}$, ed essendo il fattore d'amplificazione in risonanza M_c pari a $\frac{1}{2\zeta}$, si ottiene l'espressione equivalente per il fattore di amplificazione: $M_c = 2\pi \frac{L_e}{L_d}$.

Tale espressione è utile quando le cause dissipative sono più di una. Infatti basta sostituire al lavoro dissipato la somma dei lavori dissipati: $M_c = 2\pi \frac{L_e}{\sum L_d}$.

Nei motori a combustione interna, detta S_i l'area del pistone, R il raggio di manovella, e K' un opportuno coefficiente di proporzionalità, il lavoro compiuto dal momento smorzante del cilindro i -esimo è :

$$L_{d,i} = (\pi c_{eq} \omega_n X_0^2) = \pi (K' S_i) \omega_n (R^2 \theta_i^2) = \pi \omega_n S_{eq} \theta_i^2 \quad (K' S_i R^2 : \text{smorzamento specifico})$$

e quindi
$$M_{c,i} = 2\pi \frac{L_e}{\pi \omega_n S_{eq} \sum \theta_i^2} .$$

K' è stato assunto, su dati statistici, pari a $41.2020 \cdot 10^3 \text{ Nsec/m}^3$; il lavoro interno di isteresi pari al 15% di quello elastico:

$$M_{c,i} = 2\pi \frac{L_e}{L_{d,i} + 0.15L_e}.$$

Per più cilindri:

$$\frac{1}{M_{c,TOT}} = \sum_{i=1}^{N_cilindri} \frac{1}{M_{c,i}}$$

Con riferimento all'equazione della dinamica (v. INTRODUZIONE), la matrice (diagonale) $\underline{\underline{C_g}}$ è caratterizzata dai termini del tipo: $\zeta_k 2 M_{g,k} \omega_{n,k}$ (k : k -esimo modo).

Nella tabella seguente si riportano i coefficienti di amplificazione in risonanza M_c dei modi calcolati.

MODO	M_c
2	9.4152
3	28.7871
4	29.4906
5	34.5153

4 FORZANTI ESTERNE

In questo paragrafo sono riportate le forzanti esterne agenti sull'albero motore, nonché le metodologie di calcolo impiegate per la loro valutazione.

Le forze principali agenti sul meccanismo del manovellismo sono quelle dovute al fluido motore e quelle di inerzia associate alle masse dotate di moto alterno, entrambe applicate al piede di biella.

4.1 MOMENTO MOTORE

La forza F_p dovuta alla pressione del fluido è:

$$F_p = \Delta p A_p,$$

dove:

$\Delta p = p - p_a = \Delta p(\theta)$, θ angolo di manovella;

p : pressione interna alla camera di combustione;

p_a : pressione esterna alla camera di combustione;

A_p : area della sezione del pistone ($\frac{\pi D^2}{4}$, D : diametro pistone).

Indicati con s_B lo spostamento del piede di biella e con θ l'angolo di manovella, per il principio dei lavori virtuali, il lavoro elementare compiuto dalla forza F_p per lo spostamento elementare del piede di biella δs_B è pari a quello elementare del momento motore ($M_p \delta \theta$):

$$\delta L = F_p \delta s_B = M_p(\theta) \delta \theta \quad (1)$$

Lo spostamento del piede di biella, s_B , è pari a:

$$s_B = r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \right]$$

con $\lambda = \frac{r}{l}$, avendo indicato con r il raggio di manovella e con l la lunghezza di biella; dunque:

$$\delta s_B = r \left[\sin \theta + \frac{\lambda \sin 2\theta}{2 \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right] \delta \theta = r f(\theta) \delta \theta,$$

$$\boxed{M_p(\theta) = \Delta p(\theta) A_p r f(\theta)} \quad (2)$$

Dividendo la (2) per $A_p r$ (semicilindrata) si ottiene il momento motore specifico:

$$\tilde{M}_p(\theta) = \frac{M_p(\theta)}{A_p r} = \Delta p(\theta) f(\theta). \quad (3)$$

Per il diagramma delle pressioni indicate (p, θ) di Ref. [3] illustrato in Figura 9, è stato determinato il ciclo indicato (p, v) e la pressione media indicata $p_{mi} = \frac{\oint p dV}{V_{cilindro}}$ pari a 0.91312 MPa (Figura 10), nonché il momento motore specifico (Figura 11).

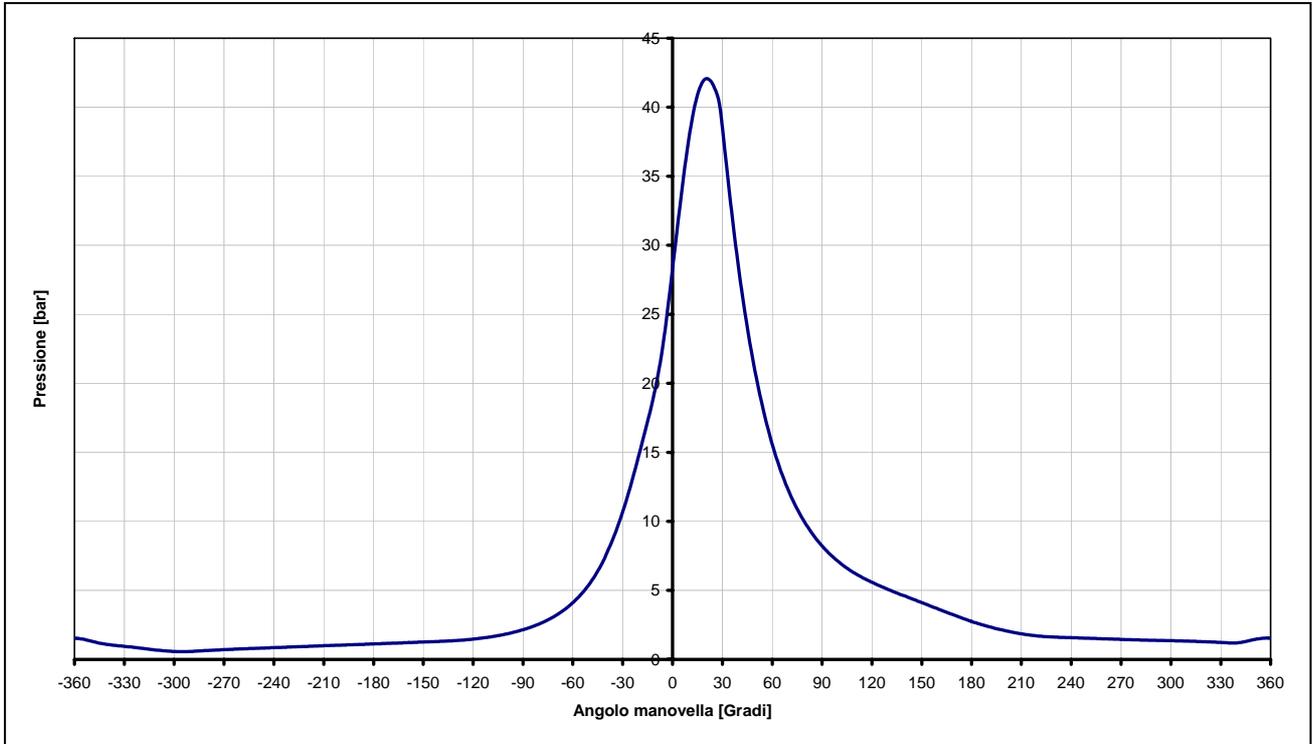


Figura 9 – Pressione in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella (Ref. [3])

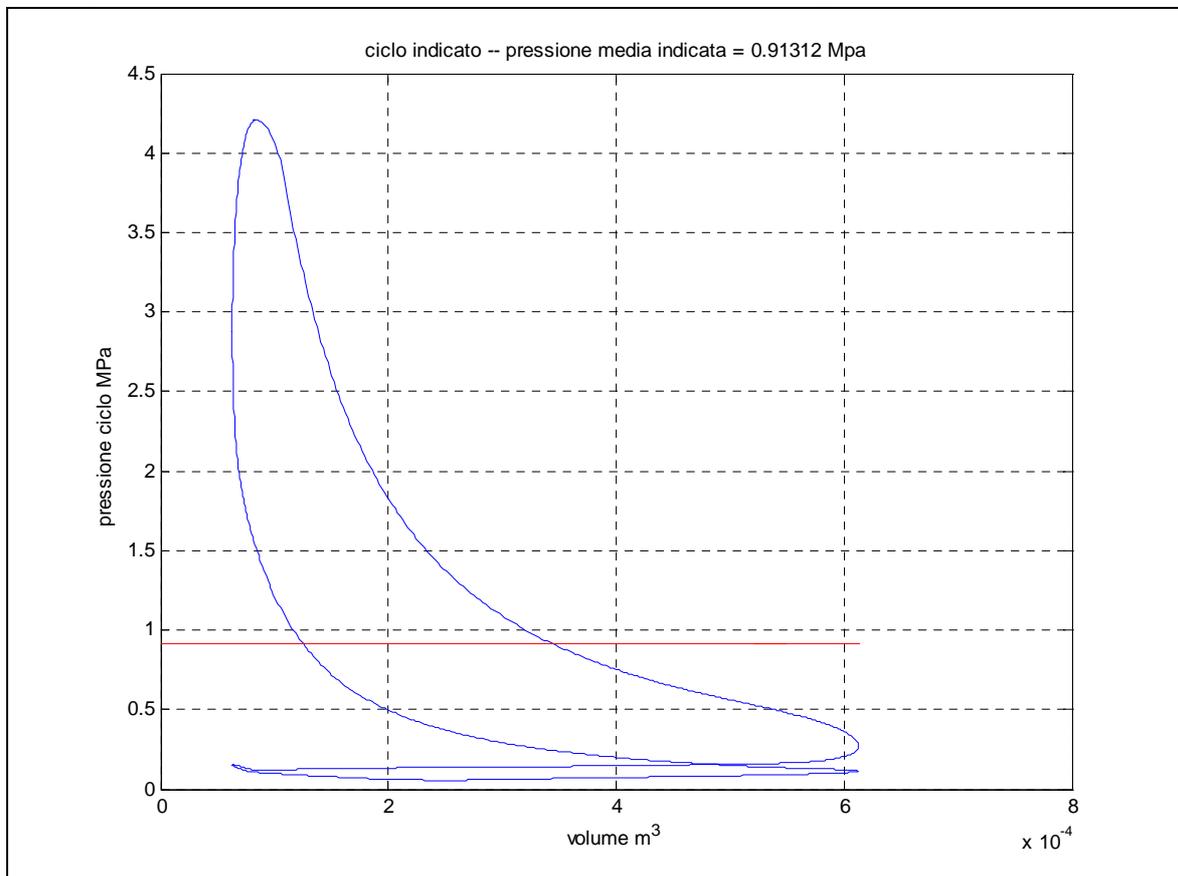


Figura 10 – Ciclo indicato (Ref. [3])

