



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Facoltà di Ingegneria

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica
Progettazione meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Analisi funzionale del freno motore e studio di
soluzioni per l'incremento delle prestazioni**

Relatore accademico

Chiar.mo Prof. Mauro Velardocchia

Candidato

Cecilia Formento

Relatori aziendali (FPT Industrial)

Enzo Ameglio

Sergio Ferracin

Anno Accademico 2022/2023

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

**Analisi funzionale del freno motore e studio di
soluzioni per l'incremento delle prestazioni**

CECILIA FORMENTO



**Politecnico
di Torino**

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
Divisione di Ingegneria Meccanica
POLITECNICO DI TORINO
Torino, Italia 2023

Analisi funzionale del freno motore e studio di soluzioni per l'incremento delle prestazioni
CECILIA FORMENTO

© CECILIA FORMENTO, 2023.

Relatore accademico: Mauro Velardocchia, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino

Relatore aziendale: Enzo Ameglio, Responsabile Elite Designs & Remodeling di componenti, FPT Industrial

Co-Relatore aziendale: Sergio Ferracin, Elite Designs & Remodeling di sistemi meccanici, FPT Industrial

Tesi di Laurea Magistrale 2023
Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
Divisione di Ingegneria Meccanica
Politecnico di Torino
Corso Duca degli Abruzzi, 24, 10129 Torino
Telefono +39 011 090102

Composto in L^AT_EX
Torino, Italia 2023

Analisi funzionale del freno motore e studio di soluzioni per l'incremento delle prestazioni.

CECILIA FORMENTO

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
Politecnico di Torino

Sommario

Il presente lavoro di tesi, svolto in collaborazione con FPT Industrial, si focalizza sullo studio e sull'ottimizzazione del sistema di freno motore utilizzato nei veicoli a combustione interna (ICE), in particolare per i mezzi pesanti.

Il freno motore è un componente cruciale per la sicurezza e l'efficienza di un veicolo, poichè permette di ridurre la velocità sfruttando la resistenza meccanica del motore, contribuendo al risparmio di energia e alla minore usura dei freni convenzionali.

Lo scopo principale di questa ricerca è analizzare nel dettaglio il funzionamento del freno motore e le diverse tecnologie utilizzate per la sua implementazione.

Si è partiti da un'analisi delle opzioni presenti prima dell'avvento dell'engine brake e si è successivamente seguito il filo logico che ha portato all'invenzione delle tecniche ora disponibili; questo è stato possibile grazie all'analisi di grafici, diagrammi e tabelle, i quali hanno permesso un confronto immediato delle tecnologie esistenti sul mercato.

Per i due casi aziendali presi in considerazione, in primis sono state studiate nel dettaglio le tecnologie utilizzate e conseguentemente sono state analizzate le criticità incontrate in fase progettuale, con l'ausilio di software cad 3D (Creo) e documenti tecnici.

In conclusione, sono state evidenziate le differenze tra i due motori e quindi tra i due meccanismi di engine brake utilizzati.

Functional analysis of engine braking and study of solutions to increase performance.

CECILIA FORMENTO

Department of Mechanical and Aerospace Engineering
Politecnico di Torino

Abstract

This thesis work, carried out in collaboration with FPT Industrial, focuses on the study and optimization of the engine braking system used in internal combustion vehicles (ICE), in particular for heavy vehicles.

The engine brake is a crucial component for the safety and efficiency of a vehicle, as it makes it possible to reduce the speed of the motor vehicle by exploiting the mechanical resistance of the engine, contributing to energy savings and less wear than conventional brakes.

The main aim of this research is to analyze in detail the functioning of the engine brake and the different technologies used for its implementation.

We started from an analysis of the options existing before the advent of the engine brake and subsequently followed the logical thread that led to the invention of the techniques now available; this was possible thanks to the analysis of graphs, diagrams and tables, which allowed an immediate comparison of existing technologies on the market.

For the two company cases taken into consideration, the first step was the study in the detail of all the technologies used and consequently the critical issues encountered in the design phase were analysed, with the aid of 3D CAD software (Creo) and technical documents.

In conclusion, the differences between the two engines and therefore between the two engine brake mechanisms used were highlighted.

Indice

Elenco delle figure	XI
Elenco delle tabelle	XVI
1 Il freno motore	5
1.1 Mezzi leggeri	5
1.2 Mezzi pesanti	6
1.3 Da dove si è partiti	6
1.4 Dove si è arrivati	7
2 Valve train	9
2.1 Le valvole	10
2.1.1 Quantità di valvole	12
2.1.2 In FPT Industrial	13
2.2 Tipologie di valve train	13
2.3 Componenti del valve train ed interfacce fisiche della valvola . .	16
2.4 Funzionamento del valve train	21
2.5 Vincoli geometrici	22
2.5.1 Valve seat	22
2.5.2 Stelo	23
2.5.3 Guida	24
3 Da drive a engine brake mode	25
3.1 Ciclo termico	25
3.1.1 C13	28
3.1.2 XC13	34
4 Profilo del camshaft	39
4.1 Equazione del moto	39

4.2	Forze e tensioni di contatto	41
4.3	Determinazione del gioco di funzionamento	45
4.4	Alzata valvola - C13	46
4.4.1	Firing mode C13	46
4.4.2	Braking mode C13	49
4.5	Alzata valvola - XC13	51
4.5.1	Firing mode XC13	51
4.5.2	Braking mode XC13	53
5	Tipologie di freno motore	57
5.1	Confronto	61
6	I componenti principali del sistema di engine brake	63
6.1	Il rocker arm o bilanciere	63
6.1.1	Tipologie e funzionamento	63
6.1.2	Materiali e trattamenti	67
6.1.3	Regolazione del gioco	68
6.1.4	Geometria	69
6.1.5	Condizioni al contorno	71
6.1.6	Processi industriali	76
6.1.7	Cedimento	78
6.2	La valve spring	80
6.3	Il traversino valvola	83
6.3.1	I materiali usati	84
6.3.2	I failure mode	87
6.4	L'albero a camme	93
6.4.1	Eccentricità della camma	96
6.4.2	Rigidezza del camshaft	96
6.4.3	Orientamento delle camme	97
6.4.4	Fasatura	97
7	Caso aziendale: motore C13	99
7.1	Engine brake C13	102
7.1.1	I due bilancieri e la leva	104
7.2	Criticità C13	105
8	Sviluppi futuri: motore XC13	107
8.1	Engine brake XC13	109

8.1.1	I tre bilancieri	110
8.1.2	Da Firing mode a engine brake mode	116
8.1.3	Da engine brake mode a Firing mode	116
8.2	Criticità XC13	118
8.2.1	Nut Failure	118
8.2.2	Elephant foot failure	121
8.2.3	Valve lift	123
8.2.4	Brake performance	125
8.2.5	Castellation nut failure	125
8.2.6	Excessive oil flow	127
8.2.7	Valve to piston impact	129
8.2.8	Brake valve re-opening	130
9	Conclusioni e riflessioni	133
	Riferimenti bibliografici e sitografici	135

Elenco delle figure

1	Motore F1C per mezzi medi	1
2	Fiat Ducato	1
3	Motore F28 per macchine agricole	2
4	Trattore Carraro Agricube	2
5	Motore N67 per imbarcazioni da diporto	2
6	Barca che monta il NEF67	2
7	Motore F34 per applicazioni di power generator	3
1.1	Fasi motore diesel	7
1.2	Fasatura valvole con engine brake attivo	8
2.1	Assieme albero motore e valve train ([4])	9
2.2	Esempi di valvole	10
2.3	Tipi di tempra	12
2.4	Lunghezza regione cromata	12
2.5	Tipologie di valve train [5]	13
2.6	Direct acting	14
2.7	Side pivot acting	14
2.8	Mid pivot acting	14
2.9	Mid pivot acting with pushrod and lifter	14
2.10	Flathead	15
2.11	OHV vs OHC	15
2.12	Interfacce tra i componenti nel motore	16
2.13	Nomenclatura della valvola	17
2.14	Cotter key con singola gola (sx) e con multi gola (dx)	18
2.15	Dettaglio cotter key singola gola	19
2.16	Dettaglio cotter key multi gola	19
2.17	Schema di un treno valvola [9]	20
2.18	Funzionamento del sistema	21

2.19	Rapporto geometrico tra il valve seat e il valve seat insert	23
2.20	Rapporto tra lunghezza guidata e non guidata	24
3.1	Ciclo diesel drive mode (ideale sx - reale dx) [10]	25
3.2	Lavoro utile del ciclo diesel [10]	26
3.3	Lavori del ciclo reale [11]	26
3.4	Grandezze geometriche del pistone	27
3.5	Schema geometrico C13	28
3.6	Spostamento del pistone x_p in funzione del crank angle (C13) .	31
3.7	Volumi in funzione del crank angle (C13)	31
3.8	Diagramma p-V del C13	32
3.9	Schema geometrico XC13	35
3.10	Spostamento del pistone x_p in funzione del crank angle (XC13)	36
3.11	Volume in funzione del crank angle (XC13)	37
3.12	Diagramma p-V dell'XC13	37
4.1	Legge del moto del cedente rispetto all'angolo di rotazione della camma θ con funzioni di salita e di discesa di tipo sinusoidale .	40
4.2	Profilo della camma	41
4.3	Forze in gioco nel contatto	42
4.4	Gioco tra camma e valvola [15]	45
4.5	Schema semplificativo C13 - Inlet	46
4.6	Alzata valvola inlet C13	47
4.7	Schema semplificativo C13 - Exhaust	48
4.8	Alzata valvola exhaust C13 Firing	48
4.9	Alzata valvola in firing mode C13	49
4.10	Alzata valvola exhaust C13 Braking	50
4.11	Alzata valvola C13 Firing e Braking	50
4.12	Schema semplificativo XC13 - Inlet	51
4.13	Alzata valvola inlet XC13	52
4.14	Alzata valvola exhaust XC13 Firing	53
4.15	Alzata valvola exhaust XC13 Braking	54
4.16	Alzata valvola XC13 Firing e Braking	54
5.1	Caratteristica HPD	58
5.2	Integrated rocker without reset	60
5.3	Integrated rocker arm with reset	60
5.4	Dedicated rocker arm	61
5.5	1.5 and 2 strokes	61

5.6	Confronto tra le tipologie di engine brake	62
6.1	End pivot rocker arm	64
6.2	Center pivot rocker arm	65
6.3	Center pivot rocker arm with pushrod - traditional version	66
6.4	Regolazione meccanica del gioco	69
6.5	Rocker ratio tipo II	70
6.6	Rocker ratio tipo III	70
6.7	Rocker ratio tipo V	70
6.8	Contatto strisciante	71
6.9	Contatto volvente	72
6.10	Cuscinetto ed anello elastico	72
6.11	Punti di contatto a valvola chiusa (sx) e a valvola aperta (dx)	73
6.12	Dettaglio bombatura	74
6.13	Valve cap	74
6.14	Gioco meccanico	75
6.15	Elephant foot	75
6.16	Contatto con sfera dell'asta di spinta	76
6.17	Geometria della zona di contatto	76
6.18	Esempio di stampaggio in lamiera del rocker arm	76
6.19	Esempio di rocker arm ottenuto per forgiatura	77
6.20	Esempio di rocker arm ottenuto con pressofusione	77
6.21	Frattura bilanciere	78
6.22	Dettaglio frattura bilanciere	78
6.23	Superficie e scanalature della boccia prima (sx) e dopo (dx)	79
6.24	Variazioni disegno: in partenza (sx) e dopo la variazione (dx)	79
6.25	Spring valve	80
6.26	Oteva 75	81
6.27	Montaggio della molla nel motore	82
6.28	Valve bridge	83
6.29	Modello FEM del bridge	84
6.30	Risultati analisi valve bridge	85
6.31	Posizionamento del bridge nel sistema	86
6.32	Area E sul componente	86
6.33	Valvola rotta causa bridge rotato	87
6.34	Danno superficie bridge lato interno	88
6.35	Danno superficie bridge lato esterno	88
6.36	T valve bridge vs T coolant - 235 kW @ 2000 rpm	89

6.37	T valve bridge vs p boost - 235 kW @ 2000 rpm	89
6.38	T valve bridge vs Q coolant - 235 kW @ 2000 rpm	90
6.39	T valve bridge vs p boost - 220 kW @ 2000 rpm	90
6.40	T valve bridge vs engine speed	91
6.41	Zona nella quale si possono formare delle ripiegature	91
6.42	Perdite di liquido refrigerante	92
6.43	Dettaglio crepa passante	93
6.44	Diffusione del coolant	93
6.45	Requisiti progettuali imposti da Fiat	94
6.46	Albero a camme con puleggia della pompa acqua	94
6.47	Interfaccia camma-piattello	95
6.48	Asportazione del cerchio di base della camma	96
6.49	Orientamento camme	97
7.1	Dati di targa del Cursor 13 Diesel	100
7.2	CAD 3D del C13	101
7.3	Sistema freno motore C13	102
7.4	Dettaglio engine brake C13	102
7.5	Dettaglio del sistema idraulico	103
7.6	Dettaglio clippino	103
7.7	Diagramma per il drive mode	103
7.8	Diagramma per il brake mode	104
7.9	Regione di rottura del clippino	105
8.1	Motore XC13	107
8.2	Scheda tecnica XC13	109
8.3	Componenti dell'engine brake	110
8.4	Configurazioni dell'engine brake	110
8.5	Intake rocker arm	111
8.6	Exhaust rocker arm	111
8.7	Engine brake rocker arm	111
8.8	I tre bilancieri nell'engine brake dell'XC13	112
8.9	Oil Control Valve	112
8.10	Vista in sezione dei canali di lubrificazione	113
8.11	HP engine brake	113
8.12	Bilanciere freno HP	114
8.13	Valve lift HP	114
8.14	MP engine brake	115

8.15	Valve lift MP	115
8.16	Collapsable exhaust rocker arm	117
8.17	Da FM a EBM (unlatched)	117
8.18	Da EBM a FM (latched)	117
8.19	Castellation brake rocker	117
8.20	Da FM a EBM (unlatched)	118
8.21	Da EBM a FM (latched)	118
8.22	Frattura del dado	119
8.23	Fase di discesa dei bilancieri	119
8.24	Fase di risalita bilanciere di scarico	120
8.25	Momento dell'impatto	120
8.26	Vista in sezione nel momento dell'impatto	120
8.27	Condizioni al contorno	121
8.28	Andamento valve lift in funzione del crank angle	121
8.29	Tensioni di contatto	122
8.30	Punti di contatto elephant foot	123
8.31	Valve lift	124
8.32	High Performance Engine Brake	125
8.33	Dado di serraggio	126
8.34	Calcolo distanze	126
8.35	LIVC representation	127
8.36	LIVC graph	127
8.37	Eccesso di olio	128
8.38	Riduzione della portata d'olio	128
8.39	Impatto tra le valvole di scarico e il pistone	129
8.40	Regolazione del gioco	129
8.41	Calcolo del gioco	129
8.42	Calcolo distanze per bilanciere del freno	130
8.43	Grafico del valve lift	131

Elenco delle tabelle

3.1	Dati geometrici C13	28
3.2	Esempio di pcp C13	30
3.3	Lavoro totale C13	33
3.4	Potenza totale C13	33
3.5	Dati geometrici XC13	34
3.6	Lavoro totale XC13	38
3.7	Potenza totale XC13	38
6.1	Intake and exhaust valve spring preload [N]	80
6.2	Proprietà meccaniche materiali del valve bridge	84
6.3	Condizioni di carico del test sul valve bridge	85

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi è stato svolto all'interno di un'azienda leader a livello internazionale nella progettazione, produzione e vendita di motopropulsori: FPT Industrial S.p.A. [1](società italiana parte di Iveco Group).

FPT Industrial è nata dall'unione delle attività legate a motori, trasmissioni e assali di IVECO, CASE IH e NEW HOLLAND.

La gamma dei motori di FPT Industrial copre applicazioni per:

- Il settore dei veicoli industriali (on-road): leggeri, medi, pesanti e autobus. Ne fanno parte motori come per esempio F1A, F1C diesel e natural gas (F1C NG), Cursor C9 diesel e natural gas (C9 NG), e il Cursor C13 diesel e natural gas (C13 NG), i quali trovano applicazione nei light commercial vehicles;



Figura 1. Motore F1C per mezzi medi



Figura 2. Fiat Ducato

- Il settore dei macchinari industriali (off-road): macchine per il movimento terra e per la cantieristica, macchine agricole e per l'irrigazione e macchine speciali. Tra questi troviamo il motore F28 per la cantieristica (anche in

versione NG) e il motore da diporto. Tra i quali troviamo per esempio i motori S30 230 E e N67 450 N;

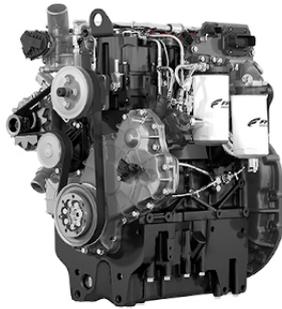


Figura 3. Motore F28 per macchine agricole



Figura 4. Trattore Carraro Agricube

- I motori per applicazioni marine, che consentono di spostare merci e persone con la massima affidabilità e sicurezza.

Si tratta di un sistema tecnologico estremamente importante per il mondo della nautica, che nel corso degli anni ha lavorato per estendere la qualità e le applicazioni delle sue attrezzature dedicate al mare.



Figura 5. Motore N67 per imbarcazioni da diporto



Figura 6. Barca che monta il NEF67

- I generatori industriali (power generator), i quali si occupano di proteggere le infrastrutture critiche e alimentare i siti non collegati alla rete con sistemi

di generazione di potenza affidabili e sostenibili. Fa parte di questo gruppo il motore F34TE1W.S550, appartenente alla famiglia di motori con cilindrata pari a 3,4 litri (34), aspirazione turbocompressa con post-raffreddamento aria-aria (T) e sistema di iniezione elettronica (E).



Figura 7. Motore F34 per applicazioni di power generator

Le sei famiglie di motori diesel di FPT Industrial (R22, F1, F5, Nef, Cursor, Vector) sono dotate di soluzioni tecnologiche come sistemi di alimentazione multivalvole e ad alta pressione a controllo elettronico (common rail e, in alcune versioni, iniettore pompa), dispositivi di sovralimentazione con turbocompressori a geometria fissa o variabile, anche a doppio stadio, e sistemi per il controllo delle emissioni.

Per quanto riguarda i cambi, FPT Industrial produce componenti per applicazioni commerciali leggere; i cambi sono longitudinali a 5 e 6 marce, con una coppia massima da 300 a 500 Nm.

Con i successivi sviluppi, sono state raggiunte coppie di 1300 Nm nel motore a gas naturale CURSOR 9 NG.

FPT Industrial si appoggia a fornitori per quanto riguarda la componentistica come per esempio valvole e seggi.

Viene quindi fatto uno Statement of Requirements, cioè un documento che definisce e specifica le esigenze, le aspettative e gli obiettivi di un progetto. Questo delinea i requisiti che devono essere soddisfatti per raggiungere tali obiettivi.

Lo scopo di un SoR è fornire una serie di requisiti chiari, concisi e concordati tra le parti che fungano da base per la progettazione, lo sviluppo e la consegna di un prodotto, servizio o soluzione.

Il ruolo di questo documento è definire l'ambito, i confini e i vincoli di un progetto e stabilire una comprensione condivisa di ciò che deve essere fatto, come deve essere fatto e perché deve essere fatto.

Un SoR aiuta anche ad allineare le aspettative e gli interessi delle diverse parti interessate e a identificare e dare priorità ai requisiti più importanti per il successo del progetto.

Una dichiarazione dei requisiti funge da accordo legale per fornire beni e servizi materiali o immateriali della qualità appropriata nei tempi previsti e fornisce una mappa di ciascun progetto come richiesto e concordato dal cliente e da qualsiasi altra parte interessata o coinvolta.

La presente trattazione ha l'obiettivo di fornire le conoscenze necessarie alla comprensione del sistema di engine brake nei motori industriali e al suo sviluppo.

Per questo è necessario approfondire il sistema di distribuzione interno al motore che comanda l'apertura delle valvole a seconda dell'obiettivo cercato, focalizzandosi sui componenti principali.

Seguirà poi una descrizione generale delle tecnologie disponibili sul mercato e un'analisi dei sistemi adottati da FPT Industrial.

Di questi sono analizzati e confrontati i componenti montati su due particolari motori aziendali: il Cursor 13 e l'X Cursor 13.

Capitolo 1

Il freno motore

L'espressione "freno motore" ha un diverso significato a seconda che si parli di mezzi leggeri o di mezzi pesanti ([2]).

1.1 Mezzi leggeri

Con il termine "freno motore" si intende l'azione di rallentamento del veicolo indotta scalando i rapporti del cambio, quindi passando da una marcia più alta ad una più bassa.

Questo implica una variazione nel regime di rotazione, la quale induce un rallentamento del veicolo; quindi è il motore stesso ad indurre una fase frenante che agisce sulle ruote motrici.

Il freno motore è particolarmente utile nelle situazioni in cui è necessaria una frenata brusca, perchè aiuta i freni meccanici ad arrestare il veicolo.

Inoltre, durante le lunghe discese, può essere utilizzato per mantenere una velocità costante senza abusare del sistema frenante.

Questo meccanismo, riducendo il tempo di esercizio dei freni meccanici, limita anche il loro surriscaldamento e la loro usura, preservandone quindi la vita utile.

Il veicolo rallenta la sua corsa perchè la sua velocità è superiore a quella erogabile dal motore con la determinata marcia inserita durante la fase di scalata.

Per esempio, sulle nuove moto, non basta scalare di una sola marcia per ottenere l'effetto del freno motore desiderato, questo perchè si vuole rendere la guida più fluida e quindi tutto dipende dalla regolazione del minimo dei giri.

La sensazione che si ha è diversa rispetto al freno meccanico: non si avverte una spinta in avanti perchè non si va a pinzare col freno posteriore, ma si ha un rallentamento selettivo della ruota posteriore.

Invece, sulle vecchie moto a carburatore, si può avere un rallentamento della moto anche scalando di una singola marcia, questo perchè riesce a sfruttare meglio il freno motore, apportando un effetto maggiore.

1.2 Mezzi pesanti

Per quanto riguarda i mezzi pesanti, invece, con l'accezione "freno motore" si intende un vero e proprio componente.

É costituito generalmente da una valvola che, se azionata, chiude parzialmente il condotto di scarico e arresta l'iniezione del carburante.

Consente quindi una duplice azione frenante: la prima è la classica azione frenante meccanica e la seconda è causata dalla stessa fase di scarico del motore, la quale porta un rallentamento del veicolo, come spiegato nel dettaglio nei capitoli successivi.

1.3 Da dove si è partiti

Per comprendere a pieno come funziona un freno motore, è necessario osservare il funzionamento di un motore semplice. Nel nostro caso si analizza un motore a quattro tempi in firing mode; sono quattro le fasi che lo compongono:

1. **Aspirazione:** la valvola di aspirazione si apre e consente il passaggio del fluido nella camera di combustione. Il pistone si muove dal punto morto superiore (HDP) al punto morto inferiore (LDP);
2. **Compressione:** entrambe le valvole sono chiuse, e il pistone si muove dal punto morto inferiore al punto morto superiore. Il fluido che si trova nella camera viene quindi compresso e si scalda;
3. **Espansione:** entrambe le valvole sono ancora chiuse. Il pistone sente la pressione del fluido e viene spinto verso il punto morto inferiore, restituendo energia al motore;
4. **Scarico:** si apre la valvola di scarico e il movimento verso l'alto del pistone spinge i gas attraverso il sistema di scarico e fuori dal veicolo.

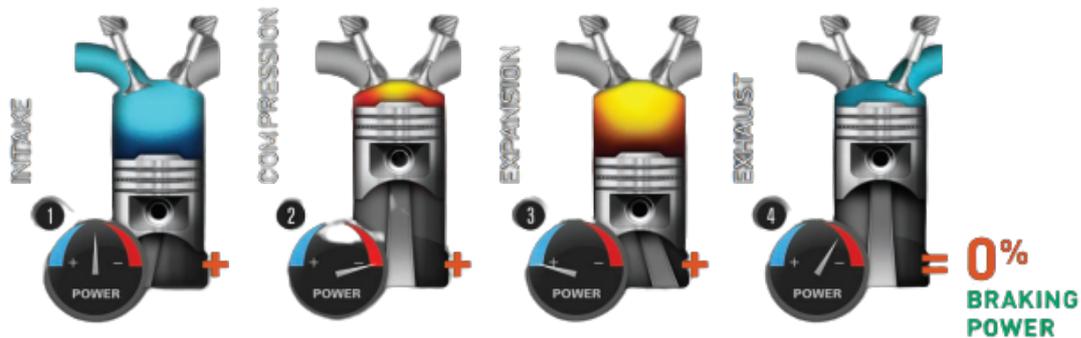


Figura 1.1. Fasi motore diesel

Dato che il motore assorbe pochissima energia, per avere un'azione frenante si può contare solamente sui freni di servizio.

1.4 Dove si è arrivati

Da più di 50 anni, i produttori di motori di tutto il mondo (compreso FPT Industrial) affidano le loro esigenze al Jake Brake di Jacobs Vehicle Systems. Tutti i freni Jake originali sono completamente integrati nel motore e rappresentano un componente essenziale per rallentare e controllare il veicolo.

Grazie alle loro eccellenti capacità di rallentamento, riducono l'uso diretto dei freni di servizio, ottimizzando l'energia derivante dal ciclo termico.

Inoltre questo sistema permette un risparmio di carburante, una ridotta manutenzione del freno di servizio e quindi maggiore durata, migliore controllo del veicolo e maggiore produttività.

Per sfruttare al meglio le caratteristiche del Jake Brake, è necessario porre particolare attenzione a tre componenti principali:

1. Interruttore (Switch);
2. Frizione (Clutch);
3. Acceleratore (Throttle).

Con la corretta combinazione dei tre comandi, si garantisce un controllo della velocità sicuro e facilmente gestibile, trasformando il motore diesel che produce energia in un compressore d'aria che assorbe potenza (potenza frenante).

Bisogna comunque tenere a mente che questo freno motore non sostituisce i freni di servizio, i quali sono usati per arrestare completamente il veicolo.

Si ha quindi che la differenza principale tra i due approcci, risiede nella fasatura delle valvole.

Nel Jake Brake, mentre la fase di aspirazione è la stessa del motore classico, la fase di scarico è differente. Le valvole di scarico vengono aperte verso la fine della corsa di compressione e l'energia utilizzata per comprimere l'aria nel cilindro non viene restituita al motore ma viene rilasciata al sistema di scarico, come evidenziato dalla Fig.1.2.

Utilizzando il motore per assorbire energia, è possibile controllare la velocità in discesa del mezzo.

Il principale limite del Jake Brake, è la rumorosità, ma con le nuove tecnologie per le emissioni, il rumore del freno Jake è eliminato.

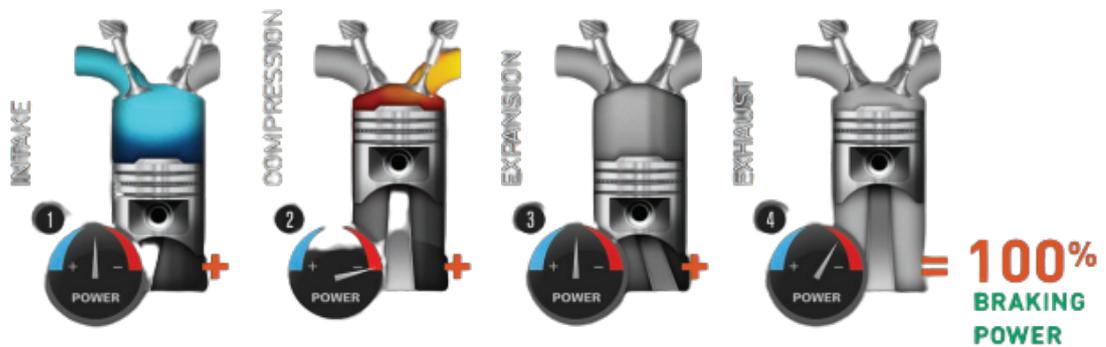


Figura 1.2. Fasatura valvole con engine brake attivo

Le Fig.1.1 e 1.2 sono estrapolate dal sell sheet [3].

Capitolo 2

Valve train

Per comprendere a pieno il funzionamento del motore termico, è necessario studiarne i principali componenti.

Tra questi, è coinvolto anche nell'azione frenante di engine brake il valve train. Il valve train è un sistema meccanico che controlla il funzionamento delle valvole di aspirazione e di scarico in un motore a combustione interna.

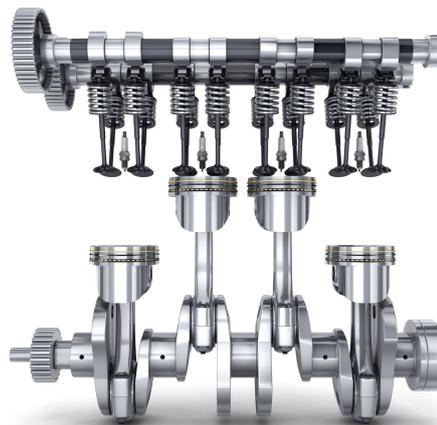


Figura 2.1. Assieme albero motore e valve train ([4])

2.1 Le valvole

Le valvole, nei motori a combustione interna (ICE) sono tra i componenti più soggetti a stress.

Questo perchè lavorano in condizioni di alti carichi termici e meccanici.



Figura 2.2. Esempi di valvole

Ci sono due tipi di valvole, classificate in base alla loro funzione:

1. **Intake valve o valvola di aspirazione:** ha la principale funzione di controllare il flusso della miscela aria/carburante (o solo aria per i motori a iniezione diretta) nella camera di combustione e di dissipare il calore proveniente dalla camera di combustione attraverso altri due componenti fondamentali, quali il seggio e la guida;
2. **Exhaust valve o valvola di scarico:** ha il ruolo di controllare il flusso dei gas di scarico esausti fuori dalla camera una volta completata la combustione e dissipare il calore, in modo analogo alla valvola di aspirazione.

Le valvole di aspirazione sono soggette a carichi termici inferiori rispetto alle valvole di scarico e raggiungono temperature di circa 320°C; per questo sono fatte di un materiale solo, non eccessivamente resistente alle alte temperature. Queste sono raffreddate principalmente dai gas in ingresso.

Le valvole di scarico invece sono quelle soggette ai carichi termici maggiori (~ 900°C) e a corrosione chimica durante il ciclo di scarico; infatti solitamente sono bimetalliche, fabbricate attraverso il processo di friction welding: la testa è in acciaio resistente ad alte temperature, mentre lo stelo è generalmente fatto dello stesso materiale della valvola di aspirazione. Per questo viene posta particolare attenzione riguardo la scelta del materiale.

L'estremità della valvola, come rappresentato in Fig.2.3, può essere localmente indurita (valvola di aspirazione) per ridurre l'usura e per aumentare la resistenza

alle alte temperature. In alternativa si può depositare sulla valvola, tramite saldatura, una lega dura (valvola di scarico).

Bisogna fare attenzione a questo passaggio perchè si deve evitare una combinazione sbagliata dei due materiali che potrebbe portare ad usura localizzata, la quale è molto più dannosa di quella uniforme.

Il migliore compromesso raggiunto, al momento, prevede la sede della valvola composta da Cobalto (Co) e il seggio fabbricato in metallo sinterizzato. Per massimizzare la dissipazione del calore, nelle valvole di scarico viene ricavato un nucleo cavo lungo lo stelo della valvola, nel quale viene iniettato un metallo (per esempio Sodio) che si liquefa alle temperature di esercizio.

Questo metallo liquido scorre in direzione assiale favorendo lo scambio calore tra la valvola e la testata del cilindro.

A questo si aggiunge un twister vicino alla testa della valvola, il quale permette una più efficace distribuzione del Sodio liquido, migliorando il processo di dissipazione di calore.

Per quanto riguarda la punta della valvola, questa solitamente viene indurita tramite tempra ad induzione; questo passaggio viene svolto per aumentarne la resistenza ad usura.

Si possono eseguire tre tipi di tempra diversi, come evidenziato nella Fig.2.3:

- **Tempra corta:** viene indurita solamente l'estremità dell'oggetto con un getto del mezzo temprante localizzato nella zona che si vuole trattare;
- **Tempra lunga:** scaldo e raffreddo tutto il volume di materiale;
- **Tempra superficiale:** è la scelta migliore nel caso in cui si voglia ottenere uno strato molto duro in superficie conservando un cuore tenace.

Lo stelo della valvola invece, è solitamente cromato per migliorarne la resistenza all'usura (Fig.2.4). La lunghezza del trattamento va calcolata assicurandosi che copra tutta la porzione a contatto con la guida di scorrimento.

Normalmente la profondità dello strato cromato è compresa nell'intervallo 7-15 μm . Questo valore assicura una buona adesione dello strato di cromo allo stelo della valvola.

