

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

DEFINIZIONE DELL'EQUILIBRATURA DI UN MOTORE DIESEL
TRE CILINDRI INDUSTRIALE
CON RELATIVA PROGETTAZIONE E VERIFICA DI UN ALBERO
CONTROROTANTE IN VM MOTORI S.p.A.

Relatore: Dott. Ing. Mauro Ricotta

Correlatore: Ing. Stefano Saracino

Laureando: Marcello Finotti

ANNO ACCADEMICO 2012/2013

*Dedico questo lavoro a mia nonna Tosca,
in ricordo dei giorni felici trascorsi insieme,
perchè so quanto sarebbe stata orgogliosa
nel vedermi raggiungere questo traguardo.*

INDICE

Introduzione	- 17 -
Capitolo 1.....	- 19 -
VM Motori S.p.A.....	- 19 -
1.1 Storia della VM Motori.....	- 19 -
1.2 Organizzazione	- 21 -
1.3 I prodotti.....	- 22 -
1.3.1 Il settore automotive	- 22 -
1.3.2 Il settore industriale	- 24 -
1.3.2.1 Motori ON ROAD	- 25 -
1.3.2.2 Motori OFF ROAD.....	- 26 -
1.3.2.3 Motori stazionari.....	- 27 -
1.3.3 Il settore marino	- 27 -
1.4 Progettazione, ricerca e sviluppo	- 28 -
1.5 Peculiarità dei motori industriali	- 29 -
Capitolo 2.....	- 31 -
L'Equilibratura	- 31 -
2.1 Cinematica del manovellismo	- 31 -
2.2 Dinamica del manovellismo	- 36 -
2.2.1 Azioni interne al blocco motore. Coppia di reazione	- 37 -
2.2.2 Masse dotate di moto alternato e masse rotanti	- 39 -
2.2.3 Forze alterne d'inerzia e forze centrifughe	- 41 -
2.2.4 Considerazioni sul rapporto λ	- 42 -
2.3 Equilibramento dell'albero a gomiti	- 44 -
2.3.1 Equilibratura delle forze centrifughe.....	- 44 -
2.3.2 Equilibratura delle forze alterne del 1° ordine	- 48 -
2.3.3 Equilibratura delle forze alterne del 2° ordine	- 50 -
2.3.4 Ordine di accensione	- 51 -
2.4 Equilibratura in un caso particolare: motore a 3 cilindri in linea	- 52 -
2.5 Fattori squilibranti del motore R753IE4	- 56 -
2.5.1 Presentazione del motore.....	- 56 -
2.5.2 Albero a gomiti del motore R753IE4.....	- 58 -
2.5.3 Analisi dei fattori squilibranti	- 59 -

2.5.3.1	Masse alterne e masse rotanti del motore R753IE4.....	- 60 -
2.5.3.2	Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze centrifughe	- 63 -
2.5.3.3	Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze alterne del 1° ordine	- 64 -
2.5.3.4	Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze alterne del 2° ordine	- 65 -
2.6	Procedura di equilibratura dell'albero a gomiti in VM Motori	- 65 -
Capitolo 3	- 73 -
	Analisi preliminare e possibili interventi di modifica	- 73 -
3.1	Stato dell'arte della soluzione esistente in azienda.....	- 73 -
3.1.1	Posizione dell'albero controrotante.....	- 74 -
3.1.2	Descrizione della soluzione α	- 79 -
3.2	Interventi di modifica e miglioramento del progetto esistente.....	- 85 -
3.2.1	Ruota dentata sul contralbero.....	- 86 -
3.2.2	Supporto contralbero e scelta dei materiali.....	- 87 -
3.2.3	Studio dei cuscinetti: eliminazione delle boccole	- 90 -
3.2.3.1	Calcolo dei perni a strisciamento.....	- 93 -
Capitolo 4	- 103 -
	Progetto dell'albero controrotante nella configurazione definitiva γ	- 103 -
4.1	Modellazione del contralbero in acciaio	- 103 -
4.2	Modellazione del contralbero in ghisa sferoidale	- 108 -
4.3	Modellazione del supporto	- 114 -
4.4	Modellazione del circuito di scarico olio	- 117 -
4.5	Posizionamento e progetto degli ingranaggi	- 122 -
4.5.1	Foglio di calcolo per ingranaggi cilindrici ad assi paralleli VM Motori ...	- 124 -
4.5.2	Calcolo delle dentature con KISSsoft.....	- 134 -
Capitolo 5	- 139 -
	Lubrificazione e cuscinetti a strisciamento	- 139 -
5.1	Il sistema di lubrificazione nei motori a combustione interna	- 140 -
5.2	Tipologie di lubrificazione	- 143 -
5.3	Gli oli lubrificanti e la viscosità	- 144 -
5.4	Teoria della lubrificazione	- 149 -
5.4.1	Lubrificazione stabile	- 154 -
5.4.2	Considerazioni sul funzionamento dei cuscinetti a strisciamento	- 156 -
5.5	Progetto di un cuscinetto a strisciamento.....	- 161 -

5.5.1	Criteri progettuali di Trumpler.....	- 162 -
5.5.2	Metodo di Raimondi-Boyd.....	- 165 -
5.5.3	Metodo della norma DIN 31652.....	- 178 -
Capitolo 6	- 187 -
	Analisi strutturale agli Elementi Finiti.....	- 187 -
4.6	Calcolo FEM dell'albero controrotante.....	- 188 -
4.7	Calcolo FEM del supporto per l'albero controrotante.....	- 196 -
Conclusioni	- 209 -
Ringraziamenti	- 211 -
Bibliografia e Sitografia	- 213 -

Introduzione

Questo elaborato descrive tutte le fasi che hanno condotto la progettazione di un'applicazione meccanica costituita principalmente da un albero controrotante che sia in grado di ridurre le vibrazioni di un motore a tre cilindri prodotto dall'azienda VM Motori S.p.A., azienda leader nella produzione di motori Diesel per il mondo industriale e per il mondo automotive. Le motivazioni che hanno condotto allo studio dell'argomento sono da inquadrare nel contesto della realtà aziendale. Il motore oggetto dello studio è chiamato R753IE4 ed è un motore Diesel tre cilindri industriale attualmente prodotto dalla VM Motori per applicazioni trattoristiche. La volontà dell'azienda è quella di fornire ai clienti una versione più evoluta del motore esistente che possa equipaggiare macchine operatrici industriali come ad esempio *Skid Steer Loader* e *mini escavatori*. Il motore, così come si presentava, non poteva essere montato su questi mezzi, poichè trattandosi di un tre cilindri, è per sua natura molto squilibrato. Da qui l'idea di realizzare una nuova versione del motore provvisto di un albero controrotante dotato di due masse eccentriche, capaci di generare una coppia bilanciatrice.

La tesi è strutturata in 6 Capitoli, ciascuno dei quali tratta un argomento in particolare, ma sono in qualche modo collegati gli uni agli altri. Nel primo Capitolo è stata descritta l'azienda, il contesto in cui opera e sono stati descritti con qualche dettaglio interessante le gamme dei motori, sia industriali che per auto. Il secondo Capitolo tratta l'equilibratura dal punto di vista teorico e definisce il grado di squilibrio del motore R753IE4 in termini di forze e momenti. Nel Capitolo 3 è stato analizzato il vecchio progetto aziendale dell'applicazione e sono stati valutati tutti i possibili interventi di modifica al fine di ridurre i costi e il numero di componenti. Il Capitolo 4 descrive in dettaglio il progetto dei nuovi componenti che costituiranno l'applicazione: il contralbero, il supporto per il contralbero, il circuito di scarico dell'olio e il sistema di ingranaggi che portano il moto al contralbero. Il Capitolo 5 parla delle tipologie di lubrificazione e applica due diverse teorie di verifica ai cuscinetti a strisciamento dell'albero controrotante. Infine il Capitolo 6 tratta di come siano stati verificati strutturalmente l'albero controrotante e il suo supporto attraverso l'implementazione di analisi FEM, cioè basate sul metodo agli elementi finiti.

Capitolo 1

VM Motori S.p.A.

Situata a Cento in provincia di Ferrara, la VM Motori S.p.A. è un'azienda motoristica italiana specializzata nella progettazione, costruzione e commercializzazione di motori Diesel per gli impieghi più diversi. Ad oggi occupa una superficie di 85.000 mq, dei quali più di 50.000 coperti, produce mediamente 85/90.000 motori all'anno per un fatturato che nel 2013 oscillava attorno ai 300 milioni di Euro, e conta un organico di circa 1150 persone.

Il sistema di gestione della qualità della VM Motori S.p.A. è certificato essere conforme alla norme ISO/TS 16949:2009 ed ISO 9001:2008, e alla normativa ISO 14001 per la gestione ambientale.



Figura 1.1 - VM Motori stabilimenti di Cento (Fe)

1.1 Storia della VM Motori

VM Motori vede le proprie origini nel 1947, per iniziativa di due imprenditori centesi: Claudio Vancini e Ugo Martelli. Nello stesso anno, in risposta ad un mercato che richiede motori per uso agricolo semplici, affidabili ed economici sia dal punto di vista manutentivo che di consumi, l'azienda realizza il primo motore diesel italiano raffreddato ad aria: un monocilindrico capace di erogare 12 CV a 1700 giri e denominato 12 DA. Il successo e l'evoluzione di questa tipologia di prodotto, che costituisce la prima famiglia dei motori diesel VM, porterà nel 1960 all'inaugurazione di un nuovo stabilimento capace di far fronte alle esigenze di spazio sopravvenute. I motori prodotti saranno caratterizzati dalla costruzione modulare che tuttora viene applicata alimentando il mercato sia industriale che marino.

Nel 1971 la necessità di risorse finanziarie per lo sviluppo di nuovi progetti spinge i vertici aziendali ad operare la fusione con la Stabilimenti Meccanici Triestini che consentirà di entrare a far parte del gruppo IRI-Finmeccanica. Nasce la Stabilimenti Meccanici VM S.p.A. con due stabilimenti di produzione: il primo a Cento per i motori industriali, e il secondo a Trieste per motori marini e gruppi elettrogeni. Negli anni '70, pur continuando con successo nell'ambito dei motori industriali, VM realizza nello stabilimento di Cento una nuova serie di motori denominata HR (High Revolution) di concezione estremamente avanzata, che segnerà l'entrata dell'azienda nel settore automobilistico. Tali motori si presentavano con precamera, raffreddati ad acqua, sovralimentati e ad elevato regime di giri (4200rpm). Già a metà degli anni '80 il settore automotive acquisisce grande importanza per l'azienda ed è grazie ad esso che VM supera la crisi di quel periodo nel comparto motori.

Alla fine degli anni '80 per motivi strategici, la Finmeccanica, finanziaria pubblica dell'IRI, mette in vendita la VM, che grazie ad un'operazione di leverage buy out che coinvolge i dirigenti ed effettuata con l'intervento finanziario della banca inglese Midland Montague, torna ad essere un'azienda privata. Unico stabilimento di produzione rimane quello di Cento, nel quale il settore più importante dell'azienda è quello automotive. A gennaio del 1990, a Milano, VM presenta Turbotronic, un rivoluzionario motore per auto che, grazie alla sovralimentazione ed all'impiego dell'elettronica nel controllo del processo di combustione, è in grado di fornire ottime prestazioni in termini di potenza e di meritarsi l'appellativo di "motore più pulito al mondo". Chrysler, Ford, General Motors diventano clienti VM, affiancandosi a quelli già esistenti quali Alfa Romeo e Rover. Nel 1995 i tre quarti del fatturato aziendale provengono dal settore auto che continua la sua espansione in tutti i mercati ed in particolar modo in quello europeo.

Nel gennaio dello stesso anno VM viene acquistata dalla Detroit Diesel Corporation, gruppo statunitense che si colloca ai vertici del mercato americano. Nell'ottobre del 2000 l'azienda entra a far parte del gruppo DaimlerChrysler insieme alla casa madre Detroit Diesel Corporation. Nel 2003 il pacchetto azionario risulta per il 51% proprietà del Gruppo Penske, (statunitense ed ex titolare di Detroit Diesel Corporation) e per il 49% del Gruppo DaimlerChrysler (tedesco).

Nel Luglio 2007 General Motors acquista il 50% di del pacchetto azionario di VM diventando insieme a Penske Corporation l'altro proprietario dell'azienda. Proprio in questo anno si stabilisce il record storico di 97.000 motori prodotti soprattutto con l'introduzione di un

nuovo 4 cilindri per auto (RA428) montato su tutti i veicoli del gruppo Chrysler, quali Jeep Cherokee e Wrangler, Dodge Nitro e Chrysler Voyager.

L'anno 2011 rappresenta un'altra tappa importante del successo VM per il lancio sul mercato di quello che è oggi il fiore all'occhiello dei motori auto, un 3L in configurazione a V. Questo motore viene montato a SUV di alta gamma e lussuose berline come il Grand Cherokee della Jeep e la nuova Lancia Thema. In questo periodo cambia anche la struttura societaria con la sostituzione di Penske Corporation da parte del gruppo Fiat. La nuova proprietà è quindi costituita da una Joint Venture paritaria al 50% fra GM e il gruppo Fiat.

Infine nel Novembre 2013 si è conclusa, con le approvazioni delle autorità competenti, l'acquisizione da parte di Fiat Group Automobiles della quota del 50% detenuta in VM Motori S.p.A. da General Motors, per una cifra attorno ai 34 milioni di Euro. Oggigiorno il gruppo Fiat controlla quindi il 100% di VM Motori.

1.2 Organizzazione

VM Motori nel 2011 ha adottato un nuovo sistema di organizzazione per migliorare e implementare le proprie performance aziendali: il WCM, World Class Manufacturing.

Il WCM è un sistema di organizzazione della produzione scelto da FIAT, Chrysler e da altre grandi realtà industriali quali Tetra Pak, Ariston, Poste Inglesi. Ha come obiettivo quello di migliorare l'efficienza del sistema produttivo e garantire un'alta qualità del prodotto, eliminando sprechi e perdite attraverso il coinvolgimento di tutti e l'impiego delle migliori metodologie utilizzate a livello mondiale.

Si prefigge di raggiungere il più alto valore possibile: zero infortuni, zero difetti, zero guasti, zero sprechi e zero scorte. Intende puntare al miglioramento del prodotto, del sistema di produzione e dell'intero ambiente di lavoro: creare le condizioni ottimali per operare al meglio.

Simbolicamente viene rappresentato da una struttura a tempio che si regge su 10 pilastri fondamentali o pillar:

- Sicurezza
- Analisi dei Costi
- Miglioramento Focalizzato
- Manutenzione Autonoma
- Organizzazione della Postazione di Lavoro

- Manutenzione Professionale
- Qualità
- Logistica e Servizio al Cliente
- Gestione Nuovi Impianti e Prodotti
- Sviluppo delle Risorse Umane
- Ambiente

Ogni pilastro è gestito da un leader (Pillar Leader) che coordina un team di lavoro, implementa le metodologie, migliora le competenze e gestisce i progetti attraverso la valorizzazione delle persone e delle loro skill professionali. VM Motori si apre ad uno scambio di dati-informazioni: sollecita idee e proposte per migliorare le singole postazioni di lavoro e i processi aziendali, si impegna a trasferire con trasparenza conoscenze e metodi per ogni processo aziendale.

1.3 I prodotti

Ad oggi il prodotto VM si distingue in due categorie fondamentali: il motore diesel destinato al settore automotive e quello destinato al settore industriale. Quest'ultimo si divide ulteriormente in tre categorie: uso agricolo, industriale e marino.

1.3.1 Il settore automotive

La gamma di motori VM per il settore automotive si compone di tre famiglie di motori (3, 4 e 6 cilindri), capaci di erogare potenze dagli 81 kW ai 202 kW. Ciascuna famiglia offre una versione diversa del prodotto a seconda delle esigenze del cliente.

Il più piccolo motore tra quelli progettati da VM è l'A 315 SOHC, unico motore della famiglia a 3 cilindri disponibile in un'unica versione. Questo motore a 3 cilindri in linea, 1500 cc, 12 valvole con iniezione Common rail, è stato derivato dalla versione 4 cilindri con cui condivide la maggior parte dei componenti ed è stato costruito in centinaia di migliaia di unità da Hyundai nei primi anni 2000, proprio su tecnologia e licenza VM. Successivamente è stato aggiornato per raggiungere le



Figura 1.2 - London Taxi [15]

prestazioni richieste dal mercato e rispettare le normative anti-emissioni nocive in vigore.

La famiglia che per numero di cilindri si colloca in posizione intermedia è quella dei 4 cilindri. Tra questi il motore con la più bassa cilindrata prodotto da VM è l'R425, motore di 2500 cc che sviluppa una potenza massima di 75 kW, 4 cilindri in linea con 4 valvole per cilindro e iniezione Common rail. L'autovettura equipaggiata con questo motore è il London Taxi.

Di cilindrata superiore vi è il motore A428, sempre un 4 cilindri in linea a 16 valvole, iniezione Common rail. Questo motore viene montato su due diverse autovetture in due versioni differenti per potenza massima erogata: la Lancia Voyager è equipaggiata con un A428 di 120 kW, mentre la Jeep Wrangler monta sempre un A428 ma con una potenza massima di 147 kW.



Figura 1.3 - Jeep Wrangler [15]

Chiude la linea automotive quello che si configura come il fiore all'occhiello del catalogo VM per il mondo automotive, ovvero un 6 cilindri a V di 60° con 3000 cc di cilindrata. Questo motore viene prodotto da VM in 3 versioni differenti. La versione A 630 V6, omologata EURO 5, è destinata al mercato Europeo e a tutti quei paesi con le stesse normative ed è montato sulla Lancia Thema. Nella versione di 250 CV, questo motore sovralimentato è leader in termini di potenza, coppia, comfort ed emissioni. Le principali caratteristiche tecniche sono: sistema di iniezione a 2000 bar, un doppio albero a camme in testa comandato a catena, 4 valvole per cilindro, EGR raffreddato, basamento in CGI (Cast Graphite Iron), turbo a geometria variabile comandato da attuatore elettrico.



Figura 1.4 - Lancia Thema [15]

La versione L del motore 3.0L V6 è stata specificatamente sviluppata per rispettare le stringenti normative sulle emissioni del mercato Nord Americano (NAFTA). In questa versione il motore eroga una potenza di 244 CV e una coppia pari a 570Nm. Il motore in questa versione va ad equipaggiare il SUV Grand Cherokee.

L'ultima versione del 6 cilindri è denominata HP (High Power) ed è stata progettata per la Maserati Ghibli con il preciso obiettivo di eccellere nelle prestazioni, mantenendo le ottime doti in materia di emissioni e consumo carburante proprie delle altre versioni. Nel 2013 il motore, visibile in Fig. 5, è stato interessato da una revisione da parte della casa automobilistica italiana Maserati. Il centro sviluppo motori Maserati ha collaborato quindi con i tecnici VM/FPT per realizzare una variante potenziata a 275 CV appositamente per



Figura 1.5 - A 630 DOHC HP [15]

essere installato nel modello Ghibli, di fatto unica vettura utilizzatrice di questo motore.

Nella vettura il motore eroga una potenza di 202 kW ed è dotato di un inedito sistema di sovralimentazione con turbina a geometria variabile volto a migliorare l'efficienza e le prestazioni del motore e ridurre sensibilmente i rumori di combustione. Tuttavia, in Italia, per la normativa "superbollo" viene venduto nella versione depotenziata a 250 CV. Questo risultato è

stato raggiunto ed ha permesso al 3.0L V6 di arrivare ad essere il motore Diesel monoturbo più potente dell'intero mercato con ben 275 CV a 4000 giri. Per soddisfare questo difficile compito, è stato necessario ricorrere all'uso di un turbocompressore dotato di tecnologia «Ball Bearing», ad un sistema di iniezione a 2000 bar e a collettori di scarico in acciaio costruiti con tecnologia «air gap».

1.3.2 Il settore industriale

Le ingenti risorse dedicate alla ricerca e all'innovazione, così come l'utilizzo delle più moderne tecnologie, pongono VM Motori all'avanguardia della motoristica per applicazioni industriali on-road, off-road, stazionarie e sprinkler. L'attuale gamma è il risultato di questa filosofia: prestazioni elevate nel rispetto dei più severi livelli di emissione. Oltre all'offerta

tecnologica, VM Motori è in grado di offrire ai propri clienti, un supporto di alta professionalità che va dal progetto personalizzato fino all'installazione del motore.

VM Motori raggiunge un elevato livello di affidabilità grazie a prove di lunga durata alle quali vengono sottoposti i propri motori, utilizzando le moderne apparecchiature disponibili presso lo stabilimento di Cento (Italia). L'approvazione finale dei motori culmina con una serie di impegnativi test effettuati direttamente negli ambienti di lavoro finali, necessari a garantire la sicurezza e la funzionalità ed apprezzati dalla più esigente clientela.

1.3.2.1 Motori ON ROAD

La gamma di motori industriali on-road nasce dall'esperienza acquisita da VM Motori sia nel campo industriale che in quello veicolare. I motori R750-EUROV hanno avuto la loro evoluzione secondo le restrittive normative EUROVI utilizzando sistemi di trattamento e ricircolo dei gas di scarico (DOC e DPF+SCR con EGR raffreddata). Gli stessi motori sono disponibili anche con l'omologazione Stage IV per le macchine mobili non stradali.

Le principali caratteristiche di questi motori quali basamento a tunnel (grande rigidità flessionale e torsionale), canne cilindro riportate (migliore adattamento alle variazioni di temperatura), punterie idrauliche (minore rumorosità), distribuzione ad ingranaggi (elevata precisione della fase di iniezione), possibilità di applicare prese di forza per pompe idrauliche sia singole che in tandem, unite ad una flessibilità applicativa che, sfruttando un vasto portafoglio di applicazioni specifiche, completano un'offerta in grado di rispondere a tutte le necessità richieste. Fanno parte della gamma ON ROAD tre diversi motori in configurazione a 3, 4 e 6 cilindri. Il 4 e il 6 cilindri sono prodotti sia in versione Euro 5 che Euro 6 e da qui i nomi R 754 EU5, R 754 EU6, R 756 EU5, R 756 EU6; il 3 cilindri invece è prodotto solo in versione Euro 6 e si chiama R 753 EU6. Per i motori industriali semplicemente leggendo il nome del motore si hanno molte informazioni riguardo le sue caratteristiche. La lettera R all'inizio sta ad indicare che si tratta di un motore ad iniezione Common Rail, mentre le 3 cifre successive ci dicono la cilindrata e il numero di cilindri: l'ultima cifra indica il numero dei cilindri e le prime due indicano la cilindrata per canna divisa per 10. Quindi la dicitura R 754 indicherà un motore a 4 cilindri con cilindrata per canna di 750 cc; la cilindrata totale sarà di 3000 cc.

1.3.2.2 Motori OFF ROAD

La gamma di motori industriali off-road nasce dall'esperienza acquisita da VM Motori sia nel campo industriale che in quello veicolare. I motori R750-StageIIIB della gamma esistente avranno la loro evoluzione secondo le restrittive normative StageIV utilizzando sistemi di trattamento e ricircolo dei gas di scarico (DOC e DPF+SCR con EGR raffreddata).

Completano la gamma di VM Motori una serie di propulsori con omologazione StageIIIA, anche ad iniezione meccanica, adatti per mercati dove vengono richieste normative meno restringenti. Le principali caratteristiche di questi motori sono le stesse già viste per i motori ON ROAD quali basamento a tunnel, canne cilindro riportate, punterie idrauliche, distribuzione ad ingranaggi e possibilità di applicare prese di forza per pompe idrauliche sia singole che in tandem.



Figura 1.6 - Motore R 753 IE4 [15]

Proprio di questa gamma fa parte il motore che viene trattato in questo elaborato e visibile in Fig. 6, attualmente disponibile solamente in versione OFF ROAD. Si tratta del modello R 753 IE4, un motore diesel 4 tempi, a iniezione diretta, impianto di alimentazione Common Rail regolato elettronicamente, con turbocompressore ed aftercooler per un'ottimizzazione delle prestazioni e dei consumi. La cilindrata totale è di 2,228 l con una potenza massima di 50 kW, circa 67 cavalli

a 2600 RPM.

Utilizzato nelle più severe condizioni climatiche, questo motore raffreddato ad acqua unisce affidabilità, semplicità di utilizzo e di manutenzione a ridotti consumi e contenuti livelli di rumore, caratteristiche apprezzate dagli utilizzatori finali che trovano facilità nell'installazione di questo propulsore anche grazie alle ridotte dimensioni. L'obiettivo di VM è produrre una versione di questo motore con vibrazioni ridotte in maniera consistente, in modo tale che possa essere installato sulla macchina da movimento terra SSL (Skid Steer Loader) del cliente americano New Holland Construction. Completano la gamma dei motori OFF ROAD dei propulsori a 4 e 6 cilindri con sistemi di iniezione sia elettronica Common Rail che meccanica, come ad esempio i D 703, D 754 e D 756.

1.3.2.3 Motori stazionari

La gamma di motori stazionari nasce dall'esperienza acquisita da VM Motori sia nel campo industriale che in quello veicolare. I motori sono disponibili con diverse omologazioni ed utilizzano diverse tecnologie di alimentazione (sistemi di iniezione meccanici o common rail) e di raffreddamento (raffreddamento ad acqua o ad aria), per rispondere alle esigenze di tutti i mercati e/o applicazioni.

Questi motori vengono utilizzati, per esempio per azionare pompe per irrigazione o compressori anche condizioni ambientali e di lavoro particolarmente avverse.

1.3.3 Il settore marino

Le ingenti risorse dedicate alla ricerca e all'innovazione così come l'utilizzo delle più moderne tecnologie, pongono VM Motori all'avanguardia della motoristica per applicazioni marine. Le attuali serie sono il risultato di questa filosofia: prestazioni elevate nel rispetto dei più severi livelli di emissione. I motori prima di essere industrializzati e commercializzati, quindi ancora in fase prototipale, subiscono prove di lunga durata grazie all'utilizzo di moderne apparecchiature disponibili nel centro di Ricerca&Sviluppo di Cento. L'approvazione finale dei propulsori culmina con una serie di impegnativi test effettuati in mare necessari a garantire la sicurezza e la funzionalità a bordo. La sigla motore per questa categoria di propulsori comincia con la lettera "M" seguita dalle lettere "D" o "R" a seconda che l'iniezione sia diretta o Common Rail.

All'interno di questa famiglia troviamo l'MR 504, un diesel 4 tempi di cilindrata per canna pari a 500 cc, 2000 cc totali. Questo motore compatto, robusto e affidabile allo stesso tempo, è prodotto per Mercury Diesel, principale cliente VM per quanto riguarda il settore marino. L'MR 504 presenta il massimo della tecnologia per quanto riguarda il sistema Common Rail di iniezione del gasolio ed è



Figura 1.7- MR 504 [15]

completamente compatibile con indicatori digitali e display multifunzione, così da permettere

all'utente finale di accedere a molteplici informazioni riguardanti l'imbarcazione e la navigazione. Il motore MR 504 è mostrato in figura 7.

Al motore MR 504 si affiancano i motori marini MR 704 e MR 706, a 4 e 6 cilindri rispettivamente con una cilindrata per canna di 700 cc e dotati di turbocompressore ed aftercooler per un'ottimizzazione delle prestazioni e dei consumi. Il raffreddamento avviene tramite scambiatore di calore acqua dolce-acqua di mare a circuiti separati, con fascio tubiero estraibile, garantendo così una facile manutenzione. Il circuito elettrico è protetto da interruttori automatici per un migliore isolamento e una maggiore sicurezza a bordo.

1.4 Progettazione, ricerca e sviluppo

I motori VM per tutti i settori vengono progettati e sviluppati all'interno dell'azienda stessa in un'ottica di sinergia.

La fase di progettazione è supportata da strumentazioni informatiche all'avanguardia, come, ad esempio, i sistemi CATIA e ProEngineer, destinati al disegno ed alla modellazione 3D; la fase di sviluppo e test delle nuove soluzioni è affidata al reparto "Esperienze", che è in grado di svolgere prove ed analisi su banchi fissi e a rulli, su strada ed in ambienti estremi. L'azienda investe in ricerca e sviluppo circa il 5% del fatturato.

E' proprio in questi reparti che viene creato il know-how e nascono i prodotti, su progetto totalmente indipendente. Il reparto R&D si occupa dei motori e delle loro applicazioni, cooperando con i clienti fino al minimo dettaglio per assicurare una perfetta integrazione fra motore e utilizzatore, supportando il cliente nella gestione delle interfacce fino alla produzione.

Più di 200 tecnici costruiscono qui il futuro della VM Motori. Dalla progettazione alla validazione finale, attraverso i vari step della più moderna metodologia progettuale:

- Progettazione di base e di dettaglio di nuovi prodotti di totale proprietà intellettuale;
- Ricerca avanzata per essere sempre all'avanguardia, e anticipare le esigenze del mercato;
- Attività di benchmarking;
- Costruzione e caratterizzazione di prototipi di motori, autovetture e macchine utilizzatrici in area dedicata e segregata, attrezzata per rapid-prototyping e dotata di magazzino componenti prototipali;
- Smontaggio ed analisi motori;

- Sviluppo calibrazioni specifiche per ottimizzare le applicazioni;
- Sviluppo emissioni e trattamento dei gas di scarico;
- Prove guidabilità in altura e condizioni climatiche estreme;
- Gestione delle flotte di validazione in durata.
- Facilities:
 - Un banco a rulli per misura e omologazione emissioni veicolari
 - 17 banchi prova motore per sviluppo performance ed emissioni
 - 22 Banchi motore per prove di durata
 - Una linea di assemblaggio dedicata ai prototipi motore
 - Una cella semi-anecoica
 - Una cella per avviamenti a freddo
 - Laboratorio smontaggio ed analisi motori
 - Sala metrologica e banchi prova componenti specifici.

1.5 Peculiarità dei motori industriali

La gamma delle possibilità di impiego di un motore industriale è molto ampia, così come le opzioni di installazione all'interno di veicoli e di applicazioni di tipo statico. Da ciò deriva che ogni cliente presenti specifiche esigenze legate alla configurazione del motore, alla potenza, alle dimensioni, al tipo di raffreddamento ed alla disposizione degli accessori, quali, ad esempio, prese di forza, pulegge supplementari, impianti elettrici speciali, ecc. Peculiarità dell'azienda è quella di offrire un motore pronto all'uso o alla installazione: ciò significa, quindi, proporre un numero molto elevato di possibilità di personalizzazione, al fine di riuscire a soddisfare il maggior numero di richieste.

VM offre più famiglie di motori industriali, ognuna comprendente un certo numero di modelli e per ogni modello sono disponibili un certo numero di opzioni; qualora queste non soddisfino le richieste del cliente, viene valutata da VM la possibilità di inserire nell'ordine componenti specifici. In questo caso, si crea una versione, di un modello disponibile, specifica per il cliente stesso: su tali motori, possono essere montati anche particolari unici, ovvero destinati ad equipaggiare un solo tipo di propulsore, che in alcuni casi è l'acquirente a fornire. Una versione nasce solo quando il cliente assicura l'acquisto di un quantitativo minimo di motori all'anno: indicativamente, tale soglia varia da circa 50 motori all'anno se si tratta di particolari

commerciali o già utilizzati (ad esempio, su richiesta di un altro cliente) fino a qualche centinaio all'anno se invece è richiesto un componente da progettare e costruire ex-novo.

Capitolo 2

L'Equilibratura

In un motore Diesel durante il funzionamento e quindi durante il moto dei pistoni all'interno dei cilindri, si generano delle *forze d'inerzia alterne* e delle *forze centrifughe* che danno luogo ad un sistema di forze e momenti. Le une e gli altri agiscono sul blocco motore e da questo attraverso i supporti si trasmettono alla incastellatura su cui risiede il motore. Poiché le forze e i momenti sono variabili nel tempo, e sia i supporti sia l'incastellatura sono dotati, in misura minore o maggiore, di una certa elasticità, il gruppo motore può assumere un moto vibratorio. L'equilibramento del motore ha lo scopo di ridurre e, se possibile, eliminare tali vibrazioni annullando le cause stesse che le provocano, e cioè le forze e i momenti applicati dall'interno al gruppo motore. Il motore si dirà equilibrato quando sono nulle le risultanti di tali forze e di tali momenti, salvo la coppia di reazione risultante che non è evidentemente possibile annullare in quanto eguale e contraria alla coppia erogata dal motore.

2.1 Cinematica del manovellismo

Il sistema biella-manovella è quel meccanismo che permette di trasformare il moto alternato dello stantuffo in moto rotatorio dell'albero motore. Il manovellismo può essere di tipo centrato o disassato come rappresentato in Figura 2.1.

Nel secondo caso l'asse del cilindro non interseca l'asse di rotazione dell'albero motore ma presenta un disassamento concorde con il senso di rotazione dell'albero quando lo stantuffo si trova al P.M.S.. In questo modo la biella risulta meno inclinata durante le corse interne (espansione ed aspirazione) e più inclinata durante le fasi esterne (compressione e scarico).

Ciò risulta utile nei motori Diesel in quanto permette di ridurre la spinta laterale massima tra stantuffo e cilindro che si verifica durante la fase di espansione. Per effetto del disassamento d , i punti morti dello stantuffo non coincidono con quelli della manovella e le corse interne occupano un angolo leggermente superiore a 180° , mentre quelle esterne un angolo leggermente inferiore.

In Figura 2.1 sono presenti le seguenti notazioni:

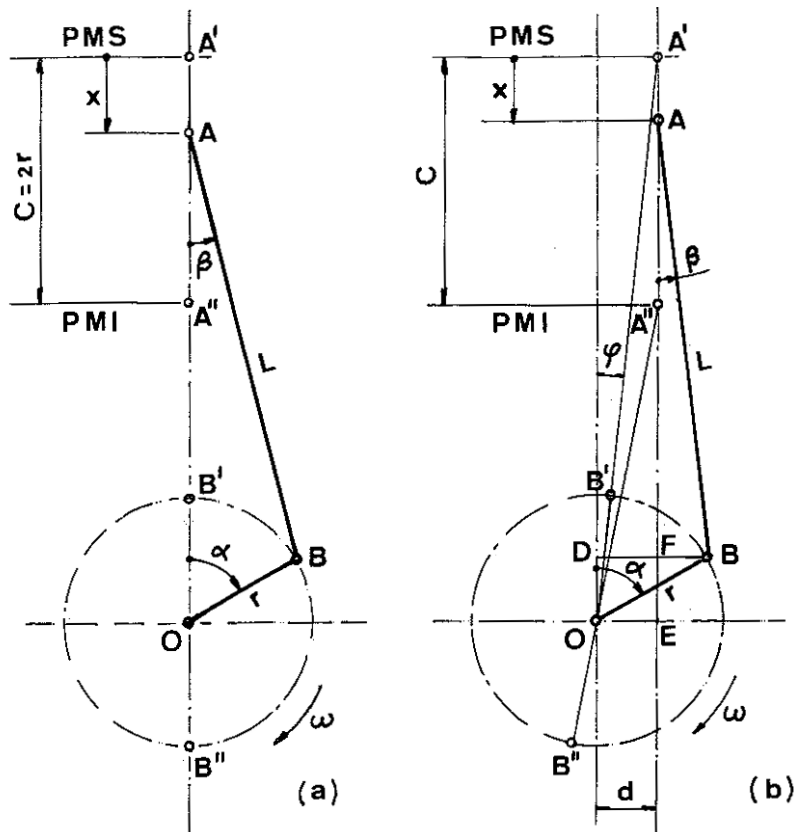


Figura 2.1 - a) Manovellismo centrato; b) Manovellismo disassato [1]

α = angolo di rotazione della manovella rispetto alla posizione di P.M.S.;

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

φ = angolo corrispondente alla posizione di P.M.S. dello stantuffo;

x = spostamento dello stantuffo rispetto al P.M.S.;

r = raggio di manovella;

$C = 2r$ = corsa dello stantuffo;

d = disassamento tra l'asse del cilindro e l'asse di rotazione dell'albero motore.

Nel caso di manovellismo disassato lo spostamento del pistone risulta:

$$x = (L+r)\cos \varphi - L\cos \beta - r \cos \alpha \quad 2.1$$

L'angolo β può essere ricavato considerando che:

$$DB = r\sin \alpha = L\sin \beta + d$$

Da cui:

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

Posto:

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad \delta = \frac{d}{L}$$

Risulta:

$$\text{sen}\beta = \lambda \text{sen}\alpha - \delta \quad 2.2$$

La (2.2) permette di ricavare, per ogni valore dell'angolo di manovella α , l'angolo di inclinazione β della biella.

L'angolo φ corrispondente alla posizione di P.M.S. dello stantuffo può ricavarsi come segue:

$$d = (L+r)\text{sen}\varphi$$

da cui:

$$\text{sen}\varphi = \frac{d}{L+r} = \frac{\delta}{(1+\lambda)} \quad 2.3$$

Tenendo presente che:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2\beta} = \sqrt{1 - (\lambda \text{sen}\alpha - \delta)^2} \quad 2.4$$

$$\cos\varphi = \sqrt{1 - \text{sen}^2\varphi} = \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1+\lambda}\right)^2} \quad 2.5$$

Si ottiene, sostituendo nella (2.1):

$$x = r \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1+\lambda}\right)^2} - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\lambda \text{sen}\alpha - \delta)^2} \right] \quad 2.6$$

Il rapporto λ assume mediamente valori compresi tra 0.22 e 0.30 mentre il rapporto δ è generalmente compreso nell'intervallo che va da 0 a 0.045. Essendo molto piccolo, quest'ultimo termine introduce un effetto trascurabile nei calcoli dinamici che seguiranno per cui, d'ora in poi, verrà considerato solo il caso di manovellismo centrato.

Per tanto:

$$x = r \left[1 - \cos\alpha - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \text{sen}^2\alpha - \delta} \right] \quad 2.7$$

In Fig.2.2 è stata diagrammata la (2.7) in cui si è posto: $r = 42.5$ mm e $\lambda = 0.24$.

Derivando la (2.7) rispetto al tempo si ottiene la velocità di spostamento dello stantuffo:

$$v = \omega r \left(\text{sin}\alpha + \frac{\lambda \text{sin}2\alpha}{2\sqrt{1 - \lambda^2(\text{sin}\alpha)^2}} \right) \quad 2.8$$

essendo $\omega = \frac{\pi n}{30} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$ la velocità angolare ed n il numero di giri al minuto del motore.

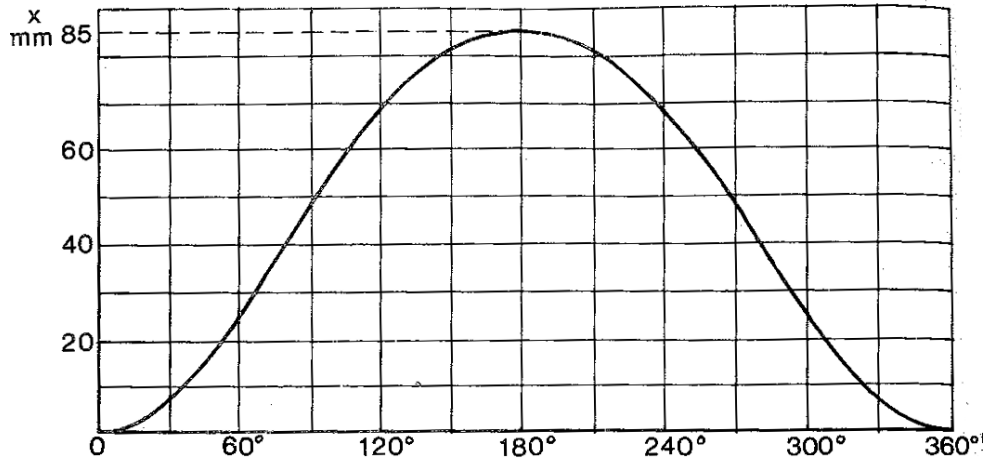


Figura 2.2 - Spostamento stantuffo in funzione dell'angolo di manovella [1]

Trascurando il termine $\lambda^2 \text{sen}^2\alpha$ che risulta essere assai piccolo, l'espressione della velocità di spostamento dello stantuffo diviene:

$$v = \omega r \left(\text{sen}\alpha + \frac{\lambda}{2} \text{sen}2\alpha \right) \quad 2.9$$

La velocità dello stantuffo si annulla per $\alpha = 0$ e $\alpha = 180^\circ$, ossia ai punti morti, mentre per $\alpha = 90^\circ$ e $\alpha = 270^\circ$ essa diviene, in valore assoluto, uguale alla velocità di spostamento ωr del perno di biella, per cui il moto della biella risulta di pura traslazione. Il punto in cui la velocità dello stantuffo risulta massima corrisponde a quel valore di α che soddisfa la relazione;

$$\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

e si trova spostato verso il P.M.S..

In Fig.2.3 è tracciato il grafico della velocità di spostamento dello stantuffo per $r = 42.5$ mm, $\lambda = 0.24$, $n = 6000$ rpm

La velocità media dello stantuffo, mentre esso si muove tra i 2 punti morti, è fornita dalla relazione:

$$u = \frac{Cn}{30} \quad 2.10$$

e rappresenta un importante parametro delle condizioni di funzionamento del motore.

Derivando rispetto al tempo la (2.8) si ottiene l'accelerazione dello stantuffo:

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad 2.11$$

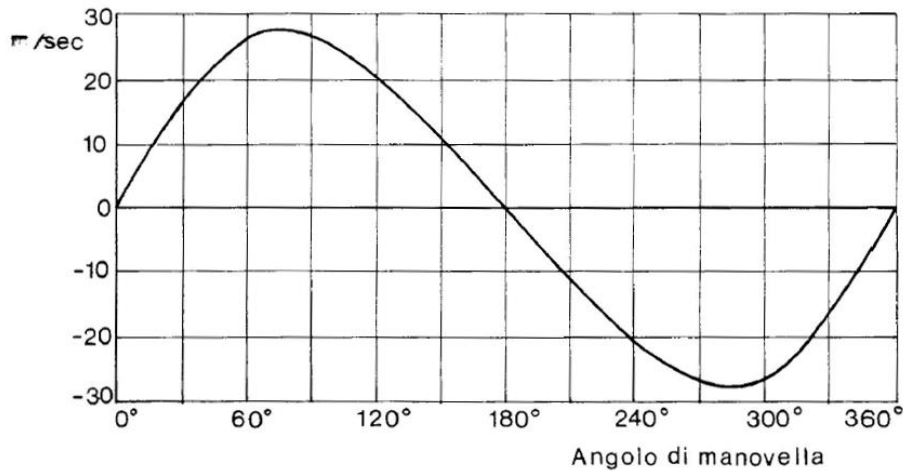


Figura 2.3 - Velocità dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella [1]

Essa raggiunge il suo massimo valore positivo in corrispondenza del P.M.S. ($\alpha = 0$) dove risulta:

$$a = \omega^2 r (1 + \lambda)$$

mentre il massimo valore negativo viene raggiunto in corrispondenza del P.M.I. ($\alpha = 180^\circ$) dove si ottiene:

$$a = -\omega^2 r (1 + \lambda)$$

L'accelerazione si annulla nei punti in cui la velocità dello stantuffo è massima.

La Fig.2.4 mostra il grafico dell'accelerazione dello stantuffo in funzione dell'angolo di manovella con: $r = 42.5$ mm, $\lambda = 0.24$, $n = 6000$ rpm.

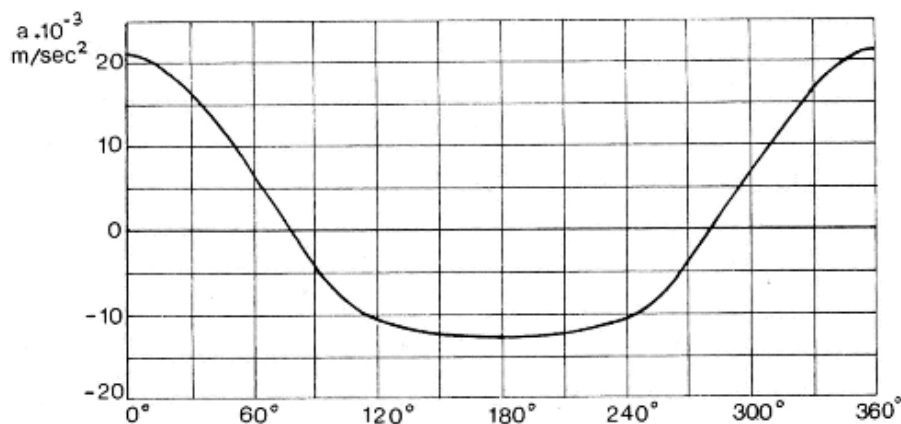


Figura 2.4 - Accelerazione stantuffo in funzione dell'angolo di manovella [1]

2.2 Dinamica del manovellismo

Le forze che agiscono sul manovellismo si suddividono in forze dovute alla pressione dei gas contenuti nel cilindro e forze d'inerzia agenti sulle parti in movimento (Figura 2.5). Le forze dovute alla pressione dei gas si ricavano con la relazione:

$$F_g = (p(\alpha) - p_0) \frac{\pi D^2}{4}$$

Essendo D il diametro dello stantuffo, $p(\alpha)$ la pressione dei gas all'interno del cilindro che si ricava, in funzione dell'angolo di manovella, costruendo il ciclo indicato previsto e p_0 la pressione esistente all'interno del basamento (supposta uguale a quella dell'ambiente esterno). Le forze d'inerzia che agiscono sulle parti mobili del manovellismo sono a loro volta divise in forze d'inerzia agenti sulle parti dotate di moto alterno e forze d'inerzia agenti sulle parti dotate di moto rotatorio, cioè le forze centrifughe.

Conoscendo le leggi che governano il moto degli organi che compongono il manovellismo è possibile ricavare, una volta note le loro masse, le forze che su di essi agiscono.

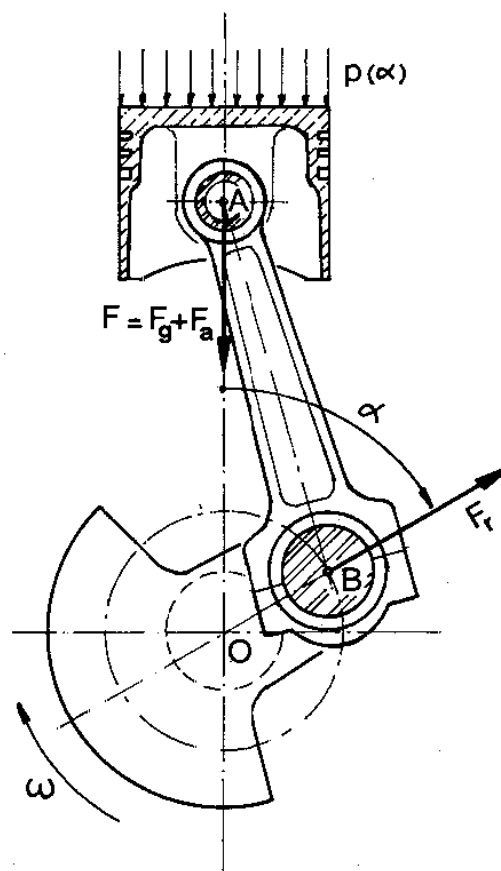


Figura 2.5 - Forze agenti sul manovellismo [1]

2.2.1 Azioni interne al blocco motore. Coppia di reazione

I gas operanti nei cilindri e gli organi in movimento applicano al motore delle forze; per determinarle in maniera semplice, consideriamo il motore a un solo cilindro, così come illustrato schematicamente in Figura 2.5.

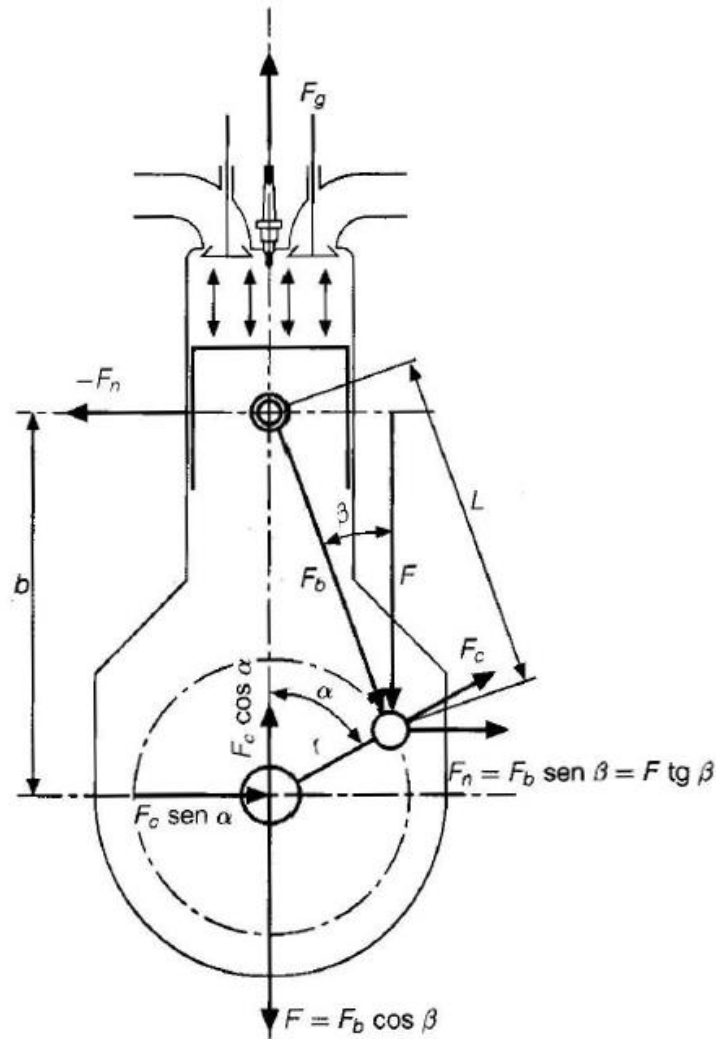


Figura 2.6 - Forze agenti in un cilindro [5]

La pressione dei gas dà origine ad una forza risultante F_g che si trasmette direttamente alla testa e quindi al blocco del motore, eguale in direzione e intensità a quella esercitata sullo stantuffo, ma di senso opposto.

Il pistone, inoltre, esercita sul cilindro una forza diretta perpendicolarmente all'asse del cilindro stesso, di intensità:

$$F_n = F \tan \beta$$

e sulla biella una forza, diretta secondo l'asse della biella stessa e verso il perno di manovella, di intensità:

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta}.$$

La forza F differisce dalla F_g in quanto risulta dalla composizione della F_g stessa e della forza alterna d'inerzia F_a . La F_b è trasmessa al perno di manovella e dalla manovella ai cuscinetti di banco; perciò il basamento è sottoposto a una forza, diretta secondo l'asse del cilindro e verso il basso, di intensità:

$$F_b \cos \beta = F$$

E a una forza diretta perpendicolarmente all'asse del cilindro e verso destra, di intensità:

$$F_b \sin \beta = F_n.$$

Se si sostituisce a F_b il suo valore in funzione di F , si ottiene:

$$F_b \sin \beta = \frac{F}{\cos \beta} \sin \beta = F \tan \beta = F_n.$$

Infine, anche la forza centrifuga F_c applicata in corrispondenza del perno di manovella si scarica sui cuscinetti di banco, esercitando sul basamento una forza, diretta secondo l'asse del cilindro e verso l'alto, di intensità:

$$F_c \cos \alpha$$

e una forza, diretta perpendicolarmente all'asse del cilindro e verso destra, di intensità:

$$F_c \sin \alpha.$$

Se si cerca la risultante delle forze dirette lungo l'asse del cilindro prendendo con segno positivo quelle dirette verso l'alto e negativo quelle dirette verso il basso si ricava:

$$F_g - F + F_c \cos \alpha = F_a + F_c \cos \alpha$$

dove $F = F_g - F_a$. La risultante in questo caso è diretta verso il basso. Analogamente si può ricavare la forza risultante perpendicolare all'asse del cilindro, la quale è diretta verso destra guardando il piano di Figura 2.5 ed ha intensità:

$$-F_n + F_n + F_c \sin \alpha = F_c \sin \alpha.$$

Al basamento è inoltre applicata una coppia, agente attorno all'asse del motore di verso antiorario e di intensità $F_n \times b$.

Dalle formule qui scritte appare evidente che la componente delle forze lungo l'asse del cilindro della risultante di tutte le forze applicate dall'interno al blocco motore non dipende dalla pressione dei gas, come potrebbe sembrare a prima vista, ma soltanto dalle forze alterne F_a e dalle centrifughe F_c . La componente perpendicolare all'asse del cilindro dipende solo dalle forze centrifughe F_c .

La coppia alla quale è sottoposto il motore prende il nome di *coppia di reazione* ed è esattamente eguale e contraria alla coppia motrice. Possiamo osservare che:

$$b = L \cos \beta + r \cos \alpha = r \left[\frac{1}{\lambda} \cos \beta + \cos \alpha \right]$$

cosicché la *coppia di reazione*, ricordando le espressioni di F_n , di $\sin \beta$ e di $\cos \beta$, vale:

$$\begin{aligned} F_n b &= F r \tan \beta \left[\frac{1}{\lambda} \cos \beta + \cos \alpha \right] = F r \left[\frac{1}{\lambda} \sin \beta + \cos \alpha \frac{\sin \beta}{\cos \beta} \right] = \\ &= F r \left[\sin \alpha + \frac{\lambda \sin \beta \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 (\sin \alpha)^2}} \right] \cong F r \left[\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right] \end{aligned}$$

ed è quindi uguale in intensità, ma di verso opposto, a quella motrice, la cui dimostrazione viene data per assodata.

I ragionamenti fatti per il motore a un solo cilindro possono facilmente estendersi a motori con un numero qualsiasi di cilindri e il motore di questi ultimi sarà soggetto, nel caso più generale, a una forza risultante avente componenti secondo due dei tre assi coordinati e a un momento risultante avente componenti secondo tutti e tre gli assi coordinati.

2.2.2 Masse dotate di moto alternato e masse rotanti

Poiché si conoscono le leggi che regolano il moto delle parti che compongono il manovellismo è facile ricavare, in relazione alle masse di queste, le forze che dal movimento stesso sono generate. Infatti le parti del manovellismo dotate di *moto alternato* sono soggette a *forze d'inerzia* calcolabili per mezzo della formula generale $F_a = -m_a a$, in cui m_a è la massa alterna e a l'accelerazione, mentre le parti connesse alla manovella e *rotanti* con essa sono soggette alla *forza centrifuga* data da $F_c = m_c \omega^2 r$ in cui ω è la velocità angolare.

Per prima cosa è bene chiarire quali sono le parti dotate di moto alternato e quali quelle rotanti, al fine di determinare esattamente il valore delle masse da considerare nei calcoli di forze e momenti.

In Figura 2.6 è rappresentato il sistema *biella-pistone* del motore a 3 cilindri R753IE4 di attuale produzione VM.

Lo stantuffo e le parti ad esso direttamente applicate sono dotate di moto alternato; al contrario, per quanto riguarda la biella, è necessario suddividere la sua massa in una componente alterna e in una rotante. L'estremità della biella collegata al pistone (*piè di biella*) partecipa al moto alternato, mentre quella collegata all'albero attraverso il perno di manovella (*testa di biella*) partecipa al movimento di rotazione di quest'ultimo.

La biella, infatti, porta un occhio a ciascuna estremità per l'articolazione da una parte con lo stantuffo e dall'altra con il perno della manovella: in ogni occhio è sistemato un cuscinetto. Il

cuscinetto del piede di biella lo si considera parte integrale della biella, mentre il cuscinetto della testa di biella si considera come parte a sé stante e d'ora in poi sarà chiamato semplicemente *cuscinetto di biella*. In questo caso il cuscinetto di biella non è costruito in un unico pezzo tubolare (*boccola*), ma è costruito in due pezzi semicircolari tra loro accoppiati che vengono chiamati *semigusci* o *bronzine*. I cuscinetti delle teste di biella e dei supporti di banco, cioè dei supporti dell'albero motore ricavati nel basamento, sono formati da due *bronzine* per motivi di montaggio.

Per quanto riguarda il fusto della biella, è buona norma, nel caso di bielle usuali, conglobare un terzo della sua massa con la testa e gli altri due terzi con il piede, trascurando la coppia d'inerzia della biella.

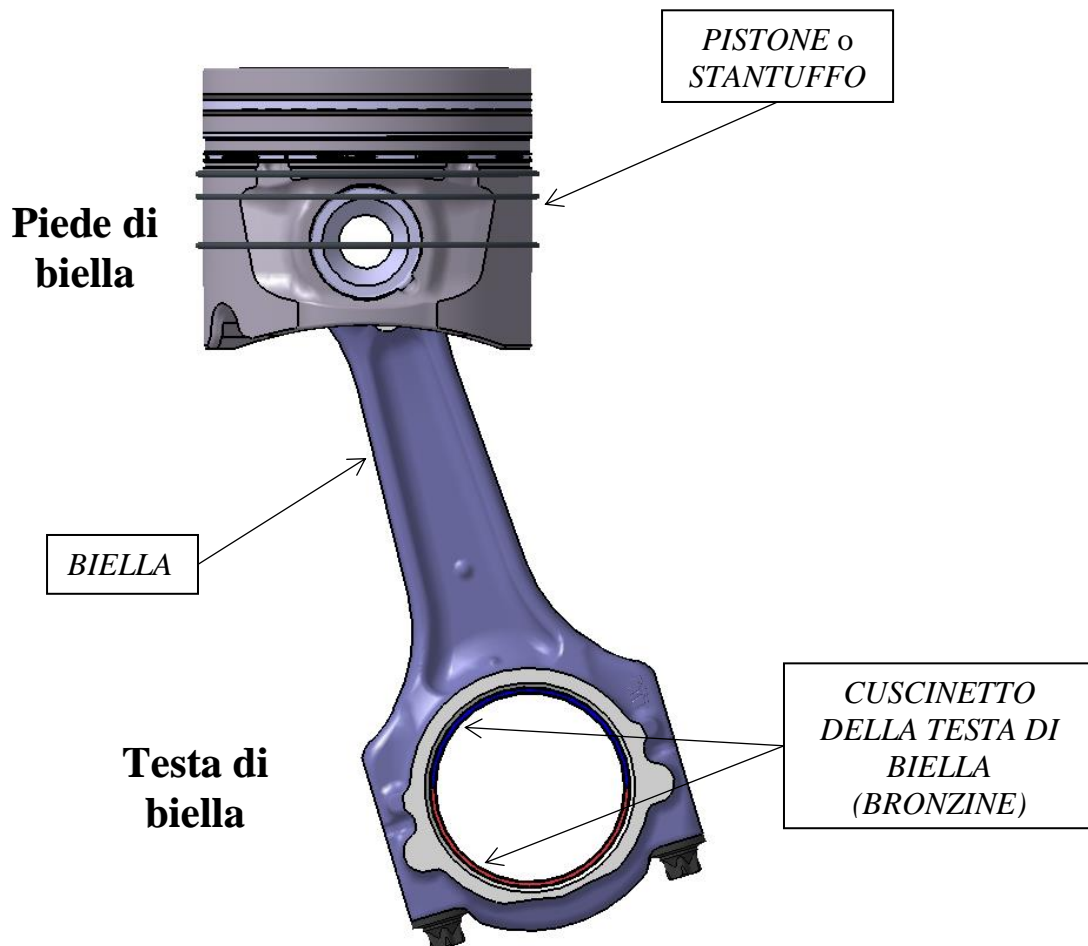


Figura 2.7 - Gruppo biella-pistone

Si considerano quindi, con buona approssimazione, *concentrate sull'asse del perno del pistone e dotate di moto alterno* le masse delle seguenti parti:

- pistone completo di spinotto, anelli elastici;
- 1/3 della massa della biella completa di boccola al piede di biella e viti;

- stelo completo e testa a croce (quando esistono, come nel caso dei grandi motori Diesel marini o industriali, ma non nel nostro caso).

Si considerano *concentrate sull'asse del perno di manovella e dotate di moto rotatorio* le masse delle seguenti parti:

- perno di manovella;
- 2/3 della massa della biella completa di boccola al piede di biella e viti;
- cuscinetto di biella.

Sono inoltre da considerare come parti generanti forze centrifughe i bracci di manovella e gli eventuali contrappesi; per comodità di calcolo esse possono venire considerate pure concentrate sull'asse del perno di manovella.

Le forze alterne e le forze centrifughe interessano lo studio dell'equilibratura del motore. Le prime sono costantemente dirette lungo l'asse dei cilindri, e quindi agiscono sul manovellismo in maniera analoga all'azione delle pressioni dei gas, andando a modificare la coppia motrice; le seconde, quelle centrifughe, dato che passano costantemente per il centro di rotazione, non influiscono sul valore della coppia motrice.

2.2.3 Forze alterne d'inerzia e forze centrifughe

Se si considera l'espressione generale della forza inerziale $F_a = -m \cdot a$ e si sostituisce ad a l'accelerazione del pistone espressa nella 2.11 si ricava la forza d'inerzia dovuta alle masse alterne:

$$F_a = -m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad 2.12.$$

La forza d'inerzia F_a , costantemente diretta lungo l'asse del cilindro, risulta variabile in grandezza e verso ed ha segno opposto a quello dell'accelerazione a . La 2.12 è costituita dalla somma di due termini:

$$F'_a = -m_a \omega^2 r \cos \alpha$$

che rappresenta la *forza alterna di inerzia del primo ordine* ed è equivalente a tutta la forza d'inerzia nel caso immaginario di biella avente lunghezza infinita, mentre:

$$F''_a = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha$$

che rappresenta la *forza alterna di inerzia del secondo ordine* ed è uguale a zero nel caso immaginario della biella di lunghezza infinita.

In Figura 2.8 sono rappresentati proprio questi due termini e si osserva che il secondo termine ha frequenza doppia del primo, il che significa che in un dato tempo assume il valore zero e il suo valore massimo un numero di volte doppio del primo termine.

Le forze alterne d'inerzia sono fra le più importanti cause di vibrazioni dei motori, ma il loro effetto nocivo può essere neutralizzato completamente o in parte.



Figura 2.8 - Forze alterne del 1° e 2° ordine in funzione dell'angolo di manovella [5]

Le parti dotate di *moto rotatorio* (gruppo della manovella) sono soggette alla forza:

$$F_r = m_r \omega^2 r$$

che rappresenta un vettore rotante, costante di modulo, passante per l'asse di rotazione della manovella.

2.2.4 Considerazioni sul rapporto λ

L'importanza del rapporto $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{C}{2L}$ è di carattere del tutto meccanico perché non interessa le caratteristiche termodinamiche del motore. C è la corsa del pistone ed è rappresentata in figura 2.9. Quanto minore è il rapporto λ tanto minore è la spinta laterale dello stantuffo sulla parete del cilindro, il che dà la possibilità di accorciare il mantello e quindi di ridurre la massa del pistone; ma tanto maggiore diventa la massa della parte della biella soggetta a moto

alternato, tanto maggiori saranno le forze d'inerzia. Consideriamo l'espressione delle forze alterne d'inerzia:

$$F_a = m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

Il valore della massa m_a aumenta con l'aumentare di L , ma in modo meno che proporzionale, mentre il valore di λ varia in modo inversamente proporzionale a L per effetto dell'aumento di m_a ; mentre quelle del 2° ordine rimangono all'incirca costanti, perché l'aumento di m_a compensa quasi la diminuzione di λ . Come orientamento di massima il valore di questo rapporto è compreso tra 0,2 e 0,3 a cui corrisponde una lunghezza della biella di 2,5 e 1,7 volte il valore della corsa.

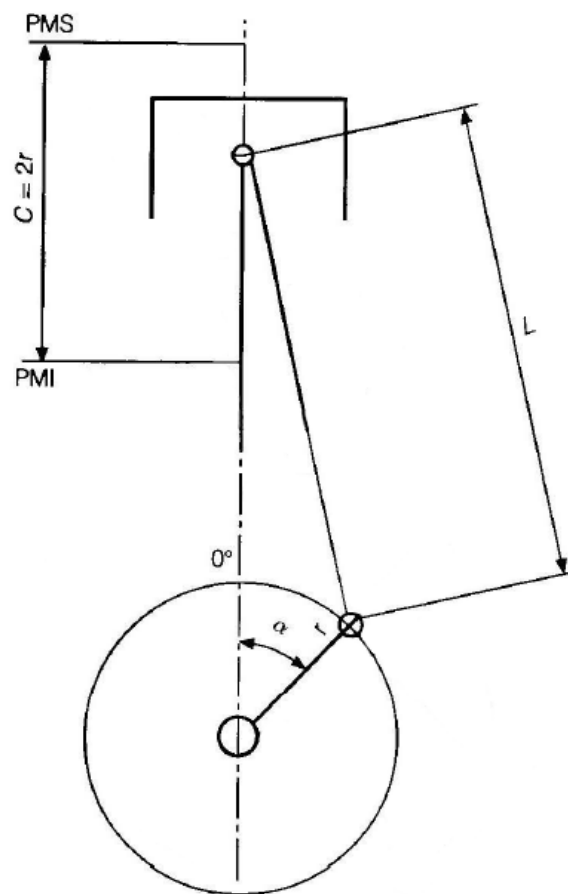


Figura 2.9 - Corsa del pistone tra il PMI e il PMS [5]

2.3 Equilibramento dell'albero a gomiti

Le cause di squilibrio di un motore alternativo sono la risultante delle forze in direzione verticale ed orizzontale generate dalle forze d'inerzia alterne e rotanti e dalla coppia di reazione. Queste forze variano periodicamente in grandezza e verso in funzione dell'angolo di manovella α , causando vibrazioni a tutta la struttura che sopporta il motore.

Un motore alternativo non può mai essere equilibrato completamente a causa della inevitabile irregolarità della coppia di reazione che fa periodicamente variare i carichi sui supporti. In pratica un motore viene equilibrato scegliendo opportunamente il numero e la disposizione dei cilindri e disponendo opportunamente le manovelle dell'albero a gomiti.

2.3.1 Equilibratura delle forze centrifughe

Le vibrazioni causate dalle forze e dai momenti dovuti alle masse rotanti vengono eliminate o ridotte pensando l'albero come un corpo rettilineo che porti, a una distanza r dal suo asse di rotazione, le masse delle parti che definiamo *rotanti*. Di tutti i componenti che costituiscono un motore diesel quelli, che si prendono in considerazione per trattare il tema dell'equilibratura sono i seguenti:

- Albero motore;
- Cuscinetti di biella;
- Biella;
- Pistone completo.

Affinché l'equilibramento sia completo, l'albero deve essere equilibrato *staticamente* e *dinamicamente*; l'equilibrio dinamico può essere raggiunto a condizione che sia già stato conseguito quello statico.

L'albero è *equilibrato staticamente* quando è nulla la risultante delle forze centrifughe, cioè quando il suo baricentro giace sull'asse di rotazione: in queste condizioni l'albero disposto in posizione orizzontale, fra due supporti a coltello posti in corrispondenza del suo asse, si mantiene fermo in qualsiasi posizione angolare, e quindi non ruota perché non ha masse eccentriche prevalenti.

Per motori a più cilindri, in fase di progettazione dell'albero a gomiti, è regola generale disporre le manovelle in modo da ottenere uno sfasamento uniforme dei cicli di lavoro, per raggiungere la massima regolarità possibile della coppia motrice. Nella maggior parte dei

casi, la disposizione delle manovelle risulta tale che rimanga automaticamente soddisfatta senza l'aggiunta di contrappesi anche la condizione di equilibrio statico poiché l'albero ammette un piano di simmetria passante per l'asse di rotazione.

Quando questa condizione non è soddisfatta, la verifica dell'equilibrio statico si può fare tracciando il poligono delle forze centrifughe che possono essere rappresentate, trascurando per ciascuna la costante ω^2 , dai momenti statici rispetto all'asse di rotazione dei singoli elementi che compongono l'albero e i cui baricentri non giacciono sull'asse stesso: bracci di manovella, perni di manovella, ecc. La risultante deve essere nulla per soddisfare l'equilibrio statico dell'albero; quando non lo è si provvede con l'aggiunta dei contrappesi.

L'albero del monocilindro schematizzato in figura 2.6, posto in rotazione, è soggetto a una forza centrifuga F_c , che, non essendo controbilanciata, si trasmette integralmente al basamento. L'albero può essere equilibrato, come in Figura 2.10-b), aggiungendo due contrappesi il cui momento statico totale bilanci il momento statico della forza centrifuga. Detta m'_c la massa del contrappeso e r_c la distanza dall'asse di rotazione allora deve essere:

$$2m'_c r_c = m_c r.$$

L'albero è equilibrato *dinamicamente* quando è nulla la risultante dei momenti generati dalle forze centrifughe presi rispetto a un punto qualunque dell'asse (per esempio uno degli appoggi). In queste condizioni l'albero, quando è in rotazione, genera sugli appoggi soltanto le reazioni che fanno equilibrio alla propria massa.

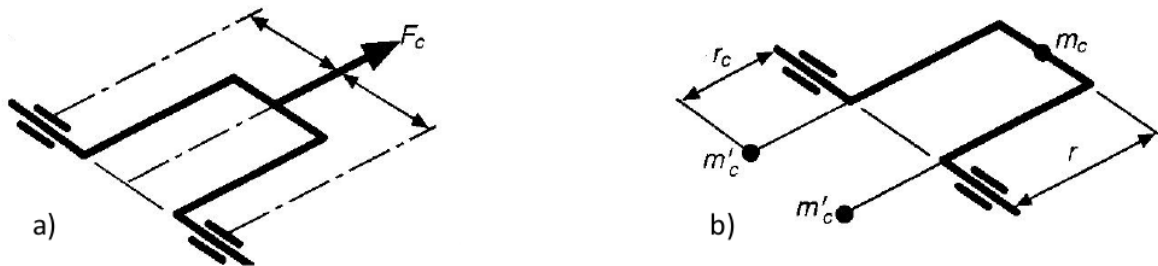


Figura 2.10 - a) Albero motore per monocilindro; b) Albero contrappesato di un motore monocilindrico [5]

Anche in questo caso ci si affida ad un esempio per chiarire meglio il concetto di equilibrio *dinamico*. La Figura 2.10 rappresenta schematicamente l'albero di un motore a quattro tempi a 2 cilindri a V di 180°; detto albero è staticamente equilibrato perché, essendo le due manovelle disposte a 180° l'una dall'altra, i loro momenti statici rispetto all'asse di rotazione si fanno equilibrio. Facendo però ruotare l'albero si crea in corrispondenza di ogni manovella una forza centrifuga F_c e poiché le due forze centrifughe non sono sulla stessa linea, ma agiscono ad una distanza b l'una dall'altra, l'albero è soggetto a un momento $F_c \times b$ non equilibrato. Non è dunque soddisfatta la condizione di equilibrio dinamico.