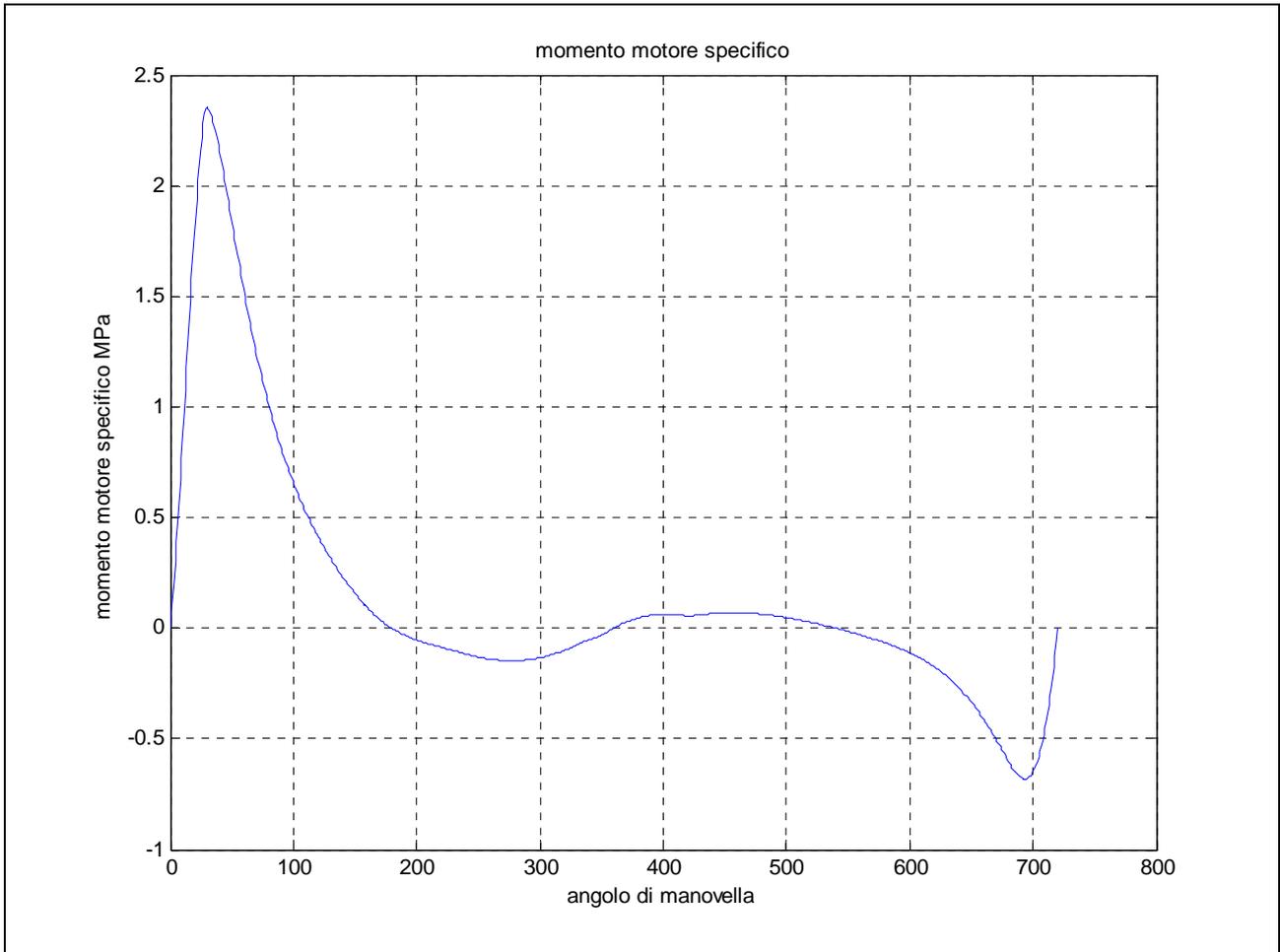


Figura 11 – Momento motore specifico (ciclo di Ref. [3])

Per le analisi delle risposte forzate, il momento motore specifico viene scomposto in serie di Fourier:

$$\tilde{M}_p(t) = \sum_{k=0}^N A_k \sin(k\omega_o t + \varphi_k) \quad (4)$$

$\uparrow [Pa]$

dove $\omega_o t = \theta$, angolo di manovella ed N è il numero di armoniche.

La tecnica numerica per le analisi è riportata in Appendice B.

Di seguito si riportano le ampiezze dello sviluppo del momento motore specifico di Figura 11 ($p_{mi} = 0.91312 MPa$).

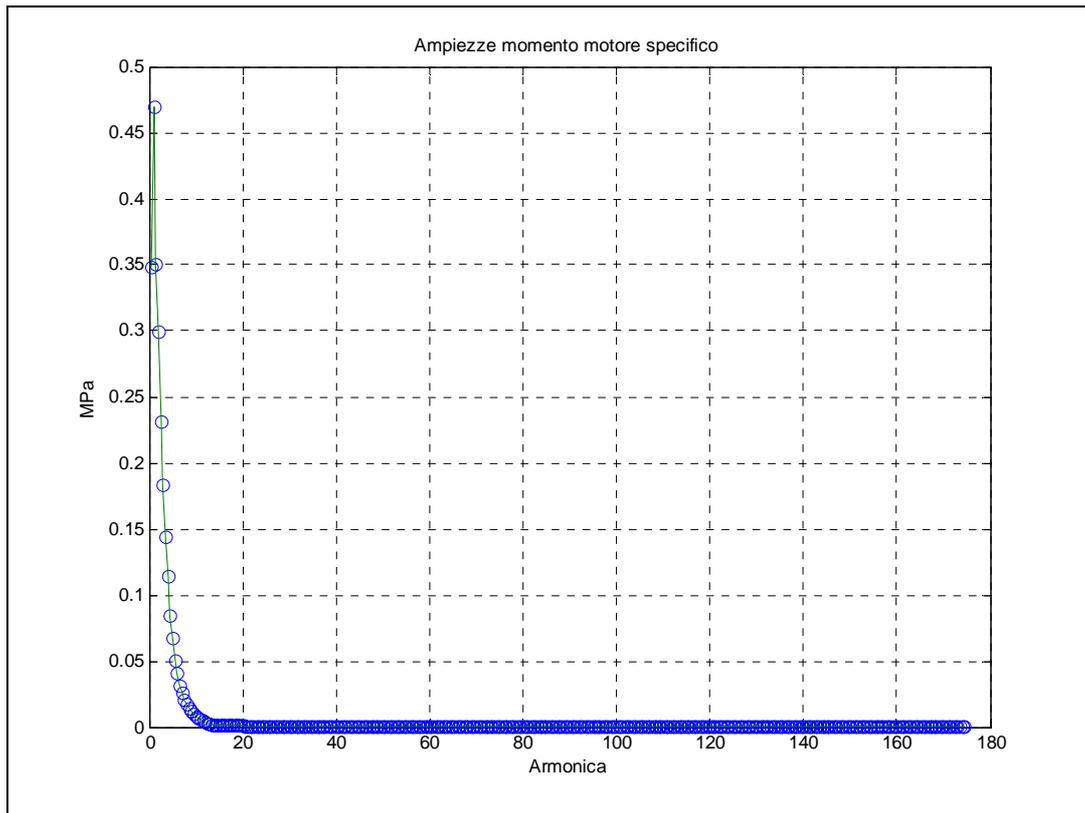


Figura 12 – Ampiezze armoniche del momento motore specifico (ciclo di Ref. [3])

Dalla Figura 12 si nota che le ampiezze delle armoniche superiori alla 20 sono praticamente trascurabili.

Stesse considerazioni sono state applicate al ciclo di Ref. [4] illustrato in Figura 13.