Uno spessore maggiore porterebbe ad una peggiore adesione dello strato e ad un conseguente distacco di scaglie di cromo all'interno della guida della valvola, causando il danneggiamento delle superfici.

Un altro metodo utilizzato per indurire la superficie è la nitrurazione, con la quale si ottiene uno strato indurito con spessore compreso nell'intervallo 10-30 μm .



Figura 2.3. Tipi di tempra

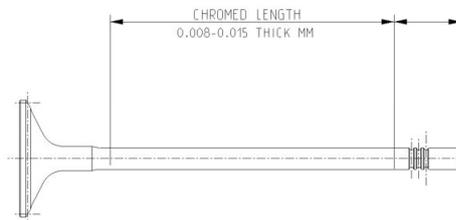


Figura 2.4. Lunghezza regione cromata

2.1.1 Quantità di valvole

La quantità di valvole montate sulla testata cilindrica dipende da alcuni fattori, quali:

- **Costo:** aumentare il numero di valvole implica anche un aumento della complessità del sistema e dei costi;
- **Flusso:** aumentare il numero di valvole conduce ad una massimizzazione della superficie di testa complessiva delle valvole, aumentando il flusso e minimizzando la resistenza del fluido;
- **Spazio e flessibilità:** le valvole necessitano di uno spazio definito per le candele di accensione e per gli iniettori, in modo tale che ci sia un processo ottimale di iniezione, accensione e combustione;
- **Moto del fluido:** l'orientamento delle valvole definisce il moto del fluido nel cilindro;
- **Calore:** il materiale scelto per le valvole deve garantire una dissipazione adeguata del calore di combustione per evitare rotture, pre accensioni o combustioni non efficienti;

- **Resistenza strutturale:** è presente un gioco tra le valvole per consentire uno spessore della parete sufficiente sul piano fiamma della testata del cilindro per resistere alla temperatura e alla pressione di combustione.

2.1.2 In FPT Industrial

In FPT Industrial vengono utilizzate principalmente due valvole:

- A. **Valvola integrale:** è costituita da un solo materiale;
- B. **Valvola bimetallica:** è formata da due componenti di metalli diversi saldati tra di loro tramite friction welding.

2.2 Tipologie di valve train

Le tipologie di valve train più comuni sono riassunte in Fig.2.5. In ognuna di queste si possono trovare dei componenti caratteristici di questa tecnologia, quali valvola, molla, bilanciere e punteria, descritti in maggior dettaglio nel Capitolo 2.3.

In particolare, nella realtà aziendale di FPT Industrial, sono utilizzati i tipi II, III e V:



Figura 2.5. Tipologie di valve train [5]

Più nel dettaglio si ha (le immagini utilizzate sono di [6]):

- **Tipo I Direct acting:** si ha che l'albero a camme agisce direttamente sul lifter (componente giallo ocra in figura) in Fig.2.6;
- **Tipo II Side pivot acting:** l'albero a camme agisce su un bilanciere (componenti giallo e blu) che di conseguenza comanda l'apertura e la chiusura delle valvole, in Fig.2.7;

- **Tipo III** Mid pivot acting: si sfrutta la leva geometrica del bilanciere per aprire e chiudere la valvola, riportato in Fig.2.8;
- **Tipo IV** Mid pivot acting with barrel lifter (non più usato);
- **Tipo V** Mid pivot acting with pushrod and lifter: come il Tipo III, si sfrutta la leva geometrica del rocker arm per aprire e chiudere la valvola, come illustrato nella Fig.2.9.

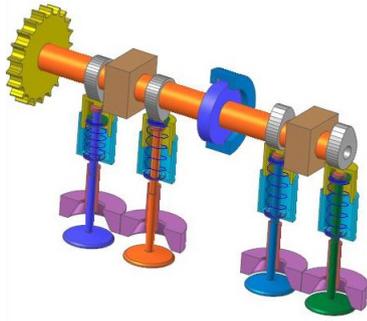


Figura 2.6. Direct acting

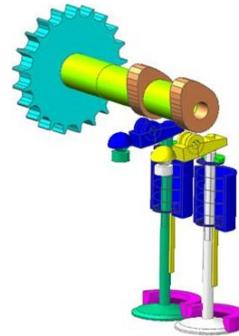


Figura 2.7. Side pivot acting

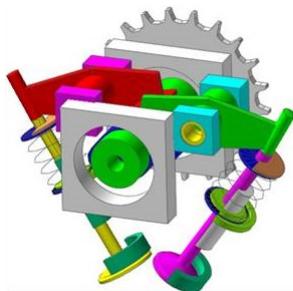


Figura 2.8. Mid pivot acting

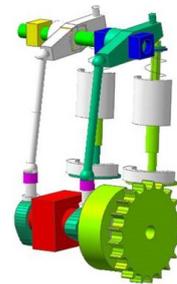


Figura 2.9. Mid pivot acting with pushrod and lifter

Ad eccezione del primo caso, la regolazione della valvola è comandata da una punteria, il cui movimento dipende dalla rotazione della camma dell'albero. Quando l'albero a camme ruota, il lobo apre la valvola direttamente attraverso la punteria contrastando la tensione della molla. Quando il lobo della camma raggiunge l'altezza massima, la valvola si apre completamente. Il layout del sistema di distribuzione dipende in gran parte dalla posizione dell'albero a camme. Le configurazioni comuni del treno valvole per i motori a pistoni, in ordine dal più vecchio al più recente, sono:

Valve train - Tipologie di valve train

- **Flathead engine [7]:** l'albero a camme e le valvole si trovano nel blocco motore sotto la camera di combustione;

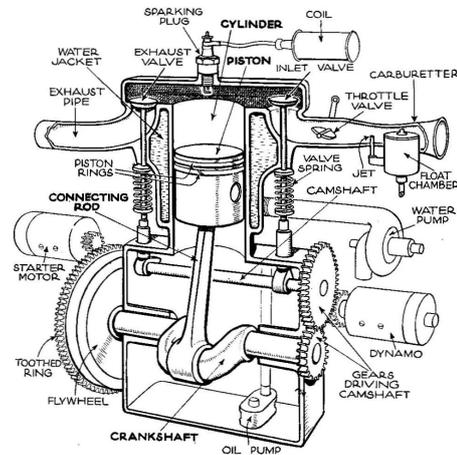


Figura 2.10. Flathead

- **Overhead valve engine (OHV):** l'albero a camme rimane nel blocco, tuttavia le valvole si trovano nella testata sopra la camera di combustione;
- **Overhead camshaft engine (OHC):** le valvole e gli alberi a camme si trovano nella testata sopra la camera di combustione.

Si può apprezzare la differenza tra i OHV e OHC nella Fig.2.11 estratta da [8]:

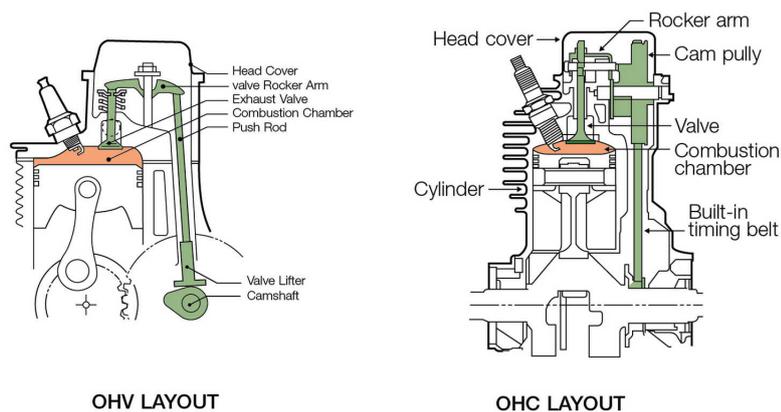


Figura 2.11. OHV vs OHC

In entrambi i casi la valvola è in testa al pistone. Si nota che nel caso del motore OHV, l'albero a camme è comandato dallo spostamento della valvola tramite il sistema bilanciere-asta di comando. Nel caso del motore OHC, l'albero a camme è direttamente collegato al bilanciere, senza utilizzare l'asta di comando e la punteria.

2.3 Componenti del valve train ed interfacce fisiche della valvola

Il valvetrain è costituito da tutti i componenti responsabili del trasferimento del movimento rotatorio dell'albero a camme nell'apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico. I componenti tipici sono elencati di seguito e si interfacciano fisicamente tra loro come mostrato in Fig.2.12 e in Fig.2.17:

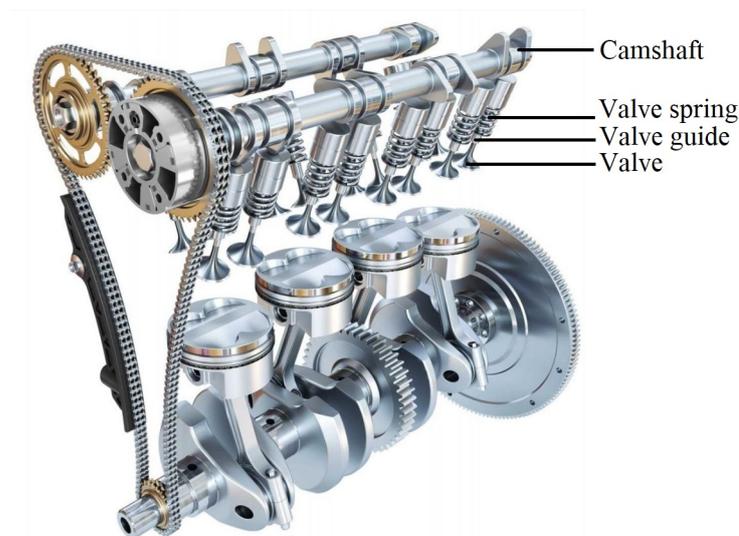


Figura 2.12. Interfacce tra i componenti nel motore

1. **Camshaft:** la temporizzazione e il profilo di apertura della valvola sono controllati dall'albero a camme, mediante l'uso di un lobo accuratamente sagomato su un albero rotante.

L'albero a camme è azionato dall'albero motore e, nel caso di un motore a

quattro tempi, ruota a metà della velocità dell'albero motore, perchè ad ogni ciclo termico (giri dell'albero a camme) corrispondono due giri dell'albero motore.

Comunemente il moto viene trasferito dall'albero motore all'albero a camme da una cinghia di distribuzione in gomma, una catena di distribuzione metallica o un insieme di ingranaggi;

2. **Pushrod**: le aste di spinta sono aste metalliche lunghe e sottili che vengono utilizzate nei motori con overhead valve per trasferire il movimento dall'albero a camme (situato nel blocco motore) alle valvole (situate nella testata). L'estremità inferiore di un'asta di spinta è dotata di un sollevatore, con il quale l'albero a camme entra in contatto.

Il lobo dell'albero a camme sposta il sollevatore verso l'alto, che sposta l'asta di spinta. L'estremità superiore dell'asta di spinta spinge sul bilanciere, che apre la valvola;

3. **Rocker arm/Finger/ Bucket tappet**: a seconda del modello utilizzato, le valvole vengono azionate da un bilanciere, da un dito o da una punteria a bicchiere (cam follower).

I motori con overhead valve utilizzano i bilancieri, che vengono azionati dal basso indirettamente (attraverso le aste di spinta) dai lobi delle camme.

I motori con overhead camshaft utilizzano punterie a dito o a tazza, che vengono azionate dall'alto direttamente dai lobi delle camme. A questo particolare verrà dedicato un apposito paragrafo;

4. **Valves**: la valvola è l'elemento mobile del sistema, ed essa si può descrivere com'è riportato nella figura sottostante:

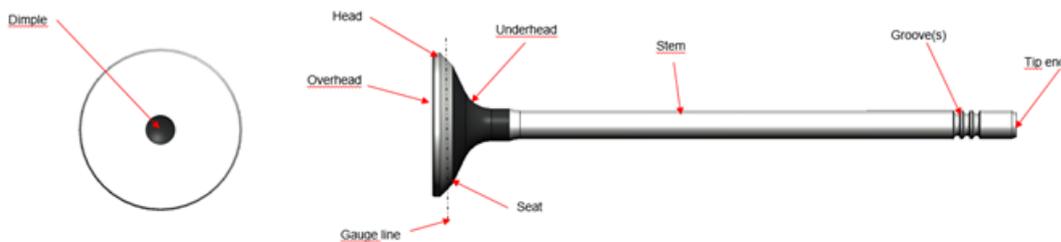


Figura 2.13. Nomenclatura della valvola

La regione indicata come "seat" è quella che si va ad accoppiare con i seggio al fine di garantire un efficace trasferimento di calore dalla valvola verso l'esterno; è inclusa nella testata cilindrica, ed è la parte inclinata della base

della valvola. Questa zona può essere localmente indurita con trattamenti termici (se intake valve) o con deposizione di leghe dure (se exhaust valve); la maggior parte dei motori moderni utilizza valvole a fungo (poppet valves), sebbene a volte siano state utilizzate anche valvole a manicotto (sleeve valves), valvole a saracinesca (slide valves) e valvole rotative (rotary valves). Le poppet valves sono generalmente aperte dal lobo dell'albero a camme o dal bilanciere e chiuse da una molla a spirale chiamata spring valve;

5. **Seggio:** è un elemento che si accoppia con la valvola per sigillare la pressione di combustione ed aumentare la resistenza all'usura sia della valvola che dell'inserto.

Solitamente i seggi sono fatti in materiali termoplastici, o in acciaio resistente ad alte temperature, quindi arricchito con Nichel, Cromo, Cobalto o Tungsteno.

Gli ultimi sviluppi hanno portato alla fabbricazione di seggi con aggiunta di rame (Cu) per riempire le porosità del materiale e migliorare le proprietà termiche;

6. **Cotter key:** è un semicono incastrato all'estremità della valvola che viene utilizzato insieme al fermo superiore (upper retainer) per mantenere la molla e la valvola nella posizione corretta.

Esistono diversi tipi di cotter key; possono essere con singola gola o con multi gola, come illustrato in figura:

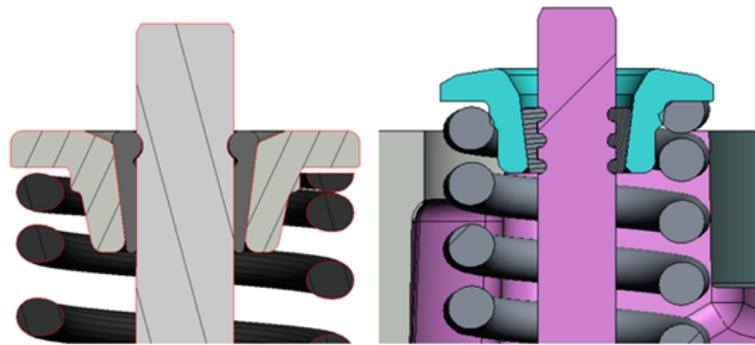


Figura 2.14. Cotter key con singola gola (sx) e con multi gola (dx)

Quello con gola singola necessita dell'aiuto del semicono per trasmettere la forza alla valvola, essendo a sezione circolare incompleta (il profilo di rivoluzione non è di 360 gradi, come riportato in Fig.2.15).

Ha lo svantaggio di bloccare la rotazione della valvola, portando ad un'usura

superficiale localizzata.

La scelta ricade sul cotter key multi gola se si necessita di forze superficiali maggiori in quanto la superficie disponibile è maggiore rispetto al primo caso. Inoltre non vincola la rotazione della valvola, distribuendo in modo più omogeneo l'usura superficiale.

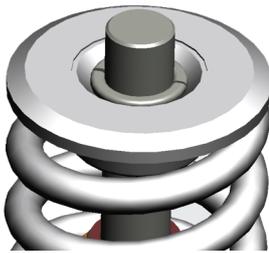


Figura 2.15. Dettaglio cotter key singola gola

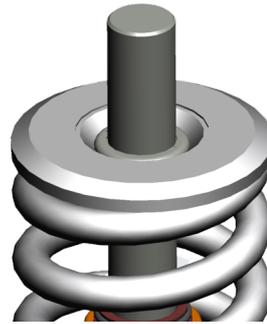


Figura 2.16. Dettaglio cotter key multi gola

Solitamente per questo particolare, viene utilizzato acciaio sinterizzato HRB 75-105 con una percentuale di carbonio pari allo 0,1%, carbonitrurato o temprato e rinvenuto;

7. **Paraolio (oil seal):** sono elementi che vengono utilizzati per evitare il passaggio dell'olio nella camera di combustione. Man mano che una guida si consuma, la sua capacità di posizionare correttamente la valvola nella sede diminuisce, causando una riduzione della capacità della valvola di sigillare correttamente la camera di combustione.

Il motore può quindi calare nelle prestazioni e iniziare a bruciare olio, il quale fuoriesce dalla parte superiore della testata nei collettori di aspirazione e scarico. Per questo, gli steli delle valvole sui motori moderni sono dotati di paraolio, sostituibile in caso di perdite.

La scelta del materiale dipende fortemente dalle proprietà chimiche e dalla temperatura del fluido. Si rende necessario trovare il best fit per garantire la durata e le prestazioni ottimali della valvola. Generalmente si prediligono materiali polimerici (Teflon, gomma nitrilica, gomme sintetiche);

8. **Guida (valve guide):** è un elemento cilindrico di metallo, pressato o fuso integralmente nella testata del cilindro della maggior parte dei tipi di motori alternativi, utilizzato per posizionare positivamente una valvola a fungo in

modo che possa entrare in contatto con la sede stessa.

Le guide servono anche a dissipare il calore del processo di combustione fuori dalla valvola di scarico e nella testata del cilindro dove può essere assorbito dal sistema di raffreddamento.

Il materiale comunemente usato è l'acciaio sinterizzato; per ottenere una vita utile idonea, è essenziale trovare un equilibrio tra rigidità ed usura della valvola;

9. **Molla:** è l'elemento che permette l'apertura e la chiusura controllata della valvola ed un suo corretto funzionamento, soprattutto per quanto riguarda la pressione applicata, in quanto evita il problema del rimbalzo della valvola. Poiché il rimbalzo della valvola può portare al completo guasto del motore, alla perdita di potenza e persino alla rottura all'interno della valvola, queste molle hanno un compito piuttosto importante.

Le molle aiutano a proteggere l'asse, le pareti del cilindro, i pistoni e i cuscinetti del motore perché costringono le valvole a chiudersi completamente, assicurando la giusta quantità di compressione. Viene precaricata in compressione per soddisfare le condizioni sopra descritte;

10. **Ritenuta superiore:** insieme al cotter key, mantiene la molla e la valvola in posizione.

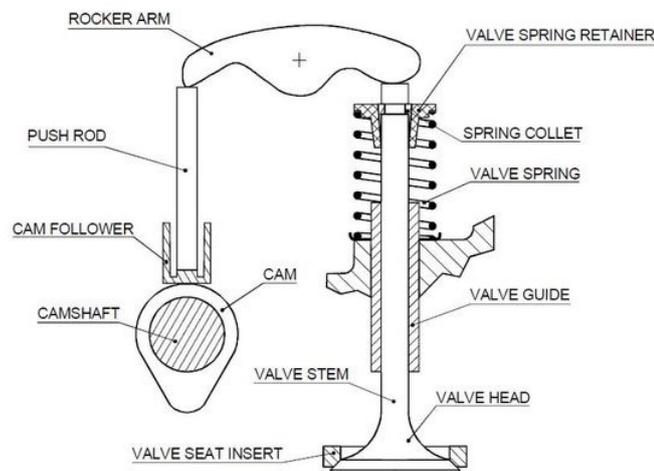


Figura 2.17. Schema di un treno valvole [9]

2.4 Funzionamento del valve train

Con l'ausilio del disegno riportato in Fig. 2.18 [9], si spiega il funzionamento del sistema con valve train caratterizzato da mid pivot acting with pushrod and lifter:

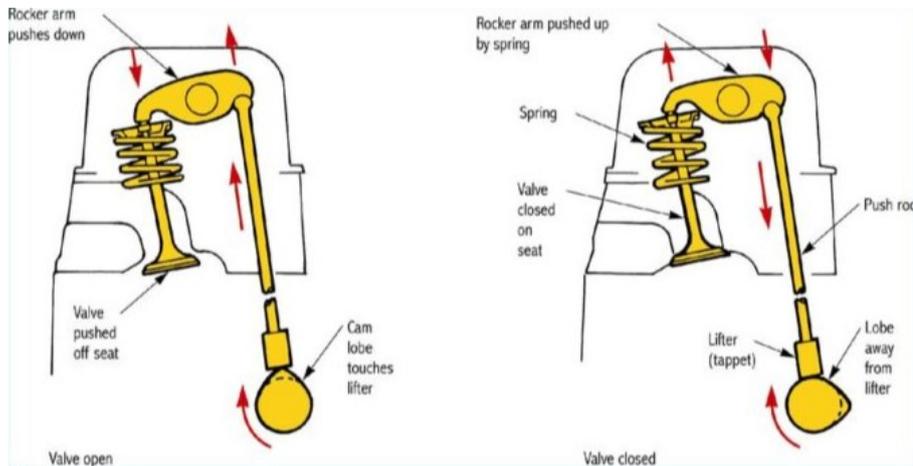


Figura 2.18. Funzionamento del sistema

Il movimento delle valvole è direttamente o indirettamente collegato alla rotazione dell'albero a camme, a seconda del tipo di valve train utilizzato.

L'albero a camme, nella meccanica, è un albero motore con parti eccentriche cassetate (camme), atto a trasmettere particolari leggi di moto agli elementi che vi sono a contatto.

Nel caso in figura, le camme sono direttamente poste a contatto con le punterie, le quali trasmettono il moto (in questo caso di traslazione) ad un braccio del bilanciere. Di conseguenza, il rocker arm (bilanciere) trasmette il moto alla valvola, comandandone l'apertura e la chiusura.

Le camme possono essere ricavate con diversi metodi: possono essere forzate su un tubo in acciaio cementato o temprato ad induzione, processo utilizzato soprattutto in passato (generalmente acciaio 18NiCrMo5), possono costituire un tutt'uno (con l'albero) forgiando tutto insieme o possono essere realizzati tramite idroformatura.

Il ciclo si compone di due fasi principali: quella a valvola aperta (Fig.2.18 - sx) e quella a valvola chiusa (Fig.2.18 - dx).

Il caso di valvola aperta, si ha in seguito al contatto della punteria con la parte eccentrica del camshaft.

Questo causa uno spostamento verso l'alto del pushrod e di conseguenza del braccio destro del bilanciere.

Si ha quindi uno spostamento verso il basso del braccio sinistro del bilanciere che porta la molla a comprimersi spingendo la valvola fuori dell'incastro con il seggio.

Allora si ha la valvola aperta (fase di scarico dei gas esausti).

Viceversa per la fase a valvola chiusa: se si proviene dalla fase a valvola aperta, si ha uno spostamento verso il basso della punteria perchè si troverà a contatto con un albero di dimensioni minori rispetto alla dimensione massima raggiunta in fase di apertura.

Quindi il bilanciere si sposta in direzione opposta rispetto al caso precedente, causando un movimento verso l'alto della valvola che andrà a sigillarsi di nuovo con il seggio (fase di iniezione e combustione).

2.5 Vincoli geometrici

Per quanto riguarda il bilanciere, lo stelo e la guida, si rende necessario rispettare alcuni vincoli geometrici per un ottimo funzionamento della valvola.

2.5.1 Valve seat

L'angolo della sede della valvola può essere di 45° o di 60° (rispetto alla verticale).

I 60° limitano l'usura rispetto ai 45°, in quanto permettono il contatto su una superficie maggiore, aumentando il valore di forza verticale e diminuendo quello della forza orizzontale, responsabile dell'usura.

La tolleranza dell'angolo deve essere definita in modo tale da avere sempre il valve seat insert angle (del seggio-VSIA) più piccolo del valve seat angle (della valvola-VSA). Generalmente, la differenza tra i due è di 0,5°, quindi:

$$VSIA + 0,5^\circ = VSA$$

Inoltre, è consigliato che il contatto tra il valve seat e il seggio sia bilanciato, e l'area di contatto sia progettata in modo tale che sia centrata rispetto all'area del valve seat. Considerando la lunghezza del valve seat pari a L, le linee guida consigliano una lunghezza di contatto (lunghezza del seggio) di:

$$VIL = 2 \cdot L/3$$

Significa che il punto di contatto si avrà ad una lunghezza pari a $L/6$ dalla testa della valvola, come mostrato in Fig.2.19.

Non ci sono indicazioni per la minima lunghezza di contatto: bisogna trovare un compromesso tra l'usura e la tenuta a causa della pressione di contatto.

Una pressione di contatto elevata permette una migliore tenuta ma fa aumentare l'usura locale (nel punto di contatto).

Questo si può mitigare utilizzando un'inclinazione di 60° al posto di quella a 45° , ma alla fine si devono svolgere dei test sperimentali per determinare il design finale.

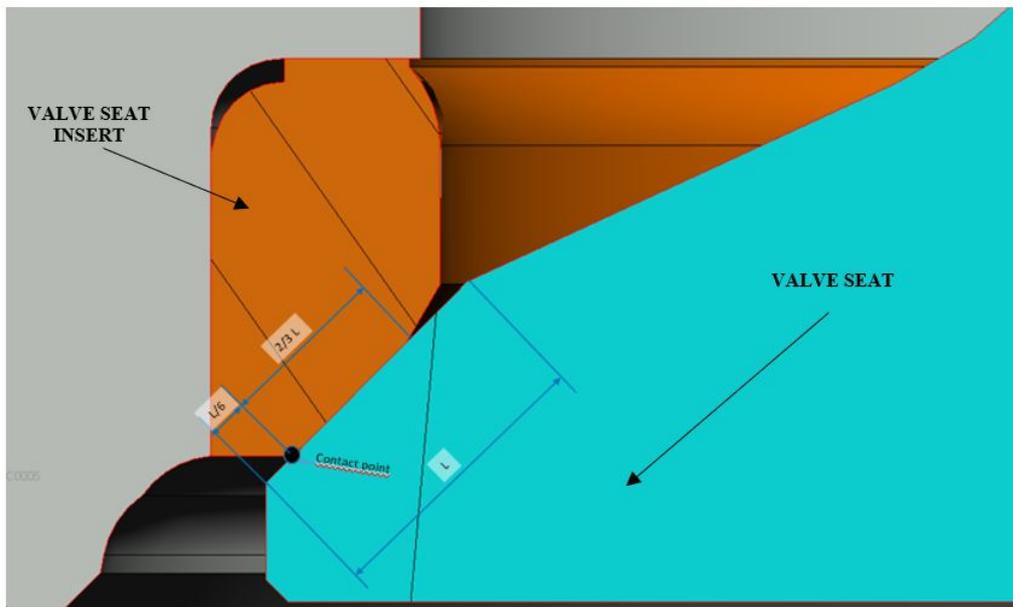


Figura 2.19. Rapporto geometrico tra il valve seat e il valve seat insert

Un altro fattore importante è il peso della valvola, in quanto influenza le tensioni nel punto di contatto a causa dell'impatto in chiusura, il quale dipende dall'inerzia cinematica, tirando in causa il peso della molla.

2.5.2 Stelo

I vincoli legati allo stelo, tengono in considerazione la dilatazione termica causata dall'aumento della temperatura nella fase di scarico.

Per evitare problemi tra il diametro interno della guida della valvola (I.D.) e il diametro dello stelo, si considerano degli spostamenti standard:

- Guida della valvola: $(Vd + 0,022) + 0/+0,015$;
- Diametro dello stelo della valvola di aspirazione: $Vd + 0/-0,015$;
- Diametro dello stelo della valvola di scarico: $(Vd - 0,01) + 0/-0,015$.

Dove Vd è il diametro generico dello stelo, arrotondato a numero intero ($\Phi 6$, $\Phi 8$, etc.).

Si consiglia una rugosità superficiale pari a:

$$Ra = 0,15 \div 0,4 [\mu m]$$

2.5.3 Guida

Per quanto riguarda la guida, è necessario che la lunghezza guidata (GL) sia superiore alla lunghezza non guidata (UL), per diminuire il rischio di instabilità elastica dello stelo, che è sollecitato ad alte tensioni. In particolare:

$$GL > 1,3 \cdot UL$$

Dove:

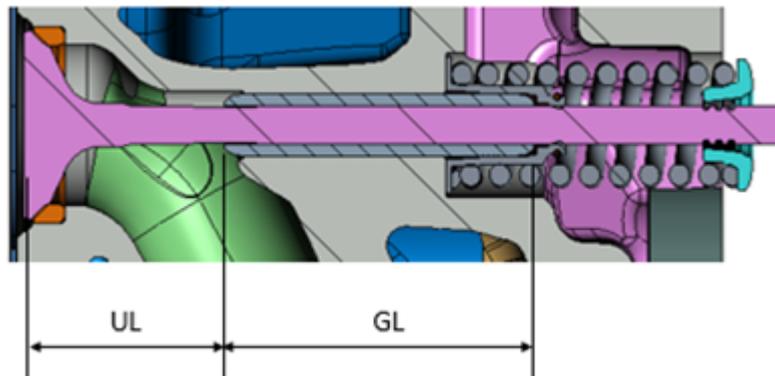


Figura 2.20. Rapporto tra lunghezza guidata e non guidata

Capitolo 3

Da drive a engine brake mode

3.1 Ciclo termico

Per comprendere meglio il funzionamento dell'engine brake e dei sistemi da esso coinvolti, è necessario partire dal caso base di drive mode.

Il ciclo termodinamico associato (diesel) è riportato in Fig.3.1:

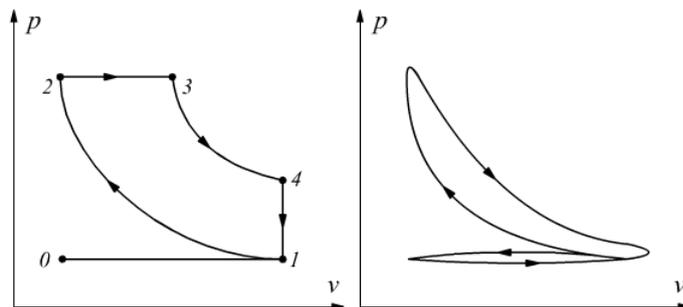


Figura 3.1. Ciclo diesel drive mode (ideale sx - reale dx) [10]

Nella fase 0-1 di aspirazione, che si suppone avvenga a pressione atmosferica, il cilindro aspira aria pura dall'esterno. Questa viene successivamente compressa al fine di raggiungere le condizioni idonee alla combustione (2-3).

La fase della combustione avviene a pressione costante.

A questa segue l'espansione adiabatica (3-4) ed infine lo scarico (4-1), ipotizzato a volume costante.

C'è un'ulteriore fase, quella dello scarico forzato, per liberare completamente la camera (1-0).

Al diagramma ideale è affiancato quello reale, caratterizzato da rendimento minore e trasformazioni non perfettamente isobare rispetto al ciclo ideale.

Si possono ricavare i lavori in gioco in questo ciclo studiando gli integrali delle curve che lo compongono; in Fig.3.2 è evidenziato il lavoro utile del ciclo diesel ideale.

La fase di compres adiabatica avviene spendendo lavoro (area sottesa alla curva 1-2), mentre nella fase di espans adiabatica viene compiuto lavoro (area sottesa alla curva 3-4). Questo permette di ottenere il lavoro utile (area 1234).

Per quanto riguarda il ciclo reale (Fig.3.3), la fase 0-1 non è esattamente isobara.

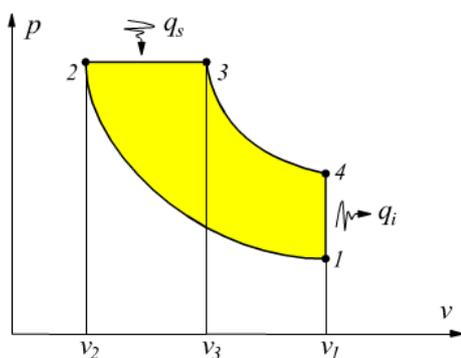


Figura 3.2. Lavoro utile del ciclo diesel [10]

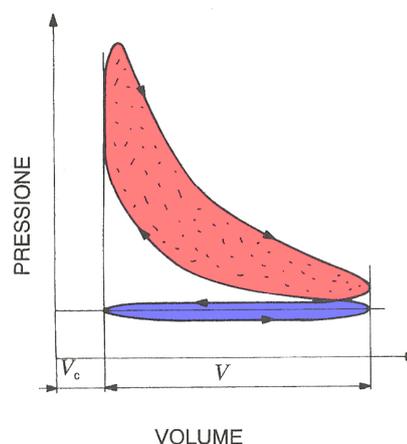


Figura 3.3. Lavori del ciclo reale [11]

Si ha quindi un ulteriore contributo alla potenza sottratta al motore, e quindi utilizzabile per compiere un'azione frenante.

Nel nostro caso, si vuole massimizzare la potenza frenante, data dalla differenza tra la potenza utile e la potenza persa.

Si ha potenza frenante se il risultato è negativo, quindi con potenza persa (blu) > potenza utile (rosso).