Durante lo sviluppo del progetto di un motore può verificarsi che, in relazione al numero dei tempi, al numero dei cilindri e alla loro posizione, risulti possibile ottenere lo sfasamento regolare fra i cicli dei vari cilindri con diverse disposizioni delle manovelle sull'albero. In tal caso deve essere scelta quella disposizione che avvicina il più possibile o raggiunge senz'altro le condizioni di equilibrio statico e dinamico dell'albero.

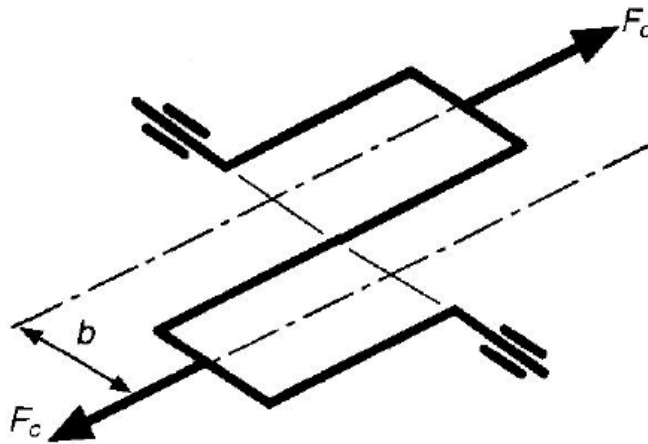


Figura 2.11 - albero di motore a 2 cilindri [5]

In pratica gli alberi aventi un numero di manovelle maggiore di due sono dinamicamente equilibrati quando, già essendo equilibrati staticamente, ammettono un piano di simmetria perpendicolare all'asse di rotazione, rispetto al quale le manovelle risultino simmetriche in numero, forma e posizione. Tutti gli altri alberi non sono per loro natura equilibrati, ma lo possono diventare con l'aggiunta di *contrappesi*. Quindi è facile dedurre che l'equilibrio completo degli alberi aventi un numero di manovelle dispari, degli alberi dei motori a due tempi e di quelli dei motori monocilindrici e bicilindrici, è raggiungibile solo esclusivamente con l'aggiunta di contrappesi. In questa tesi, poiché si affronta il problema dell'equilibramento di un motore a 3 cilindri, in base a quanto detto l'equilibrio completo dell'albero motore e del gruppo cilindro-imbiellaggio sarà raggiungibile solo con l'aggiunta di opportune masse in posizioni ben specifiche.

Si può dunque affermare che l'equilibrio delle masse rotanti può essere ottenuto con la scelta opportuna della disposizione delle manovelle (ricordando che deve essere rispettata la condizione dell'uniforme ripartizione dei cicli di lavoro in ogni giro) e, quando quella non è sufficiente, con l'aggiunta di contrappesi in entità e posizione opportuna.

La verifica dell'equilibratura dinamica dell'albero può essere fatta graficamente costruendo il poligono dei vettori momento, cioè dei vettori di intensità uguale al prodotto delle singole masse eccentriche, ridotte allo stesso raggio, per la distanza del loro baricentro da un piano

normale all'asse di rotazione. Questi vettori vanno applicati al punto d'intersezione dell'asse di rotazione con detto piano e diretti ognuno normalmente al piano d'azione del proprio momento, in un senso o nell'altro a seconda del segno del momento stesso. Per l'equilibratura dinamica la risultante di questi vettori deve essere nulla.

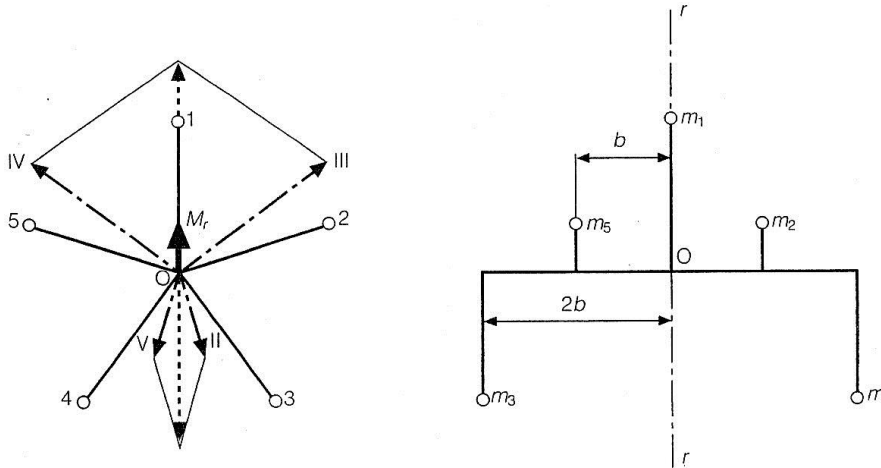


Figura 2.12 - Costruzione dei vettori momento [5]

La Figura 2.12 illustra, applicata al caso di un motore 5 cilindri a 2 tempi, una comoda costruzione grafica che permette la ricerca della risultante dei vettori momento. A destra è rappresentato lo schema longitudinale dell'albero con le masse m eccentriche, la traccia rr del piano di riferimento, che nel punto O interseca l'asse di rotazione, e i bracci b delle singole masse rispetto a tale traccia. Con questi elementi sono riportati nella figura di sinistra a partire da O , ruotati di 90° in senso orario rispetto alle corrispondenti direzioni Om , i prodotti $M = b \cdot m$ positivi, ossia quelli le cui masse stanno a destra del piano di riferimento e di 90° in senso antiorario i negativi: la risultante è il vettore Mr . La massa equilibrante questo momento deve trovarsi sulla normale per O ad Mr con valore e segno tale che il suo vettore momento risulti uguale e contrario ad Mr .

Se il piano di riferimento scelto è esterno all'albero, i vettori risultano tutti dello stesso segno e le rotazioni dei vettori M sono tutte nello stesso senso; se invece è passante per il baricentro di una massa eccentrica il vettore momento di tale massa si annulla.

2.3.2 Equilibratura delle forze alterne del 1° ordine

Come già abbiamo visto, le forze alterne sono espresse dalla relazione:

$$F_a = F'_a + F''_a = m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

e sono costantemente dirette lungo l'asse del cilindro.

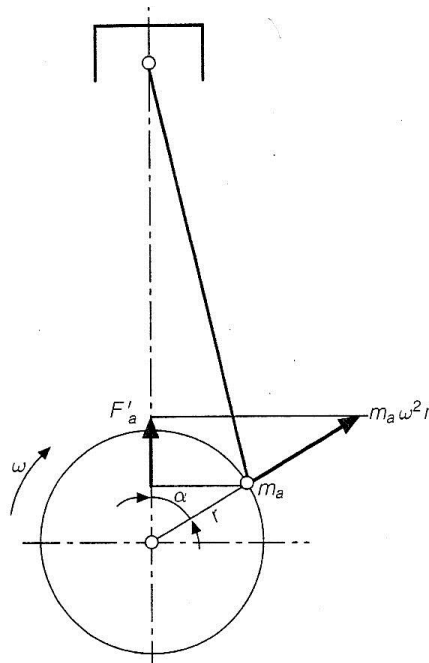


Figura 2.13 - Forza alterna del 1° ordine [5]

Consideriamo un cilindro singolo (Figura 2.13). La forza alterna del 1° ordine F_a' può essere considerata come la proiezione sull'asse del cilindro di una forza centrifuga fittizia $m_a \omega^2 r$ generata da una massa m_a pari a quella delle masse alterne immaginate concentrate sul perno di manovella. Quindi anche questa forza alterna può essere equilibrata con i mezzi già usati per le forze centrifughe. Infatti dalla Figura 2.14-a) appare chiaro che la forza alterna F_a' può essere equilibrata dalla componente verticale della forza centrifuga $-m_a \omega^2 r$ prodotta da una massa di momento statico $m_a r$ aggiunta sull'albero in opposizione al perno di manovella. In questo modo però nasce un'altra forza pari a:

$$F_0 = -m_a \omega^2 r \sin \alpha$$

diretta normalmente all'asse del cilindro e avente la stessa ampiezza e la stessa pulsazione della forza alterna. Il risultato è in sostanza quello di aver ruotato di 90° la retta di azione della forza alterna, per cui le pulsazioni secondo l'asse del cilindro sono state trasformate in pulsazioni ad esso perpendicolari.

Ma se sull'albero si aggiunge in luogo della massa $-m_a$ una massa uguale a $-m_a/2$ (Figura 2.14-b) si ottiene l'equilibratura di metà della forza alterna, mentre nasce un'altra forza alterna normale all'asse del cilindro e di intensità uguale a metà di quella che si avrebbe in senso verticale senza l'aggiunta del contrappeso. La composizione di queste forze alterne agenti secondo direzioni tra loro perpendicolari dà luogo ad una forza rotante con velocità $-\omega$ e di intensità $1/2m_a\omega^2$ che non può essere equilibrata.

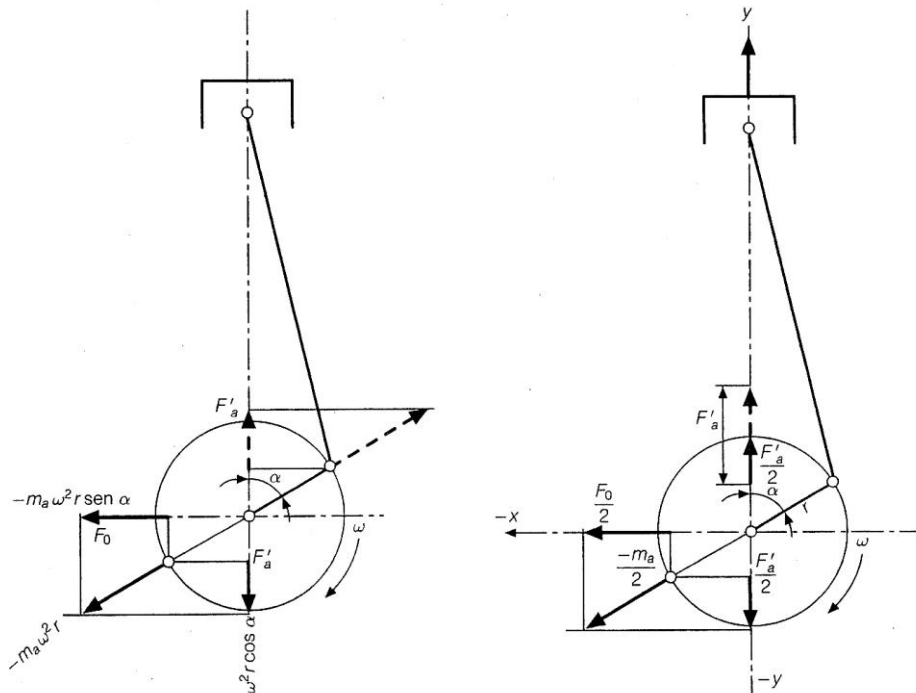


Figura 2.14 – a) Equilibratura della forza alterna del 1° ordine; b) Trasformazione della forza alterna del 1° ordine in forza rotante [5]

Questo è il massimo grado di equilibratura delle forze alterne del 1° ordine che è possibile raggiungere per motori con un solo cilindro. Per motori a più cilindri disposti su una o più linee le forze alterne del 1° ordine sono equilibrate quando l'albero motore è di per sé (senza contrappesi) *staticamente equilibrato*, dato che l'espressione delle forze alterne del 1° ordine e delle componenti, secondo l'asse del cilindro, delle forze centrifughe, è identica. Analogamente: le coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine sono equilibrate quando lo sono le coppie dovute alle forze centrifughe delle masse rotanti, e cioè quando l'albero risulta *equilibrato dinamicamente*.

2.3.3 Equilibratura delle forze alterne del 2° ordine

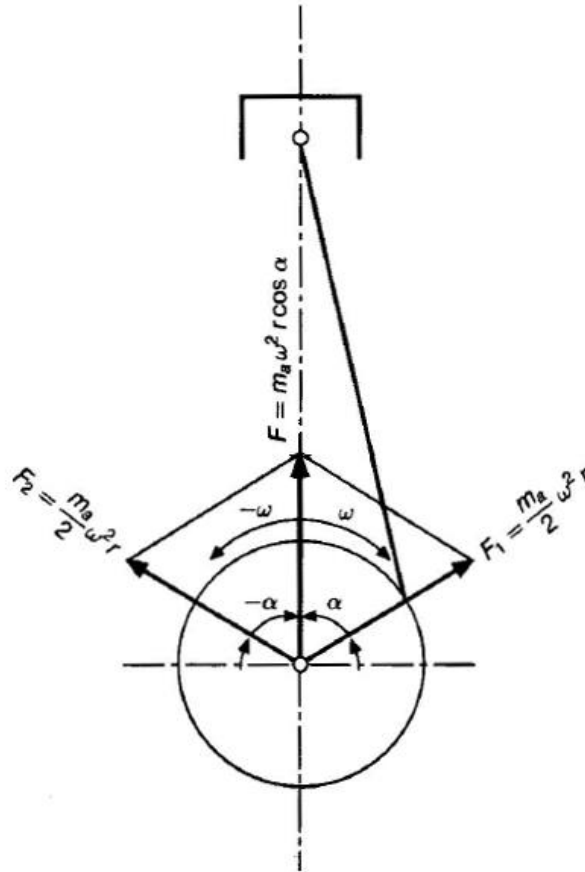


Figura 2.15 - Forza alterna del 1° ordine rappresentata da vettori rotanti [5]

La forza alterna del 2° ordine $F_{a''}$ può essere immaginata come la proiezione sull'asse del cilindro di una forza centrifuga $m_a \omega^2 r$ che formi sempre con quell'asse un angolo doppio di quello della manovella, dato che la sua frequenza è doppia di quella del 1° ordine. E' bene tener presente che tanto le forze quanto le coppie del 2° ordine non sono equilibrabili nemmeno con l'aggiunta di contrappesi sull'albero motore, visto che eventuali masse equilibratrici dovrebbero ruotare a velocità doppia dell'albero stesso. Non esiste quindi alcuna relazione fra l'equilibratura dell'albero e quello delle forze e delle coppie del 2° ordine, contrariamente a quanto si verifica per quelle del 1° ordine. Comunque l'importanza delle forze alterne del 2° ordine agli effetti delle vibrazioni del blocco motore è meno sentita di quella delle forze del 1° ordine, dato che le rispettive grandezze stanno nel rapporto λ (in media $0.25 \div 0.30$). In genere un albero è accettabile quando sono soddisfatte le condizioni della regolarità della coppia motrice, dell'equilibratura delle forze e coppie centrifughe nonché dell'equilibratura delle forze alterne del 1° ordine e relative coppie.

Una forza alterna del primo ordine $m_a\omega^2r \cos \alpha$ può anche essere considerata come la risultante di due forze F_1 e F_2 di intensità $1/2m_a\omega^2r$ rotanti l'una insieme alla manovella (equirostante) con velocità ω e l'altra in senso opposto (controrotante) con velocità $-\omega$ (Figura 2.15). Analoga osservazione vale per una forza alterna del 2° ordine: in questo caso le forze rotanti hanno intensità $1/2m_a\omega^2r\lambda$ e le velocità angolari assumono i valori 2ω e -2ω .

Si comprende quindi come sia possibile equilibrare la forza alterna del 1° ordine F_a generata da una manovella motrice, mediante 2 alberi sussidiari, posti come in Figura 2.16, portanti entrambi una massa pari alla metà di quella m_a che genera la F_a e rotanti uno alla stessa velocità dell'albero a gomiti e l'altro a velocità uguale e opposta; così pure l'equilibratura della forza del 2° ordine si può ottenere mediante altri 2 alberi provvisti di masse, pari ad $1/8m_a\lambda$, rotanti alle velocità di 2ω e -2ω .

Il sistema ad alberi controrotanti è stato adottato per la prima volta in un motore a 4 cilindri a 4 tempi Lanchester e più tardi in motori a 2 tempi General Motors. Oggi viene usato specialmente in motori a 4 cilindri e 4 tempi, per trattori agricoli e macchine movimento terra.

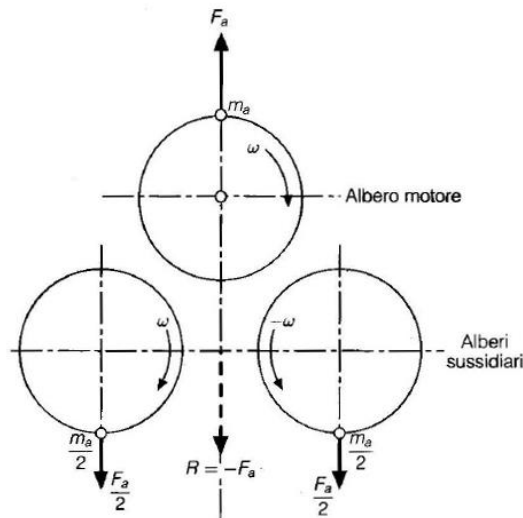


Figura 2.16 - Albero motore e alberi sussidiari [5]

2.3.4 Ordine di accensione

La regolazione della coppia motrice e l'equilibratura dinamica dell'albero obbligano a seguire determinati ordini di accensione per i vari cilindri. Poiché per un motore a 4 tempi e con un dato numero di cilindri sono possibili diversi ordini di accensione, è necessario scegliere il più conveniente in base a 2 condizioni principali:

- Ottenere la maggior uniformità di carico sui cuscinetti di banco alternando, per quanto possibile, le combustioni sulle diverse campate;
- Assicurare nei limiti del possibile che le aspirazioni dei cilindri alimentati da un unico collettore comune non si ostacolino a vicenda causando l'irregolare riempimento di alcuni di essi.

Per esempio, per i motori a 4 tempi con 4 o 6 cilindri in linea, numerando ordinatamente i cilindri nel senso longitudinale, gli ordini di accensione possibili sono:

Per il 4 cilindri: 1-3-4-2 / 1-2-4-3

Per il 6 cilindri: 1-5-3-6-2-4 / 1-2-4-6-5-3 / 1-2-3-6-5-4 / 1-5-4-6-2-3

Per il 4 cilindri è comunemente usata la prima soluzione per quanto non presenti alcun vantaggio rispetto alla seconda; per il 6 cilindri invece si hanno effetti vantaggiosi con il primo ordine di accensione, sia dal punto di vista dei carichi sui cuscinetti che da quello della regolarità di aspirazione.

2.4 Equilibratura in un caso particolare: motore a 3 cilindri in linea

Dopo aver esaminato il problema dal punto di vista generale, si vuole ora studiare l'equilibratura di un motore con una configurazione particolare, cioè quella del motore di produzione VM R753IE4. Si tratta di un motore Diesel industriale a 3 cilindri in linea.

L'ordine con cui saranno trattati i singoli casi è il seguente:

- I. forze centrifughe $\sum F_c$
- II. forze alterne del 1° ordine $\sum F'_a$
- III. coppie dovute alle forze centrifughe $\sum M_c$
- IV. coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine $\sum M'_a$
- V. forze alterne del 2° ordine $\sum F''_a$
- VI. coppie dovute alle forze alterne del 2° ordine $\sum M''_a$.

Per i motori ad 1 o più file di cilindri, se esiste l'equilibrio naturale delle forze centrifughe esiste pure l'equilibrio delle forze alterne del 1°ordine e non è necessaria alcuna verifica.

Ricordiamo inoltre che i punti I e III riguardano direttamente l'equilibrio statico e dinamico dell'albero; i rimanenti interessano l'equilibratura del motore nel suo complesso.

Affinché i cicli di lavoro si succedano ad intervalli uguali l'angolo tra due manovelle consecutive deve essere:

$$g = \frac{180^\circ \times 4}{3} = 240^\circ$$

quindi l'albero ha le manovelle a 120° e normalmente ha 4 supporti. L'ordine di accensione è 1-3-2.

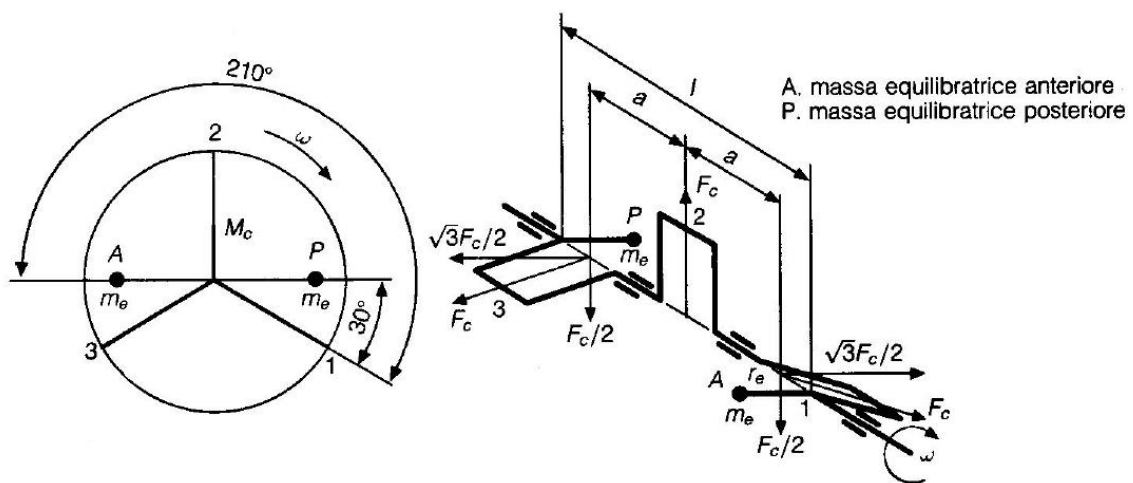


Figura 2.17 - Motore a 3 cilindri in linea a 4 tempi. Forze e coppie centrifughe [5]

Equilibratura

1. Forze centrifughe

Creano una poligonale chiusa e quindi sono equilibrate: $\sum F_c = 0$

2. Forze alterne del 1° ordine

Sono strettamente legate alle F_c e quindi sono di conseguenza equilibrate: $\sum F_a' = 0$

3. Coppie dovute alle forze centrifughe

L'albero non ammette un piano di simmetria normale al suo asse. Non si verifica perciò la condizione sufficiente per l'equilibrio delle coppie. L'entità dello squilibrio è immediatamente valutabile seguendo la Figura 2.17. Risulta:

$$\sum M_c = \sqrt{3} \frac{F_c}{2} 2a = \sqrt{3} a F_c$$

L'asse-momento di tale coppia è sfasato in ritardo di 120° rispetto alla prima manovella. Il piano della coppia è, di conseguenza, sfasato in ritardo di $120^\circ - 90^\circ = 30^\circ$ rispetto alla prima manovella. La coppia agisce in senso antiorario vista dall'asse-momento ed è equilibrabile con contrappesi come mostrato in Figura 2.20. L'equilibratura è ottenuta situando i contrappesi nel piano coassiale della coppia, in modo da generare una coppia oraria con masse m_e di momento statico:

$$m_e r_e = \frac{\sqrt{3} a m_c r}{l}.$$

4. Coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine

Essendo $\sum M_c \neq 0$, anche $\sum M_a' \neq 0$

Abbiamo visto che la $\sum F_a'$ può essere considerata come la proiezione di una forza centrifuga in fase con la $\sum F_c$ e, analogamente, $\sum M_a'$ come la proiezione di un asse-momento in fase con $\sum M_c$ sul piano coassiale perpendicolare agli assi dei cilindri.

Nel caso dei 3 cilindri abbiamo per una qualsiasi posizione ϑ_2 dell'angolo della seconda manovella:

$$\text{cilindro 1} \quad \alpha = \vartheta_2 + 120^\circ \quad F_{a1}' = m_a r \omega^2 \cos(\vartheta_2 + 120^\circ)$$

$$\text{cilindro 2} \quad \alpha = \vartheta_2 \quad F_{a2}' = m_a r \omega^2 \cos \vartheta_2$$

$$\text{cilindro 3} \quad \alpha = \vartheta_2 - 120^\circ \quad F_{a3}' = m_a r \omega^2 \cos(\vartheta_2 - 120^\circ)$$

$$\sum M_a' = -a F_{a1}' + a F_{a3}' = m_a r \omega^2 a [-\cos(\vartheta_2 + 120^\circ) + \cos(\vartheta_2 - 120^\circ)]$$

Sviluppando l'espressione fra parentesi quadre:

$$-\cos \vartheta_2 \cos 120^\circ + \sin \vartheta_2 \sin 120^\circ + \cos \vartheta_2 \cos 120^\circ + \sin \vartheta_2 \sin 120^\circ = 2 \sin \vartheta_2 \times \sqrt{3}/2$$

ed essendo $\vartheta = \vartheta_2 + 120^\circ$ l'angolo della prima manovella, si ottiene:

$$\sum M_a' = \sqrt{3} m_a r \omega^2 a \sin(\vartheta - 120^\circ)$$

che rappresenta appunto la proiezione sul piano coassiale normale agli assi dei cilindri di un asse momento pari a $(\sum M_c) \cdot m_a / m_c$ (Figura 2.16). Risulta così individuato il piano d'azione,

il modulo ed il senso della coppia rotante fittizia, la cui proiezione sul piano passante per gli assi dei cilindri fornisce l'andamento della coppia interna. Poiché $\mathcal{G} = \cos(\mathcal{G} - 90^\circ)$ si ha:

$$\sum M_a' = \sqrt{3} m_a r \omega^2 a \cos(\mathcal{G} - 210^\circ)$$

quindi la coppia alterna è sfasata in ritardo di 210° rispetto alla prima manovella come anche la coppia dovuta alle forze centrifughe.

Le considerazioni precedenti comportano che per equiparare tale coppia sono necessari 2 alberi, l'uno controrotante e l'altro equirostante con l'albero motore, provvisti di masse eccentriche, in modo da originare 2 coppie pari alla metà di quella squilibrante fittizia e di segno contrario. Le masse devono fornire un momento statico:

$$m_e' r_e' = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{3} m_a r a}{l}$$

Poiché queste masse possono essere aggiunte a quelle che servono a equilibrare la coppia causata dalle centrifughe, normalmente si usa come albero equirostante l'albero motore. Nella Figura 2.18 è indicata schematicamente la posizione dei contrappesi. Se non si vuole un albero controrotante, conviene limitarsi ad equilibrare metà della coppia, accettando una coppia squilibrata controrotante.

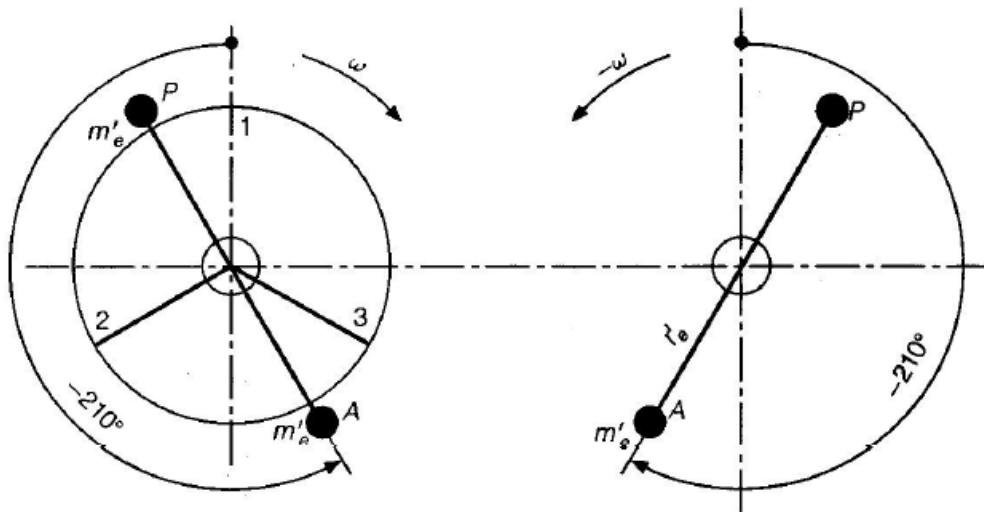


Figura 2.18 - Equilibratura delle coppie alterne del 1° ordine [5]

5. Forze alterne del 2° ordine

Sono equilibrate. Infatti se \mathcal{G} è l'angolo generico della prima manovella:

cilindro 1	$\alpha = \mathcal{G}$	$\cos 2\alpha = \cos 2\mathcal{G}$
cilindro 2	$\alpha = \mathcal{G} + 240^\circ$	$\cos 2\alpha = \cos(2\mathcal{G} + 480^\circ) = \cos(2\mathcal{G} + 120^\circ)$

cilindro 3 $\alpha = \vartheta + 120^\circ$ $\cos 2\alpha = \cos(2\vartheta + 240^\circ)$

Da cui la risultante:

$$\begin{aligned} \sum F_a'' &= m_a r \omega^2 \lambda [\cos 2\vartheta + \cos(2\vartheta + 120^\circ) + \cos(2\vartheta + 240^\circ)] = \\ &= m_a r \omega^2 \lambda \left[\cos 2\vartheta - \frac{1}{2} \cos 2\vartheta - \frac{\sqrt{3}}{2} \operatorname{sen} 2\vartheta - \frac{1}{2} \cos 2\vartheta + \frac{\sqrt{3}}{2} \operatorname{sen} 2\vartheta \right] \end{aligned}$$

da cui $\sum F_a'' = 0$

6. Coppia dovuta alle forze alterne del 2° ordine

Dal punto 5. si ha:

$$\sum M_a'' = a F_{a2}'' + 2a F_{a3}'' = m_a r \omega^2 \lambda [\cos(2\vartheta + 120^\circ) + 2 \cos(2\vartheta + 240^\circ)]$$

sviluppando l'espressione fra parentesi quadre si ha:

$$\sum M_a'' = \sqrt{3} m_e r \omega^2 \lambda a \cos(2\vartheta - 150^\circ)$$

Valgono qui tutte le considerazioni fatte al punto 4., con l'avvertenza che il modulo è ridotto del fattore λ , la pulsazione è doppia e la sfasatura è di 150° in ritardo rispetto al PMS della prima manovella. Ne consegue che l'equilibratura, se inevitabile, si ottiene ricorrendo a 2 alberi sussidiari, equirostante e controrotante, di velocità angolare doppia rispetto all'albero motore e portanti i contrappesi su di un piano coassiale sfasato in ritardo di 150° rispetto al PMS della prima manovella. Poiché l'equilibratura delle coppie del 2° ordine può essere fatto solo a costo di una complicazione eccessiva, che peraltro causerebbe un aumento del peso e una riduzione del rendimento meccanico, viene normalmente evitata.

2.5 Fattori squilibranti del motore R753IE4

2.5.1 Presentazione del motore

Il modello R753IE4 è un motore Diesel industriale 4 tempi ad iniezione diretta, impianto di alimentazione *common rail* regolato elettronicamente e sovralimentazione con intercooler. Si tratta di un motore a 3 cilindri con cilindrata totale di 2250 cc, cioè 750 cc per canna. Il motore nella variante con l'albero controrotante raggiunge la sua terza versione ed è indicata dalla sigla PR753IE4.60A. La P davanti alla codifica del motore indica che si tratta per il momento di un motore in fase prototipale. Le altre due versioni del motore sono indicate con

le sigle R753IE4.61A e R753IE4.63A. Entrambe queste ultime due versioni del motore sono dedicate a trattori agricoli, ma mentre il 61A di Figura 2.19 è montato sul trattore in Messico, il 63A è montato sul trattore in India. I trattori al termine del montaggio sono poi destinati al mercato nord americano.

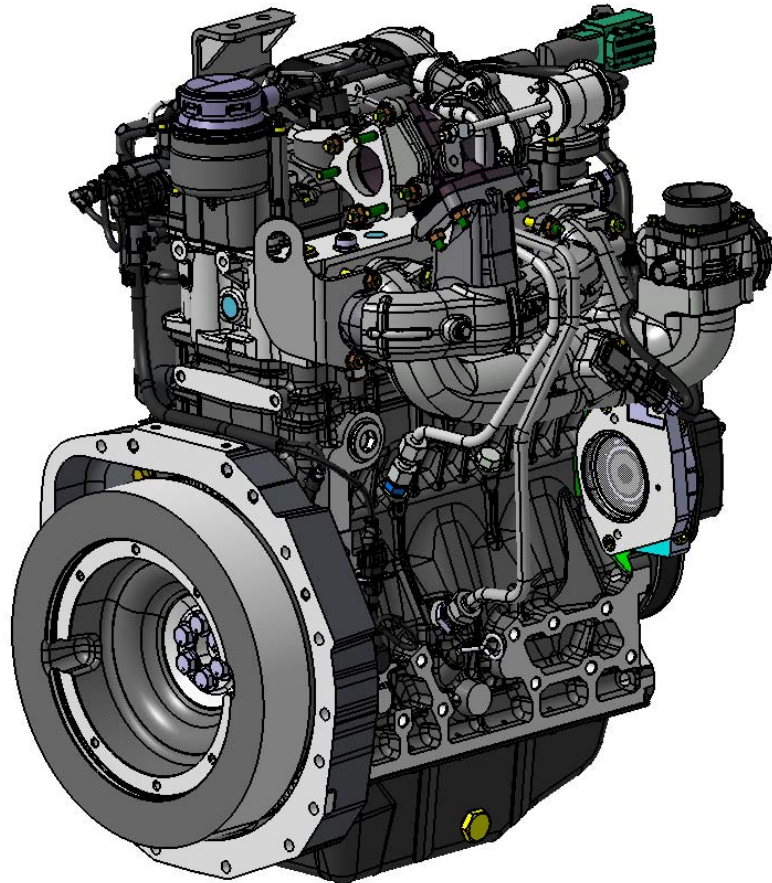


Figura 2.19 - Motore R753IE4.61A

La VM Motori si occupa di tutte le fasi che vanno dalla progettazione all'assemblaggio del motore finale, passando per tutti quegli indispensabili stadi intermedi che permettono la realizzazione di un prodotto d'eccellenza, come lavorazioni meccaniche e trattamenti termici su basamenti, alberi a gomiti e alberi a camme, studi di calibrazione e prove di durata dei motori prototipali.

La versione 60A con albero controrotante nasce per un'esigenza ben precisa: realizzare una variante più evoluta del motore esistente per equipaggiare macchine operatrici industriali come Skid Steer Loader (Figura 2.20) e mini escavatori.

Il motore R753IE4 senza albero controrotante, e quindi nelle versioni per trattori agricoli, ha delle vibrazioni che non sono sostenibili da un operatore che si trova ad utilizzare per un intero turno lavorativo uno Skid o un mini escavatore. In queste versioni, infatti, la risultante dei momenti delle forze alterne d'inerzia del primo ordine è bilanciata al 50%, e solo grazie ai contrappesi ricavati direttamente sull'albero a gomiti, al volano e alla puleggia, che presi singolarmente risultano a loro volta squilibrati. Con un albero controrotante sarebbe possibile equilibrare completamente la coppia dovuta alle forze alterne del primo ordine e ridurre notevolmente le vibrazioni del motore. Resterà squilibrata a questo punto solo la risultante dei momenti dovuti alle forze alterne d'inerzia del secondo ordine, la cui equilibratura si è detto esser normalmente evitata per un motore a 3 cilindri.



Figura 2.20 - Skid Steer Loader

2.5.2 Albero a gomiti del motore R753IE4

L'albero motore in analisi è realizzato in acciaio 42CrMo4 secondo UNI EN 10083/1, attraverso un processo di stampaggio a caldo; si tratta di un acciaio legato, da bonifica, al cromo-molibdeno, con densità 7800 kg/m^3 e modulo di elasticità longitudinale di Young pari a 206000 MPa. Il carico unitario di rottura del materiale varia tra gli 880 e i 1030 MPa, mentre il carico di snervamento tra i 650 e gli 880 MPa.

Per quanto riguarda i trattamenti termici, gli alberi a gomiti sono soggetti a una *bonifica*, cioè un processo di *tempra* cui è fatto seguire un *rinvenimento*. La tempra avviene con gli alberi preferibilmente appesi a $850^{\circ} \div 870^{\circ}\text{C}$ ed è seguita da un raffreddamento in olio agitato (max. 60°C). In seguito, con gli alberi nella stessa posizione di cui sopra, si esegue un rinvenimento ad una temperatura tale da conferire la resistenza a cuore. Per evitare deformazioni e per

alberi di forma complessa, il tempo di permanenza in temperatura deve essere minimo di 5h ad almeno 600°C. Segue ai trattamenti termici una lavorazione di *sabbiatura fine* effettuata in modo da eliminare qualsiasi traccia di ossido (calamina) presente.

L'albero è costituito da 6 maschette inclinate fra loro di 120° (a 2 a 2), sono solidali con i perni di banco e con quelli di biella (Figura 2.21); il raggio di manovella, cioè la distanza tra l'asse di rotazione e quello dei perni di biella su di un piano normale allo stesso asse di rotazione, è di 53,5 mm e l'interasse fra i singoli cilindri è di 112 mm. Nei calcoli si assumerà che l'albero ruoti con una velocità angolare di 2600 giri al minuto, che rappresenta il suo regime massimo di rotazione, in corrispondenza al quale è massimo anche il momento risultante dovuto alle forze alterne d'inerzia del 1° e del 2° ordine.

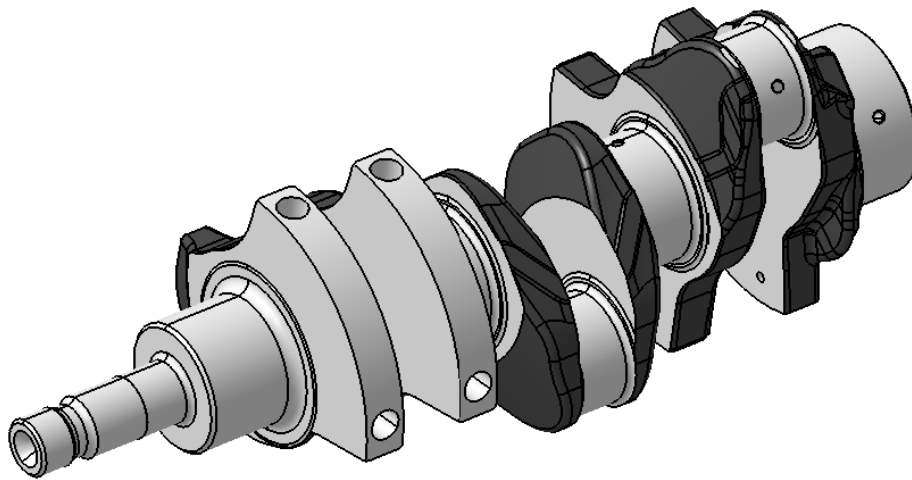


Figura 2.21 - Albero a gomiti del motore R753IE4

2.5.3 Analisi dei fattori squilibranti

Come si è visto nel capitolo precedente i fattori squilibranti che si generano all'interno di un motore sono:

1. Forze centrifughe;
2. Coppie dovute alle forze centrifughe;
3. Forze alterne d'inerzia del 1° ordine;
4. Coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine;
5. Forze alterne d'inerzia del 2° ordine;
6. Coppie dovute alle forze alterne del 2° ordine.

Come è stato spiegato in precedenza le risultanti dei 3 sistemi di forze (punti 1,3 e 5), nei motori a 3 cilindri, risultano nulle. Ci concentreremo quindi ora nel calcolo delle coppie dovute alle forze centrifughe e alle forze alterne del 1° e 2° ordine.

Di seguito è riassunta in tabella la condizione di equilibrio o squilibrio, con relative cause, dei sei sistemi di forze elencati qui sopra.

Forze centrifughe	EQUILIBRATE	Se composti, i loro vettori, formano una poligonale chiusa
Coppie dovute alle forze centrifughe	SQUILIBRATE	L'albero non ammette un piano di simmetria normale al suo asse
Forze alterne d'inerzia del 1° ordine	EQUILIBRATE	Automaticamente equilibrate se lo sono le forze centrifughe
Coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine	SQUILIBRATE	Sono squilibrate perché lo sono le coppie dovute alle forze centrifughe
Forze alterne d'inerzia del 2° ordine	EQUILIBRATE	Sono equilibrate grazie alla disposizione delle manovelle
Coppie dovute alle forze alterne del 2° ordine	SQUILIBRATE	Sono squilibrate perché lo sono le coppie dovute alle forze centrifughe; l'ampiezza di queste coppie deve essere ridotta del fattore λ rispetto a quelle del 1° ordine

2.5.3.1 Masse alterne e masse rotanti del motore R753IE4

Prima di calcolare gli squilibri sul motore è bene analizzare le masse che entrano in gioco durante il funzionamento. A questo punto, dopo che nel paragrafo 2.2.2 è già stata data una definizione teorica di quali siano le masse rotanti e quali quelle alterne del motore, si vanno a valutare i pesi di queste masse per il motore in oggetto.

Masse alterne

I corpi che si muovono di moto alterno sono il pistone e la biella. La massa del pistone del motore R753IE4 (Figura 2.22) è stata valutata sommando le masse dei singoli componenti che lo costituiscono, prese o da disegno 2D, se esistente, o da modello CAD 3D. La tabella seguente raccoglie i pesi di tutte le parti che definiscono il pistone completo e la sua massa totale.

La massa del pistone completo M_P è pari a 1178 g e costituisce una delle due masse alterne che determinano la massa alterna totale.

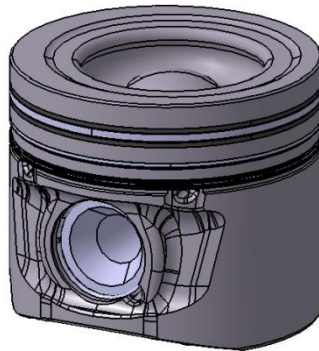


Figura 2.22 - Pistone del motore R753IE4 D.94 mm

PESO DEL PISTONE COMPLETO D.94 MOTORE R753					
PART-NUMBER	CLASS	QUANTITY	MASS		SOURCE
20252102F	PISTON	1	785	g	2D
20272046F	FIRST SEGMENT COMPRESSION	1	21	g	2D
20272047F	SECOND PISTON SEGMENT	1	16	g	2D
20282030F	OIL SCRAPER RING	1	12	g	3D
20262021F	PISTON PIN	1	340	g	2D
21562072F	CIRCLIP	2	4	g	2D
20252125F	ASSEMBLY PISTON		1178	g	

La seconda massa alterna è data da una parte della massa totale della biella. La biella del motore R753IE4 è una biella fratturata prodotta per forgiatura in acciaio C70. Detta M_B la massa totale della biella, la sua componente da considerare alterna è data da $M_{Balt} = M_B(X_2/L)$ dove X_2 è la distanza dal baricentro della biella all'asse della testa di biella, mentre L è la lunghezza della biella stessa. In questo caso specifico $X_2 = 50$ mm e $L = 163$ mm (Figura 2.23). La massa totale M_B della biella è stata presa pari a 1015,00 g ed è frutto della media aritmetica dei pesi di tre bielle dello stesso tipo complete di boccola al piede di biella e delle viti di fissaggio.

Sostituendo le grandezze descritte si ottiene:

$$M_{Balt} = M_B(X_2/L) = 311,35 \text{ g.}$$

La massa alterna totale per il singolo cilindro è pari a:

$$M_{TOalt} = M_P + M_{Balt} = 1489,35 \text{ g.}$$

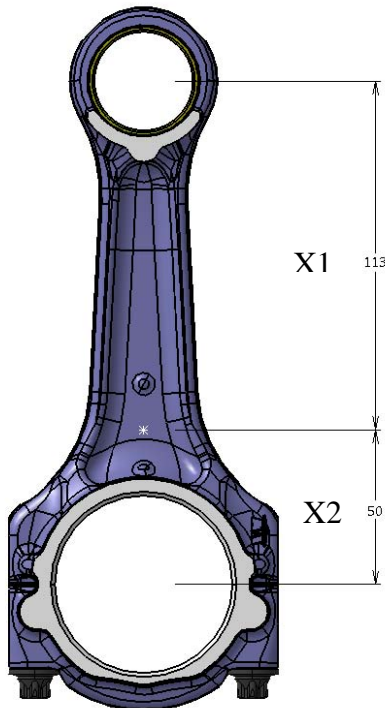


Figura 2.23 - Biella del motore R7531E4

Masse rotanti

I corpi che si muovono di moto rotatorio sono il cuscinetto di biella e la biella. Per quest'ultima non si considera l'intera massa, ma una parte di questa, appunto quella rotante. Detta M_B la massa totale della biella, la sua componente da considerare alterna è data da $M_{Brot} = M_B(X_1/L)$ dove X_1 è la distanza dal baricentro della biella all'asse del piede di biella (Figura 2.23). In questo caso specifico si prende $X_1 = 50$ mm, mentre L e M_B hanno lo stesso valore preso trattando le masse alterne.

Sostituendo le grandezze descritte si ottiene:

$$M_{Brot} = M_B(X_1/L) = 703,65 \text{ g.}$$

La massa del cuscinetto di biella M_C la si prende pari a 55 g e deriva dalla media aritmetica dei pesi di tre cuscinetti di biella identici.

La massa rotante totale per il singolo cilindro è pari a:

$$M_{TOTrot} = M_C + M_{Brot} = 758,65 \text{ g.}$$

A questo punto, sapendo dalla teoria che la coppia risultante dovuta alle forze alterne d'inerzia $\sum M'_a$ non è equilibrabile al 100% a meno di utilizzare nell'applicazione anche alberi ausiliari, ci si trova a scegliere una percentuale della coppia da equilibrare. In questo caso, tuttavia, si sta studiando una versione del motore dotato di albero controrotante per poter equilibrare proprio il 100% della coppia $\sum M'_a$ e quindi il sistema albero-puleggia-volano è studiato al fine di equilibrare il 50% della $\sum M'_a$. Il restante 50% sarà equilibrato proprio dall'albero controrotante.

Per poter equilibrare il 50% della $\sum M'_a$ si pensa che la massa concentrata sui perni di manovella sia data dalla massa rotante totale M_{TOTrot} sommata a metà della massa alterna totale M_{TOTalt} . Questa massa la identifichiamo con il nome di "massa equilibratrice" e vale:

$$M_{eq} = M_{TOTrot} + \frac{M_{TOTalt}}{2} = 1503,33.$$

La M_{eq} è maggiore della M_{TOTrot} quindi si avrà una massa rotante non equilibrata, ma agendo squilibrando anche la puleggia dell'albero motore e il volano sarà possibile equilibrare completamente le coppie centrifughe. Questa massa rotante non equilibrata vale:

$$M_{rotante\ non\ equilibrata} = M_{eq} - M_{TOTrot} = 744,67.$$

Allo stesso modo, sempre perché si considera la M_{eq} concentrata sull'asse dei perni di manovella, ci sarà una massa alterna non equilibrata pari a:

$$M_{alterna\ non\ equilibrata} = M_{TOTalt} + M_{TOTrot} - M_{eq} = 744,67.$$

La tabella che segue riassume il calcolo delle masse fin qui descritto.

R753IE4 con albero controrotante			
Codice	Descrizione	Valore	Unità
10252125F	Pistone completo D.94	1178,00	[g]
10292064F	Biella completa fratturata (pesata)	1015,00	[g]
	Massa Equilibratrice	1503,3	[g]
10302053F	Cuscinetto di biella completo (pesato)	55,00	[g]
L=Lunghezza (interasse) di biella		163,00	[mm]
X ₁ =Distanza Baricentro biella/Asse spinotto		113,00	[mm]
X ₂ =Distanza Baricentro/Asse perno di manovella		50,00	[mm]
r = Raggio di manovella		53,50	[mm]
λ		0,3282	
M _{biella alterna}	M _{biella} * (X ₂ /L)	311,35	[g]
M _{biella rotante}	M _{biella} * (X ₁ /L)	703,65	[g]
M _{tot alterna}	M _{biella alterna} + M _{pistone completo}	1489,35	[g]
M _{tot rotante}	M _{biella rotante} + M _{cuscinetto di biella}	758,65	[g]
M _{teorica equilibrata}	M Rotante+1/2 M Alterna	1503,33	[g]
M _{alterna non equilibrata}	M _{tot alterna} +M _{tot rotante} -M _{equilibratrice}	744,67	[g]
M _{rotante non equilibrata}	M _{equilibratrice} -M _{tot rotante}	744,67	[g]

2.5.3.2 Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze centrifughe

Come prima cosa si calcola la forza centrifuga agente sulla singola manovella, che può essere espressa come:

$$F_C = M_{rot\ non\ eq} \omega^2 r$$

dove ω è la velocità angolare dell'albero espressa in [rad/s], r è il raggio di manovella in [m], e con $M_{rot\ non\ eq}$ si tiene conto della massa rotante che rimane non equilibrata pensando di avere concentrata su ogni perno di manovella una massa pari alla *massa equilibratrice*.

Inserendo i valori numerici relativi al caso specifico si ottiene una forza centrifuga pari a:

$$F_C = M_{rot\ non\ eq} \omega^2 r = 2953,41\ N.$$

Il calcolo della risultante delle coppie dovute alle forze centrifughe si esegue con la seguente formula:

$$\sum M_C = \sqrt{3} a F_C,$$

Dove a è l'interasse tra i cilindri che in questo caso misura 112 mm.

Se si sostituiscono i valori numerici all'espressione della coppia centrifuga risultante si ottiene:

$$\sum M_C = 572,93 \text{ Nm.}$$

Coppie dovute alle forze centrifughe			
$\sum M_C = \sqrt{3} * a * F_C$			
a	Interasse cilindri	112,00	[mm]
F _C	F _{centrifuga} = M _{rotante non eq.} * ω ² * r	2953,41	[N]
n		2600,00	[rpm]
ω		272,27	[rad/sec]
$\sum M_C$		572,93	[Nm]

2.5.3.3 Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze alterne del 1° ordine

L'intensità della risultante delle coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine è data dalla seguente relazione:

$$\sum M'_a = \sqrt{3} M_{alt non eq} r \omega^2 a \cos(\theta - 210^\circ)$$

dove con $M_{alt non eq}$ si tiene conto della massa alterna che rimane non equilibrata pensando di avere concentrata su ogni perno di manovella una massa pari alla *massa equilibratrice*.

Inserendo i valori numerici relativi al caso specifico e considerando la situazione in cui l'intensità della coppia sia massima, cioè per $\cos(\theta - 210^\circ) = 1$, si ottiene:

$$\sum M'_a = \sqrt{3} M_{alt non eq} r \omega^2 a = 572,93 \text{ Nm.}$$

Coppie dovute alle forze alterne del 1° ordine			
$\sum M'_a = \sqrt{3} * m_a * r * \omega^2 * a * \cos(\theta - 210^\circ)$			
m _a	M _{alterna non equilibrata}	744,67	[g]
$\sum M'_a \text{ max}$	Coppia massima con θ=210°	572,93	[Nm]

Questa è la coppia che dovrà equilibrare l'albero controrotante ed è presa come dato in input per la modellazione 3D dell'albero. Esso dovrà essere progettato in maniera tale da avere due masse eccentriche che ruotando generino una coppia pari a quella da equilibrare di 572,93 Nm.

2.5.3.4 Calcolo della coppia risultante dovuta alle forze alterne del 2° ordine

Il valore della risultante delle coppie dovute alle forze alterne del 2° ordine è dato dal prodotto della risultante delle forze alterne del 1° ordine per il fattore λ , e cioè dalla relazione:

$$\sum M_a'' = \sqrt{3} M_{rot\ non\ eq} r \omega^2 a \lambda \cos(\theta - 210^\circ)$$

dove λ è dato dal rapporto tra il raggio di manovella e l'interasse della biella, e $M_{rot\ non\ eq}$ è la massa rotante non equilibrata. Inserendo i valori numerici ($\lambda = 0,3282$) si ha:

$$\sum M_a'' = \sqrt{3} M_{rot\ non\ eq} r \omega^2 a \lambda = 188,05\ \text{Nm.}$$

Coppie dovute alle forze alterne del 2° ordine			
$\sum M_a'' = \sqrt{3} * m_b * \omega^2 * r * \lambda * a * \cos(2\theta - 150^\circ)$			
m_b	$M_{rotante\ non\ equilibrata}$	744,67	g
$\sum M_a''\ max$	Coppia massima con $\theta=75^\circ$	188,05	N*m

Generalmente queste coppie non vengono equilibrate dato il loro piccolo valore in modulo; nelle applicazioni di precisione vengono comunque bilanciate ricorrendo a due alberi ausiliari, uno equirostante e l'altro controrotante con velocità doppia di quella dell'albero a gomiti. Questa soluzione viene adottata in VM per i motori a 4 cilindri in linea.

2.6 Procedura di equilibratura dell'albero a gomiti in VM Motori

Dopo che l'albero ha subito i trattamenti termici e le lavorazioni meccaniche dedicate, ultima delle quali la lappatura dei perni di banco, di manovella e dei terminali dell'albero, se ne controlla l'equilibrio dinamico con la macchina di equilibratura. In VM Motori questo processo è automatizzato per la maggior parte degli alberi a gomiti, salvo per quelli il cui grado di squilibrio vada oltre i limiti della macchina, la cui equilibratura avviene in maniera manuale.

In questa fase l'albero è posto in rotazione a 400 giri/minuto su supporti che integrano dei cristalli piezoelettrici. La proprietà di questi cristalli è quella di generare una differenza di potenziale quando sono soggetti ad una deformazione meccanica di natura elastica (*effetto piezoelettrico diretto*). L'albero in rotazione più è squilibrato dinamicamente e più vibra, esercitando delle pressioni sui supporti. In questo modo i trasduttori piezoelettrici trasformano l'energia meccanica di vibrazione in energia elettrica e un circuito trasforma il segnale elettrico in un dato a video: il monitor indica quali siano le maschette dell'albero a gomiti da forare e quanta massa in grammi deve essere asportata da ciascuna maschetta per riequilibrare l'albero, cioè per riportare il baricentro dell'albero sull'asse di rotazione. La macchina procede poi automaticamente alla foratura delle maschette. Al termine del processo l'albero è posto nuovamente in rotazione per verificare se sia stato raggiunto l'equilibrio tramite i fori praticati in precedenza e viene così tolto dalla macchina; in seguito il processo ricomincia per un nuovo albero a gomiti.

In base a quanto visto al paragrafo 2.3.1 gli alberi a gomiti per motori a 4 e 6 cilindri sono progettati in modo tale da risultare equilibrati sia staticamente che dinamicamente: ammettono un piano di simmetria perpendicolare all'asse di rotazione rispetto al quale le manovelle risultino simmetriche in numero, forma e posizione.

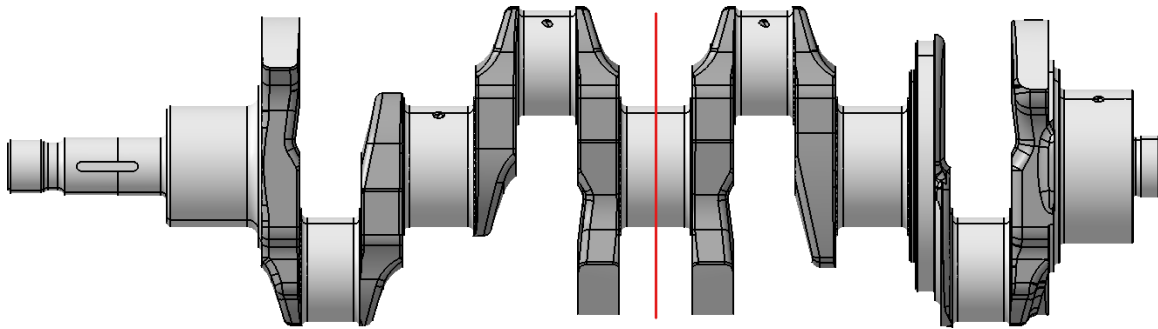


Figura 2.24 - Albero a gomiti del motore 4 cilindri R754EU6

In Figura 2.24 è rappresentato l'albero a gomiti del motore R754EU6, un motore industriale 4 cilindri di produzione VM. La linea rossa in figura rappresenta la traccia del piano ortogonale all'asse di rotazione rispetto al quale le manovelle sono simmetriche. Si sta considerando l'albero nudo, cioè senza tener conto di cuscinetti, bielle e pistoni che saranno montati successivamente nella fase di assemblaggio del motore.

In Figura 2.25 è mostrato l'albero a gomiti di un altro motore industriale di produzione VM, ma in questo caso si tratta di un albero per motore 6 cilindri, l'R756EU5. Anche in questo caso si individua un piano ortogonale all'asse di rotazione rispetto al quale le manovelle sono simmetriche, la cui linea rossa di figura ne rappresenta la traccia.

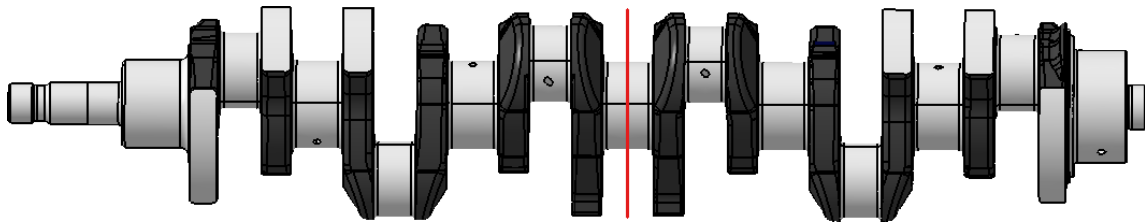


Figura 2.25 - Albero a gomiti del motore 6 cilindri R756EU5

Per questi alberi l'equilibratura avviene senza montare alcuna massa sui perni di manovella, ma semplicemente mettendo in rotazione l'albero sulla macchina equilibratrice. Quando si riporta il baricentro di questi alberi sull'asse di rotazione con le opportune forature si possono ritenere equilibrati staticamente e dinamicamente. Le cose cambiano invece per gli alberi a gomiti dei motori a 3 e 5 cilindri. In questi casi non è mai possibile ottenere un albero "nudo" equilibrato dinamicamente oltre che staticamente, e questo perché le maschette sono state progettate con dei contrappesi integrati.

Se l'albero non avesse dei contrappesi sulle maschette della prima e della terza manovella si avrebbero delle forze centrifughe concentrate al centro del perno di manovella le cui coppie non sarebbero equilibrate. Si immagini di avere un albero con tre manovelle tutte uguali alla manovella di Figura 2.26. In questa condizione ci si sta riferendo all'albero "nudo", senza il sistema di imbiellaggio. Un albero di questo tipo sarebbe equilibrato *staticamente*, ma non *dinamicamente*.

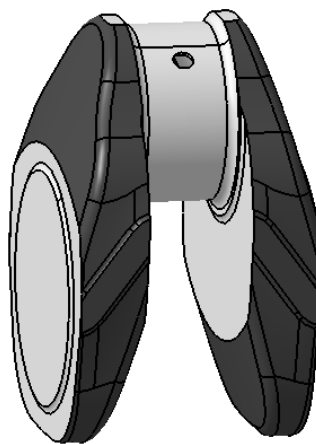


Figura 2.26 - Seconda manovella dell'albero a gomiti per il motore R753

Infatti, per equilibrare la coppia dovuta alle forze centrifughe (per il momento dovute solo alla natura delle manovelle) si è visto che è necessario avere sull'albero dei contrappesi inclinati di un angolo di 210° rispetto alla direzione del perno di manovella, misurato con verso opposto a quello di rotazione dell'albero. Fin qui anche per l'albero a gomiti di un motore a 3 cilindri si procederebbe all'equilibratura senza applicare alcuna massa ai perni di manovella,

perché grazie ai contrappesi già con lo stampato dell'albero ci si avvicinerebbe ad una buona equilibratura, e poi con la macchina equilibratrice si aggiusterebbero le cose fino a rientrare nella tolleranza di squilibrio, dell'ordine di qualche grammo per millimetro.

A questo punto si immagina di montare su ciascuna manovella dell'albero il sistema di imbiellaggio costituito da cuscinetto, biella e pistone completo. In questa configurazione ci si trova di fronte a una coppia risultante dovuta alle forze centrifughe (relative alle masse rotanti di cuscinetto e biella) e ad una coppia dovuta alle forze alterne (relative alle masse alterne di biella e pistone). Adesso la massa totale da riportare sulla prima e sulla terza manovella sarebbe molto consistente e si otterrebbe un albero come quello rappresentato in figura 2.27.

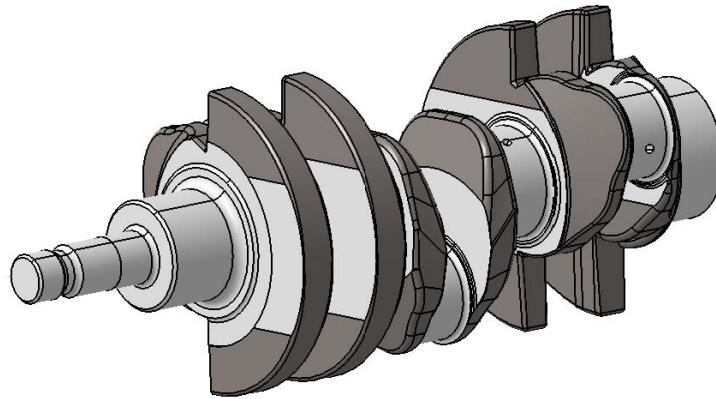


Figura 2.27 - Albero a gomiti con contrappesi integrati

Un albero di questo tipo non è realizzabile con un processo di stampaggio a caldo e per via degli ingombri non rappresenta la migliore soluzione possibile. Un albero siffatto sarebbe realizzabile mediante una colata in conchiglia, ma dovendo mantenere lo stesso materiale, i costi aumenterebbero esponenzialmente (i forni che arrivano alla temperatura di fusione dell'acciaio sono veramente costosi).

La progettazione dell'attuale albero a gomiti del motore R753IE4 ha portato quindi ad un albero le cui maschette hanno dei contrappesi integrati aventi una massa maggiore di quella necessaria per equilibrare la coppia dovuta alle forze centrifughe dell'albero "nudo", ma inferiore alla massa totale necessaria per equilibrare tutte le coppie che si generano in seguito al montaggio dei cuscinetti di biella, delle bielle e dei pistoni. L'albero "nudo", cioè senza che si considerino montati pistoni e bielle, è equilibrato solo *staticamente*, poiché il momento statico risultante delle tre manovelle è nullo. Al contrario, il momento centrifugo risultante calcolato, ad esempio, rispetto alla mezzeria del perno della seconda manovella, ovviamente non è nullo. Per questo motivo l'albero dell'R753IE4 non sarà mai montato "nudo" sulla macchina equilibratrice, ma prima saranno montate sull'albero, e precisamente sui perni della

prima e della terza manovella, delle masse equilibratrici dette “*mazzette*”, come mostrato in Figura 2.28.

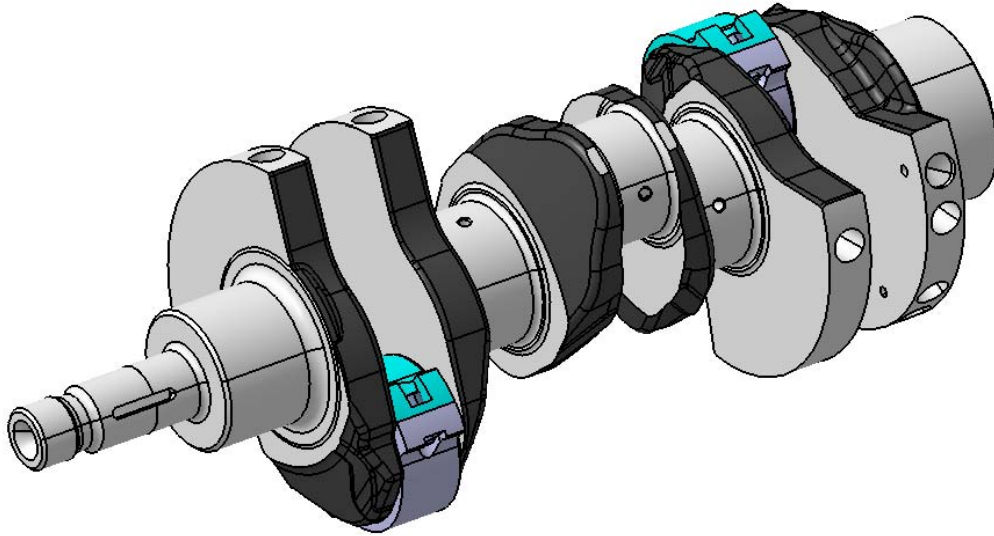


Figura 2.28 - Albero a gomiti del motore R7531e4 con mazzette

Queste masse fanno sì che la macchina possa equilibrare *dinamicamente* l'intero sistema albero+mazzette (lo squilibrio di partenza non è esageratamente elevato da portare la macchina a divergenza) ed indicare quali siano le maschette da forare al fine di ottenere un momento centrifugo risultante nullo. Al termine del processo, per l'albero provvisto di mazzette, la coppia risultante delle forze centrifughe rientrerà all'interno della tolleranza prevista.

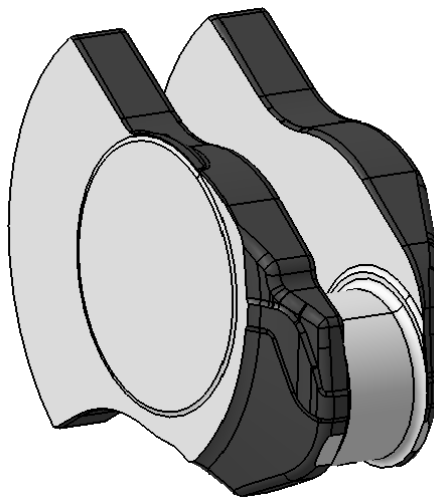


Figura 2.29 – Prima manovella dell'albero a gomiti del motore R7531E4

Il peso delle *mazzette* da applicare al primo e al secondo perno di manovella si ricava calcolando il momento centrifugo totale dovuto ai corpi eccentrici dell'albero a gomiti (le 3 manovelle) e poi impostando come obiettivo che questo momento centrifugo sia nullo. La

variabile che si lascia libera è proprio la massa dei perni di manovella data dalla massa del perno stesso sommata alla mazza della ipotetica mazzetta da applicare; fissata la massa propria del perno, la massa della *mazzetta* può variare fino al valore che annulla il momento centrifugo totale.

Il calcolo del momento statico e centrifugo avviene sommando i contributi di tutti le masse non assialsimmetriche di cui è composto l'albero, cioè le tre manovelle. Ciascuna manovella è formata da un perno di manovella, dove vanno montati cuscinetto di biella e biella, e due maschette. In Figura 2.29 è rappresentata, per esempio, la prima manovella dell'albero a gomiti del motore R753IE4.

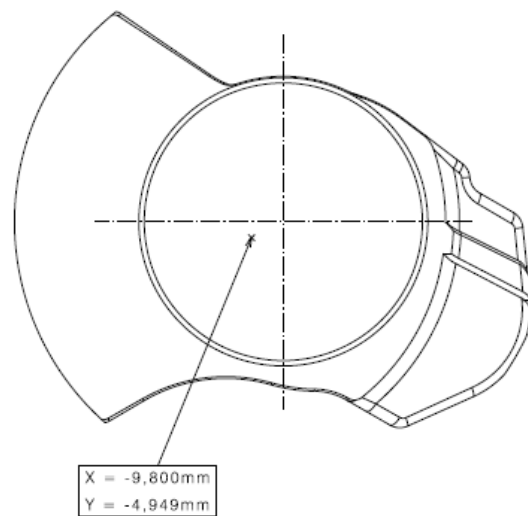


Figura 2.30 - Coordinate del baricentro della prima maschetta rispetto all'asse di rotazione dell'albero

Sono lasciati fuori dall'analisi i perni di banco in quanto sono assialsimmetrici rispetto all'asse di rotazione dell'albero.

Dal lato pratico, per il calcolo dei momenti statici e centrifughi di maschette e perni di manovella è necessario conoscere le seguenti grandezze:

- Coordinate dei baricentri misurate rispetto all'asse di rotazione su un piano ortogonale all'asse stesso;
- Distanza dei baricentri da un piano di riferimento, preso come il piano passante per la mezzeria del secondo perno di manovella e ortogonale all'asse dell'albero.
- Masse delle maschette e dei perni di manovella.

Tutte queste grandezze sono state determinate attraverso un software CAD di modellazione, ovvero Catia V5. Le masse si sono calcolate nell'ambiente di modellazione 3D, impostando come materiale per l'albero "Acciaio" avente densità 7860 kg/m^3 , mentre le altre grandezze,

coordinate dei baricentri e loro distanze dal piano di riferimento si sono determinate nell'ambiente 2D.

In Figura 2.30 è mostrato come sono state misurate le coordinate del baricentro della prima mascherina dell'albero. Prima di aver misurato le coordinate di tutti i baricentri si è considerato l'albero in una posizione ben precisa, in altre parole con la seconda manovella nella posizione di punto morto superiore P.M.S. (Figura 2.31).

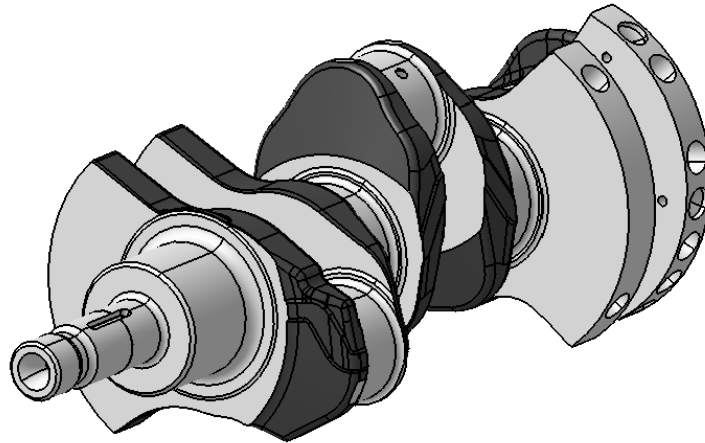


Figura 2.32 - Albero a gomiti con la seconda manovella al P.M.S.