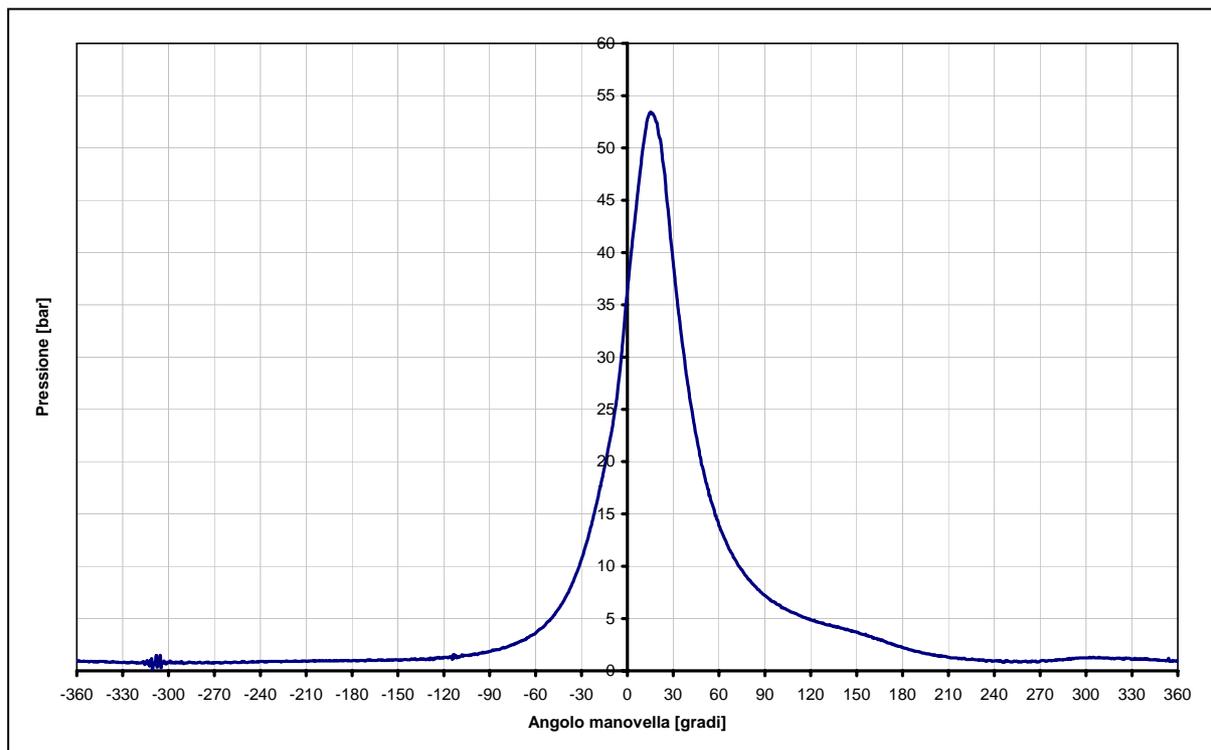


Figura 13 – Pressione in camera di combustione in funzione dell'angolo di manovella (Ref. [4])

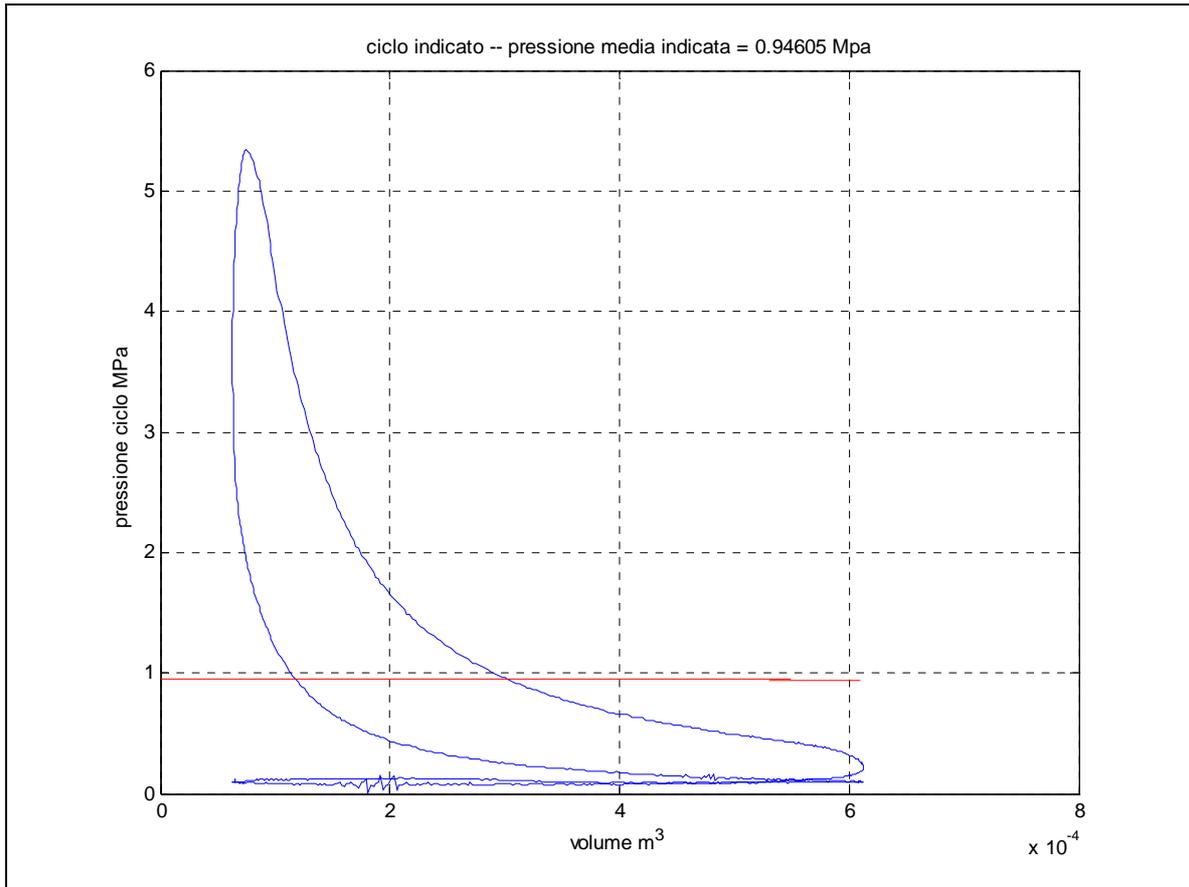


Figura 14- Ciclo indicato (Ref. [4])

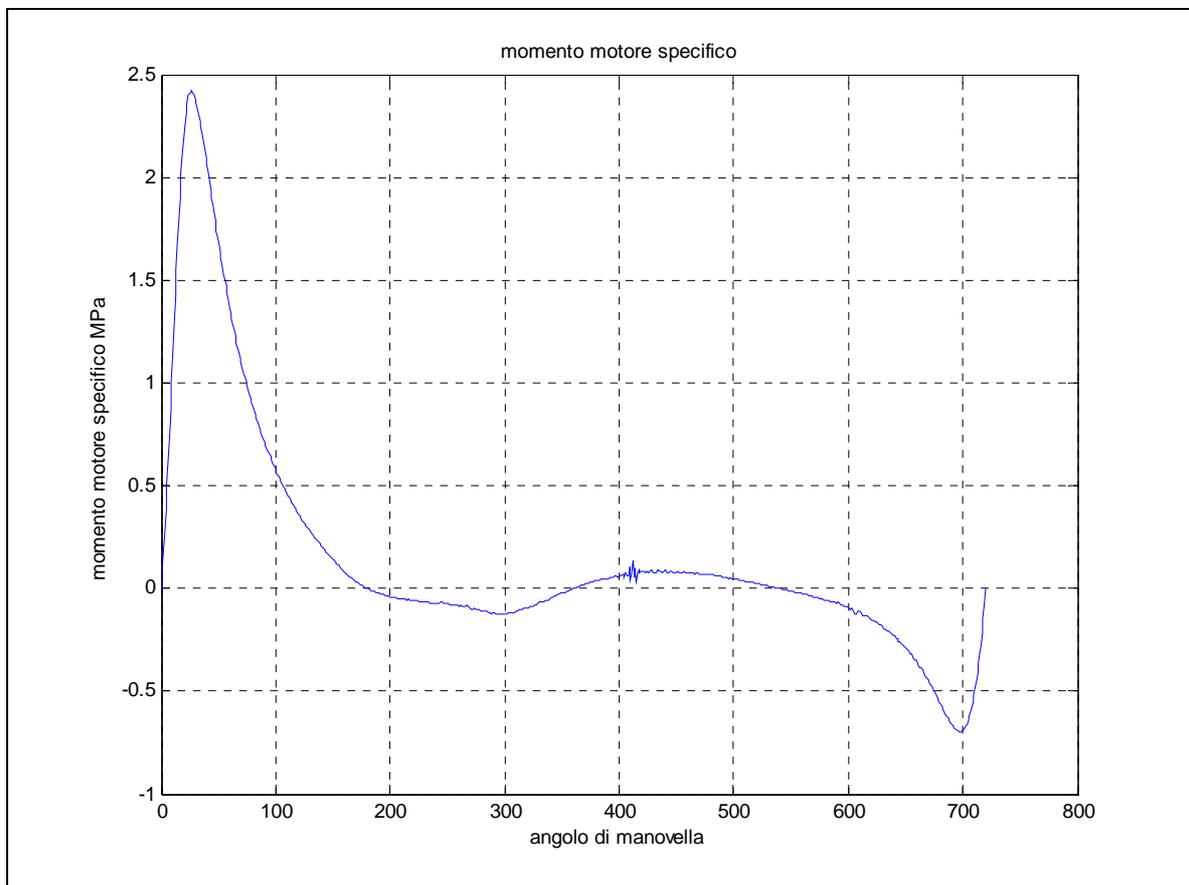


Figura 15- Momento motore specifico (ciclo di Ref. [4])