Nella trattazione, i cicli termici sono stati ricavati per i due motori in esame, tramite i dati diffusi dal reparto di Testing e dal team che si occupa dei calcoli.

Per entrambi i motori, la procedura di calcolo per ottenere i cicli termici è la medesima; differiscono solo per il fatto che nel C13 non c'è l'offset X, che invece è presente sull'XC13.

È noto che nel motore termico, avviene la conversione del moto da lineare/alternativo (pistone) a rotativo (albero) tramite il meccanismo di biella-manovella.

Questo meccanismo ha anche il compito di trasformare l'energia termica del cilindro in lavoro meccanico dell'albero motore tramite il ciclo termodinamico del motore.

Per poter studiare il ciclo termico del motore, è necessario conoscere la geometria del sistema di trasmissione. Si prende come riferimento la Fig.3.4. La trattazione teorica di questo paragrafo è estratta da [12].

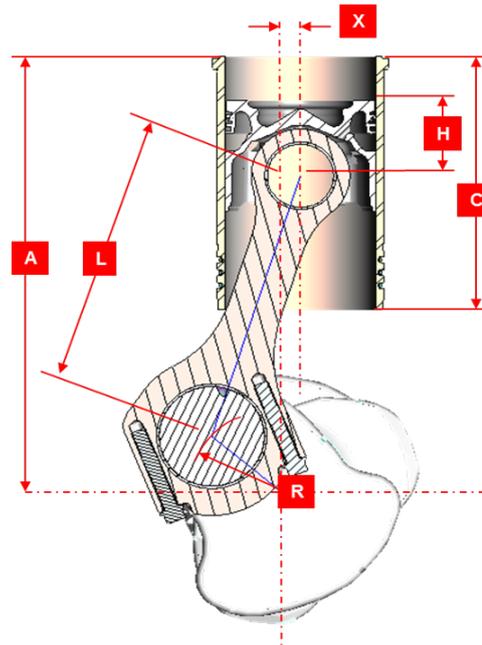


Figura 3.4. Grandezze geometriche del pistone

Dove:

- R: raggio della manovella [mm];
- L: lunghezza della biella [mm];
- C: altezza del cilindro [mm];
- X: offset (nullo nel caso del C13 [mm]);
- A: distanza tra l'asse dell'albero e il TDC [mm];
- H: altezza di compressione [mm].

I due motori presi in considerazione hanno dei valori differenti, per questo saranno riportati in due paragrafi distinti i risultati ottenuti.

3.1.1 C13

Il motore del C13 è privo di offset, significa che l'asse del pistone si trova sullo stesso piano dell'asse dell'albero a gomiti. Il sistema si può dunque schematizzare nel modo rappresentato in Fig.3.5:

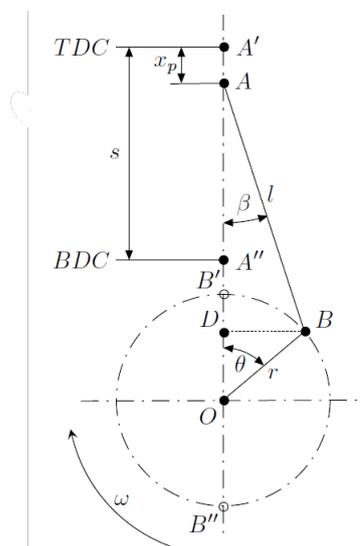


Figura 3.5. Schema geometrico C13

Dove la lettera s rappresenta la corsa del pistone.
Si riassumono i dati geometrici nella tabella seguente:

Tabella 3.1. Dati geometrici C13

Parametro		Valore
Diametro pistone	B	135 mm
Altezza cilindro	C	244,05 mm
Altezza di compressione	H	80,4 mm
Corsa pistone	s	150 mm
Distanza albero - TDC	A	395,4 mm
Lunghezza biella	L	240 mm
Raggio manovella	R	75 mm
Offset	X	0 mm
Crank angle @ TDC		0 deg
Crank angle @ LDC		180 deg

Dai dati geometrici noti, si possono ricavare i valori dei parametri necessari all'ottenimento dei cicli termici.

La procedura di calcolo è la medesima per entrambi i casi di firing e di brake mode.

Ci si aspetta che la potenza ottenuta sia positiva nel primo caso e negativa nel secondo caso.

Si calcola la superficie sulla quale agisce la pressione della camera di combustione come:

$$A = \frac{\pi \cdot B^2}{4} = 14313,88 \text{ mm}^2$$

Moltiplicando l'area così calcolata per la corsa del pistone, si ottiene la cilindrata del motore. Si moltiplica per 6 in quanto il motore è un 6 cilindri:

$$V_{cilindro} = A \cdot s = 2,15 \text{ l}$$

$$V_{motore} = 6 \cdot V_{cilindro} = 12,88 \text{ l}$$

Moltiplicando la superficie per l'altezza del cilindro, si ottiene il volume totale del cilindro:

$$V_{tot, cilindro} = A \cdot C = 3,49 \text{ l}$$

$$V_{tot, motore} = 6 \cdot V_{tot, cilindro} = 20,96 \text{ l}$$

Sfruttando il dato dell'altezza di compressione, è possibile calcolare il volume rispettivo moltiplicandola per l'area del pistone:

$$V_{compressione} = A \cdot H = 1,15 \text{ l}$$

$$V_{compressione, motore} = 6 \cdot V_{compressione} = 6,91 \text{ l}$$

Si possono ora calcolare i volumi al TDC (top dead center) e al BTD (bottom dead center) per ogni cilindro:

$$V_{TDC} = V_{tot, cilindro} - V_{cilindro} - V_{compressione} = 0,20 \text{ l}$$

$$V_{BDC} = V_{TDC} + V_{cilindro} = 2,34 \text{ l}$$

Dal reparto del testing e dal gruppo di calcolo, sono state fornite le tabelle contenenti i valori di peak cylinder pressure (pcp) [bar] misurata nel cilindro 1 in funzione del crank angle.

I dati forniti valgono per una velocità di rotazione di 1900 rpm.

Si evidenzia che il crank angle (θ nella Fig. 3.5) varia da -360° a $+360^\circ$, dato che

il motore è a quattro tempi.
Le tabelle fornite sono del tipo:

Tabella 3.2. Esempio di pcp C13

Crank angle [deg]	PCP firing [bar]	PCP braking [bar]
-360	3,14	11,307
-359,9	3,12	11,143
-359,8	3,12	11,149
-359,7	3,09	10,865
-359,6	3,09	10,741
-359,5	3,07	10,633
...
...

Per costruire il diagramma p-v, bisogna calcolare i valori del volume in funzione del crank angle, in modo tale da poterli rappresentare insieme alla pressione. Il volume in funzione del crank angle i-esimo è dato da:

$$V_i = x_{pi} \cdot A + V_{TDC} \quad (3.1)$$

dove x_{pi} è lo spostamento del pistone lungo l'asse del cilindro in funzione dell'angolo i-esimo. In riferimento alla Fig. 3.5, x_{pi} si può calcolare come:

$$x_{pi} = A'O - AO = A'O - AD - DO = (L + R) - L \cdot \cos\beta - R \cdot \cos\theta$$

$$x_{pi} = R - R \cdot \cos\theta + L - L \cdot \cos\beta = R - R \cdot \cos\theta + L \cdot (1 - \cos\beta)$$

Definendo l'elongation ratio $\Lambda = \frac{R}{L} = 0,31$ nel nostro caso, si ottiene:

$$x_{pi} = R \cdot \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\Lambda} \cdot (1 - \cos\beta) \right]$$

Essendo

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (\sin\beta)^2} = \sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot (\sin\theta)^2}$$

si ottiene:

$$x_{pi} = R \cdot \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\Lambda} \cdot \sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot (\sin\theta)^2} \right]$$

Si rappresenta il valore dello spostamento in funzione del crank angle in Fig. 3.6:

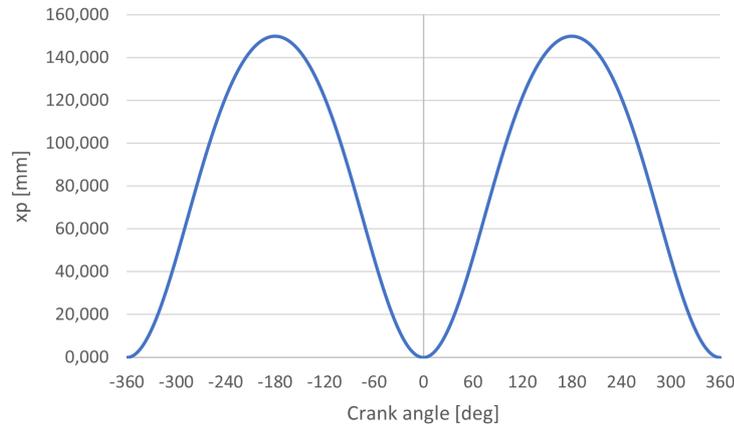


Figura 3.6. Spostamento del pistone x_p in funzione del crank angle (C13)

Si può notare come siano compiuti due cicli di spostamento tra -360° e 360° , che costituiscono un solo ciclo del motore. Questo è caratteristico del motore a quattro tempi, nel quale le quattro fasi del ciclo termico si svolgono durante due giri dell'albero a gomiti.

Si riportano i volumi ottenuti in Fig. 3.7 per un singolo cilindro:

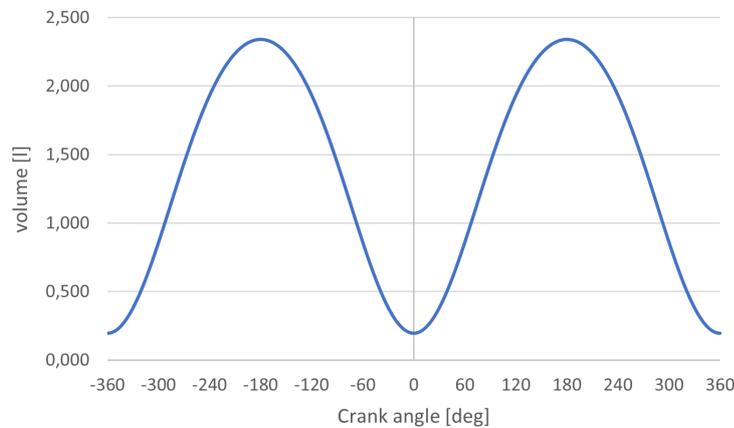


Figura 3.7. Volumi in funzione del crank angle (C13)

Si osserva che la forma è identica al grafico in Fig. 3.6 e i valori sono riscalati di un valore pari all'area A e traslati verso l'alto di un valore pari al V_{TDC} , come definito nell'Equazione 3.1.

Per ottenere l'andamento del volume totale del motore in funzione di θ si moltiplicano i valori appena ottenuti per il numero di cilindri (6).
Ora è possibile rappresentare su un piano p-V il ciclo termico:

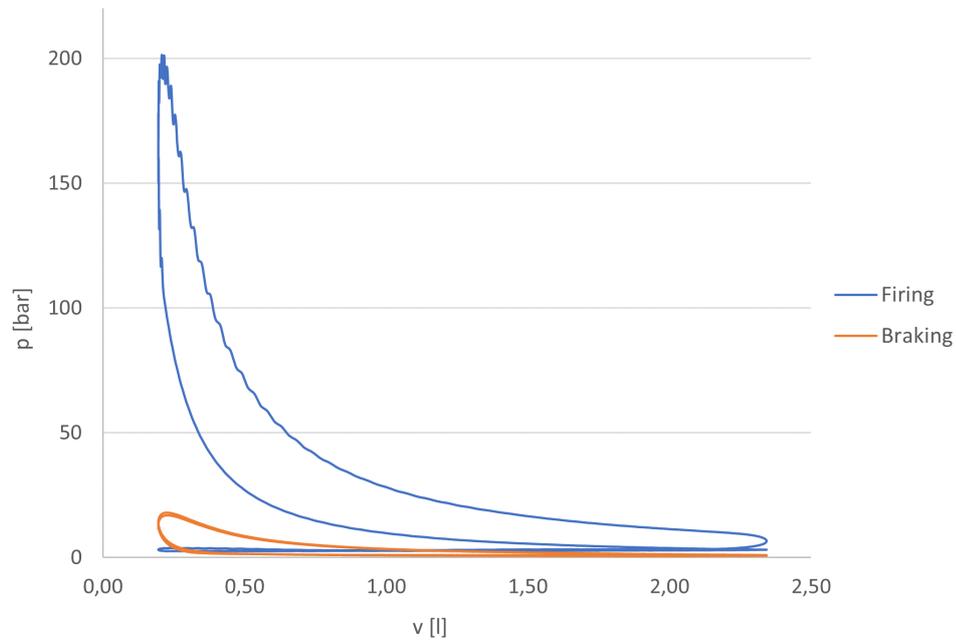


Figura 3.8. Diagramma p-V del C13

Il lavoro è calcolabile come l'area sottesa alla curva:

$$W = \int_{V_A}^{V_B} p(V) dV \quad (3.2)$$

Questo è calcolato con il metodo dei trapezi, utilizzato per calcolare il valore approssimato di un integrale:

1. Si suddivide l'intervallo in n parti uguali e si calcola l'area dei trapezi di base n e altezze date dal valore di $f(x)$ agli estremi di ogni intervallo;
2. L'ampiezza di ogni intervallo parziale è $h = \frac{b-a}{n}$;
3. Per ogni intervallo si disegna un trapezio di base $f(x_{n-1})$ e $f(x_n)$ e altezza h;

4. Il valore approssimato dell'integrale definito in equazione 3.2, è dato dalla somma delle aree di tutti i trapezi, ottenendo:

$$W = \int_{V_A}^{V_B} p(V)dV = \frac{b-a}{h} \cdot [f(x_0) + \cdot f(x_1) + \dots + 2 \cdot f(x(n-1)) + f(x_n)]$$

Nel nostro caso, il lavoro per ogni intervallo i-esimo è calcolato come prodotto tra il valore medio di f(x) nei due estremi dell'intervallo e la variazione di volume dell'intervallo:

$$W_i = \frac{p_i + p_{i-1}}{2} \cdot (V_i - V_{i-1})$$

Il lavoro ottenuto per un singolo cilindro è quindi pari alla sommatoria per i compreso tra 1 e il numero degli intervalli (n), di tutti i W_i :

$$W = \sum_{i=1}^n W_i$$

Lo stesso calcolo si svolge sia sulle pcp di firing mode, sia sulle pcp di braking mode, ottenendo i seguenti lavori totali (contando tutti e sei i cilindri):

Tabella 3.3. Lavoro totale C13

Mode	Lavoro [J]
Firing	28641,05
Braking	-7835,19

Per il calcolo della potenza in gioco si utilizza la relazione per la quale:

$$P = W \cdot \frac{N}{m} \tag{3.3}$$

dove:

- W = lavoro risultante da un ciclo, riportato in Tab. 3.1.1;
- N = numero di giri al secondo = 1900/60 rps;
- m = numero di giri per ciclo = 2 dato che il motore in questione è a quattro tempi.

Si ottengono i seguenti valori:

Tabella 3.4. Potenza totale C13

Mode	Potenza [kW]
Firing	453,48
Braking	-124,06

Volendo confrontare i valori ottenuti dai dati da banco con i valori di targa riportati in Fig.7.1 nei quali si ha una potenza nominale massima di 419 kW, si osserva che ci sono circa 34 kW di differenza.

Questo divario è dovuto al fatto che nei calcoli eseguiti, non si è tenuto conto delle perdite presenti nel sistema di trasmissione.

Queste sono particolarmente elevate nel motore C13, a causa del funzionamento principalmente meccanico, che porta alla nascita di alte forze di attrito.

Il sistema di engine brake relativo a questo motore è descritto in dettaglio nel Capitolo 7.

3.1.2 XC13

Per quanto riguarda il motore XC13, esso differisce dal precedente per caratteristiche geometriche:

Tabella 3.5. Dati geometrici XC13

Parametro	Valore
Diametro pistone	B 135 mm
Altezza cilindro	C 232,5 mm
Altezza di compressione	H 65 mm
Corsa pistone	s 150 mm
Distanza albero - TDC	A 395,4 mm
Lunghezza biella	L 248 mm
Raggio manovella	R 75 mm
Offset	X -20 mm
Crank angle @ TDC	0 deg
Crank angle @ LDC	180 deg

Svolgendo i medesimi calcoli del capitolo precedente utilizzati per ricavare il diagramma p-V, si ottengono i seguenti risultati, considerando una velocità di rotazione di 2000 rpm:

- Area: $A = 14313,88 \text{ mm}^2$;
- Volume del cilindro: $V_{\text{cilindro}} = 2,15 \text{ l}$;
- Volume del motore: $V_{\text{motore}} = 12,88 \text{ l}$;
- Volume totale del cilindro: $V_{\text{tot,cilindro}} = 3,33 \text{ l}$;
- Volume totale del motore: $V_{\text{tot,motore}} = 19,97 \text{ l}$;
- Volume di compressione del cilindro: $V_{\text{compressione}} = 0,93 \text{ l}$;

si ottiene:

$$x_{pi} = (L + R) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\delta}{1 + \Lambda}\right)^2} - L \cdot \sqrt{1 - (\Lambda \cdot \sin\theta - \delta)^2} - R \cdot \cos\theta$$

e in conclusione:

$$x_{pi} = R \cdot \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\Lambda} \cdot (1 - \cos\beta)\right]$$

Essendo:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (\sin\beta)^2} = \sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot (\sin\theta)^2}$$

si arriva a:

$$x_{pi} = R \cdot \left[1 - \cos\theta + \frac{1}{\Lambda} \cdot \sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot (\sin\theta)^2}\right]$$

Si rappresenta il valore dello spostamento del pistone in funzione del crank angle in Fig.3.10:

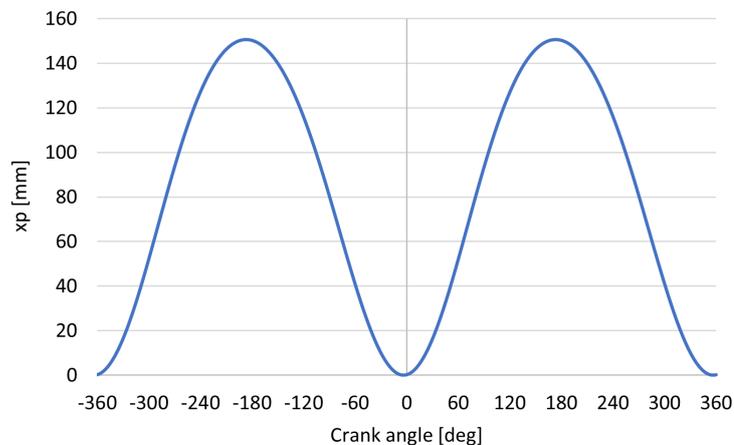


Figura 3.10. Spostamento del pistone x_p in funzione del crank angle (XC13)

Si osserva che anche per questo motore, sono eseguiti due cicli di spostamento in un singolo ciclo del motore, essendo quattro tempi.

Si rappresenta anche il volume in funzione del crank angle in Fig.3.11:

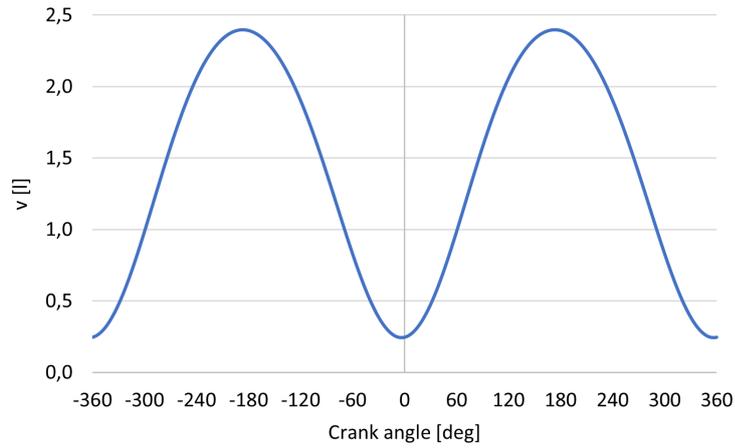


Figura 3.11. Volume in funzione del crank angle (XC13)

Ottenuti i valori di volume in funzione del crank angle ed essendo noti i valori di pressione, è possibile rappresentare il ciclo termico sul piano p-v:

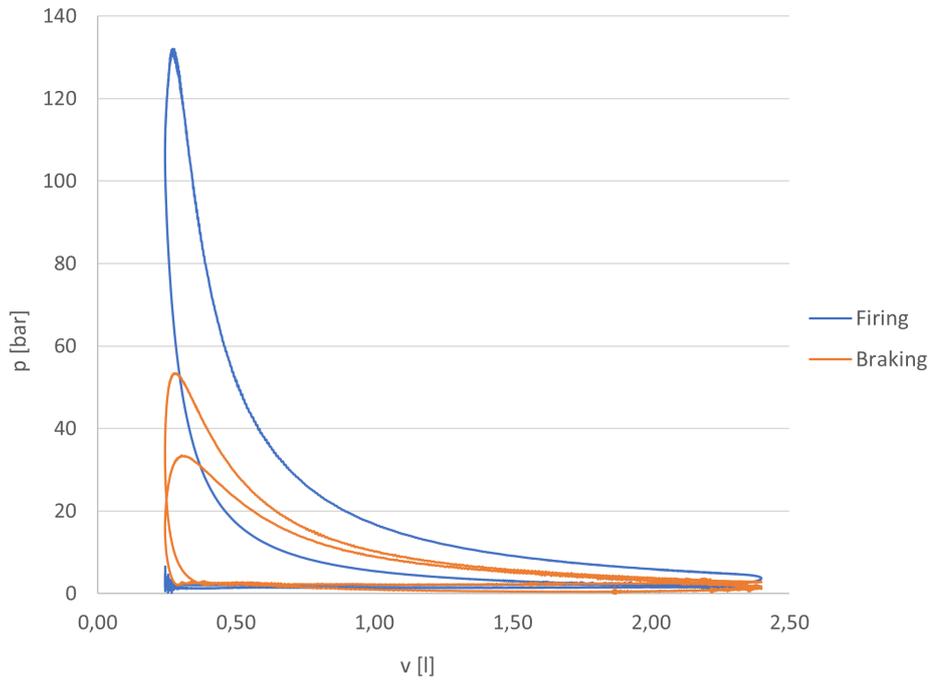


Figura 3.12. Diagramma p-V dell'XC13

Anche in questo caso i lavori in gioco e le potenze si calcolano con la stessa procedura utilizzata per il C13, ottenendo i seguenti risultati, contando tutti e sei i cilindri:

Tabella 3.6. Lavoro totale XC13

Mode	Lavoro [J]
Firing	17795,70
Braking	-17926,75

Analogamente per il calcolo della potenza, si ottiene:

Tabella 3.7. Potenza totale XC13

Mode	Potenza [kW]
Firing	296,59
Braking	-298,78

In questo caso, dai dati di targa si ha una potenza utile (in firing mode) di 258,11 kW; significa che circa 38 kW sono di potenza persa per attriti e friction presenti nel sistema.

Per attivare il sistema di engine brake, è necessario agire sulle valvole, più precisamente sul loro timing, influenzato dalla forma dell'albero a camme, perchè esso è direttamente collegato alle valvole.

Per questo si presta particolare attenzione al profilo del camshaft.

Capitolo 4

Profilo del camshaft

Il profilo della camma è direttamente responsabile del movimento della valvola e quindi del ciclo di intake e exhaust; per questo, se si vuole cambiare il ciclo per attivare l'engine brake, bisogna far variare anche il profilo della camma in modo tale da far aumentare la potenza frenante.

Di seguito è riportata una trattazione teorica utile a ricavare il profilo di camma in firing mode e in engine brake mode.

4.1 Equazione del moto

La seguente trattazione teorica è ispirata alle lezioni del Professore G. Petrucci dell'Università degli Studi di Palermo [13].

Il meccanismo con la punteria che entra in contatto con la camma (come per esempio in Fig.2.18) è un sistema a un grado di libertà nel quale la camma ruota con velocità angolare costante (ω) e il suo profilo è sagomato in modo tale che il cedente (a contatto con la camma, in questo caso la punteria) si muova con una legge traslatoria alterna nota; la legge del moto si può scrivere in funzione del tempo o dell'angolo di rotazione della camma (θ): $s = s(t)$ oppure $s = s(\theta) = s(\omega t)$.

Se è nota la funzione spostamento s , il profilo della camma può essere determinato con metodi grafici o matematici.

La legge del moto s è rappresentata mediante il valve lift diagram (diagramma delle alzate valvola), nel quale viene riportato il valore dello spostamento della valvola in funzione del crank angle. Questo diagramma stabilisce la successione, la durata e l'ampiezza dei movimenti che il meccanismo deve effettuare in base alla funzione che deve essere svolta.

Nel valve lift diagram si possono individuare quattro intervalli, i quali suddividono il periodo totale T e la rotazione angolare totale (pari a 2π):

- θ_h/T_h di salita, durante il quale s passa con continuità da 0 all'alzata h ;
- θ_a/T_a di arresto, con $s = h$;
- θ_d/T_d di discesa, durante il quale s diminuisce con continuità da h a 0;
- θ_r/T_r di riposo, nel quale si ha $s = 0$.

Si ha quindi che la somma dei $\theta_i = 2\pi$ e che la somma dei $T_i = T$. Solitamente sono noti valori delle alzate, degli intervalli θ_i e del periodo T (*o* ω), mentre non è fissata la legge del moto s in salita e discesa, la cui scelta deve essere effettuata in base alla velocità e all'accelerazione della punteria (ricavabili derivando rispettivamente una e due volte la s rispetto al tempo).

In Fig.4.1 è riportato un esempio di legge del moto del cedente (rispetto a θ), dove s' e s'' sono la velocità e l'accelerazione del cedente al variare dell'angolo di rotazione della camma (crank angle):

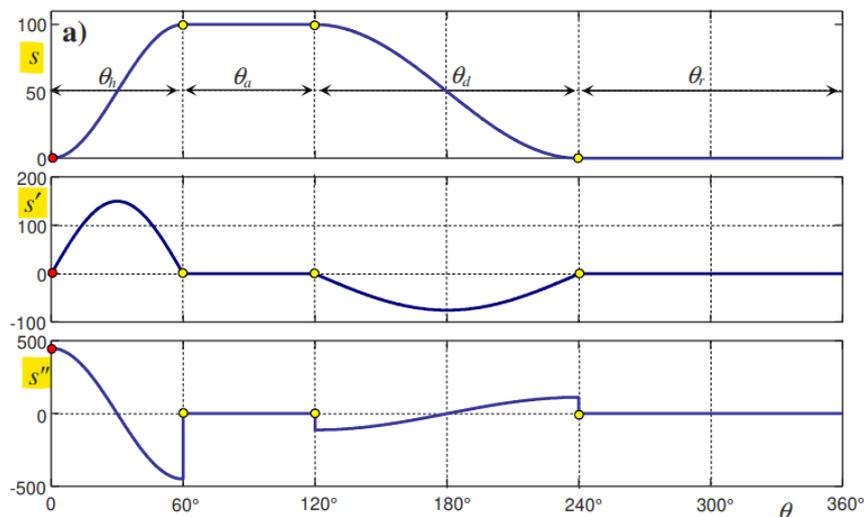


Figura 4.1. Legge del moto del cedente rispetto all'angolo di rotazione della camma θ con funzioni di salita e di discesa di tipo sinusoidale

Questa legge del moto implica il seguente profilo della camma (per punteria a coltello e a rotella):

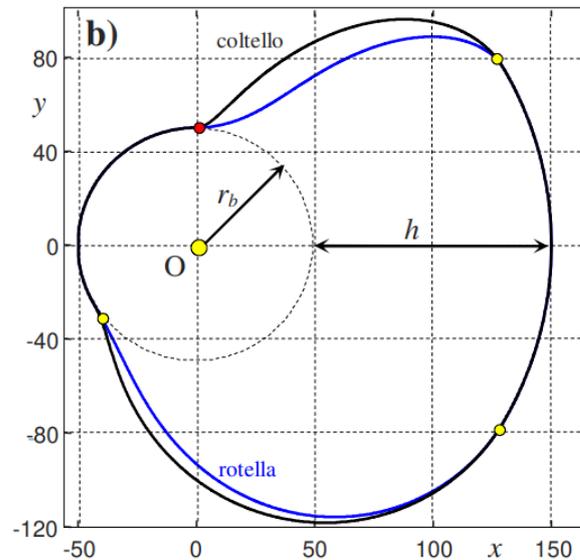


Figura 4.2. Profilo della camma

Quando si va a selezionare la legge del moto, bisogna sceglierla in modo tale da evitare spigoli che portano a salti nella funzione della velocità.

Per questo, spesso viene scelta la legge delle accelerazioni e viene determinato il diagramma degli spostamenti mediante doppia integrazione in $d\omega$.

Per questo calcolo è necessario fissare alcune condizioni, quali:

1. Velocità della punteria nulla in corrispondenza dei punti iniziali e finali del periodo di salita;
2. L'integrale della funzione s' nell'intervallo $0 - \theta_h$ è pari al valore dell'alzata h , da cui si deduce che il valor medio della velocità nell'intervallo considerato è pari al rapporto h/θ_h .

4.2 Forze e tensioni di contatto

Per dimensionare il sistema nel modo corretto, l'analisi delle forze e tensioni agenti viene effettuata considerando camma e punteria come corpi rigidi e trascurando l'attrito nel punto di contatto.

Essendo un contatto strisciante, nei calcoli di verifica strutturale, giocano un ruolo importante le tensioni hertziane e le sollecitazioni agenti lungo l'asse della

punteria stessa. Entrambi i contributi hanno andamenti ciclici che quindi possono portare a rotture per fatica.

In Fig.4.3 sono schematizzate le forze in gioco:

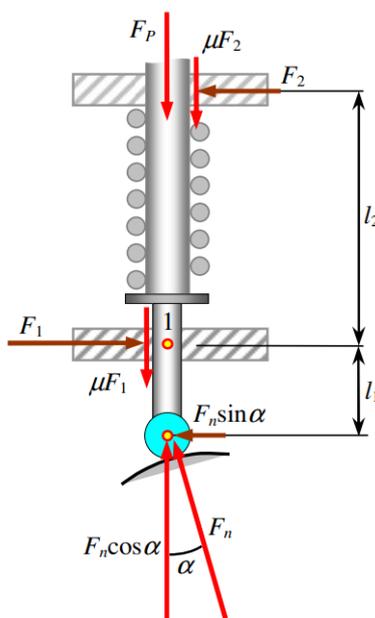


Figura 4.3. Forze in gioco nel contatto

Come si può osservare, sono presenti tre tipologie di forze: la forza F_n scambiata tra camma e punteria, le forze F_1 e F_2 trasmesse dalle guide e la forza F_p che è la risultante delle forze trasmesse alla punteria dall'esterno, dalle masse collegate e dalla massa della punteria stessa.

La forza F_n agisce nel punto di contatto tra camma e punteria e ha direzione perpendicolare alla superficie della camma, con un'inclinazione pari all'angolo di pressione α rispetto alla direzione del moto della punteria.

Di conseguenza questa forza può essere scomposta nella componente utile alla generazione del moto della punteria (verticale) e nella componente laterale (orizzontale) proporzionale all'angolo di pressione ($\sin\alpha$).

Quest'ultima componente provoca delle forze di reazione sui lati opposti della guida della punteria F_1 ed F_2 . Queste possono essere messe in relazione con la componente orizzontale della F_n mediante le equazioni di equilibrio alla rotazione e alla traslazione (in direzione trasversale) della punteria.

Questi due contributi laterali provocano delle forze di attrito tra la superficie della guida e la punteria, in verso opposto al moto della punteria stessa: μF_1 e μF_2 .

F_p , come scritto sopra, è la risultante di tutte le forze che si oppongono al moto della punteria, escluse quelle di attrito, e quindi comprende:

- Forza esterna di esercizio e forza applicata dalla molla, se presente;
- Forze di volume dovute al peso delle masse esterne collegate alla punteria e al peso della punteria stessa;
- Forze di inerzia dovute all'accelerazione di:
 - Masse esterne collegate alla punteria;
 - Massa della punteria stessa;
 - Molla (contributo considerato per un terzo).

Naturalmente nelle diverse applicazioni alcune delle forze elencate possono essere nulle o trascurabili.

In particolare, la molla di ritorno deve essere dimensionata in modo da tenere sempre il cedente a contatto con la camma.

Tenendo conto delle precedenti osservazioni, si possono ricavare le espressioni che portano al calcolo di F_n e F_p :

$$F_p = F_e + F_m + (M_e + M_p) \cdot g + (M_e + M_p + M_m/3) \cdot \ddot{s} \quad (4.1)$$

$$F_n = \frac{F_e + F_m + (M_e + M_p) \cdot g + M \cdot \ddot{s}}{\cos\alpha - \mu \cdot \frac{2l_1 + l_2}{l_2} \cdot \sin\alpha} \quad (4.2)$$

dove:

- F_e è la forza esterna resistente al moto della punteria;
- F_m è la forza della molla;
- M_e è la massa degli elementi esterni al meccanismo ma collegati al cedente;
- M_p è la massa della punteria;
- M_m è la massa della molla.