Così come si può intuire, osservando il modo in cui sono state misurate le coordinate dei baricentri, i momenti statici sono stati calcolati rispetto a due piani, un PIANO ORIZZONTALE H e un PIANO VERTICALE V (Figura 2.32). Infatti, moltiplicando le masse per la corrispondente coordinata X, si ha il momento statico relativo al piano

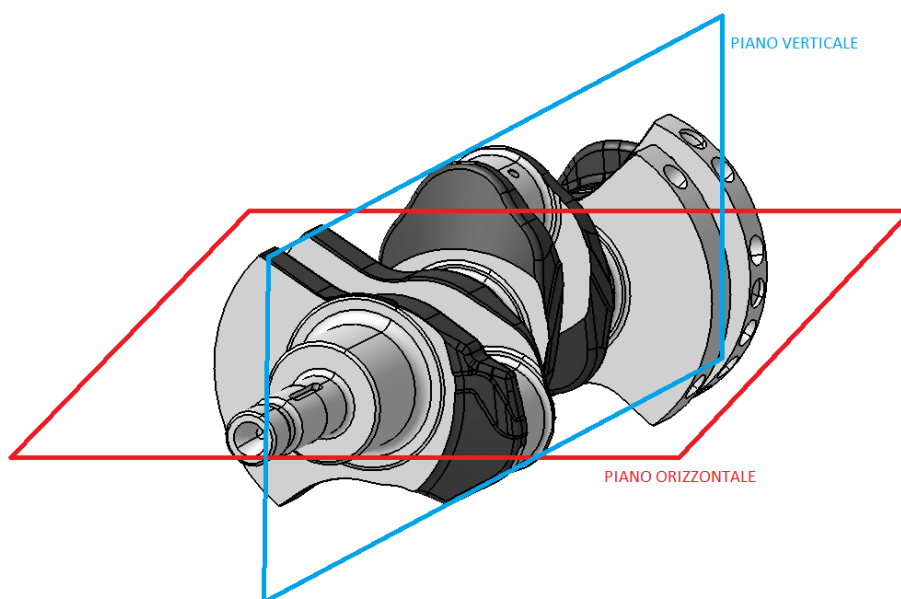


Figura 2.31 - Piano orizzontale e piano verticale per il calcolo dei momenti statico e centrifugo

orizzontale, mentre moltiplicando le masse per la corrispondente coordinata Y, si ha il momento statico relativo al piano verticale. Il passaggio successivo consiste nel moltiplicare i prodotti $m \cdot X$ e $m \cdot Y$ per la distanza del baricentro dal piano di riferimento, ottenendo così i momenti centrifughi. Sommando tutti i momenti centrifughi, tenendo sempre separate le grandezze rispetto ai due piani (orizzontale e verticale), si ottengono i due momenti centrifughi totali. Nella tabella sottostante è riassunto il calcolo dei momenti statici e centrifughi rispetto ai due piani menzionati. La massa delle *mazzette* da applicare al primo e terzo perno di manovella per l'equilibratura è di **427,4 g**.

R753-IE4 - Equilibratura motore R753IE4 – Calcolo mazzette					
Massa equilibratrice	0,4274	kg	Massa perno	0,54	kg
Piano orizzontale H					
Maschetta	Massa	r_H	Momento statico	d	Momento centrifugo
	kg	mm	kg*mm	mm	kg*mm ²
Manovella 1	5,329				
Maschetta 1	2,184	-9,80	-21,40	138,00	-2953,64
Perno 1 (con <i>Massa</i>)	0,967	46,34	44,83	112,00	5020,88
Maschetta 2	2,178	-11,68	-25,44	85,84	-2183,69
Manovella 2	3,871				
Maschetta 3	1,456	0,00	0,00	26,47	0,00
Perno 2 (con <i>Massa</i>)	0,967	0,00	0,00	0,00	0,00
Maschetta 4	1,448	0,00	0,00	-26,47	0,00
Manovella 3	5,405				
Maschetta 5	2,247	12,52	28,13	-85,79	-2413,48
Perno 3 (con <i>Massa</i>)	0,967	-46,21	-44,70	-112,00	5006,80
Maschetta 6	2,191	8,18	17,92	-138,24	-2477,59
			-0,66		-0,72
Piano verticale V					
Maschetta	Massa	r_V	Momento statico	d	Momento centrifugo
	kg	mm	kg*mm	mm	kg*mm ²
Manovella 1	5,329				
Maschetta 1	2,184	-4,95	-10,81	138,00	-1491,89
Perno 1 (con <i>Massa</i>)	0,967	-26,61	-25,74	112,00	-2883,16
Maschetta 2	2,178	-4,37	-9,52	85,84	-817,01
Manovella 2	3,871				
Maschetta 3	1,456	14,43	21,01	26,47	556,14
Perno 2 (con <i>Massa</i>)	0,967	53,44	51,70	0,00	0,00
Maschetta 4	1,448	14,36	20,79	-26,47	-550,40
Manovella 3	5,405				
Maschetta 5	2,247	-4,99	-11,21	-85,79	961,92
Perno 3 (con <i>Massa</i>)	0,967	-26,83	-25,96	-112,00	2907,00
Maschetta 6	2,191	-4,53	-9,93	-138,24	1372,06
			0,34		54,66

Capitolo 3

Analisi preliminare e possibili interventi di modifica

3.1 Stato dell'arte della soluzione esistente in azienda

L'esigenza di avere un albero controrotante per ridurre le vibrazioni del motore R753, dovute alla coppia risultante delle forze alterne d'inerzia del primo ordine, ha portato la VM Motori a realizzare un primo progetto di questa applicazione già nel 2012. Tale progetto, che chiameremo “soluzione α ” costituisce la base di partenza dalla quale si è partiti per arrivare poi ad un progetto, che chiameremo “soluzione β ”, molto diverso nelle soluzioni costruttive e nel numero di componenti, ma ugualmente funzionale e di più facile montaggio.

La soluzione α di Figura 3.1 presentava un numero molto elevato di componenti e di conseguenza un costo notevole rispetto alla funzione che avrebbe dovuto assolvere, cioè l'equilibramento meccanico di una coppia centrifuga. Ciò che è stato mantenuto tale e quale da una soluzione all'altra, è la posizione dell'applicazione sul motore e l'idea costruttiva di avere un albero controrotante in rotazione, sostenuto da un supporto all'interno del quale si

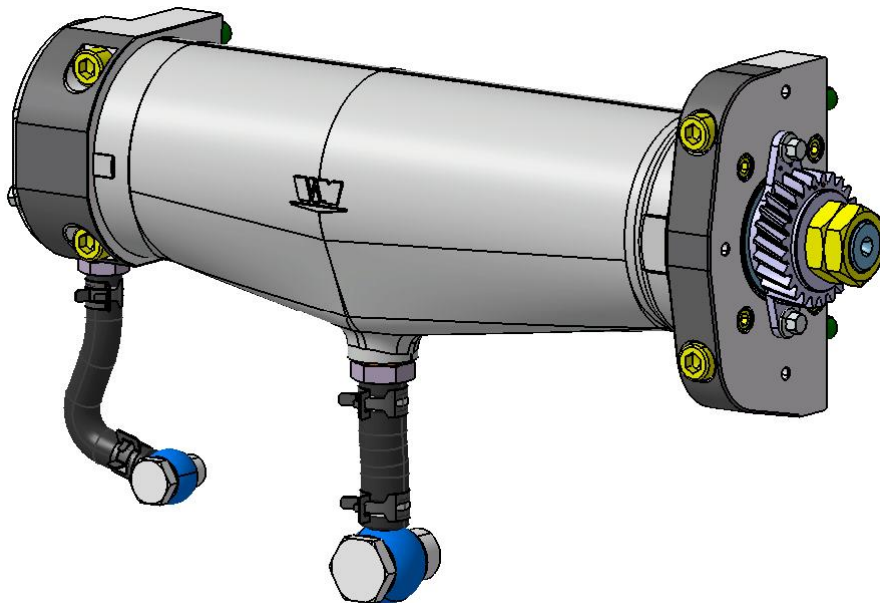


Figura 3.1 - Soluzione dell'applicazione albero controrotante

realizza un circuito dove l'olio può scorrere, andando a svolgere non solamente una funzione lubrificante, ma anche una funzione raffreddante.

3.1.1 Posizione dell'albero controrotante

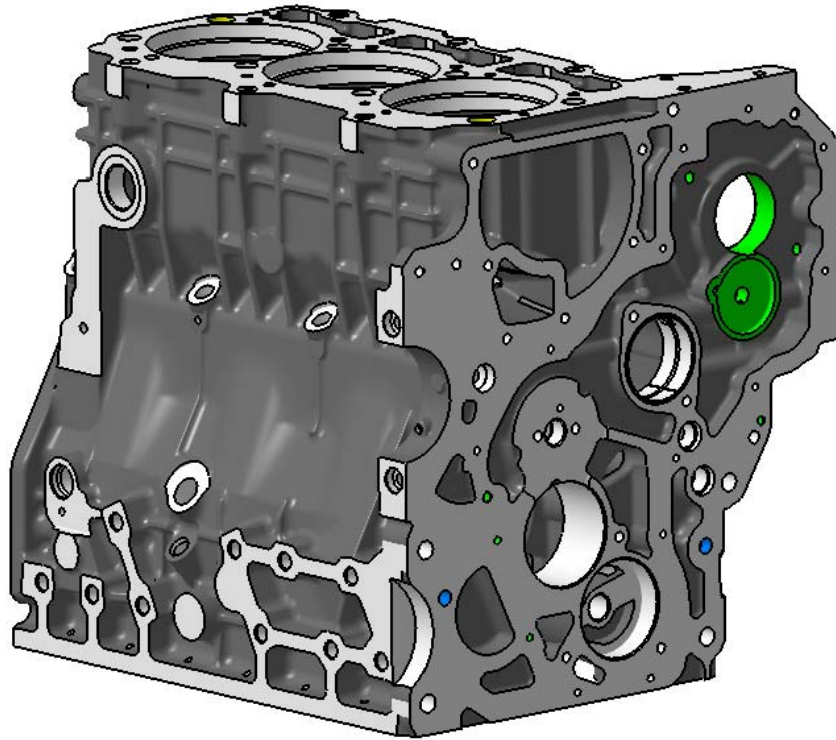


Figura 3.2 - Basamento del motore R753IE4.61A e R753IE4.63A

Per prima cosa si chiarisce qual è la posizione che avrà l'applicazione sul motore. La parte principale del motore dove sono montati tutti gli altri componenti, dall'albero motore all'albero a camme, dalla pompa idraulica alla pompa del gasolio, è costituita dal *basamento*. Il basamento del motore R753 è realizzato in ghisa, in particolare si tratta della ghisa grigia EN-GJL-250 unificata secondo la norma UNI EN 1561, e avente un carico unitario di rottura a trazione pari a 250 MPa. La ghisa grigia è una lega Fe-C-Si, con eventuali elementi di lega aggiunti, caratterizzata dalla presenza di carbonio sotto forma grafitica, in lamelle distribuite nella massa metallica che può essere a struttura ferritica, se il grado di grafitizzazione è pressoché totale, ferritico-perlitica o perlitica, al ridursi del grado di grafitizzazione. La ghisa grigia presenta buone caratteristiche di colabilità e di lavorabilità alle macchine utensili, grazie alla presenza della grafite che interrompe il truciolo e agisce da lubrificante solido. Queste due proprietà sono importantissime in quanto i basamenti dei motori VM giungono in azienda dalla fonderia in configurazione “grezza”, e successivamente sono sottoposti ad un

ciclo di lavorazioni eseguite proprio all'interno degli stabilimenti di Cento. Un numero elevato di lavorazioni e una loro difficoltà realizzativa contribuiscono all'aumento dei costi e, di conseguenza, all'aumento del prezzo finale del motore. E' quindi molto importante che il basamento del motore R753IE4 nella versione con albero controrotante sia il più simile possibile al basamento che si ha nelle altre due versioni del motore, ovvero la R753IE4.61A e la R753IE4.63A visibile in Figura 3.2.

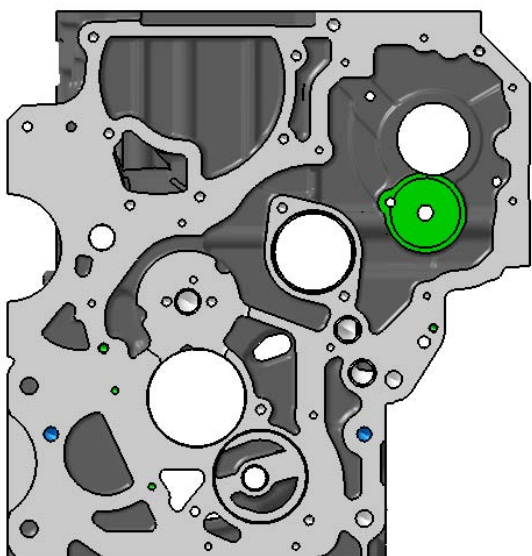


Figura 3.4 - Vista frontale lato distribuzione del basamento del motore R753IE4.61A

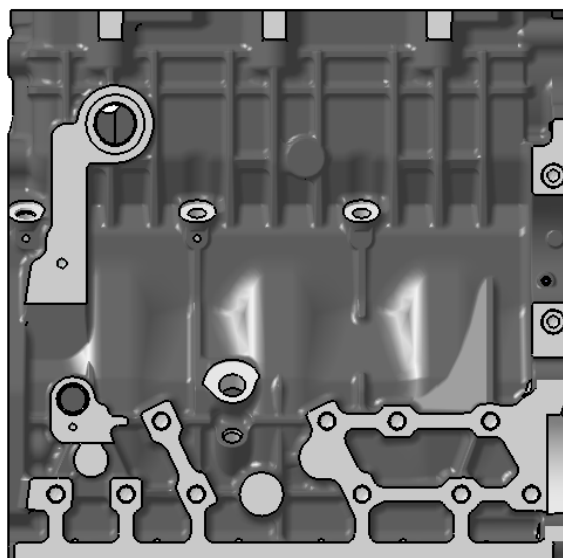


Figura 3.3 - Vista laterale lato collettori dell'aria del basamento del motore R753IE4.61A

Nelle Figure 3.3 e 3.4 sono rappresentate due vedute del basamento utili per capire dove si è pensato di far alloggiare l'albero controrotante con il suo supporto, già agli albori della fase progettuale riguardante la soluzione α . La stessa posizione si è mantenuta anche per la soluzione β , come si vedrà nel proseguo del capitolo, con qualche lieve differenza nelle lavorazioni meccaniche del basamento stesso.

Il lato del basamento destinato ad ospitare l'albero controrotante è quel lato in cui il basamento è predisposto per la *presa di forza*, cioè, guardando il basamento dal lato anteriore, cioè il lato della *distribuzione*, il lato. Tuttavia non è possibile sfruttare il basamento così come si presenta per i motori R753IE4 nelle versioni 61A e 63A, dopo esser stato sottoposto alle varie lavorazioni meccaniche: per queste versioni, sul lato in cui si ritiene opportuno montare l'albero controrotante, il basamento grezzo si presenta con una tasca semicircolare come in Figura 3.4. In questa zona, durante le fasi finali delle lavorazioni che interessano il basamento, si accosta alla tasca un *cappello di supporto pompa (idraulica)*, anch'esso presentante di grezzo una tasca semicircolare, e si serra l'accoppiamento con due viti prima a 30 Nm e poi a 70 Nm. Successivamente viene eseguita una barenatura di diametro 80 mm per

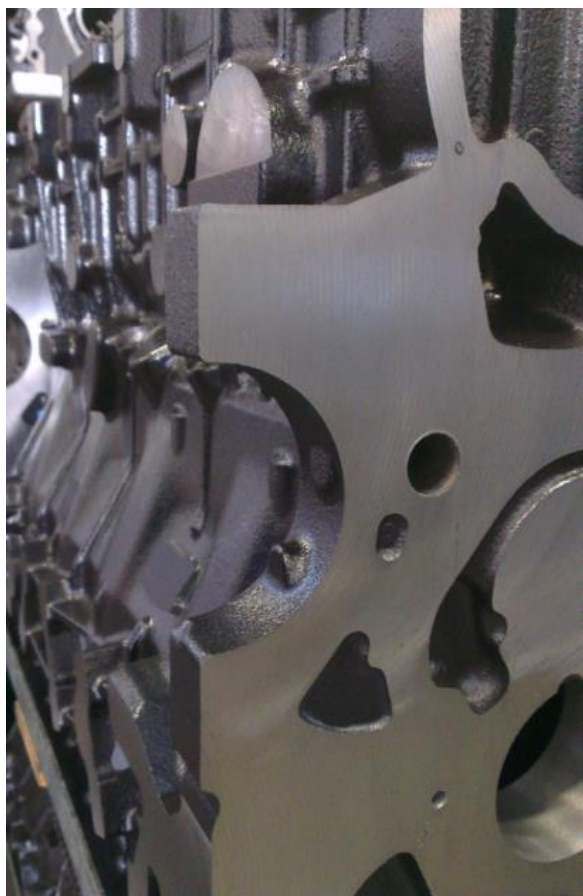


Figura 3.5 – Tasca semicircolare per PDF ancora grezza

lavorare quella che sarà la sede di una bronzina; la lavorazione è eseguita dopo il montaggio del cappello per avere la stessa precisione di circolarità sul basamento e sul cappello stesso. Questa parte del basamento, visibile in Figura 3.6 e 3.7, costituisce, come anticipato, l'alloggiamento per una pompa idraulica (solitamente montata dal cliente) e viene definita *presa di forza*, indicata in seguito con l'acronimo P.D.F.. Nel motore con albero controrotante, la pompa idraulica che consente la movimentazione del *bucket* dello skid, come ad esempio quello di Figura 3.8, non è montata sulla P.D.F., ma si trova dalla parte posteriore del motore e precisamente collegata al volano. La P.D.F., nonostante non venga impiegata per il montaggio della

pompa, non può essere “sfruttata” per l'albero controrotante per un motivo importante di

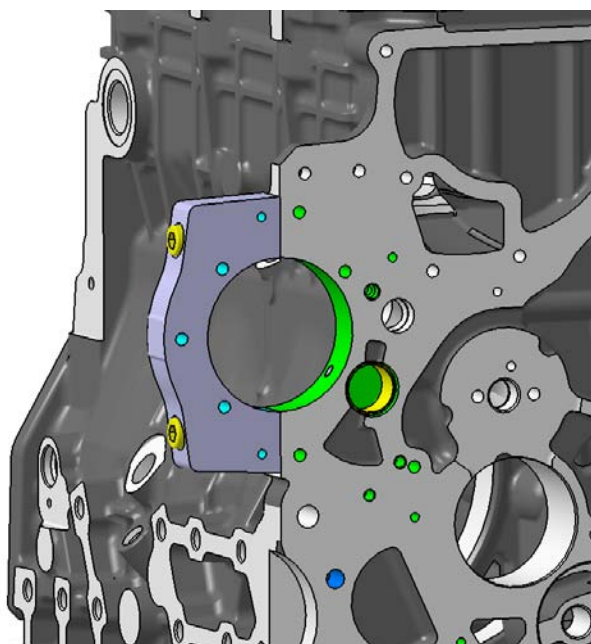


Figura 3.6 - Cappello per presa di forza nel basamento del motore R753IE4.61A

base: l'idea aziendale è quella di progettare l'applicazione internamente nel suo centro progettazione, ma di affidarne la produzione a uno o più fornitori esterni, in modo che essa giunga poi in VM preassemblata e l'operatore, durante l'assemblaggio del motore, la possa montare direttamente sul fianco del basamento solo serrando alcune viti e facendo la posizione del contralbero rispetto a quella dell'albero a gomiti. In questo modo il processo di montaggio è rapido e non aumenta in maniera consistente il tempo ciclo.



Figura 3.8 – Basamento motore R753IE4 con cappellotto per PDF montato e sede circolare lavorata di barenatura

Una P.D.F. come quella di Figura 3.5, che è la attuale P.D.F. del motore, nel tentativo di non aumentare l'ingombro laterale del motore, potrebbe essere riutilizzata per l'albero controrotante solo immaginando che la sede cilindrica funga da primo supporto di banco dove

montare un cuscinetto: in questo caso per montare il contralbero bisognerebbe introdurlo da dietro sulla P.D.F., e poi uno alla volta si dovrebbero montare tutti gli altri componenti necessari per il funzionamento dell'applicazione: supporto posteriore, coperchio, guarnizioni, viti, tubi scarico olio, ecc.

In questo modo ci si discosta dall'idea di ricevere in azienda l'albero controrotante preassemblato con tutte le sue parti e pronto da essere montato sul fianco del basamento, ma questa è una rinuncia che per costi di



Figura 3.7 – Esempio di bucket per Skid Steer Loader

produzione e di montaggio l'azienda non ha intenzione di fare. Quindi la soluzione α del 2012 prevede una modifica del grezzo del basamento in modo da non avere più la tasca semicircolare, ma una superficie piana alla quale si accoppierà un'altra superficie piana ricavata sul supporto dell'albero controrotante. Il grezzo del basamento, infatti, è stato modificato aggiungendo del materiale nella tasca destinata alla P.D.F., come mostrato in Figura 3.9.

In questo modo è possibile, in sede di lavorazioni meccaniche, realizzare una tasca rettangolare per l'accoppiamento con una faccia piana del supporto anteriore del contralbero. In figura 3.8 si può vedere come apparirà il basamento per far sì che all'interno della tasca di altezza 154 mm si possa accoppiare il supporto anteriore del contralbero. Il punto di intersezione degli assi tratteggiati in basso a destra in figura, rispetto ai quali è quotata la lavorazione, rappresenta l'asse di rotazione dell'albero a gomiti. L'asse di rotazione dell'albero controrotante è, invece, il punto di intersezione degli assi tratteggiati che distano 103 e 130 mm dall'asse di rotazione dell'albero motore.

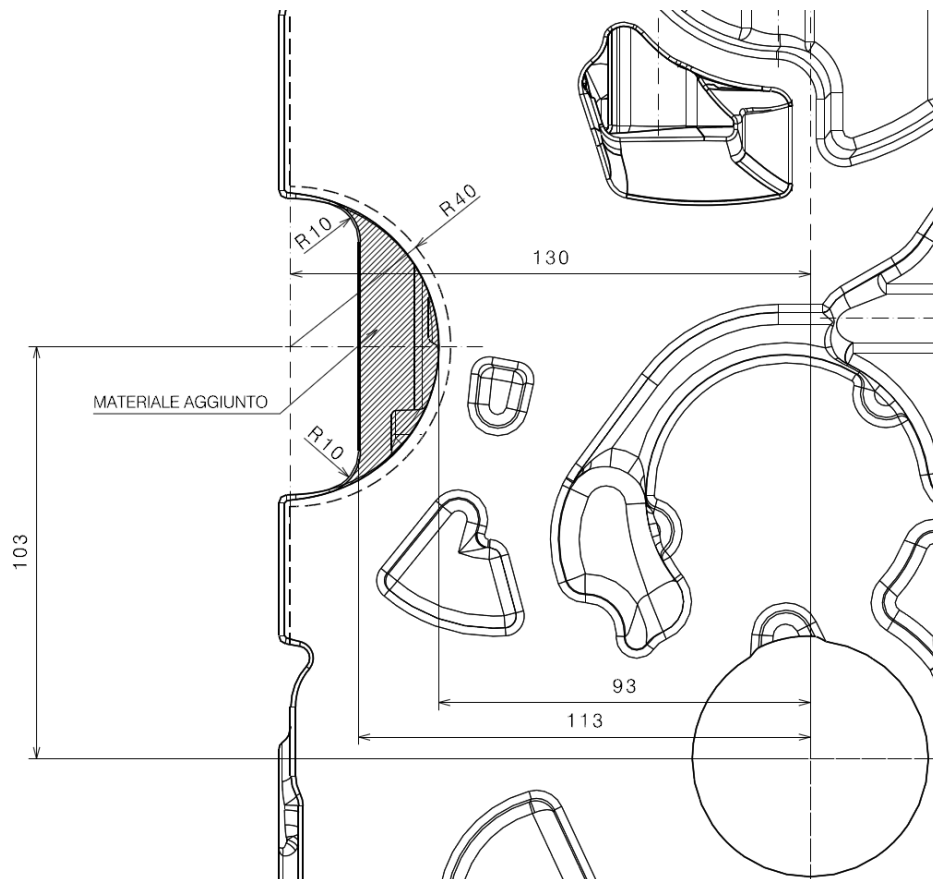


Figura 3.9 - Studio del materiale da aggiungere alla tasca grezza semicircolare per albero controrotante

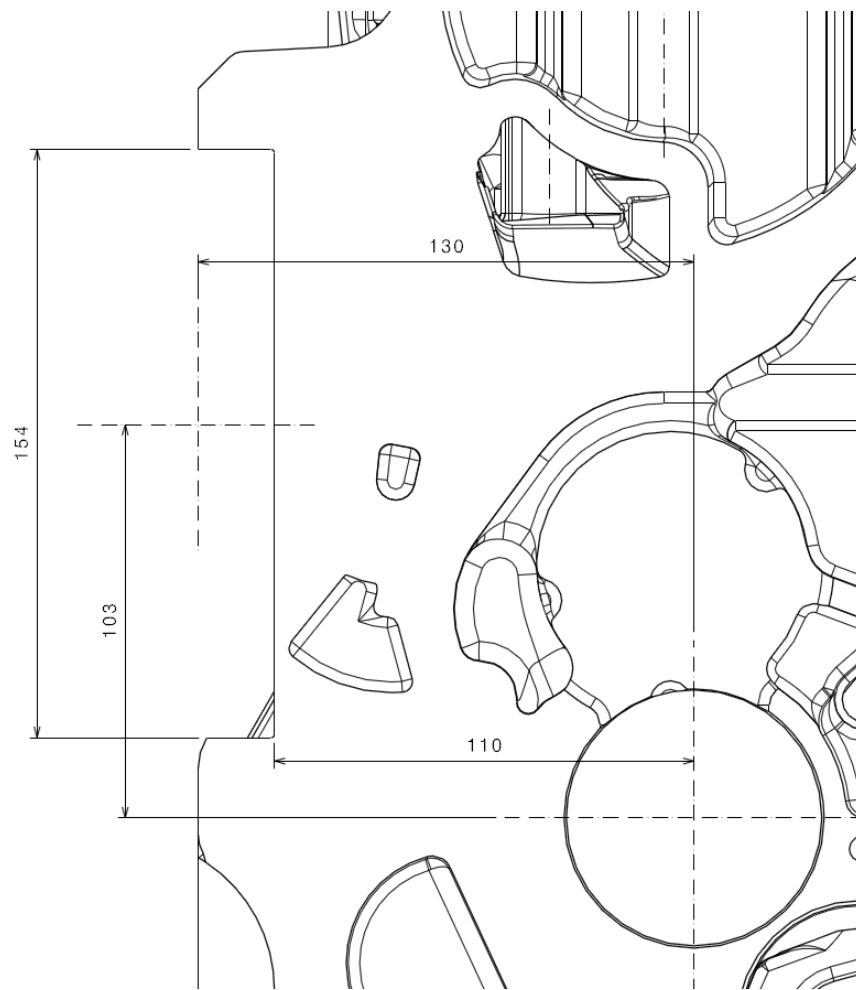


Figura 3.10 - Lavorazione sul basamento per accoppiamento con il supporto anteriore dell'albero controrotante

3.1.2 Descrizione della soluzione α

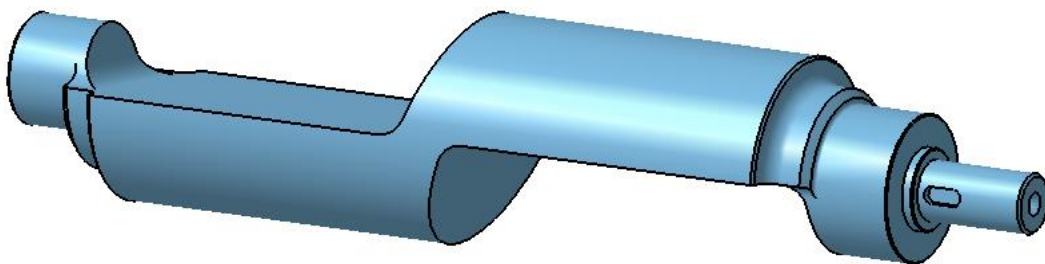
Si è già detto più volte che il progetto dell'albero controrotante affrontato in questo elaborato non è avvenuto senza un punto di partenza; infatti tra la fine del 2012 e l'inizio del 2013, si è giunti in azienda ad una configurazione ben definita dell'applicazione albero controrotante (quella che abbiamo fin qui chiamato soluzione α), ma tuttavia non ottimale e non ancora definitiva. La soluzione α non ha mai visto la produzione e quindi non è mai stata industrializzata con tutte quelle che possono essere le modifiche necessarie da apportare a un progetto, modifiche che risultano imprescindibili solo se lo sviluppo raggiunge la fase di montaggio.

L'albero controrotante deve generare, ruotando alla stessa velocità dell'albero a gomiti, una coppia centrifuga che riesca ad equilibrare metà della coppia risultante dovuta alle forze alterne del 1° ordine, pari a 572,93 Nm, calcolata al paragrafo 2.5.3.3. Affinché questo

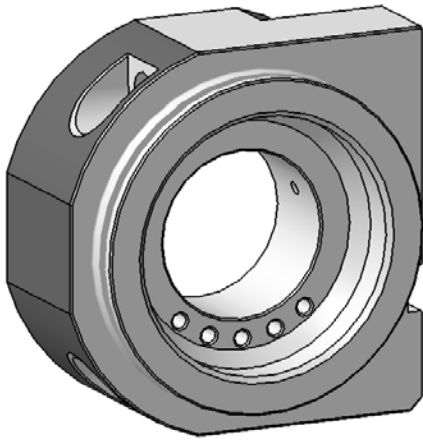
accada, l'albero deve avere due masse eccentriche originanti ciascuna una forza centrifuga. Le due forze centrifughe, aventi verso opposto ed essendo parallele, generano una coppia pari a $F \cdot b$ dove F è la forza centrifuga di ciascuna massa e b è il braccio tra le forze. La soluzione α prevede un albero in acciaio sostenuto da un supporto composto di tre parti: supporto anteriore con sede per un cuscinetto, coperchio centrale (carter) e supporto posteriore con sede per l'altro cuscinetto. Il carter collega i due supporti, quello anteriore e quello posteriore, che sono a loro volta fissati al basamento con due viti ciascuno. Il supporto anteriore è fissato al basamento in quella zona dove per le versioni 61A e 63A si ha la P.D.F., mentre il supporto posteriore, tenuto conto della lunghezza del contralbero e del fatto che il contralbero deve ruotare mantenendosi perfettamente parallelo all'albero a gomiti, è montato sul basamento in una zona vicina al volano, verso la fine del fianco del basamento.

I due supporti sono stati pensati in ghisa grigia EN-GJL-250, lo stesso materiale di cui è fatto il basamento, mentre il carter, essendo una lamina sottile spessa non più di 4-5 mm è stato pensato di alluminio, in particolare l'UNI EN 1706 AC. Le immagini seguenti mostrano la forma dei componenti dell'applicazione fin qui descritti.

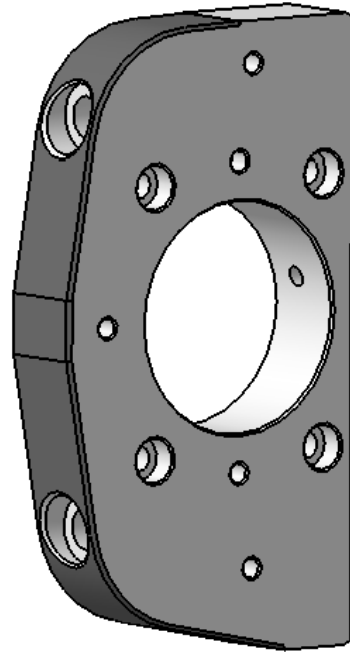
Albero controrotante e supporti costituiscono gli elementi principali dell'applicazione. A questi si aggiunge una serie di componenti che svolgono funzioni di tenuta e scarico dell'olio lubrificante (*guarnizioni, O-Rings, tubi e manicotti*), funzioni di trasferimento del moto (*ruota dentata*), funzioni di posizionamento (*rasamento del contralbero*), e funzioni di sostegno (*viti e bulloni*).



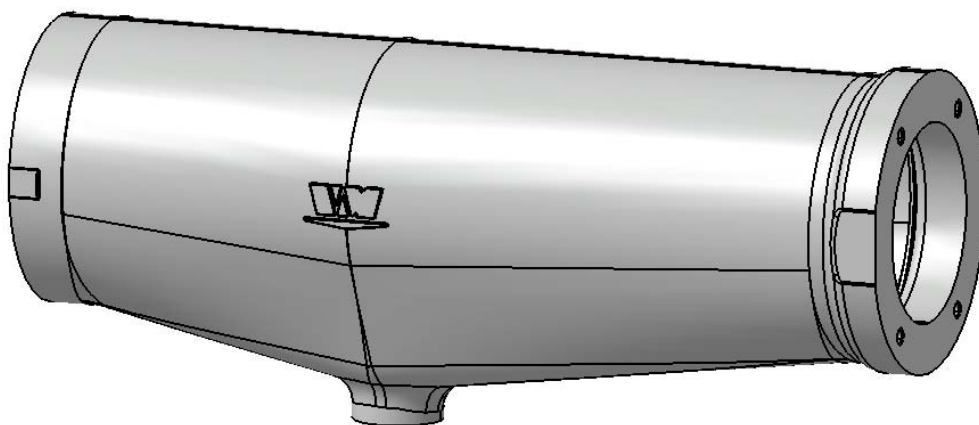
Albero controrotante della soluzione α



Supporto anteriore per la soluzione a.



Supporto anteriore per la soluzione a.



Carter per la soluzione a.

Il numero di questa seconda serie di parti dipende molto dal fatto che il supporto sia costituito da 3 elementi. Infatti tanto più numerose sono le parti che formano il supporto dell'albero e tanto più elevato è il numero di componenti come guarnizioni, O-rings, tubi, ecc., necessari per garantire il buon funzionamento dell'applicazione. Nella tabella che segue sono indicati tutti i componenti della soluzione α esclusi i supporti, il carter e il contralbero: il numero totale dei componenti è 47. Tra questi ve ne sono alcuni dai quali non si può prescindere, come le viti di fissaggio dei supporti o la ruota dentata $Z=25$ che riceve il moto dalla distribuzione di ingranaggi costituita da *albero motore*, *rinvio centrale* e *ruota oziosa*, mentre a molti altri si potrebbe rinunciare costruendo un supporto in due pezzi piuttosto che tre, o addirittura in pezzo unico. Ragionando in maniera approfondita sullo scarico dell'olio lubrificante si potrebbe ridurre anche il numero dei componenti che costituiscono questo circuito.

TIPO DI COMPONENTE PER LA SOLUZIONE α	QUANTITÀ
MANICOTTO PORTAGOMMA R43-18-5/8 FORO INTERNO_D_12 CH24	1
BOCHETTONE PORTAGOMMA D_INTERNO 7 M14X1,5 CH 19	1
BULLONE FORATO B28-14 CH19 DIN 7623	1
ANELLO ORIENTABILE A40-1410 FORO D_7 VENTURINI	1
BULLONE FORATO M22 CH27 FORO INTERNO D_12 DIN 7623	1
ANELLO ORIENTABILE A40-2215 VENTURINI	1
LINGUETTA FORMA A 12X8 L=30 UNI6604-A I	1
BOCCOLA ANTERIORE ALBERO CONTROROTANTE	1
FASCETTA A MOLLA 15/12 CK75 NERA	2
FASCETTA A MOLLA 20/12 CK75 NERA	2
VITE TCEI UNI 5931 M5X0,8X10 8.8 CON ESLOK PARZIALE	1
VITE TCEI UNI 5931 M10X1,5X90 8.8	4
VITE TCEI UNI 5931 M6X1X30 8.8	4
DADO ESAGONALE BASSO UNI EN ISO 4035 M22X1,5	2
LINGUETTA A6X6X15 UNIM-92 R=>590N/MM2(60KGF/MM2)	1
VITE FLANGIATA ISO 4162 M6X1X14 10.9	5
GUARNIZIONE 14X18X1,5 DIN7603	3
GUARNIZIONE 20X26X1,5 DIN7603	1
GUARNIZIONE 22X27X1,5 DIN7603	2
O-RING 5.28x1.78	2
O-RING 82,22X2,62	1
O-RING 66,4X1,78	1
COPERCHIO SUPPORTO	1
BRONZINA POSTERIORE ALBERO CONTROROTANTE	1
RUOTA DENTATA Z=25 PER ALBERO CONTROROTANTE	1
TUBO IN GOMMA SCARICO OLIO POSTERIORE	1
TUBO IN GOMMA SCARICO OLIO CENTRALE	1
FLANGIA RASAMENTO ALBERO CONTROROTANTE	1
GUARNIZIONE COPERCHIO CONTROLBERO	1
COMPONENTI TOTALI	47

Nella soluzione α , l'olio in pressione raggiunge le sedi dei cuscinetti tramite dei fori praticati sul basamento. Nella sede di ciascun cuscinetto è prevista una boccola, cioè un cuscinetto a strisciamento formato da un unico anello cilindrico e non due semi gusci circolari, come sono invece le bronzine. L'olio, una volta svolta la sua funzione lubrificatrice e raffreddatrice, ritorna in coppa attraverso due circuiti, ognuno composto da un *manicotto*, un *tubo in gomma*, un *anello orientabile* un *bullone forato* (avvitato in un foro praticato sul basamento), e degli anelli di rame fungenti da *guarnizioni*. I circuiti di scarico sono due (Figura 3.9), uno raccoglie l'olio proveniente dalla parte retrostante il cuscinetto posteriore ed è montato sul supporto posteriore, l'altro raccoglie l'olio che giunge da due zone, dalla parte frontale del cuscinetto posteriore e dalla parte retrostante del cuscinetto anteriore ed è montato sul carter. Resta da scaricare l'olio che fuoriesce dalla parte frontale del cuscinetto anteriore, il quale finisce direttamente all'interno del *coperchio anteriore* in antiphon del basamento insieme all'olio scaricato dagli altri ingranaggi della distribuzione.

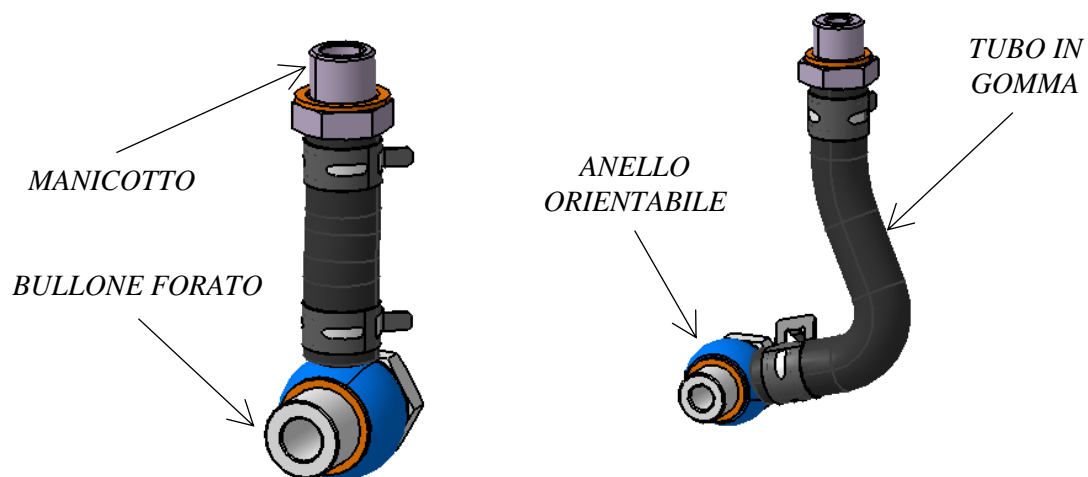


Figura 3.11 – Tubi di scarico olio

Per quanto riguarda il moto del contralbero e il sistema di ingranaggi è bene sottolineare che l'albero ruota con verso opposto a quello dell'albero a gomiti, ma alla stessa velocità angolare. Per realizzare questo tipo di movimento rotatorio il rapporto di trasmissione tra albero a gomiti e albero controrotante dev'essere uguale a 1 ($Z=25$ per entrambi) e tra i due devono essere interposte altre due ruote dentate che ingranano tra loro. Se ce ne fosse solo una, i due alberi ruoterebbero nello stesso verso, orario se si guarda il motore dal lato della distribuzione, perciò è assolutamente necessario avere due ruote dentate. Una di queste è costituita dal *rinvio centrale*, che nelle versioni già esistenti del motore (R753IE4.61A, R753IE4.63A) ha la funzione di trasmettere il moto all'albero a camme. Nella versione del motore con albero controrotante, il *rinvio centrale* mantiene il compito di trasferire il moto

all'albero a camme, ma viene sfruttato anche come la prima di quelle due ruote dentate che è necessario avere per trasferire all'albero controrotante un moto rotante con verso contrario a quello dell'albero a gomiti. Il *rinvio centrale* è dotato di 36 denti.

La seconda ruota dentata è stata definita come *ruota oziosa* e il suo supporto è fissato al basamento con tre viti. Questa *ruota oziosa* è posizionata a sinistra del *rinvio centrale*, nella stessa posizione in cui nei motori R753IE4.61A e R753IE4.63A c'è una ruota dentata di rinvio, che trasferisce il moto alla pompa idraulica che il cliente monta sulla presa di forza.

Affinché l'albero controrotante possa ricevere il moto dalla *ruota oziosa*, si monta su di esso una ruota dentata avente lo stesso numero di denti della ruota dentata che si ha sull'albero a gomiti, esattamente pari a 25. Il sistema di fissaggio della ruota dentata sull'albero controrotante è costituito da una linguetta che rende solidale il moto della dentatura con quello dell'albero, e da due dadi esagonali per il fissaggio e il blocco della ruota dentata. Nella figura che segue, è rappresentata la distribuzione degli ingranaggi fin qui descritta. Tutte le ruote dentate hanno una dentatura elicoidale. Nella Figura 3.11, invece, è rappresentata l'applicazione albero controrotante nella soluzione α montata sul motore, insieme ad altri componenti quali *campana*, *coppa dell'olio*, *pompa dell'acqua* e *testa bilancieri*.

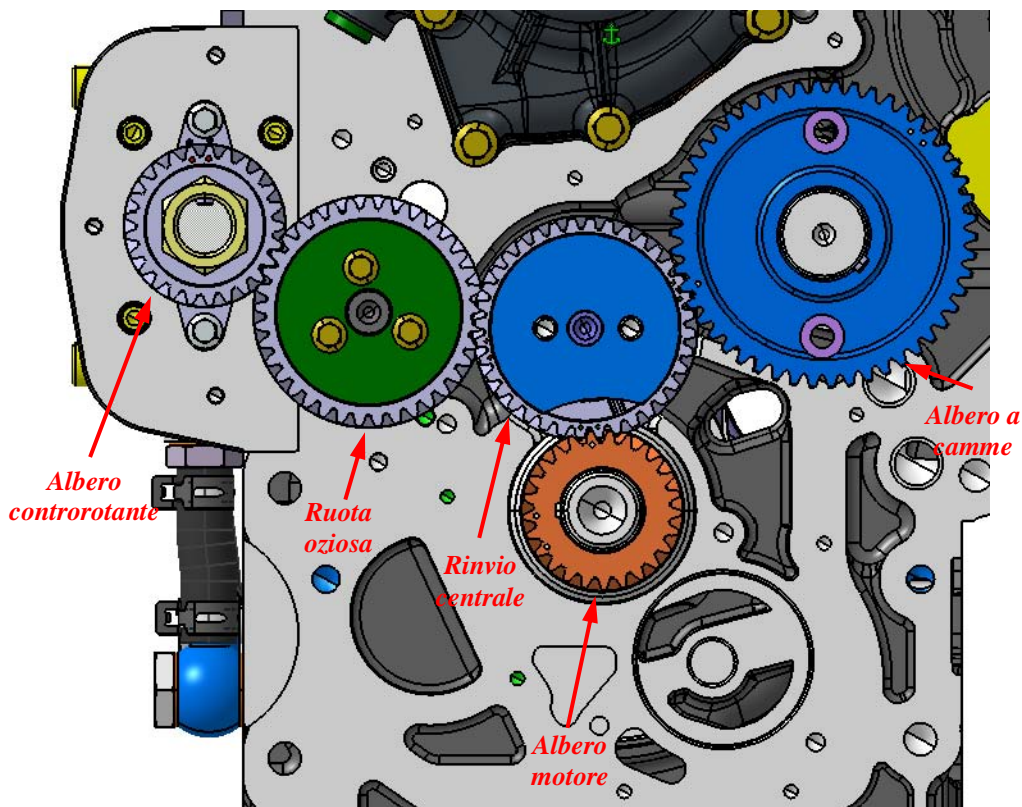


Figura 3.12 - Ingranaggi della distribuzione del motore R753IE4 con albero controrotante nella soluzione α

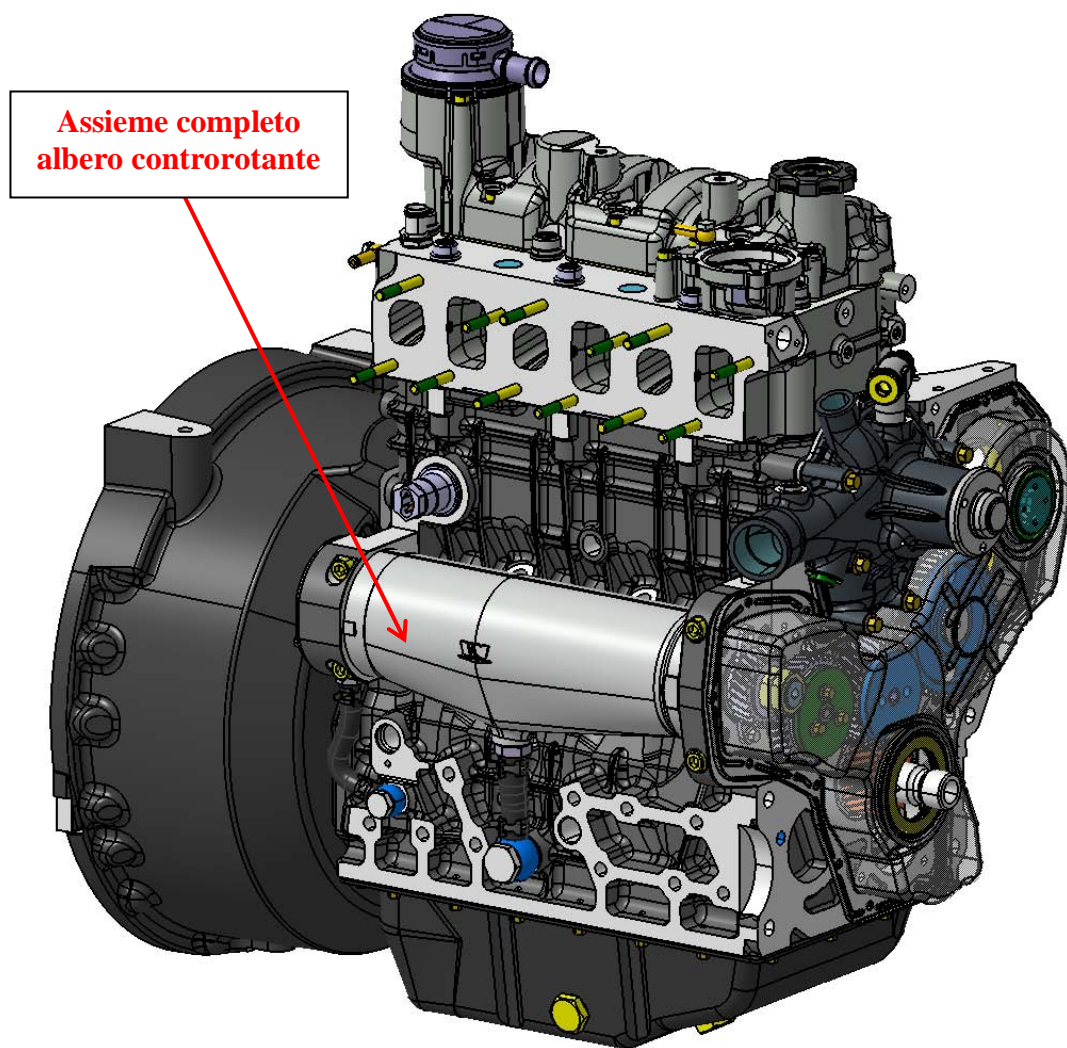


Figura 3.13 - Motore R753IE4 con albero controrotante nella soluzione α

3.2 Interventi di modifica e miglioramento del progetto esistente

La soluzione α , punto di partenza del progetto di questo elaborato, presentava numerosi svantaggi, legati soprattutto al cospicuo numero di componenti, agli elevati costi di produzione e alla durata oltre che alla difficoltà di assemblaggio. Da qui è nata l'idea di progettare una nuova soluzione dell'albero controrotante che adempisse al medesimo compito della soluzione α , ma con costi inferiori e maggior semplicità sia costruttiva che di montaggio sul motore.

3.2.1 Ruota dentata sul contralbero

La prima modifica alla soluzione α riguarda la ruota dentata dell'albero controrotante. La soluzione α presenta una ruota dentata che viene realizzata a parte rispetto all'albero e poi montata attraverso una *linguetta* che la vincola all'albero. Due *dadi esagonali bassi*, avvitati successivamente sul contralbero, impediscono alla ruota dentata di sfilarsi. Una scelta di questo tipo prevede che ci siano alcuni componenti commerciali da acquistare esternamente, come linguetta e dadi esagonali, e un componente che dev'essere prodotto su specifiche VM da un fornitore esterno, cioè la ruota dentata.

L'alternativa sviluppata per la ruota dentata è basata sull'idea di realizzare la dentatura "di pezzo" direttamente sull'albero controrotante. La forma dell'albero grezzo sarà tale da poter realizzare direttamente sull'albero nella posizione desiderata la dentatura elicoidale con un utensile creatore. Questa soluzione consente di risparmiare in termini di numero di componenti, in quanto non sarebbero più necessari linguetta e dadi esagonali, ma anche di conseguenza in termini economici. Con quest'alternativa il tempo di assemblaggio della sola applicazione albero controrotante, che da decisione aziendale sarebbe commissionato al fornitore dell'albero o del supporto (le due strutture principali dell'applicazione), si ridurrebbe delle attività di montaggio linguetta, ruota dentata e dadi esagonali.

In Figura 3.12 sono mostrate le due soluzioni, a sinistra quella con la ruota dentata realizzata a parte e fissata con dadi e linguetta all'albero e a destra la ruota dentata ricavata direttamente sul profilo dell'albero. La soluzione di destra mostra immediatamente un altro vantaggio, cioè il fatto di poter recuperare lo spazio immediatamente a destra della ruota dentata per poter avere della massa di materiale che contribuisce anch'essa a generare la coppia desiderata.

In questo caso, infatti, la ruota dentata non dev'essere infilata nell'albero com' era stato

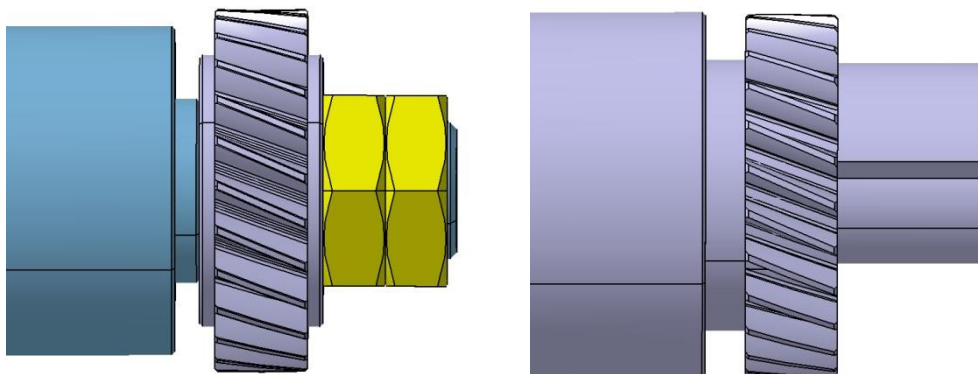


Figura 3.14 - Due differenti soluzioni di montaggio della ruota dentata sul contralbero

pensato per la soluzione α , e quindi lo spazio in più a disposizione per l'albero stampato torna utile per l'equilibratura. Un limite di quest' alternativa è rappresentato dal fatto che la dimensione del perno del cuscinetto anteriore deve essere, anche se è sufficiente che lo sia di poco, maggiore del diametro esterno della dentatura, per ragioni di montaggio. Questo aspetto dimensionale sarà meglio chiarito e discusso in seguito trattando il design del contralbero, dei supporti e dei cuscinetti.

3.2.2 Supporto contralbero e scelta dei materiali

Soluzione α

Rispetto alla soluzione aziendale α di partenza, si sono studiate due alternative riguardanti la struttura del supporto per il contralbero. La soluzione α presenta, come già visto nel paragrafo 3.1.2, un supporto composto da tre parti e per questo motivo, un numero di elementi "secondari" elevato. Il coperchio dell'albero, detto anche Carter, è fissato al supporto anteriore con quattro tiranti (viti M6), e tra i due componenti vi è una guarnizione che impedisce la fuoriuscita dell'olio. Nella zona retrostante, il Carter avvolge parte del supporto posteriore avendo un diametro maggiore e la tenuta è garantita da un O-Ring di diametro interno pari a 82,22 mm. Mantenendo un supporto di questo tipo (Figura 3.13), suddiviso in tre parti, non si può ridurre il numero di componenti "secondari", poiché in qualche modo bisogna impedire la fuoriuscita dell'olio lubrificante e tenere ancorate le varie parti l'una all'altra.

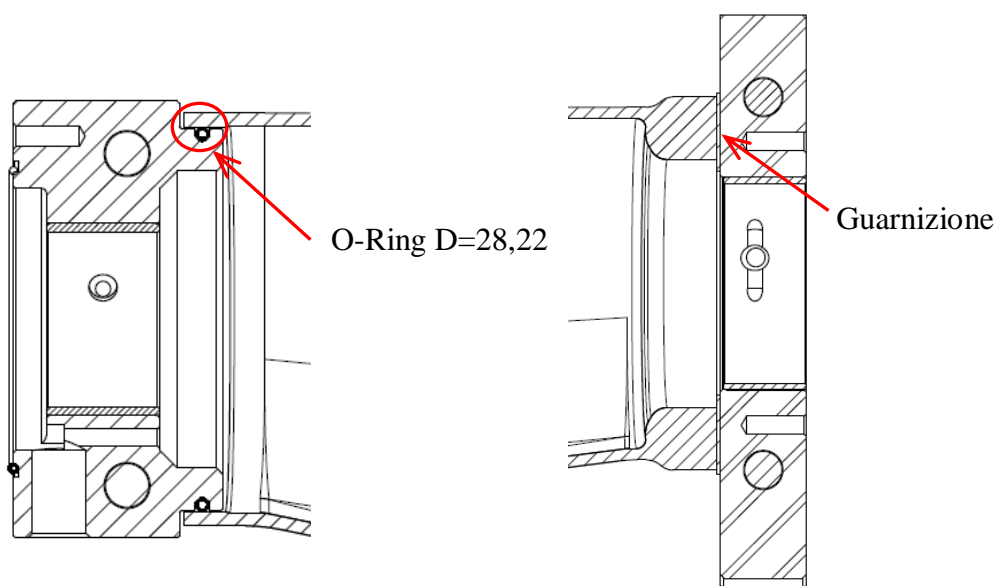


Figura 3.15 – Particolari riguardanti il fissaggio del Carter ai supporti nella soluzione α .

Soluzione β

L'obiettivo primario che ha accompagnato la progettazione del nuovo albero controrotante è stato la riduzione del numero delle parti che avrebbero composto l'applicazione, in particolare, in base a quanto già affermato, il numero degli elementi che costituiscono il supporto dell'albero.

Inizialmente è sembrato difficile poter realizzare un supporto formato da un unico pezzo, poiché in questo caso l'albero, in fase di preassemblaggio, verrebbe inserito nel supporto da davanti o da dietro e di conseguenza la dimensione delle sedi dei cuscinetti dovrebbe essere molto grande, per poter alloggiare le boccole e per consentire il passaggio delle masse controrotanti durante il montaggio dell'albero stesso. Così si è pensato di procedere considerando una prima alternativa, cioè un supporto composto di due parti, di cui una formata dal supporto anteriore con integrato il carter (Figura 3.14) e un'altra formata dal solo supporto posteriore. In questa configurazione non è richiesta la guarnizione che nella soluzione α era interposta tra supporto anteriore e carter, e si eliminano anche le 4 viti M6 che, sempre nella soluzione α , fungevano da tiranti per il fissaggio del carter al supporto anteriore. La nuova forma del supporto, tuttavia, non è in accordo con la scelta dei materiali. Infatti, non è pensabile realizzare in ghisa grigia il supporto anteriore con il carter integrato, in quanto la funzione del carter è solamente quella di proteggere l'albero e di impedire la fuoriuscita dell'olio lubrificante; esso non ha nessuna funzione di tipo strutturale, affidata invece ai due supporti principali su cui sono ricavati i cuscinetti. A fronte di questo, l'intero carter realizzato in ghisa, date le sue dimensioni di massima, avrebbe un peso molto elevato, nonostante i piccoli spessori con cui era stato progettato già nella soluzione α . A questo si aggiunge il fatto che la ghisa non è il materiale più adatto per realizzare spessori contenuti, in questo caso necessari per ridurre al minimo gli ingombri, e dunque questa soluzione viene ben presto abbandonata.

Nasce quindi l'idea di realizzare un supporto in due pezzi, ma non più di ghisa, bensì di alluminio, con un processo di fusione. L'alluminio scelto è l'EN AC 43100 secondo la UNI EN 1706. Questa configurazione può essere indicata come "soluzione β ". L'alluminio riduce notevolmente il peso del supporto avendo una densità di gran lunga inferiore a quella della ghisa e consente di raggiungere spessori anche di 4-5 mm. In questo caso il dubbio riguarda la resistenza del materiale, in quanto è vero che l'alluminio riduce la massa del supporto, ma è altrettanto vero che ha un carico unitario di rottura a trazione inferiore a quello della ghisa e ovviamente anche a quello dell'acciaio. Un'analisi agli elementi finiti, discussa

dettagliatamente nelle pagine che seguono, chiarisce come le basse tensioni in gioco non pregiudichino la scelta dell'alluminio come materiale di fabbricazione del supporto e quindi delle due parti che lo costituiscono. Sul supporto, in corrispondenza alle sedi dei cuscinetti dove alloggiavano i perni del contralbero, sono realizzati dei fori per il montaggio di tutta l'applicazione sul basamento con, in totale, 4 viti M10. Il sistema di fissaggio tra il carter e il supporto posteriore è stato mantenuto identico alla soluzione α , quindi con un O-Ring che funge da tenuta per evitare la perdita d'olio.

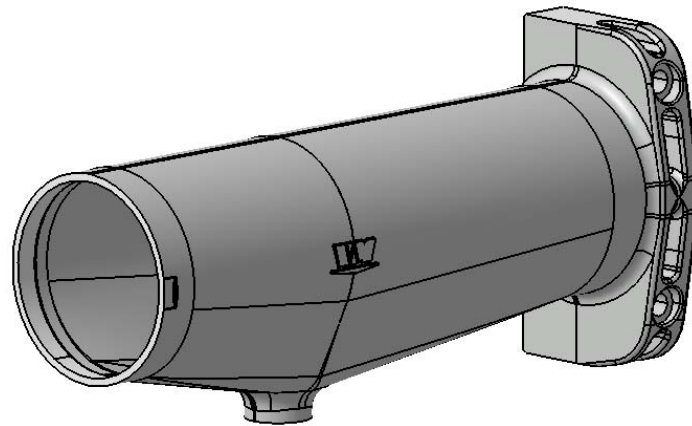


Figura 3.16 – Supporto anteriore con Carter integrato per la soluzione β

Soluzione γ

Presentando un numero inferiore di componenti, in termini di costi e di praticità di montaggio, la soluzione β con supporto in due pezzi può essere ancora migliorata, soprattutto dopo un'attenta analisi riguardante diversi fattori: dimensioni del contralbero per ottenere la coppia centrifuga desiderata, diametri delle sedi dei cuscinetti sui supporti, spessori minimi per la resistenza del materiale, massima profondità di lavorazione sulla parete del basamento. Tutte queste considerazioni verranno descritte in maniera approfondita nel Capitolo 4 dove sarà trattata la progettazione particolareggiata del contralbero e del supporto riferiti alla soluzione definitiva γ . Per il momento ci si limita a dare una veduta d'insieme di questa alternativa, per mostrarne i vantaggi rispetto alle due soluzioni precedentemente descritte.

La progettazione del contralbero non è slegata da quella del supporto, infatti le due vanno di pari passo, ovvero le modifiche che si apportano al supporto hanno delle influenze anche sulla progettazione del contralbero e viceversa. L'alternativa γ presenta un supporto realizzato come un'unica fusione in sabbia di alluminio EN AC 43100, in cui l'albero è pensato inserito dal foro che costituisce la sede del cuscinetto posteriore, e quindi inserito da dietro. Per ragioni di montaggio, il diametro del perno posteriore del contralbero deve essere maggiore

del diametro delle masse controrotanti eccentriche dell'albero stesso. Apparentemente questa soluzione, visibile in Figura 3.15, sembra realizzabile, ma deve essere verificata dal punto di vista della resistenza del materiale e della fattibilità costruttiva. La zona di colore arancione visibile in figura rappresenta l'anima della fusione di alluminio, in questo caso sabbia. A differenza delle altre versioni del supporto fin qui descritte e rappresentate dalle immagini, nella soluzione γ è stato modificato anche il sistema di scarico dell'olio. Poiché l'olio arriva in pressione ai due cuscinetti, nel caso del cuscinetto posteriore si può pensare di scaricare l'olio solamente dal lato anteriore del cuscinetto, spostando il manicotto per il montaggio del tubo in gomma di scarico il più vicino possibile proprio al cuscinetto posteriore. In questo modo dal cuscinetto al manicotto di scarico il supporto è inclinato di 45° ed è garantito lo scarico dell'olio anche nel caso in cui l'escavatore si trovi a lavorare in posizione inclinata. Lo stesso problema non c'è per il cuscinetto anteriore in quanto esso ha due vie di scarico olio, una data sempre dal supporto, seppur con un'inclinazione minore di 45° , e una costituita dalla parte anteriore dove si trova il coperchio della distribuzione di ingranaggi.

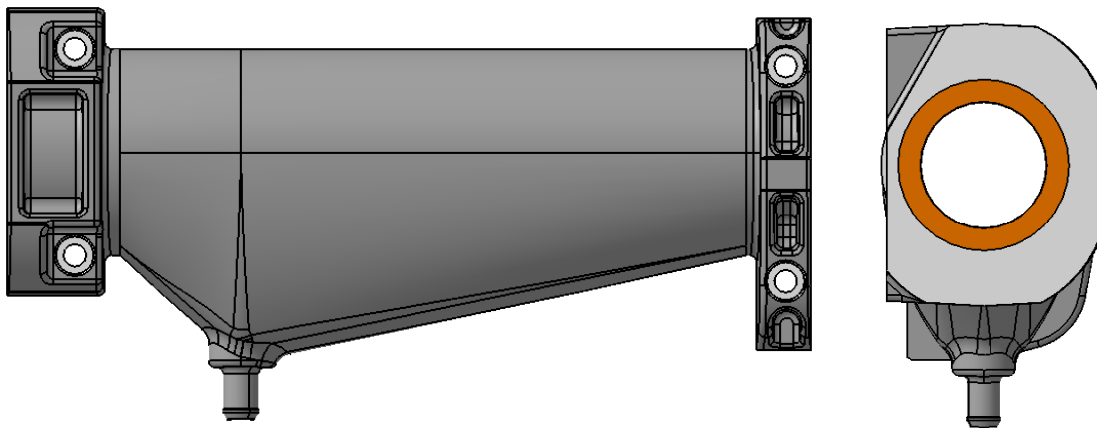


Figura 3.17 – Supporto in pezzo unico per la soluzione γ

3.2.3 Studio dei cuscinetti: eliminazione delle boccole

Fino a questo momento si è sempre pensato di realizzare un albero destinato a ruotare su due cuscinetti a strisciamento, come quello di Figura, montati sul supporto. In questo caso non è necessario avere un cuscinetto costituito da due pezzi semicircolari tra loro accoppiati (*bronzine*), come si ha per i cuscinetti di banco dell'albero a gomiti e i cuscinetti di biella, ma è possibile montare sul supporto due cuscinetti costituiti da un unico pezzo tubolare, detti *boccole*. I cuscinetti permettono la lubrificazione degli organi in moto relativo, creando un film d'olio che impedisca il contatto diretto tra le parti accoppiate. L'olio lubrificante, inoltre,

raffredda le superfici dei cuscinetti mediante un adeguato flusso d'olio e asporta dai cuscinetti i prodotti dell'usura. Sebbene la funzione di questi cuscinetti sia fondamentale e imprescindibile, la loro presenza nel progetto implica dei costi ulteriori. Tali costi sono legati al materiale, ma soprattutto al fatto che il bronzinaio dovrà realizzare delle *boccole* dedicate all'albero controrotante del motore R753IE4 prodotto da VM, qualora il progetto non preveda un cuscinetto esattamente uguale a uno di quelli utilizzati in azienda per uno qualsiasi degli altri motori a catalogo.

Si sviluppa l'idea di realizzare un'applicazione in cui l'albero controrotante possa funzionare e muoversi direttamente sul supporto di alluminio. Da questo punto di vista, l'esperienza aziendale gioca un ruolo determinante, perchè esistono altri motori realizzati da VM che presentano una soluzione simile a quella che si vuole realizzare per l'albero controrotante, ovvero un corpo rotante direttamente sul suo supporto senza i cuscinetti a strisciamento, garantendo in ogni caso la lubrificazione forzata.

Tra i motori industriali VM della categoria OFF ROAD si colloca il motore R754IE4, un motore 4 cilindri a iniezione diretta con impianto di alimentazione *Common Rail*. L'equilibratura di un motore a 4 cilindri, come il R754IE4, è diversa da quella di un 3 cilindri. In questo motore le uniche grandezze che creano uno squilibrio sono le forze alterne d'inerzia del 2° ordine, e la loro risultante $\sum F_a''$ può essere equilibrata solo con due alberi ausiliari rotanti con velocità doppia a quella dell'albero a gomiti, ma uno rotante nello stesso verso e uno in verso contrario a quello dell'albero a gomiti. Questi due alberi ausiliari saranno da qui in poi richiamati con la definizione di *masse controrotanti*.

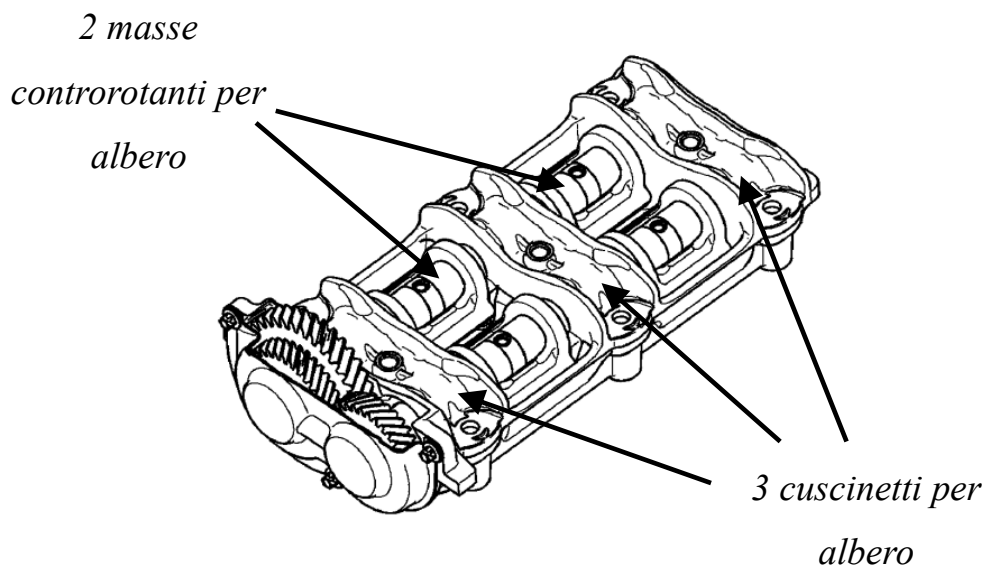


Figura 3.18 – Gruppo masse controrotanti del motore R754IE4

Le masse controrotanti di Figura 3.16, si differenziano dall'oggetto di studio di questo elaborato, ovvero l'albero controrotante, per la posizione in cui sono montate sul motore. Nel motore R754IE4 le masse controrotanti si trovano all'interno della coppa dell'olio. Ciò che merita maggiore attenzione riguarda la loro soluzione costruttiva: si tratta di due alberi rotanti su un supporto di alluminio fissato al piano del basamento inferiore dove poggia la coppa e aventi ciascuno due masse eccentriche, come in Figura 3.17 e 3.18 . Per ognuno dei due alberi i cuscinetti sono 3 e sono costituiti solamente da un perno ricavato sull'albero e dalla sede del perno ricavata sul supporto, senza che siano interposte delle bronzine o delle boccole. Lo studio dei perni a strisciamento di questi due alberi ausiliari ha portato alla conclusione che l'applicazione può funzionare anche in questa configurazione, purché siano verificate le condizioni di lubrificazione forzata.

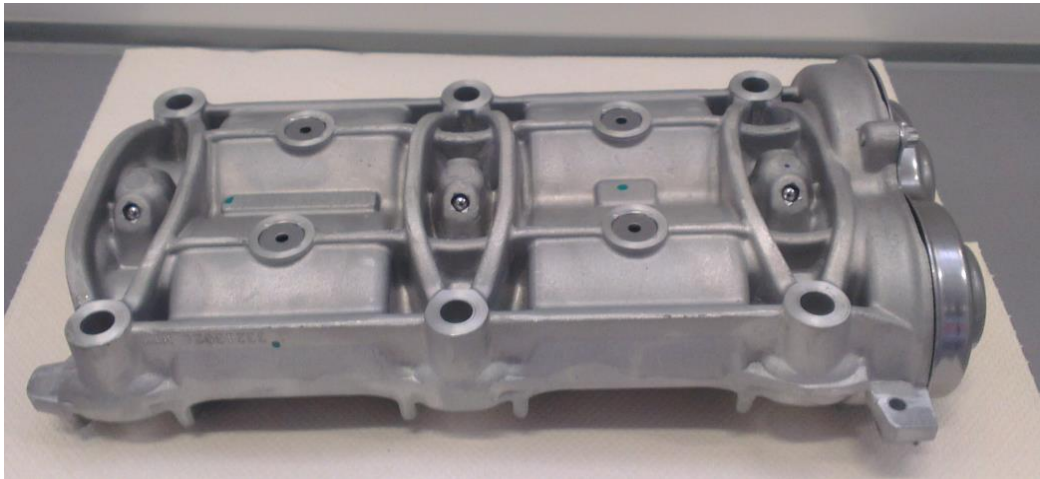


Figura 3.19 – Applicazione masse controrotanti motore R754IE4 vista dal basso



Figura 3.20 - Applicazione masse controrotanti motore R754IE4 vista dall'alto

3.2.3.1 Calcolo dei perni a strisciamento

Il calcolo dei perni a strisciamento prevede quattro calcoli [11]:

- Il rispetto del rapporto di forma l/d , dove l rappresenta la lunghezza assiale del perno, e d il suo diametro. Solitamente è bene che $0,2 \leq l/d \leq 1$;
- La pressione di contatto media p , definita come il rapporto tra carico radiale ed area diametrale, deve essere normalmente inferiore al valore ammissibile di 2 MPa (a volte si accettano valori fino a 5 MPa);
- L'indice di smaltimento di calore W , definito come

$$W = \frac{P N}{l}$$

deve soddisfare la Tabella 3.1.