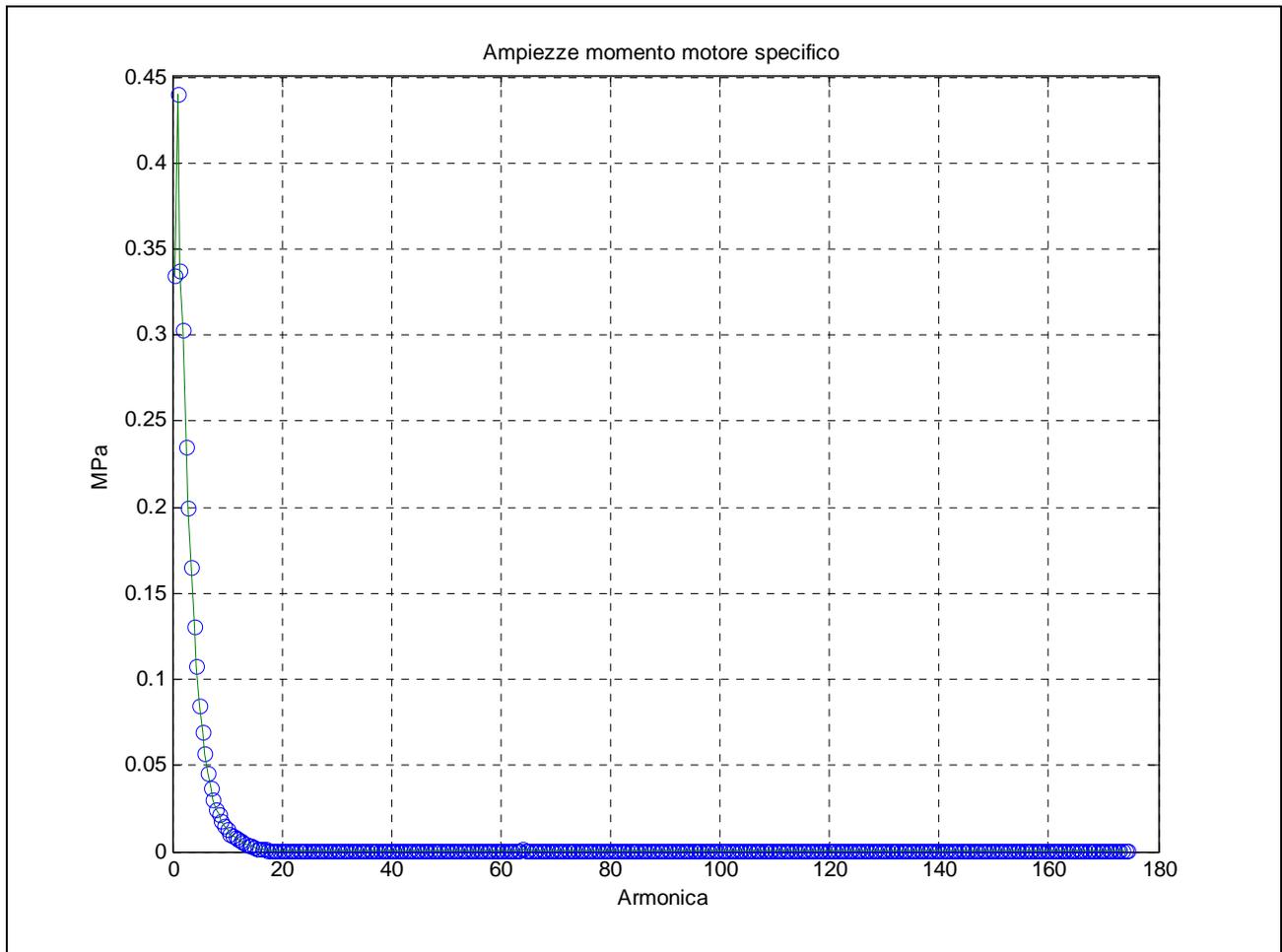


Figura 16 – Ampiezze armoniche del momento motore specifico (ciclo di Ref. [4])

Dalla Figura 14 si osserva che la pressione media indicata del ciclo di Ref. [4] vale 0.94605 MPa ; da Figura 16 si evince che anche per il ciclo di Ref. [4] sono trascurabili le ampiezze delle armoniche del momento motore specifico superiori alla ventesima.

4.2 MOMENTO MOTORE INERZIALE

Sia M_i il momento delle forze di inerzia alternate. Da Ref. [7], l'espressione analitica di tale momento è la seguente:

$$M_i(t) = -(m' + m_a) r^2 \omega^2 \sum_{k=1}^{\infty} A_k \sin(k\theta) + I \omega^2 \lambda^2 \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin(2k\theta) \quad (5)$$

dove risulta:

- $m' = m \frac{b}{l}$, essendo m ed l rispettivamente la massa e la lunghezza della biella, b la distanza del baricentro della biella dal bottone di manovella;
- m_a , masse alterne (pistone & accessori)
- I , momento di inerzia puro dovuto a masse infinitesime poste a distanza infinita;
- i coefficienti A_k e B_k sono espressi da serie infinite; nelle Figure 17 e 18 sono riportati i termini non nulli contenenti potenze di λ non superiori alla decima negli A_k ed alla nona nei B_k ; nelle Figure 19 e 20 sono tabellati i coefficienti in oggetto per valori di λ variabili da 0.15 a 0.30, di centesimo in centesimo.

$$\left\{ \begin{array}{l} A_1 = -\frac{1}{32} \left[8\lambda + 2\lambda^3 + \frac{15}{16}\lambda^5 + \frac{35}{64}\lambda^7 + \frac{735}{2048}\lambda^9 \right] \\ A_2 = \frac{1}{32} \left[16 + \lambda^4 + \lambda^6 + \frac{7}{8}\lambda^8 + \frac{3}{4}\lambda^{10} \right] \\ A_3 = \frac{1}{32} \left[24\lambda + 9\lambda^3 + \frac{81}{16}\lambda^5 + \frac{105}{32}\lambda^7 + \frac{4725}{2048}\lambda^9 \right] \\ A_4 = \frac{1}{32} \left[8\lambda^2 + 4\lambda^4 + 2\lambda^6 + \lambda^8 + \frac{15}{32}\lambda^{10} \right] \\ A_5 = -\frac{1}{32} \left[5\lambda^3 + \frac{75}{16}\lambda^5 + \frac{310}{64}\lambda^7 + \frac{15085}{2048}\lambda^9 \right] \\ A_6 = -\frac{1}{32} \left[3\lambda^4 + 3\lambda^6 + \frac{39}{16}\lambda^8 + \frac{15}{8}\lambda^{10} \right] \\ A_7 = \frac{1}{32} \left[\frac{21}{16}\lambda^5 + \frac{245}{128}\lambda^7 + \frac{8575}{4096}\lambda^9 \right] \\ A_8 = \frac{1}{32} \left[\lambda^6 + \frac{3}{2}\lambda^8 + \frac{13}{8}\lambda^{10} \right] \\ A_9 = -\frac{1}{32} \left[\frac{45}{128}\lambda^7 + \frac{2835}{4096}\lambda^9 \right] \\ A_{10} = -\frac{1}{32} \left[\frac{5}{16}\lambda^8 + \frac{5}{8}\lambda^{10} \right] \\ A_{11} = \frac{1}{32} \frac{385}{4096} \lambda^9 \\ A_{12} = \frac{1}{32} \frac{3}{32} \lambda^{10} \end{array} \right.$$

Figura 17 – Coefficienti A_k (Ref. [7])

$$\left\{ \begin{array}{l} B_1 = \frac{1-\lambda^2}{2} \left[1 + \lambda^2 + \frac{15}{16}\lambda^4 + \frac{7}{8}\lambda^6 + \frac{105}{128}\lambda^8 \right] \\ B_2 = -\frac{1-\lambda^2}{2} \left[\frac{\lambda^2}{2} + \frac{3}{4}\lambda^4 + \frac{7}{8}\lambda^6 + \frac{15}{16}\lambda^8 \right] \\ B_3 = \frac{1-\lambda^2}{2} \left[\frac{3}{16}\lambda^4 + \frac{3}{8}\lambda^6 + \frac{135}{128}\lambda^8 \right] \\ B_4 = -\frac{1-\lambda^2}{2} \left[\frac{1}{16}\lambda^6 + \frac{5}{32}\lambda^8 \right] \\ B_5 = \frac{1-\lambda^2}{2} \frac{5}{256} \lambda^8 \end{array} \right.$$

Figura 18 – Coefficienti B_k (Ref. [7])

λ	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8
0,15	-0,037713	0,50002	0,11245	0,00569	-0,00054	-0,00005	0,00000	0,00000
0,16	-0,040259	0,50002	0,12117	0,00648	-0,00066	-0,00006	0,00000	0,00000
0,17	-0,042811	0,50003	0,12890	0,00733	-0,00079	-0,00008	0,00001	0,00000
0,18	-0,045370	0,50003	0,13667	0,00823	-0,00094	-0,00010	0,00001	0,00000
0,19	-0,047936	0,50004	0,14447	0,00919	-0,00111	-0,00013	0,00001	0,00000
0,20	-0,050510	0,50005	0,15230	0,01020	-0,00130	-0,00016	0,00001	0,00000
0,21	-0,053091	0,50006	0,16017	0,01127	-0,00151	-0,00019	0,00002	0,00000
0,22	-0,055681	0,50008	0,16808	0,01240	-0,00174	-0,00023	0,00002	0,00000
0,23	-0,058280	0,50009	0,17603	0,01358	-0,00200	-0,00028	0,00003	0,00001
0,24	-0,060888	0,50011	0,18402	0,01483	-0,00228	-0,00033	0,00004	0,00001
0,25	-0,063506	0,50013	0,19206	0,01613	-0,00259	-0,00039	0,00004	0,00001
0,26	-0,066135	0,50015	0,20014	0,01749	-0,00293	-0,00046	0,00005	0,00001
0,27	-0,068774	0,50018	0,20827	0,01891	-0,00330	-0,00054	0,00007	0,00001
0,28	-0,071425	0,50021	0,21646	0,02040	-0,00370	-0,00062	0,00008	0,00002
0,29	-0,074088	0,50024	0,22470	0,02195	-0,00414	-0,00072	0,00010	0,00002
0,30	-0,076763	0,50028	0,23300	0,02356	-0,00461	-0,00083	0,00011	0,00003

Figura 19 – Coefficienti A_k tabellati (Ref. [7])

λ	B_1	B_2	B_3	B_4
0,15	0,49999	-0,00569	0,00005	-0,00000
0,16	0,49998	-0,00648	0,00006	-0,00000
0,17	0,49997	-0,00733	0,00008	-0,00000
0,18	0,49997	-0,00823	0,00010	-0,00000
0,19	0,49996	-0,00919	0,00013	-0,00000
0,20	0,49995	-0,01020	0,00016	-0,00000
0,21	0,49994	-0,01127	0,00019	-0,00000
0,22	0,49992	-0,01240	0,00023	-0,00000
0,23	0,49991	-0,01358	0,00028	-0,00001
0,24	0,49989	-0,01483	0,00033	-0,00001
0,25	0,49986	-0,01613	0,00039	-0,00001
0,26	0,49985	-0,01749	0,00046	-0,00001
0,27	0,49982	-0,01891	0,00054	-0,00001
0,28	0,49979	-0,02040	0,00063	-0,00002
0,29	0,49976	-0,02195	0,00074	-0,00002
0,30	0,49972	-0,02356	0,00085	-0,00003

Figura 20 – Coefficienti B_k tabellati (Ref. [7])

Si è applicata la (5) trascurando il momento I ed assumendo come massa alternata ($m' + m_a$) la massa di biella pari a 118.4 g (Ref. [2]) e la massa di pistone e accessori pari a 574.5 g (Ref. [2]).