Si nota come le forze in gioco dipendano anche dall'accelerazione e dall'angolo di pressione, i quali dipendono dalla forma della camma determinata in base alla legge del moto scelta in fase di progetto.

In aggiunta alle forze sopra considerate, possono generarsi forze dinamiche dovute al gioco, alla flessibilità dei componenti e a variazioni della velocità di rotazione della camma.

Le tensioni di contatto, sono di tipo hertziano, e la massima pressione agente sulla superficie tra camma e cedente può essere quindi calcolata grazie alla teoria di Hertz:

$$p_{max} = 0.564 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_n}{b} \cdot \frac{\Delta}{\rho}} \quad (4.3)$$

nella quale:

- F_n è la forza perpendicolare alla superficie di contatto e scambiata tra camma e punteria;
- Δ è un parametro che dipende dalle costanti elastiche dei materiali di camma e punteria:

$$\frac{1}{\Delta} = \frac{1 - \nu_c^2}{E_c} + \frac{1 - \nu_r^2}{E_r} \quad (4.4)$$

- ρ dipende dai raggi di curvatura della camma (c) e della punteria (p):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_c} + \frac{1}{\rho_p} \quad (4.5)$$

Nel caso di contatto camma-piattello, $\rho_p = \infty$, per cui $\rho = \rho_c$; invece nel caso di contatto con rotella, $\rho_p = r_r$.

Si ha quindi un valore di ρ_c positivo nei punti in cui la camma ha un profilo convesso, e negativo nei punti in cui il profilo è concavo.

I raggi di curvatura variano lungo il profilo e in particolare ρ_c deve essere il più ampio possibile al fine di prevenire sollecitazioni di contatto troppo elevate.

In generale il raggio di curvatura viene determinato con la seguente relazione:

$$\rho_c = \frac{dr}{d\phi} = \frac{dx_c}{d\phi} \cdot \frac{dr}{dx_c} = \frac{1 + \left(\frac{dy_c}{dx_c}\right)^2}{\frac{d^2y_c}{dx_c^2}} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{dy_c}{dx_c}\right)^2} = \frac{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy_c}{dx_c}\right)^2\right]^3}}{\frac{d^2y_c}{dx_c^2}} \quad (4.6)$$

nella quale r e ϕ sono rispettivamente la coordinata curvilinea della funzione nel punto considerato e l'angolo della retta tangente alla funzione nel punto. Se invece i punti della curva sono identificati mediante coordinate polari, si ottiene:

$$\rho_c = \frac{\sqrt{\left[R_c^2 + \left(\frac{dR_c}{d\Phi_c}\right)^2\right]^3}}{R_c^2 + 2 \cdot \left(\frac{dR_c}{d\Phi_c}\right)^2 - R_c \cdot \frac{d^2R_c}{d\Phi_c^2}} \quad (4.7)$$

Si ha massima sollecitazione di compressione quando la punteria è a contatto con la parte convessa del profilo con il più piccolo raggio di curvatura.

Solitamente, per il camshaft, si ha cedimento per fatica, e per questo nella scelta del materiale è importante considerare un'elevata resistenza ad usura superficiale. Se le tensioni sono troppo elevate, è necessario modificare la geometria della camma; le principali correzioni riguardano l'aumento delle sue dimensioni, la variazione della funzione di spostamento s , l'aumento di θ_h/T_h e dello spessore della camma (b) oppure la sostituzione del cedente con un altro che permetta di abbassare l'angolo di pressione.

4.3 Determinazione del gioco di funzionamento

Per settare correttamente l'albero a camme rispetto al contatto con la valvola, bisogna stabilire un gioco "di partenza" il quale permetta un funzionamento adeguato.

Da [14], per gioco si intende il posizionamento relativo tra l'estremità dello stelo della valvola e la superficie del cerchio di base (più piccolo cerchio tangente al profilo primitivo della camma), come riportato in Fig.4.4.

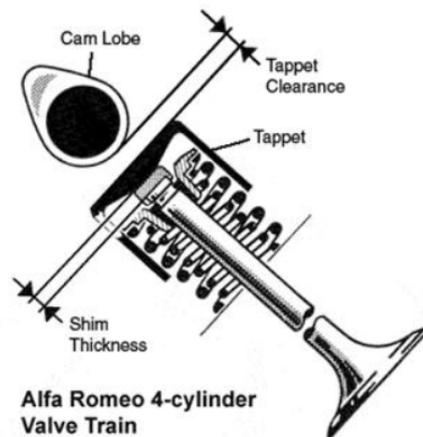


Figura 4.4. Gioco tra camma e valvola [15]

Questo gioco è assolutamente necessario, in quanto serve per la dilatazione termica dei pezzi.

Qualora esso non dovesse esserci oppure diventasse eccessivo, occorrerà procedere alla sua regolazione.

Il valore di gioco delle valvole è molto importante, in quanto influisce sulle prestazioni del motore con albero a camme nel basamento.

Se il valore del gioco diventa eccessivo, le valvole non riescono più ad aprirsi totalmente e rendono il motore notevolmente rumoroso.

Nel caso opposto, quindi se il gioco è inferiore al valore occorrente, le valvole resterebbero leggermente aperte, causando un trafilamento di gas e una conseguente perdita di efficienza di compressione, aumentandone la rumorosità.

Alterando il valore del gioco, si compromette l'esatto comportamento e quindi l'esatta prestazione dell'automobile sulla quale si è andati ad operare.

Se si utilizzano punterie meccaniche, il gioco è compensato da piattelli e in-spessimenti oppure dalle viti di registrazione, quindi non vanno considerate la

dilatazione termica lineare dello stelo e l'usura della valvola e della sua sede nel corso della vita utile del motore.

Come trattato teoricamente nel Capitolo 4.1, e tenendo conto dell'impostazione del gioco, si procede con l'analisi dei diagrammi di valve lift per i due motori considerati nel corso della trattazione.

4.4 Alzata valvola - C13

L'analisi è stata eseguita in entrambe le condizioni di firing mode e di braking mode, in modo tale da poterne confrontare i risultati.

Si riportano i diagrammi per il motore C13.

4.4.1 Firing mode C13

Viene di seguito descritto il procedimento utilizzato per ottenere il profilo dell'alzata valvola del motore C13 in firing mode, caratterizzato dai dati geometrici riportati in Tabella 3.1.1.

Si può utilizzare lo schema semplificato di Fig.4.5 per impostare il calcolo:

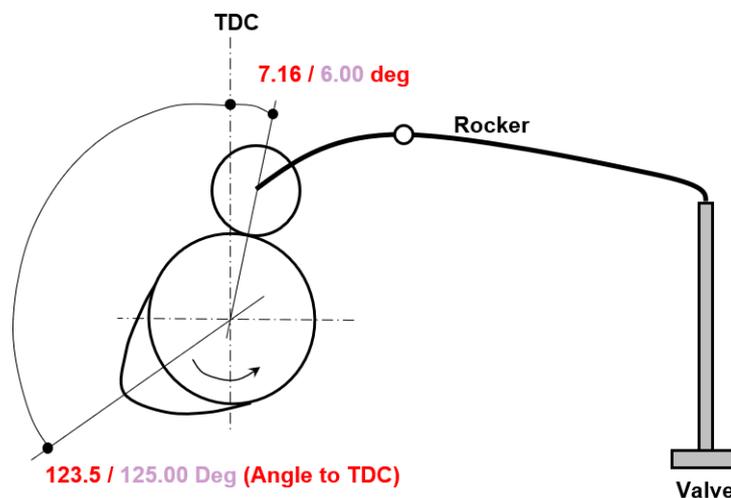


Figura 4.5. Schema semplificato C13 - Inlet

Sono rappresentati la valvola, il bilanciere con il rispettivo rullo (cerchio di dimensioni minori) che va a contatto con l'albero a camme, che si può riconoscere grazie alla sua forma non circolare.

Ora è evidente che il movimento della valvola dipenda dalla forma del camshaft. Anche in questo caso, come già svolto per il calcolo del lavoro e delle potenze in gioco nel ciclo termico, si prende il crank angle come variabile indipendente del problema, ricavando così gli altri parametri in funzione del suo valore.

Si distinguono, in due paragrafi diversi, i casi di valvola di inlet e di exhaust.

Valvola di inlet

Lo schema che rappresenta il caso delle valvole di aspirazione, è riportato in Fig.4.5. La valvola aperta si ha in un intervallo del crank angle che va dai 340 ai 572 gradi, considerando un gioco di 0,35 mm.

Quindi in questo range viene calcolata l'alzata valvola.

Da banco sono state fornite tabelle contenenti i valori del valve lift nel caso di gioco nullo. Sono quindi da correggere i valori al fine di tenere conto del gioco di 0,35 mm.

In questo caso si ottiene un valore massimo di alzata valvola di 13,058 mm:

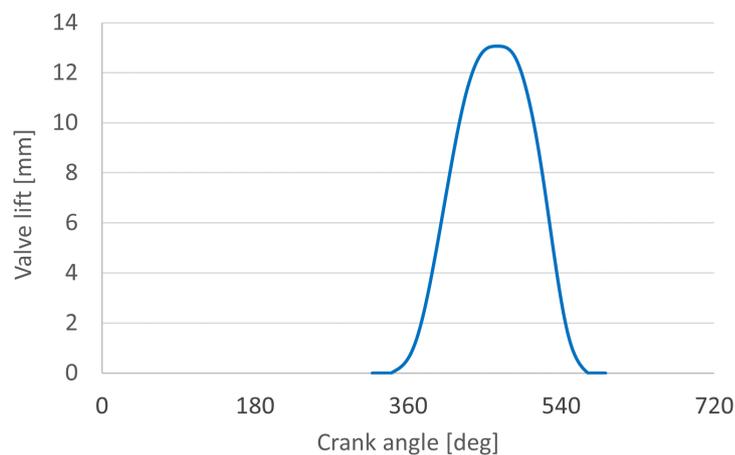


Figura 4.6. Alzata valvola inlet C13

Valvola di exhaust

Lo schema che rappresenta il caso delle valvole di scarico, è riportato in Fig.4.7.

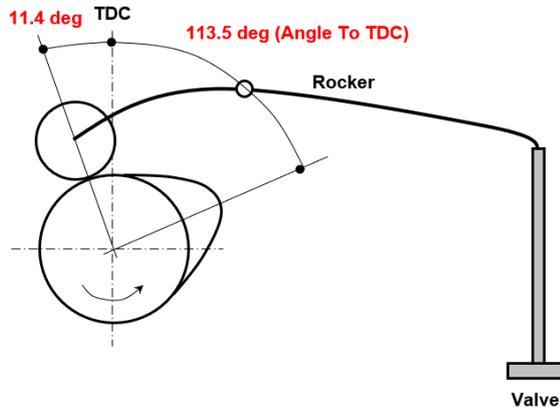


Figura 4.7. Schema semplificato C13 - Exhaust

La valvola aperta si ha in un intervallo del crank angle che va dai 131 ai 369 gradi, considerando un gioco di 2,088 mm. Vengono quindi svolti i calcoli per ottenere il valve lift della valvola di exhaust del C13. In questo caso si ottiene un valore massimo di alzata valvola di 11,503 mm:

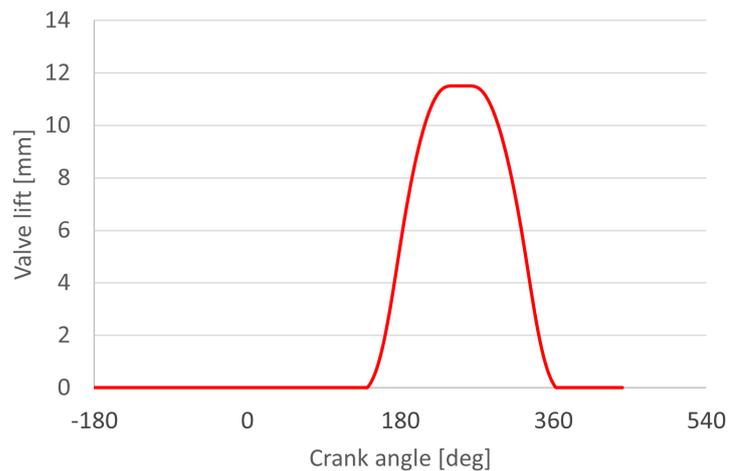


Figura 4.8. Alzata valvola exhaust C13 Firing

Si sovrappongono i due andamenti sullo stesso grafico per osservarne le differenze:

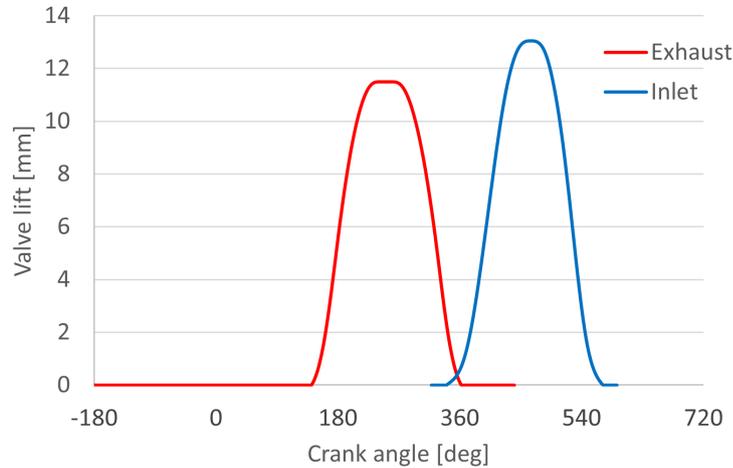


Figura 4.9. Alzata valvola in firing mode C13

Si nota come sia presente un leggero overlap tra i due movimenti delle valvole e che il valve lift delle intake valves sia maggiore rispetto a quello delle exhaust valves.

4.4.2 Braking mode C13

Si studiano le differenze delle alzate valvola nel caso di engine brake attivo.

Valvola di inlet

Per quanto riguarda le valvole di aspirazione, queste non operano durante l'azione frenante, e quindi il loro timing è identico alla fase di firing, come riportato in Fig.4.6.

Valvola di exhaust

Le valvole di scarico, invece, hanno un timing differente a seconda della modalità di guida. Nel caso di engine brake attivo, infatti, seguono una funzione nel tempo diversa rispetto al firing mode. La valvola di scarico viene aperta verso la fine

della fase di compressione.

Così facendo, l'energia utilizzata per comprimere l'aria nel cilindro non viene fornita al motore ma viene dissipata tramite il sistema di scarico. Si utilizza quindi il motore per assorbire energia e si riesce così a controllare la velocità del mezzo. Il valve lift in funzione del crank angle è riportato in Fig.4.10.

Sovrapponendo le curve delle due valvole, si ottiene il grafico riportato in Fig.4.11.

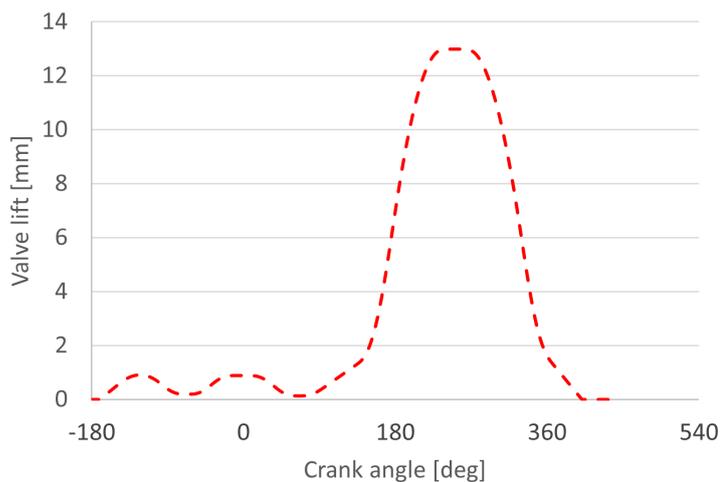


Figura 4.10. Alzata valvola exhaust C13 Braking

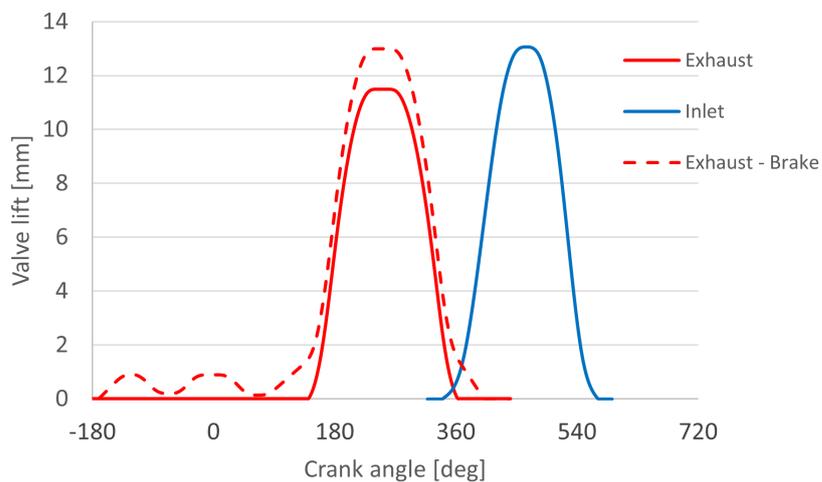


Figura 4.11. Alzata valvola C13 Firing e Braking

Si osserva come il valve lift delle valvole di exhaust non sia più rappresentato da un unico picco, come nel firing mode (Fig.4.8) ma sia costituito da tre “gobbe”, tra le quali, le prime due rappresentano il movimento della valvola a fine compressione, responsabile dell’azione frenante.

4.5 Alzata valvola - XC13

Si riportano i risultati nei due casi differenti di firing mode ed engine brake mode per il motore XC13. Il procedimento seguito è lo stesso già svolto per il C13.

4.5.1 Firing mode XC13

Vengono di seguito svolti i calcoli per ottenere il profilo dell’alzata valvola del motore XC13 in firing mode, caratterizzato dai dati geometrici riportati in Tabella 3.1.2.

Si può utilizzare lo schema semplificato di Fig.4.12 per impostare il calcolo:

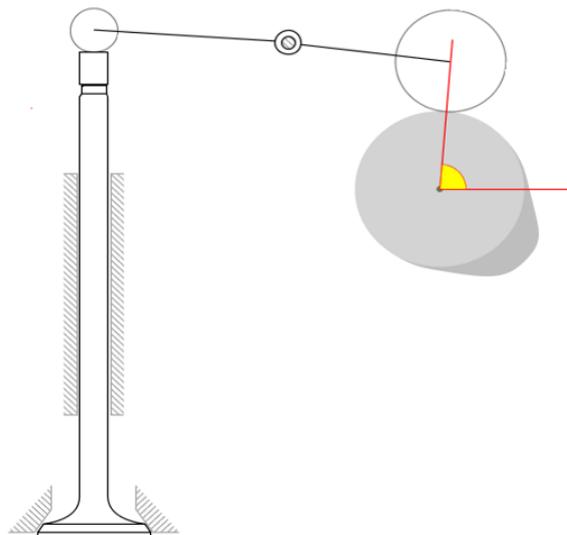


Figura 4.12. Schema semplificato XC13 - Inlet

Dove l’angolo evidenziato in rosso è pari a 86,695 gradi, e l’albero a camme è colorato in grigio scuro.

Valvola di inlet

Lo schema che rappresenta il caso delle valvole di aspirazione, è riportato in Fig.4.12.

La valvola aperta si ha in un intervallo del crank angle che va dai 344 ai 583 gradi, considerando un gioco di 0,282 mm. Quindi in questo range viene calcolata l'alzata valvola.

Da banco sono state fornite tabelle contenenti i valori del valve lift nel caso di gioco nullo. Sono quindi da correggere i valori al fine di tenere conto del gioco di 0,282 mm.

In questo caso si ottiene un valore massimo di alzata valvola di 13,019 mm:

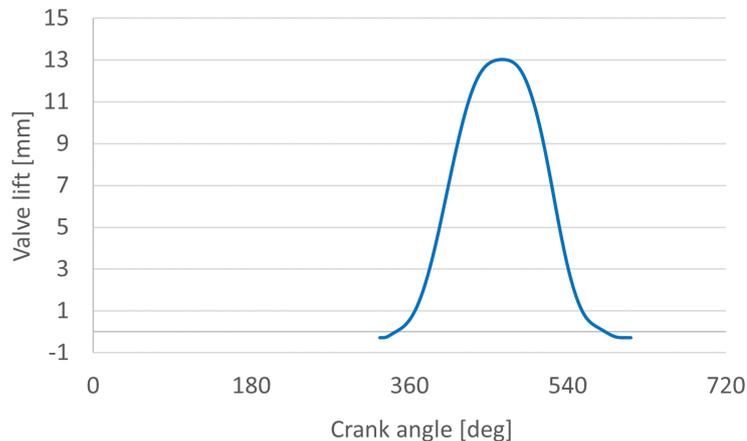


Figura 4.13. Alzata valvola inlet XC13

Valvola di exhaust

Anche le valvole di exhaust seguono lo stesso andamento delle valvole di aspirazione, con la differenza che gli angoli di apertura e chiusura sono rispettivamente 124 deg e 376 deg, raggiungendo un lift massimo di 11, 803 mm:

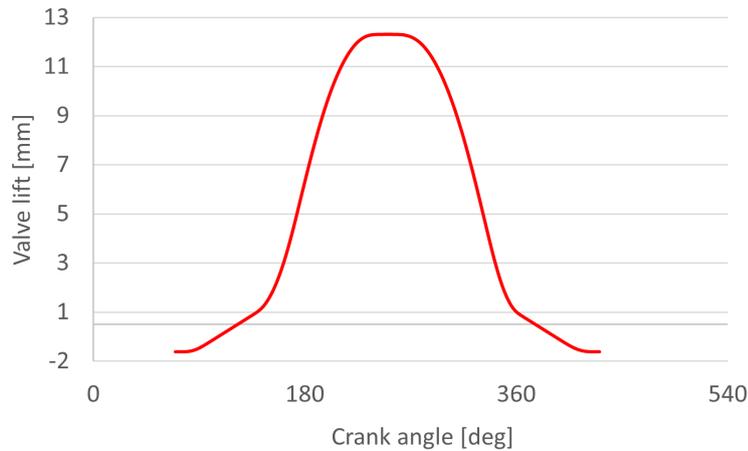


Figura 4.14. Alzata valvola exhaust XC13 Firing

4.5.2 Braking mode XC13

Si studiano le differenze delle alzate valvola nel caso di engine brake attivo.

Valvola di inlet

Per quanto riguarda le valvole di aspirazione, queste non operano durante l'azione frenante, e quindi il loro timing è identico alla fase di firing, come riportato in Fig.4.13.

Valvola di exhaust

Il valve lift per quelle di scarico, varia rispetto al caso di firing mode. Nel caso di engine brake attivo seguono una funzione nel tempo differente.

Anche in questo caso, parte dell'energia del ciclo termico viene utilizzata per frenare il veicolo, con la differenza che questa tecnologia, spiegata meglio nel Capitolo 8, fornisce prestazioni migliori a basso numero di giri.

Si utilizza quindi il motore per assorbire energia e si riesce così a ridurre la velocità del mezzo.

Il valve lift in braking mode in funzione del crank angle è riportato in Fig.4.15:

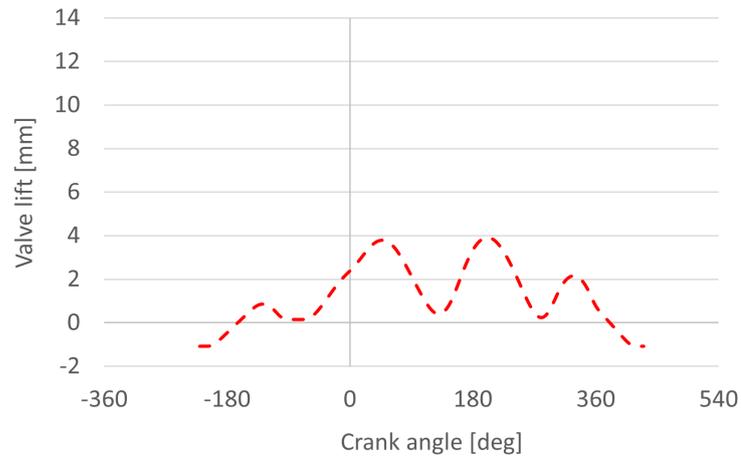


Figura 4.15. Alzata valvola exhaust XC13 Braking

Sovrapponendo le curve delle due valvole, si ottiene:

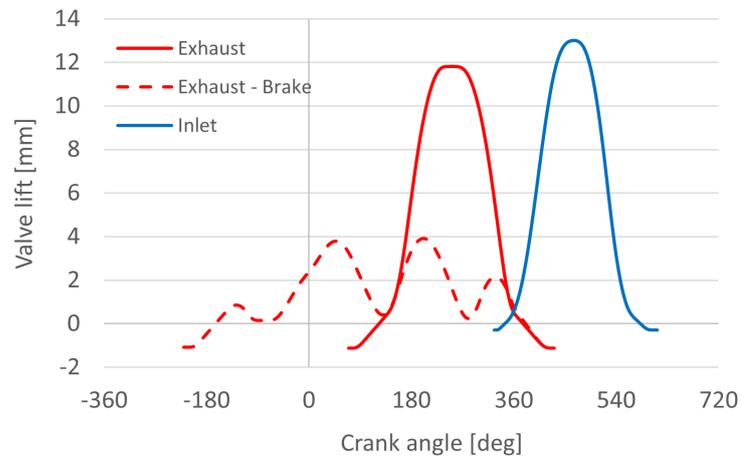


Figura 4.16. Alzata valvola XC13 Firing e Braking

Si osserva come il valve lift delle valvole di exhaust non sia più rappresentato da un unico picco, come nel firing mode (Fig.4.13) ma sia costituito da quattro "gobbe", responsabili dell'azione frenante.

Bisogna ora capire come questo è ottenuto praticamente nel motore, andando ad analizzare nel dettaglio i componenti dei sistemi che permettono di ottenere una potenza frenante e che sono al momento disponibili sul mercato.

Capitolo 5

Tipologie di freno motore

Nella realtà industriale di FPT, vengono utilizzate diverse tecnologie di engine brake.

Per esempio, sul motore C13 (Capitolo 7), viene montato un engine brake che utilizza due bilancieri (intake e exhaust) e una leva per ritardare la chiusura della valvola di scarico (lost motion).

Invece, per quanto riguarda il motore XC13 (Capitolo 8), è utilizzato un freno motore sul quale sono presenti tre bilancieri (intake, exhaust, engine brake) i quali permettono la regolazione del moto della valvola di exhaust.

FPT Industrial vede, tra i propri fornitori, Jacobs, che, dal 1961, è all'avanguardia nella progettazione, collaudo e produzione di freni motore ad alte prestazioni per gli OEM (Original Equipment Manufacturer) di motori di tutto il mondo.

Il portfolio di Jacobs presenta tra le proprie soluzioni di engine brake:

- **High Power Density e.b. (HPD) [16]:** è la soluzione più leggera e con il miglior rapporto qualità prezzo (costa circa 3500€ in meno rispetto agli altri veicoli). Inoltre offre la più alta tecnologia di ritardo di potenza disponibile, fornendo circa il doppio della potenza frenante rispetto al compression release brake, come possiamo osservare dalla Fig.5.1 (con HPD su motore natural gas):

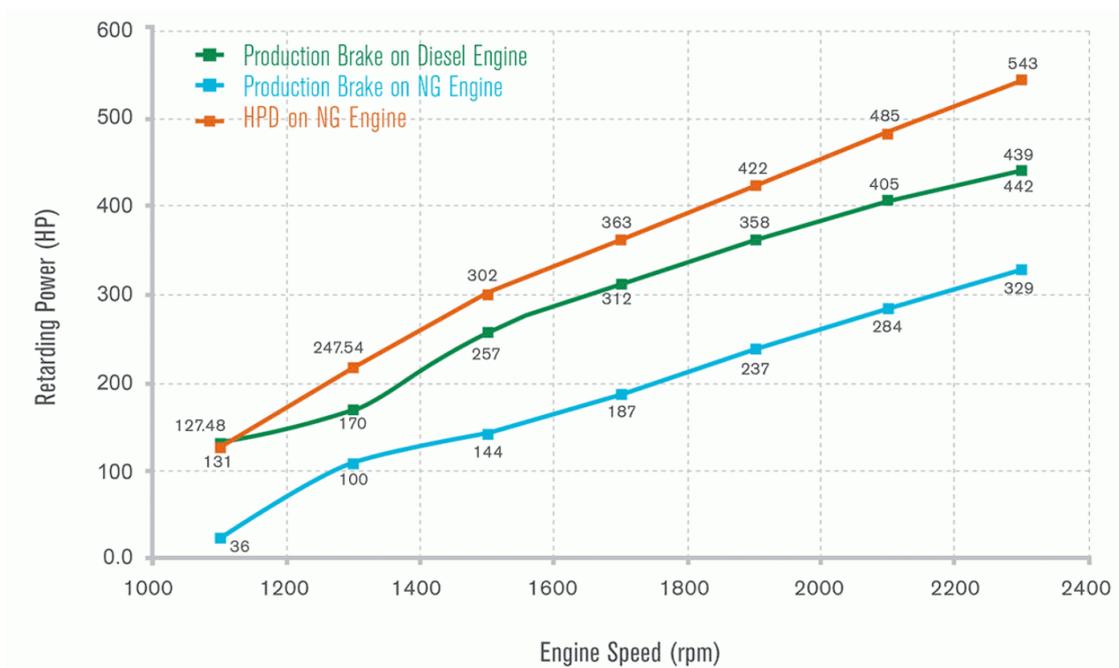


Figura 5.1. Caratteristica HPD

- **Compression Release e.b. [17]:** se attivato, il freno motore altera il funzionamento delle valvole di scarico in modo tale che il motore funzioni come un compressore d'aria che assorbe potenza. Ciò fornisce un'azione di rallentamento alle ruote motrici del veicolo, consentendo di avere un migliore controllo del veicolo senza utilizzare i freni di servizio. Questo si traduce in una minore manutenzione del freno di servizio, tempi di intervento più brevi e un costo totale di proprietà inferiore. Per i motivi sopracitati, è la soluzione più diffusa, disponibile in diverse versioni:
 - a. Dedicated cam rocker brake: punto di riferimento per tutti i sistemi montati sui mezzi pesanti;
 - b. Lost motion integrated rocker brake: il freno motore e lo scarico sono integrati in un unico bilanciere;
 - c. Lost motion bridge brake: il freno motore è integrato nel traversino di scarico;
 - d. Bolt-on slab brake: è la soluzione tradizionale con minimo o nessun impatto sul valvetrain;

e. High power density: è la combinazione di engine brake e disattivazione del cilindro per aggiungere maggiore potere frenante.

- **Lashless Valvetrain con e.b (HLA) [18].:** questa tecnologia è stata fortemente voluta sui mezzi pesanti per eliminare la necessità di regolare il gioco per ottimizzare il design dell'albero a camme per garantire le prestazioni del motore.

I freni convenzionali non sono compatibili con quelli HLA perchè nei secondi si ha un'estensione che potrebbe portare ad un contatto tra la valvola e il pistone.

In questo caso viene applicata una forza di reazione al HLA durante la fase frenante per prevenire l'eccessiva estensione. Questa tecnologia sarà approfondita in seguito;

- **Bleeder Brake [19]:** è la soluzione utilizzata in motori con piccola cilindrata e con capacità di carico ridotta;

- **Exhaust Brake [20]:** con questa tecnica si fornisce ulteriore potenza frenante al veicolo limitando il flusso dei gas di scarico e aumentando la compressione al motore.

Il freno motore può essere utilizzato da solo o in combinazione con altre tecnologie di frenata Jacobs.

Questa tecnologia non fornisce una potenza frenante elevata quanto l'HPD, ma allunga la durata dei freni di esercizio di circa tre volte e può essere completamente integrata nel veicolo per performance migliori.

Oltre a Jacobs, FPT si rifornisce anche da Eaton Corporation Plc [21], multinazionale statunitense con sede principale a Dublino che opera nei settori Electrical e Industrial.

Eaton si occupa della produzione di sistemi di engine brake montati su mezzi leggeri, medi e pesanti.

Tra le soluzioni da loro proposte troviamo [22](in azzurro l'azione frenante e in rosso quella di scarico):

- **Bilanciere integrato senza reset:** prevede una frenata single stroke, causata dalla rotazione del camshaft che implica il movimento del bilanciere di exhaust, responsabile dell'azione frenante.

In questo caso viene ritardata la chiusura della valvola di exhaust tramite un'azione idraulica comandata dal sistema di distribuzione dell'olio.