- La resistenza meccanica deve essere soddisfatta. Se il perno è intermedio, è calcolato a resistenza come una qualunque parte dell'albero, a flessione ed a torsione. Se il perno è di estremità, è nullo il momento torcente sul perno, mentre il momento flettente si estingue in mezz'ora del perno. Il momento flettente non è però nullo dove il perno termina raccordandosi all'albero. Se la lunghezza del perno è l , il momento in tale zona vale $P l/2$, e la tensione flessionale deve anche tenere conto delle concentrazioni di tensione dovute alla variazione del diametro.

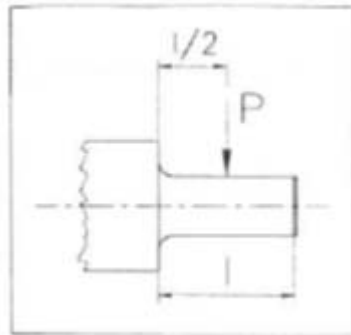


Figura 3.21 – Perno a strisciamento [11]

Tipo di lubrificazione	$W = Pnl$ P [N] n [giri/minuto] l [mm]
Per lavorazione grossolana, lubrificazione limitata a grasso con ingrassatore o stoppino; funzionamento in aria calma.	$W = 15\ 000 + 20\ 000$
Per lavorazione accurata, lubrificazione abbondante ad anello o in modo simile; funzionamento in aria calma.	$W = 30\ 000 + 40\ 000$
Per lavorazione accurata, lubrificazione abbondante ad anello o in modo simile; funzionamento in aria mossa.	$W = 60\ 000 + 70\ 000$
Lubrificazione abbondante ad anello, o in modo simile. Funzionamento in corrente d'aria che si muove rapidamente (locomotive).	$W = 100\ 000 + 200\ 000$
Per lavorazione accurata, lubrificazione abbondante forzata; funzionamento in aria calma.	$W = 60\ 000 + 70\ 000$
Per lavorazione accurata, lubrificazione forzata e raffreddamento artificiale.	$W = 150\ 000 + 240\ 000$ fino a 500 000 , secondo l'entità del raffreddamento

Tabella 3.1

Si calcolano la pressione media e l'indice di smaltimento del calore per le due soluzioni dell'albero controrotante studiate, cioè la beta e la gamma e si confrontano i dati con quelli dell'applicazione *masse controrotanti* del motore R754IE4, buona applicazione di confronto in quanto costituiscono una soluzione consolidata e funzionante. Si ricorda che l'obiettivo di questa analisi è capire se anche per l'albero controrotante, come per le masse controrotanti, si possa montare il contralbero sul supporto senza le boccole o bronzine.

Per prima cosa si calcolano la pressione media p e l'indice di smaltimento del calore W per le masse controrotanti del motore R754IE4. Abbiamo visto che questo gruppo è costituito da due alberi su ciascuno dei quali sono montate due masse eccentriche come in Figura 3.22.

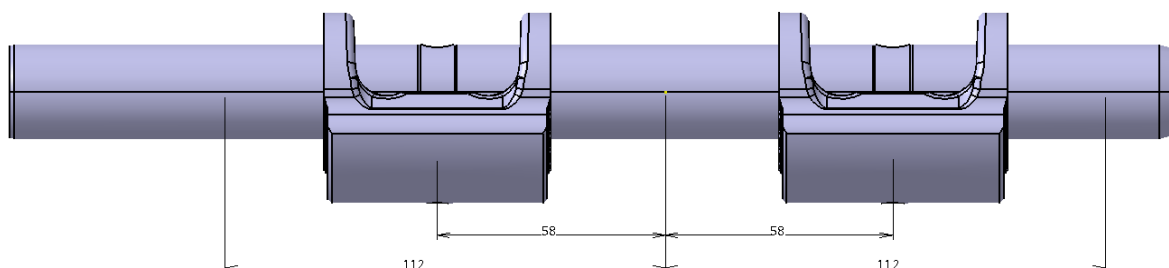


Figura 3.22 – Albero ausiliario con masse due controrotanti del motore R754IE4

Ogni albero è supportato da 3 appoggi che rappresentano i cuscinetti del sistema. Le quote in figura si riferiscono proprio alle distanze tra i tre appoggi (112 mm) e alle distanze tra i baricentri delle masse controrotanti e l'appoggio centrale (58 mm). Il diametro dell'albero e quindi dei perni dei cuscinetti è 24 mm, mentre la lunghezza dei tre cuscinetti è 21 mm. Ciascun albero, ruotando, non genera una coppia, poiché le masse controrotanti sono rivolte dalla stesse parte, ma mentre l'albero ausiliario è in movimento, si generano due forze centrifughe pari a $P = m_{mc}\omega^2 r$. P è la forza centrifuga della massa controrotante all'istante t , con m_{mc} massa eccentrica, r raggio baricentrico rispetto all'asse di rotazione e ω^2 quadrato della velocità angolare corrispondente a 6000 RPM. Nel motore a 4 cilindri R754IE4 le masse controrotanti ruotano a una velocità che è doppia di quella dell'albero motore, che a regime massimo raggiunge i 3000 RPM.

Scattando un'istantanea al sistema durante il suo funzionamento, su un piano contenente l'asse di rotazione dell'albero ausiliario, la struttura può essere schematizzata come un telaio piano (Figura 3.23) formato da una trave su tre appoggi, sulla quale insistono due forze di intensità P , cioè proprio le forze centrifughe delle masse controrotanti.

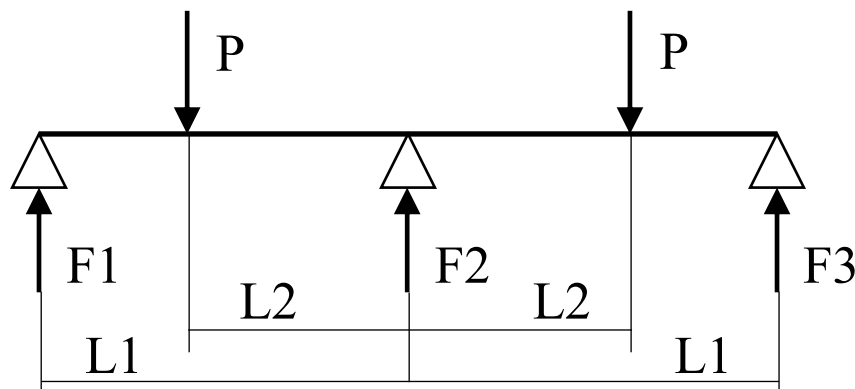


Figura 3.23

$$l_1 = 112 \text{ mm}$$

$$l_2 = 58 \text{ mm}$$

$$P = 0,453 \cdot 628,31^2 \cdot 0,011933 = 2134 \text{ N}$$

La struttura, se si trascurano gli spostamenti assiali è 1 volta iperstatica, quindi si usa l'Equazione dei tre momenti per calcolare le reazioni vincolari sui tre appoggi. Nei sistemi iperstatici il numero d'incognite è superiore a quello delle equazioni di equilibrio. Ciò significa che esistono infinite soluzioni che soddisfano il sistema. La soluzione esatta, però, è solo quella congruente con le caratteristiche di deformabilità degli elementi che compongono la struttura e con i suoi vincoli. Per risolvere un problema iperstatico, le equazioni di

equilibrio non sono in numero sufficiente ed è necessario introdurre delle nuove relazioni che sono fornite dalla congruenza degli spostamenti con i vincoli della struttura.

Si interrompe, quindi, la continuità della trave, introducendo una cerniera in corrispondenza dell'appoggio intermedio e si ripristina il sistema iniziale applicando in questo nodo le reazioni corrispondenti ai vincoli eliminati, ovvero due momenti flettenti (Figura 3.24).

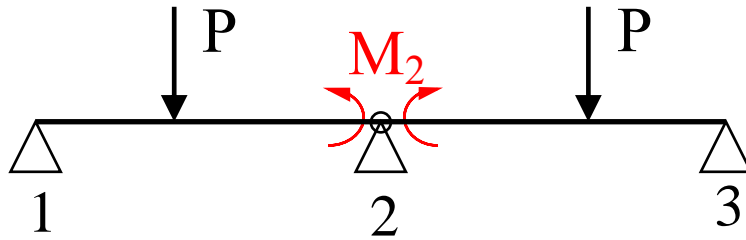


Figura 3.24

La reazione vincolare M_2 deve essere tale da garantire la congruenza degli spostamenti nell'appoggio 2. In effetti, l'introduzione della cerniera permetterebbe a due tronchi di trave contigui di ruotare liberamente l'uno rispetto all'altro, mentre, nel sistema reale, gli stessi tronchi di trave sono collegati attraverso un vincolo di continuità che impone l'uguaglianza delle rotazioni. Per cui per la congruenza si deve avere $\theta_2 = \theta_2'$.

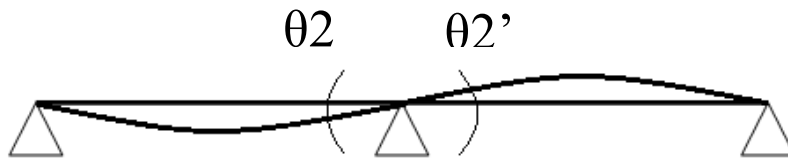


Figura 3.25

Questa ultima è l'equazione di congruenza che, sommata alle due di equilibrio, ci consentirà di risolvere il problema una volta iperstatico. Il sistema è simmetrico caricato in maniera

simmetrica e quindi le reazioni vincolari F_1 e F_3 sono uguali.

Bisogna trovare, quindi, le relazioni che esprimono le rotazioni di un singolo tronco di trave sotto il carico dato e sotto l'incognita iperstatica, o meglio, bisogna valutare come si deforma una trave appoggiata soggetta ad un carico concentrato e ad un momento applicato

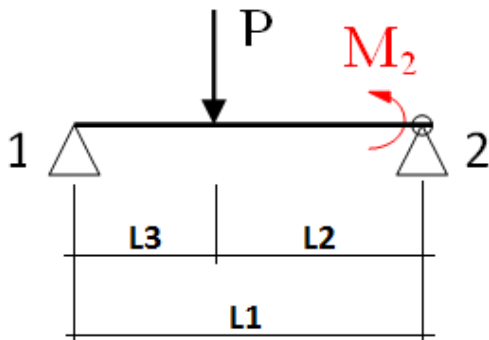


Figura 3.26

ad una sua estremità (Figura 3.26)

La rotazione θ_2 , così come la θ_2' , può essere ottenuta per sovrapposizione degli effetti considerando la trave soggetta a due diverse condizioni di carico (solo il carico concentrato e solo il momento a destra) come illustrato in Figura 3.27:

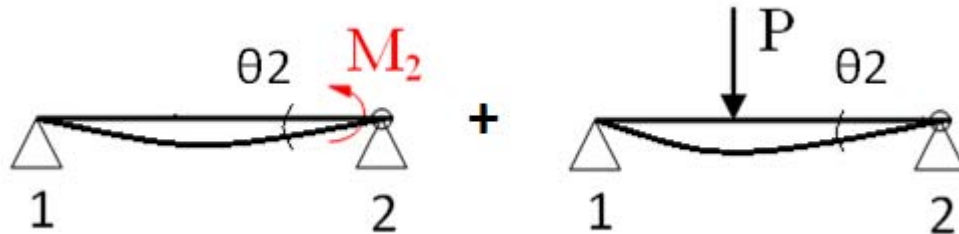


Figura 3.27

quindi $\theta_2 = \theta_2(M_2) + \theta_2(P)$.

Assumendo per convenzione le rotazioni positive quando antiorarie si ha:

$$\theta_2(M_2) = \frac{L_1}{3EJ} M_2; \quad \theta_2(P) = \frac{Pl_3}{6EJ} \frac{(l_1^2 - l_3^2)}{l_1};$$

$$\theta_2'(M_2) = -\frac{L_1}{3EJ} M_2; \quad \theta_2'(P) = -\frac{Pl_3}{6EJ} \frac{(l_1^2 - l_3^2)}{l_1}.$$

A questo punto non resta che imporre la congruenza degli spostamenti in corrispondenza dell'appoggio intermedio 2. Si può scrivere:

$$\left(\frac{L_1}{3EJ} M_2 + \frac{Pl_3}{6EJ} \frac{(l_1^2 - l_3^2)}{l_1} \right) - \left(-\frac{L_1}{3EJ} M_2 - \frac{Pl_3}{6EJ} \frac{(l_1^2 - l_3^2)}{l_1} \right) = 0$$

Considerando E e J costanti per tutta la lunghezza della trave il denominatore sparisce quasi completamente e risolvendo per M_2 si trova:

$$M_2 = -\frac{l_3}{2l_1} P \frac{(l_1^2 - l_3^2)}{l_1} = -44224,02 \text{ Nmm} \cong -44,224 \text{ Nm}$$

Con le equazioni di equilibrio dei momenti e delle forze si trovano le reazioni vincolari:

$$F_1 = F_3 = \frac{Pl_2 - M_2}{l_1} = 710,25 \text{ N}$$

$$F_2 = 2P - 2F_3 = 2847,5 \text{ N.}$$

Ora che si conoscono le reazioni vincolari sugli appoggi e quindi le forze che generano sui cuscinetti le masse controrotanti, si possono valutare la pressione media p e l'indice di smaltimento del calore W per il cuscinetto intermedio e per i cuscinetti di estremità, uguali da questo punto di vista. La Tabella 3.2 mostra il calcolo della pressione media sui cuscinetti delle masse controrotanti del motore R754IE4, note le forze calcolate precedentemente con l'Equazione dei 3 momenti.

MASSE CONTROROTANTI R754IE4		
Pressione di contatto media		
Pmedia = Fperno/A	Fperno = Forza radiale sul cuscinetto	
	A = Area diametrale (2r*L)	
	CENTRALE	ESTREMITA'
Fperno=	2847,5	710,25 N
Diametro perno=	24	24 mm
Lunghezza=	21	21 mm
A-diametrale=	504	504 mm ²
Pmedia=	5,65	1,41 MPa

Tabella 3.2

Sui cuscinetti all'estremità la pressione è contenuta entro i valori limite mentre sul cuscinetto intermedio la pressione eccede i 5 MPa considerati come valore massimo per accoppiamenti di questo tipo. La Tabella 3.3 mostra, invece, il calcolo dell'indice di smaltimento del calore. Si vede che per i cuscinetti alle estremità sono richiesti una lubrificazione forzata e un raffreddamento artificiale, mentre l'indice di smaltimento del calore per il cuscinetto centrale è molto elevato e supera il valore massimo ammesso dalla Tabella 3.1 pari a 500000. Nonostante questo l'applicazione *masse controrotanti* funziona garantendo anche per il cuscinetto centrale una lubrificazione forzata con olio lubrificante in pressione.

Indice di smaltimento del calore		
W = Fperno*N/L	Fperno = Newton	
	N = giri/minuto	
	L = lunghezza perno	
	CENTRALE	ESTREMITA'
Fperno=	2847,5	710,25 N
N=	6000	6000 RPM
L=	21	21 mm
W=	813571	202929

Tabella 3.3

Lo stesso tipo di calcolo si effettua anche per le soluzioni beta e gamma, confrontando i valori con quelli appena trovati, cercando di capire se anche per l'albero controrotante sia possibile eliminare le *boccole* ed avere un albero di acciaio o di ghisa che si muove direttamente sul supporto di alluminio grazie alla formazione di un *meato* d'olio, di spessore variabile, nel moto rotatorio relativo del perno rispetto al cuscinetto.

Per poter fare questo, è necessario calcolare, come già fatto per le masse controrotanti, le reazioni vincolari sui due cuscinetti del contralbero, immaginando di fotografarlo all'istante t in un piano passante per l'asse dell'albero.

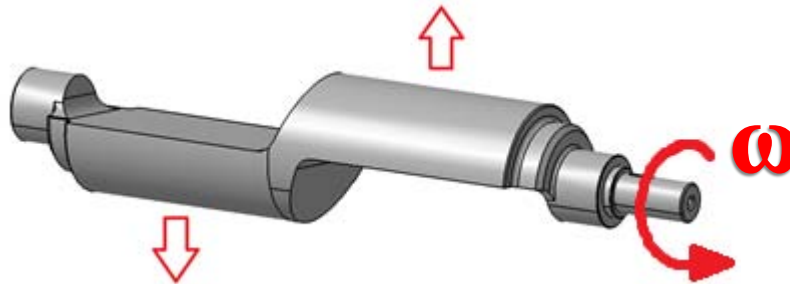


Figura 3.28

Nel caso dell'albero controrotante, il carico da considerare è la coppia generata dalle forze centrifughe delle masse eccentriche dell'albero in movimento (Figura 3.28), che deve eguagliare il valore calcolato al paragrafo 2.5.3.3, cioè la coppia generata dalle masse alterne non equilibrate, computata pari a 572,9 Nm. La Figura 3.29 mostra come sia stato schematizzato l'albero controrotante per il calcolo delle reazioni vincolari sugli appoggi.

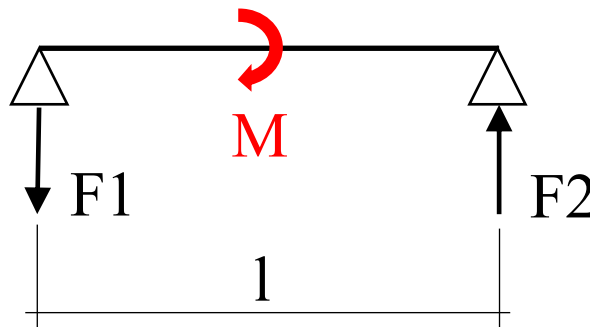


Figura 3.29

Dall'equilibrio dei momenti sull'appoggio di sinistra si ricava:

$$M - F_2 \cdot l = 0$$

Il valore della reazione vincolare dipende dalla distanza tra i punti medi dei due cuscinetti su cui ruota il contralbero. Per entrambe le soluzioni β e γ questa distanza vale $l = 335 \text{ mm}$ e con questa misura è possibile valutare F_2 con l'espressione $F_2 = \frac{M}{l} = 1710,15 \text{ N}$. Per

l'equilibrio delle forze nell'appoggio di destra si ha che $F_1 = F_2$ per entrambe le configurazioni, beta e gamma.

Note le forze sugli appoggi, e quindi sui cuscinetti, si calcolano anche per l'albero controrotante nelle soluzioni beta e gamma la pressione media p e l'indice W . La Tabella 3.4 mostra il calcolo di p e di W per la soluzione beta. Per calcolare la pressione media è necessario conoscere il diametro dei perni. Il diametro dei perni e la loro lunghezza derivano dalla modellazione del contralbero con il software CAD Catia V5, che è stata eseguita in parallelo alla modellazione del supporto nelle due alternative β e γ . Per ora ci si limita ad assumere per buoni i diametri e le lunghezze dei perni che compaiono in tabella, mentre nel Capitolo 4 verrà affrontata la modellazione dell'albero vera e propria.

ALBERO CONTROROTANTE R753 sol. β		
Pressione di contatto media		
$P_{media} = F_{perno}/A$	$F_{perno} = \text{Forza radiale sul cuscinetto}$ $A = \text{Area diametrale } (2r*L)$	
	PERNO ANT.	PERNO POST.
Fperno=	1710,15	1710,15 N
Diametro perno=	59,5	40 mm
Lunghezza=	26	25,5 mm
A-diametrale=	1547	1020 mm ²
Pmedia=	1,11	1,68 MPa
Indice di smaltimento del calore		
$W = F_{perno}*N/L$	$F_{perno} = \text{Newton}$ $N = \text{giri/minuto}$ $L = \text{lunghezza perno}$	
	PERNO ANT.	PERNO POST.
Fperno=	1710,15	1710,15 N
N=	2600	2600 RPM
L=	26	25,5 mm
W=	171015	174368

Tabella 3.4

Sia dal punto di vista della pressione media di contatto, sia per quanto riguarda l'indice di smaltimento del calore, la situazione relativa all'albero controrotante nella soluzione beta (β) è meno critica di quella relativa alle *masse controrotanti* del motore R753IE4 rappresentata nelle Tabelle 3.2 e 3.3.

La seguente Tabella 3.5 mostra il calcolo di p e di W per la soluzione gamma (γ) e si vede che anche in questo caso la situazione è meno critica rispetto a quella riguardante le *masse controrotanti*.

ALBERO CONTROROTANTE R753 sol. γ			
Pressione di contatto media			
$P_{media} = F_{perno}/A$	F_{perno} = Forza radiale sul cuscinetto A = Area diametrale ($2r*L$)		
	PERNO ANT.	PERNO POST.	
Fperno=	1710,15	1710,15	N
Diametro perno=	59,5	81	mm
Lunghezza=	27,5	26,5	mm
A-diametrale=	1636	2146,5	mm ²
Pmedia=	1,05	0,80	MPa
Indice di smaltimento del calore			
$W = F_{perno}*N/L$	F_{perno} = Newton N = giri/minuto L = lunghezza perno		
	PERNO ANT.	PERNO POST.	
Fperno=	1710,15	1710,15	N
N=	2600	2600	RPM
L=	27,5	26,5	mm
W=	161687	167788	

Tabella 3.5

Si conclude che è apparentemente possibile realizzare un albero controrotante in acciaio o ghisa sferoidale montato su un supporto in alluminio evitando le *boccole/bronzine*, purché sia garantita una lubrificazione forzata abbondante con olio in pressione, che funga anche da olio refrigerante per i perni dell'albero e per le sedi ricavate sul supporto.

Capitolo 4

Progetto dell'albero controrotante nella configurazione definitiva γ

4.1 Modellazione del contralbero in acciaio

Il contralbero, il supporto, e tutti i componenti “non commerciali” che vanno a completare l'applicazione e che sono di progetto VM, sono stati modellati con il Software CAD CatiaV5. Un Software CAD, ovvero Computer Assisted Design, è un programma di modellazione assistita dal calcolatore, il che permette un'elevata rapidità di esecuzione e di modifica delle forme e delle dimensioni. Catia si compone sia di un modellatore tridimensionale per la progettazione 3D delle parti, con possibilità di assegnare anche il materiale, che di un ambiente di lavoro 2D per la messa in tavola dei componenti e quindi la creazione dei disegni tecnici.

La progettazione dell'albero controrotante ha attraversato diverse fasi successive, fino a raggiungere una configurazione definitiva nella soluzione detta gamma (γ), cioè la soluzione con il supporto realizzato in un'unica fusione di alluminio. A questa conformazione si è giunti dopo aver modellato e studiato altre due alternative per il contralbero, una dedicata al supporto in due pezzi e una dedicata al supporto in pezzo unico che ha preceduto quella finale. Ciò che resta invariato da un'alternativa all'altra è la ruota dentata (pensata realizzata di lavorazione sull'albero per ognuna delle tre alternative), il diametro del perno anteriore e la coppia centrifuga che devono generare le masse eccentriche controrotanti dell'albero. La scelta del diametro del perno anteriore dipende dal diametro esterno della dentatura dell'albero controrotante. La corona dentata è stata mantenuta invariata rispetto alla soluzione α sia per quanto riguarda il numero di denti ($Z = 25$ affinché il rapporto di trasmissione $\tau = 1$), che per la forma e l'altezza dei denti. Il parametro che più interessa al fine della scelta del diametro del perno anteriore del contralbero è il diametro esterno della dentatura, che da disegno è posto pari a:

$$d_a = 58,7 \begin{matrix} 0 \\ -0,1 \end{matrix} mm.$$

Si immagina che in sede di montaggio, sia per il supporto in due pezzi che per il supporto in pezzo unico con carter integrato ai sostegni anteriore e superiore, il contralbero sia sempre inserito nel supporto da dietro, cioè dal lato volano; per questo motivo il diametro del perno anteriore deve essere maggiore del diametro esterno della dentatura per accoppiarsi con la sede ricavata sul supporto anteriore, mentre la dentatura esce dal supporto e va ad ingranare con la ruota oziosa dalla quale riceve il moto contrario a quello dell'albero motore, ma avente lo stesso regime di rotazione. Per non esagerare con la dimensione del perno, se ne fissa il diametro a

$$d_{pa} = 59,5 \text{ mm}$$

maggiore di soli 8 decimi a quello esterno della dentatura.

Per quanto concerne il materiale, la scelta cade inizialmente sull'acciaio, pensando appunto di realizzare il contralbero in acciaio stampato e poi portarlo allo squilibrio richiesto attraverso dei fori detti di "equilibratura" che però non equilibrano l'albero, ma permettono di raggiungere lo squilibrio desiderato. Per la configurazione finale dell'albero si analizza anche una soluzione in ghisa sferoidale con un preciso trattamento meccanico, ma questa alternativa viene abbandonata per diverse ragioni che sono descritte in seguito. La scelta della ghisa come alternativa all'acciaio nasce dalla possibilità di avere un albero più leggero e dal fatto che la grafite funge da auto lubrificante e quindi ha un ruolo fondamentale nella lubrificazione dei cuscinetti senza bronzine.

1^ Alternativa

Il primo contralbero che si è modellato con Catia è quello che si accoppia al supporto della soluzione beta (β), ovvero quella soluzione in cui il Carter è integrato al supporto anteriore, mentre il supporto posteriore costituisce un altro componente a sé stante. In pratica le due parti che costituiscono l'intero supporto si chiudono "avvolgendo" l'albero al loro interno. La forma dell'albero in questa prima configurazione è molto semplice: un'anima cilindrica di diametro 30 mm collega il perno anteriore a quello posteriore e su quest'anima sono riportate due masse eccentriche che danno la coppia voluta. Si pensa di realizzare il contralbero con un processo di stampaggio a caldo seguito da alcune lavorazioni meccaniche tra cui una delle più importanti è la rettifica dei perni dei cuscinetti, sui quali si prevede una rugosità media aritmetica:

$$R_a = 0.6.$$

Nella Figura 4.1 è rappresentato l'albero controrotante nella prima alternativa studiata.

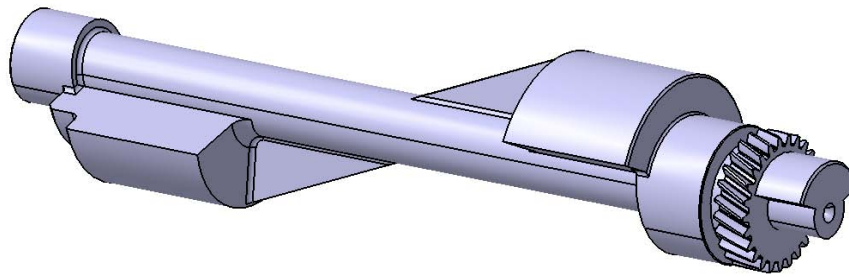


Figure 4.1 – Contralbero per la soluzione β

Come si può osservare dalla Figura 4.1, per irrigidire l'albero e diminuire l'entità delle vibrazioni flessionali a cui sarà sottoposto durante il funzionamento del motore, si realizzano due nervature che collegano attraverso il cilindro di diametro 30 mm le due masse controrotanti tra di loro; si può anche osservare come sia sfruttato lo spazio anteriore alla ruota dentata per aggiungere della massa utile al fine della coppia centrifuga che l'albero deve generare. La Figura 4.1 mostra il contralbero "lavorato", ovvero con le dimensioni previste post lavorazioni meccaniche. Chiaramente se questa alternativa fosse stata ritenuta quella definitiva si sarebbe dovuto preparare anche un modello grezzo dell'albero, considerando circa 2-3 millimetri in più di sovrametallo per lo stampato e tenendo conto di tutti gli angoli di sforno necessari per facilitare l'apertura dello stampo. Nella Figura 4.2 è rappresentato sempre lo stesso contralbero con le quote relative ai perni e alla lunghezza dell'albero in senso longitudinale. I diametri dei perni coincidono, e dev'essere proprio così, con quelli della Tabella 3.4 per il calcolo della pressione media e dell'indice di smaltimento del calore. La soluzione β non presenta grossi limiti dal punto di vista delle dimensioni e degli ingombri da rispettare per cui si riesce a raggiungere con il contralbero la coppia di 572,9 Nm grazie a delle masse aventi un raggio elevato e molto distanti tra loro. In questo modo si può alleggerire l'albero sfruttando l'ingombro radiale.

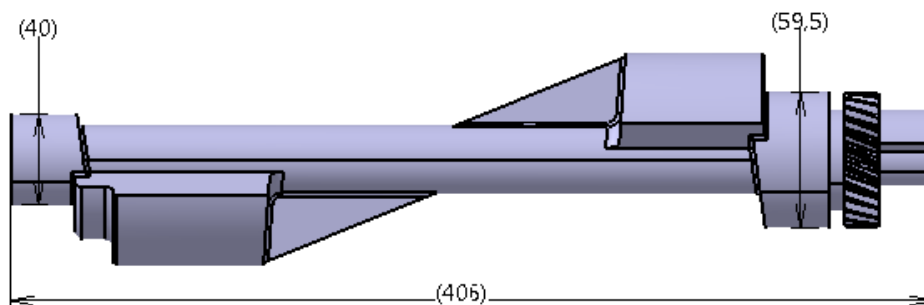


Figure 4.2 - Contralbero per la soluzione β con quote principali

2^a Alternativa

La seconda alternativa per il contralbero entra in gioco quando si considera l'idea di realizzare il supporto come un'unica fusione di alluminio: nasce il problema di come introdurre l'albero, se da davanti, quindi lato distribuzione e puleggia, o da dietro, lato volano. Si ricorda che per questa applicazione, la politica aziendale della VM Motori è quella di ricevere il contralbero

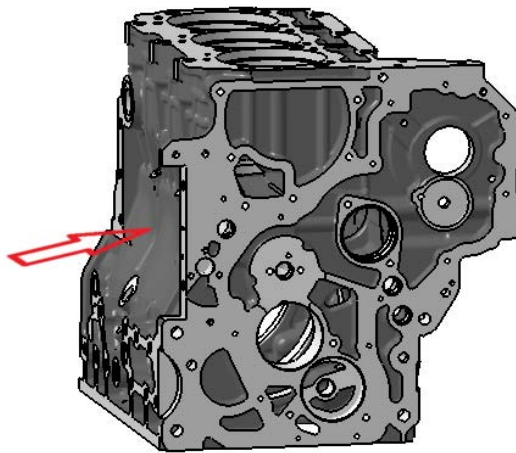


Figure 4.3 – Direzione di montaggio del gruppo "albero controrotante" sul basamento lavorato del motore R753IE4

preassemblato e montarlo direttamente sul basamento del motore in linea. Quindi non bisogna prendere in considerazione, per esempio, l'ingombro della campana durante le fasi di progettazione, poiché il gruppo dell'albero controrotante è predisposto per essere fissato a una parete del basamento in direzione a lei perpendicolare (Figura 4.3).

Il contralbero nella seconda alternativa qui descritta, per forma e concept design è molto simile al contralbero della prima alternativa. Per ragioni di progetto riguardanti il supporto si sceglie di introdurre il contralbero all'interno del supporto stesso da dietro e per questo motivo il diametro massimo bisogna averlo in corrispondenza del perno posteriore dell'albero. Questa dimensione è governata dalla lavorazione sul basamento per realizzare il piano di accoppiamento del supporto dalla parte posteriore, che non può essere troppo profonda, e dagli spessori minimi da mantenere sul supporto posteriore, in questo caso non devono essere inferiori ai 5 mm.

Nella Figura 4.4 è rappresentata la seconda alternativa di contralbero con le quote relative ai perni e alla lunghezza dell'albero in senso longitudinale.

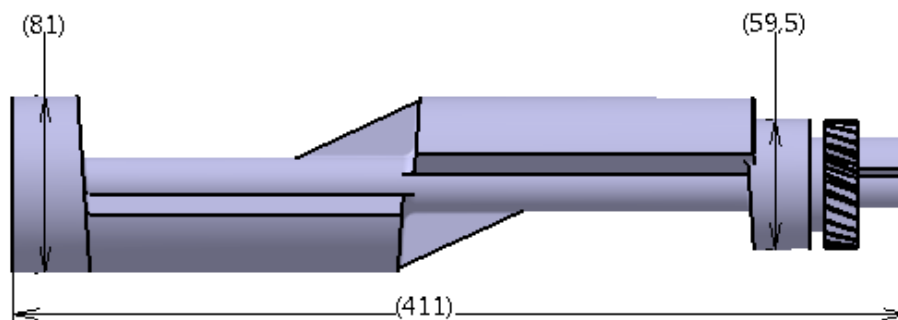


Figure 4.4 – Albero controrotante nella seconda alternativa per supporto in pezzo unico

3^a Alternativa

Il terzo albero controrotante modellato (Figura 4.5) si riferisce sempre alla soluzione γ con supporto in pezzo unico di alluminio, ma a differenza dell'albero di seconda alternativa, mostra nella zona delle masse controrotanti una forma più “dolce”, che garantisce in ogni caso la coppia centrifuga necessaria per equilibrare la coppia risultante dovuta alle masse alterne non equilibrate del motore. I diametri dei perni sono uguali all'albero dell'alternativa 2, mentre cambiano di qualche mm le loro lunghezze, come si può vedere dalle Tabelle 3.4 e 3.5 del paragrafo 3.2.3.1.

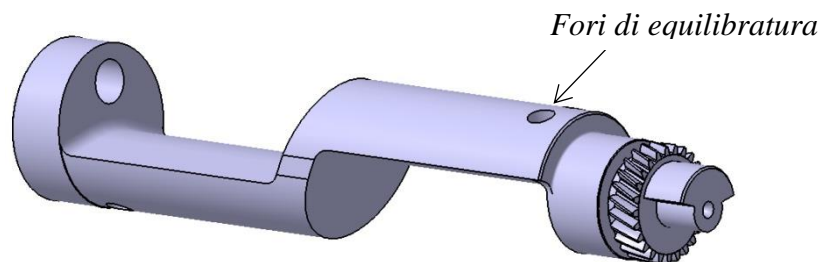


Figure 4.5 – Albero controrotante nella terza alternativa per supporto in pezzo unico

L'albero di Figura 4.5 presenta delle caratteristiche che non si vedono negli alberi delle Figure 4.3 e 4.4. La prima di queste caratteristiche è il foro presente sul perno posteriore: tale foro è realizzato in modo tale che il perno non sia assialsimmetrico, ma abbia un raggio baricentrico per contribuire alla coppia da generare con la rotazione.

La seconda caratteristica è rappresentata dai fori praticati sulle masse controrotanti. Ciascuna massa controrotante prevede due fori di diametro 14 mm e profondità massima 20 mm utili al fine di raggiungere la coppia esatta da equilibrare con le forze centrifughe delle masse eccentriche. Il contralbero, difatti, è pensato in acciaio prodotto con un processo di stampaggio a caldo. Questa tecnologia è caratterizzata da un'incertezza di produzione: ad esempio, presi due alberi controrotanti grezzi, essi non saranno mai uguali per peso e dimensioni. Dopo aver eseguito le lavorazioni meccaniche richieste come la rettifica dei perni, la dentatura elicoidale e gli spallamenti, va controllato lo squilibrio dei due contralberi; essi avranno due squilibri diversi tra loro, ma anche diversi dal valore ideale. Così, praticando dei fori di equilibratura con una macchina equilibratrice, si riportano gli squilibri dei due contralberi ad una certa quantità che rientra all'interno di una tolleranza prevista in sede di progetto.

Il progetto di ciascuno dei tre contralberi illustrati e descritti è avvenuto con lo stesso principio di base, cioè il controllo della coppia centrifuga generata dall'albero in rotazione.

Nel file di progetto CatiaV5 sono stati costantemente monitorati i pesi delle masse eccentriche, le distanze dei loro baricentri dall'asse di rotazione, utili al calcolo dei momenti statici, e le distanze longitudinali di questi baricentri da un piano di riferimento, utili al calcolo dei momenti centrifughi. Il piano di riferimento selezionato è ortogonale all'asse di rotazione e passante per la mezzeria del contralbero. Moltiplicando i momenti centrifughi per la velocità angolare si ottiene la coppia bilanciatrice del contralbero in Newton-metro. In Figura 4.6 sono mostrate le masse eccentriche isolate rispetto al modello complessivo del contralbero.

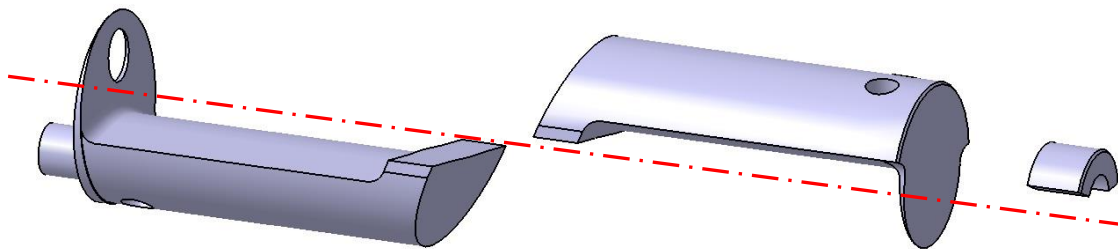


Figure 4.6 - Masse eccentriche isolate dell'albero dell'alternativa 3

La Tabella 4.1 mostra i pesi delle masse eccentriche del contralbero e le quote fondamentali per il calcolo della coppia centrifuga generata. Si vede che l'albero così com'è stato progettato è in grado di generare una coppia di 572,9 Nm come richiesto nel Capitolo 2 per una velocità di rotazione del motore di 2600 RPM.

Massa ANT.	Massa POST.	Descrizione della grandezza	
2,691	2,688	[kg]	Massa rotante singola
77,671	75,968	[mm]	Distanza baricentro dal piano di riferimento
18,676	18,731	[mm]	Raggio baricentrico rispetto all'asse dell'albero
289,37	283,55	[Nm]	Momento equilibrante delle masse
572,9		[Nm]	Coppia equilibrante totale

Tabella 4.1

4.2 Modellazione del contralbero in ghisa sferoidale

La scelta del materiale con cui realizzare l'albero controrotante non è stata presa senza considerare alcuna alternativa all'acciaio, ma si è confrontato quest'ultimo con le ghise ADI, ovvero ghise ottenute mediante trattamento termico di *austempering* di ghise sferoidali. Le ghise sferoidali sono leghe di Fe-C-Si che assumerebbero la struttura tipica della ghisa grigia se non si intervenisse sulla massa liquida con l'aggiunta di inoculanti (leghe di Mg o Ce) che

permettono la formazione della grafite sotto forma di sferoidi. A seguito di un trattamento di *austempering* effettuato sulle ghise sferoidale si ottengono le ghise ADI (*Austempered Ductile Iron*). Tale trattamento è costituito da due stadi: l'austenitizzazione e la tempra isoterma. Nel primo stadio si verifica la trasformazione dell'austenite primaria in una struttura lamellare (ausferrite) costituita da ferrite e austenite sovrassatura di carbonio. Nel secondo stadio l'austenite sovrassatura formatasi in precedenza, si trasforma in una struttura fine di austenite e carburi e ciò determina un decremento delle proprietà meccaniche. Il trattamento di austempering si articola nelle seguenti fasi:

- Austenitizzazione tra gli 800 e i 900°C per circa 2 ore;
- Tempra in un bagno di sale (NaNO_3 e NaNO_2) tra i 330 e i 400°C per circa 1 ora e 30 minuti;
- Raffreddamento a temperatura ambiente.

La matrice delle ghise ADI è costituita da una combinazione di ferrite aciculare ed austenite satura di carbonio. Questa nuova famiglia di materiali ferrosi offre un'eccezionale combinazione di caratteristiche meccaniche quali: elevata resistenza statica ed a fatica, buona duttilità e tenacità a frattura, ottima resistenza all'usura. Queste proprietà ne permettono l'impiego in applicazioni strutturali heavy-duty e ne fanno una valida ed economica alternativa all'acciaio, forgiato o fuso, per componenti quali alberi, bielle motore, ruote dentate, ecc. Le proprietà delle ghise ADI possono essere fatte variare significativamente in funzione della

Material	Microstructure	Nod/mm ²	Mean diameter (μm)	Size ^Δ	E _y (GPa)	σ _R (MPa)	σ _{p02} (MPa)	A (%)	HB	C (%)	Si (%)	Mn (%)	Cu (%)
DI-400	100% ferrite	220	45	6-7	160	440	305	19	150	3.30	2.80	0.10	0.07
DI-600	35% ferrite	310	30	6-7	165	722	426	10	220	3.70	2.20	0.18	0.44
DI-700	65% pearlite												
	95% pearlite	244	35	6-7	161	805	487	8	244	3.50	2.80	0.10	0.93
	5% ferrite												
IDI PD 06	Pearlite-ferrite interconnected	280	30	6-7	170	855	592	8	260	3.50	2.20	0.10	0.10
IDI	Pearlite-ferrite interconnected	220	40	6-7	170	758	455	10	240	3.70	2.40	0.10	0.07
ADI 800	Ausferrite	244	35	6-7	170	858	551	15	270	3.50	2.80	0.10	0.93
ADI 1050 (1 st series)	Ausferrite	244	35	6-7	163	1110	794	13	330	3.50	2.80	0.10	0.93
ADI 1050 (2 nd series)	Ausferrite	244	35	6-7	163	1160	831	12	350	3.50	2.80	0.10	0.93
ADI 1200	Ausferrite	244	35	6-7	148	1330	1046	7	370	3.50	2.80	0.10	0.93
42CrMo4 Q&T	Tempered martensite	-	-	-	210	1026	882	14	305	0.38	0.15	0.10	0.02

Tabella 4.2 [7]

composizione della ghisa e dei parametri del trattamento.

In Tabella 4.1 sono riassunti i valori di modulo elastico longitudinale o di Young E_s , tensione di snervamento σ_{p02} , tensione di rottura σ_R e percentuale di deformazione a frattura $A\%$ per alcune ghise ADI e per un acciaio 42CrMo4 sottoposto a un trattamento di tempra e rinvenimento (Q&T: quenched and tempered).

La Tabella 4.1 è tratta da un articolo scientifico, dove sono confrontati tra loro i comportamenti a fatica di alcune tipologie di ghise, tra cui le ghise sferoidali austemperate, e a loro volta questi comportamenti meccanici a fatica sono paragonati con quelli dell'acciaio 42CrMo4 *quenched and tempered*. In Figura 4.7 sono rappresentate le curve di Manson Coffin per quattro tipologie di ghise ADI e per l'acciaio 42CrMo4 determinate con prove sperimentali: le ADI 1050 mostrano le migliori performances per quanto riguarda il comportamento a fatica ad alto numero di cicli.

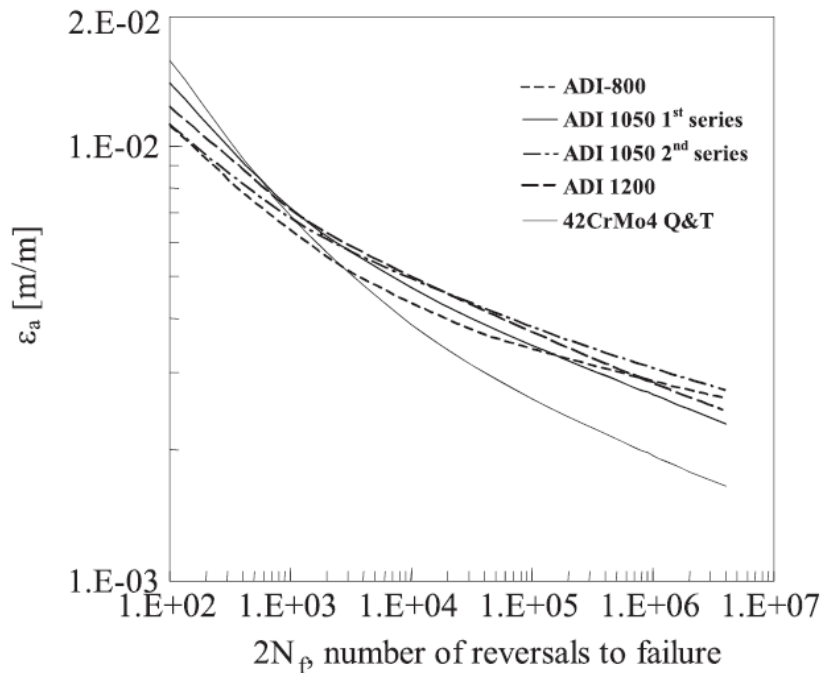


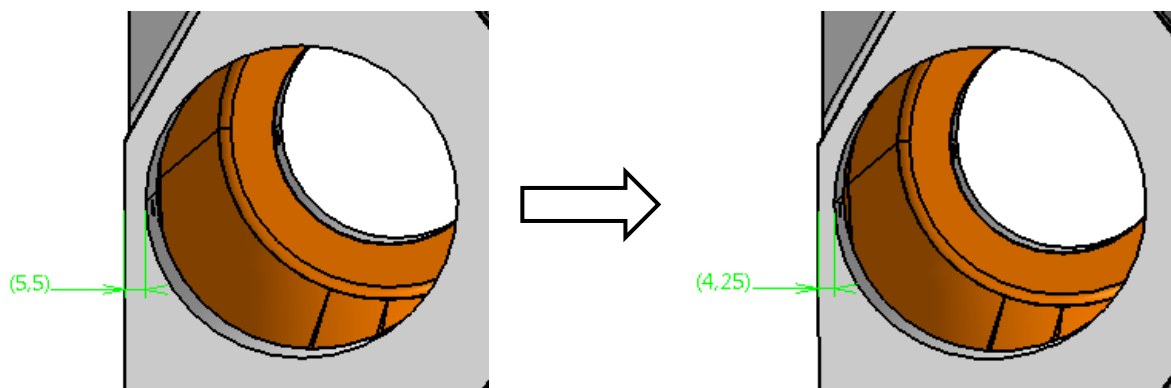
Figure 4.7 – Confronto tra le curve di Manson-Coffin per alcune ghise e acciai [7]

Si può concludere che per quanto riguarda le caratteristiche meccaniche, sia statiche che a fatica, tra le ghise sferoidali austemperate se ne annoverano alcune che possono competere molto bene con l'acciaio e quindi che possono costituire il materiale con cui produrre l'albero controrotante.

Dal punto di vista progettuale, la ghisa rappresenta un vantaggio in relazione al costo del materiale al chilogrammo e al fatto che un contralbero di ghisa pesi meno di uno in acciaio, vista la minor densità delle ghise che si aggira attorno ai $7100-7200 \text{ kg/m}^3$. Inoltre le ghise

contengono grafite che, nell'idea di realizzare il gruppo contro albero senza le bronzine, costituisce un buon materiale per garantire la lubrificazione sui perni dell'albero.

Così, dal punto di vista economico, della densità del materiale e della lubrificazione, una ghisa ADI 1200, per esempio, mostra una valida e forse migliore alternativa all'acciaio. Tuttavia affinché anche l'albero di ghisa possa raggiungere la coppia centrifuga cercata, le sue dimensioni devono aumentare rispetto a quelle del contralbero in acciaio: il diametro delle masse eccentriche aumenta di 2,5 mm con conseguente aumento del diametro del perno posteriore, che passa da 81 a 83,5 mm. Questa modifica è molto svantaggiosa perché, pensando di non modificare gli spessori del supporto ma solo i diametri d'ingombro, ci si avvicinerebbe molto al basamento e in più diminuirebbe lo spessore minimo del supporto in alluminio, in una zona dove non si possono avere spessori inferiori ai 5 mm, precisamente dove il supporto si accoppia al basamento dal lato del cuscinetto posteriore. Come si vede in figura lo spessore in questa zona si ridurrebbe da 5,5 mm a 4,25 mm, scendendo al di sotto dei 5 mm minimi previsti.



Dopo aver modellato con CatiaV5 l'albero controrotante di ghisa avente la stessa forma di quello già modellato in acciaio, ma densità diversa, ovvero circa 7200 kg/m^3 , si vede che la differenza di peso totale è di circa 350 g (Figura 4.8), e questo rappresenta un vantaggio perché un'applicazione più leggera montata sul motore rappresenta sempre un risultato migliore.

E' interessante analizzare diversi fattori per confrontare la soluzione dell'albero controrotante in ghisa austemperata con quella avente l'albero in acciaio.

Se si guarda il diametro del perno posteriore, si vede che le dimensioni in gioco sono elevate e questo comporta elevate velocità periferiche. Avere elevate velocità periferiche è pericoloso e per questo è opportuno che le superfici dei corpi in moto relativo siano ben lavorate e rifinite: una superficie in acciaio, lavorata di rettifica dopo un trattamento di tempra a induzione, è più adatta a lavorare con elevate velocità periferiche.

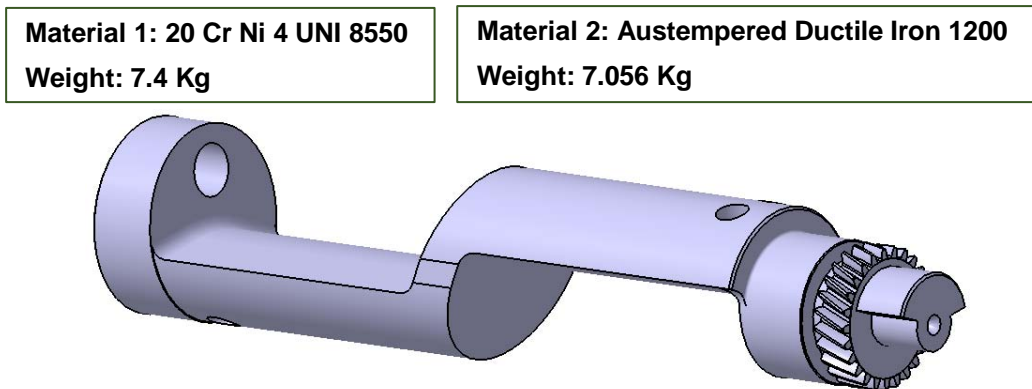


Figure 4.8 - Peso dell'albero controrotante in ghisa e in acciaio

Altro aspetto interessante da tenere in considerazione riguarda i trattamenti termici: l'*austempering* è praticato direttamente sul grezzo e questo, da un lato, comporta un risparmio sui costi di processo; dall'altro lato è sconveniente per le proprietà meccaniche che si vogliono ottenere sui perni. Infatti, in questo modo è difficile mantenere tutta la superficie alla stessa velocità di raffreddamento e avere un risultato omogeneo come quello che si ottiene con la tempra a induzione. Il raffreddamento è una fase molto importante durante la quale si porta il componente alla durezza desiderata, ma se le velocità di raffreddamento sono diverse si avrà una durezza non omogenea sul componente.

Un'altra differenza riguarda i tempi e i risultati delle lavorazioni meccaniche sui perni. Per l'albero in ghisa, la lavorazione di *sgrossatura* dei perni segue il trattamento di *austempering* dell'albero grezzo: con la *sgrossatura* si asportano delle quantità irregolari di materiale ($2\div 3$ mm) e la durezza che resta sui perni è più bassa del valore raggiunto sul grezzo subito dopo il trattamento. Questa diminuzione è ancora più critica in corrispondenza alla zona del perno dove, prima della *sgrossatura*, si aveva la linea di bava.

Per il contralbero in acciaio, il trattamento termico previsto è la tempra a induzione che va eseguita a lavorazioni meccaniche praticamente concluse sull'albero. Questo trattamento può essere realizzato agendo con gli induttori direttamente sui perni e, cosa più importante, avviene dopo la lavorazione di *sgrossatura*. In questo modo alla tempra segue, sui perni, solo la lavorazione di *rettifica* che asporta al più due o tre decimi di materiale ($0,2\div 0,3$ mm), non influenzando sulla diminuzione delle proprietà meccaniche raggiunte col trattamento.

Inoltre, nel caso di un contralbero in acciaio stampato a caldo, non si guarda l'integrità del materiale post produzione, mentre per il contralbero in ghisa ottenuto per fusione si devono eseguire dei controlli per verificare l'integrità del materiale, con strumenti quali ad esempio liquidi fluorescenti o ultrasuoni, aumentando i costi e i tempi di processo.

A queste considerazioni se ne aggiunge un'altra legata a ragioni logistiche e politiche aziendali: il fornitore a cui si rivolgerebbe VM per la produzione del contralbero è un fornitore indiano, che non ha lunga esperienza nei trattamenti di *austempering*, ma è abituato a lavorare ghise grigie lamellari, molto diverse dalle ADI. Talvolta la delocalizzazione dei fornitori può portare a scelte obbligate per materiali e trattamenti, non potendo così scegliere ciò che di meglio offrono il mercato e la ricerca scientifica.

In aggiunta all'analisi tecnica si aggiunge un'analisi dei costi in relazione al volume di pezzi che andranno in produzione. La previsione produttiva del motore R753IE4 nella versione per Skid Steer Loader è di 2000 pezzi/anno, volume molto basso e non paragonabile ai volumi dei motori Diesel per auto come il V6 Maserati o il 4 cilindri che equipaggia le Jeep Cherokee e Wrangler. Quando il numero di pezzi/anno è così basso, è difficile che un'azienda abbandoni una strada sicura, dove le conoscenze sono ben radicate e consolidate, per cimentarsi in un progetto innovativo, in quanto i volumi non consentono nemmeno interventi migliorativi e modifiche del progetto. Un processo di colata prevede un cubilotto che può facilmente superare in termini di peso i kilogrammi totali dei 2000 alberi controrotanti all'anno e quindi nella produzione di un anno non si potrebbero fare interventi migliorativi sul grezzo o sui trattamenti. Inoltre è anche difficile trovare un fornitore che lavori volumi piccoli con caratteristiche di qualità elevate.

Il costo di *Tooling*, cioè di attrezzaggio, stimato dal fornitore per realizzare il contralbero in acciaio è di circa 80'000 €, mentre per il contralbero in ghisa il costo dell'impianto e delle attrezzature per realizzare il contralbero attraverso una colata in conchiglia è di 60'000 €. Ai 60'000 € andrebbero aggiunti dei costi legati alla sperimentazione e ai prototipi, costi dai quali VM non potrebbe prescindere dal momento che non esiste in azienda memoria storica di un componente simile all'albero controrotante (alberi a gomiti o alberi a camme per esempio) realizzato in ghisa. Tuttavia il costo totale per il *tooling* e per la *ricerca/sperimentazione* non supererebbe quello per la soluzione in acciaio, anche perchè il costo al pezzo del solo contralbero è 55 € nel caso della ghisa, 65 € nel caso dell'acciaio. La scelta dell'albero in ghisa, quindi, allungherebbe i tempi di progetto per via degli studi e della ricerca necessari a monte, col rischio di non rispettare i tempi di consegna ai clienti.

Anche se per costi e peso il contralbero in ghisa austemperata costituisce un'alternativa migliore, l'azienda ha deciso di portare avanti il progetto con il contralbero in acciaio, perchè i volumi produttivi e le capacità del fornitore sono i fattori che governano le principali scelte progettuali.

4.3 Modellazione del supporto

Durante la progettazione del contralbero si è condotta anche la modellazione del relativo supporto. Si sta trattando la modellazione del gruppo albero controrotante nella sua configurazione definitiva, quella che è stata chiamata soluzione gamma (γ), e quindi ci si riferisce al supporto in pezzo unico ottenuto con una fusione di alluminio. Trattando il supporto, sono state considerate anche le lavorazioni sul basamento, poiché come già visto, il basamento lavorato delle due versioni del motore già in produzione, la R753IE4.61A e la R753IE4.63A, non è predisposto per il montaggio dell'albero controrotante, ma necessita di lavorazioni diverse sulla parete destinata ad ospitare l'applicazione.

Le dimensioni principali di cui tenere conto nella modellazione del supporto sono i diametri dei perni del contralbero e la lunghezza del contralbero stesso. Queste grandezze vincolano per alcuni aspetti la progettazione del supporto, sicuramente nel dimensionamento delle sedi dei cuscinetti e nella lunghezza del supporto. La lunghezza del supporto dipende in parte dalla lunghezza longitudinale dell'albero ma anche dallo spazio messo a disposizione dal basamento.

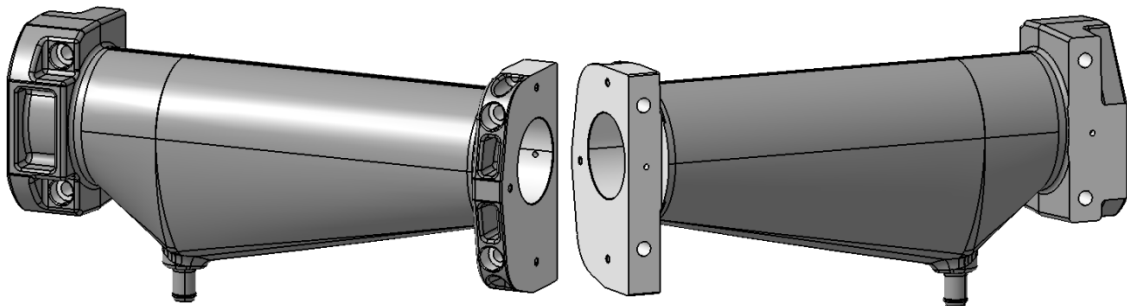


Figure 4.9 - Supporto lavorato finale

Il supporto della soluzione gamma è realizzato in alluminio con un processo di fusione con anima in sabbia. Le lavorazioni di fonderia (o processi di fusione) consentono di ottenere manufatti per mezzo della solidificazione di metallo liquido colato in opportune cavità (forme), nelle quali si versa la lega allo stato fuso; a solidificazione avvenuta si estrae il greggio di fusione. Questo processo è particolarmente adatto alla fabbricazione di manufatti di forma complessa, difficilmente ottenibili con altre tecnologie, e di grezzi destinati a successive lavorazioni per asportazione di truciolo. Il supporto dell'albero controrotante, per i motivi qui descritti, ben si presta ad essere realizzato con questo processo tecnologico.

I principali vantaggi della tecnica di fabbricazione per fusione sono: versatilità (rispetto alle quantità e alla complessità geometrica dei pezzi), possibilità di utilizzare tutte le leghe di interesse tecnico, produzione di pezzi con peso da pochi grammi a decine di tonnellate.

Nella progettazione di fonderia, il punto di partenza per una serie di passi di progettazione dei modelli e delle anime è il disegno del pezzo finito, che rappresenta la soluzione finale che si vuole realizzare e deriva dalla modellazione 3. Il passo successivo prevede la scelta del piano di divisione, l'analisi degli spessori del sovrametallo, degli angoli di sforno e dei raggi di raccordo. Da queste considerazioni prende vita il disegno del pezzo grezzo. Queste due fasi, cioè il disegno del pezzo finito e del grezzo, per tutti quei pezzi che saranno realizzati con un processo di fusione, sono realizzate direttamente all'interno dell'azienda VM Motori. Lo sviluppo e l'ingegnerizzazione delle fasi successive che portano alla produzione fisica del pezzo, spettano invece alla fonderia, poiché riguardano il dimensionamento di tutte quelle attrezzature come la *materozza*, il *modello*, l'*anima* e la *staffa*. Quindi, anche per il supporto, la modellazione del pezzo finito e del grezzo è stata interamente eseguita in VM, sempre grazie al software CAD CatiaV5.

Per prima cosa si è progettato il supporto nel suo stadio finale con le dimensioni nominali e le finiture superficiali previste post lavorazioni meccaniche. In Figura 4.9 sono mostrate due viste del supporto lavorato. Nella vista di destra le due superfici più chiare rappresentano le

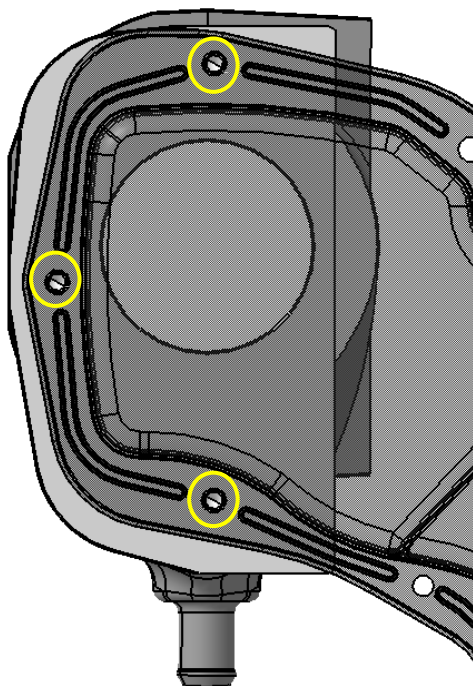


Figure 4.10 - Particolare dei fori di fissaggio del coperchio al supporto del contralbero

facce del supporto che vanno ad accoppiarsi al basamento.

Un'altra superficie del supporto lavorata è quella anteriore, dove sono praticati i fori per il fissaggio del coperchio anteriore del basamento. Questo coperchio copre tutta la distribuzione degli ingranaggi, impedisce che venga perso l'olio lubrificante e lo convoglia nuovamente in coppa. Ad inizio progetto si è deciso, per non gravare sul costo totale del motore, di non modificare l'attuale coperchio, andando così a praticare sul supporto dei fori che si accoppieranno a quelli già presenti sul coperchio per il fissaggio di quest'ultimo. In Figura 4.10 è mostrata la parte del coperchio che va ad appoggiarsi sul supporto del contralbero dove sarà

poi fissata a questo attraverso 3 viti. Nella figura il coperchio è trasparente per rendere più semplice la rappresentazione, ma nella realtà è in antiphan di colore nero. Il foro dietro il coperchio rappresenta la sede del perno anteriore del contralbero.

Per realizzare un modello il più possibile vicino alla realtà, il modello del grezzo del supporto si ottiene partendo da un corpo pieno (Figura 4.11) al quale si sottrae un altro modello 3D che rappresenta l'anima in sabbia (Figura 4.12), simulando quindi il vero e proprio processo di fusione. Il modello del grezzo tiene conto di circa 3 mm di sovrametallo in tutte quelle superfici che saranno lavorate, come, ad esempio, le facce di appoggio al basamento. Stessa

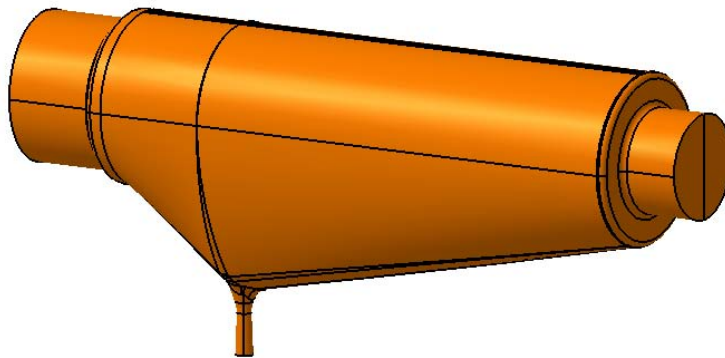


Figure 4.12 - Anima in sabbia del supporto

cosa vale per le sedi dei cuscinetti, dove in questo caso si tiene conto del sovrametallo attraverso l'anima. Il diametro dell'anima nella zona dei perni è ridotto di circa 5 mm rispetto a quello che sarà il diametro dei cuscinetti, in modo tale che il grezzo cavo abbia in questa zona del sovrametallo. Il materiale in eccesso sarà asportato poi con una lavorazione meccanica: per le superfici dei cuscinetti si prevede una rugosità media aritmetica $R_a = 0,6 \mu m$, ottenibile con una lavorazione di rettifica. Il modello del grezzo dovrà essere realizzato tenendo conto degli angoli di sformo e dei raggi di raccordo, necessari per poter

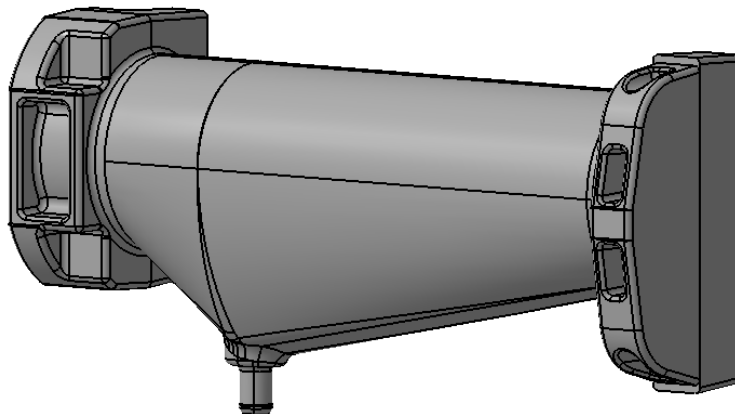


Figure 4.11 - Modello del supporto grezzo

estrarre il grezzo dalla *forma* con facilità. I valori di questi angoli e raggi dipendono dal materiale di fusione (in questo caso alluminio) e dal processo di fusione in sé.

Un particolare molto importante ricavato di grezzo sul supporto è il manicotto per lo scarico dell'olio lubrificante, al quale si accoppieranno un tubo di gomma e altri componenti descritti in dettaglio nel prossimo paragrafo. Il manicotto deve essere, evidentemente, cavo in modo da permettere lo scorrimento e la raccolta dell'olio che fluisce poi nuovamente in coppa. Il manicotto potrebbe essere pensato pieno e forato successivamente, oppure la sua cavità può essere direttamente realizzata con l'anima in sabbia del supporto, come si può osservare in Figura 4.12. La soluzione che si sceglie di adottare è la seconda, affidando quindi all'anima il compito di creare la cavità nel manicotto, in modo tale da evitare un'ulteriore lavorazione meccanica che avrebbe un certo costo.

4.4 Modellazione del circuito di scarico olio

Un sotto gruppo dalla funzionalità essenziale che va a completare l'applicazione dell'albero controrotante è dato dal sistema di scarico dell'olio. Questo circuito raccoglie l'olio che fuoriesce dai cuscinetti dopo che siano state lubrificate le sedi e che sia stata abbassata la temperatura dei corpi in moto relativo. Anche la forma a "V" allargata del supporto è pensata

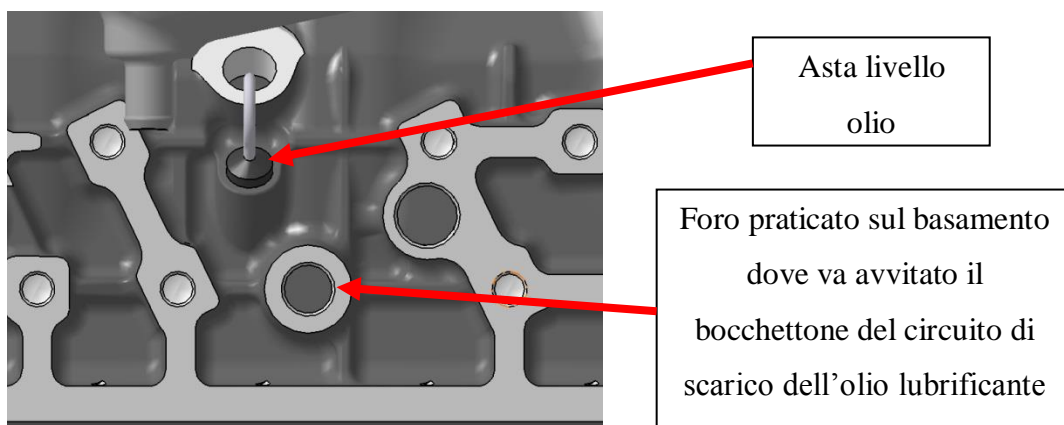


Figure 4.13 - Particolare del basamento con foro fissaggio bocchettone circuito olio

a sua volta per facilitare lo scarico dell'olio verso il manicotto.

Il circuito dell'olio è costituito dai seguenti componenti:

- Tubo in gomma;
- Manicotto ritorno olio – Sleeves;
- *Bocchettone forato* – *Pipe union* avvitato al basamento nel foro indicato in Figura 4.13;

- 2 Guarnizioni in rame;
- 2 Fascette a molla – Spring hose clamps.

Queste parti insieme costituiscono il sistema di scarico dell'olio che fluisce all'interno del supporto dopo aver attraversato i cuscinetti. Si è cercato di evitare in ogni modo la progettazione da zero di qualche componente, provando a realizzare un sistema di scarico olio con tutto ciò che le *Standard Tables* potevano offrire. Le *Standard Tables* sono delle tabelle unificate, dove sono raccolti tutti i componenti commerciali utilizzati dalla VM Motori. In questo modo non solo sarebbe più rapido il reperimento dei pezzi per il montaggio dei prototipi da testare, ma si schivano costi ulteriori legati alla progettazione di un nuovo componente, alla richiesta della fattibilità al fornitore e a tutto quello che ne consegue. Se da una parte questo modo di procedere costituisce un vantaggio in termini di risparmio economico, dall'altra costituisce un limite perché non lascia al progettista la massima libertà esecutiva. Alla fine, l'unico elemento di nuova progettazione non recuperabile dalle *Standard Tables* o da altri motori di produzione VM, è il tubo di gomma.

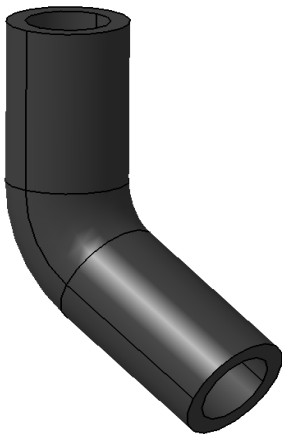
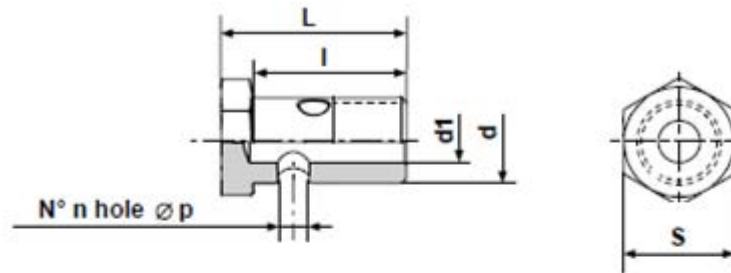


Figure 4.14 - Tubo in gomma

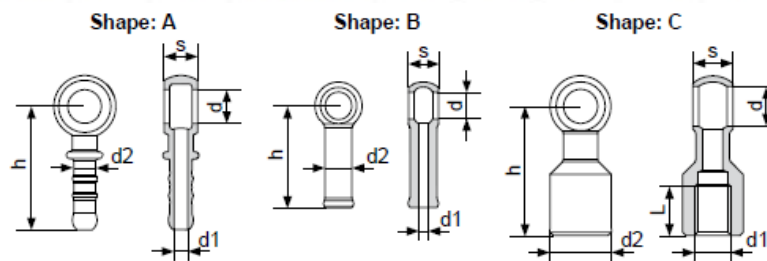
Il tubo di gomma è stato progettato con CatiaV5 e assume la forma visibile in Figura 4.14. Questa forma è scelta al fine di non interferire con l'asta livello olio e permettere un suo sfilamento senza ostacoli. Tutti gli altri componenti invece sono tratti dalle *Standard Tables*. Chi governa la scelta di queste parti è il diametro del foro filettato praticato sul basamento che deve corrispondere al diametro del bocchettone che a sua volta deve accoppiarsi con il manicotto e le guarnizioni in rame. Il foro sul basamento è un foro M18x1,5 e la filettatura del bocchettone selezionato nelle *Standard Tables* non può che essere dello stesso tipo come si vede nella prima delle due tabelle che seguono. In questa tabella è stata selezionata in colore giallo la riga corrispondente al bocchettone scelto.