Dalla (5), adimensionalizzando rispetto alla semicilindrata e per velocità di rotazione unitaria, si ottengono le armoniche inerziali specifiche:

$$\frac{M_i(t)}{\omega^2 A_p r} = \tilde{M}_i(t) = -\frac{(m' + m_a) r}{A_p} \sum_{k=1}^{\infty} A_k \sin(k\theta) + \frac{I\lambda^2}{A_p r} \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin(2k\theta)$$

$\uparrow Pa / (rad / sec)^2$

Le ampiezze delle prime 4 armoniche inerziali specifiche risultano pari a :

- Ampiezza armonica 1 \rightarrow 0.2111
- Ampiezza armonica 2 \rightarrow -1.5439
- Ampiezza armonica 3 \rightarrow -0.6332
- Ampiezza armonica 4 \rightarrow -0.0577

Il momento totale applicato al cilindro, ad un generico istante di tempo t , è pari a:

$$M_{TOT}(t) = A_p r (\tilde{M}_p(t) + \omega^2 \tilde{M}_i(t)).$$

5 RISULTATI DELL' ANALISI DI RESISTENZA STATICA

In questo paragrafo sono riportati gli esiti dell'analisi di resistenza del complesso costituito da albero motore e albero porta elica.

La forzante esterna è stata descritta al paragrafo 4 mentre il modello torsionale equivalente dell'albero, su cui si è operato, è quello illustrato al paragrafo 1.

Le analisi sono basate sulla soluzione nel tempo dell'equazione in base modale (v. INTRODUZIONE):

$$\underline{\underline{M}}_g \underline{\ddot{q}}(t) + \underline{\underline{C}}_g \underline{\dot{q}}(t) + \underline{\underline{K}}_g \underline{q}(t) = \underline{F}_g .$$

Per il generico elemento di albero la deformazione torsionale, θ_{elem} , ha la seguente espressione:

$$\theta_{elem} = \sum_{k=1}^{N_Modi} \phi_{elem,k} q_k ,$$

quindi il momento interno agente in ciascun elemento è dato da:

$$M_{int,elem} = K_{elem} \theta_{elem} = K_{elem} \sum_{k=1}^{N_Modi} \phi_{elem,k} q_k .$$

Valutato il momento massimo (in modulo) in ciascun elemento, attraverso i valori dei moduli di resistenza riportati in Tabella 5 paragrafo 1.3, è stata determinata la tensione massima (in modulo) agente nell'elemento.

Si sono quindi determinati i margini di sicurezza (MS^*) rispetto alla rottura (per carico statico) assumendo come σ ammissibile e τ ammissibile del materiale i valori riportati in Tabella 1 pagina 5 (σ e τ di snervamento del materiale).

Le analisi di resistenza sono state condotte in corrispondenza delle seguenti casistiche:

CASO 1 → ciclo di Ref. [3] ($p_{mi}=0.91312 MPa$), numero di giri al minuto = 5100

CASO 2 → ciclo di Ref. [4] ($p_{mi}= 0.94605 MPa$), numero di giri al minuto = 5100

Per agevolare la lettura, i risultati ottenuti sono stati riportati alla pagina seguente; si è evidenziato in giallo l'elemento maggiormente sollecitato per ciascun caso di analisi.

$$\bullet MS = \frac{\sigma_{ammissibile}}{\sigma_{max}} - 1 \text{ oppure } MS = \frac{\tau_{ammissibile}}{\tau_{max}} - 1 .$$

CASO 1				
ELEMENTO	STRESS max [MPa]	STRESS type	limit STRESS [MPa]	MS
1	35.297	τ	395.485	HIGH ⁴
2	13.305	τ	395.485	HIGH
3	7.480	τ	395.485	HIGH
4	57.448	σ	685.000	HIGH
5	107.772	σ	685.000	5.36
6	70.739	σ	685.000	8.68
7	67.954	σ	685.000	9.08
8	111.332	σ	685.000	5.15
9	85.412	σ	685.000	7.02
10	10.985	τ	395.485	HIGH
11	16.651	τ	395.485	HIGH
12	162.150	τ	395.485	1.44
13	154.134	τ	395.485	1.57
14	135.248	τ	395.485	1.92
15	52.029	τ	395.485	6.60
16	60.758	τ	395.485	5.51
17	13.865	τ	395.485	HIGH
18	2.761	τ	395.485	HIGH

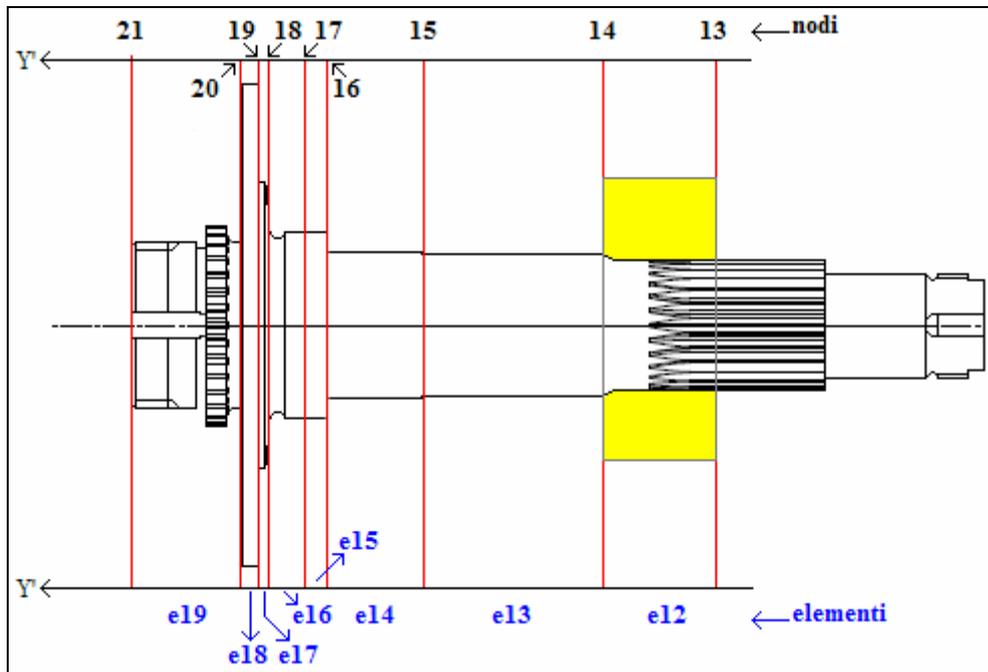
Tabella 9 – Caso 1: Tensioni massime e margini di sicurezza

CASO 2				
ELEMENTO	STRESS max [MPa]	STRESS type	limit STRESS [MPa]	MS
1	40.866	τ	395.485	8.68
2	15.330	τ	395.485	HIGH
3	8.542	τ	395.485	HIGH
4	68.870	σ	685.000	8.95
5	114.968	σ	685.000	4.96
6	70.487	σ	685.000	8.72
7	67.595	σ	685.000	9.13
8	107.482	σ	685.000	5.37
9	84.369	σ	685.000	7.12
10	10.946	τ	395.485	HIGH
11	16.601	τ	395.485	HIGH
12	160.583	τ	395.485	1.46
13	152.462	τ	395.485	1.59
14	133.721	τ	395.485	1.96
15	51.439	τ	395.485	6.69
16	60.066	τ	395.485	5.58
17	13.708	τ	395.485	HIGH
18	2.730	τ	395.485	HIGH

Tabella 10 – Caso 2: Tensioni massime e margini di sicurezza

⁴ HIGH \rightarrow MS > 10.

In entrambe i casi l'elemento maggiormente sollecitato è il numero 12; l'elemento 12 è relativo all'albero porta elica ed è evidenziato dal riquadro giallo nella figura sottostante.



Per il solo CASO 1 si riportano in Figura 21 ed in Figura 22 la time-history della tensione nell'elemento 12 e le prime 20 ampiezze dell'analisi in frequenza del segnale.