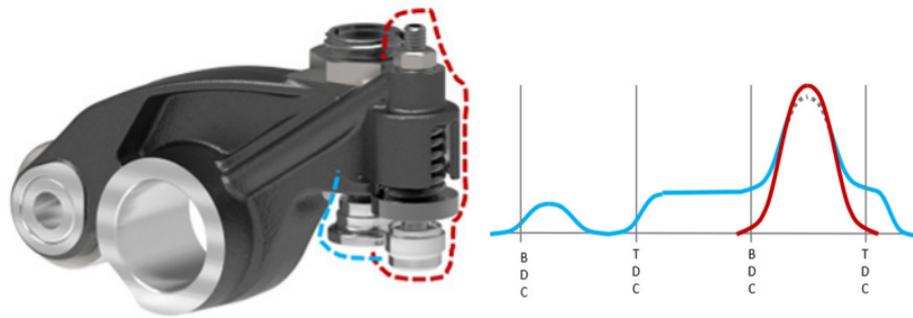


Figura 5.2. Integrated rocker without reset

- **Bilanciere integrato con reset:** anche in questo caso si ha una single stroke braking, causata dalla rotazione del camshaft che implica il movimento del bilanciere di exhaust, responsabile dell'azione frenante.

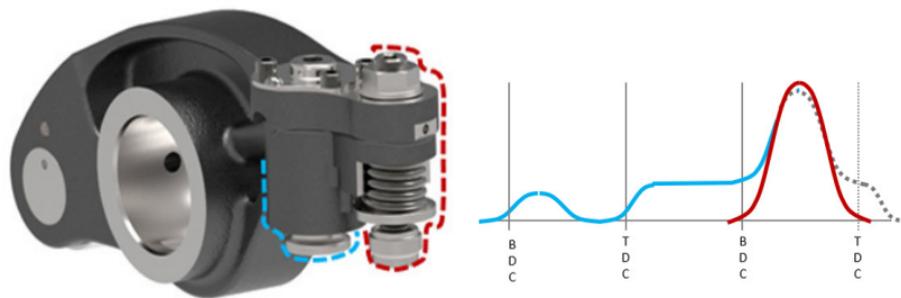


Figura 5.3. Integrated rocker arm with reset

Però, in questo caso, durante la fase di scarico si ha un reset in quanto il profilo di chiusura della valvola di exhaust non viene modificato dall'azione frenante, come si può osservare dalla Fig.5.3.

I principali vantaggi che si possono trarre da questa tecnologia, sono un packaging più semplice rispetto all'engine brake con bilanciere dedicato (Fig.5.4) e la massima potenza frenante nell'azione a single stroke.

- **Con bilanciere dedicato:** come nei precedenti metodi, si ha un'azione frenante a single stroke, ma in questo caso si ha un'azione separata tra il bilanciere di exhaust e il bilanciere di brake.

Questo porta ad una maggiore flessibilità nella progettazione delle camme ma anche ad un ingombro maggiore, richiedendo volumi più elevati.

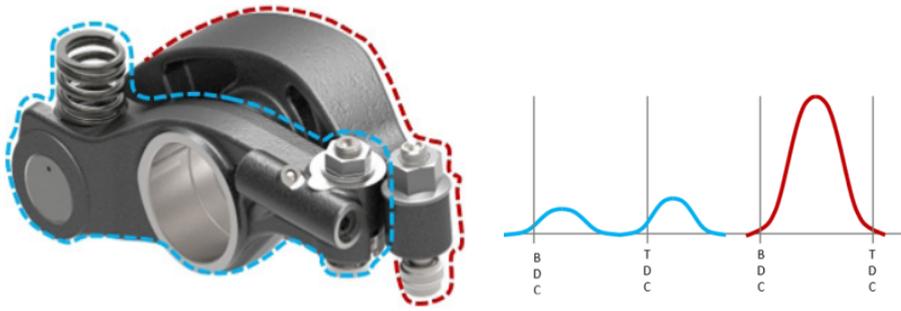


Figura 5.4. Dedicated rocker arm

- **1.5 e 2 strokes:** rispetto al freno motore convenzionale, è in grado di erogare una potenza frenante più alta a basse velocità.

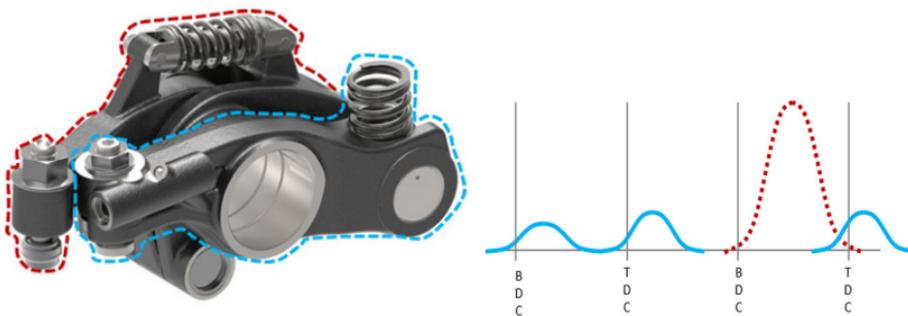


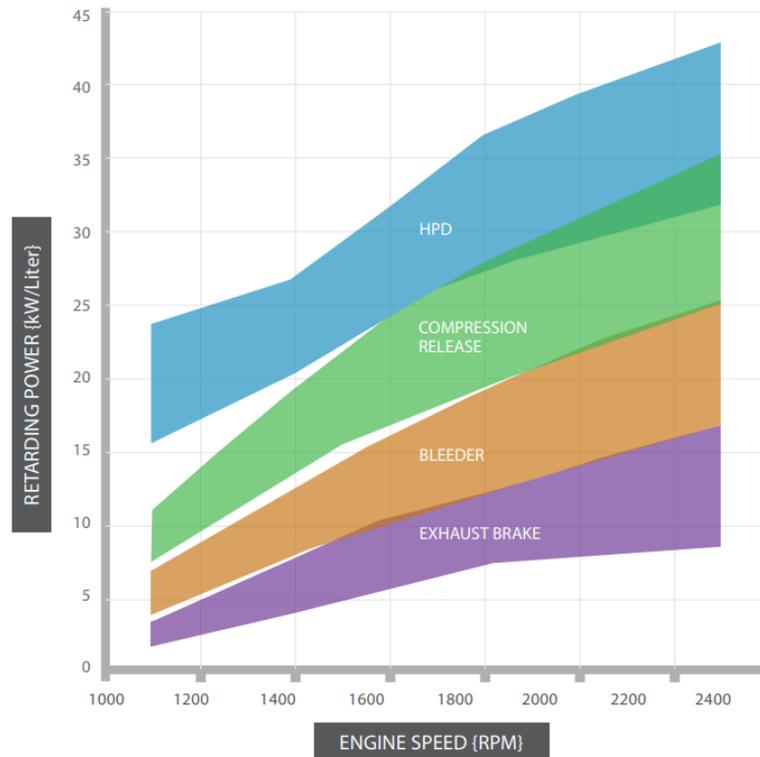
Figura 5.5. 1.5 and 2 strokes

Questo perchè prevede un ulteriore ciclo di frenata per giro di camma. Questa tipologia è quella che si adatta meglio ai combustibili alternativi con un basso rapporto di compressione. In questo caso viene "annullata" la fase di exhaust e viene sostituita dalla fase frenata, come si osserva dalla Fig.5.5:

5.1 Confronto

Si riporta di seguito un confronto tra le potenze frenanti in gioco nelle diverse tipologie analizzate nel paragrafo precedente proposte da Jacobs:

Il freno motore - Tipologie - Confronto



* Demonstrated engine brake performance ranges from various engine tests and simulation results

Figura 5.6. Confronto tra le tipologie di engine brake

Si può notare che l'alternativa HPD, come già scritto prima, è quella che presenta le più alte potenze frenanti, anche ad un basso numero di giri.

In generale, si copre quasi tutta l'area grafica, sintomo di una grande possibilità di scelta a seconda delle necessità.

Capitolo 6

I componenti principali del sistema di engine brake

Per poter analizzare completamente l'engine brake di un veicolo, è opportuno prima conoscere nel dettaglio i componenti principali che lo compongono.

Nel nostro caso troviamo il rocker arm, la valvola (già descritta nel Capitolo 2), la molla, il bridge e il camshaft.

Questi sono descritti nei paragrafi seguenti.

6.1 Il rocker arm o bilanciere

L'intera trattazione fa riferimento a [23], il quale descrive nel dettaglio le tecnologie esistenti, le loro caratteristiche geometriche e il loro funzionamento.

6.1.1 Tipologie e funzionamento

In riferimento alla Fig.2.5, la realtà aziendale di FPT Industrial, adotta le soluzioni II (end pivot rocker arm), III (center pivot rocker arm) e V (center pivot rocker arm with pushrod):

- **Archetipo II - End pivot rocker arm:** il perno è posizionato ad una estremità del bilanciere, come si può vedere nella Fig.6.1.

È dotato di un dispositivo idraulico di regolazione del gioco che agisce da fulcro e di un bilanciere che funge da ponte tra il regolatore del gioco e il pacco valvole.

Circa a metà del sistema, sopra il bilanciere, un albero a camme spinge il

bilanciere verso il basso che apre la valvola.

Il tipo II è il sistema più usato nelle automobili e nei motori per autocarri leggeri.

Non ci sono restrizioni per quanto riguarda il tipo di carburante da utilizzare. Questa configurazione è meglio conosciuta come *Single Overhead Camshaft* (SOHC) se il motore ha un solo albero a camme, oppure *Double Overhead Camshaft* (DOHC) se sono presenti due alberi a camme.

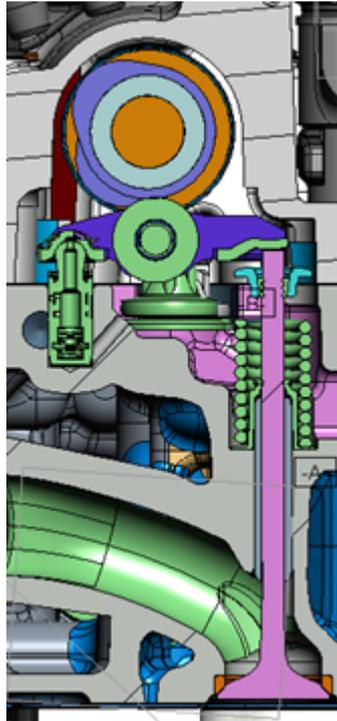


Figura 6.1. End pivot rocker arm

Il sistema idraulico di regolazione del gioco è annegato nella testa del cilindro e l'olio che si rende necessario per la regolazione, viene fornito tramite una o più gallerie.

Essendo tutti i componenti del valve train sempre in contatto tra loro, non è possibile regolare meccanicamente il gioco, portando a meno rumore nel caso di partenza a freddo.

Un altro vantaggio è rappresentato dal packaging, dato che il volume totale del sistema è relativamente piccolo. Inoltre i costi per i processi sono contenuti in quanto il bilanciere è spesso ottenuto con procedure più economiche

rispetto alla forgiatura e alla colata.

Ha dei punti deboli, quali i limiti dimensionali (si hanno difficoltà a costruire bilancieri idonei a motori più grandi) e il carico trasversale, che nel caso dello stantuffo HLA è da tenere in considerazione;

- **Archetipo III - Center pivot rocker arm:** ha il fulcro all'interno dell'ingombro del bilanciere, quasi al centro, come si vede dalla figura:

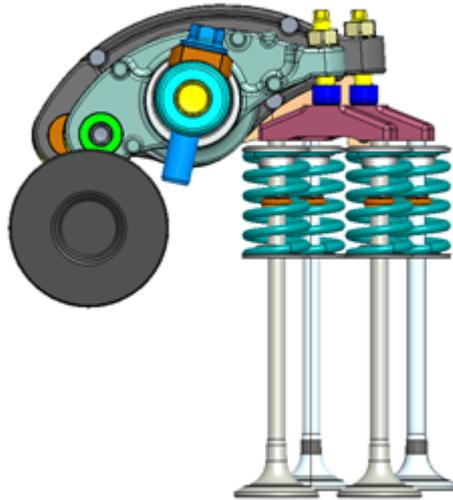


Figura 6.2. Center pivot rocker arm

I bilancieri sono montati su un albero, che è avvitato sulla testata cilindrica. L'albero dei bilancieri può mantenere nella giusta posizione i bilancieri di un singolo cilindro o, più comunemente, tutti i bilancieri del motore; in questo caso l'albero è lungo quanto la testata.

L'albero a camme è posizionato sotto il rullo del bilanciere che si trova ad un'estremità del bilanciere.

All'altra estremità è presente un contatto strisciante tra il bilanciere e le valvole.

Se ogni bilanciere attiva due valvole, è necessario interporre un traversino tra i due elementi, in modo tale che ad ogni bilanciere, siano connesse due valvole, le quali si muovono in contemporanea.

Come enunciato in precedenza, il sistema di regolazione del gioco è posizionato sul naso del bilanciere, e in questo caso può essere sia meccanico che idraulico.

Quello meccanico si ottiene con l'ausilio di una vite serrata sul naso del bilanciere e da un dado che blocca la regolazione nella posizione richiesta.

Il regolatore idraulico si trova nella stessa posizione di quello meccanico. Una galleria che attraversa il bilanciere, consente il passaggio dell'olio fino alla capsula idraulica.

Questa configurazione viene utilizzata in alcune automobili ma soprattutto in motori per applicazioni gravose.

È un archetipo molto robusto, che consente una regolazione meccanica ed idraulica e con la possibilità di comandare una coppia di valvole col moto di un solo bilanciere.

Di contro ha il peso elevato e una progettazione costosa, perchè il bilanciere viene prodotto tramite forgiatura o colata;

- **Archetipo V - Center pivot rocker arm with pushrod:** è una configurazione molto simile all'archetipo III ma in questo caso l'albero a camme è posizionato dentro il blocco cilindri, direttamente connesso all'albero motore tramite un ingranaggio.

Il moto del treno valvole è trasmesso tramite un'asta e un sollevatore, posizionati tra l'albero motore e il bilanciere, come illustrato in figura:



Figura 6.3. Center pivot rocker arm with pushrod - traditional version

Come per il tipo III, se si aggiunge un traversino, si possono comandare due valvole per ogni bilanciere.

Questo layout viene utilizzato soprattutto per ridurre l'altezza del motore, ed è quindi usato per motorcycle e motori a V.

La regolazione del gioco avviene analogamente al tipo III. Se è idraulica, possiamo avere due possibilità:

1. L'elemento idraulico viene inserito nella punteria;
2. L'elemento idraulico viene inserito nel bilanciere.

Questa configurazione presenta alcuni vantaggi, quali la possibilità di avere entrambe le tipologie di regolazione (idraulica e meccanica), l'opportunità di comandare due valvole con un solo bilanciere, ed infine è una struttura compatta, consentendo una riduzione degli ingombri.

Purtoppo però, presenta alcune limitazioni; essendo un sistema molto pesante perchè formato da numerosi componenti, richiede una progettazione dispendiosa, anche dal punto di vista del processo, che deve essere di forgiatura o di colata.

Recentemente è stata sviluppata una nuova soluzione, la quale è composta da un supporto (del bilanciere) con un fulcro sferico (invece che cilindrico) e con il rocker arm ottenuto per stampaggio al posto della forgiatura o della colata.

Questo sistema è più leggero ed economico della soluzione precedentemente adottata.

6.1.2 Materiali e trattamenti

I materiali suggeriti per i componenti sono i seguenti:

- **Rocker arm body:**
Forgiatura → Ghisa Gh 65-48-05 acc. to I.S. 15-2218
Laminazione → 16MnCr5 acc. to I.S. 15-2427;
- **Roller** (se presente):
100Cr6 acc.to I.S. 15-2670;
- **Rocker shaft:**
C50 acc. to I.S. 15-2512 C30 acc. to I.S. 15-2501.

Sono invece consigliati i seguenti trattamenti termici:

- **Rocker arm body:**
Forgiatura → F:FAG 6 acc. to I.S. 18-1106
Forgiatura: nitrurazione morbida acc. to I.S. 15-2105
Laminazione → carbonitrurazione acc. to I.S. 15-2427;
- **Roller** (se presente):
Indurito e rinvenuto acc. to I.S. 15-2670;

- **Rocker shaft:**

Temprato ad induzione acc. to I.S. 15-0140.

6.1.3 Regolazione del gioco

Regolazione meccanica

In caso di regolazione meccanica del gioco, è necessario lasciare una certa distanza tra i componenti del valve train.

Altrimenti, con l'incremento della temperatura durante l'esercizio, la dilatazione termica dello stelo può mettere e repentaglio la tenuta perfetta tra valve seat e seggio.

La regolazione meccanica è controllata dal gruppo motore e il gioco lasciato sul sistema dipende dalla successiva applicazione: varia per ogni motore e per ogni tipo di valvola.

Questo tipo di regolazione si ottiene con l'ausilio di un particolare strumento di calibrazione composto da una serie di piccole lame di lamiera di diversi spessori. Una volta scelta l'entità del gioco, le lamine, la cui somma degli spessori corrisponde al gioco totale, sono posizionate tra la punta della valvola e il punto di contatto con il bilanciere.

Viene quindi avvitata la vite di regolazione fino a quando non tocca fermamente gli spessori aggiunti.

È importante fare attenzione alla progettazione della vite di regolazione: la sua lunghezza deve essere sufficiente alla regolazione considerando anche la catena di tolleranza di tutti i componenti.

La testa della vite solitamente ha un intaglio che consente l'avvitamento e che deve sporgere del controdado.

Inoltre, sulla punta dello stelo, bisogna lasciare un certo spazio per evitare conflitti tra la punta della valvola e il corpo del bilanciere, come evidenziato in Fig.6.4. Può essere necessario regolare il gioco anche dopo qualche ora di esercizio, a causa dell'usura ricavata sulla superficie della valvola coinvolta nel contatto con il seggio. A causa di questa usura, la distanza tra i due elementi cambia, portando a valori diversi di gioco.

Si deve quindi riportare il gioco al valore di progetto tenendo conto dell'usura sulla valvola.

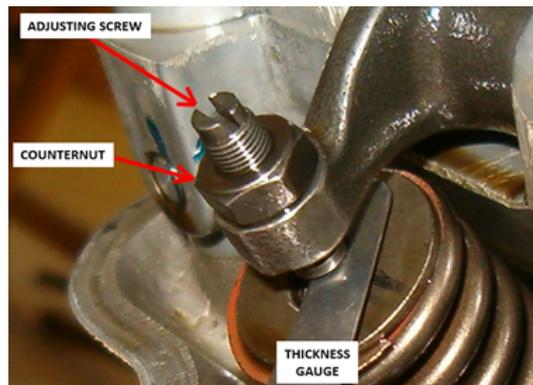


Figura 6.4. Regolazione meccanica del gioco

Regolazione idraulica

Se invece si ha una regolazione idraulica, la valvola è sempre in contatto con il seggio e il gioco è recuperato dal ritiro del pistone all'interno del sistema idraulico.

All'interno del sistema idraulico è presente un liquido che si comporta come un fluido non Newtoniano. Ciò significa che a basse velocità si comporta come un liquido, mentre ad alte velocità come un solido, opponendo un'elevata resistenza. Questo permette una continua ed autonoma regolazione del gioco.

6.1.4 Geometria

Nel valve train di tipo I, la camera e il lifter sono coassiali, quindi, per avere un certo sollevamento massimo, è necessario replicare lo stesso profilo di sollevamento sul lobo della camma dell'albero.

Questo perchè non ci sono parti intermedie che possono influenzarne il comportamento assiale.

Negli altri archetipi, il bilanciere è posizionato tra la valvola e il lobo dell'albero a camme.

Questo è un layout più complesso che porta a differenze di profili tra la valvola e le camme, implicando una differenza tra i due sollevamenti: il valve lift è sempre maggiore del cam lift.

Per progettare questo componente, un parametro è particolarmente importante: il rocker ratio, definito come il rapporto tra i bracci del bilanciere:

$$\text{Rocker ratio} = R_v/R_p$$

dove:

- R_v : distanza tra il perno e il centro del raggio della pastiglia della valvola;
- R_p : distanza tra il perno e il centro del rullo.

Questo rapporto è evidenziato nelle figure seguenti:

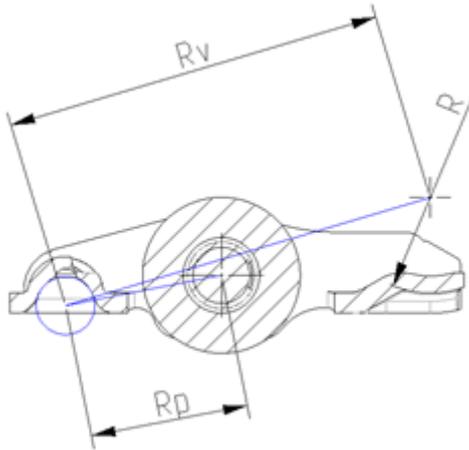


Figura 6.5. Rocker ratio tipo II

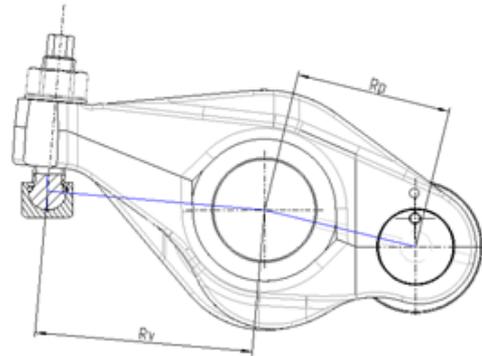


Figura 6.6. Rocker ratio tipo III

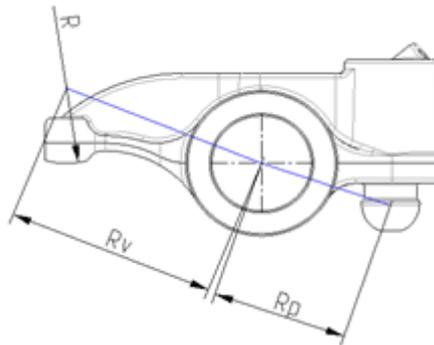


Figura 6.7. Rocker ratio tipo V

Generalmente i valori del RR sono compresi tra 1,3 e 1,6.

Il valore preciso viene determinato a partire dal carico desiderato, che a sua volta rappresenta un compromesso tra forze, stress, velocità ed accelerazioni dell'intero sistema.

Questo valore è quindi influenzato dal valve lift e dal profilo dell'albero a camme.

6.1.5 Condizioni al contorno

Il bilanciere è tenuto in posizione in tre punti:

1. Albero a camme/roller;
2. Valvola/pad;
3. HLA/presa.

Contatto con camshaft

In esercizio, il bilanciere ha anche il ruolo di convertire il moto rotativo dell'albero in un moto lineare di traslazione della valvola.

A seconda del layout di valve train preso in considerazione (Fig.2.5) il contatto tra la camma e il bilanciere genera delle perdite di energia legate alla frizione tra le due parti.

Con l'aggiunta di un lubrificante, questo effetto viene mitigato.

Il contatto può essere strisciante o volvente, come evidenziato nelle figure sottostanti:



Figura 6.8. Contatto strisciante

Per ridurre queste perdite di potenza, generalmente il contatto strisciante viene sostituito con un contatto volvente. Viene quindi convertita la superficie di contatto (pad) con un rullo, il quale riduce l'attrito tra le due parti.

L'attrito continua ad esistere ma è tutto riferito al singolo elemento (rullo) e si trova tra il rullo e il suo asse.

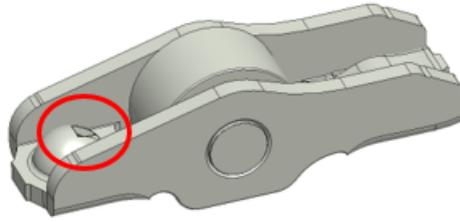


Figura 6.9. Contatto volvente

Per controllare questi attriti ci sono diverse soluzioni, tra le quali troviamo i cuscinetti a rullini e l'applicazione di strati protettivi anti-attrito.

Inoltre è possibile lasciare la rotazione libera del rullo attorno all'asse e all'interno del bilanciere, aggiungendo un anello elastico che mantenga l'anello esterno del cuscinetto nella posizione corretta, come si può notare dalla figura sottostante:

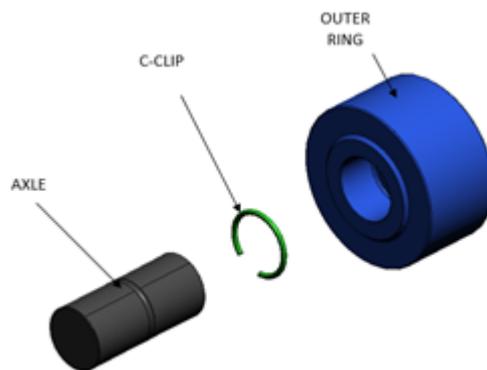


Figura 6.10. Cuscinetto ed anello elastico

Contatto con la valvola

Il contatto con la valvola può essere diretto o con parti intermedie come per esempio ponti valvola.

Nel caso di contatto diretto, il punto più sollecitato è il punto di contatto tra il pad del bilanciere e la punta della valvola. Si ha quindi strisciamento tra i due componenti con scambio di forze elevate provenienti dalla rotazione dell'albero a camme.

Queste forze devono superare la forza di reazione della molla per aprire la valvola.

Per diminuire gli stress di contatto, è necessario utilizzare degli accorgimenti geometrici. Per esempio si ha che la distanza tra il punto di contatto a valvola chiusa e valvola aperta deve essere al massimo $1/3$ della superficie dell'estremità della punta della valvola e deve essere posizionata il più possibile al centro della superficie della punta; questo rapporto viene chiamato *Pad Travel*.

Alcuni fornitori consigliano che la distribuzione del Pad Travel sia disallineata fino ad un rapporto del 40-60% rispetto all'asse della valvola.

Per ottenere la corsa del pattino desiderata, il raggio del pattino deve essere dimensionato adeguatamente. Una riduzione del raggio porterebbe ad una diminuzione della corsa e di conseguenza a stress più alti. Viceversa per un raggio crescente.

In conclusione, il raggio del pattino deve essere un compromesso tra la corsa e le tensioni generate.

In figura sono evidenziati i punti di contatto nei due casi di valvola aperta e valvola chiusa:

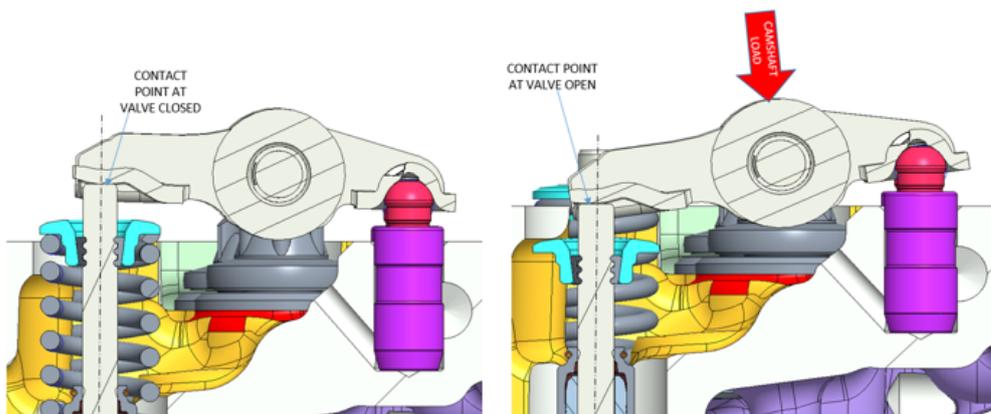


Figura 6.11. Punti di contatto a valvola chiusa (sx) e a valvola aperta (dx)

Bisogna anche considerare che la superficie del pattino è convessa per ridurre gli stress da contatto, e prende il nome di bombatura (*crown*).

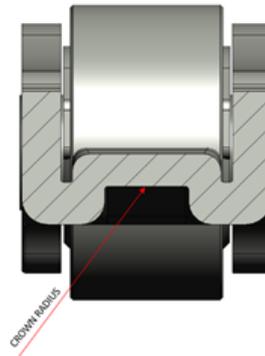


Figura 6.12. Dettaglio bombatura

Sui bilancieri ottenuti con laminazione, il raggio della regione bombata è ottenuto direttamente dagli utensili, mentre per i bilancieri ottenuti per forgiatura, il raggio è ottenuto mediante lavorazione successiva.

Si può avere contatto anche tramite il tappo della valvola (valve cap); questo si utilizza quando le tensioni in gioco sono molto elevate si rende quindi necessario distribuirle su una superficie più ampia.

Si interpone un tappo tra il pattino del bilanciere e la punta della valvola, in modo tale che gli stress nel punto di contatto agiscano sulla superficie superiore del tappo, come si può vedere dalla figura sottostante:

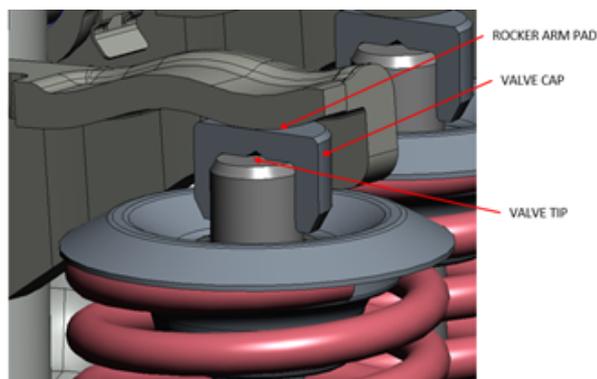


Figura 6.13. Valve cap

Il rocker arm o bilanciere - Condizioni al contorno - Contatto con l'asta di spinta

Un'altra possibilità prevede l'aggiunta di un traversino che collega due valvole ad un unico bilanciere. Si ha così la possibilità di comandare due valvole con il movimento di un solo bilanciere.

Il traversino è un oggetto di acciaio posizionato sopra la punta delle due valvole ed è tenuto in posizione da due fessure che si adattano alle punte delle valvole.

In questo caso la corsa sul traversino non è tanto ampia ma bisogna tenerla in considerazione durante la fase di progettazione del layout del valve train.

Con questa configurazione (con il traversino) viene utilizzata una capsula nel punto di contatto del bilanciere, chiamata *elephant foot* (Fig.6.15).

La parte interna di questo componente ha la forma di una cupola e l'anello di tenuta non viene utilizzato in esercizio ma solo per il trasporto.

Il gioco meccanico presente è evidente nella Fig.6.14, nella quale si può notare tra il l'elephant foot blu e il traversino viola un piccolo gap.

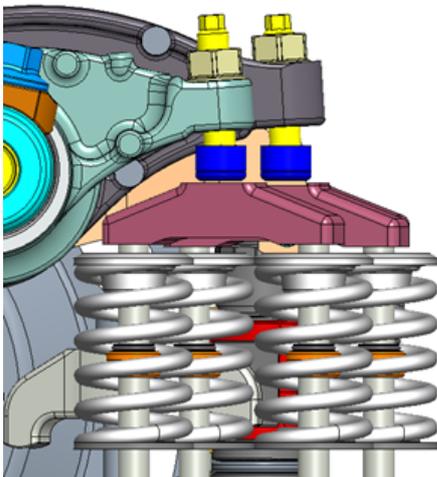


Figura 6.14. Gioco meccanico

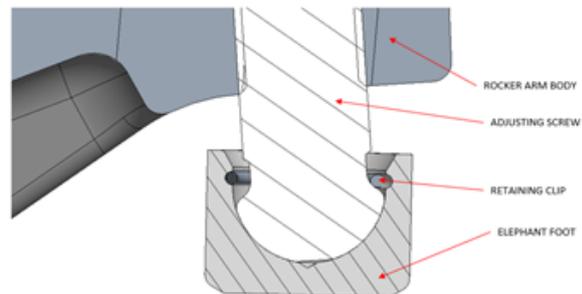


Figura 6.15. Elephant foot

Contatto con l'asta di spinta

Questo contatto è ottenuto da due superfici sferiche teoriche. A causa dei processi di lavorazione, non è possibile ottenere due superfici sferiche perfette: una delle due superfici sarà sferica (sfera) e l'altra avrà una sorta di forma a cupola (cavità), come rappresentato in Fig.6.16.

L'incavo ha un raggio maggiore rispetto alla sfera ed i centri delle superfici dell'incavo hanno una precisa distanza dal centro della sfera.

Nella Fig.6.16 sono evidenziati i due punti di contatto (contact points) tra le due

parti. Se consideriamo l'interrezza delle superfici della sfera e dell'incavo, il contatto giace su una circonferenza (contact circumference).