La dimensione del diametro del bocchettone ha condizionato anche la scelta del manicotto ritorno olio, all'interno del quale il bocchettone deve infilarsi prima di essere avvitato al basamento. Come si vede nella seconda tabella il diametro interno dell'anello del manicotto scelto è proprio 18 mm e consente l'accoppiamento con il bocchettone. Anche il diametro interno delle due guarnizioni di rame è pari a 18 mm, mentre quello esterno è 22, con uno spessore di 1,5 mm. Una guarnizione fa tenuta tra il basamento e l'anello del manicotto,

mentre l'altra tra l'anello del manicotto e la testa del bocchettone. Infine il tubo di gomma è montato da un lato sul manicotto e dall'altro sul manicotto ricavato direttamente sul supporto.



d	d1	ST	Coding	L	l	S	n	p
M8x1	3.75	Zn	4 132 0008A	20	16	12	4	2
	4	Zn1	2 132 0025A	24	20		2	3
M10x1	5.5	Zn	4 132 0010A		28	19	14	
		Zn1	2 132 2024F					
M10x1.5	5		2 132 2022F					
M12x1	5.5	Y	2 132 2014F	35	30	17	2	5.5
M12x1.5	7		4 132 0132F	33	28		4	3.5
		Zn	4 132 0112F	29	24		3	4.5
		Zn1	2 132 2026F			2	2.5	
M14x1.5	9	Zn	4 132 0014A	30	26	19	4	4.5
		Zn1	2 132 2036F	31			4.5 / 4.2	
M16x1	11		2 132 2035F	33	28	22	3	7
M16x1.5		Y	4 132 0016A					
M18x1.5		Zn	4 132 0018A					
M22x1.5	12	Y	4 132 0022A	49	39	27	4	7



d	d1	d2	h	s	L	Shape	Coding		
8	3	5.8	21	8.3		A	41332005F		
		8	30	9		B	21332001A		
	4						21332047F		
10	M10x1	18	38	11	14	C	21332049F		
12	5	8	43.5	12	14	C	A	21330001A	
							6	38	21330021A
							M10x1	21330019A	
							M14x1.5	21330020A	
	1/8"		50		8.5		21332010F		
12.1			38.5		14		21330017A		
14	5	9	48	14		A	21330002A		
18	7.5	16	35	20		B	21332048F		
18.1	M18x1.5	26	48		18	C	41332007F		
22	M14x1.5	19	39	22	10		21330018A		
22.1	12	16.7	62	23.5		A	21332030F		

Per quanto riguarda il fissaggio del tubo in gomma ai due manicotti, si ricorre all'uso di due fascette a molla la cui procedura seguita per la scelta della fascetta opportuna segue la DIN 3021. Per la scelta delle quote si faccia riferimento alla Figura 4.15.

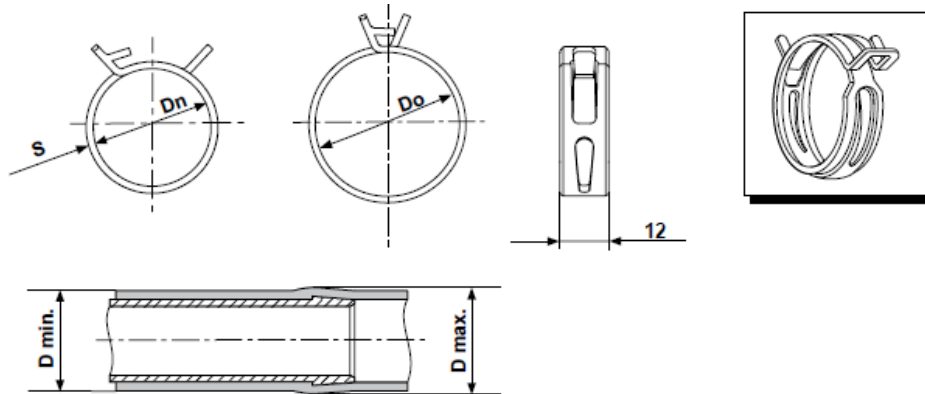


Figure 4.15 - Quote indicative per la scelta della fascetta a molla secondo la DIN 3021

Per determinare la misura corretta della fascetta la norma suggerisce di procedere in questo modo:

- Misurare i diametri D_{min} e D_{max} che in questo caso valgono $D_{min} = 22,5$ mm e $D_{max} = 24$ mm.
- Dal diametro minimo D_{min} valutare il diametro nominale appropriato della fascetta D_n che in questo caso è assunto pari a 22 mm.
- Confrontare D_{max} con il valore D_0 dato dalla Tabella 4.4 corrispondente al diametro nominale D_n selezionato. La fascetta selezionata è corretta se:

$$D_0 \geq D_{max}$$

Dn (nominal \varnothing)	Do (max opening \varnothing)	s	Color	Coding
13	14,5	0,80	B	2106F
14	15,8			2150F
15	16,8			2101F
16	17,5	1,00		2218F
17	18,5			2110F
19	21			2102F
20	21,6			2108F
21	22,5	1,30		2111F
22	24,5			S
23	24,7	1,40		B
25	27		2112F	

Tabella 4.3

Come si vede in Tabella 4.2 $D_0 = 24,5$ ed essendo uguale a D_{max} soddisfa la DIN 3021, perciò la fascetta il cui codice termina per 2223F corrisponde ad una buona scelta.

Nelle Figure 4.16 e 4.17 è rappresentato il sistema di scarico olio con tutti i componenti mostrati in dettaglio.

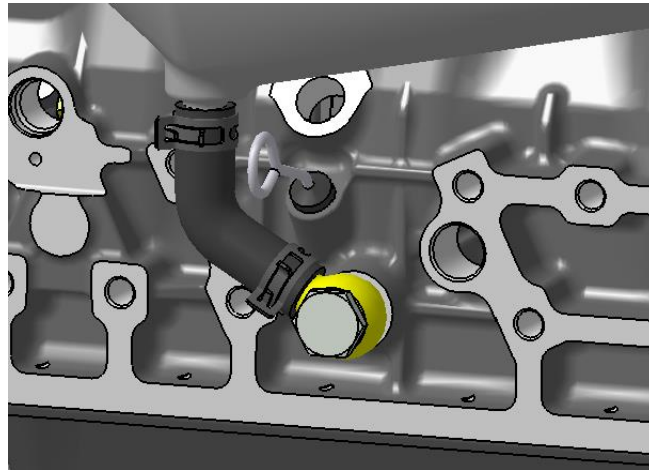


Figure 4.16 - Sistema di scarico dell'olio proveniente dal supporto

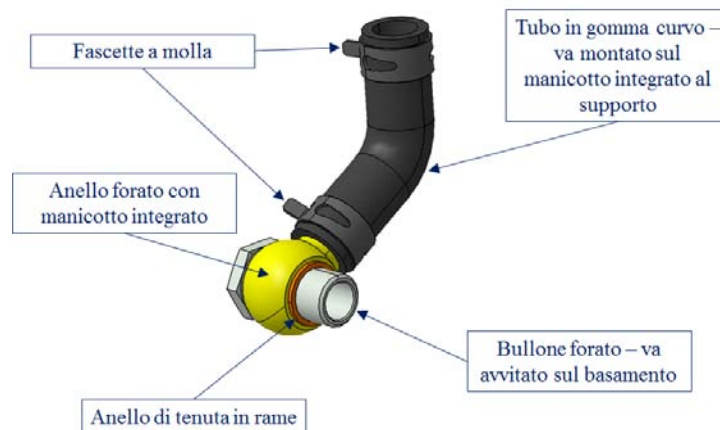


Figure 4.17 - Tubo di scarico dell'olio con tutti i componenti

Fino ad ora non è stato specificato da dove arrivi l'olio lubrificante che raggiunge i cuscinetti dell'albero controrotante. L'olio, ovviamente, è lo stesso che lubrifica le altre zone del motore dove è necessario garantire una lubrificazione costante e forzata. L'albero controrotante è posizionato con il suo supporto dalla parte del basamento in cui si trova quella che viene chiamata *Main Gallery*, cioè una galleria interna al basamento in cui scorre l'olio in pressione, inviato dalla pompa. Da qui l'olio viene mandato ai perni dell'albero a gomiti, ai perni dell'albero a camme, al tubo di mandata olio al turbo e a lubrificare e raffreddare la zona sottostante i pistoni. Poiché il supporto del contralbero è direttamente montato sul basamento, si pensa di praticare dei fori sul basamento e sul supporto in corrispondenza alla *Main Gallery* e ai cuscinetti del contralbero, cosicché l'olio possa raggiungere, grazie alla pressione di mandata, anche i perni dell'albero controrotante. La Figura 4.18 mostra una sezione del basamento e del supporto dell'albero controrotante. In rosso è evidenziato il percorso dell'olio dalla *Main Gallery* ai cuscinetti del contralbero, grazie ai fori praticati.

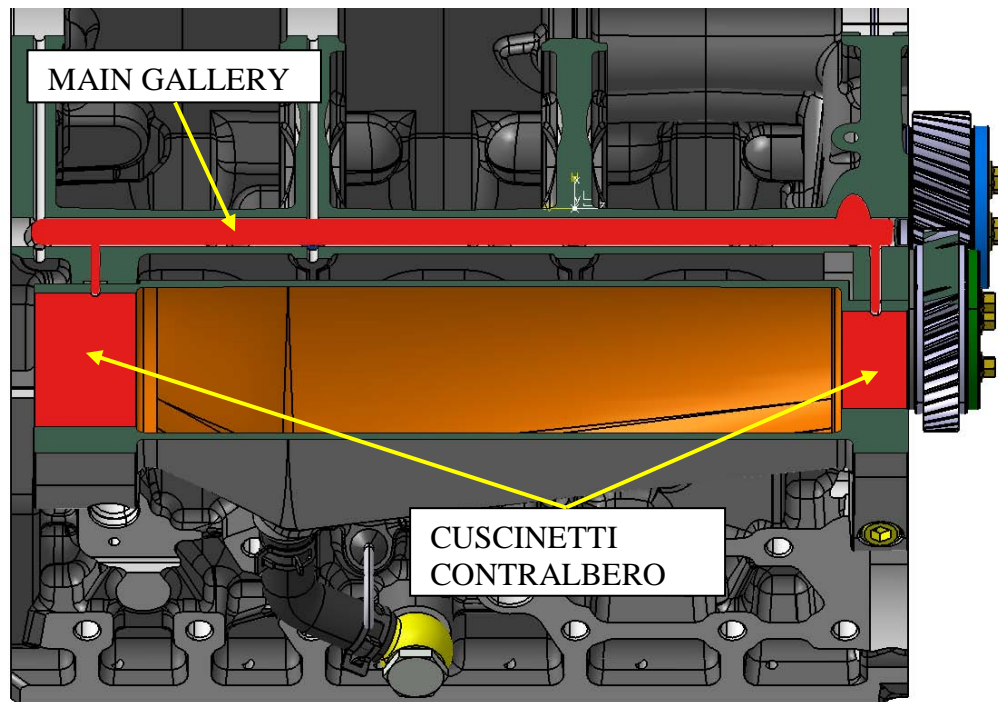


Figure 4.18 - Percorso dell'olio dalla Main Gallery ai cuscinetti del contralbero

4.5 Posizionamento e progetto degli ingranaggi

Un argomento di non poco rilievo è rappresentato dal treno di ingranaggi che trasferiscono il moto all'albero controrotante: ruota dentata dell'albero a gomiti, rinvio centrale, ruota oziosa e ruota dentata del contralbero. Questa catena di ingranaggi è costituita da 4 ruote dentate affinché il verso di rotazione dell'albero controrotante sia, appunto, inverso a quello dell'albero motore. Nella configurazione gamma (γ), cioè quella definitiva, la posizione dell'asse di rotazione del contralbero è cambiata rispetto alla posizione che era stata definita nella soluzione alfa (α). Per questo motivo la ruota oziosa, cioè la ruota dentata che prende il moto dal rinvio centrale e lo trasferisce al contralbero, cambia nel centraggio, nel numero dei denti e anche nel profilo di questi rispetto a com'era stata progettata nella soluzione alfa (α).

Per il nuovo posizionamento della ruota oziosa si sono rispettati alcuni vincoli, tra i quali la posizione dell'ingranaggio di rinvio centrale, il numero e il profilo dei suoi denti oltre al numero dei denti della corona dentata ricavata sul contralbero, che dev'essere uguale al numero dei denti $Z=25$ che si ha sull'albero a gomiti. A questi vincoli se ne aggiunge un altro dato dalla forma del coperchio anteriore in antiphon del basamento: tutto il sistema di ingranaggi deve, dopo il montaggio, trovarsi all'interno del coperchio e non toccarne la superficie interna durante il funzionamento. Ad inizio progetto non si era sicuri di poter

garantire il rispetto di questo vincolo, ma dopo un attento posizionamento e progetto della ruota oziosa si è riusciti ad evitare il contatto.

Il posizionamento ha previsto una fase iniziale di studio della circonferenza primitiva della ruota oziosa sulla base delle circonferenze primitive di rinvio centrale e albero controrotante. Da qui in poi si indicheranno con il pedice “ca” le grandezze riferite al contralbero, con il pedice “ro” quelle riferite alla ruota oziosa ed infine con il pedice “rc” quelle riferite al rinvio centrale.

Il diametro primitivo nominale della ruota dentata del contralbero si ottiene moltiplicando il numero dei denti (uguale per definizione a quello dell'ingranaggio di comando dell'albero a gomiti) per il modulo trasversale:

$$d_{ca} = Z \cdot m_t = 25 \cdot 2,156 = 53,895 \text{ mm.}$$

Il diametro primitivo nominale dell'ingranaggio di rinvio centrale è dato a disegno in quanto è un componente in produzione che viene già montato sul motore e vale:

$$d_{rc} = 77,609 \text{ mm.}$$

La circonferenza primitiva della ruota oziosa dev'essere bitangente alle altre due primitive (Figura 4.19), ma al tempo stesso dare luogo ad una dentatura che non tocchi e non interferisca con il coperchio anteriore in antiphon del basamento, cosa che costituisce il

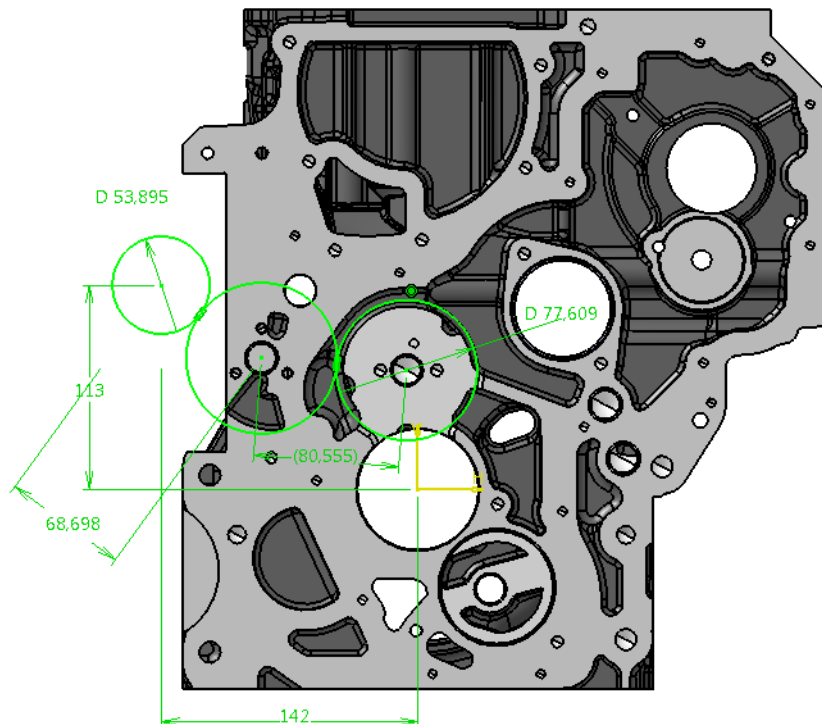


Figure 4.19 – In verde le circonferenze primitive, da sinistra a destra, dei seguenti ingranaggi: contralbero, ruota oziosa e rinvio centrale

vincolo più rigido da rispettare. Così per ogni possibile circonferenza primitiva della ruota oziosa bitangente, si è stimato il diametro esterno dei denti e si è valutata la distanza minima tra la circonferenza di testa dei denti e il coperchio in antiphon, trovando un buon compromesso con un interasse nominale tra contralbero e ruota oziosa di 68,698 mm. Il valore del diametro esterno della ruota oziosa, così come quello di altre grandezze utili da monitorare e controllare per la progettazione del profilo dei denti delle ruote dentate, deriva dall'implementazione di un foglio di calcolo EXCEL sviluppato nel corso degli anni dalla VM Motori.

4.5.1 Foglio di calcolo per ingranaggi cilindrici ad assi paralleli VM Motori

Il foglio di calcolo EXCEL permette di calcolare la geometria, la resistenza e le principali misure di verifica della dentatura di una coppia di ruote dentate cilindriche ad assi paralleli e denti elicoidali e di visualizzare graficamente il profilo dei denti. I dati di input sono i principali dati geometrici e della sollecitazione delle due ruote, mentre gli output sono tutte le dimensioni principali delle due ruote, la verifica di resistenza, le principali misure di verifica da controllare e il disegno del profilo ad evolvente delle due ruote. E' stato realizzato implementando le principali formule geometriche e di calcolo della resistenza della dentatura degli ingranaggi. Dovendo controllare contemporaneamente 3 ruote dentate, i fogli di calcolo su cui si appoggia il dimensionamento sono due.

Ciascun foglio di calcolo presenta 7 diverse schermate, in cui si analizzano rispettivamente:

- Geometria;
- Resistenza;
- Misura tra le sfere;
- Profilo dente ruota 1;
- Grafica ruota 1;
- Profilo dente ruota 2;
- Grafica ruota 2.

L'utente, per ciascuna schermata del foglio Excel, deve solamente inserire i valori di input nelle caselle opportune, evidenziate con colori particolari.

Geometria

In questa schermata si realizza il calcolo dei principali dati geometrici delle due ruote che ingranano. I dati di input da inserire nelle caselle gialle del foglio Excel sono:

- Interasse di funzionamento nominale;
- Modulo normale m_n ;
- Angolo di pressione normale α_n ;
- Angolo dell'elica β sul diametro primitivo nominale;
- Coefficiente di Addendum dell'utensile h_0 ;
- Coefficiente di Arrotondamento della testa dell' utensile r_0 ;
- Numero di denti delle due ruote;
- Larghezza della fascia di ingranamento;
- Spostamento imposto alla ruota 1;
- Ribassamento di testa delle due ruote;
- Numero di denti per la misura cordale delle due ruote.

I dati di output si dividono in due classi: quelli generali per l'ingranamento e quelli che si riferiscono a ciascuna singola ruota. Nella prima classe si trovano:

- Modulo trasversale;
- Angolo di pressione trasversale;
- Angolo di pressione trasversale di funzionamento;
- Angolo d'elica di funzionamento;
- Angolo d'elica sul diametro di base;
- Modulo trasversale di funzionamento;
- Addendum nominale dell'utensile;
- Somma dei coefficienti di spostamento di fabbricazione ideale;
- Coefficienti di spostamento minimi per evitare il sottotaglio delle due ruote;
- Riavvicinamento assi;
- Ricoprimento trasversale;
- Ricoprimento di fascia;
- Ricoprimento totale.

I dati di output della seconda classe, cioè quelli che si riferiscono alle due singole ruote sono:

- Spostamento;
- Diametro esterno;
- Diametro primitivo nominale;
- Diametro primitivo di funzionamento;
- Diametro limite di coniugazione sul fondo;

- Diametro limite del profilo ad evolvente al piede (TIF);
- Margine sul TIF;
- Diametro di fondo;
- Gioco sul fondo;
- Diametro di base;
- Spessore di testa;
- Spessore sul diametro primitivo di lavoro;
- Strisciamento specifico al punto di contatto singolo inferiore;
- Strisciamento specifico al punto di contatto singolo superiore;
- Misura cordale sul numero di denti ideale;
- Spessore sul diametro limite del profilo ad evolvente;
- Misura cordale sul numero di denti selezionato.

Il limite di questo foglio di calcolo è il riferimento alle condizioni ideali di ingranamento, di gioco nullo fra le ruote; infatti introducendo il valore di spostamento della ruota 1, la ruota 2 è automaticamente calcolata come dovrebbe essere idealmente. In realtà, per avere dei giochi sui fianchi dei denti e per fare ingranare ruote in interassi non ideali, le ruote accoppiate non hanno mai i due spostamenti ideali.

Condizione necessaria affinché le ruote dentate ingranino tra loro è che abbiano lo stesso modulo normale. Stabilito poi l'angolo dell'elica, che è un altro parametro di input, si determina anche il modulo trasversale e da questo il diametro primitivo nominale delle ruote dentate. Dopo di ché, noto il diametro primitivo, la somma dei coefficienti di spostamento e il modulo normale m_n , si stima, per gioco nullo sui fianchi dei denti, il diametro delle teste dei denti (diametro esterno), per capire se con quei parametri progettuali la ruota oziosa interferirebbe con il coperchio anteriore del basamento oppure no.

Per prima cosa è necessario che, sul foglio di calcolo, i parametri costruttivi della dentatura dell'ingranaggio di rinvio centrale coincidano con quelli riportati a disegno, in quanto, come già anticipato, trattasi di un componente a distinta, attualmente montato sul motore nelle versioni R753IE4.61A e R753IE4.63A, che non si intende modificare nella versione per albero controrotante. Questo vincolo sul rinvio centrale comporterà delle scelte obbligate sulla ruota oziosa, come ad esempio lo *Spostamento imposto*, funzione del suo coefficiente di spostamento X_{2n} . Lo *Spostamento imposto* si valuta come il prodotto del modulo normale per il coefficiente X_{2n} :

$$\text{Spostamento imposto ruota 2} = m_n \cdot X_{2n} = 2 \cdot -0,156 = -0,312 \text{ mm.}$$

In Figura 4.20 è mostrata la schermata riguardante il calcolo della geometria per la coppia *Ingranaggio di rinvio e Ruota oziosa*.

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli - Calcolo geometrico			
Dati di progetto		Dati Ruota 1 RINVIO CENTRALE	
Interasse (mm)	80,555	Spostamento (mm)	0,028
Modulo normale m_n (mm)	2,000	Diametro esterno (mm)	81,665
Angolo di pressione α_n	20,000	Diametro primitivo nominale (mm)	77,609
Angolo dell'elica β	21,916	Diametro primitivo di funzionamento (mm)	77,333
Coeff. Addendum utensile h_0	1,410	Diametro limite di coniugazione sul fondo (mm)	74,794
Coeff. Arrot. testa utensile r_0	0,200	Diametro limite profilo evolvente al piede (mm)	73,700
N. denti ruota 1 RINVIO CENTRALE	36,000	Margine tif (mm)	0,547
N. denti ruota 2 RUOTA OZIOSA	39,000	Diametro di fondo (mm)	72,025
Larghezza fascia (mm)	15,000	Gioco sul fondo (mm)	1,017
		Diametro di base (mm)	72,247
		Spessore di testa (mm)	1,665
Dati di ingranamento		Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,503
Modulo trasversale m_t (mm)	2,156	Strisciamento specifico al contatto inf. (mm)	0,160
Angolo di press. trasversale α_t	21,421	Strisciamento specifico all'estremo inf. (mm)	0,818
Angolo di press. trasv. di funzionamento α_{tf}	20,894	Misura cordale su 5 denti (mm)	27,837
Angolo elica di funzionamento β_f	21,845	Spessore sul diametro limite profilo evolvente	4,400
Angolo elica su diametro di base β_b	20,532	Misura cordale su 5 denti (mm)	27,837
Modulo trasversale di funzionamento m_{tf}	2,148		
Addendum utensile H_0 (mm)	1,308	Dati Ruota 2 RUOTA OZIOSA	
Somma coeff. di spostamento $X_{1n}+X_{2n}$	-0,142	X_{2n}	-0,156
X_{1n} minimo per evitare sottotaglio	-1,310	Spostamento (mm)	-0,312
X_{2n} minimo per evitare sottotaglio	-1,525	Diametro esterno (mm)	87,052
X_{1n} (imposto)	0,014	Diametro primitivo nominale (mm)	84,076
Riavvicinamento assi (mm)	0,003	Diametro primitivo di funzionamento (mm)	83,777
Ricoprimento trasversale	1,485	Diametro limite di coniugazione sul fondo (mm)	80,634
Ricoprimento di fascia	0,891	Diametro limite profilo evolvente al piede (mm)	79,707
Ricoprimento totale	2,376	Margine tif (mm)	0,463
		Diametro di fondo (mm)	77,812
Ribassamento testa ruota 1	0,000	Gioco sul fondo (mm)	0,817
Ribassamento testa ruota 2	0,200	Diametro di base (mm)	78,268
		Spessore di testa (mm)	1,918
N° denti per la misura della cordale ruota 1	5	Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,246
N° denti per la misura della cordale ruota 2	6	Strisciamento specifico al contatto inf. (mm)	0,358
		Strisciamento specifico all'estremo inf. (mm)	1,127
		Misura cordale su 6 denti (mm)	33,613
		Spessore sul diametro limite profilo evolvente	4,263
Dati di Input		Misura cordale su 6 denti (mm)	33,613

Figure 4.20 - Ingranaggio di rinvio e Ruota oziosa

Tra i vari parametri indicati in Figura 4.20, bisogna controllare soprattutto il valore degli *Strisciamenti specifici*: devono essere minimizzati il più possibile e portati a convergenza. Dalla tabella si vede che i due *strisciamenti specifici* sono dello stesso ordine di grandezza e hanno valori molto vicini tra una ruota e l'altra, inoltre, come dovrebbe proprio essere per ragioni legate all'usura, gli strisciamenti del pignone (cioè l'ingranaggio di rinvio centrale che ha meno denti) sono inferiori a quelli della corona (ruota oziosa che ha più denti). Normalmente l'usura è maggiore per la ruota dentata avente un numero minore di denti e quindi è bene che tra le due questa abbia valori degli *strisciamenti specifici* più piccoli.

Fino a questo momento non si è imposto nessun ribassamento alla testa della ruota oziosa, ma sarebbe meglio diminuire di qualche decimo la testa dei suoi denti così da ottenere un diametro esterno della ruota più piccolo e avere minori rischi di contatto tra i denti e il coperchio del basamento quando il motore è in funzionamento.

Allora si imposta un ribassamento di 2 decimi di millimetro alla testa dei denti della ruota oziosa ottenendo una diminuzione di 0,4 mm sul diametro esterno. In Tabella 4.8 sono evidenziati in arancione quei parametri che cambiano in seguito all'introduzione del ribassamento sulla testa dei denti rispetto al caso in cui il ribassamento imposto sia nullo.

Dati Ruote dentate	OZIOSA Z=39	OZIOSA Z=39 CON RIBASSAMENTO
X2n	-0,156	-0,156
Spostamento (mm)	-0,312	-0,312
Diametro esterno (mm)	87,452	87,052
Diametro primitivo nominale (mm)	84,076	84,076
Diametro primitivo di funzionamento (mm)	83,777	83,777
Diametro limite di coniugazione sul fondo (mm)	80,634	80,634
Diametro limite profilo evolvente al piede (mm)	79,707	79,707
Margine tif (mm)	0,463	0,463
Diametro di fondo (mm)	77,812	77,812
Gioco sul fondo (mm)	0,817	0,817
Diametro di base (mm)	78,268	78,268
Spessore di testa (mm)	1,729	1,918
Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,246	3,246
Strisciamento specifico al contatto inf. (mm)	0,274	0,358
Strisciamento specifico all'estremo inf. (mm)	1,127	1,127
Misura cordale su 6 denti (mm)	33,613	33,613
Spessore sul diametro limite profilo evolvente	4,263	4,263
Misura cordale su 5 denti (mm)	27,708	27,708

Tabella 4.4

I dati che si modificano sono il *Diametro esterno*, lo *Spessore di testa* e lo *Strisciamento specifico al contatto inferiore*. Il *Diametro esterno* diminuisce (e di conseguenza aumenta lo *Spessore di testa* perché si sta pensando di tagliare il dente) e questo, come spiegato poco sopra, rappresenta un vantaggio al fine di aumentare la distanza tra le teste dei denti e il coperchio in antiphon del basamento. Lo *Strisciamento specifico al contatto inferiore* invece aumenta, indicando che l'usura della dentatura sarà più veloce nel tempo rispetto al caso di ribassamento nullo. Un ribassamento di 2 decimi della testa dei denti della ruota oziosa non modifica in alcun modo la *Misura cordale* e nemmeno la *Misura tra le sfere*, parametro che controlla il gioco sui fianchi dei denti.

Stabiliti a questo punto i parametri costruttivi della *Ruota oziosa* non resta che fare lo stesso per la *Ruota dentata del contralbero*, operando in un foglio di calcolo della stessa tipologia di

quello in Figura 4.20, che vedrà come oggetto di studio proprio queste due ruote (Figura 4.21).

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli - Calcolo geometrico			
Dati di progetto		Dati Ruota 1 RUOTA OZIOSA	
Interasse (mm)	68,698	Spostamento (mm)	-0,312
Modulo normale m_n (mm)	2,000	Diametro esterno (mm)	87,052
Angolo di pressione α_n	20,000	Diametro primitivo nominale (mm)	84,076
Angolo dell'elica β	21,916	Diametro primitivo di funzionamento (mm)	83,726
Coeff. Addendum utensile h_0	1,410	Diametro limite di coniugazione sul fondo (mm)	80,731
Coeff. Arrot. testa utensile r_0	0,200	Diametro limite profilo evolvente al piede (mm)	79,707
N. denti ruota 1 RUOTA OZIOSA	39,000	Margine tif (mm)	0,512
N. denti ruota 2 CONTRALBERO	25,000	Diametro di fondo (mm)	77,812
Larghezza fascia (mm)	15,000	Gioco sul fondo (mm)	0,816
		Diametro di base (mm)	78,268
		Spessore di testa (mm)	1,918
		Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,263
Dati di ingranamento		Strisciamento specifico al contatto inf. (mm)	0,425
Modulo trasversale m_t (mm)	2,156	Strisciamento specifico all'estremo inf. (mm)	1,286
Angolo di press. trasversale α_t	21,421	Misura cordale su 6 denti (mm)	33,612
Angolo di press. trasv. di funzionamento α_{tf}	20,802	Spessore sul diametro limite profilo evolvente	4,263
Angolo elica di funzionamento β_f	21,833	Misura cordale su 5 denti (mm)	27,708
Angolo elica su diametro di base β_b	20,532		
Modulo trasversale di funzionamento m_{tf}	2,147		
Addendum utensile H_0 (mm)	1,308	Dati Ruota 2 CONTRALBERO	
Somma coeff. di spostamento $X1n+X2n$	-0,142	$X2n$	0,014
$X1n$ minimo per evitare sottotaglio	-1,525	Spostamento (mm)	0,029
$X2n$ minimo per evitare sottotaglio	-0,519	Diametro esterno (mm)	57,952
$X1n$ (imposto)	-0,156	Diametro primitivo nominale (mm)	53,895
Riavvicinamento assi (mm)	0,004	Diametro primitivo di funzionamento (mm)	53,670
Ricoprimento trasversale	1,453	Diametro limite di coniugazione sul fondo (mm)	51,297
Ricoprimento di fascia	0,891	Diametro limite profilo evolvente al piede (mm)	50,524
Ricoprimento totale	2,344	Margine tif (mm)	0,387
		Diametro di fondo (mm)	48,312
Ribassamento testa ruota 1	0,200	Gioco sul fondo (mm)	1,016
Ribassamento testa ruota 2	0,000	Diametro di base (mm)	50,172
		Spessore di testa (mm)	1,609
N° denti per la misura della cordale ruota 1	5	Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,481
N° denti per la misura della cordale ruota 2	5	Strisciamento specifico al contatto inf. (mm)	0,267
		Strisciamento specifico all'estremo inf. (mm)	1,286
		Misura cordale su 4 denti (mm)	21,551
		Spessore sul diametro limite profilo evolvente	4,100
		Misura cordale su 5 denti (mm)	27,456
Dati di Input			

Figure 4.21 - Ruota oziosa e ruota del contralbero

Nel foglio di calcolo, considerando la ruota oziosa come ruota 1 avente tutti i parametri noti, la ruota dentata del contralbero resta immediatamente determinata; un controllo sui parametri più importanti ha permesso di garantire un buon funzionamento della catena di ingranaggi. Per il profilo dentato del contralbero non si prevede alcun ribassamento del diametro di testa, a differenza di quanto fatto per la ruota oziosa.

Osservando gli *Strisciamenti specifici* si vede che anche in questo caso i valori per le due ruote sono dello stesso ordine di grandezza e molto vicini tra loro. A questo si aggiunge il fatto che lo *Strisciamento specifico al contatto inferiore* dei denti del contralbero è più piccolo dello *Strisciamento specifico al contatto inferiore* dei denti della ruota oziosa, e questo è un

aspetto molto positivo dal momento che il numero dei denti sul contralbero è minore del numero dei denti dell'oziosa.

Resistenza

In questa schermata si realizza il calcolo della resistenza delle due ruote che ingranano, secondo le equazioni imposte dalla norma ISO 6336, metodo semplificato B. Per fare questo vengono calcolati anche una serie di coefficienti e fattori d'influenza necessari per la stima della resistenza.

I dati di input da inserire nelle caselle azzurre di Figura 4.7 e 4.8 sono:

- Potenza trasmessa;
- Regime della ruota 1;
- Modulo elastico del materiale delle ruote.

I dati di output per le singole ruote, visibili nelle caselle rosa, sono:

- Pressione superficiale;
- Sforzo di flessione;
- Fattore di resistenza;
- Fattore di intaglio;
- Fattore dell'angolo d'elica;
- Verifica della convergenza del calcolo.

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli	
- Calcolo di resistenza secondo ISO	
Dati di progetto	
Potenza trasmessa (kW)	1,4
Giri/min. ruota 1	2600
Modulo elastico (daN/mm ²)	210000
Larghezza fascia (mm)	15,0
Pressione superficiale (daN/mm ²)	52,833
Ruota 1	
Sforzo di flessione (daN/mm ²)	1,191
fattore di resistenza Y _f	1,673
con Q _s	2,485
fattore di intaglio Y _s	1,996
fattore angolo elica Y _{beta}	0,837
Ruota 2	
Sforzo di flessione (daN/mm ²)	1,146
fattore di resistenza Y _f	1,672
con Q _s	2,197
fattore di intaglio Y _s	1,921
fattore angolo elica Y _{beta}	0,837
Il calcolo è andato a convergenza?	VERO

Tabella 4.5 – Resistenza tra l'ingranaggio di rinvio e la ruota oziosa

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli	
- Calcolo di resistenza secondo ISO	
Dati di progetto	
Potenza trasmessa (kW)	1,4
Giri/min. ruota 1	2600
Modulo elastico (daN/mm ²)	210000
Larghezza fascia (mm)	15,0
Pressione superficiale (daN/mm ²)	56,988
Ruota 1	
Sforzo di flessione (daN/mm ²)	1,078
fattore di resistenza Y _f	1,720
con Q _s	2,196
fattore di intaglio Y _s	1,903
fattore angolo elica Y _{beta}	0,837
Ruota 2	
Sforzo di flessione (daN/mm ²)	1,139
fattore di resistenza Y _f	1,855
con Q _s	2,170
fattore di intaglio Y _s	1,865
fattore angolo elica Y _{beta}	0,837
Il calcolo è andato a convergenza?	VERO

Tabella 4.6 - Resistenza tra la ruota oziosa e la ruota del contralbero

Il limite di questa schermata è la mancanza di un confronto con i dati di resistenza del materiale delle ruote, per fornire un valore del coefficiente di sicurezza. Infatti vengono solo forniti dei valori indicativi delle pressioni superficiali, legate alla resistenza dei fianchi dei denti, e degli sforzi di flessione, legati alla resistenza del fondo del dente.

E' molto importante fare una precisazione legata a questa schermata relativa resistenza: non si tratta, come potrebbe sembrare, di un calcolo avente come scopo la verifica dei denti a resistenza, ma solo una via per controllare che il primo dimensionamento, effettuato nella schermata relativa alla Geometria, sia sensato e funzionale. L'albero controrotante è un corpo libero di muoversi attorno al suo asse e l'unica potenza da vincere per mantenerlo in rotazione è legata al lavoro d'attrito sui cuscinetti. Per questo motivo la potenza assorbita dal contralbero, che si ripartisce come potenza trasmessa tra le ruote dentate della catena di ingranaggi, è molto bassa. Con dei denti come quelli che nascono da questo dimensionamento, la verifica strutturale è automaticamente superata, proprio per le basse potenze in gioco. Quindi le schermate relative alla resistenza servono per capire se gli sforzi siano ripartiti all'incirca in maniera equa tra le due ruote dentate di ciascuna coppia ingranante. La potenza nei due casi è stata assunta pari a 1,4 kW, valore plausibile e verosimile per questa applicazione.

Misura tra le sfere

In questa schermata viene effettuato il calcolo dei valori delle misure tra le sfere da effettuare sulle ruote, per una verifica dimensionale. Questo è uno dei sistemi di misura più adottati, assieme alla *Misura cordale Wildhaber*, che è misurata nella schermata del calcolo dei dati geometrici. In questa schermata viene prima suggerito un valore teorico del diametro delle sfere da usare, e poi viene indicata, con la tolleranza, la *Misura tra le sfere* calcolata pensando di utilizzare delle sfere aventi un diametro pari a quello usato maggiormente nella pratica per questo genere di ingranaggi.

Attorno al valore che si ottiene della *Misura cordale Wildhaber* nella schermata relativa alla Geometria, si stabiliscono i valori dei giochi sui fianchi dei denti; questi si impongono negativi per entrambe le ruote dentate di ciascuna delle due coppie, considerando che solitamente i valori si aggirano, per il singolo dente, attorno a:

- 0,02-0,03 mm per sbarbatura o rettifica;
- 0,04-0,05 mm per dentatura soltanto.

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli - Misura tra le sfere			
Dati necessari al calcolo		Dati calcolati	
N. denti ruota 1	36	diametro sfera ruota 1	4,752
N. denti ruota 2	39	diametro sfera ruota 2	5,107
Modulo trasversale di funzionamento m_f	2,148	α_{tr1}	50,247
Angolo di press. trasv. di funzionamento α_{tr}	20,8941	α_{tr2}	50,053
Angolo elica su diametro di base β_b	20,5324		
Ruota 1			
Diametro primitivo di funzionamento (mm)	77,333		
Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,503		
Diametro di base (mm)	72,247		
Ruota 2			
Diametro primitivo di funzionamento (mm)	83,777		
Spessore sul diametro primitivo di lavoro (mm)	3,246		
Diametro di base (mm)	78,268		
Dati da inserire			
Ruota 1		Ruota 1	
Diametro unificato per le sfere	3,5	Misura tra le sfere	
tolleranza min	-0,002	max	82,665
tolleranza max	-0,02	min	82,618
Ruota 2		Ruota 2	
Diametro unificato per le sfere	3,5	Misura tra le sfere	
tolleranza min	-0,02	max	88,397
tolleranza max	-0,03	min	88,370
Il calcolo è andato a convergenza?	VERO		

Figure 4.22 - Misura tra le sfere per ingranaggio di rinvio e ruota oziosa

Una volta impostati i giochi sullo spessore del singolo dente e il diametro delle sfere unificato, il foglio di calcolo mostra la *Misura tra le sfere*. Questa misura si prende fisicamente in questo modo: si considerano delle sfere di diametro prestabilito, si inseriscono

in due cavità opposte della ruota dentata e se ne misura la distanza. Se il numero dei denti è pari le sfere potranno essere disposte per la misura esattamente in due cavità opposte della ruota dentata, altrimenti se è dispari le due sfere verranno disposte in due cavità aventi la massima distanza tra loro, ma non saranno mai esattamente opposte. Sulla base del gioco imposto allo spessore del singolo dente, nasce una tolleranza relativa alla *Misura tra le sfere* che permette di capire se siano rispettati i giochi imposti sui fianchi dei denti oppure no. Per quanto riguarda i giochi sui fianchi dei denti si sceglie di assegnare dei valori corrispondenti ad una lavorazione di sbarbatura o rettifica per entrambe le ruote dentate, mentre il diametro delle sfere è stato posto pari a 3,5 mm.

Foglio di calcolo per ingraggi cilindrici ad assi paralleli			
- Misura tra le sfere			
Dati necessari al calcolo		Dati calcolati	
N. denti ruota 1	39	diámetro sfera ruota 1	5,023
N. denti ruota 2	25	diámetro sfera ruota 2	10,140
Modulo trasversale di funzionamento m_T	2,147	α_{tr1}	49,553
Angolo di press. trasv. di funzionamento α_{Tf}	20,80160	α_{tr2}	72,470
Angolo elica su diametro di base β_b	20,5324		
Ruota 1			
Diámetro primitivo di funzionamento (mm)	83,726		
Spessore sul diámetro primitivo di lavoro (mm)	3,263		
Diámetro di base (mm)	78,268		
Ruota 2			
Diámetro primitivo di funzionamento (mm)	53,670		
Spessore sul diámetro primitivo di lavoro (mm)	3,481		
Diámetro di base (mm)	50,172		
Dati da inserire			
Ruota 1		Ruota 1	
Diámetro unificato per le sfere	3,5	misura tra le sfere	
tolleranza min	-0,02	max	88,397
tolleranza max	-0,03	min	88,369
Ruota 2		Ruota 2	
Diámetro unificato per le sfere	3,5	misura tra le sfere	
tolleranza min	-0,02	max	58,764
tolleranza max	-0,03	min	58,739
Il calcolo è andato a convergenza?		VERO	

Figure 4.23 - Misura tra le sfere per ruota oziosa e ruota dentata del contralbero

Profilo del dente della ruota 1

In questa schermata è possibile visualizzare il profilo ad evolvente di un dente della ruota 1. Nella parte sinistra è visualizzato solamente il profilo, nella parte destra sono visibili, grazie alle diverse colorazioni, le diverse parti del profilo, ossia la testa, l'evolvente, il raccordo e il fondo del dente. I relativi dati di calcolo sono visibili nella schermata *Grafica ruota 1*. E' raffigurata la scala, così si possono visualizzare immediatamente le reali dimensioni del dente. Il limite di questa schermata è l'impossibilità di visualizzare il dente in 3D; inoltre non possono essere considerate eventuali correzioni del profilo.

Nelle figure che seguono sono rappresentati i profili dei denti delle tre ruote dentate in questione, due delle quali almeno una volta giocano il ruolo di *ruota 1*, mentre l'ingranaggio del contralbero compare solo nel secondo foglio di calcolo sotto il nome di *ruota 2*. In Figura 4.24 è raffigurato il dente dell'ingranaggio di rinvio centrale, in Figura 4.25 quello della ruota oziosa e in Figura 4.26 il dente della ruota dentata ricavata sull'albero controrotante.

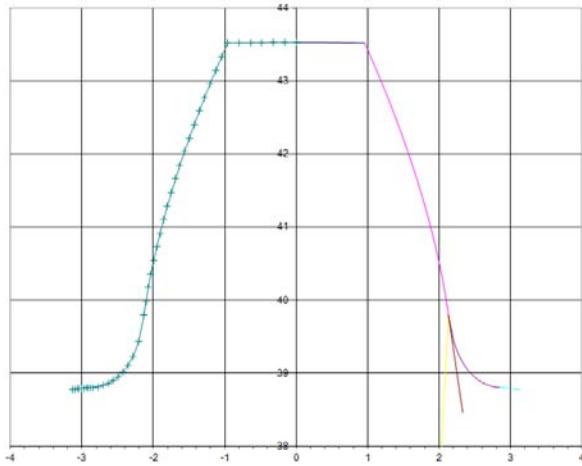


Figure 4.25 - Dente della ruota oziosa

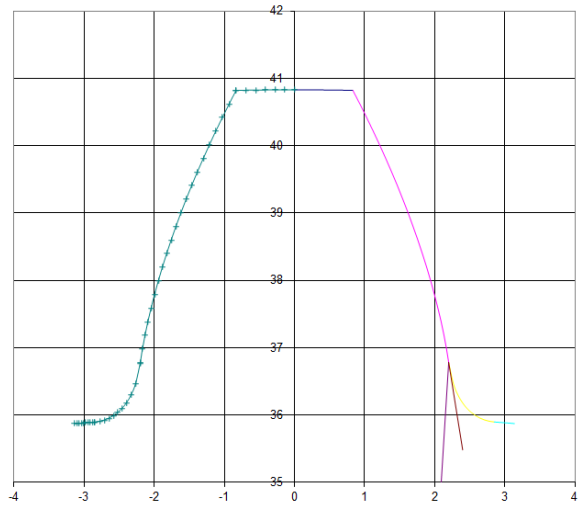


Figure 4.24 - Dente dell'ingranaggio di rinvio

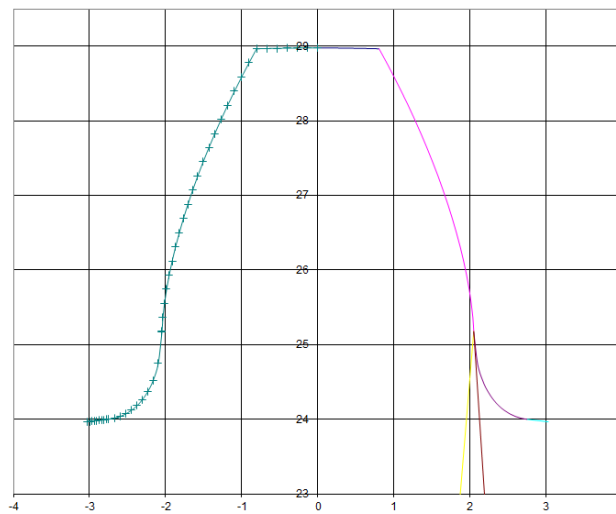


Figure 4.26 - Dente ingranaggio del contralbero

4.5.2 Calcolo delle dentature con KISSsoft

Tutti i dati rappresentati fin qui nelle tabelle si riferiscono ad un primo dimensionamento di massima, eseguito considerando i valori nominali dei due *interassi* senza alcuna tolleranza. In

realità ciascuno dei due interassi è caratterizzato da un certo valore della tolleranza che deriva dalla somma delle seguenti tolleranze esistenti per ogni singola ruota:

- Tolleranza sulla posizione del centro di rotazione;
- Tolleranza sulla lavorazione della sede per il perno di centraggio sul basamento;
- Tolleranza sul diametro del perno di centraggio;
- Tolleranze di concentricità, circolarità, cilindricità e sulla dimensione del perno dove va montato l'ingranaggio all'asse di rotazione;
- Tolleranza sul diametro interno del cuscinetto (ove presente);
- Tolleranza sul diametro interno dell'ingranaggio.

Per capire fino in fondo a cosa si riferiscono queste tolleranze è necessario illustrare la soluzione costruttiva che caratterizza, in linea di massima, sia il rinvio centrale che la ruota oziosa. In entrambi i casi l'applicazione è costituita da un perno di supporto che viene posizionato sul basamento grazie ad un perno di centraggio ed è poi bloccato con delle viti di fissaggio. Nel caso del rinvio centrale, l'ingranaggio è montato sul supporto con un cuscinetto a strisciamento (*boccola*) che ne permette il moto rotatorio; nel caso della ruota oziosa invece si ha l'ingranaggio calettato direttamente sul perno del supporto senza il cuscinetto a strisciamento. Infine un rasamento impedisce agli ingranaggi di uscire dai supporti ma lascia libera la loro rotazione; il tutto è lubrificato da olio in pressione. Questa soluzione costruttiva è stata adottata sia per l'ingranaggio di rinvio centrale che per la ruota oziosa, con la sola differenza che mentre il supporto dell'ingranaggio di rinvio è fissato al basamento tramite 2 viti flangiate M8x50 (Figura 4.27), per la ruota oziosa il supporto è fissato al basamento tramite 3 viti flangiate M6x40 (Figura 4.28).

Le ragioni di questa differenza riguardano lo spazio a disposizione nel basamento per il fissaggio del supporto della ruota oziosa. In questa zona il basamento presenta molte canalizzazioni per consentire all'olio di raggiungere tutti gli organi e le parti da lubrificare e raffreddare. Sarebbe stato molto vantaggioso poter fissare anche il supporto della ruota oziosa al basamento attraverso due viti flangiate M8 così da avere viti uguali per i due perni di supporto, accelerando in linea le operazioni di rifornimento materiale. Tuttavia, dopo attenta analisi, si è giunti alla conclusione che non sarebbe stato possibile utilizzare due viti M8 collocate da parti opposte rispetto al centro di rotazione per fissare la ruota oziosa e il suo supporto, ma che l'unica soluzione possibile poteva essere quella di utilizzare tre viti di diametro inferiore (M6) disposte a stella. In questo modo le viti non vanno ad avvitarci al

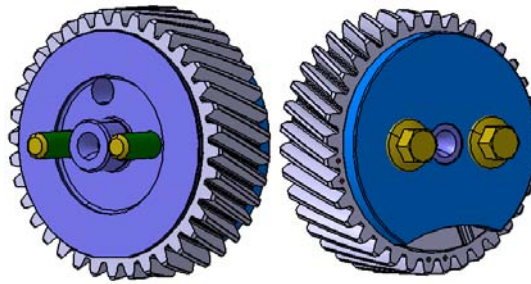


Figure 4.27 - Rinvio centrale

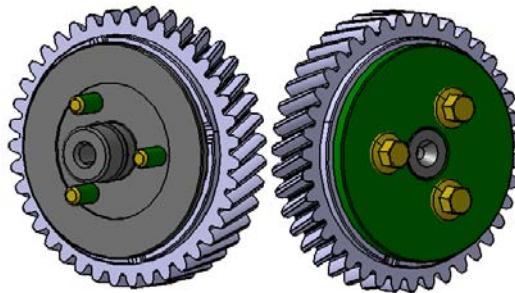


Figure 4.28 - Ruota oziosa

basamento in corrispondenza dei canali di scorrimento dell'olio interferendo col circuito di lubrificazione.

Prima di realizzare con Catia sia il rinvio centrale completo che la ruota oziosa completa, è stato necessario dare una forma ai denti delle tre ruote dentate oggetto dello studio: in questo caso si è utilizzato il software KISSsoft nella versione di Marzo 2012. Il software parte dai valori nominali valutati con i fogli di calcolo dei *Diametri di testa, di fondo, primitivo, ecc.* per poter poi dare una rappresentazione del profilo dei denti e delle ruote dentate come modelli tridimensionali. Per fare questo è necessario assegnare per ciascuna ruota delle tolleranze fin qui non considerate, come la tolleranza sulla *Misura cordale*, la tolleranza sul *Diametro di testa* e sul *Diametro di fondo* e, informazione ancora più importante, la tolleranza sull'*Interasse*.

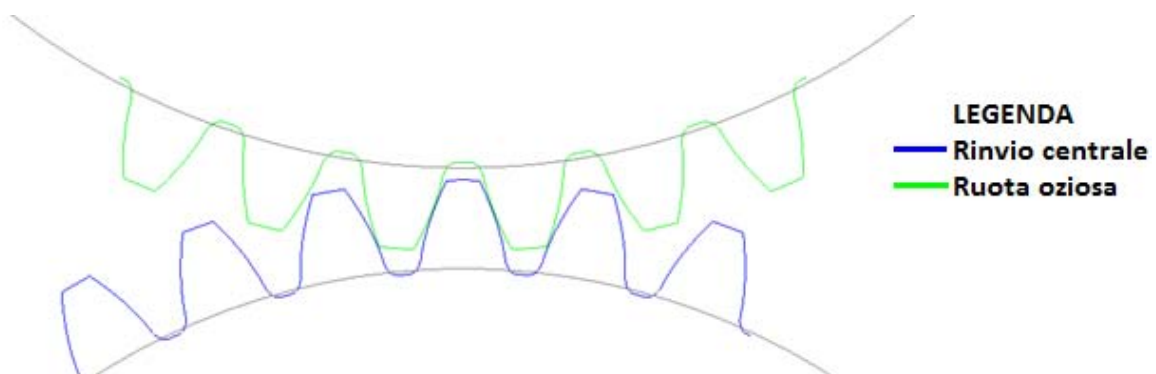
La tolleranza sull'*Interasse* è stata stimata come la radice della somma dei quadrati di tutti i campi di tolleranza che contribuiscono ad aumentarne l'entità e per questo avrà ordine di grandezza che si aggira attorno al decimo di millimetro. Si prende in considerazione la prima coppia di ruote, formata dall'ingranaggio di rinvio centrale e dalla ruota oziosa: in tabella 4.11 sono riportate tutti i campi di tolleranze considerate al fine di stimare quella complessiva sull'interasse, pari a 11 centesimi di millimetro, quindi $\pm 0,055$ sul valore nominale. La stessa tolleranza viene assegnata anche all'interasse tra la ruota oziosa e la ruota dentata del contralbero.

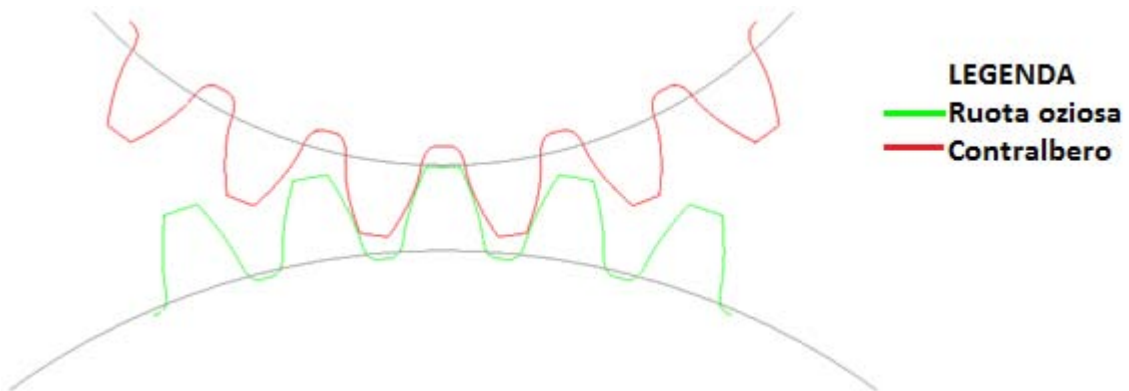
Per quanto riguarda la scelta delle tolleranze da assegnare ai valori nominali di *Diametro di testa* e *Diametro di fondo dei denti*, si sono considerati i valori nominali come limiti superiori e poi è stata attribuita una tolleranza negativa diversa nei due casi, ma uguale per tutte e tre le ruote. Per il *Diametro di testa* è stata assegnata una tolleranza piccola pari a -0,1 mm, perchè in questo modo si cerca di avere un evolvente più lungo al fine di aumentare il ricoprimento e favorire l'ingranamento tra i denti. Diverso è il discorso per il *Diametro di fondo*: qui l'obiettivo è impedire che lo strumento che rifinisce il dente, cioè il "rasatore", vada a toccare il fondo della dentatura. Per questo si impone al *Diametro di fondo* una tolleranza di -0,3 mm che evita il contatto.

Tipologie di tolleranza		Rinvio centrale [mm]	Ruota oziosa [mm]
Posizione centro di rotazione		0,05	0,05
Lavorazione sede sul basamento		0,025	0,025
Diametro del perno di centraggio		0,018	0,013
Concentricità	del perno di supporto	0,02	0,02
Circolarità		0,01	0,01
Coassialità		0,01	0,01
Diametro del perno di supporto		0,02	0,016
Diametro interno ingranaggio		0,046	0,02
Diametro interno cuscinetto		0,019	
Radice della somma dei quadrati		0,11	

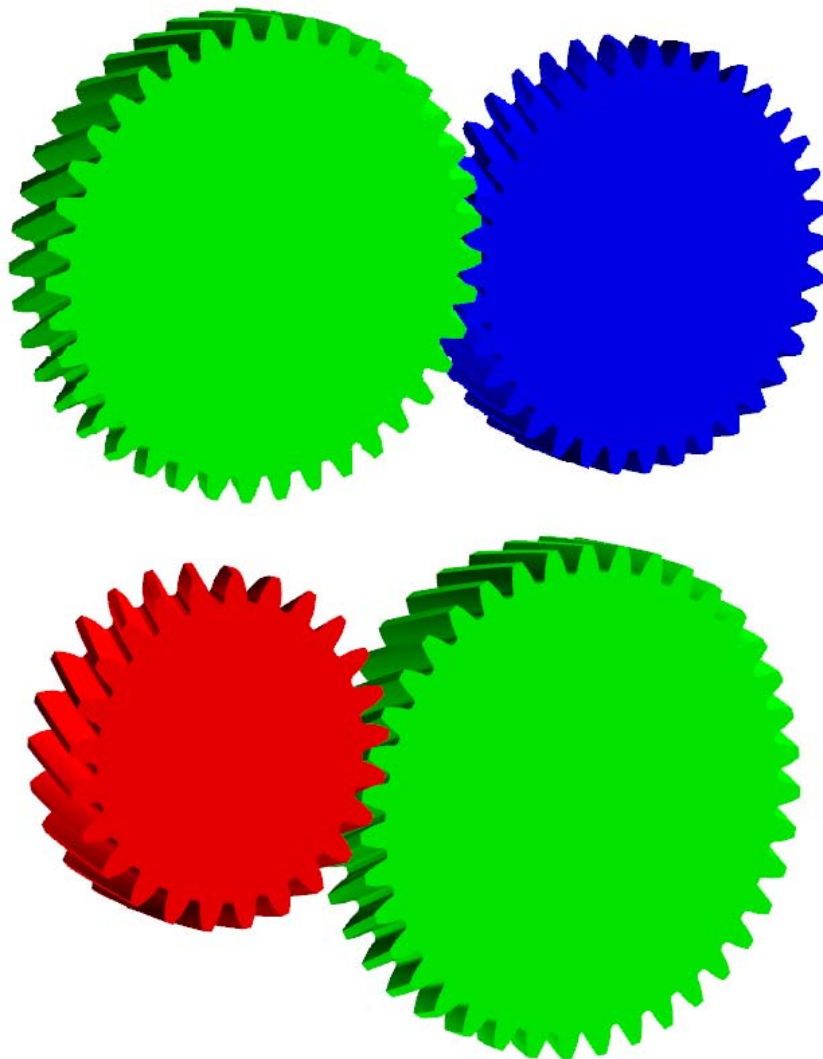
Tabella 4.7

Con queste considerazioni e grazie al software KISSsoft si sono ottenuti i profili dei denti delle ruote rappresentati nelle immagini che seguono. La legenda chiarisce a quale ruota fa riferimento ciascun profilo. In grigio scuro è rappresentata la circonferenza di base della ruota dentata corrispondente.





Oltre al profilo dei denti 2D KISSsoft mostra tra i suoi output anche una rappresentazione tridimensionale delle ruote. Le figure che seguono mostrano gli ingranamenti tra le ruote dentate prese a coppie: ingranaggio di rinvio (blu) con ruota oziosa (verde), e ruota oziosa (verde) con ruota dentata sul contralbero (rossa).



Capitolo 5

Lubrificazione e cuscinetti a strisciamento

Lo scopo della lubrificazione è ridurre l'attrito, l'usura e il riscaldamento dei componenti delle macchine in moto relativo. Un lubrificante è qualunque sostanza che, quando viene frapposta tra le superfici in moto relativo, realizza questi obiettivi. In un cuscinetto a strisciamento un albero, o perno, ruota o oscilla all'interno di un manicotto, o boccola, e il moto relativo è di scorrimento. In un cuscinetto antifrizione il movimento principale è di rotolamento. Un cedente può rotolare o strisciare sulla camma. I denti degli ingranaggi si accoppiano tra loro per mezzo della combinazione di un moto di rotolamento e uno di strisciamento. I pistoni scorrono all'interno dei propri cilindri. Tutte queste applicazioni richiedono lubrificazione per ridurre l'attrito, l'usura e il riscaldamento.

Il campo di applicazione dei cuscinetti a strisciamento, o portanti, è immenso. L'albero a gomiti e i cuscinetti di biella di un motore automobilistico devono funzionare per migliaia di chilometri ad alte temperature e sotto condizioni di carico variabili. Si dice che i cuscinetti portanti usati nelle turbine a vapore delle centrali per la produzione di energia elettrica abbiano un'affidabilità vicina al 100%. All'estremo opposto ci sono migliaia di applicazioni in cui i carichi sono leggeri e il funzionamento relativamente poco importante: è necessario un cuscinetto semplice, di facile installazione, che richiede quantità limitate di lubrificante. In questi casi un cuscinetto a rotolamento potrebbe essere una soluzione insoddisfacente a causa del costo, delle schermature elaborate, delle tolleranze strette, dello spazio radiale necessario, delle velocità elevate e dell'aumento delle inerzie. Invece, un cuscinetto in nylon che non richiede lubrificazione, un cuscinetto sinterizzato con lubrificazione "incorporata", o un cuscinetto in bronzo con sistema di lubrificazione ad anello, con alimentazione a stoppino, o con un film di lubrificante solido o a grasso potrebbe rappresentare una soluzione molto soddisfacente. I recenti sviluppi nel campo dei materiali per i cuscinetti, insieme con la più approfondita conoscenza del fenomeno della lubrificazione, rendono possibile una progettazione di cuscinetti a strisciamento di durata soddisfacente e ottima affidabilità.

5.1 Il sistema di lubrificazione nei motori a combustione interna

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 fascie elastiche alla tenuta degli stantuffi.

All'olio è affidato anche il compito di raffreddare quelle parti che non sono in contatto diretto con il fluido refrigerante, come la superficie interna degli stantuffi, gli ingranaggi, ecc. Nella quasi totalità dei motori, la lubrificazione è forzata. Essa ha il vantaggio di assicurare ai cuscinetti una quantità d'olio proporzionale alla velocità di rotazione del motore.

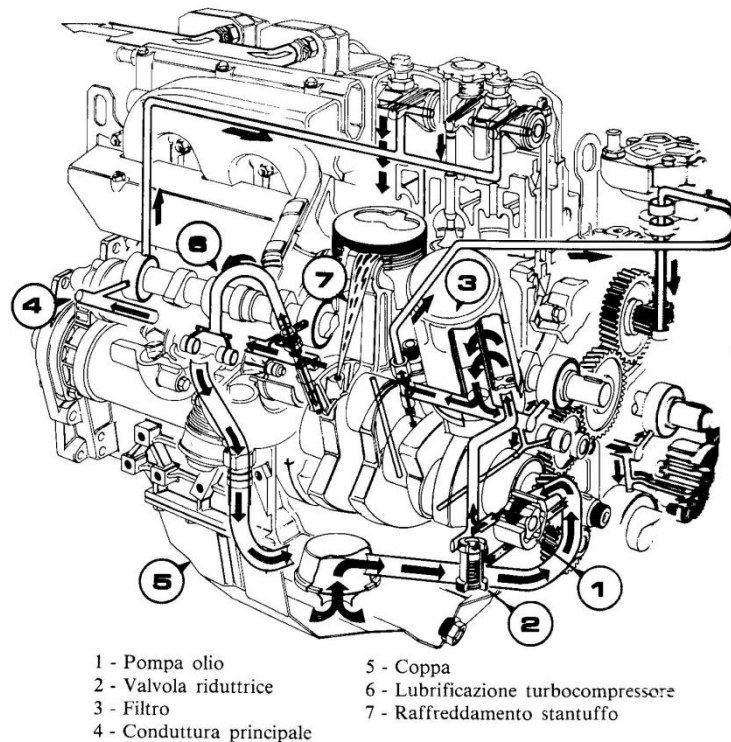


Figura 5.1 - Circuito di lubrificazione [1]

Nella Figura 5.1 è rappresentato l'impianto di lubrificazione di un motore Diesel a precamera sovralimentato mediante turbocompressore. L'olio, contenuto in una coppa posta al di sotto del basamento, viene aspirato da una pompa e inviato in 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.

L'olio viene inoltre utilizzato per lubrificare e raffreddare i cuscinetti del turbocompressore e, trattandosi di un motore con carico termico elevato, viene anche spruzzato sulla superficie interna degli stantuffi per raffreddarli adeguatamente (Figura 5.2).

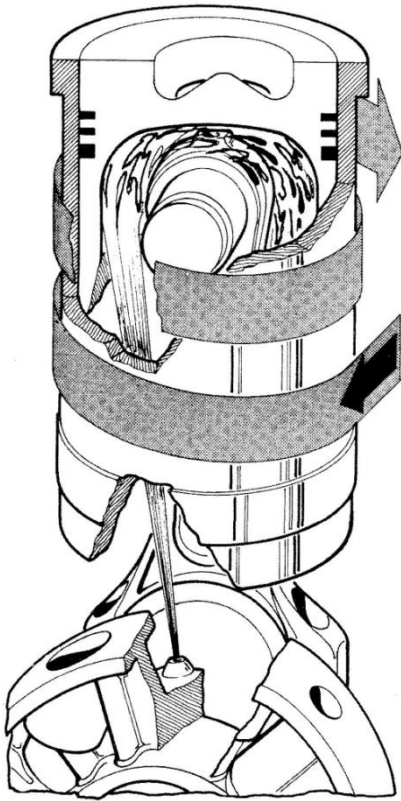


Figura 5.2 - Getto d'olio per il raffreddamento del pistone [1]

Nei motori aspirati l'olio non viene generalmente spruzzato sulla superficie interna degli stantuffi e la lubrificazione dei cilindri è assicurata dall'olio che esce dalla testa di biella, lanciato per forza centrifuga. In diversi motori Diesel l'olio è inviato sotto pressione al cuscinetto del piede di biella, attraverso un foro praticato lungo il fusto della biella.

L'olio che esce dalle parti lubrificate si raccoglie di nuovo nella coppa e viene rimesso in circolazione dalla pompa. L'olio viene aspirato dalla pompa attraverso un primo grossolano filtro a rete. Alla mandata della pompa, prima che l'olio vada a lubrificare gli organi del motore, generalmente è inserito un filtro fine che ha il compito di trattenere le impurità. L'elemento filtrante è normalmente realizzato in carta porosa. Per garantire una bassa caduta di pressione e avere una durata accettabile, i filtri devono essere di adeguate dimensioni.

La pressione dell'olio nel circuito di lubrificazione è regolata da un'apposita *valvola riduttrice* che scarica l'olio inviato in eccesso dalla pompa. Essa può essere direttamente applicata nel corpo della pompa e in tal caso ricircola in aspirazione l'olio in eccesso. Quando invece è inserita nella canalizzazione principale essa scarica l'olio nella coppa.

La pressione dell'olio, al regime di potenza nominale, può essere regolata tra 3 e 7 bar (0,3÷0,7 MPa) in funzione del tipo di motore, del regime di rotazione e della resistenza del circuito di lubrificazione.

Quando lo smaltimento di calore attraverso la coppa è insufficiente, per raffreddare l'olio lubrificante viene applicato un apposito scambiatore, generalmente inserito dopo la pompa di mandata. Lo scambiatore può essere aria-olio oppure può utilizzare lo stesso fluido refrigerante del motore.

La capacità dell'impianto di lubrificazione dipende dalle dimensioni del motore, del filtro, delle condutture e dalla presenza o meno dello scambiatore. Mediamente essa si aggira sui seguenti valori specifici (impianti con coppa):

- Motori per veicoli leggeri $0,07 \div 0,14 \text{ dm}^3/\text{kW}$;
- Motori per veicoli pesanti $0,14 \div 0,21 \text{ dm}^3/\text{kW}$.

I valori inferiori si riferiscono a motori provvisti di scambiatore per il raffreddamento dell'olio. In questo caso, la temperatura dell'olio è praticamente indipendente dalla capacità del sistema.

I principali fattori che intervengono sulla lubrificazione sono i seguenti:

- 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.

La lubrificazione dei vari organi del motore si esplica in modi diversi, a seconda della legge di moto di cui sono animati.

Gli stantuffi, le punterie e gli steli delle valvole si muovono di moto alterno e la lubrificazione è affidata soltanto al sottile strato di lubrificante che si trova tra le superfici e alla sua capacità di assicurare una buona lubrificazione in condizioni limite.

Nel cuscinetto del piede di biella, dove il moto relativo al perno è oscillante, non esiste portanza idrodinamica dovuta al gradiente di pressione che si genera quando il perno ruota. Durante l'applicazione del carico, il sottile strato d'olio interposto tra le superfici del perno e del cuscinetto viene schiacciato, per cui si genera un aumento di pressione capace di sopportare il carico applicato.

I cuscinetti dell'albero a gomiti (cuscinetti delle teste di biella e dei supporti di banco) funzionano in condizioni di portanza idrodinamica, derivante dalla formazione di un meato d'olio a spessore variabile nel moto di rotazione relativa del perno rispetto al cuscinetto.

I cuscinetti dell'albero controrotante che sarà installato sul motore 3 cilindri Diesel R753IE4 di produzione VM è caratterizzato da due cuscinetti, la cui lubrificazione si esplica nello stesso modo in cui avviene per i cuscinetti di banco. Questi cuscinetti lavoreranno in condizioni di portanza idrodinamica con la formazione di un meato d'olio di spessore variabile. Questi

cuscinetti operano in condizioni di carico, velocità e temperatura variabili e, come si vedrà in seguito, il loro dimensionamento deve essere eseguito con la massima cura.

5.2 Tipologie di lubrificazione

Si possono individuare cinque distinti meccanismi di lubrificazione:

- I. Idrodinamica;
- II. Idrostatica;
- III. Elastoidrodinamica;
- IV. Limite;
- V. A film solido.

Lubrificazione idrodinamica significa che le superfici che sostengono il carico del cuscinetto sono separate da un film di lubrificante relativamente sottile, tale da evitare il contatto metallo-metallo e che l'equilibrio ottenuto in questo modo può essere spiegato con le leggi della fluidodinamica. La lubrificazione idrodinamica non dipende dall'introduzione di lubrificante in pressione, sebbene ciò possa verificarsi come per i cuscinetti dell'albero controrotante, ma richiede l'esistenza di un'alimentazione adeguata in ogni istante. La pressione del film è prodotta dalla stessa superficie in moto che trascina il lubrificante in una zona convergente a velocità sufficientemente elevata da produrre la pressione necessaria a separare le superfici, reagendo al carico sul cuscinetto. La lubrificazione idrodinamica è anche detta a *film completo* o di *tipo fluido* ed è proprio il tipo di lubrificazione che si instaura tra perni e cuscinetti del contralbero in seguito al moto rotatorio relativo esistente tra i due organi.