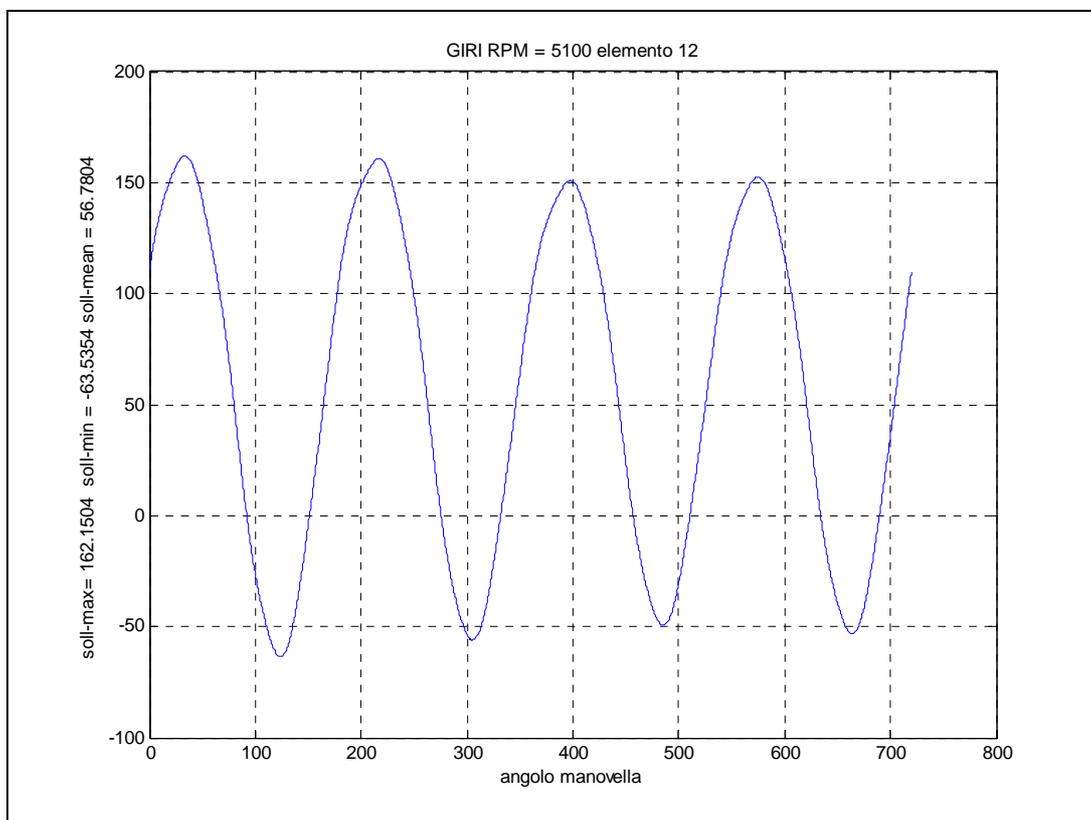


Figura 21 – Time history della sollecitazione nell'elemento 12 (elemento maggiormente sollecitato)

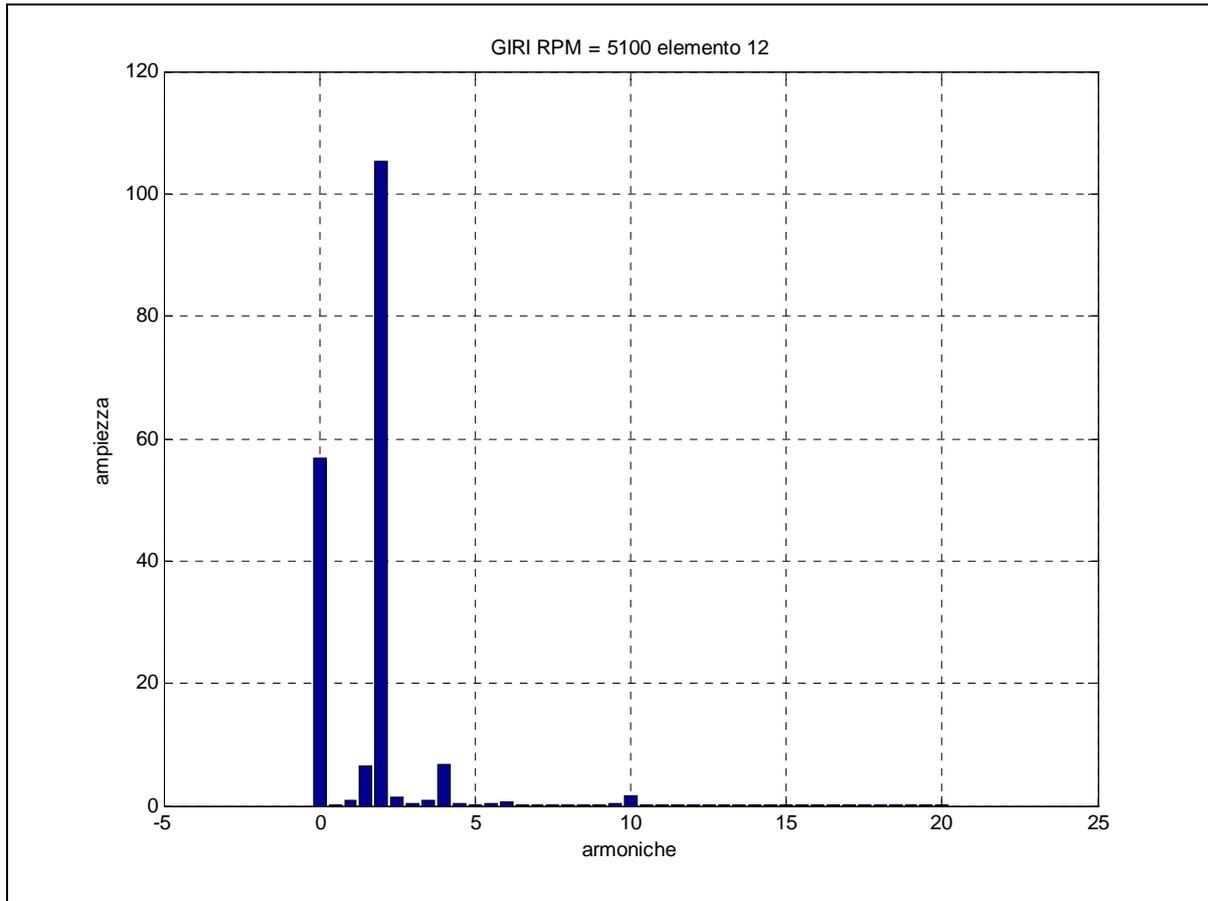


Figura 22 – Ampiezze dello sviluppo della time-history di Figura 21.

Dalla Figura 22 si evince che il maggior contributo in frequenza è fornito dall'armonica n.2.

Il minimo margine di sicurezza risulta pari a 1.44 ed è relativo ad una sollecitazione di torsione nell'elemento 12 e al primo caso di sollecitazione. Le tensioni riportate nelle Tabelle 9, e 10 sono però di tipo *nominale*, ovvero, non tengono in conto di effetti di amplificazione dovuti alla presenza di intagli.

Solitamente i fattori di amplificazione da intaglio (K) per geometrie simili a quelle dell'elemento 12 variano da 1.1 a 1.2. Utilizzando conservativamente il valore 1.2, si ottiene per l'elemento 12 nel caso 2 un margine di sicurezza pari a 1.03.

ELEMENTO	STRESS max [MPa]	STRESS type	limit STRESS [MPa]	MS
12	$162.150 \cdot 1.2 = 194.581$	τ	395.485	1.03

Ai fini di attingere un maggiore (e più conservativo) margine di sicurezza, si raccomanda l'impiego di un acciaio più *resistente*. Utilizzando ad esempio l'acciaio **UNI 30 NiCrMo12**, di cui si riportano le caratteristiche peculiari in Tabella 11, si ottiene un margine di sicurezza pari a **1.33**.

DENSITÀ	ρ	7872	Kg/m ³
MODULO DI ELASTICITÀ NORMALE	E	2 E+11	Pa
MODULO DI ELASTICITÀ TANGENZIALE	G	8 E+10	Pa
SIGMA DI SNERVAMENTO	σ_s	785	MPa
TAU DI SNERVAMENTO	τ_s	453.22	MPa
SIGMA DI ROTTURA	σ_u	1180	MPa
TAU DI ROTTURA	τ_u	681.273	MPa

Tabella 11 – Proprietà acciaio UNI 30 NiCrMo12

6 RISULTATI DELL' ANALISI DI RESISTENZA A FATICA

L'analisi di resistenza a fatica è stata condotta mediante il criterio di Goodman-Smith (Ref. [8]) e in riferimento al solo elemento 12 nella condizione di carico maggiormente gravosa fra le due investigate (CASO 1).

Di seguito si riportano i valori *nominali* della tensione minima, media e massima che insorgono nell'elemento (v. Figura 21).

ELEMENTO	τ_{min} [MPa]	τ_m [MPa]	τ_{max} [MPa]
12	-63.535	56.780	162.150

Dal diagramma di Wholer per l'acciaio UNI 38 NCD4 è stata valutata la tensione al limite di fatica del materiale: $\sigma_{lf} = 342.5$ MPa.

La τ_{lf} (tensione di taglio al limite di fatica) è stata assunta pari a $\sigma_{lf} / \sqrt{3}$: $\tau_{lf} = 197.62$ MPa.