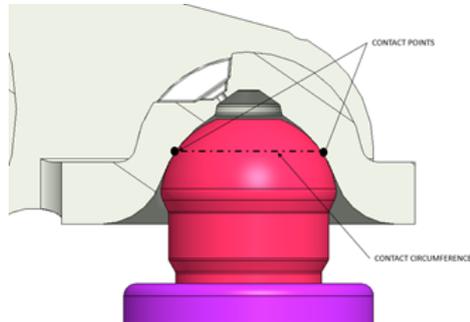


Figura 6.16. Contatto con sfera dell'asta di spinta

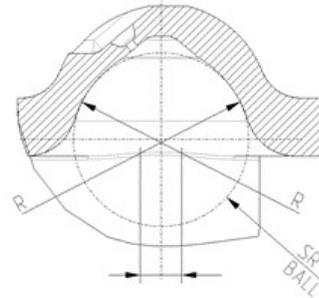


Figura 6.17. Geometria della zona di contatto

Il contatto è lubrificato dall'olio che fuoriesce dal regolatore del gioco (Tipo II) o dall'asta di spinta (Tipo V). Se l'asta di spinta non è cava, la lubrificazione viene fornita dagli spruzzi d'olio presenti nella testata.

6.1.6 Processi industriali

Per quanto riguarda le tipologie di valve train utilizzate in FPT Industrial, le soluzioni tecnologiche tipicamente utilizzate per produrre questi componenti sono principalmente di tre tipi:

1. **Stampaggio in lamiera:** a seconda della complessità del sistema, può essere a step singolo o multi step. Generalmente per un bilanciere si ha un numero di step compreso tra 15 e 22.

Un possibile prodotto è rappresentato in Fig.6.18:



Figura 6.18. Esempio di stampaggio in lamiera del rocker arm

2. **Forgiatura:** produce componenti mediante il processo di deformazione del metallo, ottenuta forzando in grezzo all'interno di uno stampo che ha la forma del pezzo finito.

Il processo di forgiatura è classificato in base al *meccanismo di deformazione* (forgiatura ad impatto e forgiatura a compressione) o in base alla *temperatura del pezzo da lavorare* (a caldo/alla temperatura di ricristallizzazione e a freddo/a temperatura ambiente).

Un esempio di prodotto finito è rappresentato in Fig.6.19.



Figura 6.19. Esempio di rocker arm ottenuto per forgiatura

3. **Pressofusione:** è un processo di colata in stampo permanente in cui il metallo fuso viene versato in uno stampo e rimosso dopo la solidificazione. Ci sono due tipi principali di questo processo: *Gravity Die Casting* e *Pressure Die Casting*.

Il secondo tipo (PDC) è diviso a sua volta in Pressofusione a camera calda e a camera fredda.

Si riporta in Fig.6.20 un esempio di rocker arm ottenuto con il processo sopra descritto:



Figura 6.20. Esempio di rocker arm ottenuto con pressofusione

6.1.7 Cedimento

Essendo un componente fondamentale per il corretto funzionamento del valve train, è necessario prestare particolare attenzione allo stato del componente.

Per esempio, per quanto riguarda il Tipo II, il prodotto finale deve essere progettato senza strozzatura della sezione del corpo del bilanciere nell'area di contatto con la punta della valvola.

Questo per evitare un infragilimento del pattino del bilanciere dovuto all'incisione.

Questo si è notato nel motore F1C Euro 6b montato sul Daily dove la rottura del bilanciere è avvenuta sulla superficie del bilanciere a contatto con la punta della valvola sotto forte carico di fatica:



Figura 6.21. Frattura bilanciere

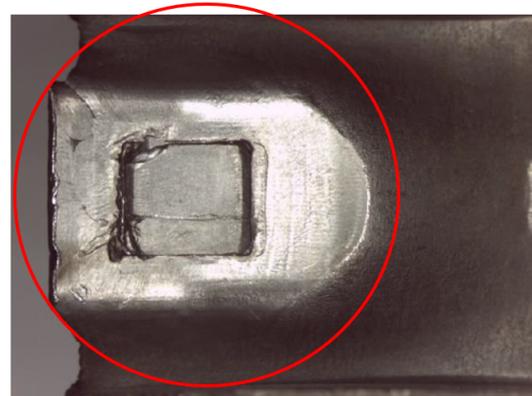


Figura 6.22. Dettaglio frattura bilanciere

La frattura è stata causata da una deformazione plastica (durante il processo di stampaggio) della superficie opposta all'area di contatto con il pattino della valvola.

Per prevenire questo guasto (dal punto di vista progettuale), è necessaria una specifica nota sul disegno per specificare che non sono ammessi segni nella zona opposta del pattino.

Un altro tipo di cedimento riguarda l'allentamento del traversino valvola (Valve bridge loosening).

Per i bilancieri con perno centrale (Fig.6.2), occorre prestare particolare attenzione alle superfici di contatto tra l'asta (o leva freno motore) e il foro del bilanciere. Se non opportunamente indicata a disegno, la rugosità superficiale dell'albero può causare una forte usura della boccia del bilanciere che aumenta lo spostamento dei due componenti.

Questo maggiore spazio porta ad un aumento del gioco meccanico, facendo inclinare lateralmente il traversino valvole mentre il motore è in esercizio.

Soggetto di questo cedimento è stato il motore del Cursor 9 Bus, dove l'utente ha dichiarato di sentire un forte rumore proveniente dal motore. Questo era causato dalla caduta del traversino valvole dalla sua posizione, causando l'arresto del veicolo.

Questo cedimento viene rappresentando in Fig.6.23

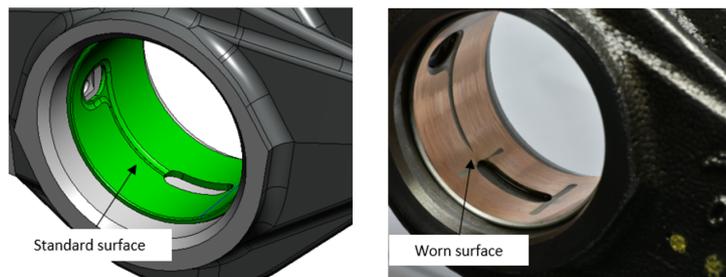


Figura 6.23. Superficie e scanalature della boccola prima (sx) e dopo (dx)

Per evitare questo inconveniente deve essere rivista la rugosità superficiale richiesta sul disegno.

La misura della rugosità con Ra non è sufficiente ad evidenziare le asperità della superficie stessa perché non è in grado di cogliere le punte alte o le scanalature.

Nei nuovi disegni del bilanciere e della leva freno motore, è obbligatorio aggiungere un valore di rugosità con il profilo Rz (Rz = distanza tra due linee parallele alla linea media passanti mediamente fra i cinque picchi più alti e le cinque valli più basse, entro i limiti della lunghezza di base).

Il disegno iniziale va quindi corretto nel modo seguente:

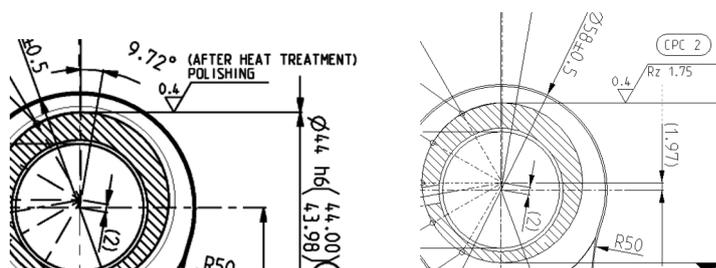


Figura 6.24. Variazioni disegno: in partenza (sx) e dopo la variazione (dx)

6.2 La valve spring

Facendo riferimento all'SoR [24], la valve spring ha il compito di mantenere le valvole chiuse saldamente contro le loro sedi finché la camma non apre la valvola.

La camma continua quindi il suo movimento rilasciando la valvola e consentendo alla molla di svolgere il proprio lavoro, ritraendo la valvola nella testa e chiudendo il flusso di aria/gas.

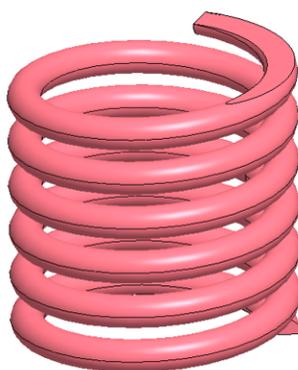


Figura 6.25. Spring valve

Questo componente è commissionato a fornitori esterni, i quali devono assicurare che la differenza di forze tra valvole di aspirazione e di scarico sia ottenuta utilizzando la stessa molla ma con un precarico diverso.

I valori di precarico da impostare affinché siano rispettate le richieste sono:

Parameter	Value [N]
Load @ closed valve (INTAKE)	366
Load @ 11 mm valve lift (INTAKE)	957
Load @ closed valve (EXHAUST)	775
Load @ 11 mm valve lift (EXHAUST)	1366

Tabella 6.1. Intake and exhaust valve spring preload [N]

Si rende necessario porre particolare attenzione riguardo le emissioni di rumore (dB) e i limiti vibrazionali. Questo perchè le frequenze naturali dei componenti

non devono avere interazioni con le frequenze principali del motore.

Se non vengono rispettati questi limiti, c'è il rischio che il sistema vada in risonanza, amplificando esponenzialmente l'ampiezza delle oscillazioni, causando danni e fratture.

Le frequenze principali dei motori sono:

- 4° e 8° armonica per il motore V8 (8 cilindri);
- 3° e 6° armonica per il motore a 6 cilindri;
- 2° e 4° armonica per il motore a 4 cilindri;
- 1,5° e 3° armonica per il motore a 3 cilindri.

La molla, come si vede dalla Fig.6.1 e più nel dettaglio dalla Fig.2.20, è montata su un perno verticale di diametro 26,50 mm e in un tubo verticale con diametro interno 38,30 mm.

Il materiale utilizzato per questo componente è l'OTEVA 75 [25], caratterizzato dalla seguente composizione:

Chemical composition, approximate values in %										
Our grades	C	Si	Mn	P max.	S max.	Cr	V	Ni	Mo	W
OTEVA® 101 SC	0.60	2.25	0.50	0.020	0.025	1.25	0.15	-	0.15	0.15
OTEVA® 96 SC/SC PLUS	0.64	2.15	0.45	0.020	0.025	0.97	0.13	-	0.13	-
OTEVA® 91 SC/SC PLUS	0.63	2.00	0.45	0.020	0.025	0.90	0.10	-	0.10	-
OTEVA® 90 SC/SC PLUS	0.60	2.00	0.85	0.020	0.020	0.95	0.10	0.30	-	-
OTEVA® 76 SC/SC PLUS	0.60	1.47	0.70	0.020	0.020	0.75	0.15	0.30	-	-
OTEVA® 75 SC/SC PLUS	0.60	1.47	0.70	0.020	0.020	0.75	0.15	-	-	-
OTEVA® 74 SC/SC PLUS	0.65	1.47	0.70	0.025	0.025	0.70	-	-	-	-
OTEVA® 70 SC/SC PLUS	0.53	1.47	0.70	0.025	0.020	0.67	-	-	-	-
SWOSC-VHV	0.60	1.47	0.70	0.020	0.020	0.67	0.15	-	-	-
SWOSC-V	0.53	1.47	0.70	0.025	0.020	0.67	-	-	-	-
75 KD, 75 KD S	0.60	1.47	0.70	0.025	0.020	0.67	0.15	-	-	-
70 KD, 70 KD S	0.53	1.47	0.70	0.025	0.020	0.67	-	-	-	-
STATO 75	0.60	1.47	0.70	0.025	0.025	0.67	0.15	-	-	-
STATO 70	0.53	1.47	0.70	0.025	0.025	0.67	-	-	-	-

Figura 6.26. Oteva 75

L'Oteva75 è un acciaio particolarmente indicato per la produzione di molle, con proprietà di fatica estremamente elevate, in combinazione con proprietà di rilassamento notevoli a temperature di esercizio importanti.

Questo materiale è caratterizzato da inclusioni non metalliche le quali hanno lo scopo di rafforzare l'acciaio. Queste però devono avere dimensioni contenute e

appartenenti all'intervallo stabilito dal produttore.

Per quanto riguarda i trattamenti termici, si rende necessario un rilassamento subito dopo l'avvolgimento.

Inoltre, dopo la pallinatura, le molle devono essere pretrattate a caldo o scaricate. Per raggiungere proprietà di fatica e rilassamento ottimali, le molle devono essere precaricate a una sollecitazione adeguata.

Per ottenere idonee proprietà di fatica, il tempo della pallinatura deve essere regolato in modo tale da ottenere un trattamento completo.

Viene eseguita la pallinatura per migliorare la distribuzione superficiale delle tensioni residue aumentando la resistenza a fatica del pezzo trattato. Questo avviene grazie al martellamento della superficie con sfere di acciaio le quali causano la formazione di microcavità che si sovrappongono l'una con l'altra, inducendo campi tensionali di compressione superficiale e quindi deformazione plastica che si propaga fino ad alcuni decimi di millimetro nel materiale.

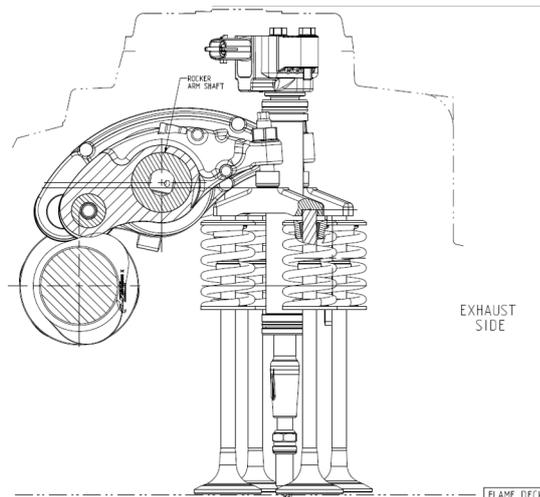


Figura 6.27. Montaggio della molla nel motore

Solitamente le spring valve montate sui motori analizzati nella presente trattazione sono caratterizzate da una lunghezza a riposo pari a 76 mm.

Nel caso di valvola chiusa, questa si riduce a 59 mm, mentre a valvola aperta raggiunge i 46 mm di lunghezza.

La molla spesso viene trattata in modo tale da creare uno strato protettivo contro l'usura. Il trattamento eseguito è la zinco-fosfatazione, come definito dall'IVECO STANDARD 18-1106.

Il wire diameter è pari a 5,5 mm e il numero di rotazioni attive attorno all'asse è

di 5,75 (la rotazioni totali sono 7,75).

La molla viene quindi montata nel modo rappresentato in Fig.6.27.

6.3 Il traversino valvola

Il traversino valvola è quel componente che permette l'attivazione della coppia di valvole, invece che di una sola, come rappresentato in Fig. 6.28:

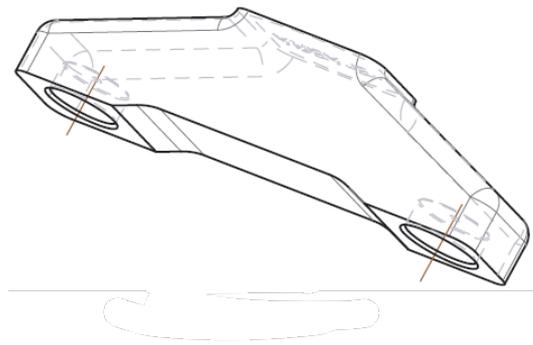


Figura 6.28. Valve bridge

In genere il freno motore viene utilizzato come freno ausiliario ai freni delle ruote, su veicoli relativamente grandi, ad esempio camion, alimentati da motori diesel pesanti o medi.

Un'azione comprimente viene generata quando il freno motore viene attivato; questo per fornire un'ulteriore apertura della valvola di scarico quando il pistone è vicino al punto morto superiore della fase di compressione.

Ciò fa sì che il motore generi una potenza frenante che rallenta il veicolo.

In un tipico valve train utilizzato nel sistema di freno motore a compressione, viene azionata la valvola di scarico tramite il bilanciere per mezzo del traversino valvola.

Il bilanciere oscilla seguendo il contatto con l'albero a camme rotante e preme verso il basso sul valve bridge che a sua volta preme verso il basso la valvola di scarico per aprirla. Un regolatore idraulico del gioco può anche essere previsto nel gruppo del treno valvole per rimuovere qualsiasi gioco sviluppato tra i componenti nel gruppo del valve train.

6.3.1 I materiali usati

Solitamente il valve bridge ha un peso compreso tra i 50 e i 250 grammi. Dal documento [26], i materiali principalmente utilizzati risultano gli acciai 20MnCr5 e 16MnCr5. Per questo componente viene richiesta una durezza superficiale HRC 54 e una durezza a cuore HB 330-420.

Per la scelta del materiale da utilizzare sono state eseguite delle analisi agli elementi finiti sul componente [27], modellizzato come rappresentato in Fig.6.29:

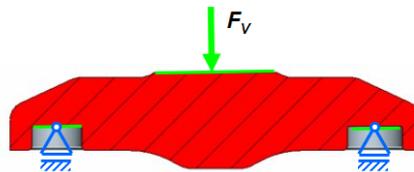


Figura 6.29. Modello FEM del bridge

I due materiali presentano le seguenti caratteristiche meccaniche:

Material	16MnCr5	20MnCr5
Young modulus	210 GPa	210 GPa
Poisson ratio	0,3	0,3
Ultimate tensile strength	630 MPa	730 MPa
Endurance limit	450 MPa	550 MPa

Tabella 6.2. Proprietà meccaniche materiali del valve bridge

Le analisi sono state eseguite sull'acciaio 16MnCr5 dato che è meno resistente del 20MnCr5. Se quindi il componente è verificato con il materiale meno resistente, lo sarà anche con il materiale più resistente.

Le condizioni di carico delle prove possono essere riassunte nella tabella sottostante:

I componenti principali - Il traversino valvola - I materiali

		Int	Exh @ 60 bar	Exh @ 90 bar
Cyl. pres. force	F_{Vp}	-	13,6 kN	20,4 kN
Dyn. force @ 2100 rpm	F_{Vdyn}	2,5 kN	-	-
Tot. val-side force	F_V	2,5 kN	13,6 kN	20,4kN

Tabella 6.3. Condizioni di carico del test sul valve bridge

Sono presenti due casi di pressioni di scarico, corrispondenti a due condizioni differenti: la prima corrisponde alla verifica all'HCF, e la seconda è una verifica a rottura.

I risultati della prova sono rappresentati in Fig.6.30:

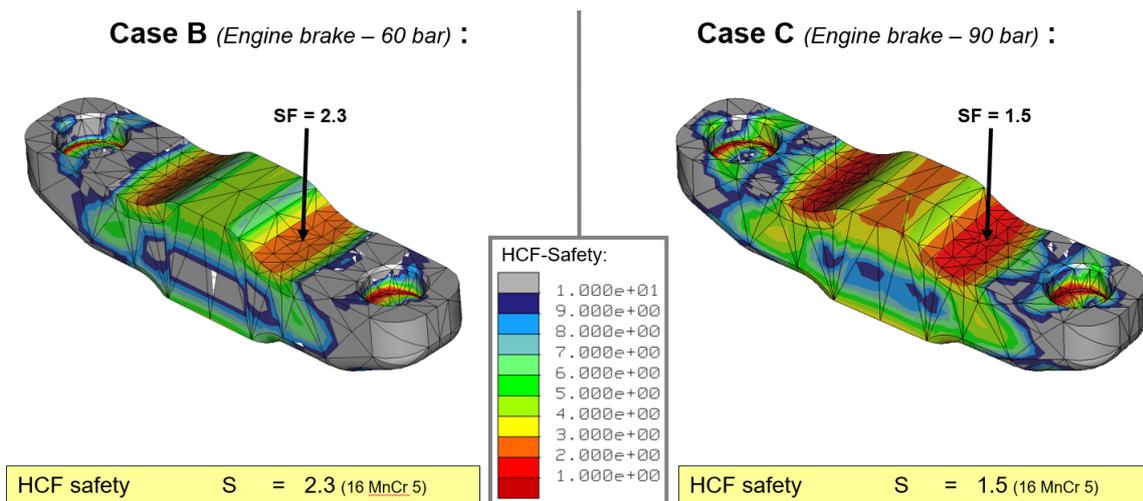


Figura 6.30. Risultati analisi valve bridge

Il punto più sollecitato è individuato dal raccordo che collega la superficie di contatto con l'elephant foot e l'alloggiamento per lo stelo valvola (Fig.6.31), nel quale, nella condizione di carico più critica, il security factor calcolato è pari a 1,5.

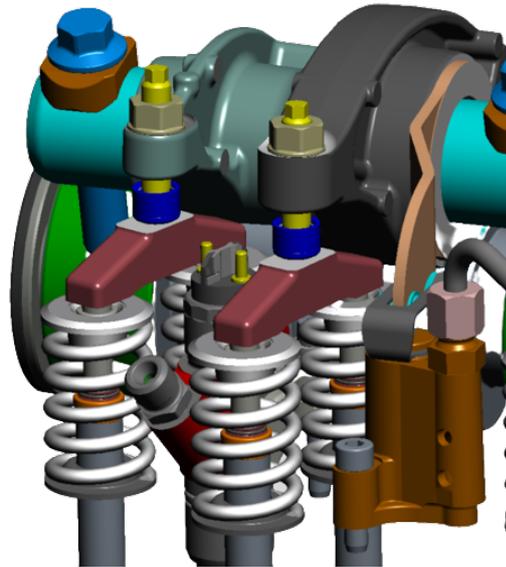


Figura 6.31. Posizionamento del bridge nel sistema

Durante la fase produttiva del bridge, si deve tenere conto delle rugosità superficiali, in particolare di quella della superficie a contatto con l'elephant foot. Questa deve essere limitata a 0,4 in modo tale da evitare usura troppo elevata sulle superfici di contatto:

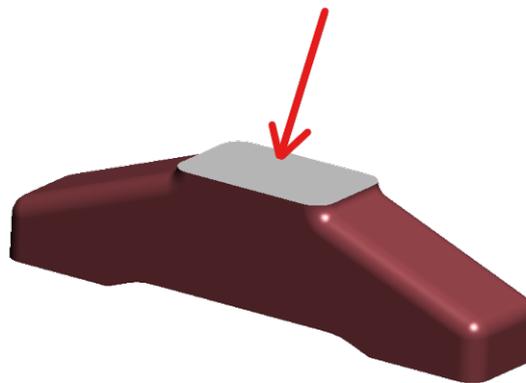


Figura 6.32. Area E sul componente

6.3.2 I failure mode

Possono verificarsi principalmente due tipi di frattura che coinvolgono il valve bridge, e sono causate rispettivamente da:

1. Traversino valvola rotato;
2. Gradienti termici.

Traversino valvola rotato

Facendo riferimento a [28], la prima immagine (Fig.6.33) mostra la testa della valvola.

La rottura si è verificata nella parte più resistente del componente e non sulla linea di separazione tra la testa della valvola e lo stelo.

Le rotture in questa regione della valvola si verificano quando questa viene colpita e il guasto è causato da un urto.



Figura 6.33. Valvola rotta causa bridge rotato

Ad una rottura della valvola, corrisponde un danneggiamento dell'elemento bridge:

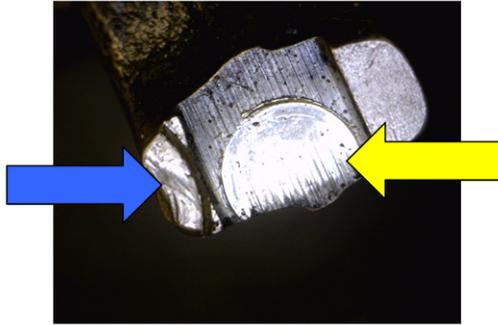


Figura 6.34. Danno superficie bridge lato interno

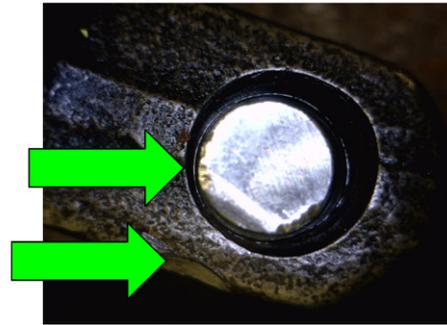


Figura 6.35. Danno superficie bridge lato esterno

Sul lato interno del traversino valvola, si indica con la freccia gialla l'area di contatto e con la freccia blu il danno sul bordo.

Il danno al bordo si è verificato nel momento in cui il traversino ha ruotato e la valvola è entrata in contatto con il bridge nella regione evidenziata dalla freccia blu.

La Fig.6.35 mostra il lato esterno del bridge.

Si possono notare dei segni testimoni del danno, indicati dalle frecce verdi.

Questi mostrano l'usura da contatto di corsa sul bordo dell'area di contatto e sul bordo esterno del traversino.

In conclusione, la causa più probabile del guasto della valvola risulta essere l'impatto della valvola quando il bridge è ruotato.

Questo perchè la valvola è momentaneamente bloccata in posizione aperta dal traversino della valvola ruotato, consentendo al pistone di colpire la valvola, fratturandola.

Gradiente termico

Per valutare la risposta termica del bridge in esercizio, sono stati eseguiti alcuni test col fine di relazionare la variazione della pressione, della temperatura del refrigerante e della portata di coolant rispetto alla temperatura del traversino valvola.

L'analisi in esercizio [29] ha evidenziato la presenza di qualche cricca.

Le analisi sono state eseguite a due diversi regimi (235 kW @ 2000 rpm e 220 kW @ 2000 rpm):

- 235 kW @ 2000 rpm:

1. **Temperatura del valve bridge - Temperatura del refrigerante:**

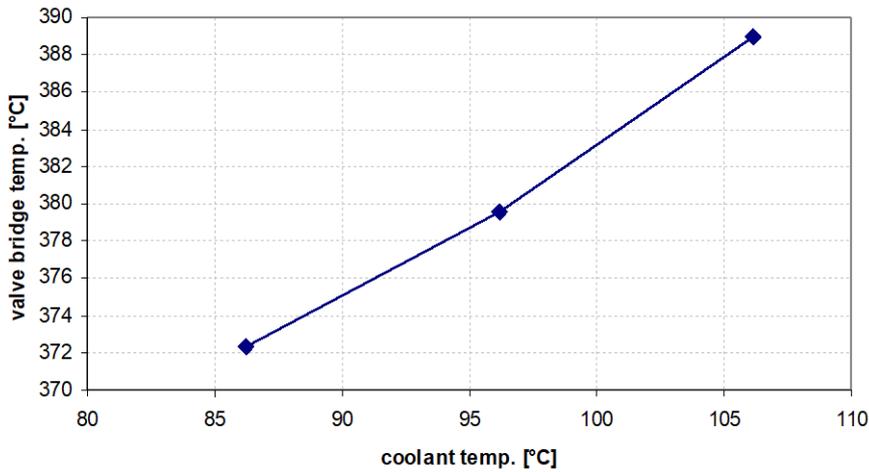


Figura 6.36. T valve bridge vs T coolant - 235 kW @ 2000 rpm

Si può notare come la temperatura del traversino valvola segue la temperatura del liquido refrigerante con una proporzione di circa 1:1;

2. Temperatura del valve bridge - Pressione:

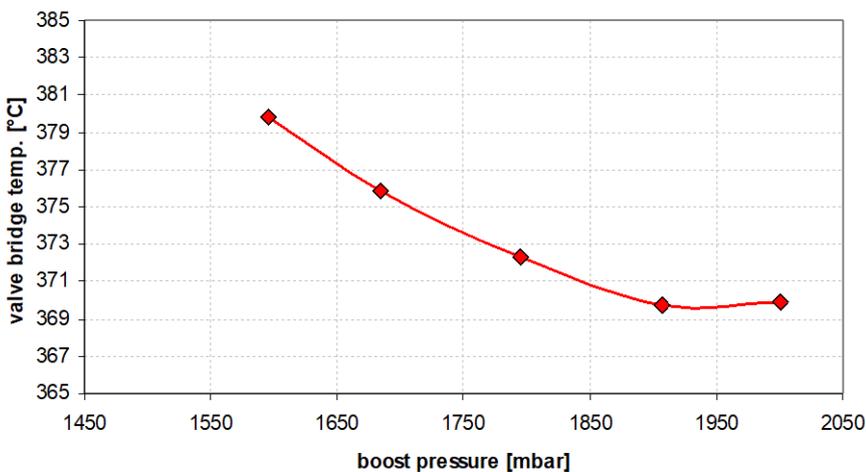


Figura 6.37. T valve bridge vs p boost - 235 kW @ 2000 rpm

Anche in questo caso si nota una influenza tra l'aumento della pressione e la temperatura del traversino valvola;

3. Temperatura del valve bridge - Portata di refrigerante:

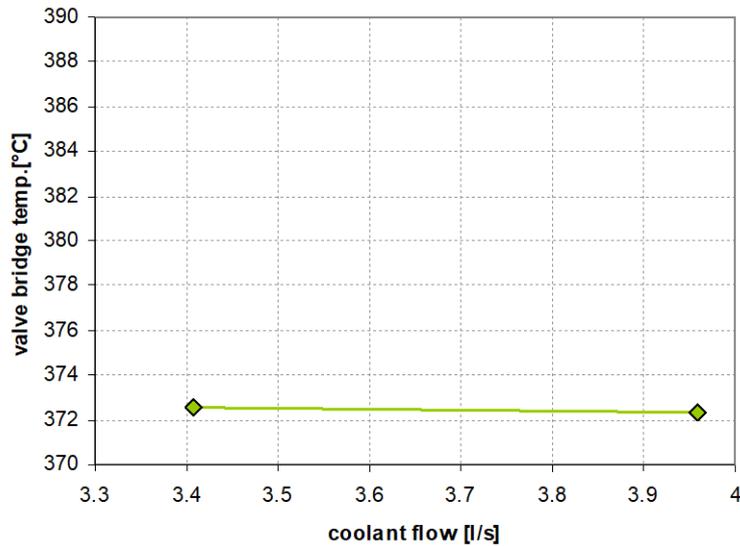


Figura 6.38. T valve bridge vs Q coolant - 235 kW @ 2000 rpm

Si osserva che la portata di liquido refrigerante non è assolutamente influenzata dalla temperatura del valve bridge.

- 220 kW @ 2000 rpm: possiamo stampare l'andamento della **Temperatura del valve bridge in funzione dell'aumento di pressione:**

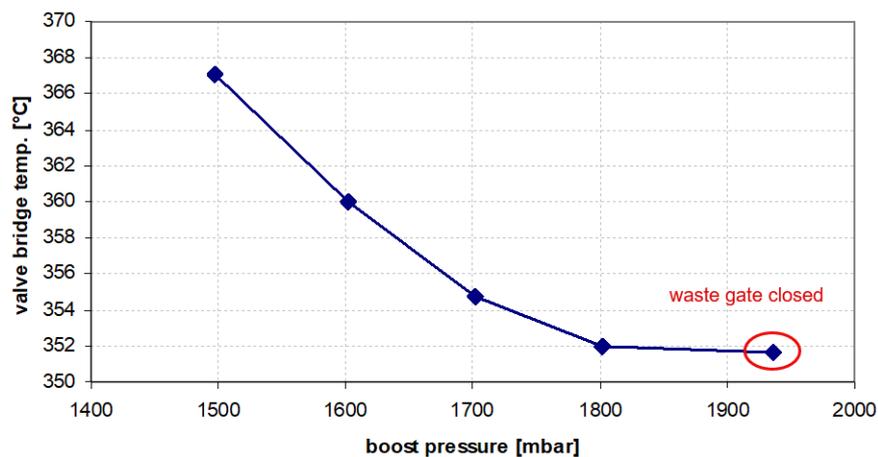


Figura 6.39. T valve bridge vs p boost - 220 kW @ 2000 rpm

Come si può intuire, nel momento di chiusura della valvola di scarico, si ha la più bassa temperatura misurata sul traversino valvola.

Si può anche misurare la temperatura del valve bridge in funzione della velocità di rotazione del motore, osservando un range di velocità nel quale la temperatura del valve bridge rilevata è più bassa:

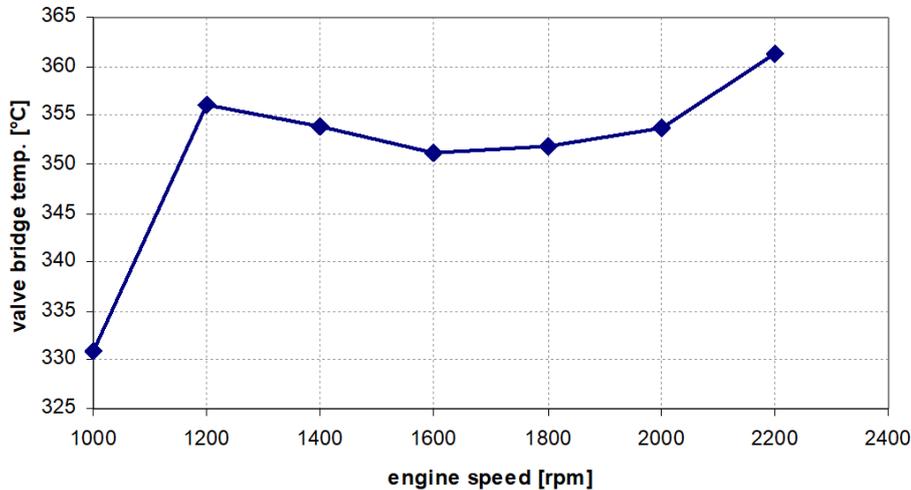


Figura 6.40. T valve bridge vs engine speed

Decisioni progettuali

Per lo step di cost reduction, si era ipotizzata una variazione del processo produttivo, eseguito sempre dallo stesso fornitore.