La *lubrificazione idrostatica* è ottenuta introducendo il lubrificante, che in alcuni casi è aria o acqua, all'interno della zona portante a una pressione sufficientemente elevata a separare le superfici con un film di lubrificante relativamente sottile. Così, a differenza della lubrificazione idrodinamica, questo tipo di lubrificazione non richiede il moto relativo delle superfici. La lubrificazione idrostatica interessa quei cuscinetti in cui le velocità sono molto basse o nulle e in cui deve essere minimizzata la resistenza d'attrito.

Per *lubrificazione elastoidrodinamica* s'intende il fenomeno che si verifica quando un lubrificante è introdotto tra due superfici che sono in contatto di rotolamento, come nelle coppie di ruote dentate o nei cuscinetti a rotolamento.

Un'area insufficiente, una diminuzione di velocità della parte in movimento, una diminuzione della quantità di lubrificante fornita al cuscinetto, un incremento del carico o un incremento della temperatura del lubrificante che si riflette in una diminuzione di viscosità, può impedire la formazione di un film fluido sufficientemente spesso per la lubrificazione idrodinamica. Quando ciò si verifica, le asperità più alte possono essere separate da un film di lubrificante dello spessore dell'ordine di alcune molecole. Questa è detta *lubrificazione limite*. Il passaggio dalla lubrificazione idrodinamica a quella limite non è affatto improvviso o brusco. E' probabile che inizialmente si verifichi una lubrificazione mista di tipo idrodinamico e limite e, man mano che le superfici si avvicinano tra loro, la lubrificazione limite diventi predominante. La viscosità del lubrificante non è così importante nel caso di lubrificazione limite, come lo è la sua composizione chimica.

Quando i cuscinetti devono essere impiegati a temperature estreme, devono essere utilizzati lubrificanti solidi, come la grafite o il bisolfuro di molibdeno, perchè gli oli minerali comuni non sono adeguati: lubrificazioni di questo tipo vengono dette *a film solido*.

5.3 Gli oli lubrificanti e la viscosità

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 maggior importanza è la *viscosità*. Essa è l'unica che viene considerata nella teoria della lubrificazione.

Si consideri la piastra A , nella Figura 5.3, in moto con velocità U su un film di lubrificante di spessore h . Si immagini che il film sia composto da una serie di strati orizzontali e che la forza F provochi la deformazione o lo scorrimento di questi strati uno sull'altro, come se si trattasse di un mazzo di carte. Si ammette per ipotesi che gli strati in contatto con la piastra in movimento abbiano velocità U e che quelli in contatto con la superficie ferma abbiano velocità nulla. Gli strati intermedi hanno una velocità che dipende dalla distanza y rispetto alla superficie fissa. Secondo il modello di comportamento viscoso newtoniano, la tensione tangenziale nel fluido è proporzionale al tasso di variazione della velocità rispetto a y . Pertanto:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy}$$

dove μ è la costante di proporzionalità e definisce la *viscosità assoluta*, anche detta *viscosità dinamica*. La derivata $\frac{du}{dy}$ è il tasso di variazione della velocità con la distanza e può essere chiamato *tasso di taglio*, o *gradiente di velocità*. La viscosità μ rappresenta così una misura della resistenza interna d'attrito del fluido. Per la maggior parte dei fluidi lubrificanti, il tasso di taglio è costante e $\frac{du}{dy} = \frac{U}{h}$. Così si ottiene:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{h}$$

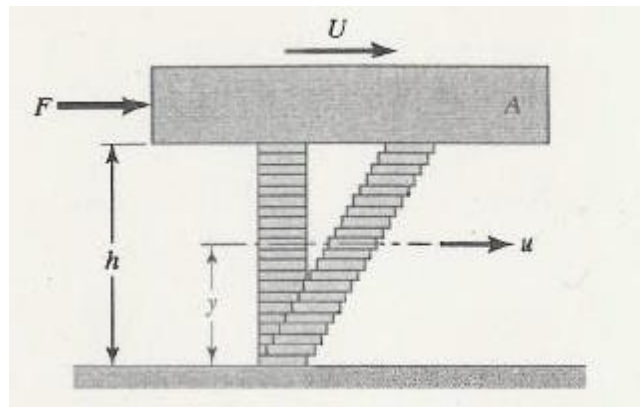


Figura 5.3 [10]

I fluidi che mostrano questo comportamento sono detti *fluidi newtoniani*.

La viscosità degli oli lubrificanti diminuisce all'aumentare della temperatura e deve rimanere contenuta entro certi limiti. Non deve essere troppo elevata alle basse temperature per non creare problemi di avviamento del motore e di circolazione dell'olio nelle condutture del circuito di lubrificazione. Quanto più elevata è la viscosità alla temperatura di avviamento, tanto maggiore è il tempo impiegato dall'olio a raggiungere tutti i punti da lubrificare con conseguenti maggiori usure.

La viscosità deve essere sufficiente alle alte temperature, tipiche del normale funzionamento a regime, affinché non si interrompa il velo di lubrificante provocando usura e, successivamente, grippaggio o fusione negli accoppiamenti meccanici più delicati.

Oltre alla definizione di viscosità dinamica già vista, esiste anche la definizione di *viscosità cinematica*.

Nel sistema SI, l'unità di misura della viscosità dinamica μ è il:

$$\text{Pa s} = \text{Ns/m}^2$$

E' tollerato l'uso del centipoise (cP):

$$1 \text{ cP} = 10^{-3} \text{ Pa s}$$

Nel sistema anglosassone l'unità di misura della viscosità è il pound-forza per secondo su inch al quadrato; cioè una tensione, o una pressione, moltiplicata per un tempo. L'unità di misura ips è chiamata *reyn*, in onore di Osborne Reynolds:

$$1 \text{ reyn} = 6,8947 \cdot 10^3 \text{ Pa s}$$

La viscosità cinematica ν viene definita come il rapporto tra la viscosità dinamica μ e la massa specifica γ dell'olio lubrificante:

$$\nu = \frac{\mu}{\gamma}$$

Nel sistema SI l'unità di misura della viscosità cinematica è il m^2/s .

Ancora tollerato è l'uso del centistokes (cSt):

$$1 \text{ stokes} = 1 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

La viscosità dinamica e la viscosità cinematica vengono misurate mediante appositi strumenti detti viscosimetri.

La variazione della viscosità in funzione della temperatura dipende dal tipo di lubrificante ed è esprimibile mediante *l'equazione di Walther*:

$$\log \log(\nu + 0,6) = C_1 \log(T) + C_2$$

dove:

ν = viscosità cinematica, cSt;

T = temperatura assoluta, K;

C_1, C_2 = costanti.

Conoscendo la viscosità di un olio a due diverse temperature è possibile, mediante un sistema di due equazioni in due incognite, determinare le costanti C_1 e C_2 e ricavare il valore della viscosità a qualsiasi temperatura.

Precisamente si ottiene:

$$C_1 = - \frac{\log \log(\nu_1 + 0,6) - \log \log(\nu_2 + 0,6)}{\log(T_2) - \log(T_1)}$$

$$C_2 = \log \log(\nu_1 + 0,6) - C_1 \log(T_1)$$

Essendo ν_1 e ν_2 le viscosità cinematiche corrispondenti alle temperature T_1 e T_2 .

Per differenziare gli oli lubrificanti in base alla loro viscosità si usa la classifica SAE (Society of Automotive Engineers).

La classificazione SAE delle viscosità definisce solo i limiti delle viscosità ad alta e bassa temperatura per ogni gradazione di olio lubrificante, indipendentemente dalle prestazioni che sono determinate dalle specifiche. La gradazione SAE è intesa come guida alla scelta della viscosità adatta per differenti temperature esterne. Questa classificazione divide i lubrificanti in due categorie, in funzione delle loro caratteristiche viscosimetriche, e precisamente:

1. Oli adatti ai climi freddi o alle stagioni invernali;
2. Oli adatti ai climi caldi o alle stagioni estive.

I lubrificanti appartenenti alla prima categoria sono divisi in gradazioni contraddistinte dalla lettera W (Winter = Inverno) seguita da un numero, quelli della seconda categoria sono identificati solamente da un numero. E' intuitivo che nella prima categoria sono compresi gli oli "fluidi" mentre nella seconda gli oli "viscosi". All'interno di ciascuna categoria gli oli vengono raggruppati in diverse *gradazioni* ciascuna delle quali, contraddistinta da un numero convenzionale, riunisce oli che rientrano in determinati limiti di viscosità.

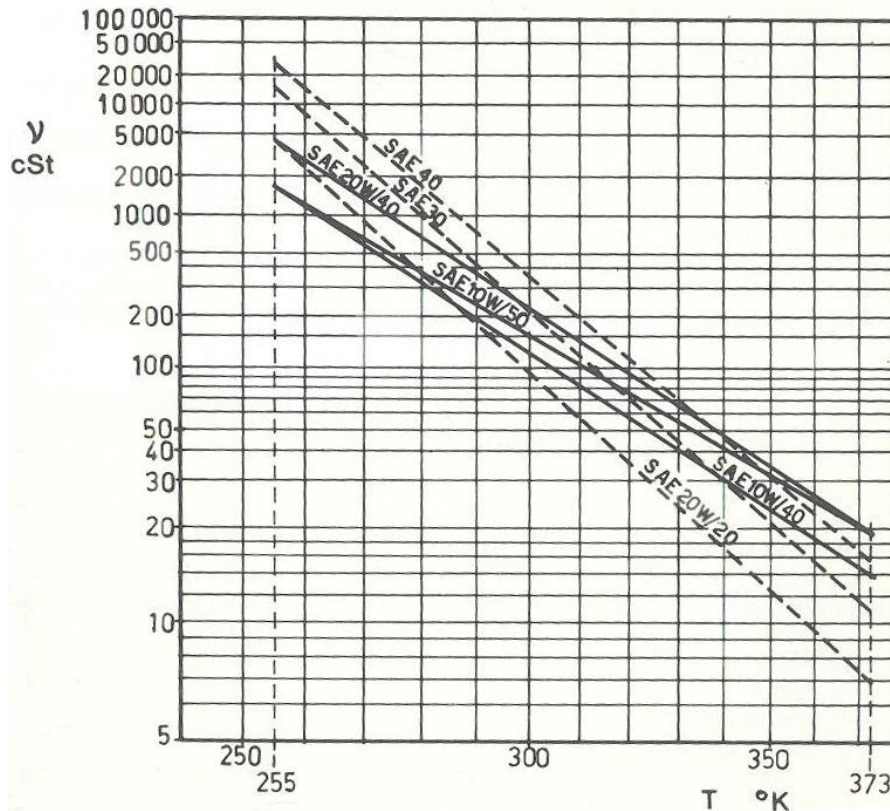


Figura 5.4 - Variazione della viscosità cinematica, in funzione della temperatura, per alcuni tipi di oli [1]

Utilizzando oli *unigradi* si rendono necessarie due diverse gradazioni, una per il periodo invernale e una per il periodo estivo. Infatti, le gradazioni a bassa viscosità non possiedono viscosità sufficiente alle alte temperature di esercizio che si raggiungono nel periodo estivo, mentre le altre gradazioni presentano una viscosità troppo elevata alle basse temperature di avviamento nel periodo invernale.

Grazie all'impiego di speciali additivi è possibile ottenere oli *multigradi* le cui caratteristiche, rispetto agli unigradi, si possono sintetizzare in due punti essenziali:

- Una maggiore scorrevolezza a freddo, che consente più facili avviamenti;
- Maggiore viscosità a caldo, che garantisce una migliore lubrificazione e favorisce la riduzione del consumo d'olio.

Gli oli multigradi permettono di impiegare un solo prodotto per tutte le stagioni e il loro uso è oggi praticamente generalizzato.

La Figura 5.4 riporta l'andamento della viscosità cinematica, in funzione della temperatura, per diversi tipi di oli. Le linee tratteggiate si riferiscono agli oli unigradi, mentre quelle continue agli oli multigradi. Per dare a questi diagrammi andamento rettilineo, vengono impiegate apposite scale, riportando in ascisse $\log(T)$ e in ordinate $\log(\nu + 0,6)$. In questo modo è possibile tracciare diagrammi conoscendo le sole coppie di valori (ν, T) .

L'olio lubrificante del motore R753IE4, che sarà impiegato anche per la lubrificazione e il raffreddamento dei cuscinetti dell'albero controrotante, è un olio *multigrado* con designazione SAE 10W-40, che si comporta come un olio SAE 10W alle basse temperature e come un olio SAE 40 alle alte. L'olio del motore R753IE4 è il Q8 T 905. Si tratta di un olio sintetico, resistente, ad alte prestazioni con basso contenuto di zolfo, fosforo e ceneri solfatate, progettato per la lubrificazione di motori Diesel EURO 4 come il motore VM R753IE4. Tale olio garantisce una rapida lubrificazione in partenze da freddo e previene incrostazioni nel motore dovute alla fuliggine da combustione. Nella tabella che segue sono riassunte le principali proprietà dell'olio Q8 T 905:

	Units	Inspection Data
Viscosity Grade	-	SAE 10W-40
Absolute Density, 15 °C	kg/m ³	860
Kinematic Viscosity, 40 °C	mm ² /s	95,7
Kinematic Viscosity, 100 °C	mm ² /s	14,0
Viscosity Index	-	149
Borderline Pumping Temperature	°C	-24
Flash Point	°C	212
Pour Point	°C	-27
Sulphated Ash Content	% mass	1,0

5.4 Teoria della lubrificazione

L'attuale teoria della lubrificazione idrodinamica ha avuto origine agli inizi del 1880 nel laboratorio di Beauchamp Tower, in Inghilterra. Tower si era occupato dello studio dell'attrito nei cuscinetti portanti per applicazioni ferroviarie e aveva appreso i migliori metodi per la lubrificazione. Fu un caso o un errore, durante lo svolgimento di queste ricerche, che spinse Tower a guardare in maggior dettaglio il problema e che ebbe come risultato una scoperta che alla fine portò allo sviluppo della teoria.

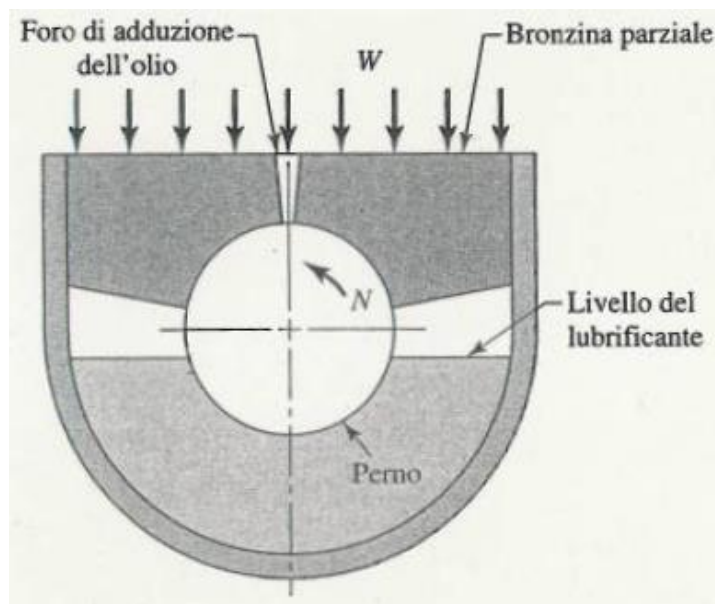


Figura 5.5 - Rappresentazione del cuscinetto parziale utilizzato da Tower [10]

La Figura 5.5 è un disegno schematico del cuscinetto portante che Tower studiava. È un cuscinetto di tipo parziale, con un diametro di 100 mm, una lunghezza di 150 mm e un arco di 157° , con lubrificazione a bagno, come mostrato. I coefficienti d'attrito ottenuti da Tower nelle sue indagini su questo cuscinetto erano abbastanza bassi, fatto che attualmente non stupisce. Dopo aver sottoposto a prova questo cuscinetto, Tower realizzò nella parte superiore un foro passante per l'adduzione del lubrificante del diametro di 12,5 mm. Ma quando il sistema fu messo in movimento, l'olio uscì da questo foro. Nel tentativo di evitare questa fuoriuscita fu utilizzato un tappo di sughero, ma questo saltò via, e così fu necessario inserire un tappo di legno nel foro. Quando anche il tappo di legno fu spinto fuori, Tower capì, senza alcun dubbio, di essere sull'orlo della scoperta. Un misuratore di pressione connesso al foro indicò una pressione più grande del doppio del carico unitario sul cuscinetto. Alla fine, esaminò con cura le pressioni nel film per tutta la larghezza e la lunghezza del cuscinetto e individuò una distribuzione simile a quella di Figura 5.6.

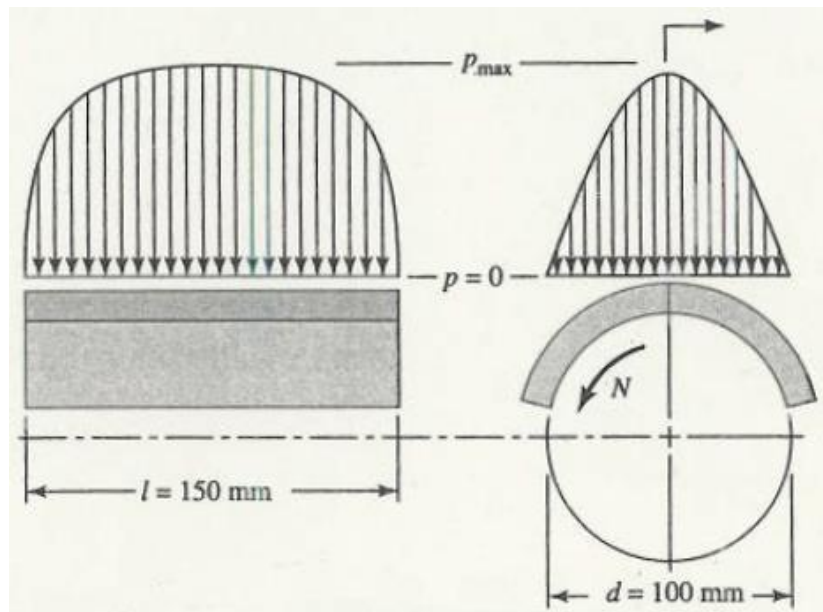


Figura 5.6 - Diagramma approssimato della distribuzione delle pressioni ottenuta da Tower [10]

I risultati ottenuti da Tower avevano una tale regolarità che Osborne Reynolds concluse che doveva esistere una ben definita equazione che mettesse in relazione l'attrito, la pressione e la velocità. L'attuale teoria della lubrificazione ha come base il lavoro di Reynolds successivo agli esperimenti di Tower. La nuova equazione differenziale, elaborata da Reynolds, fu da lui utilizzata per spiegare i risultati di Tower.

Reynolds immaginò che il lubrificante aderisse a entrambe le superfici e che fosse trascinato dalla superficie in movimento all'interno di una zona convergente, a forma di cuneo, in modo tale da generare una pressione di intensità sufficiente a sostenere il carico sul cuscinetto. Una delle importanti assunzioni semplificatrici derivò dalla ipotesi di Reynolds che le pellicole di fluido erano così sottili rispetto al raggio del cuscinetto da poter trascurare la curvatura. Questa ipotesi gli permise di sostituire il cuscinetto parziale curvo con un cuscinetto piano, chiamato *cuscinetto piano di scorrimento*. Le altre ipotesi furono:

- Lubrificante con comportamento viscoso newtoniano;
- si possono trascurare le forze dovute all'inerzia del lubrificante;
- lubrificante incomprimibile;
- la viscosità è assunta costante dappertutto all'interno del film;
- la pressione non varia in direzione assiale.

La Figura 5.7 mostra un perno rotante in senso orario su un cuscinetto parziale fisso, sostenuto da una pellicola di lubrificante di spessore h variabile. Il perno ha una velocità periferica U costante. Utilizzando l'ipotesi formulata da Reynolds di poter trascurare la

curvatura, si fissi un sistema di riferimento destrorso xyz sul cuscinetto fisso. Si possono così formulare tre ulteriore ipotesi:

- boccola e perno hanno estensione infinita in direzione longitudinale z e quindi non c'è flusso di lubrificante in direzione z ;
- la pressione nel film è costante in direzione y . Di conseguenza la pressione dipende soltanto dalla coordinata x ;
- la velocità della generica particella di fluido nel film dipende soltanto dalle coordinate x e y .

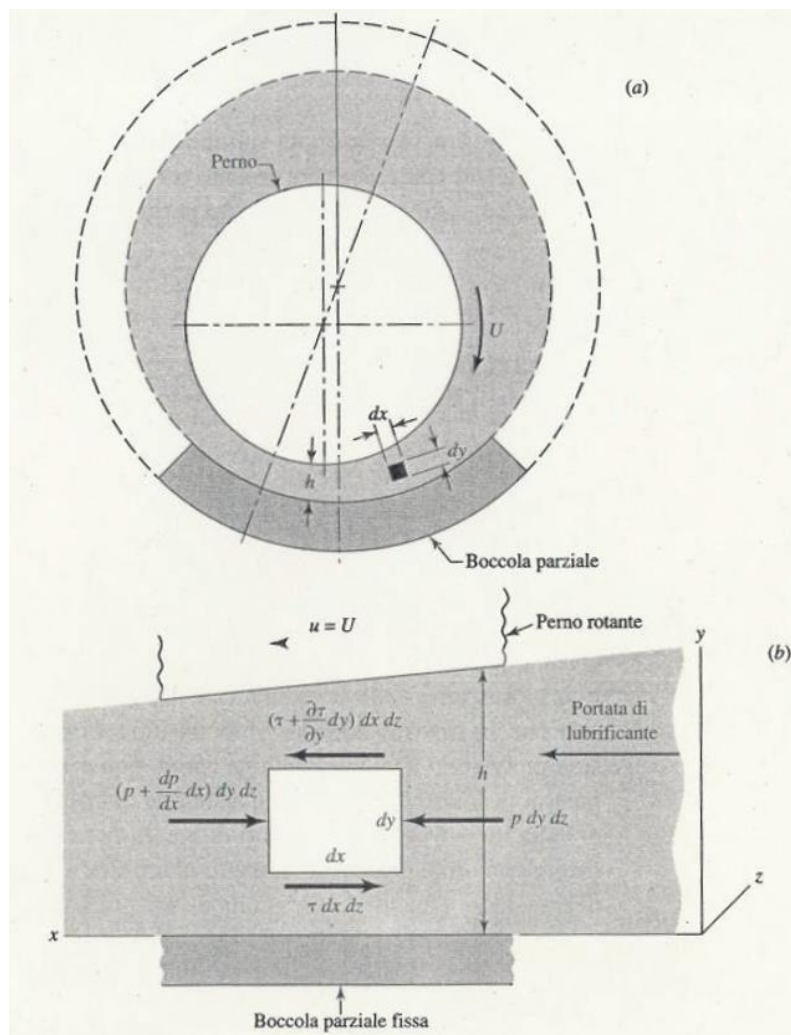


Figura 5.7 [10]

Si isoli ora un elemento di lubrificante di dimensioni dx , dy e dz all'interno del film (Figura 5.7), e si calcolino le forze che agiscono sulle facce dell'elemento. Come è mostrato nella Figura 5.7-b, le forze normali, dovute alla pressione, agiscono sopra la faccia destra e quella

sinistra dell'elemento e le forze di taglio, dovute alla viscosità e alla velocità, sulla faccia superiore e quella inferiore. La somma delle forze in direzione x porge:

$$\sum F_x = p \, dy \, dz - \left(p + \frac{dp}{dx} dx \right) dy \, dz - \tau \, dx \, dz + \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial x} dy \right) dx \, dz \quad 5.1$$

Che si semplifica in:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \quad 5.1$$

Dalla definizione di viscosità dinamica si ha

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad 5.3$$

in cui si utilizza la derivata parziale perché la velocità u dipende sia da x sia da y . Sostituendo l'equazione 5.3 nella 5.2, si ottiene

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad 5.4$$

Ora, tenendo x costante, si integri due volte questa espressione rispetto a y . Si ottiene:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y + C_1 \quad 5.5$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 y + C_2 \quad 5.6$$

Si noti che tenere x costante significa che C_1 e C_2 possono essere funzione di x . Si ipotizza ora che non ci sia scorrimento tra il lubrificante e le superfici di confine. Ciò fornisce due condizioni al contorno che permettono di valutare le costanti C_1 e C_2 :

$$\text{a } y = 0, u = 0$$

$$\text{a } y = h, u = U$$

si osservi, nella seconda condizione, che h è una funzione di x . Sostituendo queste condizioni nell'Equazione 5.6 e risolvendo si ottengono le costanti:

$$C_1 = \frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad C_2 = 0$$

Oppure

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + \frac{U}{h} y \quad 5.7$$

Questa equazione fornisce la distribuzione delle velocità del lubrificante all'interno del film in funzione della coordinata y e del gradiente di pressione dp/dx . L'equazione mostra che la distribuzione di velocità attraverso il film (da $y=0$ a $y=h$) si ottiene sovrapponendo una distribuzione parabolica e una distribuzione lineare.

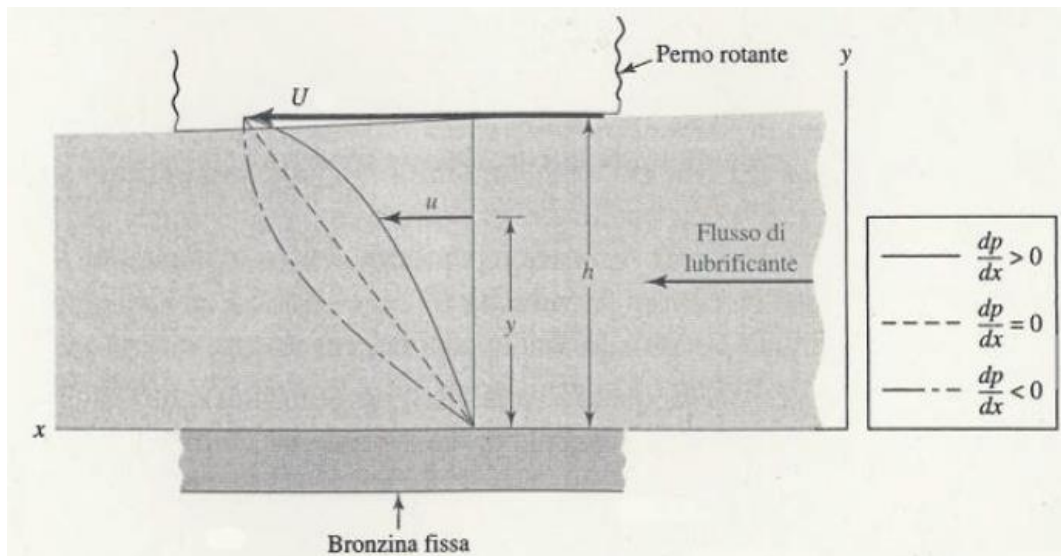


Figura 5.8 – Profili della velocità del fluido lubrificante [10]

La Figura 5.8 mostra la sovrapposizione di queste due distribuzioni che consente di ottenere il profilo di velocità per particolari valori di x e di dp/dx . In generale, il termine parabolico può essere concorde o discorde rispetto al termine lineare, a seconda del segno del gradiente di pressione. Quando la pressione diventa massima, $dp/dx=0$ e la velocità ha un andamento lineare in y :

$$u = \frac{U}{h}y. \quad 5.8$$

Successivamente si definisce Q come il volume di lubrificante che fluisce in direzione x per unità di tempo. Considerando una profondità unitaria lungo z , il volume può essere ottenuto tramite l'espressione

$$Q = \int_0^h u \, dy \quad 5.9$$

Sostituendo il valore di u ricavato dall'equazione 5.7 e integrando, si ottiene:

$$Q = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx}. \quad 5.10$$

Il passo successivo utilizza l'ipotesi di fluido incompressibile e afferma che la portata, attraverso qualunque sezione trasversale, è la stessa. Pertanto:

$$\frac{dQ}{dx} = 0 \quad 5.11$$

Dall'equazione 5.10:

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0 \quad 5.12$$

Oppure

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad 5.13$$

Che è l'equazione di Reynolds classica nel caso di flusso monodimensionale. Questa equazione trascura le perdite laterali, cioè la portata in direzione z . La trattazione sviluppata quando le fughe laterali non vengono trascurate è simile. L'equazione che si ottiene è:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad 5.14$$

Non esiste alcuna soluzione analitica per l'equazione 5.14; soluzioni approssimate sono state ricavate usando analogie con circuiti elettrici, somme matematiche, tecniche di rilassamento e metodi numerici, e grafici. Una delle soluzioni importanti è dovuta a Sommerfeld e può essere espressa nella forma:

$$\frac{r}{c} f = \phi \left[\left(\frac{r}{c} \right)^2 \frac{\mu N}{P} \right] \quad 5.15$$

Dove r è il raggio del perno, c il gioco radiale, f il coefficiente d'attrito, N il regime di rotazione e P la pressione di contatto media sul cuscinetto.

5.4.1 Lubrificazione stabile

La differenza tra lubrificazione limite e lubrificazione idrodinamica può essere spiegata osservando la Figura 5.9. Questo diagramma della variazione del coefficiente di attrito rispetto alla caratteristica del cuscinetto $\mu N/P$ fu ottenuto dai fratelli McKee per mezzo di un esperimento sull'attrito. Il diagramma è importante perché definisce la condizione di stabilità della lubrificazione ed è di aiuto al fine di comprendere la lubrificazione idrodinamica e limite, o a spessore sottile.

L'equazione 5.15 prevede che f sia proporzionale a $\mu N/P$, cioè una retta dall'origine nel primo quadrante. Sul piano di Figura 5.9 la parte a destra del punto C ne è un esempio.

Le ascisse dei McKee erano ZN/P (centipoise per giri al minuto su psi) e il valore dell'ascissa B nella Figura 5.9 era 30. Il corrispondente valore $\mu N/P$ (reyn per giri al secondo su psi) è $0,333(10^{-6})$. I progettisti mantengono $\mu N/P \geq 1,73(10^{-6})$, che corrisponde a $ZN/P \geq 150$.

$$\mu N/P \geq 1,7(10^{-6})$$

Si supponga che la condizione di funzionamento sia alla destra della linea BA e che accada qualcosa, per esempio un aumento della temperatura del lubrificante. Questo provoca una diminuzione della viscosità e di conseguenza un valore inferiore di $\mu N/P$. Il coefficiente di

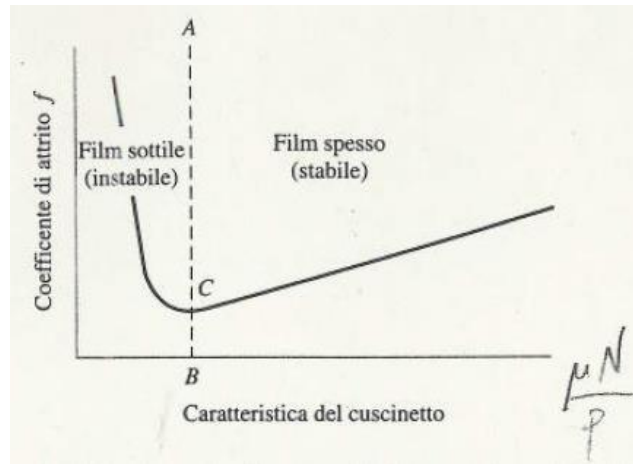


Figura 5.9 – Variazione del coefficiente di attrito f in funzione di $\mu N/P$ [10]

attrito diminuisce, non viene più generato così tanto calore nel trascinarsi del lubrificante e, di conseguenza, la sua temperatura diminuisce. Pertanto la regione alla destra della linea BA è detta di *lubrificazione stabile* o *lubrificazione in velo spesso*, perché le perturbazioni si correggono autonomamente.

Alla sinistra della linea BA, una diminuzione di viscosità aumenterebbe l'attrito. Seguirebbe un aumento di temperatura e la viscosità verrebbe ulteriormente diminuita. Il risultato sarebbe un'amplificazione della perturbazione iniziale. Se diminuisce la velocità di rotazione si riduce l'effetto trascinante del perno e lo spessore minimo del film d'olio diventa sempre più piccolo. Velocità di rotazione troppo elevate provocano tuttavia eccessivo riscaldamento dell'olio la cui viscosità diminuisce riducendo, di conseguenza, la capacità portante del cuscinetto. Pertanto la regione alla sinistra della linea BA rappresenta una condizione di *lubrificazione instabile* o *lubrificazione in velo sottile*.

Il coefficiente d'attrito f assume i seguenti valori:

$$f = 0,002 \div 0,012 \text{ per } \textit{lubrificazione in velo spesso};$$

$$f = 0,012 \div 0,10 \text{ per } \textit{lubrificazione in velo sottile}.$$

E' anche utile osservare che un valore ridotto di viscosità, e quindi un valore piccolo di $\mu N/P$, indica che il film di lubrificante è molto sottile e che ci saranno maggiori possibilità di

avere qualche contatto metallo-metallo, e dunque più attrito. Pertanto il punto C rappresenta quello che forse è l'inizio del contatto metallo-metallo quando $\mu N/P$ si riduce.

Un criterio che può servire di buon orientamento nella progettazione (Kreisle) indica che le condizioni di lubrificazione idrodinamica 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 di meato deve essere almeno uguale alla somma delle rugosità totali delle due superfici accoppiate. La finitura superficiale ha quindi grande effetto sulla qualità della lubrificazione.

5.4.2 Considerazioni sul funzionamento dei cuscinetti a strisciamento

I cuscinetti a strisciamento, detti anche *radenti* o *portanti*, 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 come mostrato in Figura 5.10: di riposo, di avviamento e di funzionamento a regime.

Nelle condizioni di riposo e di avviamento il perno e il cuscinetto sono a contatto diretto.

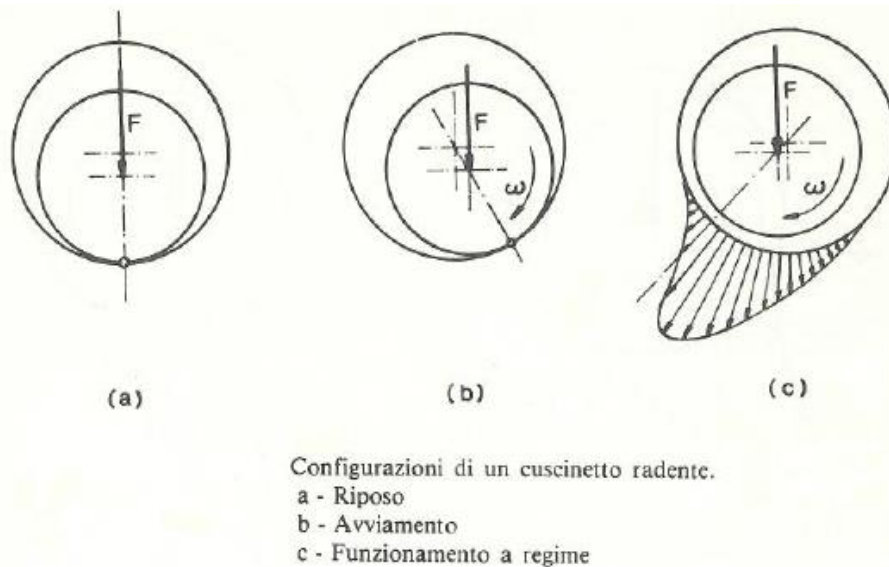


Figura 5.10 - Configurazioni di funzionamento di un cuscinetto a strisciamento [1]

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 sopportato dalla pressione che nasce nel meato d'olio sottostante.

Per ovvie ragioni il materiale con cui dev'essere fatto il cuscinetto deve avere basso coefficiente di attrito e spiccate attitudini antigrippaggio (per gli istanti in cui si verifica il contatto diretto tra le superfici) ma capace di sopportare la pressione che direttamente o tramite il lubrificante si esercita su di esso.

I cuscinetti sono pertanto costituiti da un sottile strato di materiale metallico antifrizione, di spessore variabile da 0,2 fino a 1 mm, riportato su un supporto rigido, chiamato guscio, generalmente di acciaio. Il cuscinetto può essere costruito in un unico pezzo tubolare, e in questo caso viene detto *boccola*, oppure costruito in due pezzi semicircolari tra loro accoppiati che vengono chiamati *semigusci* o *bronzine*.

Nel caso in esame, cioè l'albero controrotante, l'obiettivo primario della progettazione prevedeva l'eliminazione delle boccole e la possibilità di avere un perno di acciaio rotante in una sede di alluminio lubrificata. Anche se in questo caso non ci sono le boccole, si realizza comunque la condizione di funzionamento nota col nome di lubrificazione idrodinamica, quindi i diametri dei supporti verranno studiati e dimensionati come se fossero veri e propri cuscinetti radenti. I cuscinetti sono rappresentati dal supporto stesso di alluminio quindi sono entrambi paragonabili a una boccola, cioè un cuscinetto in pezzo unico.

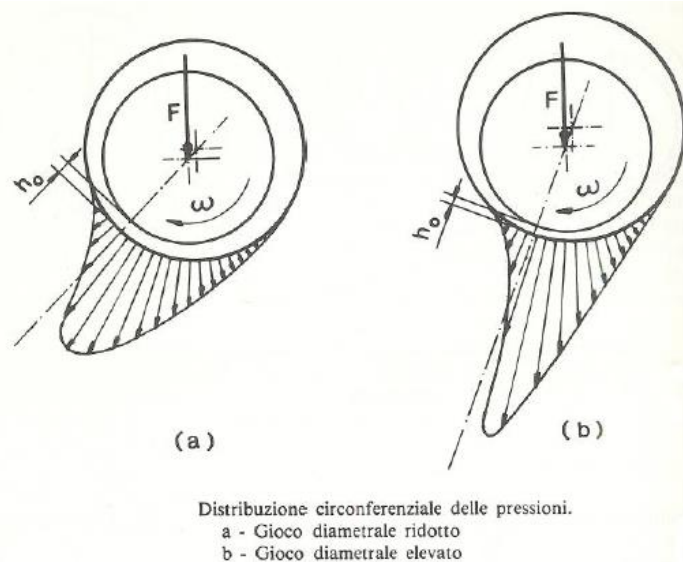
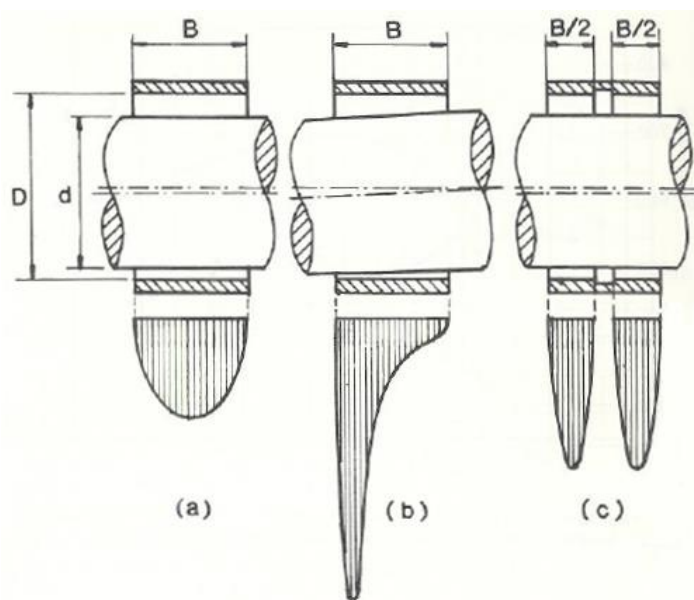


Figura 5.11 - Distribuzione circonferenziale delle pressioni in un cuscinetto a strisciamento [1]

Quando si verificano le condizioni di portanza idrodinamica, il film d'olio risulta di grosso spessore e la lubrificazione è perfetta (*lubrificazione in velo spesso*). Quando tali condizioni non si realizzano, il film d'olio è di piccolo spessore e si verifica un contatto diretto, più o meno esteso, tra le superfici del perno e del cuscinetto (*lubrificazione in velo sottile*). In condizioni di portanza idrodinamica, la distribuzione circonferenziale delle pressioni nella

sezione trasversale del meato varia in funzione del gioco diametrico esistente tra il perno e cuscinetto. In pratica, all'aumentare del gioco, si riduce lo spessore minimo h_0 del film d'olio e aumenta il valore di picco della pressione, essendo il diagramma distribuito su un arco circonferenziale di ampiezza minore (Figura 5.11).

In Figura 5.12 è rappresentata invece la distribuzione delle pressioni in direzione assiale lungo il meato. La Figura 5.12-(a) presuppone che vi sia parallelismo tra gli assi del perno e del cuscinetto. Per effetto delle fughe di lubrificazione dalle estremità laterali del cuscinetto, la pressione è massima in mezzeria e si annulla ai bordi. La Figura 5.12-(b) mostra come una mancanza di parallelismo tra gli assi (dovuta a deformazioni o disallineamenti) porti a una distribuzione asimmetrica delle pressioni con valori di picco elevati.



Distribuzione delle pressioni in direzione assiale.
a - Parallelismo tra gli assi del perno e del cuscinetto
b - Disallineamento
c - Cuscinetto con scanalatura centrale

Figura 5.12 - Distribuzione della pressione in direzione assiale [1]

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 (Figura 5.12-(c)). 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 provocandone il cedimento per fatica.

Tra tutte le variabili che influiscono sul funzionamento di un cuscinetto a strisciamento, il *gioco radiale* è incluso tra le più importanti.

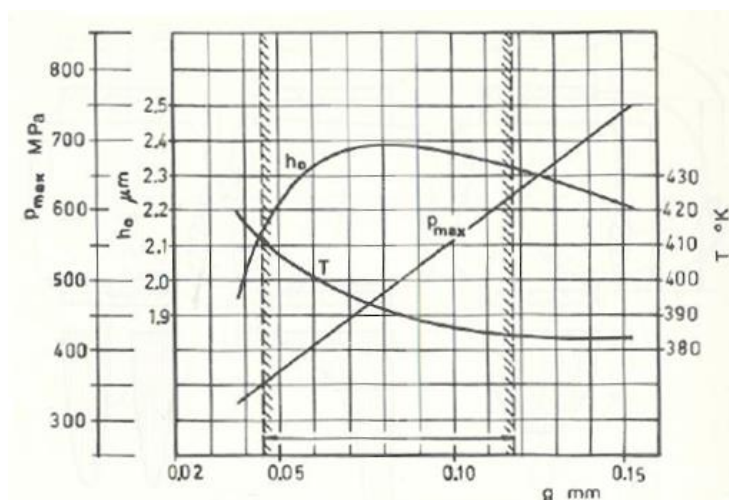


Figura 5.13 - Variazione della pressione di picco massima p_{max} , dello spessore minimo h_0 e della temperatura dell'olio T in funzione del gioco diametrale g [1]

La Figura 5.13 illustra l'influenza del gioco diametrale g sulla pressione massima, sul minimo spessore e sulla temperatura del film d'olio. 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 scalda eccessivamente, la sua viscosità diminuisce e

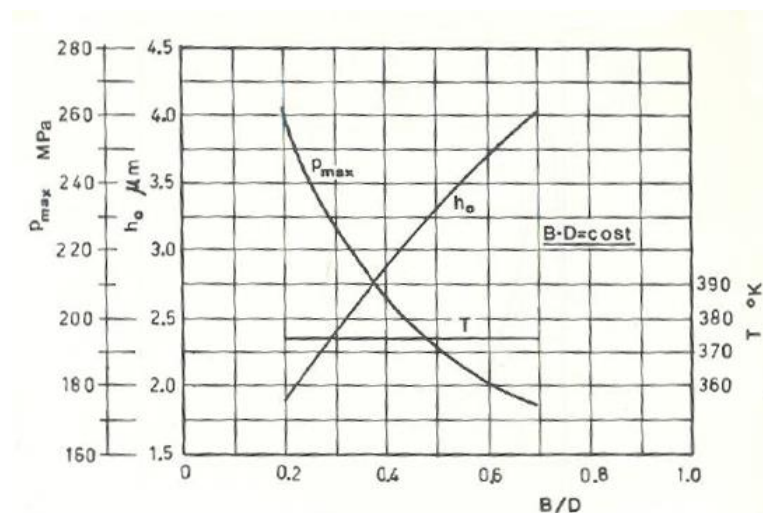


Figura 5.14 - Variazione della pressione di picco p_{max} , dello spessore minimo h_0 e della temperatura T del film d'olio in funzione del rapporto B/D [1]

lo spessore minimo del meato si riduce nuovamente.

Un altro importante parametro dei cuscinetti radenti è il rapporto B/D , essendo B la larghezza *utile* (al netto degli smussi) e D il diametro del cuscinetto. La Figura 5.14 mostra che, a parità

di valore del prodotto $B \cdot D$, all'aumentare del rapporto B/D diminuisce la pressione massima del film d'olio e aumenta lo spessore minimo del meato.

Un aumento della larghezza B aumenta le prestazioni del cuscinetto più che un aumento corrispondente del diametro D , a condizione che ciò non porti a eccessive sollecitazioni ai bordi del cuscinetto (disallineamenti) o a una diminuzione del flusso d'olio.

L'influenza del rapporto B/D sulla capacità di carico del cuscinetto è bene rappresentata dal diagramma della Figura 5.15, ricavato da dati sperimentali. In ordinate sono riportati i valori della *pressione specifica* ammissibile:

$$p_s = \frac{F}{BD}$$

Definita come rapporto tra il carico F e la proiezione della superficie portante del cuscinetto in direzione perpendicolare al carico.

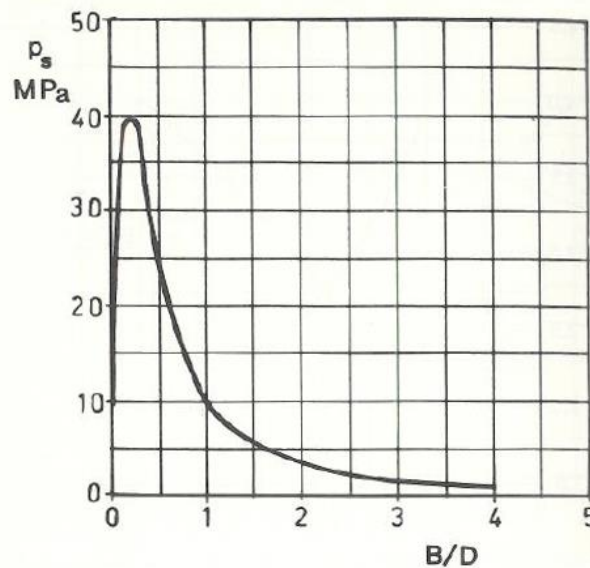


Figura 5.15 - Influenza del rapporto B/D sulla capacità di carico di un cuscinetto radente [1]

Si noti che per valori elevati del rapporto B/D la capacità portante del cuscinetto diminuisce. Ciò è dovuto alla difficoltà di realizzare un perfetto allineamento tra perno e cuscinetto con possibilità che si instaurino zone di lubrificazione in velo sottile (film d'olio di piccolo spessore e contatto diretto tra superficie del perno e del cuscinetto). Per valori troppo bassi del rapporto B/D non si verificano le condizioni di portanza idrodinamica in quanto la maggior parte del lubrificante sfugge dalle estremità del cuscinetto.

5.5 Progetto di un cuscinetto a strisciamento

Nella progettazione dei cuscinetti a strisciamento è possibile distinguere due gruppi di variabili. Nel primo gruppo ci sono quelle di cui i valori sono o assegnati o sotto il controllo del progettista. Queste variabili sono:

- La viscosità μ ;
- Il carico per unità di area in pianta, P ;
- La velocità di rotazione N ;
- Le dimensioni del cuscinetto r , c , β e l .

Di queste quattro variabili, il progettista di solito non ha il controllo sulla velocità, in quanto questa è imposta dal progetto della macchina nel suo complesso. A volte la viscosità è assegnata in anticipo come, per esempio, quando l'olio è raccolto nella coppa ed è utilizzato per lubrificare e raffreddare più cuscinetti; questo è esattamente il caso trattato in questo elaborato. L'olio motore che si utilizzerà per lubrificare i cuscinetti del contralbero è già stato fissato sulla base di considerazioni legate al tipo di motore, alle condizioni di lavoro e alle esigenze del cliente. Le altre variabili, e talvolta anche la viscosità, possono essere assegnate dal progettista e diventano di conseguenza le decisioni che egli prende. In altre parole, una volta scelti i valori di queste quattro variabili il progetto è completo.

Nel secondo gruppo ci sono le variabili dipendenti. Queste variabili non si possono controllare se non indirettamente, modificando una o più variabili del primo gruppo. Queste sono:

- Il coefficiente d'attrito f ;
- L'aumento di temperatura ΔT ;
- La portata volumetrica di olio Q ;
- Lo spessore minimo di meato h_0 .

Questo insieme di variabili è indice del buon funzionamento del cuscinetto e, di conseguenza, possono essere considerati *coefficienti di prestazione*. Le caratteristiche dei materiali e quelle del lubrificante impongono dei limiti ai valori che possono assumere le variabili dipendenti, al fine di garantire una prestazione soddisfacente. Quindi il problema essenziale sta nel scegliere le variabili del primo gruppo in maniera tale da assicurare che quelle del secondo gruppo cadano all'interno dei limiti imposti.

Per progettare un cuscinetto a strisciamento non esiste un'unica strada da seguire, poiché la letteratura offre diverse soluzioni progettuali, ognuna con le proprie peculiarità. I metodi qui

descritti, utilizzati nel progetto dell'albero controrotante per il motore 3 cilindri VM R753IE4, sono due:

- I. Metodo di Albert A. Raimondi e John Boyd (Laboratori di Ricerca della Westinghouse, 1958);
- II. Metodo DIN 31652 – Plain bearings; hydrodynamic plain journal bearings designed for operation under steady state conditions; design of circular cylindrical bearings (Deutsches Institut für Normung).

5.5.1 Criteri progettuali di Trumpler

Per entrambi i metodi progettuali utilizzati è stato necessario e obbligatorio effettuare un controllo su quei parametri che possono avere degli effetti negativi sulla lubrificazione e sul funzionamento del cuscinetto. Tra questi si annoverano lo spessore minimo di meato h_0 , la temperatura massima dell'olio T_{max} e il carico sul cuscinetto P . I limiti assunti per queste variabili sono stati imposti da Trumpler, esperto progettista di cuscinetti la cui carriera di consulente si è ormai conclusa da tempo, ma molti dei suoi progetti sono ad oggi ancora in funzione.

Dal momento che, per sostenere il carico, l'assieme che costituisce il cuscinetto produce una distribuzione di pressione nel lubrificante, il cuscinetto reagisce al carico cambiando la sua eccentricità e diminuendo quindi lo spessore minimo di meato h_0 fino a quando il carico viene equilibrato. Le superfici adiacenti in moto tra perno e boccia non sono lisce, ma sono composte da una serie di asperità che si susseguono, separate da una pellicola di lubrificante. E' già stato sottolineato che, nella fase di avviamento di un cuscinetto sotto carico, si verifica il contatto metallo-metallo e le asperità superficiali vengono rotte, diventando particelle libere di muoversi e di circolare insieme all'olio. A meno che non venga utilizzato un filtro, queste particelle si accumulano. Tali particelle devono essere libere di muoversi nella sezione che contiene il minimo spessore di lubrificante, senza impigliarsi provocando ulteriore danneggiamento e nuove particelle di usura.

- Trumpler stabilisce che per essere in condizioni di sicurezza da questo punto di vista, lo spessore minimo di meato deve rispettare la seguente condizione:

$$h_0 \geq 0,00508 + 0,00004d \text{ mm}$$

Dove d è il diametro del perno in mm.

Per quanto riguarda la temperatura è bene precisare che un lubrificante, essendo una miscela di idrocarburi, reagisce a un aumento di temperatura con la vaporizzazione dei componenti più leggeri, lasciando i più pesanti. Questo fenomeno aumenta gradualmente la viscosità del lubrificante rimanente, che aumenta la potenza termica generata e innalza la temperatura, ponendo le basi per la futura rottura.

- Per gli oli leggeri, Trumpler limita la massima temperatura T_{max} del film a:

$$T_{max} \leq 120^{\circ}\text{C}$$

Alcuni oli possono lavorare a temperature più elevate, e questo è proprio il caso dell'olio Q8 T 905 utilizzato per la lubrificazione dei motori serie R750. Infatti si vedrà che la temperatura dell'olio, misurata nella *main gallery* prima che l'olio raggiunga i diversi cuscinetti, è proprio 120 °C. Il *Manuale d'installazione motore* per la serie di motori R750, alla quale afferisce anche l'R753, indica che “*la temperatura massima dell'olio, misurata nella coppa, non deve superare i 135 °C, sia in condizioni di funzionamento continuo che di lavoro intermittente*”. L'olio, prima di tornare in coppa, si raffredda attraversando uno scambiatore acqua/olio e questo presuppone che la sua temperatura, all'ingresso dello scambiatore, possa essere maggiore di 135 °C, purché una volta convogliato in coppa non superi proprio i 135 °C.

- Tuttavia, per mettersi in ragionevoli condizioni di sicurezza, si assume che la massima temperatura T_{max} del film d'olio all'uscita dei cuscinetti radenti sia limitata a:

$$T_{max} \leq 135^{\circ}\text{C}$$

accettando quindi un incremento massimo di temperatura pari a $\Delta T = 15^{\circ}\text{C}$.

Un cuscinetto portante è composto spesso da un perno d'acciaio rettificato che lavora su una bronzina in materiale più tenero (in questo caso alluminio). Durante la fase di avviamento sotto carico si ha contatto metallo-metallo, abrasione e formazione di particelle d'usura che, nel tempo, possono modificare la geometria della bocca.

- Il carico di avviamento, diviso per l'area in pianta, è limitato a

$$\frac{F}{lD} \leq 2 \text{ MPa}$$

Il valore della pressione specifica sul cuscinetto è da valutare e monitorare anche mentre il motore è in funzione, in particolare al suo regime massimo, cioè 2600 RPM per l'R753.

In Figura 5.16 sono indicati i valori limite del carico radiale sui cuscinetti per diverse tipologie di applicazioni meccaniche. L'albero controrotante non è un'applicazione segnalata in tabella, ma essendo nel caso qui analizzato montato in un motore Diesel, si possono paragonare i suoi cuscinetti ai perni di banco, appunto, di un motore Diesel. Per questi perni la pressione specifica accettata si aggira attorno ai $2 \div 8$ MPa.

Applicazione del cuscinetto	Pressione specifica p (MPa)	Prodotto $p v$ (MW/m ²)	Viscosità μ (mPa·s)	$\mu n/p$ ($\cdot 10^{-8}$)	ψ ‰	L/D
Assali						
Locomotive	4	4	600	7 ÷ 12	1 max	1,6 ÷ 1,8
Vagoni ferroviari	2 ÷ 4	4	500	12 ÷ 25	1 max	1,8 ÷ 2
Perni di manovella e di biella						
Aeromobili	5 ÷ 35	90	8	2,5		0,5 ÷ 1,5
Automobili	10 ÷ 24	—	8	2,5	1 max	0,5 ÷ 1,4
Diesel	10 ÷ 28	—	20 ÷ 60	1,2 ÷ 2,5	1	0,8 ÷ 1,5
Gas	8 ÷ 12	14	20 ÷ 60	2,5 ÷ 4	1	0,8 ÷ 1,5
Vapore (alta velocità)	3 ÷ 8	14	30	1,5 ÷ 4	1 max	1
Vapore (bassa velocità)	6 ÷ 10	—	80	1,5 ÷ 2	1 max	1 ÷ 1,25
Cesoie e punzonatrici	35 ÷ 55	—	100	—	1	1 ÷ 2
Perni di banco						
Aeromobili	4 ÷ 12	70	25 ÷ 30	4 ÷ 6	1 max	0,6 ÷ 1,5
Automobili	2 ÷ 12	—	25 ÷ 30	5 ÷ 7	1 max	0,8 ÷ 1,5
Diesel	2 ÷ 8	35	20 ÷ 60	4 ÷ 5	1 max	0,8 ÷ 1,5
Gas	3 ÷ 7	—	20 ÷ 60	5 ÷ 7	1 max	0,4 ÷ 2
Vapore (alta velocità)	0,4 ÷ 4	—	15 ÷ 30	6 ÷ 7	1 max	1,3 ÷ 1,7
Vapore (bassa velocità)	14 ÷ 28	—	100	—	1	1 ÷ 2
Spinotti						
Aeromobili	20 ÷ 70	—	7 ÷ 8	2 ÷ 4	1 max	0,6 ÷ 1,5
Automobili	10 ÷ 35	—	7 ÷ 8	2 ÷ 4	1 max	0,8 ÷ 1,5
Diesel	8 ÷ 12	—	20 ÷ 60	5 ÷ 6	1 max	0,8 ÷ 1,5
Gas	8 ÷ 14	—	20 ÷ 60	1,5 ÷ 2,5	1 max	0,8 ÷ 1,2
Vapore (alta velocità)	10 ÷ 12	—	25	1,2	1	1,4 ÷ 1,6
Vapore (bassa velocità)	7 ÷ 10	—	70	1,2	1	1,2 ÷ 1,5
Generatori e motori	0,7 ÷ 1,4	2	25	50	1	1 ÷ 2
Macchine di sollevam.	0,5 ÷ 0,6	—	—	—	—	—
Trasmissioni	0,1 ÷ 1,0	1	25 ÷ 60	7 ÷ 25	1	2,5 ÷ 3
Riduttori	0,6 ÷ 1,7	3,5	30 ÷ 50	10 ÷ 75	1	2 ÷ 4
Macchine utensili	0,3 ÷ 2,0	0,35	40	0,5 ÷ 2,5	1	1 ÷ 3
Turbine a vapore	0,5 ÷ 2,0	35	10 ÷ 20	25 ÷ 50	1	1 ÷ 2

Figura 5.16 - Valori di carico per cuscinetti a strisciamento [4]

Dopo la progettazione e il dimensionamento dei cuscinetti dell'albero controrotante si verificherà il rispetto dei criteri di Trumpler, ai quali, per lo spessore minimo di meato, si appurerà anche il rispetto del criterio di Kreisle, ovvero che h_0 sia almeno uguale alla somma delle rugosità totali delle due superfici accoppiate (metodo DIN 31652).

Si ricorda, anche in questa sede, che per dimensionamento del "cuscinetto" non ci si riferisce al dimensionamento di boccole o bronzine, ma al dimensionamento delle sedi dei perni ricavate direttamente sul supporto di alluminio.

5.5.2 Metodo di Raimondi-Boyd

Per la progettazione e la verifica accurata dei cuscinetti a strisciamento occorre partire dalle soluzioni dell'equazione di Reynolds. Esse sono date in un celebre lavoro di Raimondi e Boyd del 1958. Albert A. Raimondi e John Boyd, dei Laboratori di Ricerca della Westinghouse, hanno utilizzato una tecnica iterativa per la risoluzione dell'equazione di Reynolds su un elaboratore digitale. Così per la prima volta in assoluto, questi dati furono disponibili per l'uso da parte dei progettisti. I lavori di Raimondi e Boyd sono stati pubblicati in tre parti e contengono 45 diagrammi dettagliati e 6 tabelle di informazioni numeriche. In tutte le tre parti, i diagrammi sono utilizzati per definire le variabili per rapporti lunghezza-diametro l/d di 1:4, 1:2 e 1 e per angoli β da 60° a 360° . Sotto certe condizioni, la soluzione dell'equazione di Reynolds fornisce valori negativi di pressione nella parte divergente del film d'olio e poichè un lubrificante non può di solito reagire a tensioni di trazione, i lavori di Raimondi e Boyd ammettono per ipotesi che, quando la pressione si annulla, il film d'olio si rompa.

Per quanto riguarda il rapporto l/d , si usano oggi rapporti di $0.25 \div 0.75$, mentre nel passato erano più vicini all'unità. Cuscinetti più lunghi hanno meno perdite di estremità, quindi richiedono un flusso d'olio minore, ma si riscaldano di più.

Una delle ipotesi più importanti fatte da Raimondi e Boyd nei loro studi è che la viscosità del lubrificante rimanga costante mentre percorre il cuscinetto. Ma, dal momento che viene eseguito un lavoro sul fluido lubrificante durante il funzionamento, la temperatura dell'olio è maggiore quando abbandona la zona portante rispetto a quando vi entra. I grafici della viscosità indicano chiaramente che questa diminuisce significativamente con l'aumento della temperatura. Poichè l'analisi si basa sull'ipotesi di viscosità costante, il problema è determinare il valore della viscosità da utilizzare nello studio.

Secondo Raimondi e Boyd, la viscosità da assegnare al lubrificante durante la progettazione e la verifica del cuscinetto a strisciamento è quella corrispondente alla temperatura media tra ingresso e uscita. Tuttavia la temperatura di uscita dell'olio non è una variabile indipendente che si conosce, ma un parametro da verificare al termine del progetto. Per questo motivo, al fine di assegnare una certa viscosità all'olio, si stima un incremento di temperatura rispetto alla temperatura iniziale di ingresso nel cuscinetto. La temperatura di ingresso è la temperatura dell'olio quando viene inviato dalla pompa alla *main gallery*, il principale

condotto ricavato nel basamento dal quale l’olio raggiunge la maggior parte dei punti del motore da lubrificare.

Tutti i motori realizzati in VM vengono testati su dei *banchi prova* nel reparto di *Durata* dell’Area *Research&Development* e un report finale documenta le performances e il comportamento dei motori durante le ore di funzionamento a banco. Tra tutte le informazioni relative al motore che si leggono sul cosiddetto “Report di durata”, si legge anche la temperatura dell’olio nella *main gallery*. La Figura 5.17 mostra come si presentano i fogli che costituiscono un Report e in particolare quello contenente le info sulla temperatura di ingresso dell’olio.

Alla voce **Toil**, evidenziati da un riquadro rosso, sono indicati i diversi valori della temperatura dell’olio nella *main gallery* al variare del regime del motore. La condizione più

Test N° **13ee5565**

N°	Giri mot rpm	T1 °C	T2 °C	T5 °C	T3 °C	T4 °C	Toil °C	Tin fuel °C	Qrefr l/min	Tout fuel °C	Tin acqua °C	Tout acqua °C	Giri mot rpm
1	2646	24.2	76.8	29.5	285.4	232.1	110.5	35.8	181.2	62.6	93.0	94.4	2646
2	2547	23.8	154.1	38.5	801.1	473.3	117.2	37.1	174.5	68.7	92.0	95.3	2547
3	2497	24.4	158.3	40.1	656.4	525.5	118.7	37.3	171.2	68.7	91.2	94.8	2497
4	2397	24.6	155.0	39.6	636.7	509.3	118.6	37.1	163.9	68.1	91.3	94.9	2397
5	2296	24.5	153.8	38.9	632.2	505.7	118.6	37.0	157.0	67.2	91.2	94.9	2296
6	2196	24.5	151.9	38.1	626.9	501.9	118.4	36.8	150.2	66.3	91.0	94.8	2196
7	2096	24.6	150.6	37.3	626.5	502.8	118.2	37.4	143.5	65.5	90.9	94.7	2096
8	1997	24.8	149.4	36.6	630.3	507.6	118.0	37.4	136.5	64.9	91.2	95.1	1997
9	1898	25.0	148.6	35.9	637.8	516.1	117.7	37.2	129.9	64.3	90.7	95.0	1898
10	1798	25.1	146.4	35.2	643.5	524.0	117.6	37.0	122.9	63.7	90.9	95.2	1798
11	1697	25.2	137.4	33.6	631.5	519.8	116.8	36.7	116.0	60.7	90.5	95.0	1697
12	1596	25.6	129.2	31.9	628.5	524.7	115.8	36.6	109.2	58.0	90.8	95.0	1596
13	1496	26.0	119.6	30.3	621.5	526.1	114.6	36.3	102.9	55.7	90.7	94.9	1496
14	1396	26.0	106.0	28.6	598.5	515.2	112.9	36.0	96.0	53.3	91.0	94.7	1396
15	1296	26.0	95.3	27.2	582.1	508.1	111.4	35.9	88.7	50.9	91.1	94.7	1296
16	1251	26.0	88.1	26.4	565.3	496.8	110.3	35.8	85.7	50.0	91.5	94.9	1251

N°	Giri mot rpm	Pasp mbar	P2 bar	P5 bar	P3 bar	P4 mbar	Poil bar	Patm mbar	Delivery mm3/str	HR% calc %	MSS Conc mg/m3	Soot_MIRA g/h	TurboSpeed rpm	Giri mot rpm
1	2646	-17	0.386	0.343	0.791	103	4.7	991	14.2	45.8	0.101	0.1	82	2646
2	2547	-41	1.366	1.303	1.909	288	4.2	990	61.4	46.1	0.15	0.2	87	2547
3	2497	-41	1.423	1.360	1.923	305	4.0	990	69.1	44.9	0.21	0.3	81	2497
4	2397	-38	1.395	1.334	1.827	282	3.9	990	68.7	45.5	0.176	0.3	84	2397
5	2296	-35	1.385	1.325	1.757	265	3.8	990	70.2	45.5	0.156	0.3	94	2296
6	2196	-33	1.368	1.308	1.681	251	3.6	990	71.0	45.5	0.147	0.3	98	2196
7	2096	-30	1.355	1.295	1.608	235	3.5	990	72.2	45.1	0.152	0.2	98	2096
8	1997	-27	1.342	1.285	1.530	221	3.3	991	75.3	45.0	0.162	0.2	80	1997
9	1898	-25	1.319	1.266	1.441	209	3.1	991	77.3	45.3	0.187	0.3	78	1898
10	1798	-21	1.276	1.228	1.331	190	3.0	991	78.9	44.5	0.21	0.3	97	1798
11	1697	-17	1.138	1.095	1.144	158	2.9	991	77.0	44.6	0.217	0.2	25	1697
12	1596	-14	1.014	0.975	0.981	133	2.7	991	75.3	44.2	0.267	0.3	93	1596
13	1496	-11	0.885	0.849	0.813	117	2.6	991	72.1	43.7	0.282	0.3	92	1496
14	1396	-7	0.705	0.689	0.623	93	2.5	990	66.3	43.5	0.287	0.2	86	1396
15	1296	-6	0.588	0.561	0.515	74	2.4	991	62.7	43.7	0.467	0.4	75	1296
16	1251	-5	0.509	0.484	0.456	67	2.4	990	58.8	43.3	0.536	0.4	74	1251

Figura 5.17 – Report di durata del motore R753IE4

critica corrisponde al motore in funzionamento a 2500-2600 RPM, dove la temperatura dell’olio raggiunge 118,7 °C. In Figura 5.18 si vede l’andamento della temperatura d’ingresso al variare del regime di rotazione del motore.

Nel progetto e verifica dei cuscinetti secondo il Metodo di Raimondi e Boyd, si è assunta una temperatura di ingresso pari a 120 °C in vantaggio di sicurezza.

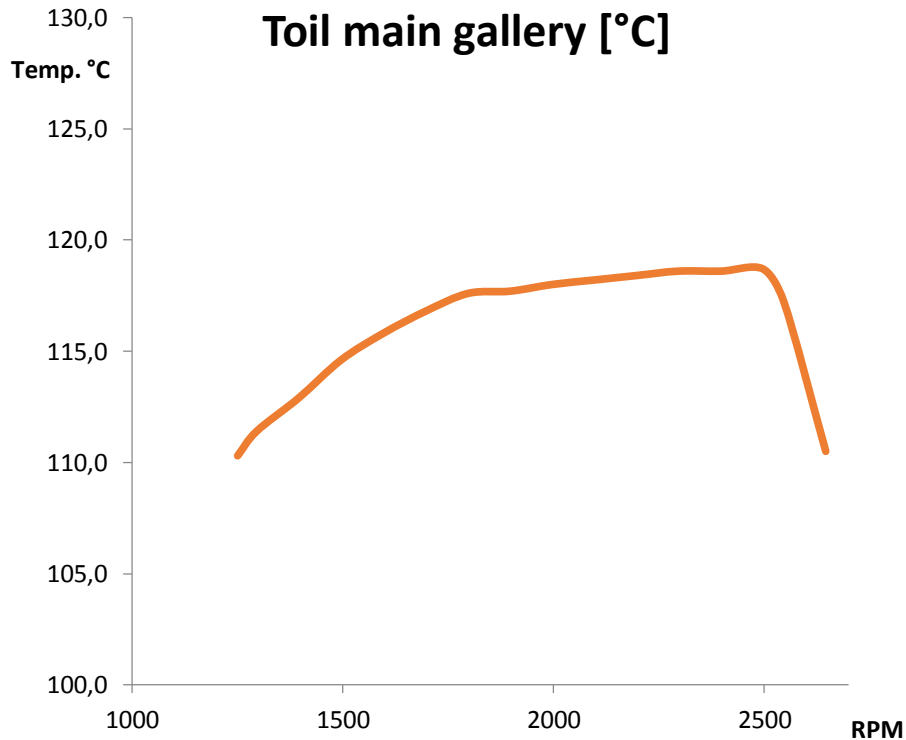


Figura 5.18 - Temperatura dell'olio nella main gallery in funzione del regime

Affinchè l'applicazione si mantenga in condizioni di funzionamento stabili e sicure è bene che l'incremento di temperatura dell'olio tra ingresso e uscita sia:

$$\Delta T \leq 15 \div 20 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

A questo punto, fissata la temperatura d'ingresso $T_{in} = 120 \text{ } ^\circ\text{C}$, si può stimare l'incremento ΔT e valutare così la viscosità dell'olio sul valore medio della temperatura T_{av} pari a:

$$T_{av} = T_{in} + \frac{\Delta T}{2}$$

Se si volesse seguire esattamente la via progettuale di Raimondi e Boyd bisognerebbe ricavare dai loro diagrammi il valore della viscosità in funzione della temperatura. La viscosità varia notevolmente con la temperatura in modo non lineare, ma se si utilizzano diagrammi in scale logaritmiche allora l'andamento diventa lineare, come mostrato in figura 5.19. In questo grafico è rappresentato l'andamento della viscosità assoluta al variare della temperatura per oli unigradi definiti secondo la classifica SAE. L'olio che lubrifica i cuscinetti del contralbero oggetto di questo studio è un olio multigrado SAE 10W-40 e tra i diagrammi di Raimondi e Boyd a disposizione non è stato possibile trovarne uno che rappresentasse la viscosità di quest'olio al variare della temperatura nell'intervallo 120-140 °C, per determinare la viscosità alla temperatura media T_{av} .