Utilizzando i dati di Tabella 1 (pag. 5) nonché il valore di τ_{lf} definito sopra, si è tracciato il diagramma di Goodman per l'acciaio UNI 38 NCD4 (Figura 23)

La verifica di resistenza è stata condotta utilizzando come valori minimi e massimi della tensione quelli definiti conservativamente come segue:

$$\tilde{\tau}_{min} = \tau_m - |\tau_{min}|$$

$$\tilde{\tau}_{max} = \tau_m + \tau_{max}$$

La retta delimitata dai punti $(\tau_m, \tilde{\tau}_{min})$ e $(\tau_m, \tilde{\tau}_{max})$ è interna al diagramma di Goodman (v. Figura 23); da ciò discende l'assenza di fenomeni di rottura a fatica per l'elemento considerato. Facendo riferimento alla Figura 23, si ottiene il seguente valore del margine di scurezza a fatica (MS_f):

$$MS_f = \frac{AH}{BH} - 1 = \frac{232.30}{218.93} - 1 = 0.06.$$

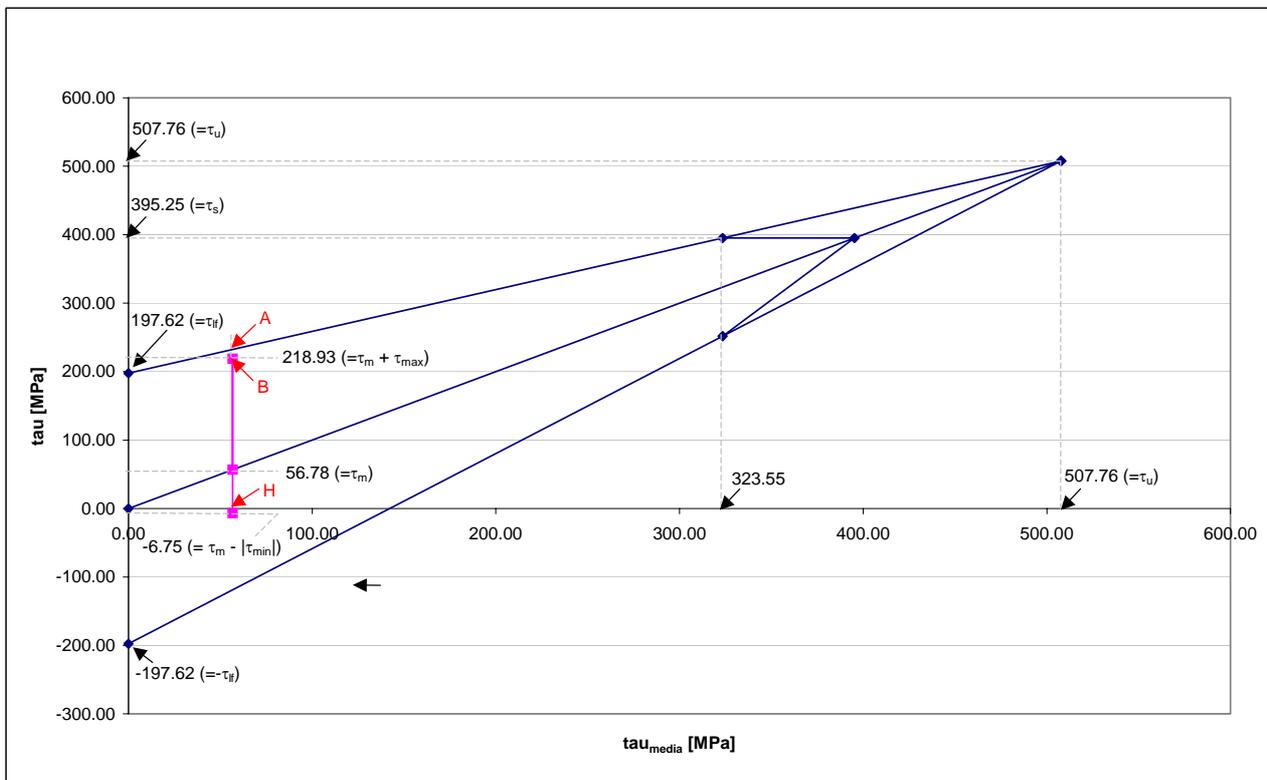


Figura 23 – Diagramma di Goodman a torsione - elemento 12, tensioni nominali, acciaio UNI 38 NCD4

Il valore del margine di sicurezza non è sufficientemente elevato da scongiurare fenomeni di rottura a fatica in presenza di intagli; di seguito viene provato tale asserto.

Per la determinazione del coefficiente di amplificazione a fatica (K_f), è stata utilizzata la relazione:

$$K_f = 1 + q(K - 1)$$

K è il coefficiente di intaglio geometrico (utilizzato per la verifica di resistenza statica) e q è il coefficiente di sensibilità all'intaglio. Il coefficiente q è ricavabile dalla formula di Peterson:

$$q = \frac{1}{1 + a/r}$$

dove r è il raggio d'intaglio ed a è una lunghezza caratteristica del materiale.

Per gli acciai con $\sigma_u > 550$ MPa, la lunghezza a è data dalla formula semi-empirica:

$$a = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{\sigma_u} \right)^{1.8}$$

in cui il valore σ_u è espresso in MPa.

Per l'acciaio UNI 38 NCD4, si ottiene: $a = 0.025 \cdot \left(\frac{2070}{880} \right)^{1.8} = 0.12 \text{ mm}$; assumendo $r = 4 \text{ mm}$ e

$K=1.2$ si ricava:

$$q = 0.97;$$

$$K_f = 1.194.$$

Amplificando le tensioni nominali del fattore K_f , il diagramma di Goodman si modifica nel modo illustrato nella figura sottostante.

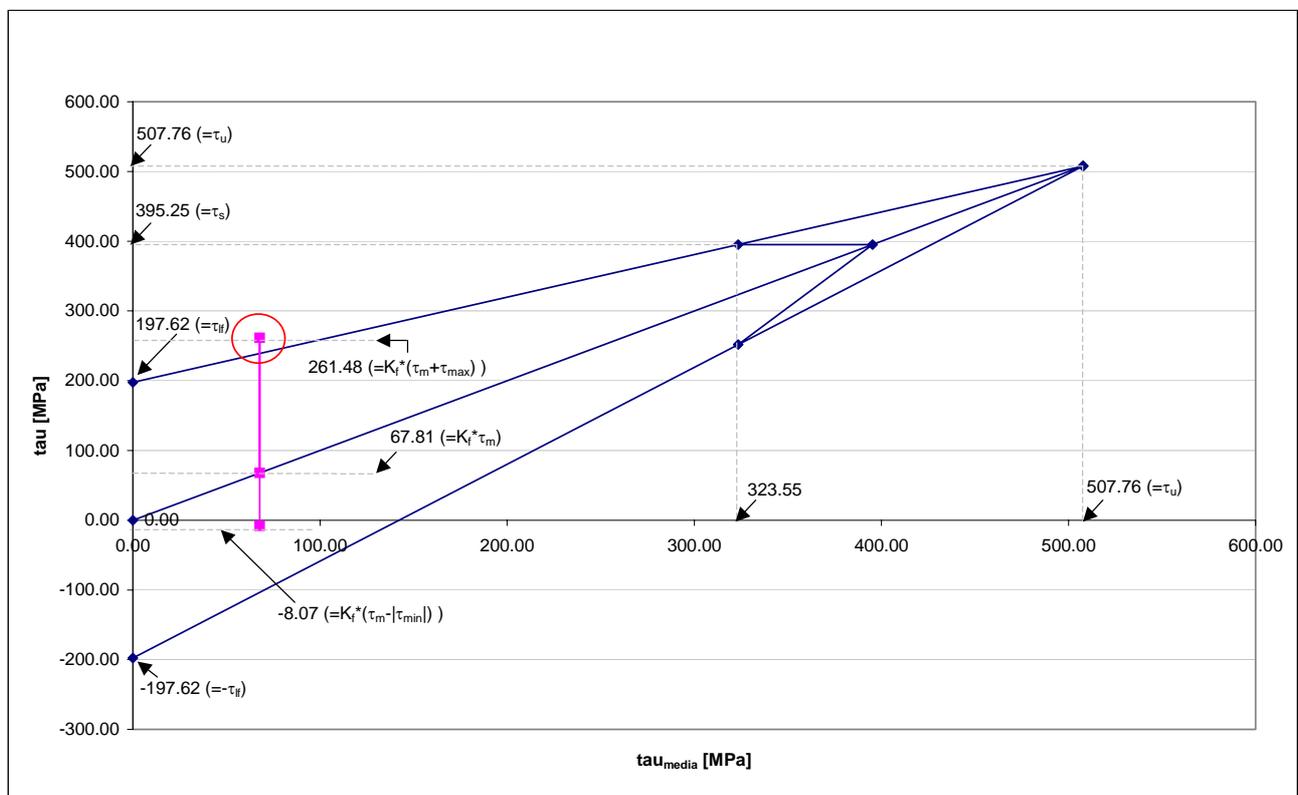


Figura 24 – Diagramma di Goodman a torsione - elemento 12, tensioni amplificate, acciaio UNI 38 NCD4

Come evidenziato dal cerchio rosso di Figura 24, il materiale non è tale da scongiurare fenomeni di rottura a fatica nell'elemento maggiormente sollecitato in presenza di effetti di intaglio.

In corrispondenza dell'acciaio UNI 30 NiCrMo12, tenendo presente i valori riportati in Tabella 11 (pag. 34) nonché delle assunzioni fatte per K e r , si ottengono i seguenti parametri:

$$\begin{aligned}\tau_{lf} &= 226.47 \text{ MPa} \\ a &= 0.07 \text{ mm} \\ q &= 0.98 \\ K_f &= 1.196.\end{aligned}$$

Il diagramma di Goodman di Figura 24 si modifica come illustrato di seguito.