In questo caso, lo stampaggio a caldo era stato sostituito dallo stampaggio a freddo.

Le parti installate sul motore prima della Production Part Approval Process (PPAP) avevano riportato un difetto metallurgico nell'area indicata con le frecce rosse in Fig.6.41:

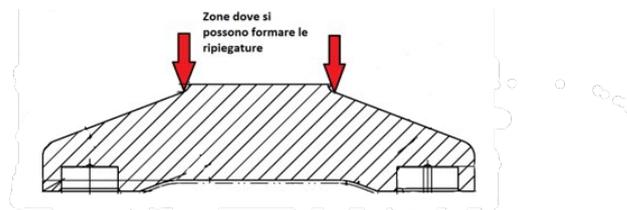


Figura 6.41. Zona nella quale si possono formare delle ripiegature

Questo difetto era dovuto alla ripiegatura del materiale durante il processo di forgiatura. In esercizio, inoltre, questa regione è soggetta a un carico di compressione, che porterebbe ad accentuare il difetto.

Teoricamente però la compressione non causa la nascita di una cricca, per questo motivo il presente difetto non rappresenta un grosso problema.

Frattura in testa

Facendo riferimento al report [30], durante i test eseguiti sul C13 EuVI in fase gamma sono state riscontrate perdite esterne di liquido refrigerante tra testa e basamento (Fig.6.42).

Inoltre, si è verificato un forte e rapido aumento della pressione dell'olio prima del filtro.

Il motore è stato quindi fermato per effettuare dei controlli e ha mostrato difficoltà a riaccendersi; è stato smontato dalla cella per effettuare ulteriori esami sulla zona della guarnizione di testa ed è stato prelevato un campione di olio per verificare la presenza di carburante/acqua nell'olio.



Figura 6.42. Perdite di liquido refrigerante

È stata trovata acqua nel cilindro 5, così come l'analisi del campione di olio ha confermato una quantità inaspettata di acqua nell'olio.

La testa presentava incrinature a livello del piatto fiamma¹ sul traversino delle valvole di aspirazione dei cilindri 2, 4 e 5.

È stato effettuato un test di tenuta della testata (@ 4bar e 75°C), confermando la

¹Il piatto fiamma (flame plate) è la superficie della testa cilindri a contatto con la guarnizione tra testa e basamento

frattura passante sul traversino delle valvole di aspirazione del cilindro 5.



Figura 6.43. Dettaglio crepa passante



Figura 6.44. Diffusione del coolant

A causa di questa frattura passante, il liquido refrigerante passa nel cilindro 5, portando ad una inaspettata pressione sulla guarnizione e ad una diffusione del coolant nell'olio, causando un danneggiamento del filtro dell'olio.

In questo caso, la pressione nel coolant, che solitamente è attorno ai 0,6 bar, diminuisce proprio a causa della diffusione di liquido refrigerante nel cilindro.

6.4 L'albero a camme

L'albero a camme è un albero motore con parti eccentriche calettate (camme), in grado di trasmettere particolari leggi di moto agli elementi che vi sono a contatto. Il nome è dovuto appunto alla presenza di questi componenti sagomati con lo scopo di trasformare una legge di moto (rotazione dell'albero) in un'altra legge (traslazione periodica delle valvole).

Il profilo delle camme dipende dalle caratteristiche del ciclo di apertura/chiusura valvole desiderato dato che i due elementi sono a contatto. Un altro parametro influenzato dalla geometria delle camme è la rumorosità, in quanto è la geometria delle camme che regola l'impatto tra valvole e sedi delle stesse.

Ancora oggi la produzione del camshaft segue le linee guida definite da Fiat nel 1999 [31].

I componenti principali - L'albero a camme

Queste definiscono i requisiti riguardanti la superficie e le tolleranze geometriche, come rappresentato in Fig.6.45².

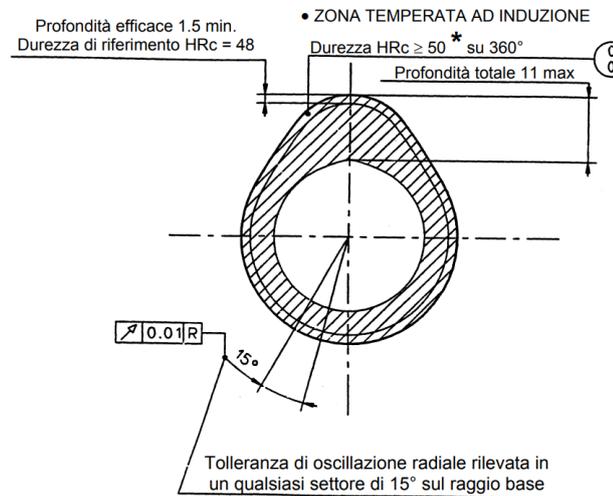


Figura 6.45. Requisiti progettuali imposti da Fiat

L'albero a camme vede montata sulla sua estremità sinistra, la puleggia della pompa acqua, come si osserva dalla Fig.6.46:

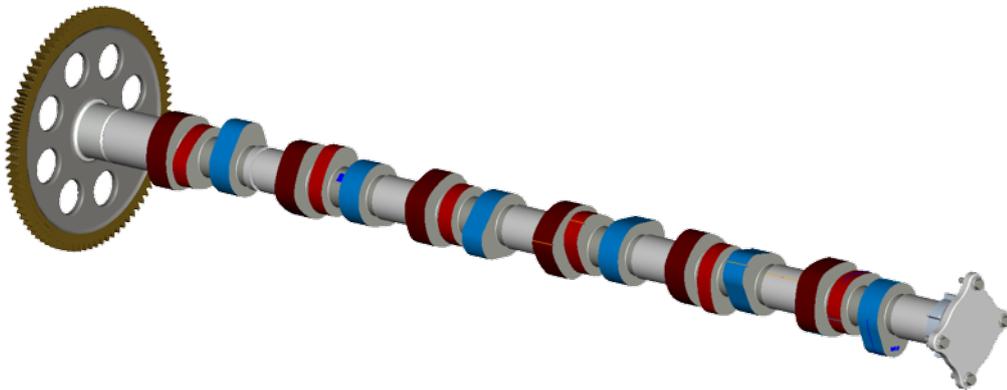


Figura 6.46. Albero a camme con puleggia della pompa acqua

²L'asterisco (*) indica il valore valido per la ghisa di tipo B (sferoidale)

Dalle linee guida definite da Fiat PowerTrain Italia, la superficie del camshaft deve rispettare alcuni requisiti di durezza: la superficie deve presentare valori di $HRc > 50$, per una profondità efficace di 1,5 mm (limiti validi per la ghisa di tipo B).

Questo valore è ottenuto tramite tempra ad induzione.

Sulle camme inoltre è eseguita la carbonitrurazione, che è un processo metallurgico che consiste nell'investire il componente, riscaldato a temperature comprese fra $721\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $910\text{ }^{\circ}\text{C}$, con una miscela gassosa o liquida capace di cedere carbonio e azoto. Questo step conferisce al componente le volute caratteristiche anti grippaggio, in quanto le camme sono soggette a contatto strisciante.

Si ottiene sulla superficie della camme, solitamente un acciaio di composizione 50CrMo4.

Bisogna rispettare anche vincoli geometrici, soprattutto per quanto riguarda la superficie di contatto camma-piattello (Fig. 6.47).

Questo perchè l'impronta di contatto generata durante la rotazione dell'albero deve essere contenuta entro la superficie del piattello; quindi la larghezza massima della camma è assegnata dal diametro del piattello.

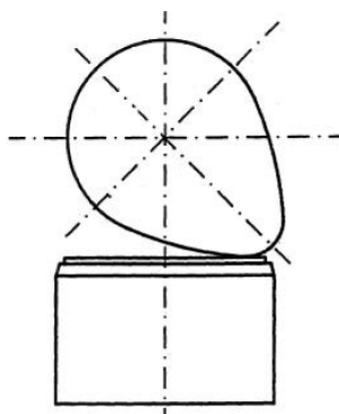


Figura 6.47. Interfaccia camma-piattello

Quando il contatto camma/punteria o camma/bilanciere è a strisciamento, è necessario prevedere la corretta lubrificazione del contatto.

Di norma, se la punteria è a bicchierino, è sufficiente per la lubrificazione la quantità di olio che fuoriesce dai supporti adiacenti dell'albero di distribuzione.

All'avviamento del motore, l'olio non è ancora fuoriuscito in quantità sufficiente

ed è comunque necessario evitare il contatto a secco (porterebbe a danni superficiali che causerebbero grippaggi e usure permanenti); si rende quindi fondamentale conformare “a vasca” la zona della testa in cui trovano alloggiamento le punterie in modo tale che venga ritenuto un po' di lubrificante per il primo avviamento.

È essenziale verificare anche che le pressioni hertziane relative al precarico molle ritorno valvole, non superino i limiti imposti, compresi generalmente tra 50 e 70 kg/mm^2 .

6.4.1 Eccentricità della camma

A causa di problemi termostrutturali o funzionali gravi e difficilmente risolvibili, per evitare le incrostazioni della sede, usure localizzate o campi di temperatura non uniformi, si è spesso fatto ricorso a geometria caratterizzata da un certo dissassamento della camma, di valori che si aggirano attorno a 1 mm.

Esistono anche geometrie particolari in cui il cerchio di base è asportato per metà larghezza, come riportato in Fig. 6.48:

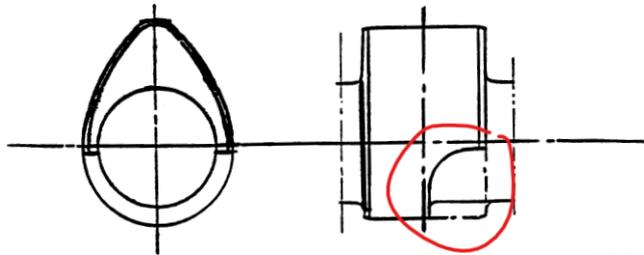


Figura 6.48. Asportazione del cerchio di base della camma

In questo caso, quando la punteria appoggia sul cerchio base, parte dell'attrito radente viene trasformato in attrito volvente a causa della rotazione del bicchierino, prodotta dalla forte eccentricità del contatto.

6.4.2 Rigidezza del camshaft

Per garantire la corretta trasmissione del moto alla valvola, l'albero a camme deve essere caratterizzato da un'elevata rigidezza torsionale e flessionale, adeguata alla massima velocità del moto.

Questo per evitare la sovrapposizione di vibrazioni meccaniche al moto della valvola, in risposta all'eccitazione della camma.

Se eccessive, queste vibrazioni possono produrre rumorosità, possono alterare la legge d'alzata della valvola e possono portare anche alla rottura di qualche componente, quale valvola, guida o molla.

Quindi si rende necessario avere il maggior numero di supporti e dimensionare correttamente il diametro dell'albero, in modo tale che la rigidezza sia sufficientemente alta da evitare vibrazioni potenzialmente dannose.

6.4.3 Orientamento delle camme

Nella presente, entrambi i motori analizzati sono caratterizzati da 6 cilindri in linea. Per questo le camme calettate sull'albero di distribuzione sono orientate nel seguente modo, dove X è l'angolo di calettamento, nel nostro caso pari a 120° :

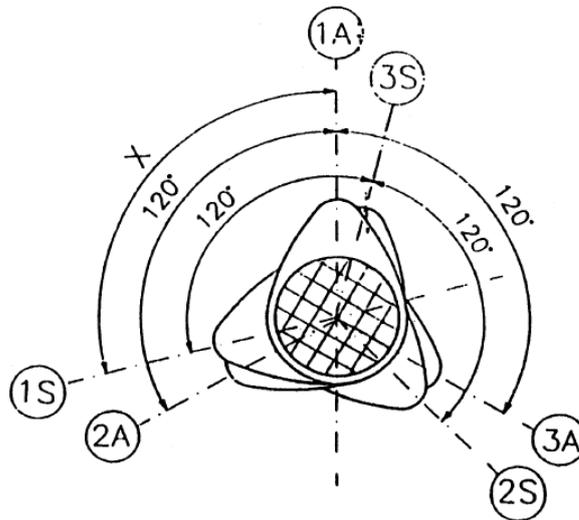


Figura 6.49. Orientamento camme

6.4.4 Fasatura

La fasatura, per definizione estratta da [32], è il «“momento” ottimale in cui si realizzano l'apertura e la chiusura delle valvole di aspirazione e scarico rispetto ad una posizione definita del pistone.»

La fasatura è ottenuta grazie alla sincronizzazione dell'albero a camme con l'albero motore, la quale avviene sfruttando l'ausilio di ingranaggi, catene o cinghie.

Una fasatura corretta permette una gestione adeguata dei movimenti delle valvole, in particolare degli “incroci”³.

Si ricorda che la valvola di aspirazione permette di introdurre il fluido nella camera di combustione del cilindro e che successivamente avviene lo scoppio che porta alla produzione di gas combusti, i quali verranno espulsi dal cilindro tramite l'apertura della valvola di scarico.

A questo punto sono state descritte tutte le caratteristiche e le tecnologie disponibili dei meccanismi di engine brake ed è quindi possibile analizzare i due differenti casi aziendali: il C13 e l'XC13.

³Come suggerisce il termine stesso, gli incroci sono le fasi nelle quali avviene l'apertura/chiusura delle valvole di aspirazione in combinazione con la corrispondente chiusura/apertura delle valvole di scarico

Capitolo 7

Caso aziendale: motore C13

L'ampia gamma di FPT Industrial (on road) è basata su tre famiglie di motori (F1, NEF e CURSOR), e caratterizzata da cilindrata comprese tra 2,3 e 12,9 litri e potenze nominali tra 97 e 570 CV, consentendo di raggiungere valori di coppia massima compresi tra 240 e 2500 Nm.

Questi valori garantiscono le migliori soluzioni per ogni applicazione su strada. Tutte le famiglie di motori FPT comprendono unità a gas naturale; l'obiettivo è quello di offrire un motore pulito, innovativo ed affidabile, progettato per garantire bassa rumorosità e lunga durata, rispettando l'ambiente mantenendo i livelli di emissioni sotto i limiti richiesti.

Per i veicoli commerciali leggeri, vengono applicati i motori della serie F1 (F1A, F1C e F1C NG), mentre per i camion e i bus, sono utilizzati i motori delle famiglie NEF e CURSOR.

Nel caso in esame, è stato preso in considerazione il motore Cursor 13 (C13). I motori della famiglia Cursor sono motori con prestazioni superbe combinate con un consumo di carburante estremamente ridotto.

Con il Cursor 13 si ha il motore più potente e silenzioso sul mercato, utilizzabile su una gamma di motori molto ampia.

Per quanto riguarda le emissioni, questi motori sono conformi alla Norma Euro VI, garantendo un livello di inquinanti molto basso.

I dati di targa del motore C13 Diesel, sono riportati in Fig.7.1.

Caso aziendale: motore C13

Total Displacement (L):	12,9
Arrangement:	6 Cyl. in line
Valves per cylinder:	4
Thermodynamic cycle:	Diesel 4 stroke
Air handling:	TCA
Turbocharging:	EVGT/WG
Injection System:	ECR
Cooling System:	Liquid
Bore (mm):	135
Stroke (mm):	150
Exhaust system:	DOC+DPF+SCR+CUC

WEIGHT AND DIMENSIONS

Dimensions ¹ (mm)	(L ² xWxH) 1.360 x 1.008 x 1.171
Dry Weight (kg)	1.197

¹ Dimensions can be changed according to engine options
² Length at flywheel

Application	Turbocharger	Max power kW (HP) @ rpm	Max Torque Nm @ rpm	Emission standard
TRUCK	WG	302 (411) @ 1.900	2.120 @ 1.200	Euro VI E
TRUCK	WG	332 (452) @ 1.900	2.200 @ 870	Euro VI E
TRUCK	EVGT	357 (490) @ 1.900	2.400 @ 950	Euro VI E
TRUCK	EVGT	375 (510) @ 1.900	2.300 @ 900	Euro VI E
TRUCK	EVGT	387 (530) @ 1.900	2.400 @ 950	Euro VI E
TRUCK	EVGT	419 (570) @ 1.900	2.500 @ 1.000	Euro VI E

Air Handling
TCA Turbocharged with aftercooler

Turbocharger
EVGT Electronic Variable Geometry Turbo
WG fixed geometry turbocharger with Waste Gate valve

Injection System
ECR Electronic Common Rail

Exhaust system
DOC Diesel Oxidation Catalyst
DPF Diesel Particulate Filter w/ passive regeneration
SCR Selective Catalytic Reduction
CUC Clean Up Catalyst



C13 for Trucks

Figura 7.1. Dati di targa del Cursor 13 Diesel

Tra le caratteristiche principali troviamo la cilindrata pari a 12,9 l, la quale dà il nome al motore stesso. Si osserva il sistema di scarico del tipo DOC (Diesel oxidation catalyst) + DPF (Diesel particulate filter) + SCR (Selective catalytic reduction) + CUC (Clean up catalyst), il quale permette una efficace riduzione delle emissioni, mantenendole a livelli idonei alla classe Euro VI.

I motori della serie Cursor sono in grado di erogare una potenza massima compresa tra 300 e 570 CV, rappresentando la soluzione ideale per i camion dedicati ad applicazioni pesanti e sulle lunghe distanze, con massa totale a terra superiore alle 16 tonnellate.

Per minimizzare le emissioni, sono disponibili anche due versioni Natural Gas; questo è il combustibile più ecologico per i motori termici e comporta notevoli vantaggi a livello ambientale.

Tra i principali ci sono:

- Miglioramento della qualità dell'aria locale, eliminando quasi completamente gli agenti inquinanti;
- Mitigazione del riscaldamento globale riducendo notevolmente le emissioni di CO₂;
- Riduzione notevole della rumorosità del motore.

Per studiare in modo approfondito tutto il sistema, compreso di circuito pneumatico/idraulico, interfacce tra i componenti e funzionamento, si è sfruttato l'ausilio del file cad 3D, di cui sotto:

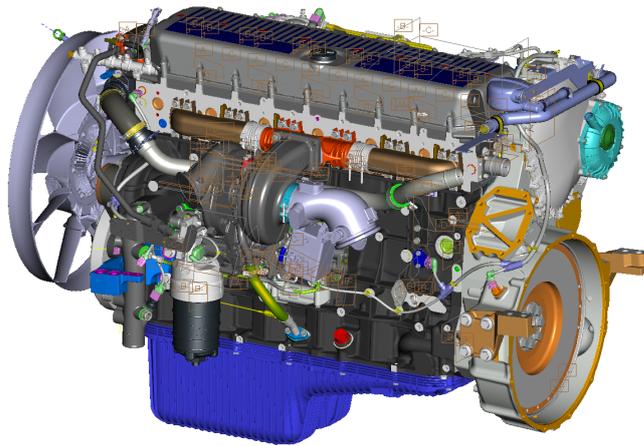


Figura 7.2. CAD 3D del C13

7.1 Engine brake C13

Nel caso del motore analizzato, l'engine brake è di tipo meccanico, quindi viene avviato tramite la chiusura ritardata delle valvole di scarico.

È composto nel seguente modo:

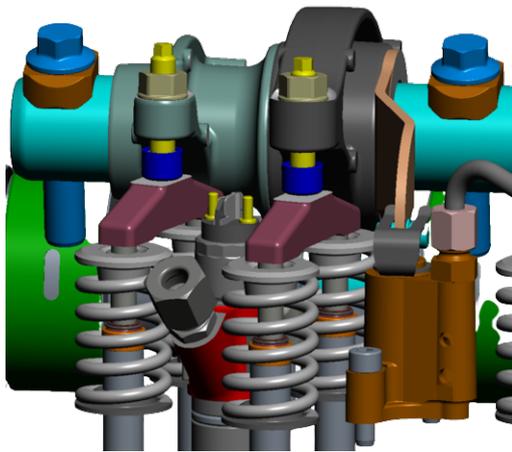


Figura 7.3. Sistema freno motore C13

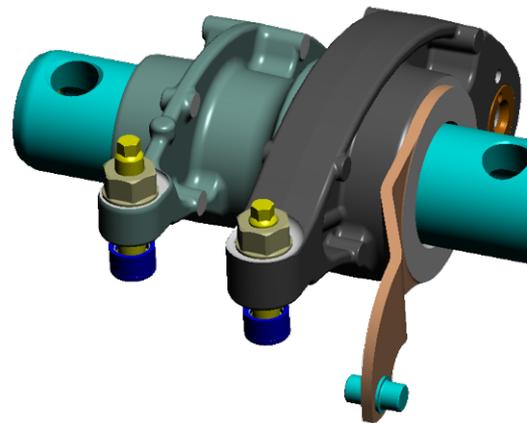


Figura 7.4. Dettaglio engine brake C13

Si può vedere che il sistema è formato da:

- Bilanciere di Intake (verde): regola il movimento delle valvole di aspirazione;
- Bilanciere di Exhaust (nero): regola il movimento delle valvole di scarico;
- Leva (bronzo);
- Bridge di intake e di exhaust (viola): consente l'apertura e la chiusura della coppia di valvole;
- Coppia di valvole di intake (sinistra) e di exhaust (destra);
- Sistema idraulico (marrone), rappresentato nel dettaglio in Fig.7.5;
- Clippino (grigio scuro), rappresentato nel dettaglio in Fig.7.6.

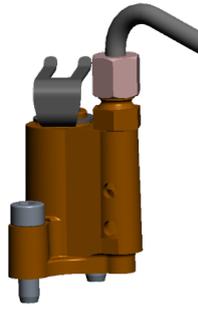


Figura 7.5. Dettaglio del sistema idraulico



Figura 7.6. Dettaglio clippino

Il tutto funziona grazie ad un sistema di distribuzione dell'olio, il quale alimenta, tramite tubazioni opportunamente dimensionate, il sistema idraulico in Fig.7.5. La portata di olio governa il movimento del pistone responsabile dello spostamento della leva arancione. Questa, grazie all'attrito con la superficie del bilanciante di scarico, trascina quest'ultimo componente e ne regola il movimento, ritardando la chiusura delle valvole di exhaust.

Per l'attivazione dell'azione frenante, si rende quindi necessario il coinvolgimento della leva, la quale ritarda la chiusura della valvola di exhaust.

La differenza tra le due configurazioni la si apprezza sul diagramma Crank angle - valve lift; nel caso di drive mode, si ha il lift esclusivamente delle fasi in intake ed exhaust standard:

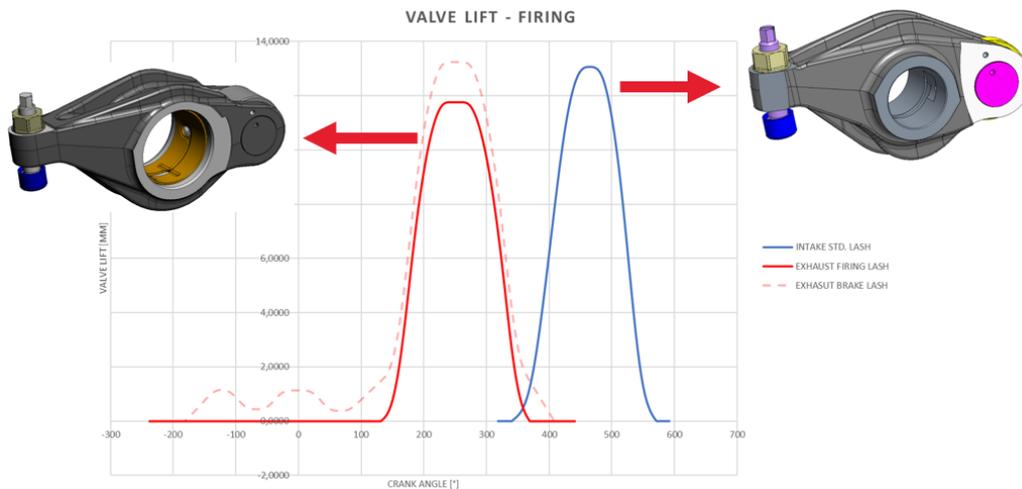


Figura 7.7. Diagramma per il drive mode

Se invece si vuole innescare l'azione frenante, è necessario attivare il circuito idraulico affinché il clippino svolga la sua funzione.

Il diagramma varia nel seguente modo:

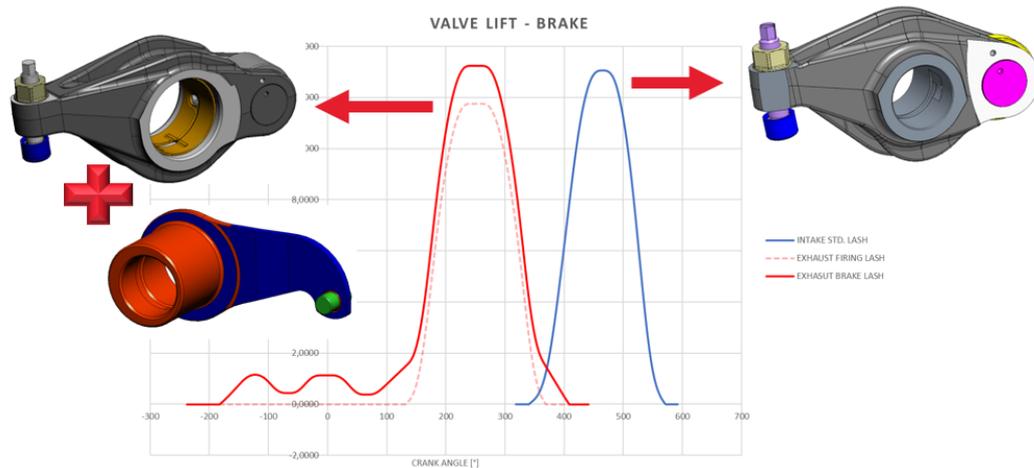


Figura 7.8. Diagramma per il brake mode

La fase di exhaust viene modificata e sostituita da una curva con due gobbe (corrispondenti alla braking action) seguite da un lift leggermente più alto rispetto al drive mode (corrispondente alla fase di scarico).

7.1.1 I due bilancieri e la leva

L'azione meccanica frenante è fornita dal sistema dei due bilancieri e una leva, come rappresentato dalla Fig.7.4:

- Bilanciere di Intake (verde): permette l'apertura e la chiusura delle valvole di aspirazione;
- Bilanciere di Exhaust (nero): permette l'apertura e la chiusura delle valvole di scarico;
- Leva (bronzo): genera un contatto strisciante con il bilanciere degli exhaust per attivare il meccanismo di chiusura ritardata.

Questa è in 42CrMo4, acciaio da bonifica usato per l'ottimo rapporto proprietà/prezzo.

Ha un'elevata temprabilità, buona resistenza a caldo, ottima fucinabilità e

buona lavorabilità alle macchine. Se viene temprato in superficie o nitrurato, si riescono ad aumentare la resistenza all'usura e alla fatica. La sua composizione lo rende immune alla fragilità da rinvenimento.

7.2 Criticità C13

Il principale problema rilevato su questo meccanismo, riguarda il clippino; questo è un anello seeger classico ma con una sporgenza che permette l'aggancio alla leva di scarico.

A causa di una non corretta progettazione, il diametro dell'anello non risultava idoneo all'accoppiamento con il sistema idraulico, bloccandone la rotazione, e in fase di "presa" con la leva, si aveva una concentrazione di tensioni nella regione più sottile dell'anello (Fig.7.9), causando la rottura.

Si è risolto il problema ri-dimensionando l'anello e migliorando le condizioni di lubrificazione.

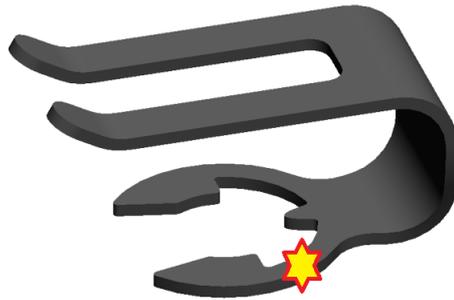


Figura 7.9. Regione di rottura del clippino

Capitolo 8

Sviluppi futuri: motore XC13

FPT Industrial ha presentato allo IAA 2022 il nuovo Cursor X 13 multifuel.



Figura 8.1. Motore XC13

É il primo motore mult carburante monobase di FPT, cioè che ha un'unica struttura centrale anche al variare del carburante e delle configurazioni.

La versione diesel è caratterizzata da una potenza e una coppia più alte rispettivamente del 5% e del 14% in confronto al C13 convenzionale, e dalla potenza frenante più alta della categoria; inoltre è contraddistinto da un design esclusivo del turbocompressore.

Questo ha flusso ripartito che, con il software proprietario FPT e l'attrito ridotto

dei componenti del motore, consente di ottenere vantaggi sia in termini di prestazioni che di sostenibilità (garantisce una durata fino a 1.600.000 km).

Per quanto riguarda la versione a metano, la potenza sale del 16% e la coppia aumenta del 25% rispetto al Cursor 13 NG.

Anche i valori di potenza frenante sono aumentati: la versione diesel ha incrementato il suo valore del 29%, mentre la versione a metano ha visto una crescita del 300%.

Il nuovo XC13 rappresenta un passo avanti nel settore; le elevate prestazioni sono raggiunte grazie a una migliore efficienza di combustione, fattore determinante nella lotta alle emissioni di CO₂.

Essendo il primo motore mult carburante monobase di FPT, è compatibile con un'ampia gamma di esigenze di mercato e con un impatto limitato sull'installazione del veicolo.

L'XC13 è disponibile nelle versioni diesel e metano, con futura predisposizione per la tecnologia a idrogeno, pronto a lottare nella sfida alle emissioni della prossima generazione.

Dal punto di vista dei pesi, i benefici sono sostanziali; la nuova motorizzazione ha perso il 10% in peso. In valore assoluto si parla di 100kg in meno per il diesel e 80 kg in meno per il natural gas.

Questo risultato è stato raggiunto grazie alla fusione in ghisa grafitica compattata per la testata e per il blocco cilindri. Così è possibile ridurre lo spessore delle pareti e migliorare la resistenza termomeccanica.

Il motore in questione ha la scheda tecnica di Fig.8.2 nella versione

338 kW (460 HP) @ 1650 rpm, Euro VI E

Si specifica che:

- Turbocharger EVGT BB = Electronic Variable Geometry Turbo Ball Bearing;
- Injection system ECR 2500 bar = Electronic Common Rail 2500 bar pressure;
- Exhaust system (ATS) DOC + DPF + SCR + CUC = Diesel Oxidation Catalyst + Diesel Particulate Filter w/ passive regeneration + Selective Catalytic Reduction + Clean Up Catalyst.

Un'altra ragione per la quale questo motore è la punta di diamante tra i motori della categoria "Trucks", è la potenza frenante:

Braking power: BEST-IN-CLASS 530 kW @ 2300 rpm

SPECIFICATIONS

Model:		XC13
Application:		🚛 Trucks
Cylinder arrangement:		6 Cyl. In line
Valves per cyl.:		4
Thermodynamic cycle:		Diesel 4 stroke
Injection System:		ECR 2500bar
Turbocharger:		EVGT BB
Displacement:	l	12,9
Cooling System:		Liquid
Bore x Stroke:	mm	135 x 150
Peak power:	kW (HP) @rpm	338 (460) @ 1650
Peak torque:	Nm @rpm	2300 @ 770
ATS:		DOC + DPF + SCR + CUC
Certification:		Euro VI E

WEIGHT AND DIMENSIONS

Dimensions¹:	mm	1365 x 1079 x 1185 (L ² xWxH)
Dry Weight:	kg	1018

- 1 Dimensions can be changed according to engine options
- 2 Length at flywheel

Figura 8.2. Scheda tecnica XC13

8.1 Engine brake XC13

Si hanno due configurazioni del sistema: la firing mode e la engine brake. La prima viene impostata per la marcia avanti, per dare potenza alle ruote, mentre la seconda viene attivata per fornire potenza frenante.

La differenza tra le due opzioni dipende dall'innesto di un componente, chiamato "Engine brake rocker arm".

In questo momento sul motore in esame è montato il sistema di braking fornito

da Eaton. Infatti sull'albero sono calettati tre bilancieri: il bilanciere di intake, di exhaust e di engine brake.