Così per determinare la viscosità dell'olio SAE 10W-40 alla temperatura media T_{av} si è seguita la stessa strada intrapresa nella verifica dei cuscinetti a strisciamento secondo la norma tedesca DIN 31652 e il libro "Bocchi – Motori a quattro tempi". Infatti, nota la viscosità di un olio a due temperature diverse, è possibile conoscere la viscosità a qualsiasi

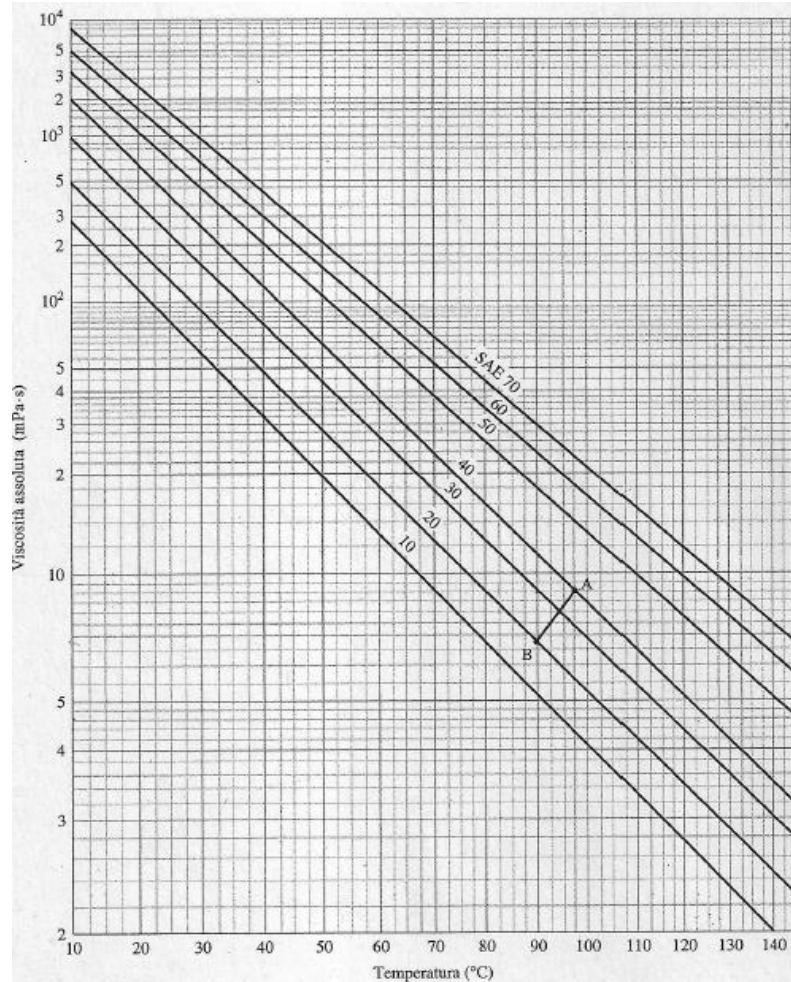


Figura 5.19 - Viscosità assoluta in funzione della temperatura per oli unigradi SAE [8]

temperatura, come specificato già nel paragrafo 5.3. La viscosità si determina dall'equazione di Walther:

$$\log \log(\nu + 0,6) = C_1 \log(T) + C_2.$$

Le costanti C_1 e C_2 si determinano note le viscosità dell'olio a due temperature diverse. Nella scheda dell'olio lubrificante del motore VM R753IE4 (Figura 5.20) sono indicati i valori della viscosità cinematica a 40° e 100° ed è così possibile valutare le costanti C_1 e C_2 .

Entrando con $T = T_{av}$ nell'equazione di Walther si determina la viscosità dell'olio alla temperatura media, che è pur sempre una temperatura di primo tentativo, frutto di una prima stima dell'incremento ΔT di temperatura tra ingresso e uscita. Con questo valore di viscosità

viene svolto lo studio in cui si calcola l'aumento di temperatura e in questo modo viene fissata una nuova stima del suo incremento. Questo procedimento viene ripetuto fino a quando la temperatura stimata e quella calcolata coincidono.

Sul "Report di durata" si legge anche un'altra informazione molto importante per la verifica

Q8 T 905

Product Data Sheet



Properties

	Method	Units	Inspection Data
Viscosity Grade	-	-	SAE 10W-40
Absolute Density, 15 °C	D 1298	kg/m ³	860
Kinematic Viscosity, 40 °C	D 445	mm ² /s	95.7
Kinematic Viscosity, 100 °C	D 445	mm ² /s	14.0
Viscosity Index	-	-	149
Borderline Pumping Temperature	D 3829	°C	-24
Flash Point	D 93	°C	212
Pour Point	D 97	°C	-27
Total Base Number	D 2896	mg KOH/g	10
Sulphated Ash Content	D 874	% mass	1.0

Figura 5.20 - Proprietà dell'olio lubrificante del motore R753IE4

dei cuscinetti, ovvero la pressione dell'olio all'ingresso. Questa pressione è indicata come **Poil** ed è la pressione dell'olio nella *main gallery*. Questo valore di pressione varia, come la temperatura **Toil**, al variare del regime di rotazione del motore. Le Figure 5.21 e 5.22 mostrano come viene riportata la **Poil** in un report di durata e come varia la stessa al variare degli RPM (revolution per minute). Per la progettazione e la verifica dei cuscinetti a 2600 RPM assumiamo una pressione dell'olio pari a 4 bar.

Seguendo la suddivisione data al paragrafo 5.5, tra le variabili assegnate o sotto il controllo del progettista compaiono anche le grandezze dimensionali, ovvero diametri, lunghezze dei cuscinetti e giochi relativi. Queste grandezze sono sotto il controllo del progettista ma la loro scelta, in particolare per diametri e lunghezze, è limitata dagli ingombri e dagli spessori minimi che devono essere garantiti al supporto di alluminio. Per quanto riguarda i *giochi relativi*, per cuscinetti di diametro 25-150 mm, il rapporto $\psi = c/r$, essendo c il gioco radiale e r il raggio, assume valori tra 0.001, per costruzioni molto precise, di 0.002 per costruzioni ordinarie e di 0.004 per macchine grossolane. Non cambia nulla nella definizione del *gioco relativo* ψ se al posto di c e r si considerano il *gioco diametrale* g e il *diametro* del perno d .

Capitolo 5 – Lubrificazione e cuscinetti a strisciamento

Test N° 13ee5565

N°	Giri mot rpm	T1 °C	T2 °C	T5 °C	T3 °C	T4 °C	Toil °C	Tin fuel °C	Qrefr l/min	Tout fuel °C	Tin acqua °C	Tout acqua °C	Giri mot rpm
1	2646	24.2	76.8	29.5	285.4	232.1	110.5	35.8	181.2	62.6	93.0	94.4	2646
2	2547	23.8	154.1	38.5	601.1	473.3	117.2	37.1	174.5	68.7	92.0	95.3	2547
3	2497	24.4	158.3	40.1	656.4	525.5	118.7	37.3	171.2	68.7	91.2	94.8	2497
4	2397	24.6	155.0	39.6	636.7	509.3	118.6	37.1	163.9	68.1	91.3	94.9	2397
5	2296	24.5	153.8	38.9	632.2	505.7	118.6	37.0	157.0	67.2	91.2	94.9	2296
6	2196	24.5	151.9	38.1	626.9	501.9	118.4	36.8	150.2	66.3	91.0	94.8	2196
7	2096	24.6	150.6	37.3	626.5	502.8	118.2	37.4	143.5	65.5	90.9	94.7	2096
8	1997	24.8	149.4	36.6	630.3	507.6	118.0	37.4	136.5	64.9	91.2	95.1	1997
9	1898	25.0	148.6	35.9	637.8	516.1	117.7	37.2	129.9	64.3	90.7	95.0	1898
10	1798	25.1	146.4	35.2	643.5	524.0	117.6	37.0	122.9	63.7	90.9	95.2	1798
11	1697	25.2	137.4	33.6	631.5	519.8	116.8	36.7	116.0	60.7	90.5	95.0	1697
12	1596	25.6	129.2	31.9	628.5	524.7	115.8	36.6	109.2	58.0	90.8	95.0	1596
13	1496	26.0	119.6	30.3	621.5	526.1	114.6	36.3	102.9	55.7	90.7	94.9	1496
14	1396	26.0	106.0	29.6	598.5	515.2	112.9	36.0	96.0	53.3	91.0	94.7	1396
15	1296	26.0	95.3	27.2	582.1	508.1	111.4	35.9	88.7	50.9	91.1	94.7	1296
16	1251	26.0	88.1	26.4	565.3	496.8	110.3	35.8	85.7	50.0	91.5	94.9	1251

N°	Giri mot rpm	Pasp mbar	P2 bar	P5 bar	P3 bar	P4 mbar	Poil bar	Patm mbar	Delivery mm3/str	HR% calc %	MSS Conc mg/m3	Soot_MIRA g/h	TurboSpeed rpm	Giri mot rpm
1	2646	-17	0.386	0.343	0.791	103	4.7	991	14.2	45.8	0.101	0.1	82	2646
2	2547	-41	1.366	1.303	1.909	288	4.2	990	61.4	46.1	0.15	0.2	87	2547
3	2497	-41	1.423	1.360	1.923	305	4.0	990	69.1	44.9	0.21	0.3	81	2497
4	2397	-38	1.395	1.334	1.827	262	3.9	990	68.7	45.5	0.176	0.3	84	2397
5	2296	-35	1.385	1.325	1.757	265	3.8	990	70.2	45.5	0.156	0.3	84	2296
6	2196	-33	1.368	1.308	1.681	251	3.6	990	71.0	45.5	0.147	0.3	88	2196
7	2096	-30	1.355	1.295	1.608	235	3.5	990	72.2	45.1	0.152	0.2	88	2096
8	1997	-27	1.342	1.285	1.530	221	3.3	991	75.3	45.0	0.162	0.2	80	1997
9	1898	-25	1.319	1.266	1.441	209	3.1	991	77.3	45.3	0.187	0.3	78	1898
10	1798	-21	1.276	1.228	1.331	190	3.0	991	78.9	44.5	0.21	0.3	97	1798
11	1697	-17	1.138	1.095	1.144	158	2.9	991	77.0	44.6	0.217	0.2	25	1697
12	1596	-14	1.014	0.975	0.981	133	2.7	991	75.3	44.2	0.267	0.3	93	1596
13	1496	-11	0.885	0.849	0.813	117	2.6	991	72.1	43.7	0.282	0.3	82	1496
14	1396	-7	0.705	0.689	0.623	93	2.5	990	66.3	43.5	0.287	0.2	86	1396
15	1296	-6	0.588	0.561	0.515	74	2.4	991	62.7	43.7	0.467	0.4	75	1296
16	1251	-5	0.509	0.484	0.456	67	2.4	990	58.8	43.3	0.536	0.4	74	1251

Figura 5.22 – Report di durata del motore R753IE4

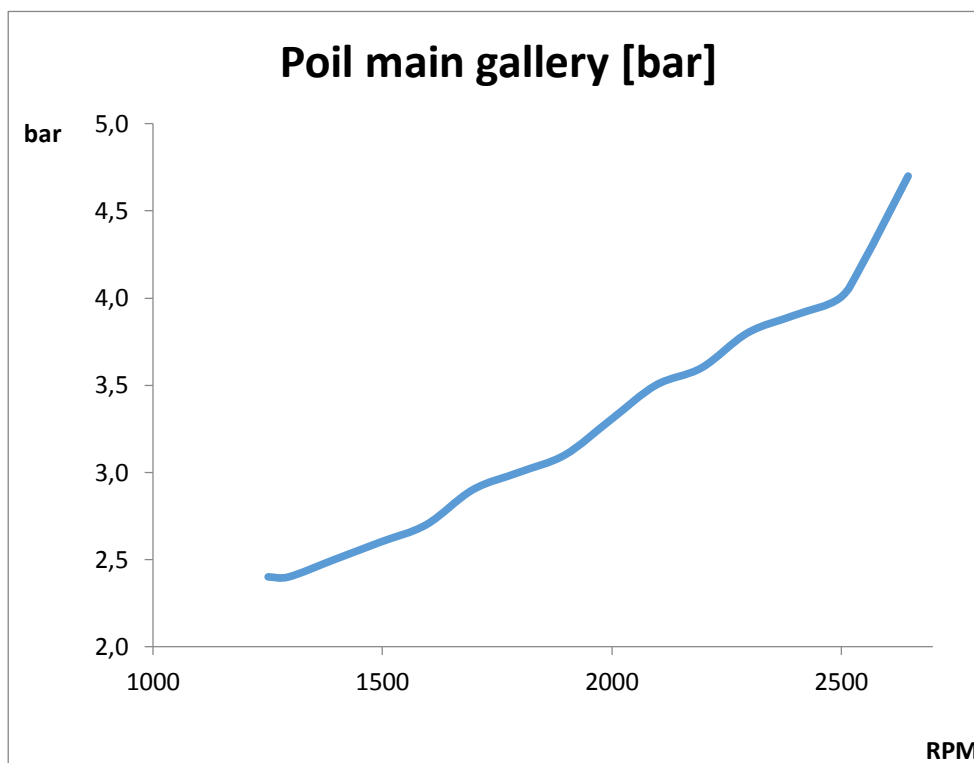


Figura 5.21 - Pressione dell'olio nella main gallery al variare del regime

La scelta del gioco ottimale tra perno e cuscinetto è molto importante. Giochi elevati favoriscono il raffreddamento, ma possono provocare usure localizzate, fenomeni di fatica e vibrazioni. Teoricamente, il valore ottimale del gioco aumenta con la radice quarta della velocità periferica del perno, diminuisce al diminuire della viscosità dell'olio, all'aumentare del carico e al diminuire del rapporto l/d . Deve essere aumentato in previsione di cattivi allineamenti e ridotto in presenza di carichi rotanti con l'albero.

La seguente formula esprime i valori ottimali del *gioco diametrico* al centro delle tolleranze:

$$g = K d \sqrt[4]{u} \quad \text{mm}$$

dove:

d = diametro dell'albero in metri [m];

u = velocità periferica dell'albero in metri al secondo [m/s];

K = coefficiente variabile tra 0,4 e 0,8 secondo il tipo di applicazione.

La tabella che segue mostra i valori scelti per i diametri d dei perni del contralbero e le lunghezze l , sia per il perno anteriore (FRONT) che per quello posteriore (REAR). Sono precisate anche la velocità angolare ω , funzione del regime di rotazione fissato a 2600 RPM e la velocità periferica dei perni u , funzione sia di ω che dei diametri D . Si ricorda che la velocità periferica si calcola come:

$$u = \omega \frac{d}{2}$$

	FRONT	REAR
Lunghezza l [mm]	27,5	26,5
Diametro d [mm]	59,5	81
ω [rad/s]	272,27	272,27
u [m/s]	8,100	11,027

Dopo aver fissato le dimensioni dei perni si sceglie il *gioco relativo* agendo sul coefficiente K e controllando il valore di $\psi = g/d$. Per mantenersi con valori di ψ attorno a 0,001, cioè per costruzioni molto precise, si sceglie K pari a 0,8 per il cuscinetto anteriore e 0,6 per quello posteriore. La tabella sottostante mostra quanto vale il *gioco diametrico* g , il *gioco radiale* c , e i *giochi relativi* ψ dei cuscinetti anteriore e posteriore dell'albero controrotante.

	FRONT	REAR
r [mm]	29,75	40,5
l/d	0,46	0,33
g [mm]	0,08	0,09
c [mm]	0,04	0,045
ψ	0,0013	0,0011

A questo punto si possono ritenere concluse le scelte progettuali e si procede con le verifiche che coinvolgeranno tutta quella serie di parametri dipendenti dal *numero di Sommerfeld*:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P_m}$$

dove P_m è la pressione media sul cuscinetto funzione della forza F calcolata al paragrafo 3.2.3.1. La pressione P_m non varia da un'iterazione all'altra (si ricorda che il processo di verifica del cuscinetto è iterativo fino a che l'incremento ΔT calcolato non coincide con quello stimato), poichè dipende da F , da d e da l , parametri che restano tutti invariati nel corso del processo iterativo.

La pressione media P nel cuscinetto anteriore vale:

$$P_m = \frac{F}{dl} = \frac{1710,15}{59,5 \cdot 27,5} = \mathbf{1,05 \text{ MPa}},$$

mentre nel cuscinetto posteriore vale:

$$P_m = \frac{F}{dl} = \frac{1710,15}{81 \cdot 26,5} = \mathbf{0,80 \text{ MPa}}.$$

Avendo assunto come applicazione di riferimento, nella Figura 5.16, i perni di banco di un motore Diesel, tali valori di pressione appena calcolati non rappresentano una condizione di criticità ma assicurano un buon funzionamento in condizioni di portanza idrodinamica.

Il *numero di Sommerfeld*, a differenza della pressione media di contatto, è un parametro iterativo, poichè è direttamente proporzionale alla viscosità dinamica, che varia da un'iterazione all'altra, dato che cambia anche la temperatura media che si assume per l'olio lubrificante.

Si procede quindi entrando in una serie di diagrammi determinati da Raimondi e Boyd per diversi valori del rapporto l/d , dove le grandezze sono diagrammate in funzione del *numero di Sommerfeld*.

Nei diagrammi di Raimondi e Boyd sono presenti solamente quattro curve per l/d , per cui è necessario utilizzare la seguente formula di interpolazione:

$$y = \frac{1}{(l/d)^3} \left[\begin{aligned} & -\frac{1}{8} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - \frac{2l}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_\infty + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{2l}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_1 + \\ & -\frac{1}{4} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - \frac{4l}{d}\right) y_{1/2} + \frac{1}{24} \left(1 - \frac{l}{d}\right) \left(1 - \frac{2l}{d}\right) y_{1/4} \end{aligned} \right]$$

dove y è il parametro desiderato per qualsivoglia valore di l/d maggiore di $1/4$ e y_∞ , y_1 , $y_{1/2}$ e $y_{1/4}$ sono i valori di quello stesso parametro per $l/d = \infty, 1, 1/2$ e $1/4$ rispettivamente.

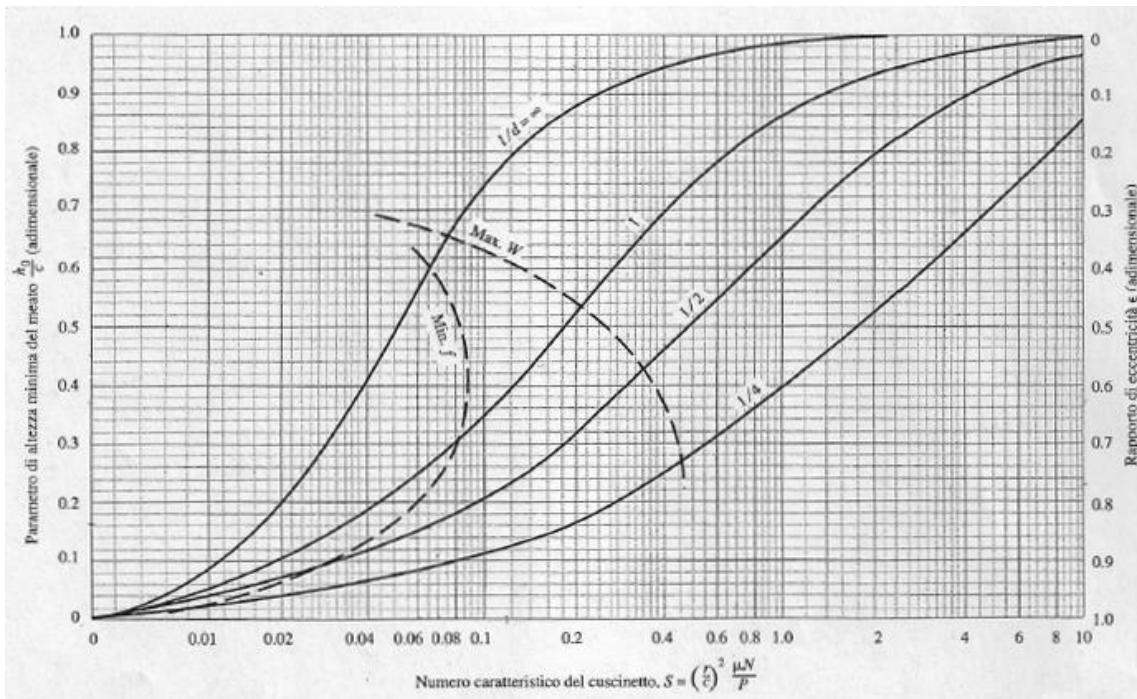


Figura 5.23 - Diagramma del parametro di altezza minimo e del rapporto di eccentricità [8]

Nella Figura 5.23 il parametro di *altezza minima di meato* h_0/c e il *rapporto di eccentricità* $\epsilon = e/c$ sono diagrammati in funzione del *numero di Somerfeld* S , con curve relative a diversi valori del rapporto l/d .

Se il perno è centrato sul cuscinetto, $e = 0$ e $h_0 = c$, corrispondendo a un carico molto leggero (nullo). Dato che $e = 0$ ed $\epsilon = 0$. Quando il carico viene incrementato, il perno si sposta verso il basso e la posizione limite viene raggiunta quando $h_0 = 0$ ed $e = c$, cioè quando il perno tocca la bronzina. In questa condizione il rapporto di eccentricità è unitario. Dal momento che $h_0 = c - e$, dividendo entrambi i membri per c , si ha

$$\frac{h_0}{c} = 1 - \epsilon.$$

Condizioni ottimali di progetto sono a volte quelle di *massimo carico*, cioè una proprietà relativa alla capacità portante del cuscinetto, e talvolta di *minime perdite parassite di potenza* o di *minimo coefficiente d'attrito*. Nella Figura 5.23 sono disegnate con linee tratteggiate due curve per il caso di massimo carico e per quello di minimo coefficiente d'attrito, in modo tale che si possa favorire nel progetto una delle due condizioni, ma mai entrambe. La zona compresa tra le due curve tratteggiate dovrebbe essere considerata posizione ottimale per un punto di progetto.

E' stato detto che il processo di verifica di un cuscinetto a strisciamento, una volta fissati tutti i parametri indipendenti, si configura come un procedimento iterativo che culmina quando la

temperatura di uscita dell'olio calcolata eguaglia quella stimata. L'albero controrotante è dotato di due perni e quindi due cuscinetti a strisciamento. La verifica, com'è ovvio che sia, è stata effettuata per entrambi i perni, e in entrambi i casi sono state sufficienti tre iterazioni per arrivare a convergenza. Tutti i punti di progetto, per ciascuno dei due perni, e per ciascuna iterazione, si sono sempre posizionati all'interno delle due curve tratteggiate di Figura 5.23, cioè in quella che è considerata la posizione ottimale per un punto di progetto.

In Figura 5.24 sono rappresentate con una croce blu e una croce rossa le condizioni di funzionamento finali, al termine delle iterazioni, rispettivamente del cuscinetto anteriore e di quello posteriore dell'albero controrotante. In seguito saranno mostrati in tabella tutti i valori dei parametri per ogni singola iterazione.

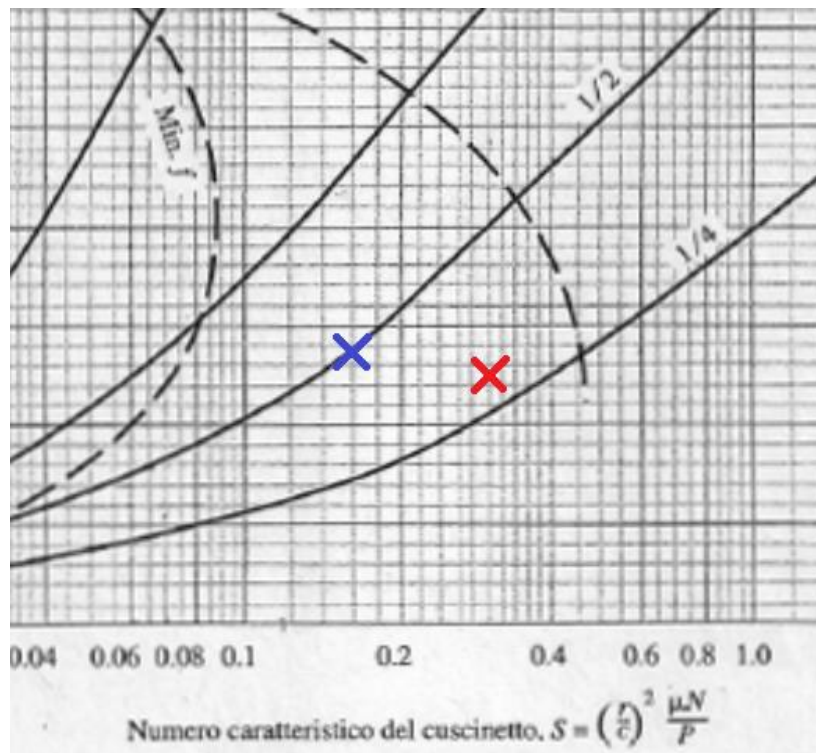


Figura 5.24

Dal diagramma di figura 5.23 si ricava la quantità h_0/c e quindi noto c , *gioco radiale*, si determina per l'iterazione in analisi lo *spessore minimo di meato* h_0 .

Proseguendo con la verifica del cuscinetto si entra nel diagramma d'attrito di Figura 5.25, dove è rappresentata la variabile di attrito $(r/c)f$ sempre in funzione del *numero di Sommerfeld*. Si legge $(r/c)f$ dal diagramma, e noti sia r che c , si determina f , *coefficiente d'attrito*. Al termine del procedimento iterativo il *coefficiente d'attrito* f assume, sia per il cuscinetto anteriore che per quello posteriore, valori inferiori a 0,012 a garanzia che il tipo di lubrificazione sarà in *velo spesso* e non in *velo sottile*, come chiarito al paragrafo 5.4.1.

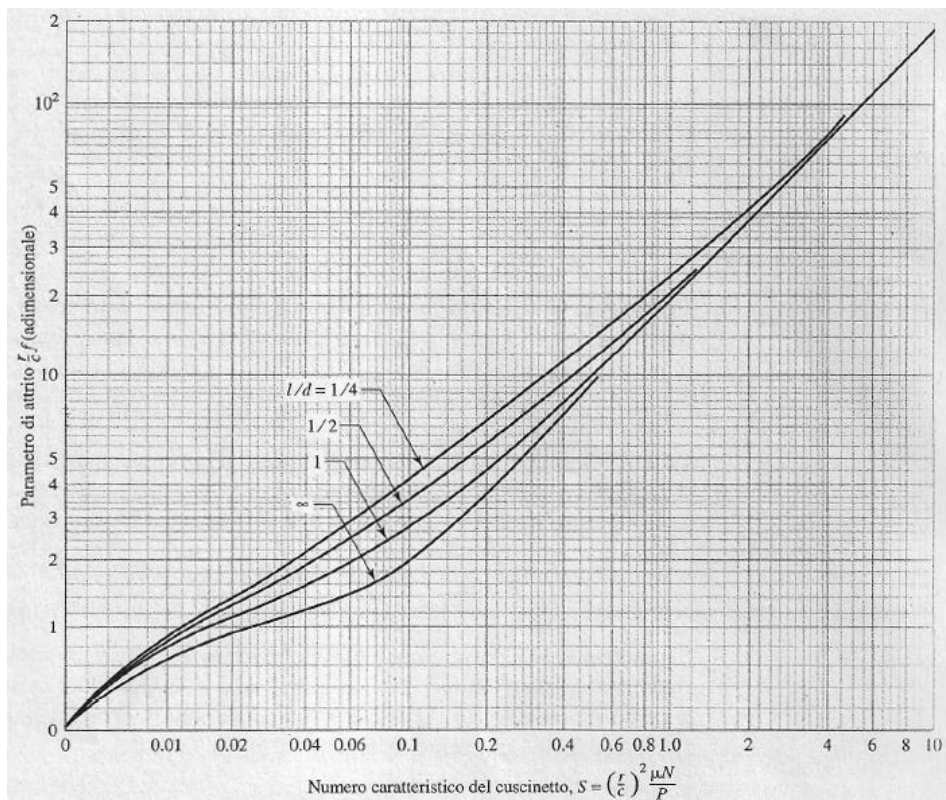


Figura 5.26 – Diagramma del parametro d'attrito [8]

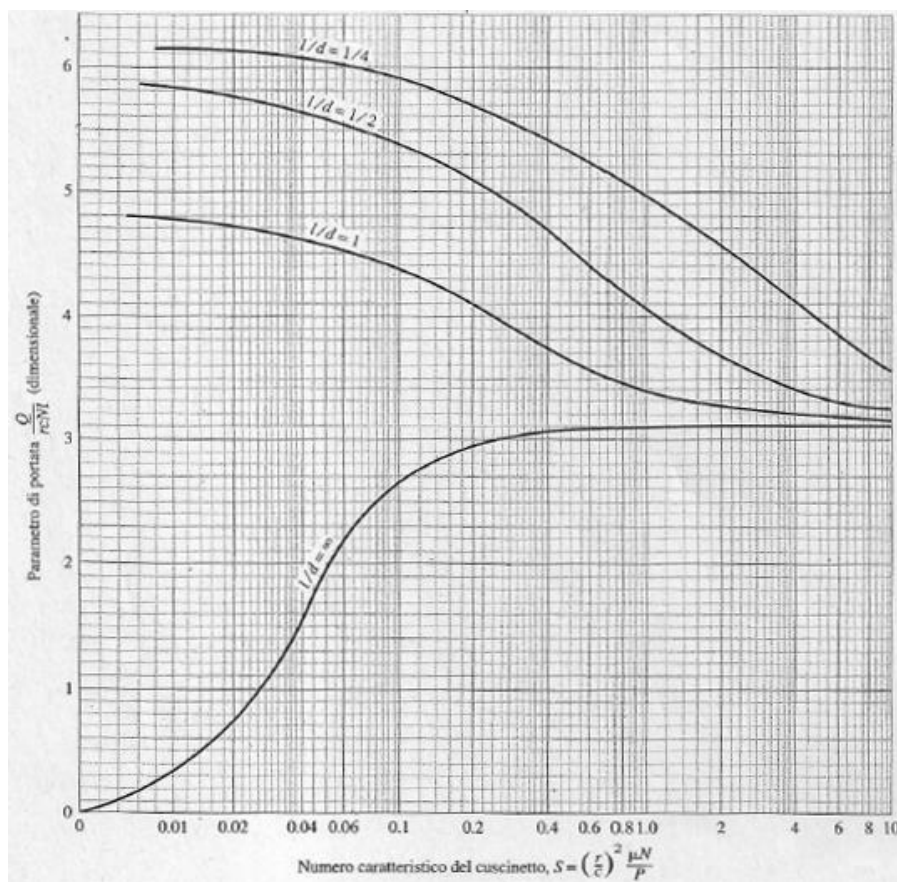


Figura 5.25 – Diagramma del parametro di portata [8]

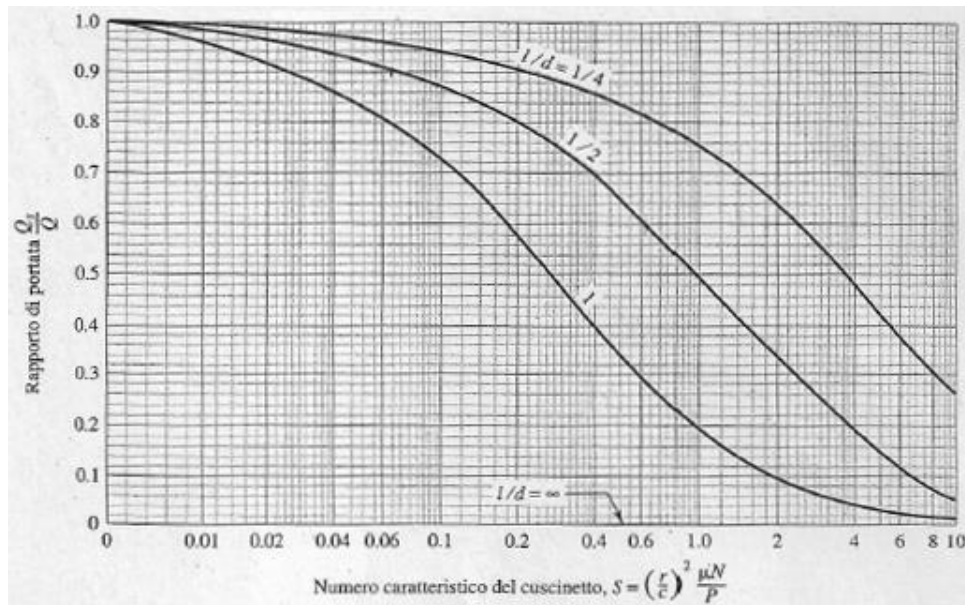


Figura 5.27 - Diagramma del rapporto tra portata di fuga laterale e portata totale [8]

A questo punto non resta che determinare le *portate di lubrificante*, le *fughe laterali* e l'*aumento di temperatura* del film. Seguendo la teoria di Raimondi e Boyd le portate e le fughe laterali di lubrificante sono da determinare sempre attraverso i diagrammi contenuti nei loro studi del 1958, qui visibili nelle Figure 5.26 e 5.27.

Tuttavia questi ultimi diagrammi si riferiscono a cuscinetti indipendenti a circolazione naturale, la cui capacità di carico è piuttosto limitata. Nel caso dell'albero controrotante, il carico sui cuscinetti non è elevato, ma poichè il lubrificante viene fornito in pressione ai cuscinetti, questi cuscinetti vengono chiamati *cuscinetti ad alimentazione forzata*. Una pompa esterna, che prende il moto direttamente dall'albero motore, porta il lubrificante alla pressione di qualche bar e lo invia nel circuito ricavato all'interno del basamento. La pressione di alimentazione dell'olio a 2600 RPM è, come già visto, 4 bar.

Per questo motivo, non è esatto procedere al calcolo della portata riferendosi ai diagrammi di Raimondi e Boyd, ma è bene utilizzare delle formule opportune per il calcolo del flusso laterale nei *cuscinetti ad alimentazione forzata*.

L'integrazione attorno al cuscinetto fornisce il flusso laterale complessivo Q_s che vale:

$$Q_s = \frac{\pi p_s r c^3}{3 \mu l} (1 + 1,5 \epsilon^2),$$

dove p_s è la pressione di alimentazione dell'olio, mentre tutte le altre grandezze sono già note.

L'aumento di temperatura del lubrificante termina quando l'incremento di *energia termica* nel fluido che percorre il cuscinetto eguaglia il *lavoro d'attrito* che il perno svolge sul fluido. La prima di queste due grandezze vale:

$$H_{gain} = 2\rho C_p \left(\frac{Q_s}{2}\right) \Delta T,$$

mentre il lavoro d'attrito esercitato dal perno vale

$$H_f = \frac{2\pi}{60} FNc \frac{fr}{c}.$$

Uguagliando le due potenze e risolvendo rispetto a ΔT si ricava l'incremento di temperatura dell'olio e lo si può confrontare con quello stimato all'inizio del calcolo:

$$\Delta T' = \frac{2\pi FNc fr}{\rho C_p Q_s c},$$

con N in giri al secondo. A questo punto se il $\Delta T'$ stimato eguaglia quello calcolato ci fermiamo con le iterazioni e verifichiamo che questo incremento non superi i 15 °C come stabilito parlando dei *Criteri progettuali di Trumpler* al paragrafo 5.5.1.

Le tabelle che seguono mostrano le tre iterazioni effettuate per determinare l'incremento di temperatura dell'olio che attraversa il primo cuscinetto dell'albero controrotante accettando una convergenza alla prima cifra decimale. Il ΔT di primo tentativo è stato stimato pari a 14 °C, mentre il $\Delta T'$ finale risulta essere 6,34 °C, inferiore a 15 °C, cioè al limite consentito. La verifica sulla temperatura è superata.

Un'altra verifica importante riguarda l'*altezza minima di meato*. Anche in questo caso il Criterio di Trumpler è rispettato poichè:

$$h_0 = 0,0108 \geq 0,00508 + 0,00004d = 0,00746 = h_{olim},$$

dove d in questo caso è il diametro del perno anteriore, pari a 59,5 mm. In tabella sono stati evidenziati di verde i parametri letti sui diagrammi di Raimondi e Boyd.

FRONT BEAR. ΔT in. T av. [°C] ρ [kg/m ³] C_p (T av.) μ [mPa*s] S							
Iterazione 1	14	127	797	2385	6,4926	0,148	
Iterazione 2	5,37	122,7	800	2366	7,0387	0,160	
Iterazione 3	6,32	123,2	800	2368	6,9753	0,159	
h_0/c	h_0 [mm]	ϵ	$f r/c$	f	Q_s [m ³ /s]	H_f [Watt]	ΔT
0,26	0,0104	0,74	4,5	0,0061	8,23E-06	84,12	5,37
0,27	0,0108	0,73	4,8	0,0065	7,50E-06	89,73	6,32
0,27	0,0108	0,72	4,8	0,0065	7,48E-06	89,73	6,34

Le tabelle che seguono mostrano, invece, le tre iterazioni effettuate per determinare l'incremento di temperatura dell'olio che attraversa il secondo cuscinetto dell'albero controrotante accettando una convergenza alla prima cifra decimale. Il ΔT di primo tentativo è stato stimato pari a 16 °C, mentre il ΔT finale risulta essere 6,22 °C, inferiore a 15 °C, cioè al limite consentito. La verifica sulla temperatura è superata.

Un'altra verifica importante riguarda l'altezza minima di meato. Anche in questo caso il Criterio di Trumpler è rispettato poichè:

$$h_0 = 0,0112 \geq 0,00508 + 0,00004d = 0,00832 = h_{olim},$$

dove d in questo caso è il diametro del perno, pari a 81 mm. In tabella sono stati evidenziati di verde i parametri letti sui diagrammi di Raimondi e Boyd.

REAR BEAR.	ΔT in.	T av. [°C]	ρ [kg/m ³]	C_p (T av.)	μ [mPa*s]	S
Iterazione 1	16	128	797	2390	6,3748	0,281
Iterazione 2	5,44	122,72	800	2366	7,0340	0,310
Iterazione 3	6,25	123,13	800	2368	6,9800	0,307

h_0/c	h_0 [mm]	ϵ	f r/c	f	Q_s [m ³ /s]	Prc [Watt]	ΔT fin.
0,232	0,0104	0,77	8,543	0,0095	1,73E-05	179,06	5,44
0,247	0,0111	0,75	8,674	0,0096	1,54E-05	181,81	6,25
0,249	0,0112	0,75	8,682	0,0097	1,54E-05	181,98	6,22

5.5.3 Metodo della norma DIN 31652

Quello che si va a descrivere in questo paragrafo è un secondo e più recente (1983) metodo di progettazione e verifica di cuscinetti radenti o a strisciamento (*hydrodynamic plain journal bearings*). Anche in questo caso si parla sempre di un procedimento iterativo che termina quando l'incremento di temperatura stimato eguaglia quello effettivo. I parametri da considerare sono, per ovvie ragioni, quelli corrispondenti all'ultima iterazione.

Obiettivo del progetto è quello di definire le dimensioni e il tipo di lubrificante che assicurano, nelle condizioni operative, che si sviluppi una portanza idrodinamica sufficiente a tenere separate le superfici in moto relativo.

Il progetto si può dividere in due parti distinte: progetto dimensionale del cuscinetto e verifica termica del cuscinetto. Nella prima fase si determinano, sulla base dell'esperienza e di relazioni empiriche, le dimensioni del cuscinetto e si sceglie l'olio (nel caso in cui la scelta di questo non sia legata a motivi di maggior rilievo). Nella seconda, invece, si verifica che la temperatura di funzionamento del cuscinetto, cui questo si porta nel funzionamento a regime

in conseguenza dei parametri scelti nella prima fase, sia compatibile con il sistema di refrigerazione prescelto e con il campo di utilizzazione dell'olio.

La prima parte, cioè il progetto dimensionale del cuscinetto, è uguale per entrambi i metodi considerati, Raimondi-Boyd e DIN 31652. Nella tabella che segue sono riepilogate le dimensioni principali scelte per i cuscinetti, cioè *lunghezze* e *diametri*, ma anche i *giochi radiali*, *diametrali* e *relativi*, e le *pressioni specifiche*. E' noto il significato di tutte le variabili tabellate a parte due:

- D che è il diametro dei cuscinetti ricavati sul supporto di alluminio del contralbero e si calcola come somma del *diametro del perno* d e del *gioco diametrale* g previsto;
- dH che è il diametro dei due fori di adduzione dell'olio praticato sul supporto in corrispondenza al cuscinetto anteriore e a quello posteriore.

PROPERTIES OF BEARINGS			
	FRONT	REAR	
l	27,5	26,5	mm
d	59,5	81	mm
l/d	0,46	0,33	
N	43,33	43,33	giri/sec
ω	272,27	272,27	rad/sec
u	8,100	11,027	m/s
g	0,08	0,09	mm
ψ	0,0013	0,0011	
D	59,58	81,09	mm
c	0,04	0,045	
F	1710	1710	N
p_s	4,00E+05	4,00E+05	Pa
P_m	1,05	0,80	MPa
dH	4	4	mm

Per quanto riguarda la verifica termica, i due metodi si differenziano notevolmente. In particolare dal calcolo del *numero di Sommerfeld* a quello dell'incremento di temperatura ΔT effettivo si passa attraverso una serie di parametri la cui determinazione, seguendo la norma tedesca DIN 31652, è diversa da quella della teoria di Raimondi e Boyd.

Tuttavia, prima di passare al calcolo del *numero di Sommerfeld*, qui chiamato S_0 è necessario stabilire i corretti valori di *viscosità cinematica* e *dinamica* dell'olio. Per questa operazione si sceglie di seguire la stessa via intrapresa al paragrafo 5.5.2, cioè utilizzare l'*equazione di Walther*: noti i valori della *viscosità cinematica* di un olio a due temperature diverse è

possibile determinarne la *viscosità* a qualunque temperatura. In questo modo qualunque sia il valore stimato dell'incremento ΔT , si calcola la temperatura media

$$T_{av} = T_{in} + \frac{\Delta T}{2}$$

e si determinano i corrispondenti valori di *viscosità cinematica* prima e *dinamica* poi, essenziale per determinare il *numero di Sommerfeld*.

Si ricorda che l'*equazione di Walther* assume questa espressione:

$$\log \log(\nu + 0,6) = C_1 \log(T) + C_2,$$

dove le costanti si determinano dal seguente sistema di due equazioni in due incognite:

$$\begin{cases} C_1 = -\frac{\log \log(\nu_1 + 0,6) - \log \log(\nu_2 + 0,6)}{\log(T_2) - \log(T_1)} \\ C_2 = \log \log(\nu_1 + 0,6) - C_1 \log(T_1) \end{cases}$$

Con ν_1 e ν_2 le viscosità cinematiche corrispondenti alle temperature T_1 e T_2 .

Nota la viscosità dinamica alla temperatura media T_{av} si può passare al calcolo del *numero di Sommerfeld* S , che in questo caso si valuta come

$$S_0 = \frac{\psi^2 P_m}{\mu \omega},$$

con ψ *gioco relativo*, P_m *pressione media di contatto* e μ *viscosità dinamica*.

A questo punto il passo successivo, secondo la DIN 31652, riguarda il calcolo dell'*altezza minima di meato* h_0 che viene valutata in due modi diversi a seconda che S_0 sia maggiore o minore di 1.

Se $S_0 > 1$ allora:

$$h_0 = \frac{g}{2} \frac{1}{2S_0} \frac{2\beta}{1 + \beta},$$

mentre se $S_0 < 1$:

$$h_0 = \frac{g}{2} \left(1 - \frac{S_0}{2} \frac{1 + \beta}{2\beta} \right).$$

Queste formule danno una buona approssimazione per lo spessore minimo di meato h_0 che va poi verificato con il *Criterio di Kreisle*.

In accordo con la DIN 31652 si calcola ora il coefficiente d'attrito f definito come

$$f = \psi 10^Y,$$

dove ψ è il *gioco relativo* e Y un coefficiente pari a

$$Y = C + E(\log S_0) + F(\log S_0)^2 + G(\log S_0)^3 + H(\log S_0)^4,$$

dove C , E , F , G e H sono delle costanti che dipendono dal rapporto l/d .

Di seguito è specificato come la DIN 31652 definisca queste costanti:

$$C = 1,153423 - 2,69332 \frac{l}{d} + 6,552763 \left(\frac{l}{d}\right)^2 - 7,81938 \left(\frac{l}{d}\right)^3 + 3,405146 \left(\frac{l}{d}\right)^4$$

$$E = -0,7441784 + 0,104245 \frac{l}{d} - 0,343503 \left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0,4677244 \left(\frac{l}{d}\right)^3 - 0,215028 \left(\frac{l}{d}\right)^4$$

$$F = -0,0105921 + 0,342048 \frac{l}{d} - 0,459955 \left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0,381193 \left(\frac{l}{d}\right)^3 - 0,1056112 \left(\frac{l}{d}\right)^4$$

$$G = -0,000397154 - 0,01669 \frac{l}{d} + 0,00966612 \left(\frac{l}{d}\right)^2 - 0,0191126 \left(\frac{l}{d}\right)^3 - 0,01094135 \left(\frac{l}{d}\right)^4$$

$$H = -0,00258444 - 0,00870384 \frac{l}{d} - 0,00157289 \left(\frac{l}{d}\right)^2 + 0,01759905 \left(\frac{l}{d}\right)^3 - 0,00668883 \left(\frac{l}{d}\right)^4$$

Noto il coefficiente Y si determina il *coefficiente d'attrito* f e con questo la *potenza dissipata per attrito* sul cuscinetto nota anche come *lavoro d'attrito* compiuto dal perno sul fluido nell'unità di tempo:

$$P_{rc} = fF \frac{d}{2} \omega = fFu.$$

La potenza dissipata per attrito P_{rc} genera calore all'interno del cuscinetto, e questo calore dev'essere asportato in parte per convezione e in parte dal flusso d'olio lubrificante. Poichè l'albero controrotante è un'applicazione che fa parte di un motore dotato di regolari condizioni di lubrificazione, tutto il calore che si genererà nei cuscinetti sarà asportato dall'olio lubrificante. Per questo, in accordo con la DIN 31652, la portata d'olio richiesta per garantire un certo flusso d'olio nei cuscinetti è pari a:

$$Q_L = Q_1 + Q_2,$$

dove:

$$Q_1 = d^3 \psi \omega q_1.$$

Il coefficiente q_1 dipende dal rapporto l/d del cuscinetto e dall'*eccentricità relativa* ϵ , definita come il rapporto tra l'*eccentricità assoluta* e ed il *gioco radiale* c :

$$\epsilon = \frac{e}{c} \quad e = c - h_0.$$

Allora a questo punto si può calcolare q_1 come:

$$q_1 = \frac{1}{4} \left[\left(\frac{l}{d}\right) - 0,223 \left(\frac{l}{d}\right)^3 \right] \epsilon.$$

L'altra portata Q_2 che sommata alla Q_1 determina la portata totale Q_L è legata alla *pressione di adduzione* dell'olio p_s e alla sua *viscosità dinamica* μ . Infatti Q_2 è uguale a:

$$Q_2 = \left(d^3 \psi^3 \frac{p_s}{\mu} \right) q_2.$$

Ora non resta che definire quanto valga q_2 e poi si potrà calcolare l'intera portata d'olio richiesta per lubrificare il cuscinetto. Per determinare q_2 è necessario definire il diametro del foro di adduzione dell'olio. Per entrambi i cuscinetti dell'albero controrotante si è scelto di realizzare sul supporto e sul basamento dei fori di diametro $d_H = 4$ mm. q_2 è legato anche al modo in cui sarà conformato internamente il cuscinetto, quindi alla presenza o meno di scanalature o gole.

$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1+\varepsilon)^3}{\ln\left(\frac{B}{d_H}\right)} \cdot q_{H1}$			q_2 siehe unten
$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^3}{\ln\left(\frac{B}{b_p}\right)} \cdot q_p$			$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^3}{\ln\left(\frac{B}{b_p}\right)} \cdot q_p$
$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{2}{\ln\left(\frac{B}{d_H}\right)} \cdot q_{H1}$			$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln\left(\frac{B}{b_p}\right)} \cdot q_p$
$q_2 = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{1+1.5 \cdot \varepsilon^2}{\left(\frac{B}{D}\right)} \cdot \frac{B}{B-b_G} \cdot q_{H1}$			$q_2 = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{2}{\ln\left(\frac{B}{b_p}\right)} \cdot q_p$
$\text{zu 5} \quad q_2 = \frac{1}{48} \cdot \frac{(\varphi_E - \varphi_A) \cdot (1 + 1.5 \cdot \varepsilon^2) + (3 \cdot \varepsilon + \varepsilon^3) \cdot (\sin \varphi_E - \sin \varphi_A) + 0.75 \cdot \varepsilon^2 \cdot (\sin 2\varphi_E - \sin 2\varphi_A) - \frac{\varepsilon^3}{3} \cdot (\sin^3 \varphi_E - \sin^3 \varphi_A)}{\left(\frac{B - b_G}{D}\right)}$			
$q_{H1} = 1.204 + 0.368 \cdot \left(\frac{d_{H1}}{B}\right) - 1.046 \cdot \left(\frac{d_{H1}}{B}\right)^2 + 1.942 \cdot \left(\frac{d_{H1}}{B}\right)^3$			
$q_p = 1.188 + 1.582 \cdot \left(\frac{b_p}{B}\right) - 2.585 \cdot \left(\frac{b_p}{B}\right)^2 + 5.563 \cdot \left(\frac{b_p}{B}\right)^3 \quad \text{gültig für } 0.05 \leq \left(\frac{b_p}{B}\right) \leq 0.7$			

Tabella 5.1 [13]

La Tabella 5.1 mostra diverse possibili soluzioni per un cuscinetto a strisciamento, con le corrispondenti espressioni di q_2 per il calcolo della portata Q_2 . Nel caso dell'albero

controrotante, il carico sui perni ruota insieme al contralbero stesso perciò, pensando di non realizzare alcuna scanalatura o gola nei cuscinetti, la configurazione ad essi più vicina è quella rappresentata dalle figure 1 e 2 della tabella. Allora per q_2 e q_H valgono le seguenti espressioni:

$$q_2 = \frac{\pi (1 + \epsilon)^3}{48 \ln\left(\frac{l}{d_H}\right) q_H}$$

$$q_H = 1,204 + 0,368\left(\frac{d_H}{l}\right) - 1,046\left(\frac{d_H}{l}\right)^2 + 1,942\left(\frac{d_H}{l}\right)^3$$

Una volta determinata la portata totale, come somma delle due parziali Q_1 e Q_2 , bisogna determinare l'incremento di temperatura effettivo $\Delta T'$ che è pur sempre funzione di quello stimato. Per fare ciò si procede allo stesso modo di come si è proceduto al paragrafo 5.5.2, relativo al metodo di Raimondi e Boyd, in quanto tutto si basa sul principio fisico di uguaglianza tra la potenza termica dissipata per attrito e l'incremento di temperatura dell'olio. Allora si trova che:

$$\Delta T' = \frac{P_{rc}}{Q_L c \rho}$$

A questo punto si confronta il valore assunto inizialmente per l'incremento della temperatura di funzionamento dell'olio con quella calcolata. Se i due valori sono identici (a meno dell'errore considerato accettabile) il procedimento di verifica termica è terminato, altrimenti si itera il calcolo modificando l'assunzione della temperatura, sempre nel campo ammissibile, fino a convergenza.

Qualora non sia possibile rispettare i campi ammissibili, è necessario modificare il dimensionamento del cuscinetto, la scelta dell'olio o il sistema di alimentazione del lubrificante.

Come passo finale della verifica si deve controllare che le condizioni di funzionamento siano lontane dal punto di transizione tra lubrificazione idrodinamica e lubrificazione mista. Infatti, per poter usufruire vantaggiosamente della caratteristica di stabilità intrinseca del funzionamento, è necessario rinunciare al valor minimo del coefficiente di attrito f a vantaggio di un maggior intervallo di condizioni di funzionamento in cui il sistema è stabile.

Per eseguire questa verifica si calcola, in base alle condizioni di funzionamento determinate ai punti precedenti, il numero di giri di transizione (al secondo), che secondo una relazione empirica può porsi uguale a:

$$n_T = K \frac{P_m}{\mu d'}$$

dove K è un valore medio che può essere assunto pari a $1,7 \cdot 10^{-9}$ m.

Per avere la certezza che il funzionamento sia idrodinamico stabile si deve verificare che sia:

$$\left\{ \begin{array}{l} n > 3n_T \text{ per } u < 3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ n > |u|n_T \text{ per } 3 < u < 10 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{array} \right.$$

con n e n_T espressi in giri al secondo [giri/sec].

Di seguito si riportano i calcoli di verifica effettuati per il cuscinetto anteriore. Sono state necessarie tre iterazioni per raggiungere la convergenza per l'incremento di temperatura $\Delta T'$. Il valore di primo tentativo è stato assunto pari a 14 °C, uguale a quello scelto nella verifica del cuscinetto anteriore col Metodo di Raimondi e Boyd. Il $\Delta T'$ finale risulta essere 5,09 °C, inferiore a 15 °C, cioè al limite consentito. La verifica sulla temperatura è superata.

FRONT BEAR.	ΔT in.	T av. [°C]	ρ [kg/m ³]	C_p (T av.)	μ [mPa*s]	S_0	h_0 [mm]	ϵ	γ
Iterazione 1	14	127	797,39	2385	6,4926	1,0768	0,0118	0,71	0,6683
Iterazione 2	4,42	122,2112	800,07	2363	7,1030	0,9843	0,0129	0,68	0,6968
Iterazione 3	5,15	122,5735	799,87	2365	7,0540	0,9911	0,0128	0,68	0,6946

f	Prc [Watt]	q_H	q_2	Q_2	q_1	Q_1	Q_L [m ³ /s]	ΔT fin.
0,0063	87,09	1,2414	1,36E-01	4,34E-06	0,0777	6,02E-06	1,04E-05	4,42
0,0067	93,00	1,2414	1,29E-01	3,77E-06	0,0747	5,78E-06	9,56E-06	5,15
0,0067	92,53	1,2414	1,30E-01	3,82E-06	0,0749	5,80E-06	9,62E-06	5,09

Un'altra verifica importante riguarda l'altezza minima di meato. In questo caso il criterio di riferimento, che se rispettato assicura una lubrificazione in velo spesso senza che le superfici vengano mai a toccarsi è il *Criterio di Kreisle*. Il *Criterio di Kreisle* afferma che lo spessore minimo h_0 del meato deve essere almeno uguale, ma meglio se maggiore, alla somma delle rugosità totali (picco-valle) R_t delle superfici del cuscinetto e dei perni del contralbero.

Qualora la rugosità sia data in valori R_a , cioè *rugosità media aritmetica*, si può considerare con buona approssimazione questa relazione:

$$R_t = (6 \div 7,5)R_a \quad \mu\text{m}$$

Il fattore di sicurezza necessario dipende dall'entità dei difetti geometrici degli accoppiamenti e dalle dimensioni delle particelle di impurità contaminanti l'olio lubrificante. Per i perni del contralbero e le sedi dei perni cilindriche ricavate sul supporto di alluminio si prevede una lavorazione finale di *Rettifica* con rugosità media aritmetica pari a $R_a = 0,6$. Se si immagina di essere nella condizione più sfavorevole e quindi che il coefficiente di sicurezza sia pari a

7,5, la soglia che deve superare o al più eguagliare lo spessore minimo di meato dell'olio all'ultima iterazione sarebbe:

$$h_{olim} = 2 \cdot R_t = 2 \cdot 7,5 \cdot R_a = 9 \text{ } \mu\text{m}.$$

Come si vede dai calcoli, all'ultima iterazione $h_0 = 12,8 \text{ } \mu\text{m} > 9 \text{ } \mu\text{m}$ e quindi il *Criterio di Kreisle* è rispettato.

L'ultima verifica vuole assicurare che le condizioni di funzionamento siano lontane dal punto di transizione tra lubrificazione idrodinamica e lubrificazione mista. Nel caso dell'albero controrotante, poichè le velocità periferiche nei due perni sono maggiori di 3 m/s si adotta il seguente criterio di verifica:

$$n > |u|n_T .$$

nT [giri/sec]	$u \cdot nT$ [giri/sec]	n [giri/sec]
4,5990	37,25	43,33
4,2037	34,05	43,33
4,2330	34,29	43,33

Le tabella mostra che i valori della terza colonna relativa ai giri al secondo del contralbero, sono sempre maggiori di quelli della seconda, rispettando completamente il criterio.

Di seguito si riportano i calcoli di verifica effettuati per il cuscinetto posteriore. Sono state necessarie tre iterazioni per raggiungere la convergenza per l'incremento di temperatura $\Delta T'$. Il valore di primo tentativo è stato assunto pari a 16 °C, uguale a quello scelto nella verifica del cuscinetto posteriore col Metodo di Raimondi e Boyd. Il $\Delta T'$ finale risulta essere 8,69 °C, inferiore a 15 °C, cioè al limite consentito. La verifica sulla temperatura è superata

REAR BEAR.	ΔT in.	T av. [°C]	ρ [kg/m ³]	C_p (T av.)	μ [mPa*s]	S_0	h_0 [mm]	ϵ	γ
Iterazione 1	16	128	796,83	2390	6,3748	0,5671	0,0191	0,58	0,9234
Iterazione 2	7,46	123,728	799,22	2370	6,9009	0,5239	0,0211	0,53	0,9498
Iterazione 3	8,92	124,46	798,81	2374	6,8067	0,5311	0,0208	0,54	0,9452
Iterazione 4	8,65	124,32	798,89	2373	6,8240	0,5298	0,0208	0,54	0,9461

f	Prc [Watt]	q_H	q_2	Q_2	q_1	Q_1	Q_L [m ³ /s]	ΔT fin.
0,0093	175,69	1,2424	1,09E-01	4,99E-06	0,0459	7,39E-06	1,24E-05	7,46
0,0099	186,72	1,2424	1,00E-01	4,23E-06	0,0424	6,82E-06	1,11E-05	8,92
0,0098	184,76	1,2424	1,01E-01	4,35E-06	0,0430	6,92E-06	1,13E-05	8,65
0,0098	185,12	1,2424	1,01E-01	4,33E-06	0,0429	6,90E-06	1,12E-05	8,69

Un'altra verifica importante riguarda l'*altezza minima di meato*. Come si vede dai calcoli, all'ultima iterazione $h_0 = 20,8 \text{ } \mu\text{m} > 9 \text{ } \mu\text{m}$ e quindi il *Criterio di Kreisle* è rispettato.

L'ultima verifica vuole assicurare che le condizioni di funzionamento siano lontane dal punto di transizione tra lubrificazione idrodinamica e lubrificazione mista e la tabella seguente permette di verificare quanto appena descritto, poichè i valori della terza colonna relativa ai giri al secondo del contralbero, sono sempre maggiori di quelli della seconda colonna, rispettando completamente il criterio.

nT [giri/sec]	$u*nT$ [giri/sec]	n [giri/sec]
2,6228	28,92	43,33
2,4228	26,72	43,33
2,4564	27,09	43,33
2,4501	27,02	43,33

Per ovvie ragioni i due metodi di verifica descritti portano a valori diversi dei principali parametri da tenere sotto controllo durante la verifica, ma in entrambi i casi la verifica è ampiamente superata ed è possibile realizzare i due cuscinetti con le dimensioni scelte.

Capitolo 6

Analisi strutturale agli Elementi Finiti

Ultimo argomento al quale è opportuno dedicare un capitolo a parte, è l'analisi strutturale realizzata con un calcolo FEM (*Finite Elements Methods*), basato sul metodo degli elementi finiti.

La conoscenza del comportamento sotto carico degli elementi strutturali rappresenta uno strumento fondamentale per il lavoro del progettista. Per acquisire queste informazioni, durante la fase di progettazione, un tempo si ricorreva quasi esclusivamente all'utilizzo di manuali dedicati, basati per lo più su formule empirico-sperimentali. La costruzione di un campione da sottoporre a test prima dell'utilizzo, rappresentava un passo indispensabile.

Tempi più recenti hanno visto la nascita di codici di impiego generale, strumenti molto potenti in grado di soddisfare il crescente bisogno delle informazioni necessarie al miglioramento dei prodotti. La "prototipazione virtuale" ha quindi molto ridotto la necessità di ricorrere a campioni reali da testare, minimizzando i tempi richiesti per l'ottenimento del prodotto ottimale.

Grazie all'analisi agli elementi finiti oggi è possibile creare una suddivisione di un oggetto in un numero finito di elementi (*mesh*). E' così possibile ricondurre la determinazione della risposta strutturale alla soluzione numerica di un problema avente un numero finito di gradi di libertà.

Questa procedura consente di analizzare problematiche alquanto generali ed eventualmente caratterizzate da geometrie anche molto complesse, per le quali la determinazione analitica della risposta tenso-deformativa risulterebbe impossibile.

I due componenti dell'applicazione che sono stati sottoposti all'analisi strutturale nel corso della progettazione sono:

- Albero controrotante in acciaio 20CrNi4 UNI 8550;
- Supporto dell'albero controrotante in alluminio EN AC 43100 UNI EN 1706.

In VM Motori il software utilizzato per questo tipo di analisi strutturali è HyperWorks. HyperWorks è una soluzione aziendale per la simulazione, sviluppata per valutare e scegliere le migliori soluzioni progettuali; la suite include i software più avanzati per la modellazione,

l'analisi, la visualizzazione e la gestione di dati, per soluzioni lineari, non-lineari, ottimizzazione strutturale, interazione fluido-struttura e dinamica di sistemi multibody.

Tutti i software di questo tipo, per realizzare un'analisi FEM, si appoggiano su tre differenti programmi, ciascuno dei quali svolge un determinato compito. Questi sono così suddivisi:

- Pre-processore o Pre-processor;
- Solutore o Solver;
- Post-processore o Post-processor.

L'ambiente Pre-processor è quello in cui si realizzano le mesh, prima di superficie e poi tridimensionale, del componente in esame, si assegna il materiale, si impongono i vincoli e i carichi e si definisce il tipo di analisi (lineare elastica, non-lineare, ecc). Nella suite di HyperWorks il software di pre-processing prende il nome HyperMesh.

Il Solutore è invece quel codice di calcolo che cerca la soluzione (approssimata) del problema descritto da equazioni differenziali alle derivate parziali, riducendo queste ultime ad un sistema di equazioni algebriche. In VM i Solver più usati sono NASTRAN e RADIOSS. In questa sede è stato utilizzato come solutore RADIOSS.

Infine vi è il software per il post-processing, cioè quello con cui si visualizzano i risultati delle analisi agli elementi finiti, ad esempio in termini di tensioni e spostamenti. Il Post-processor usato di default da HyperWorks prende il nome di HyperView. HyperView combina funzioni avanzate di animazione a quelle di gestione di grafici e di filmati digitali permettendo una completa analisi dei risultati numerici e la loro comparazione con quelli sperimentali.

4.6 Calcolo FEM dell'albero controrotante

Il primo componente che è stato sottoposto all'analisi FEM è stato l'albero controrotante. Il contralbero funziona ruotando alla stessa velocità dell'albero motore, ricevendo il moto da un sistema di ingranaggi che parte proprio dall'ingranaggio di comando della distribuzione montato proprio sull'albero motore. La sola funzione del contralbero è quella di generare una coppia equilibratrice riducendo le vibrazioni del motore; esso non è caricato con un momento torcente, poichè non vi sono organi che ne frenino il movimento. Quindi le sole forze a cui è soggetto sono le forze centrifughe generate dalla sua rotazione.

Per questo motivo, già prima di lanciare l'analisi FEM, si era consapevoli che le tensioni sul contralbero sarebbero state di bassa entità, certamente inferiori al limite di fatica di un acciaio.

Ciò su cui si è concentra maggiormente l’attenzione riguarda gli spostamenti e le rotazioni dei perni e come si vedrà in seguito, il contralbero, anche al massimo regime di rotazione assunto, cioè 2600 RPM, mantiene sui perni delle rotazioni che rientrano nei limiti previsti da VM Motori.

Per prima cosa, grazie all’integrazione tra HyperMesh e i software di modellazione CAD, si importa la geometria del contralbero precedentemente salvata in ambiente CATIA V5 con l’estensione .model. Così facendo si importa in HyperMesh un “modello” costituito di sole superfici.

Il primo step prevede la realizzazione della mesh di superficie, ma non prima di aver escluso con il comando *quick edit-toggle edge* quelle linee che porterebbero ad una mesh distorta. La mesh, infatti, si appoggia su tutte le superfici delimitate da linee a tratto continuo. Come si vede in Figura 6.1 alcune linee sono tratteggiate e corrispondono proprio alle linee che non si vogliono considerare come bordi di superfici. Così facendo alcune superfici saranno più estese di come apparivano dopo l’importazione del modello, ma si avranno dei benefici nella qualità e nella distribuzione degli elementi della mesh 2D.

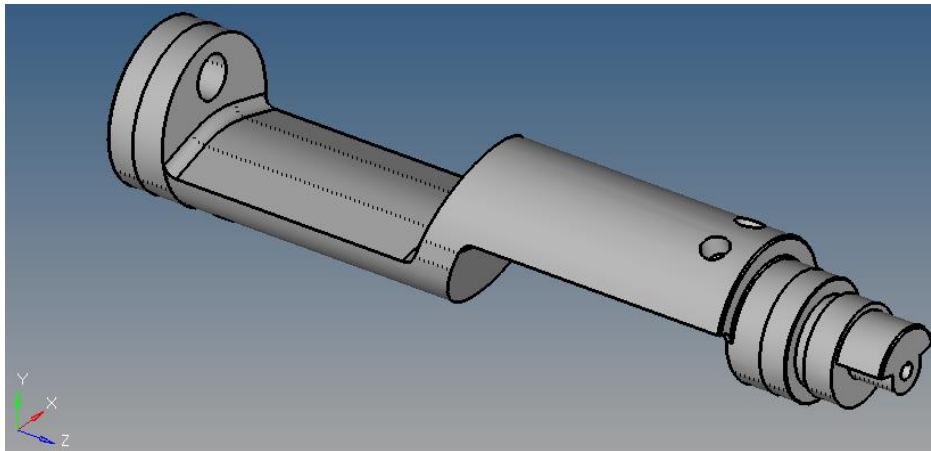


Figura 6.1 - Superfici del contralbero dopo il comando *toggle edge*

Dopo aver “ripulito” la geometria si potrebbe procedere realizzando subito una mesh tridimensionale con elementi tetraedrici. Tuttavia, per avere un maggior controllo della mesh, si procede prima meshando tutte le superfici con elementi 2D e poi facendo la mesh 3D.

Quindi per prima cosa si realizza la mesh 2D di tutte quelle zone delicate come smussi, raccordi e fori, scegliendo una dimensione piccola per gli elementi triangolari, ad esempio 2-3 mm. In Figura 6.2 si vede come la mesh sia più fina in vicinanza ai fori di equilibratura della massa controrotante anteriore dell’albero e nello spallamento del perno anteriore. In Figura 6.3 è mostrata la mesh in vicinanza ai fori di equilibratura della massa controrotante

posteriore. Anche in questo caso si vede che la mesh è più fina in prossimità dei fori e più rada via via che ci si distanzia da essi.

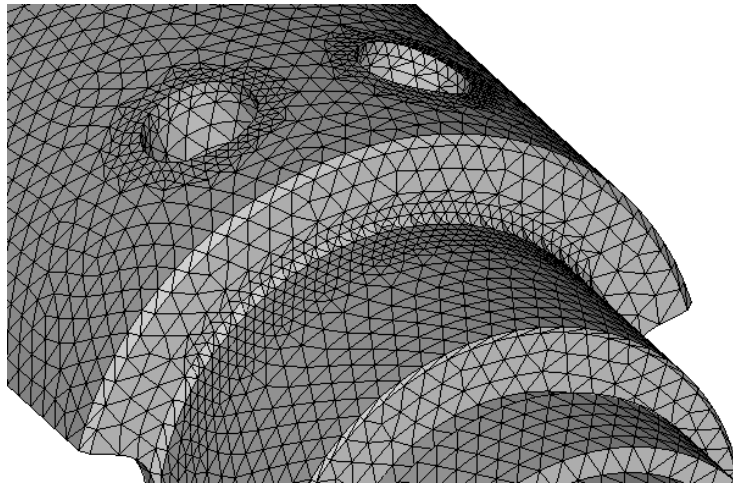


Figura 6.2

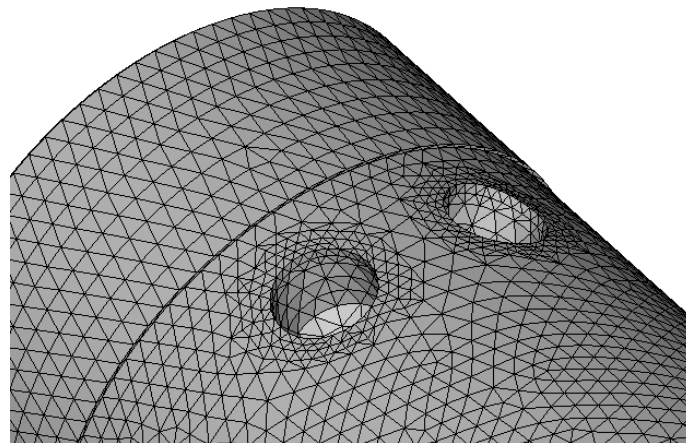


Figura 6.3

A questo punto si procede meshando le superfici cilindriche, come i perni a strisciamento e tutte le altre superfici che costituiscono il modello, muovendosi dalle meno estese a quelle più estese. Laddove si vuole che gli elementi abbiano tutti la stessa dimensione si utilizza il comando *2D-automesh-size and bias*, scegliendo la taglia degli elementi e le superfici da meshare. Altrimenti se si accetta che gli elementi lontano dalle zone già meshate possano assumere dimensioni maggiori, fino a 6-7 mm si utilizza il comando *2D-automesh-surface deviation* dove si definisce una taglia minima, una taglia massima e un coefficiente di crescita per gli elementi detto *growth rate* che si fissa solitamente pari a 1,2-1,3. Le superfici maggiori del contralbero sono state meshate proprio in questo modo.

Dopo aver meshato l'intero albero controrotante esso si presenta come in Figura 6.4. Non bisogna dimenticarsi di realizzare la mesh anche del foro praticato nel perno posteriore.

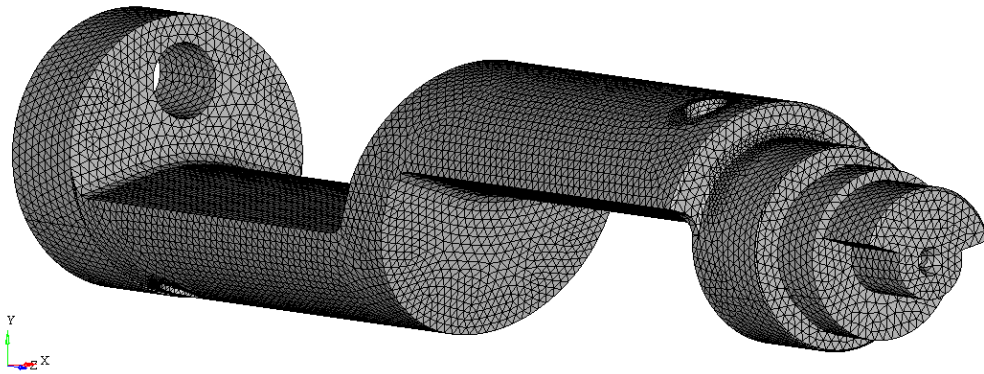


Figura 6.4 - Mesh 2D dell'albero controrotante

Terminata la mesh di superficie si procede con la mesh tridimensionale. Gli elementi di questa mesh sono tetraedri e generalmente se la mesh bidimensionale è chiusa bene ed è stata realizzata con cura e attenzione, soprattutto laddove le superfici sono strette e sottili, non si avranno problemi nel momento in cui si avvierà il comando *3D-tetramesh-mesh*.