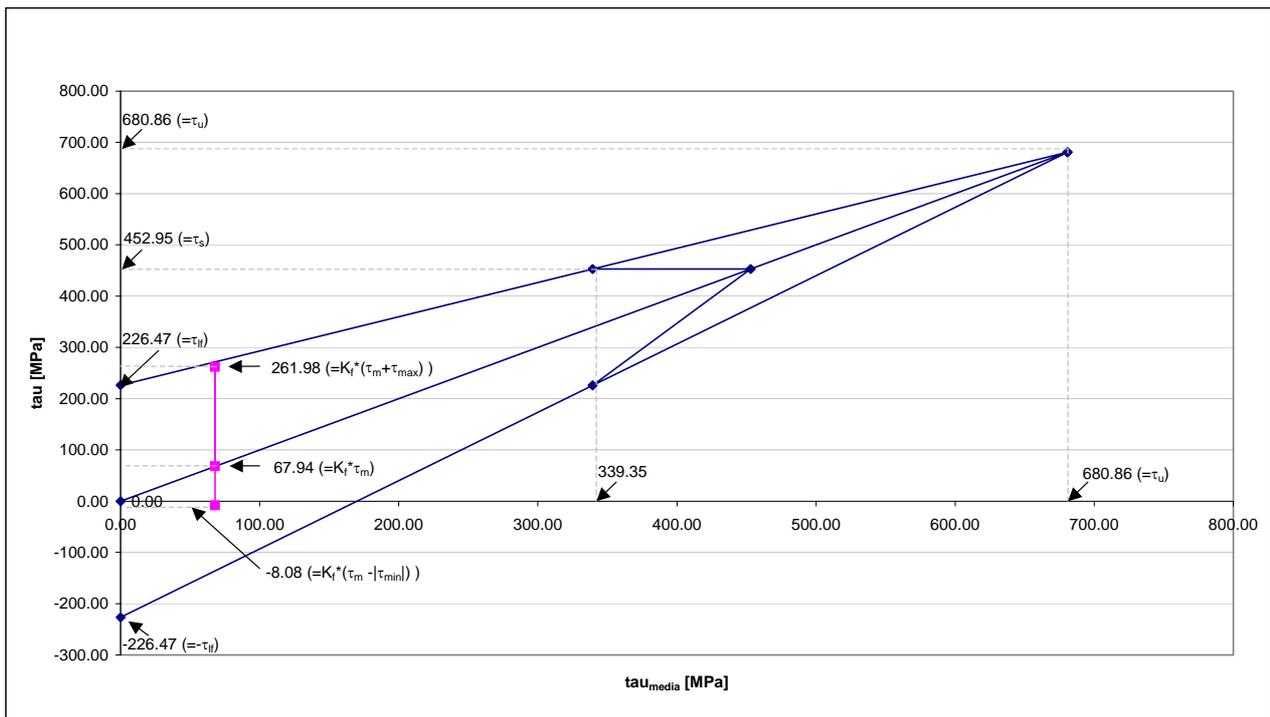


Figura 25 – Diagramma di Goodman a torsione - elemento 12, tensioni amplificate, acciaio UNI 30 NiCrMo12

Dal diagramma di Figura 25 si evince che adoperando l'acciaio UNI 30 NiCrMo12 sono scongiurati fenomeni di rottura a fatica anche in presenza di effetti di intaglio; il margine di sicurezza a fatica risulta pari a 0.04.

7 CONCLUSIONI

L'analisi dinamica condotta è stata finalizzata alla verifica di resistenza statica e a fatica del complesso (albero motore + albero porta-elica) in corrispondenza di due diverse condizioni di funzionamento/forzanti esterne.

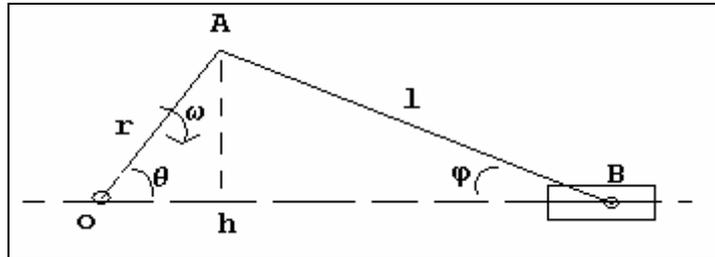
Per ciascuna delle suddette condizioni si è dimostrato che – adoperando l'acciaio UNI 38 NCD4 come materiale costituente – le tensioni che insorgono nella sezione maggiormente sollecitata (afferente all'albero porta elica) garantiscono un margine di sicurezza poco soddisfacente rispetto allo snervamento allorquando vengono tenuti in conto gli effetti di intaglio; è stato dimostrato che l'impiego di un acciaio più resistente quale l'UNI 30 NiCrMo12 incrementa tali margini di sicurezza.

L'analisi a fatica, condotta mediante il criterio di Goodman, ha inoltre confermato la necessità di adoperare l'acciaio UNI 30 NiCrMo12 (o un acciaio meccanicamente equivalente/superiore in resistenza) onde scongiurare fenomeni di rottura a fatica in presenza di intagli.

APPENDICE A

Per il calcolo dell'inerzia di massa equivalente biella + pistone + accessori, la massa di biella pari a 251.6 g è considerata rotante e quindi applicata nella testa di biella, mentre la massa di biella pari a 118.4 g e la massa di pistone+accessori (pari a 574.5 g) sono considerate caratterizzate di moto alterno e quindi applicate al piede di biella (Ref. [2]).

La velocità del piede di biella v_B è data da



$$v_B = \omega r \left[\sin(\theta) + \frac{\sin(2\theta)\lambda}{2\sqrt{1 - \sin^2(\theta)\lambda^2}} \right]$$

dove $\lambda = r/l$, cioè il rapporto tra il raggio di manovella e l'interasse (testa-piede) di biella. Volendo ridurre all'asse del motore la massa alterna della biella:

$$\frac{1}{2} m_a v_B^2 = \frac{1}{2} m_r \omega^2 r^2 = \frac{1}{2} I_{r,a} \omega^2$$

e quindi

$$\begin{aligned} I_{r,a} &= m_a v_B^2 / \omega^2 = \frac{m_a}{\omega^2} \omega^2 r^2 \left[\sin(\theta) + \frac{\sin(2\theta)\lambda}{2\sqrt{1 - \sin^2(\theta)\lambda^2}} \right]^2 = \\ &= m_a r^2 \left[\sin(\theta) + \frac{\sin(2\theta)\lambda}{2\sqrt{1 - \sin^2(\theta)\lambda^2}} \right]^2 \end{aligned}$$

è il momento di inerzia di massa ridotto all'asse del motore della massa alterna relativamente al pistone + accessori.

Detto $I(\theta) = I_{r,a}(\theta) + I_{r,r}$ dove $I_{r,r}$ è il momento di massa della massa rotante dato da $I_{r,r} = m_r r^2$, al fine di ottenere un momento indipendente dalla rotazione dell'albero, si è valutato quello equivalente dalla relazione $\frac{1}{I_{eq}} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{d\theta}{I(\theta)}$.

APPENDICE B

La risposta a regime del sistema eccitato dalla (4) (paragrafo 4.1)

$$\tilde{M}_p(t) = \sum_{k=0}^N A_k \sin(k\omega_o t + \varphi_k)$$

può considerarsi come somma delle risposte alle N armoniche di pulsazione $k\omega_o$, $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$,

$$\varphi_k = \text{tg}^{-1} \frac{b_k}{a_k}.$$

I coefficienti di Fourier sono relazionati alla Funzione $\tilde{M}_p(t)$ mediante i seguenti integrali:

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T \tilde{M}_p(t) \cos(k\omega_o t) dt, \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T \tilde{M}_p(t) \sin(k\omega_o t) dt, \quad \frac{a_o}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T \tilde{M}_p(t) dt.$$

La funzione $\tilde{M}_p(t)$ viene campionata ad intervalli regolari con una serie finita di impulsi di Dirac di ampiezza pari a $\tilde{M}_{p_i} \Delta T$:

$$\tilde{M}_p(t) = \sum_{i=1}^{2L+1} \tilde{M}_{p_i} \Delta T \delta(t - (i-1)\Delta T)$$

con $\Delta T = \frac{T}{2L+1}$ intervallo di campionamento ($2L$: punti di campionamento).

Sostituendo tale espressione, ad esempio, nello sviluppo di a_k si ha:

$$a_k = \frac{2}{T} \sum_{i=1}^{2L+1} \tilde{M}_{p_i} \Delta T \int_0^T \cos(k\omega_o t) \delta(t - (i-1)\Delta T) dt \rightarrow a_k = \frac{2}{(2L+1)} \sum_{i=1}^{2L+1} \tilde{M}_{p_i} \cos\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right);$$

in modo analogo

$$b_k = \frac{2}{(2L+1)} \sum_{i=1}^{2L+1} \tilde{M}_{p_i} \sin\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right);$$

$$\frac{a_o}{2} = \frac{1}{(2L+1)} \sum_{i=1}^{2L+1} \tilde{M}_{p_i}.$$

La rappresentazione di Fourier della funzione campionata, indicato con $N = \frac{2L}{2} - 1$ il numero delle armoniche, è:

$$\tilde{M}_p(t) = \frac{a_o}{2} + \sum_{k=1}^N a_k \cos(k\omega_o t) + b_k \sin(k\omega_o t).$$

nota agli istanti $t_i = (i-1)\Delta T$.

La risposta a regime dipende essenzialmente dal calcolo dell'espressione campionata dei coseni e dei seni; il calcolo di quest'ultima avviene mediante procedura ricorsiva:

per il calcolo di $\cos\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right)$ e di $\sin\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right)$, posto $z = \frac{2\pi}{(2L+1)}$, si ha

$$\cos\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right) = \cos(kz(i-1))$$

$$\sin\left(k \frac{2\pi}{(2L+1)} (i-1)\right) = \sin(kz(i-1));$$

sviluppando *cos* e *sin* :

$$\begin{bmatrix} \cos(kz(i-1)) \\ \sin(kz(i-1)) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kz) & \sin(kz) \\ \cos(kz) & -\sin(kz) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(kz) \\ \sin(kz) \end{bmatrix},$$

per l'ortogonalità della matrice di trasformazione si ottiene

$$\begin{bmatrix} \cos(kzi) \\ \sin(kzi) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kz) & \cos(kz) \\ \sin(kz) & -\sin(kz) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(kz(i-1)) \\ \sin(kz(i-1)) \end{bmatrix}$$

con la quale, in modo ricorsivo, è possibile valutare il coseno ed il seno al passo *i* essendo noto il coseno ed il seno al passo *i-1*.