A questo punto, una volta realizzata la mesh 3D, si procede impostando i vincoli e i carichi al componente. I supporti dovuti ai cuscinetti sono modellati con degli elementi rigidi che coprono tutti i 360° della zona di contatto. Tali elementi si creano sulla mezzeria dei due perni a strisciamento col comando *1D-rigids* e prevedono un nodo indipendente al quale è collegata una serie di nodi dipendenti. In Figura 6.5 sono rappresentati in fucsia questi elementi rigidi. I vincoli sugli spostamenti vengono assegnati al nodo centrale indipendente che per le proprietà dell'elemento *rigid* li trasferisce a tutti i nodi dipendenti a lui collegati.

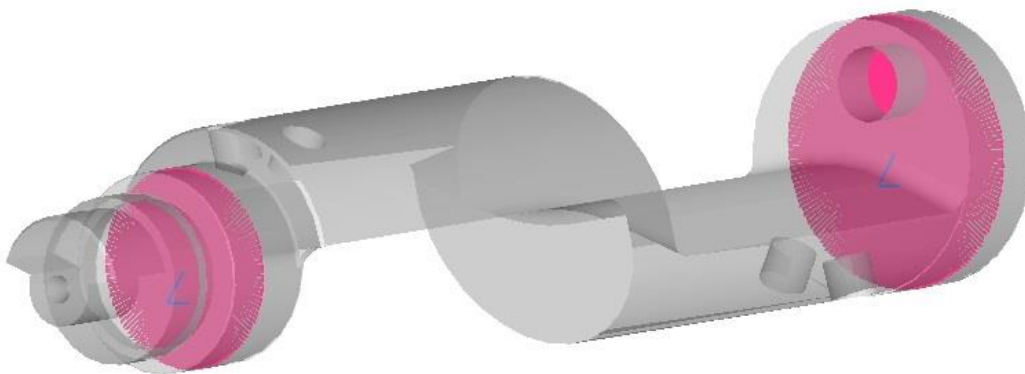


Figura 6.5 - Elementi rigidi per imposizione vincoli al contralbero

Per il perno anteriore sono stati impediti gli spostamenti in direzione X, Y e Z, e la rotazione attorno all'asse Z; sul perno posteriore sono stati impediti gli spostamenti in direzione X e Y, e la rotazione attorno all'asse Z. In questo modo si elimina ogni labilità al contralbero, condizione sine qua non il solutore non giungerebbe alla soluzione del problema.

Per rappresentare al meglio la condizione di carico sul contralbero si crea un carico che HyperMesh chiama RFORCE. Questo tipo di *Load Collector*, per usare il linguaggio del software, definisce una condizione di carico statico dovuta a un campo di forze centrifughe. Il comando RFORCE permette di definire un punto attorno al quale avverrebbe la rotazione fittizia del corpo (che sarà uno dei due nodi al centro dei perni) e di indicare l'intensità del vettore rotazione nelle sue tre componenti R1, R2 ed R3. Le componenti in X e Y, cioè R1 ed R2, sono lasciate pari a zero, mentre la componente in direzione Z, cioè R3, è fissata pari a 43.333. Questo valore corrisponde al regime di rotazione di 2600 RPM, ma in un'altra unità di misura, cioè i giri al secondo [giri/sec].

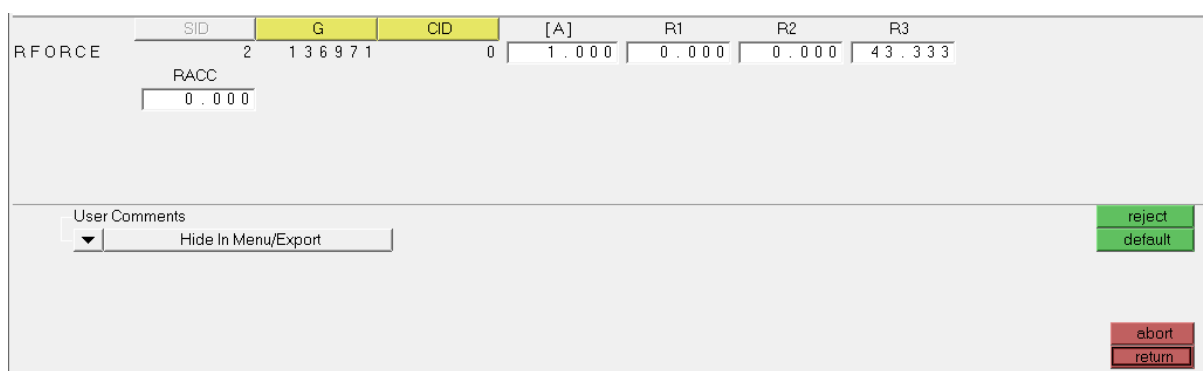


Figura 6.6 - Definizione del carico RFORCE

La Figura 6.6 mostra una finestra del software dove si definiscono le proprietà del carico RFORCE. Alla voce G si deve indicare l'*id number* del nodo al quale è applicato il vettore rotazione. Questo vettore è orientato in direzione Z, cioè la direzione dell'asse del contralbero. A è un coefficiente moltiplicativo per il vettore R. Avendo definito $R3 = 43.333$, cioè proprio uguale al valore esatto, A si fissa uguale a 1.

Dopo di chè, prima di poter avviare l'analisi, bisogna completare il modello con tutte le informazioni necessarie. Si definisce il materiale riempiendo i campi relativi al modulo di Young, al modulo di elasticità tangenziale, al modulo di Poisson e alla densità. La scelta delle unità di misura per queste grandezze è molto importante, perchè a seconda che si stiano usando le unità di misura del SI o quelle delle SI modificato, si dovrà assegnare un certo valore al parametro WTMASS. Il SI modificato è questo:

- L in mm;
- Masse in kg;
- Tempo in secondi;
- Forze in N.

Le grandezze che derivano da queste sono:

- Modulo di Young in MPa (equivalente a N/mm^2);
- Accelerazione in mm/sec^2 ;
- Densità, ho due possibilità, in kg/mm^3 , con $WTMASS=0,001$ oppure in tonnellate/ mm^3 e $WTMASS$ si lascia pari a 1 come da default.

Nel caso in cui la densità venga scritta in kg/mm^3 , nel caso in cui non si impostasse il parametro $WTMASS=0,001$, un kg massa sottoposto alla forza di 1 N avrebbe un'accelerazione di 1000 volte maggiore del previsto. Quindi, per riportare i calcoli a risultati compatibili e veritieri, le masse vanno scalate moltiplicandole per 0,001, il parametro $WTMASS$ appunto.

La Figura 6.7 mostra la finestra di HyperMesha dove viene definito il parametro $WTMASS$. Come si vede in figura, $WTMASS$ è stato fissato pari a 0,001 e ciò significa che la densità è stata definita in kg/mm^3 ed esattamente per l'acciaio di cui è fatto l'albero controrotante la densità risulta $\rho = 7,9 \cdot 10^{-6} kg/mm^3$.

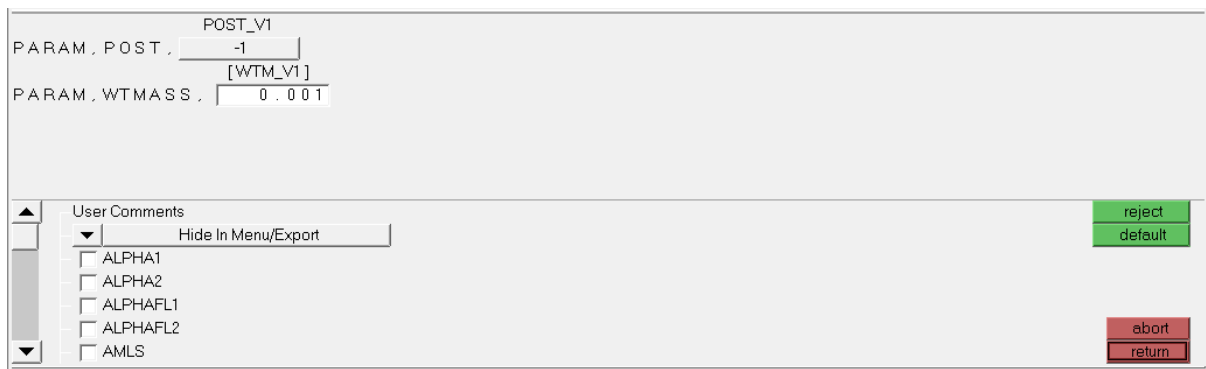


Figura 6.7 - Definizione del parametro $WTMASS$

Quando sono state date al programma tutte le informazioni necessarie, si lancia l'analisi attraverso il solver RADIOSS. Si apre così una finestra di dialogo che mostra eventuali errori legati ai vincoli, ai carichi o ai parametri. Se tutto è stato assegnato correttamente l'analisi va a buon fine e nella finestra di dialogo si può leggere il tempo e la memoria (megabyte) impiegati dal calcolatore per arrivare alla soluzione.

Durante l'analisi il programma crea, nella cartella dove giace il modello di HyperMesh, una serie di file tra cui quello con estensione .op2 apribile mediante il software di post-processing HyperView. Con HyperView è possibile non solo scegliere di plottare le tensioni e gli spostamenti, ma anche visualizzare attraverso un'animazione come si deforma il componente sottoposto al carico assegnato in HyperMesh. Sempre in HyperMesh bisogna ricordarsi di selezionare le grandezze che si desidera avere come output. Per l'albero controrotante, così

come per il supporto, si è scelto di avere in output STRESS e DISPLACEMENT in formato PLOT.

In Figura 6.8 è rappresentata la distribuzione delle tensioni di von Mises sull'albero controrotante. Come si era previsto, le zone più sollecitate sono lo spallamento del primo perno a strisciamento e il bordo dei fori praticati sulle due masse controrotanti per portare l'albero allo squilibrio richiesto. Tuttavia, poichè la massima tensione di von Mises si aggira attorno ai 14 MPa, non vi è alcun dubbio riguardo la resistenza strutturale dell'albero. Se si plottano anche le tensioni massime principali, vedi Figura 6.9, si osserva che seppur la massima di queste si aggiri attorno ai 18 MPa, quindi maggiore della massima tensione di von Mises, si è ancora molto distanti dal limite di fatica dell'acciaio oltre il quale non si può più parlare di vita infinita ma vita a termine.

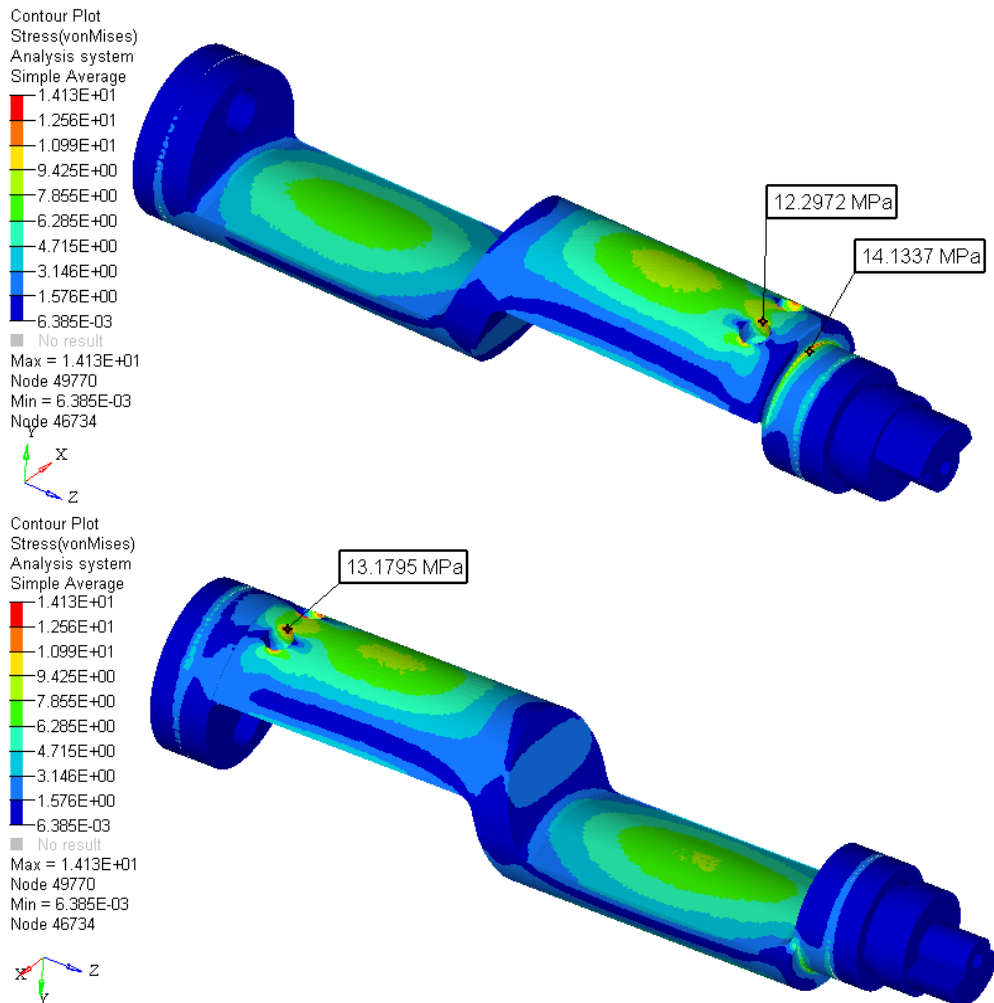


Figura 6.8 - Tensioni di von Mises sul contralbero

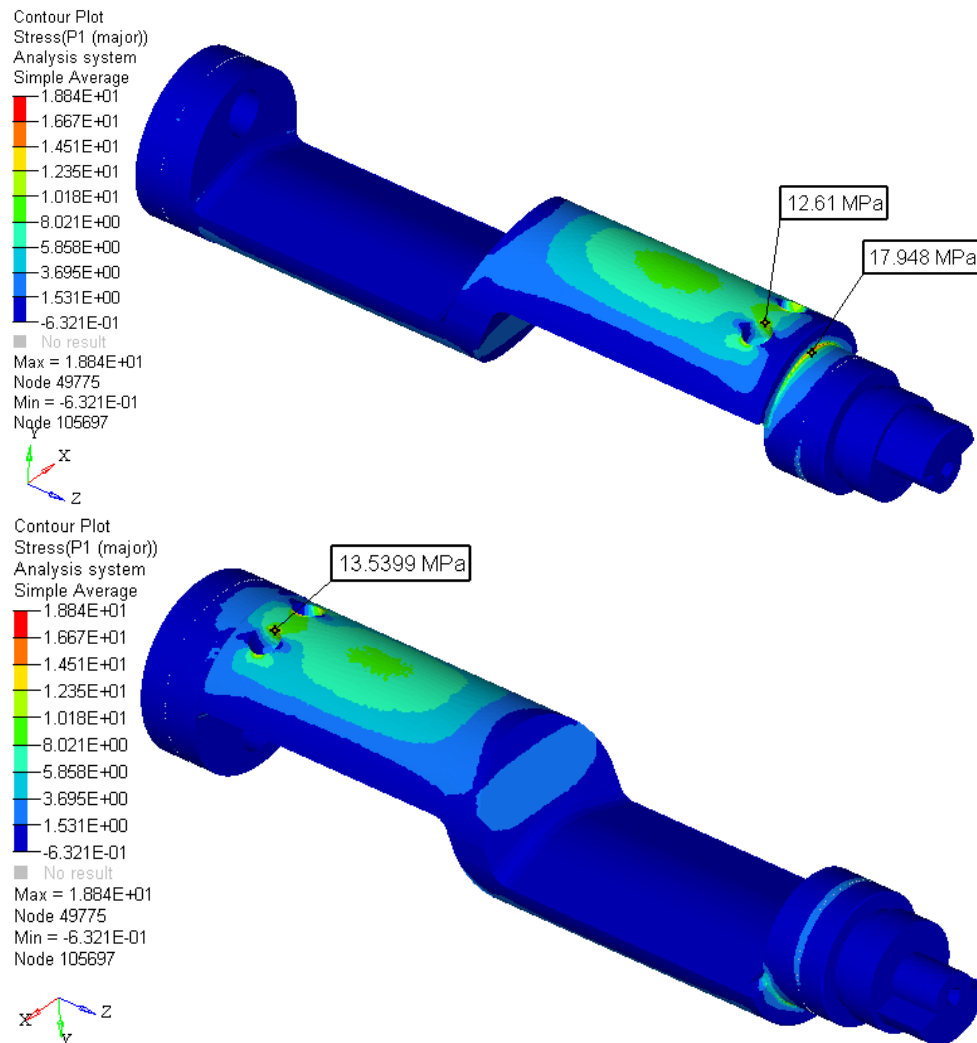


Figura 6.9 – Tensioni massime principali sul contralbero

Più che le tensioni, in questo tipo di applicazione è bene controllare l'entità delle deformazioni: l'oggetto in questione è dotato di due cuscinetti a strisciamento e qui anche le minime deformazioni possono influire negativamente su tutti quei parametri visti parlando di lubrificazione, come ad esempio la temperatura, lo spessore minimo di meato, la pressione specifica, ecc.

La Figura 6.10 mostra le rotazioni dei due perni a strisciamento attorno all'asse X. Il target prefissato in VM per valori di angolo di deflessione è pari a:

$$\theta_{MAX} = 0,25 \text{ mrad} = 0,014^\circ$$

Gli angoli di deflessione dei due perni al regime di 2600 RPM sono:

$$\theta_{ANT} = 0,15625 \text{ mrad} = 0,00895^\circ;$$

$$\theta_{POST} = 0,11501 \text{ mrad} = 0,00659^\circ.$$

Si conclude per tanto che l'albero controrotante così progettato e analizzato presenta una deformata in esercizio compatibile con i target prefissati. Inoltre, lo stato tensionale presenta tensioni molto contenute, molto lontane dalla criticità per un acciaio, questo anche perchè la reazione vincolare esercitata dai supporti è una forza rotante nel piano XY avente modulo pari a 1710,15 N.

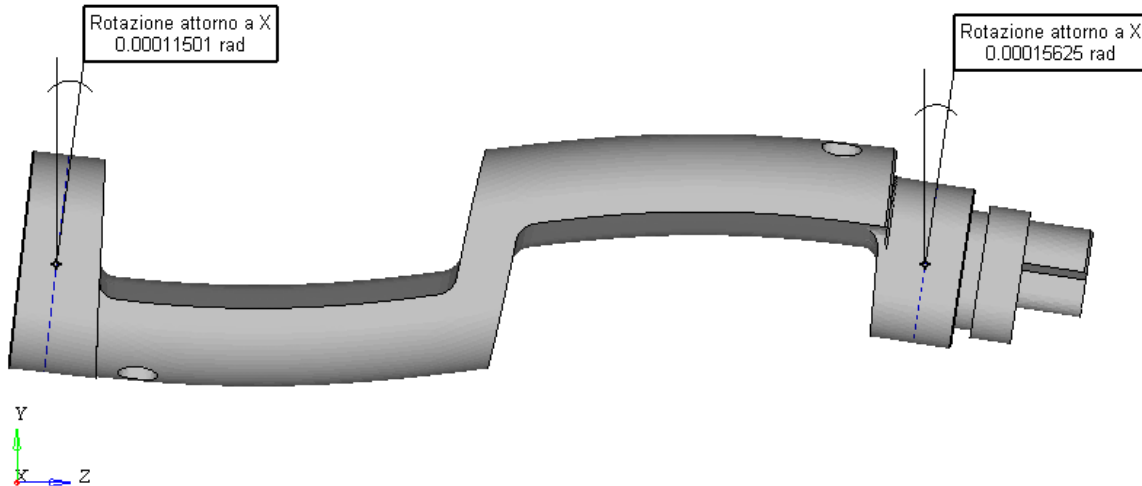


Figura 6.10 - Angoli di deflessione dei perni in esercizio

4.7 Calcolo FEM del supporto per l'albero controrotante

L'analisi strutturale condotta per l'albero controrotante è stata effettuata anche per il suo supporto. Si ricorda che si pensa di realizzare il supporto come un'unica fusione di alluminio a cui seguono delle lavorazioni meccaniche come la rettifica dei perni a strisciamento e la fresatura delle facce che vanno ad appoggiarsi al basamento.

L'analisi strutturale del supporto richiede maggior attenzione e maggiori accorgimenti di quella del contralbero. Infatti, per rappresentare la realtà nella maniera migliore possibile, è bene considerare anche il "tiro" delle viti e simulare la presenza del basamento.

Per quanto riguarda il tipo di carico che agisce sul supporto, esso è costituito da due forze rotanti aventi in ogni istante stessa direzione ma verso opposto, che insistono sulla mezzeria dei cuscinetti, oltre ovviamente al "tiro" delle 4 viti che bloccano il supporto al basamento. Sarebbe errato analizzare solo una condizione di carico con le forze orientate in un'unica maniera, perciò è stata lanciata l'analisi strutturale per quattro diverse orientazioni delle forze in gioco.

Le quattro orientazioni delle forze a cui ci si riferisce sono visibili in Figura 6.11. Le quattro immagini mostrano solo la forza agente sul cuscinetto anteriore. La forza agente sul cuscinetto posteriore, per ciascuna delle quattro condizioni di carico, giace sulla stessa retta d'azione della forza rappresentata in figura, ma ha verso opposto.

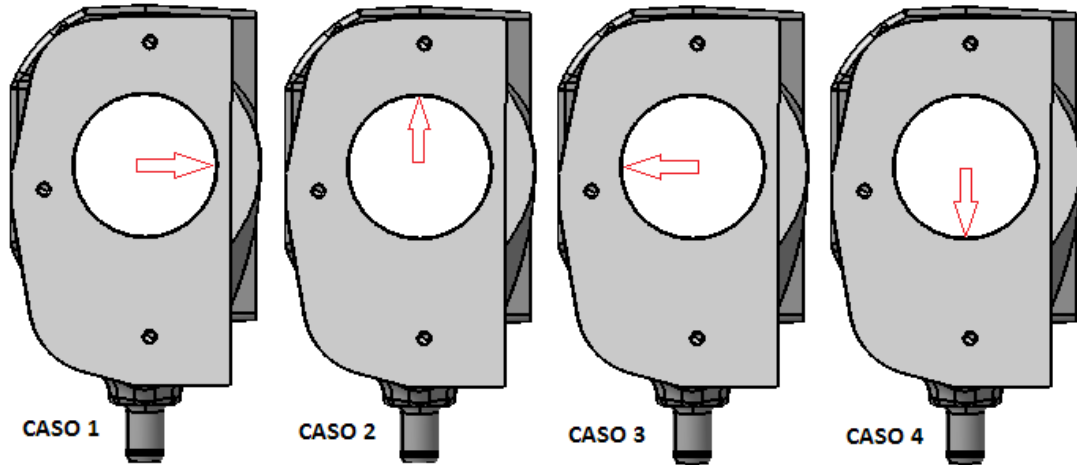


Figura 6.11 - Quattro differenti condizioni di carico analizzate

Prima di applicare le forze ai cuscinetti del supporto è opportuno realizzare la mesh. Questa fase è la più delicata in quanto il supporto è più complesso in termini di superfici, raccordi, smussi, dell'albero controrotante. Anche in questo caso è stata eseguita prima la mesh 2D di tutte le superfici e poi la mesh 3D con elementi tetraedrici. Per rendere ancora più precisa la meshatura, le superfici sono state suddivise in due gruppi: la *pelle interna* e la *pelle esterna*. Questi due gruppi di superfici, tuttavia, devono essere connessi tra loro altrimenti non si

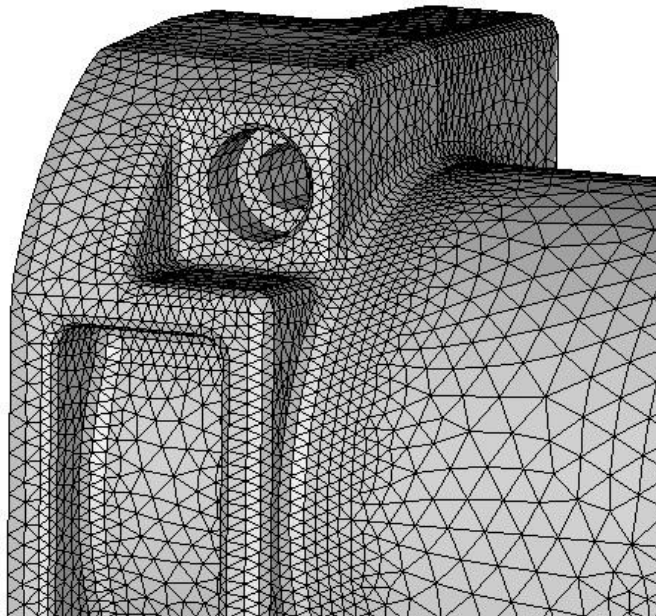


Figura 6.12 - Mesh della pelle esterna vicino al cuscinetto posteriore

riesce a generare la mesh solida 3D e il programma mostra un messaggio di errore.

La *pelle esterna* è più complessa di quella *interna*. Si comincia facendo la mesh delle lamature (per le 4 viti M10) e di tutte le zone raccordate in corrispondenza alle sedi dei cuscinetti. Successivamente si passa alla mesh degli smussi, del manicotto per lo scarico dell'olio e poi si meshano tutte le altre superfici della pelle più estese, aventi raggi di curvatura maggiori.

Le Figure 6.12 e 6.13 mostrano il risultato della mesh della *pelle esterna* nelle zone più critiche e delicate.

Le superfici che rappresentano le madreviti fanno sempre parte della *pelle esterna* e anch'esse sono state meshate.

Gli elementi usati per tutte le mesh sono elementi triangolari. Quando possibile, per ottenere una mesh geometricamente più ordinata, sono stati impiegati nella mesh 2D dei triangoli rettangoli, specialmente laddove si hanno delle superfici cilindriche, come sono appunto le madreviti. In Figura 6.14 è mostrato un altro particolare della mesh

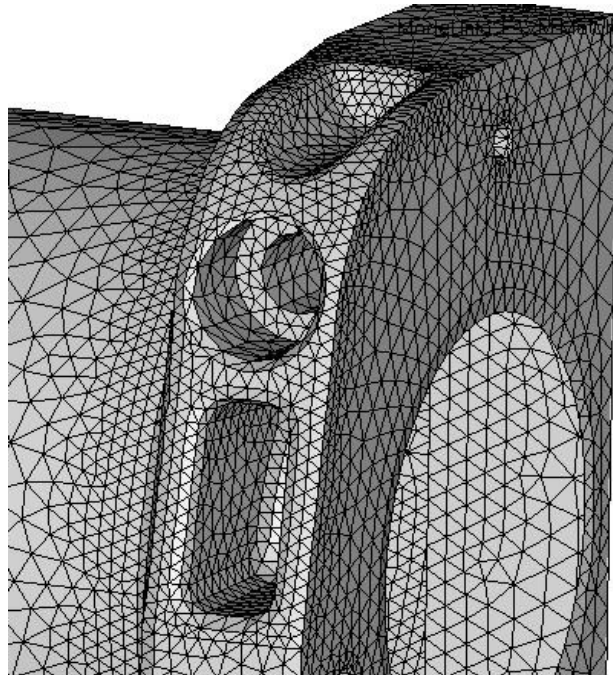


Figura 6.13 - Mesh della pelle esterna vicino al cuscinetto anteriore

della *pelle esterna* dove si vede la madrevite meshata con elementi triangolari rettangolari.

Dopo la mesh della *pelle esterna* si procede con la mesh della *pelle interna*, dove non ci sono superfici particolari come per la *pelle esterna*. La meshatura di queste superfici è molto rapida e veloce. In Figura 6.15 è visibile la mesh della pelle interna. Le due superfici rappresentanti le sedi dei cuscinetti, essendo cilindriche, sono state meshate con triangoli rettangoli. In più in queste zone come negli spallamenti, la mesh è stata infittita per permettere al solutore di giungere ad una soluzione approssimata che sia il più vicino possibile a quella reale.

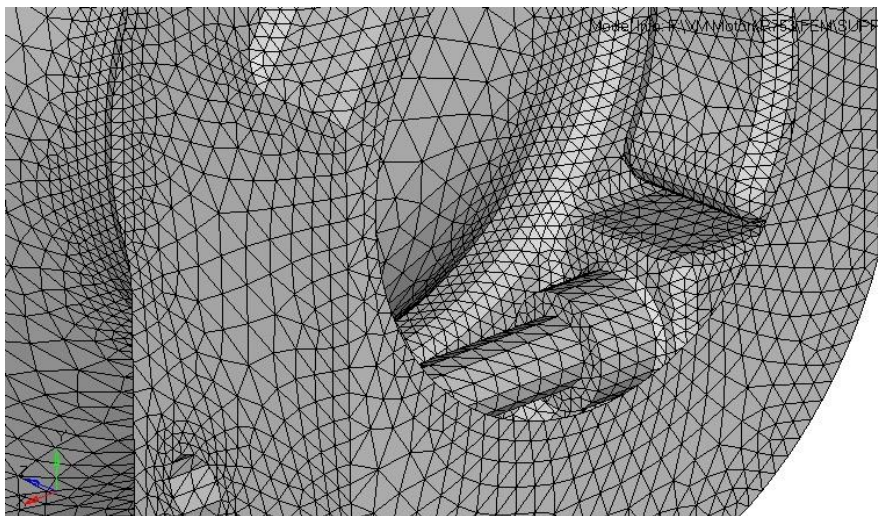


Figura 6.14 - Particolare della mesh della pelle esterna con madrevite

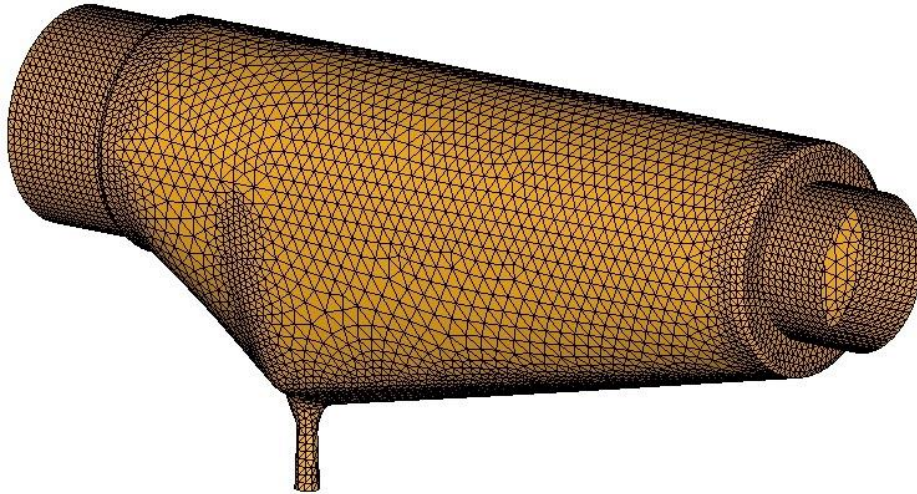


Figura 6.16 - Mesh della pelle interna

Componendo la mesh della *pelle interna* e di quella *esterna* si ottiene la mesh completa 2D mostrata in Figura 6.16. Da qui si parte per realizzare la mesh tetraedrica 3D. La buona riuscita di quest'ultima dipende, come già visto per la mesh del contralbero, dalla cura e dalla precisione con cui si realizzano le mesh delle *pelli*.

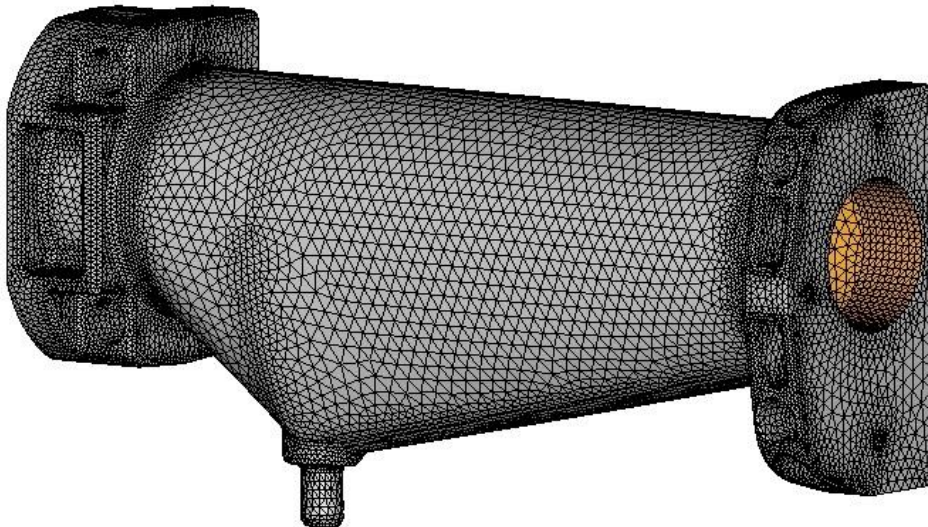


Figura 6.15 - Mesh completa 2D del supporto del contralbero

La fase successiva riguarda l'imposizione dei vincoli e dei carichi al modello. I vincoli sono gli stessi per tutti e 4 le condizioni di carico che analizzate, mentre il verso delle forze cambierà da un'analisi all'altra. Le sole forze che non cambiano sono quelle dovute al "tiro" sulle viti. Dopo il serraggio le viti sono sottoposte a un carico di trazione, il "tiro" appunto, ma la testa delle viti agisce sulle lamature del supporto con un forza che genera delle tensioni di compressione. Queste forze sono uguali in modulo e nota la coppia di serraggio è possibile

risalire all'entità di questo modulo. Per delle viti M10 la coppia di serraggio prevista da normativa VM è di 45 Nm.

CALCOLO DEL TIRO VITE					
Coppia di serraggio	45	M (Nm)	Inclinazione del filetto	2,734	α (°)
Diametro esterno filetto	10	D (mm)	Angolo di attrito	6,843	ϕ (°)
Passo	1,50	p (mm)	Apertura chiave	15,00	2h (mm)
Diametro medio filetto	9,025705	d (mm)			
Coefficiente d'attrito	0,12	μ	Tiro	27085,957	N

Tabella 6.1

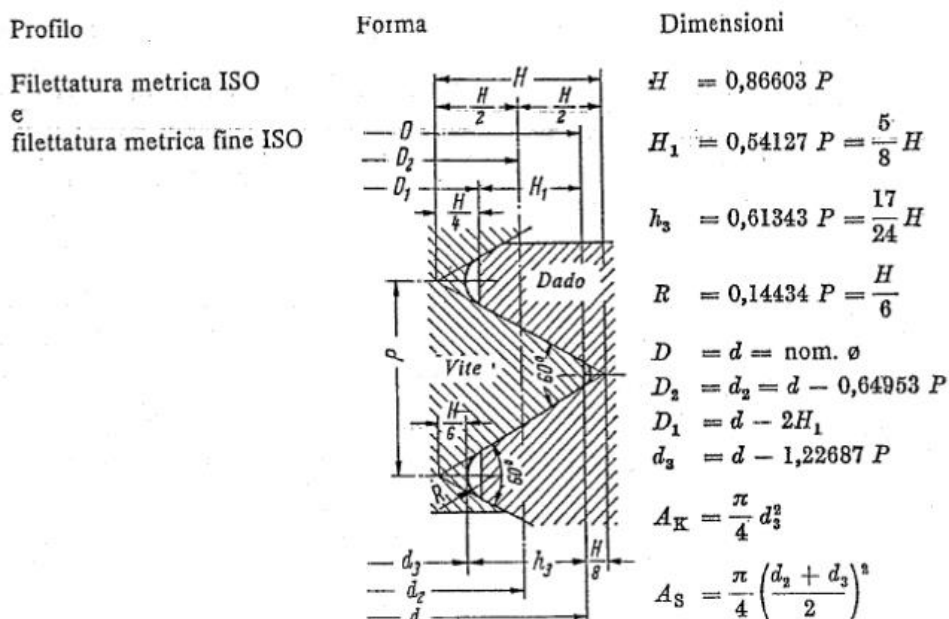


Figura 6.17

La tabella 6.1 e la Figura 6.17 aiutano a capire come venga calcolato il tiro su una vite data la coppia di serraggio. In Figura alla voce “Forma” sono quotate a disegno le grandezze più importanti di un collegamento filettato, mentre alla voce “Dimensioni” sono definite le grandezze in funzione del *passo*. Nel caso di una vite M10 con passo 1,5 serrata a 45 Nm, il tiro vale circa 27086 N. Questa forza dev’essere applicata alle lamiere delle quattro viti, diretta verso il supporto e il basamento.

In questo caso per basamento si intende un nuovo *Component*, contenente una mesh solida tetraedrica costruita a partire dalle facce lavorate del supporto del contralbero con il comando di estrusione *3D-elem offset-elements by geom*. La Figura 6.18 mostra in giallo la mesh 3D del supporto e in grigio gli elementi che simulano la presenza del basamento. Si chiede ad HyperMesh di creare quindi due fasce di elementi tetraedrici. Ciascuna fascia ha spessore di 12 mm ed è suddivisa in tre strati (*layers*) di elementi. I nodi più esterni di queste due mesh, vengono vincolati a non muoversi in tutte e tre le direzioni principali, X, Y e Z. In questo modo

si simula la presenza del basamento e il fatto che il supporto sia montato e fissato proprio su di esso.

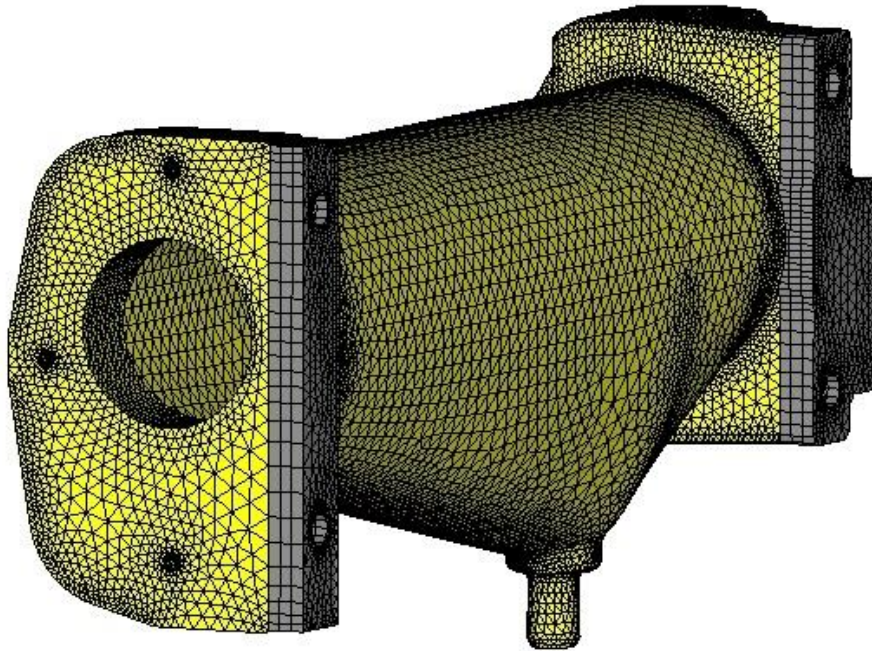


Figura 6.18 - Creazione dei tre strati di elementi che simulano la presenza del basamento

A questo punto è bene definire quale sia il comportamento reciproco delle due facce del supporto e delle rispettive due facce del basamento a contatto. Per prima cosa con il comando *3D-detach* si staccano completamente i due *components*, in modo tale che sulla linea di contatto non vi sia una sola serie di nodi, ma vi siano due serie di nodi sovrapposti, una serie appartenente al supporto e una appartenente al basamento.

Nell'intorno delle viti i due *components*, cioè supporto e basamento, sono vincolati a muoversi allo stesso modo in tutte e tre le direzioni principali. I nodi utilizzati per assegnare questo vincolo sono quelli selezionati in Figura 6.19. Questi nodi appartengono alla faccia anteriore del supporto che poggia sul basamento, e in particolare ci si trova nell'intorno della vite superiore. Lo stesso vincolo è assegnato anche ai nodi della stessa faccia attorno alla vite inferiore e ai nodi attorno alle viti appartenenti all'altra faccia del supporto che va a contatto con il basamento, cioè quella posteriore.

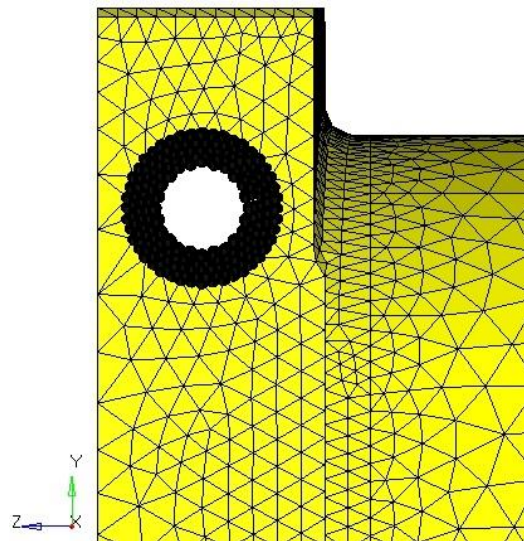


Figura 6.19

A tutti i nodi restanti appartenenti alle due facce, e ai corrispondenti sul basamento, si assegna il vincolo di uguali spostamenti in direzione X, cioè appunto la direzione dell'asse delle viti.

Lo step successivo riguarda l'assegnazione dei carichi. Per meglio distribuire i carichi, sia per il tiro delle viti che per le forze dovute alla coppia centrifuga generata dal contralbero in esercizio, si utilizzano degli elementi rigidi che HyperMesh chiama RBE. Gli RBE rappresentano le teste delle 4 viti che dopo il serraggio premono sul supporto e consentono di distribuire in maniera proporzionale le forze agenti sul cuscinetto, che altrimenti si dovrebbero applicare ad un singolo nodo.

In Figura 6.20 è rappresentato in azzurro l'RBE che serve per applicare e distribuire al meglio la forza dovuta alla testa delle viti che agisce comprimendo in questa zona in supporto. Per prima cosa si crea un nodo temporaneo che giace sull'asse della vite e che rappresenta il nodo "dipendente", e successivamente si selezionano i nodi "indipendenti", cioè tutti i nodi del supporto dove poggerebbe la testa della vite. Le definizioni "dipendente" e "indipendente" le fa il software per distinguere il nodo a cui è applicato il carico, cioè il "dipendente", da quelli a cui il carico viene ripartito, gli "indipendenti". Il nodo "dipendente" non deve per forza appartenere alla mesh del componente, e infatti sia per le viti che per le altre forze non vi appartiene, mentre quelli "indipendenti" devono essere dei nodi della mesh tridimensionale.

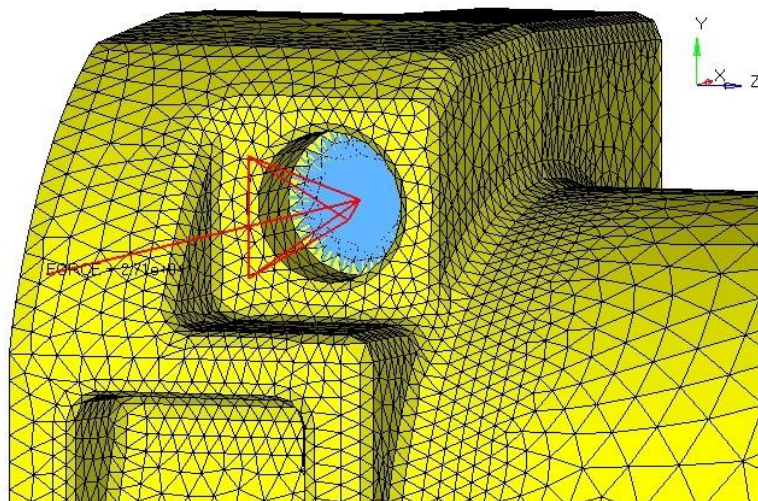


Figura 6.20 - RBE per la distribuzione della forza dovuta alla testa della vite

In Figura 6.20 la freccia rossa rappresenta la forza dovuta al "tiro" che si ha sulla vite dopo il serraggio a 45 Nm, cioè come visto 27086 N. Per ognuna delle 4 viti si adotta questa soluzione di carico, un elemento RBE e la forza applicata al centro dell'elemento, cioè sul nodo "dipendente".

Gli RBE vengono impiegati anche per distribuire le forze rotanti sui cuscinetti di intensità pari a 1710,15 N. Se non si usassero questi elementi, bisognerebbe applicare le forze ad un singolo nodo, e questo modo di operare non rappresenta in maniera verosimile la realtà; con gli RBE la forza è applicata al nodo “dipendente”, che in questo caso giace sull’asse di rotazione del contralbero e poi è distribuita ad una serie di nodi scelti come “indipendenti”. Questi nodi sono stati scelti sul cuscinetto in modo tale da coprire una zona spazzata da un angolo di circa 60°. La Figura 6.21 mostra, per il cuscinetto anteriore nel CASO 1, come è stato costruito l’RBE (di colore blu) e dove è stata applicata la forza, cioè sul nodo “dipendente” da cui partono i rami dell’RBE. Per poter visualizzare bene questa soluzione di carico, sono stati nascosti con il comando *Tool-mask* metà degli elementi tetraedrici della mesh solida di volume del supporto.

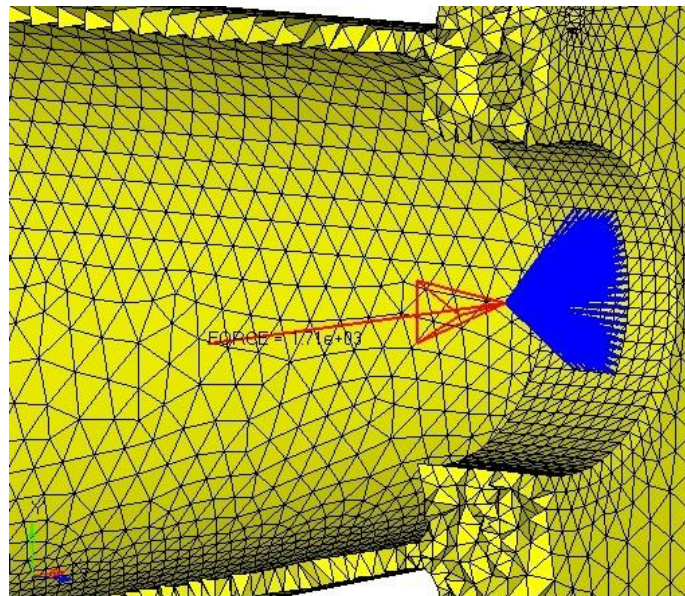


Figura 6.21 - RBE e forza applicata al cuscinetto anteriore del supporto nel CASO 1

Gli ultimi passaggi prima di lanciare la soluzione sono la definizione dei materiali e del tipo di analisi, che sarà anche in questo caso, come per il contralbero, un’analisi elastica lineare. Per il modello creato i materiali da definire sono due: alluminio per il supporto e ghisa per il basamento. Il basamento è di ghisa grigia EN GJL 250, mentre il supporto è di alluminio EN AC 43100 UNI EN 1706. La tabella sottostante riassume le principali proprietà meccaniche dei due materiali.

	E [MPa]	ν	ρ [kg/mm ³]	R _m [Mpa]	R _{p02} [MPa]
Ghisa grigia	110000	0,26	7,2*10 ⁻⁶	250	
Alluminio	74500	0,33	2,6*10 ⁻⁶	220	180

Le forze che agiscono sui cuscinetti con l'albero in esercizio sono forze rotanti, ma l'analisi è stata fatta per il sistema fotografato in 4 diversi istanti e considerando per ciascun istante le forze come carichi statici.

Come si può constatare già osservando l'entità delle forze, il carico dovuto al "tiro" sulle viti ha un effetto preponderante sullo stato tensionale del supporto, rispetto alle forze sui cuscinetti che nascono come reazione alla coppia generata dall'albero in esercizio. Infatti plottando in Figura 6.22-6.25 le tensioni di von Mises per i 4 casi analizzati si vede che la distribuzione delle tensioni è all'incirca la stessa, proprio per questo motivo. Le forze sui cuscinetti, pur essendo rotanti e cambiando direzione e verso da un caso di studio all'altro, non sono per nulla critiche e non contribuiscono a modificare lo stato di tensione rispetto a quanto non facciano già da sole le forze dovute alle viti. Le tensioni massime di von Mises si hanno sul supporto al di sotto della testa delle viti, ma in termini di valore numerico, come si può osservare dalle note in figura, non superano mai la tensione di snervamento dell'alluminio di cui è fatto il supporto, cioè 180 MPa. Queste tensioni supererebbero il limite di fatica, ma sono dovute a carichi statici e quindi non si parla di cicli di fatica in questa zona del supporto.

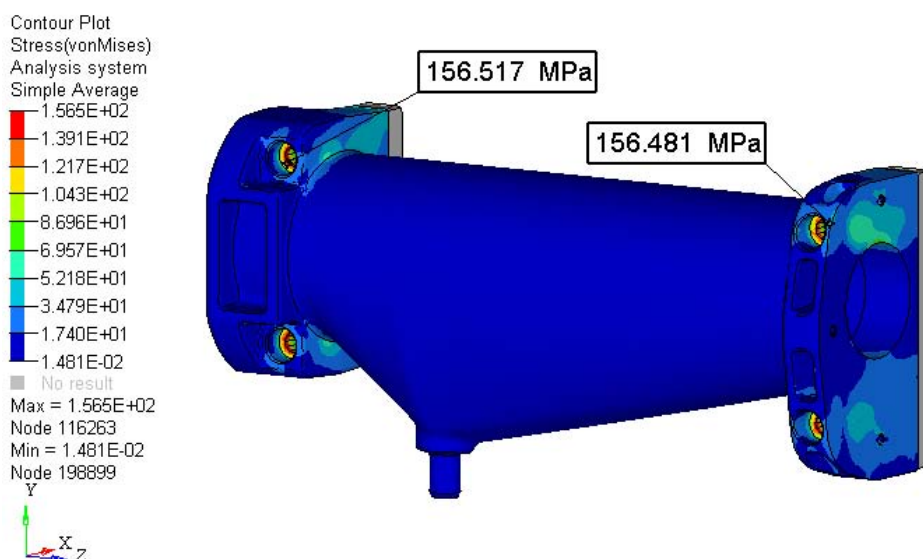


Figura 6.22 – Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 1

Poiché apparentemente poteva risultare strano che le 4 analisi portassero ad uno stato di tensione simile, cioè circa identico tra l'una e l'altra, si è eseguita nuovamente l'analisi FEM per i 4 casi previsti con un solo tipo di carico, cioè le forze sui cuscinetti. Questa volta i risultati delle 4 analisi, visibili nelle Figure 6.26-6.29 come tensioni di von Mises sui cuscinetti, sono diversi da un caso all'altro, ma le tensioni restano comunque ampiamente al di sotto dei limiti critici.

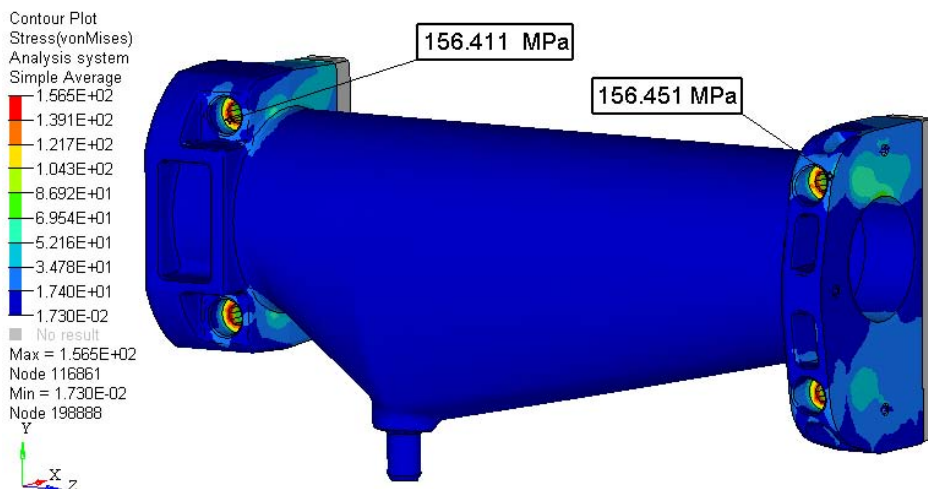


Figura 6.23 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 2

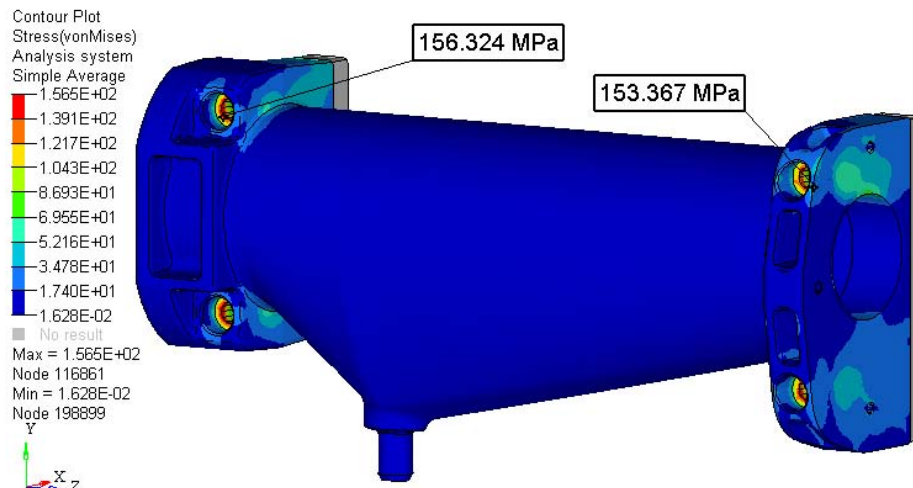


Figura 6.24 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 3

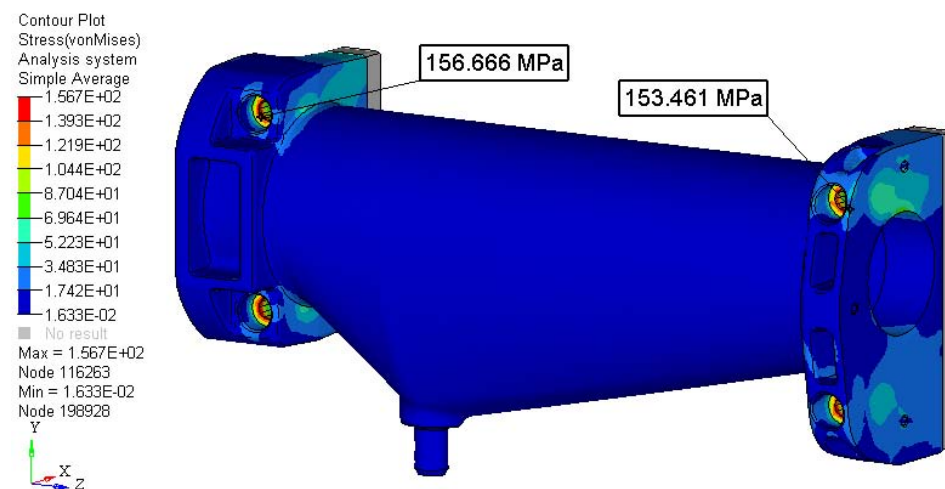


Figura 6.25 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 4

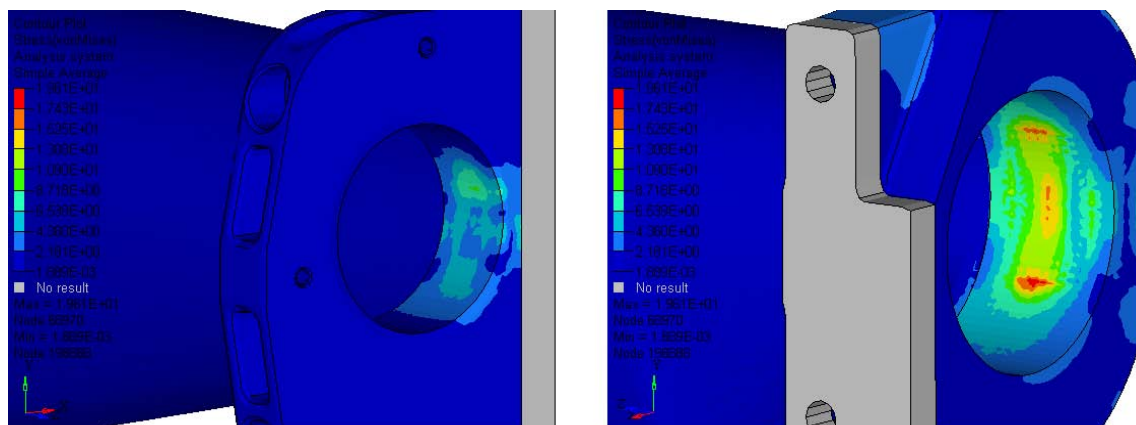


Figura 6.28 – Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 1 senza il tiro delle viti

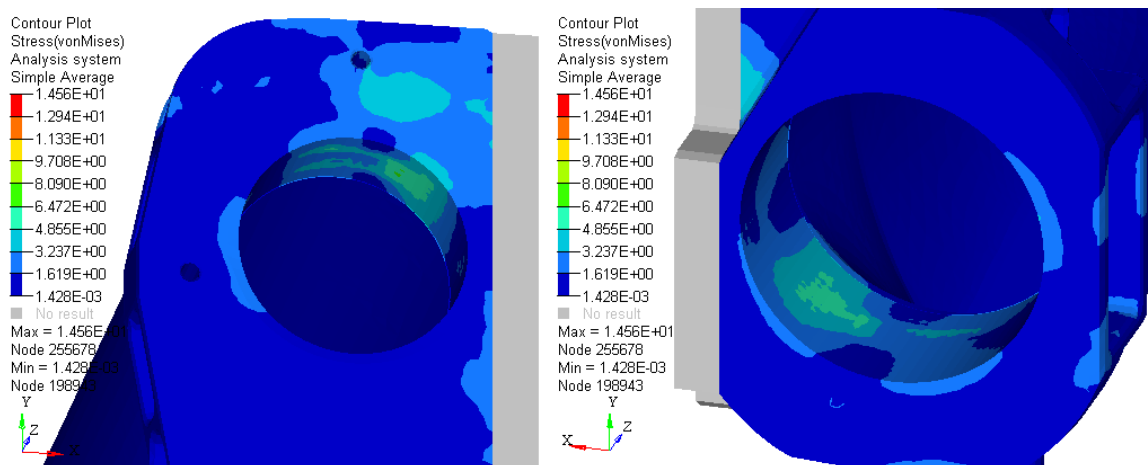


Figura 6.26 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 2 senza il tiro delle viti

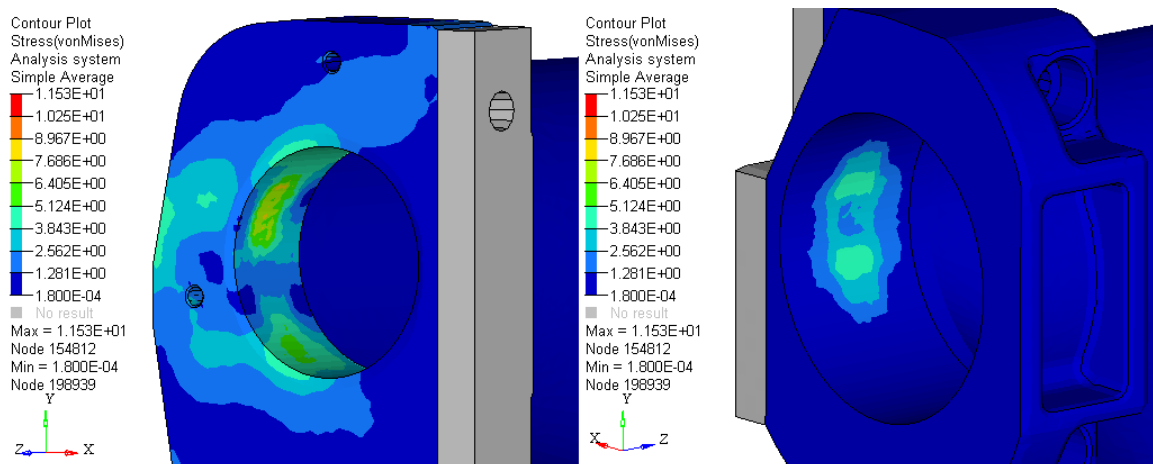


Figura 6.27 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 3 senza il tiro delle viti

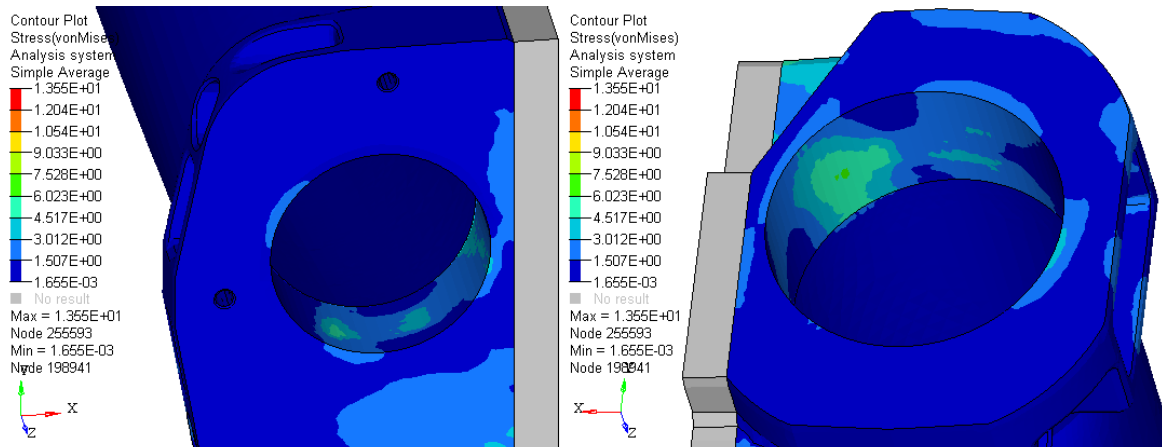


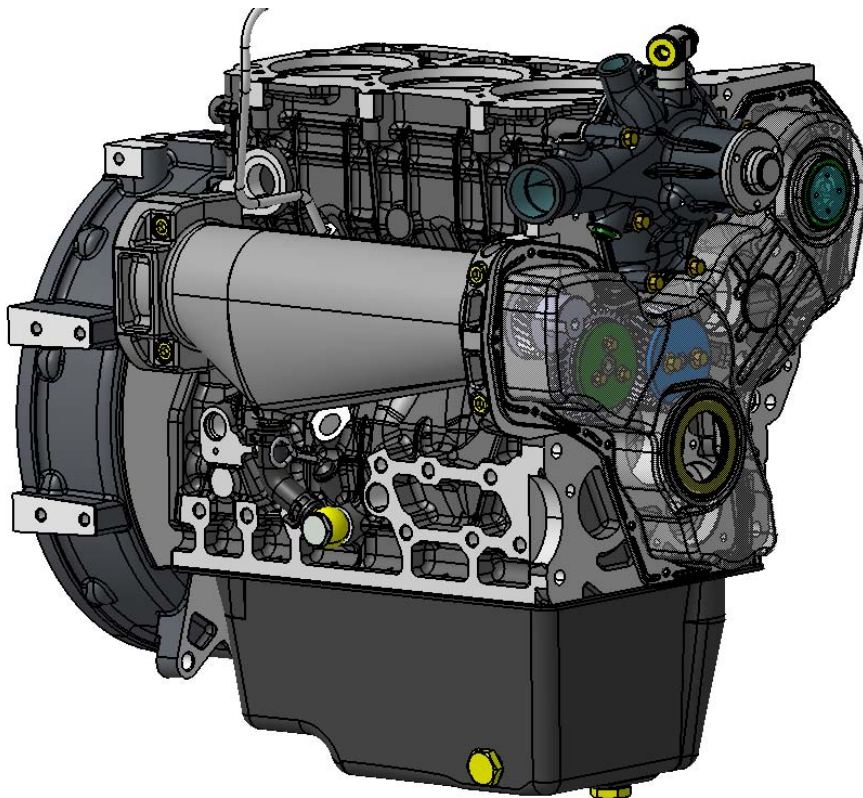
Figura 6.29 - Tensioni di von Mises sul supporto per il CASO 4 senza il tiro delle viti

Le Figure che vanno dalla 6.26 alla 6.29 mostrano le tensioni di von Mises sui due cuscinetti del supporto nel caso in cui si lanci l'analisi ignorando la presenza delle forze dovute al "tiro" delle viti. Le tensioni in questi casi sono modeste e non superano mai i 20 MPa. Per questo motivo il supporto supera la verifica statica come l'aveva superata in precedenza anche l'albero controrotante.

Conclusioni

La progettazione e la verifica dell'applicazione *albero controrotante* hanno raggiunto gli obiettivi desiderati anche se per il momento i componenti, a parte quelli commerciali, esistono solo sottoforma di modelli 3D. Per ragioni legate al tempo non è stato possibile vedere realizzato un prototipo dell'albero controrotante, né quindi osservare e analizzare il suo comportamento dopo averlo montato sul motore e aver sottoposto quest'ultimo a prove di durata su di un banco prova. Certamente questo è il principale sviluppo futuro che può portare avanti la VM Motori per l'applicazione.

A questo se ne aggiungono indubbiamente altri come per esempio uno studio più approfondito sulla possibilità e la convenienza di realizzare il contralbero in ghisa sferoidale austemperata oppure considerare l'alternativa di progettare insieme all'albero controrotante anche un nuovo coperchio anteriore del basamento, in modo tale da avere maggiori libertà nel posizionamento del contralbero e nella gestione degli spazi. Infatti, la volontà di mantenere il coperchio anteriore invariato ha costituito un limite per alcune idee e scelte progettuali. La figura che segue mostra l'albero controrotante montato sul basamento del motore insieme alla campana, alla pompa dell'acqua, alla coppa dell'olio e al coperchio anteriore del basamento.



Ringraziamenti

Ringrazio sentitamente il Dott. Ing. Mauro Ricotta per la disponibilità con la quale ha seguito lo sviluppo della mia tesi, per le spiegazioni sempre esaurienti e per gli insegnamenti che mi ha trasmesso durante i suoi corsi.

Ringrazio la VM Motori S.p.A. per avermi accolto come stagista da Settembre 2013 a Marzo 2014; in particolare ringrazio l'Ing. Stefano Saracino per avermi dato la possibilità di lavorare ad un progetto così importante e interessante, e per aver sempre seguito con attenzione gli sviluppi dei miei lavori; ringrazio di cuore Davide Tassi e Alessandro Michelazzo per avermi preso sotto la loro "ala" ed avermi fatto crescere sia professionalmente che umanamente durante la mia permanenza in VM, con preziosi consigli e suggerimenti; Ale e Antonio con cui ho condiviso le dovute pause caffè e per aver sopportato le mie numerose e pesanti domande sull'utilizzo di CATIA V5; Alessandro Piccaglia e Luca Fisichella per il prezioso aiuto che mi hanno offerto nella parte relativa ai calcoli FEM.

Ringrazio i miei compagni di corso Davide, Gian, Balla, Albe, Mirco e Bose per le lezioni, gli esami, le gioie e i "dolori" condivisi in questi anni al DIM, e per le splendide anche se poche serate in compagnia; un ringraziamento speciale va a Marcone, il "fratello" con il quale ho condiviso tutti i momenti di questo lungo percorso iniziato più di cinque anni fa.

Mi scuso con i miei amici di sempre rovigotti per non essere stato molto presente negli ultimi tempi e li ringrazio per avermi fatto sempre sentire il loro affetto le volte che sono riuscito a raggiungerli fuori dopo lo studio o il lavoro.

Ringrazio la mia famiglia per avermi dato l'opportunità di studiare senza avermi mai fatto mancare nulla, e mi scuso per le volte in cui sono stato assente o maleducato; soprattutto ora che sono giunto alla fine, capisco quanto sia importante quello che mi avete permesso di fare, e il ricordo dei sacrifici di questi anni diventa più piacevole..vi voglio bene!

Per ultima, ma non per importanza, ringrazio Maria Claudia, per quanto mi sia stata vicino in questi anni sostenendomi sempre nelle mie scelte e aiutandomi a superare i momenti di ansia e sfiducia nelle mie possibilità.

Bibliografia e Sitografia

- [1] Bocchi G., *Motori a quattro tempi*, Ulrico Hoepli Editore, Milano, 1987.
- [2] Beauchamp T., “First Report on Friction Experiments”, in *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 1883, pp. 632-659.
- [3] Chirone E., Tornincasa S., *Disegno tecnico industriale*, Edizioni il capitello, Torino 1996.
- [4] Chirone E., Vullo V., *Cuscinetti a strisciamento*, Levrotto & Bella, Torino, 1979.
- [5] Giacosa D., *Motori endotermici*, Ulrico Hoepli Editore, Milano, 2000.
- [6] *Manuale dell'Ingegnere Meccanico (2/ed)*, Ulrico Hoepli Editore, Milano, 2005.
- [7] Meneghetti G., Ricotta M., Masaggia S., Atzori B., “Comparison of the low-cycle and medium-cycle fatigue behaviour of ferritic, pearlitic, isothermed and austempered ductile irons”, in *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2013*.
- [8] Raimondi A. A., Boyd J., “A solution for the Finite Journal Bearing and its Application to Analysis and Design”, parti I, II e III, *ASLE Transactions*, vol. 1, n. 1, in *Lubrication Science and Technology*, Pergamon, New York, 1958, pp. 159-209.
- [9] Reynolds O., “Theory of Lubrication”, parte I, in *Phil. Trans. Roy. Soc.*”, 1886.
- [10] Shigley J. E., Budynas R. G., Mischke C. R., *Progetto e costruzione di macchine (2/ed)*, The McGraw-Hill Companies, Milano, 2009.
- [11] Strozzi A., *Costruzione di macchine*, Pitagora, Bologna, 1998.
- [12] Vignocchi D., *Progettare con CATIA V5 (2/ed)*, Athena Audiovisuals, Modena, 2005.
- [13] DIN 31652
- [14] *Manuale d'installazione motori R750*, Vm Motori.
- [15] <https://en.wikipedia.org/wiki/>
- [16] <http://www.altairhyperworks.it/>
- [17] <http://www.vmmotori.it/>