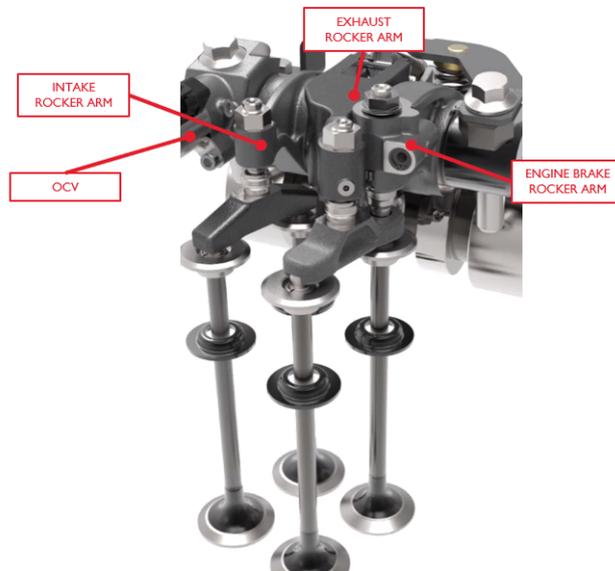


Figura 8.3. Componenti dell'engine brake

Si hanno quindi:

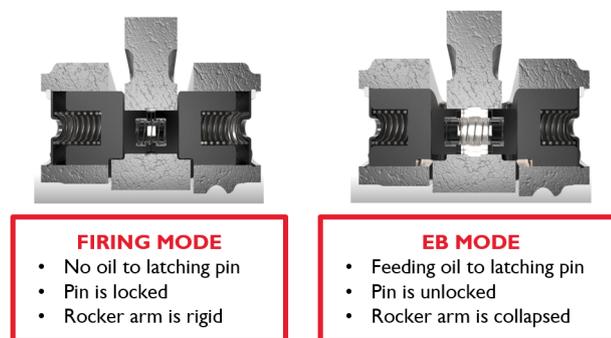


Figura 8.4. Configurazioni dell'engine brake

8.1.1 I tre bilancieri

La differenza principale tra i due sistemi di freno motore del C13 e dell'XC13 risiede nel componente utilizzato per ottenere l'azione frenante.

Nel caso del C13, come è stato visto prima, si utilizza una leva di acciaio bonificata e un clippino; per quanto riguarda l'XC13, invece, si utilizza un apposito bilanciante: l'engine brake rocker arm.

1. Intake rocker arm: Fig.8.5;
2. Exhaust rocker arm: Fig.8.6;
3. Engine brake rocker arm: Fig.8.7.



Figura 8.5. Intake rocker arm



Figura 8.6. Exhaust rocker arm



Figura 8.7. Engine brake rocker arm

Nel sistema di engine brake, si assemblano nel seguente modo:

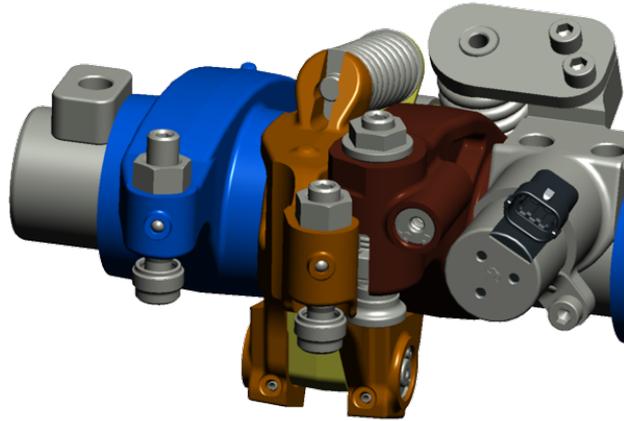


Figura 8.8. I tre bilancieri nell'engine brake dell'XC13

Ad ogni bilanciere è collegato un perno con all'estremità l'elephant foot. Questo per regolare il movimento del bridge e quindi l'apertura e la chiusura delle valvole.

Si nota dalla Fig.8.8, che al bilanciere dell'engine brake vi è collegato, tramite una molla, il sistema di regolazione dell'olio, composto di OCV e OCV support. La OCV, rappresentata in Fig.8.9 è la parte anteriore (a sx), la quale riceve le informazioni dalla ECU per il dosaggio del flusso di olio nel sistema tramite il cablaggio nero.

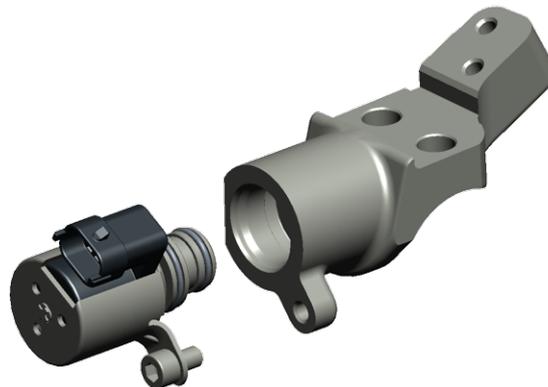


Figura 8.9. Oil Control Valve

Questo componente ha anche altre funzionalità, quali tenere nella posizione corretta il bilanciante dell'engine brake, sia in direzione assiale sia in direzione circonferenziale.

Tutto il sistema di engine brake è composto di canali ricavati sul rocker arm e sul rocker shaft per il passaggio dell'olio, utilizzato per la lubrificazione. Un esempio è riportato in Fig.8.10.

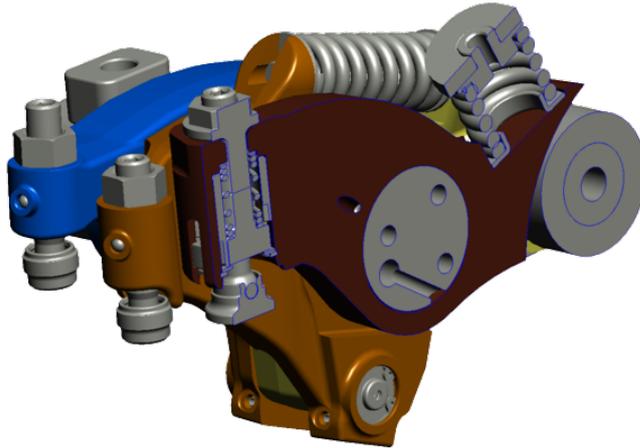


Figura 8.10. Vista in sezione dei canali di lubrificazione

Ci sono due possibili configurazioni per quanto riguarda il freno motore, le quali sono utilizzate in base alla gamma di mezzi che si vuole realizzare:

- a. **High Power engine brake (HP)**: utilizzato nei motori destinati a mezzi che necessitano livelli elevati di potenza frenante, e quindi più costosi.



Figura 8.11. HP engine brake

Come si può vedere dalla Fig.8.11, il bilanciere degli exhaust è caratterizzato da una molla comandata da un'elettrovalvola che ne governa il movimento (Fig.8.12) in modo tale da fare ritornare in posizione corretta i due bracci del bilanciere.



Figura 8.12. Bilanciere freno HP

Questa molla ha il compito di tenere chiusa la valvola di scarico, affinché la curva rossa di Fig.8.13 sparisca e al suo posto nascano quattro “gobbe” che portano un’azione frenante al sistema:

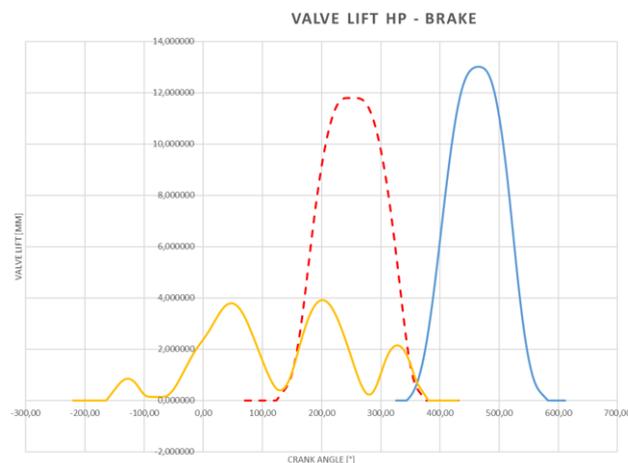


Figura 8.13. Valve lift HP

- b. **Medium Power engine brake (MP):** utilizzato per mezzi che non necessitano di un engine brake molto performante o per rendere più economica la produzione.

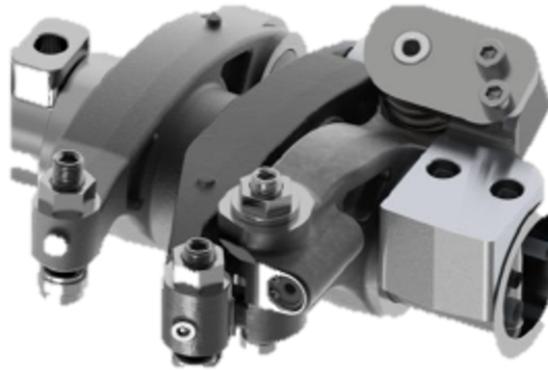


Figura 8.14. MP engine brake

Per quanto riguarda il MPEB, il bilanciere di scarico non rimane chiuso, causando la dissipazione di potenza, la quale non potrà essere usata come potenza frenante.

In questo caso la curva di scarico non scompare, e quindi compaiono solamente due “gobbe” della curva frenante, come riportato in Fig.8.15:

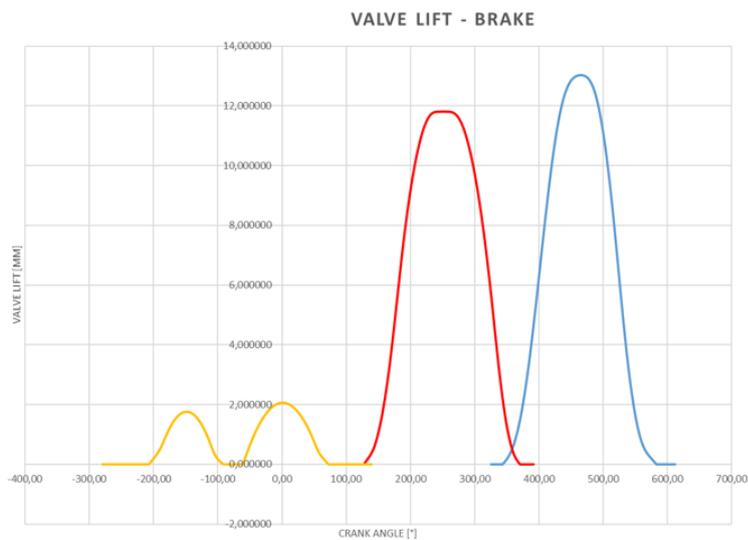


Figura 8.15. Valve lift MP

Nell'attuale linea di produzione dell'XC13, l'80% del volume è assemblato con MPEB e il 20% con HPEB.

8.1.2 Da Firing mode a engine brake mode

Come si può vedere in Fig.8.4, le configurazioni sono due, a seconda delle quali si avrà il comportamento motore o frenante.

Per passare da una configurazione all'altra, si regola la portata d'olio.

La Electronic Control Unit (ECU) manda un segnale alle Oil Control Valve (OCV).

L'olio quindi passa e va verso il bilanciere degli exhaust attraverso dei canali ricavati nell'albero.

Quando l'olio raggiunge il pin, lo sblocca, facendo collassare il bilanciere degli exhaust ed impedendo la trasmissione del moto al bridge.

Inoltre l'olio, passa anche nel bilanciere del brake e raggiunge la vite, la quale ruota innestando il castellation element.

L'eb rocker arm quindi si blocca e il moto viene trasmesso alle valvole.

La fase di intake funziona normalmente e la fase di exhaust invece sparisce. I bilancieri sono collassati e il carico non viene trasmesso.

L'unico bilanciere attivo è quello del brake, il quale trasmette il moto alla valvola di scarico (Fig.8.17).

8.1.3 Da engine brake mode a Firing mode

Allo stesso modo funziona per passare da EBM a FM.

La ECU manda un segnale alla OCV, stoppando il flusso dell'olio.

Quindi non si avrà portata di olio nei bilancieri e il pin torna nella posizione di partenza, consentendo la trasmissione del moto al bridge.

Anche il bilanciere del freno non è soggetto al passaggio dell'olio e quindi il castellation mechanism si disaccoppia, interrompendo la trasmissione del moto.

Le fasi di intake e exhaust funzionano normalmente, mentre quella di brake no, in quanto il bilanciere è collassato (Fig.8.18).

Il dettaglio delle configurazioni si osserva nelle Fig.8.17 e 8.18, le quali sono una vista in sezione del bilanciere di scarico, come evidenziato in Fig.8.16.

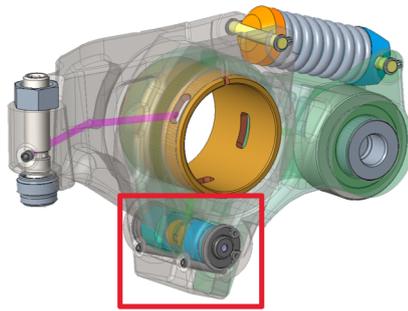


Figura 8.16. Collapsable exhaust rocker arm

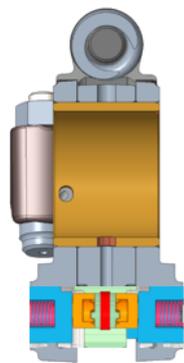


Figura 8.17. Da FM a EBM (unlatched)

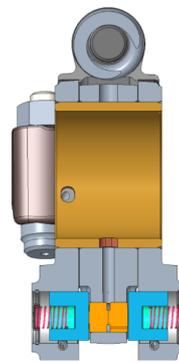


Figura 8.18. Da EBM a FM (latched)

Per quanto riguarda l'engine brake rocker arm, l'olio regola il meccanismo del castellation, come descritto precedentemente.

Il componente preso in considerazione è il seguente:

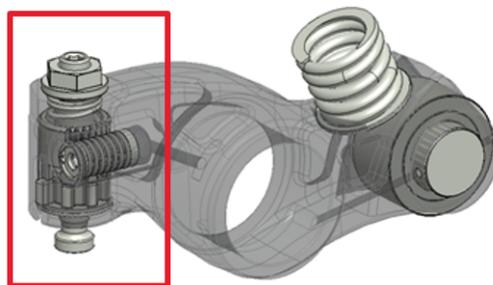


Figura 8.19. Castellation brake rocker

Per passare da una configurazione all'altra, si regola l'accoppiamento del castellation system, come rappresentato in Fig.8.20 e 8.21:

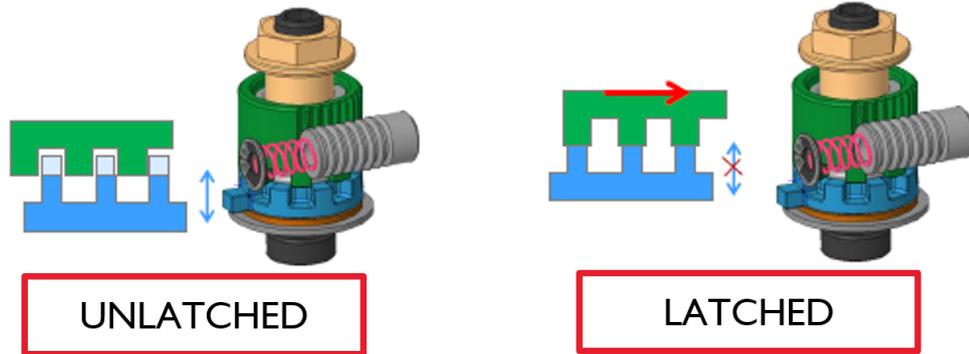


Figura 8.20. Da FM a EBM (unlatched) Figura 8.21. Da EBM a FM (latched)

8.2 Criticità XC13

Durante il design dell'engine brake del veicolo XC13, sono stati riscontrati alcuni problemi, che riguardano:

- Nut failure;
- Elephant foot failure;
- Valve lift;
- Brake performance;
- Castellation nut failure;
- Excessive oil flow;
- Valve to piston impact;
- Brake valve re-opening.

8.2.1 Nut Failure

Durante i test, si è verificata la rottura del dado del cilindro 5, come riportato nella figura sottostante:



Figura 8.22. Frattura del dado

Tra le possibili cause troviamo il materiale, la progettazione del componente, la dinamica del sistema e la regolazione del gioco.

Si è quindi reso necessario riprogettare il dado, affinché il carico che porta al contatto tra il dado e il corpo, sia sufficientemente basso da evitare la rottura.

Queste condizioni sono rappresentate da un coefficiente di sicurezza a fatica maggiore di 1.5 calcolato con il diagramma di Goodman-Haigh.

La rottura avveniva durante fase di risalita del bridge, in contemporanea alla fase di discesa del dado.

Come mostrato in Fig.8.23, i bilancieri di scarico (rosso) stanno aprendo le valvole, il traversino (grigio) sta scendendo mentre i bilancieri del freno (arancione), collassati, si stanno abbassando. La molla a movimento perso spinge verso l'alto i bilancieri e il dado si abbassa coerentemente con il bilanciere del freno.

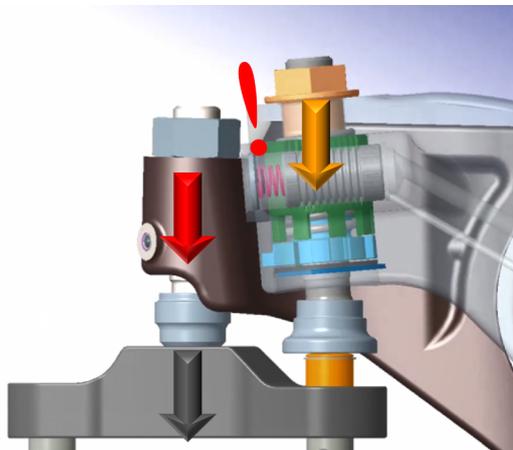


Figura 8.23. Fase di discesa dei bilancieri

Nella seconda fase, rappresentata in Fig.8.24, i bilancieri di scarico stanno chiudendo le valvole, il traversino sta salendo mentre i bilancieri del freno si stanno ancora abbassando, causando tensioni elevate nel dado (Fig.8.24).

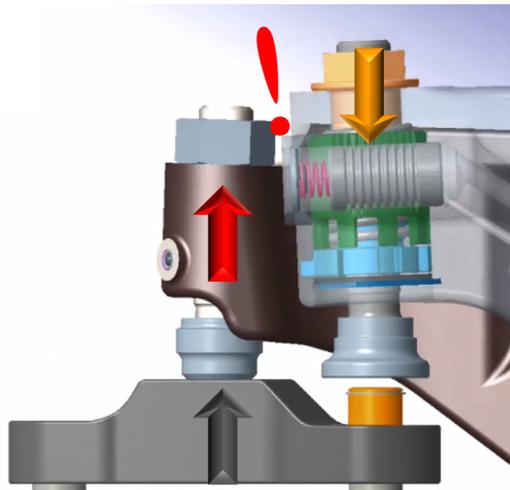


Figura 8.24. Fase di risalita bilanciere di scarico

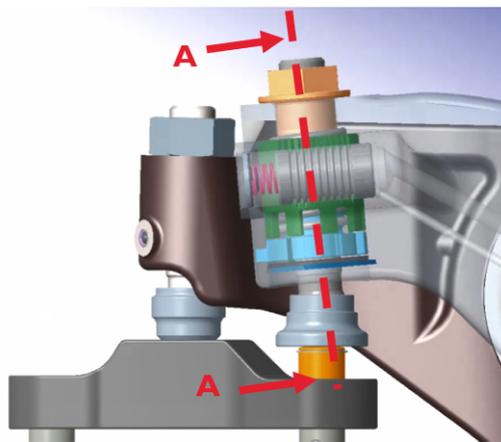


Figura 8.25. Momento dell'impatto

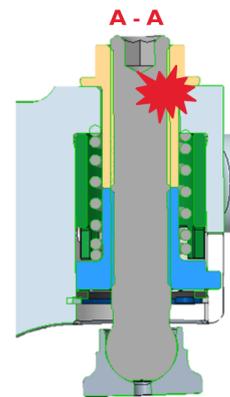


Figura 8.26. Vista in sezione nel momento dell'impatto

Sono state proposte diverse soluzioni che rispettassero i requisiti di sicurezza, ma dopo adeguate analisi FEM solo una si è rivelata adatta ed è in fase di brevettazione. Per il calcolo, le condizioni al contorno considerate sono:

- Ribaltamento;
- Velocità di impatto applicata sull'asse della vite;



Figura 8.27. Condizioni al contorno

- Momento tangenziale di 45 Nm applicato tra il dado e la vite.
- Si ottiene il seguente grafico degli andamenti del valve lift:

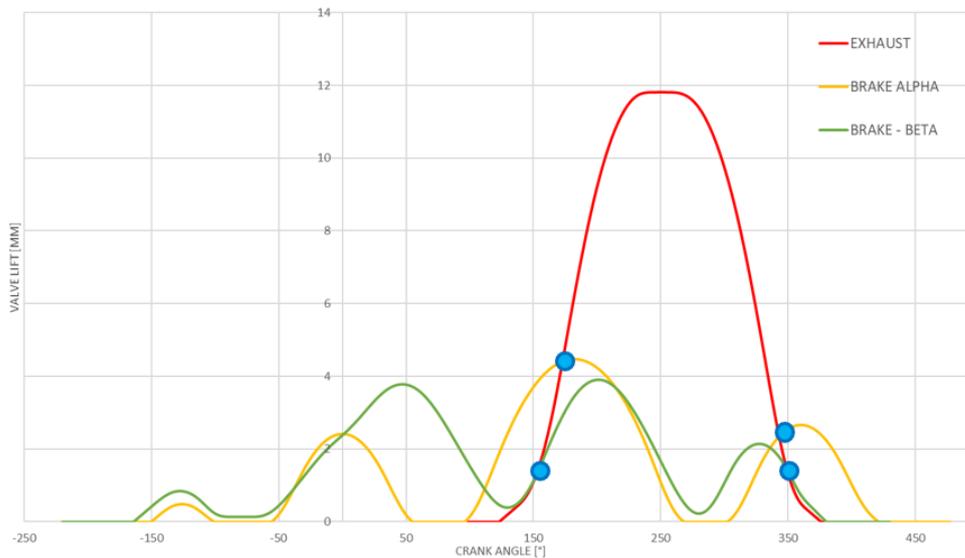


Figura 8.28. Andamento valve lift in funzione del crank angle

Passando dal design alpha a quello beta, si ha che la velocità relativa tra il freno e gli exhaust diminuisce (da 3 m/s a 1 m/s), abbassando anche l'energia coinvolta dell'impatto. Questo quindi aumenta la vita utile del dado.

8.2.2 Elephant foot failure

Il secondo problema che può nascere è dato dalla rottura dell'elephant foot, causata da un montaggio non corretto.

Quindi la soluzione migliore è controllare il montaggio dell'assieme e verificare la rotazione libera dell'elephan foot.

Con analisi FEM eseguite presso il fornitore (Eaton Corporation), nel punto di contatto si ottiene il seguente andamento delle tensioni:

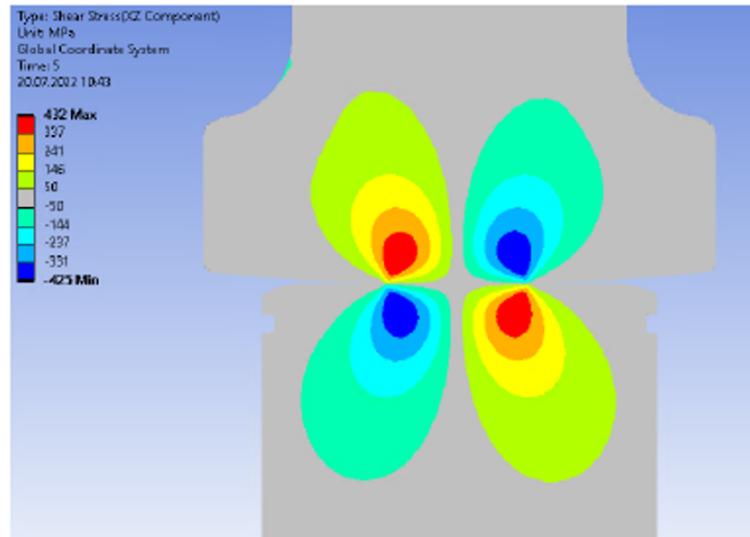


Figura 8.29. Tensioni di contatto

Si ha quindi una tensione di taglio massima di 432 MPa e una tensione Hertziana nel punto di contatto pari a 1780 MPa.

I limiti da non eccedere sono dati da:

$$\tau = 0.58 \cdot YS = 600 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hz} = 2100 \text{ MPa}$$

dove YS è la tensione di snervamento del materiale.

I limiti sono rispettati e quindi le correzioni apportate sono adeguate.

Ci sono altri parametri da controllare, come stabilito dal fornitore (Eaton Corporation). Uno di questi è la posizione dei punti di inizio e fine contatto rispetto all'asse di simmetria del componente.

Questi idealmente devono essere bilanciati (preferibilmente tra 40-60% e il 60-40%).

Nel caso in esame, si ha la situazione rappresentata in Fig.8.30:

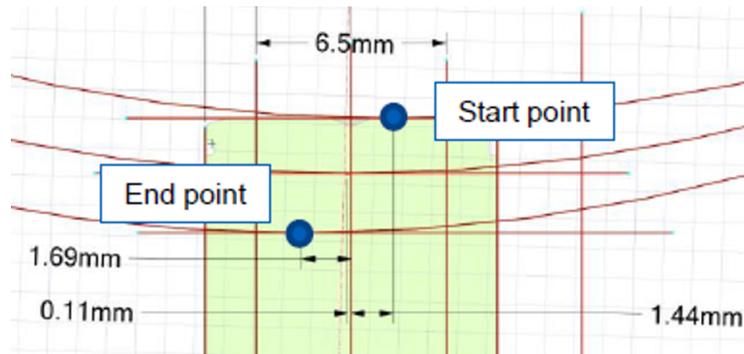


Figura 8.30. Punti di contatto elephant foot

La distanza percorsa nella prima parte è 1,44 mm, e quella percorsa nella seconda parte è 1,69 mm. In totale si hanno 3,13 mm di distanza di contatto. Si ha quindi che nella prima parte si manifesta il 46% del contatto e nella seconda parte il 54% del contatto.

I limiti risultano rispettati.

8.2.3 Valve lift

In fase di taratura del freno motore è stata riscontrata una perdita di performance (frenante) del 15%. Questa perdita è stata causata da un'alzata del freno motore rispetto al profilo nominale, la quale non consentiva un funzionamento ottimale del motore.

Le principali cause di questo spostamento, sono:

- Bilancieri non in asse;
- Accumulo delle tolleranze;
- Deformazione "dall'alto".

Un'opzione per risolvere questo problema risiede in una diversa impostazione del gioco in modo tale da compensare il gap; si può optare anche per una rielaborazione motore con gioco meccanico interno al bilanciere riportandolo al valore nominale.

Si ottengono quindi i seguenti profili del valve lift. Si specifica che la linea continua indica il profilo nominale, e la linea tratteggiata rappresenta il profilo misurato sul motore:

Sviluppi futuri: motore XC13 - Criticità

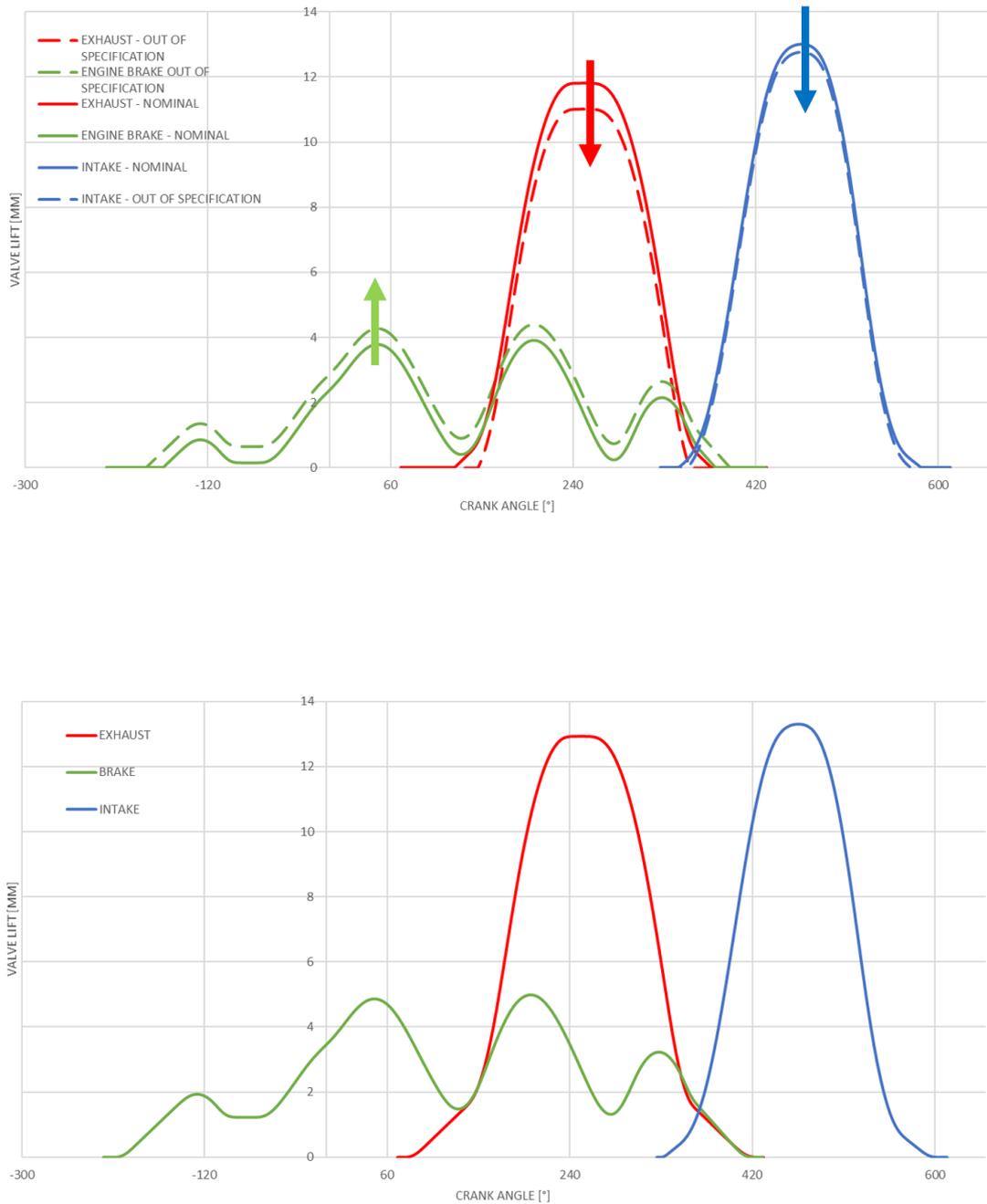


Figura 8.31. Valve lift

Si ottiene quindi il profilo di alzata rappresentato in Fig.8.31.

8.2.4 Brake performance

Dalle analisi è emerso un valore di coppia frenante pari al 15% in meno del valore atteso a 4,6 bar:

Valore atteso = 2600 Nm

Valore ottenuto = 2250 Nm

Mentre l'obiettivo del freno si ottiene con una pressione di 6,3 bar rispetto al valore di progetto di 5,5 bar.

Al momento si ha la situazione rappresentata dagli andamenti di Fig.8.32:

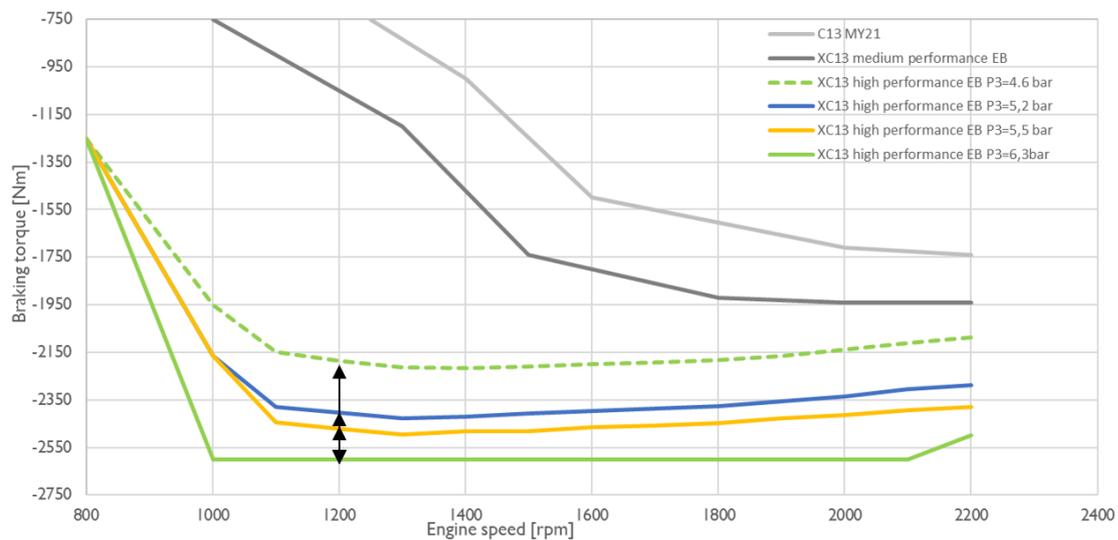


Figura 8.32. High Performance Engine Brake

Solo il caso dell'XC13 HPEB con $p_3 = 6,3$ bar raggiunge il valore di coppia frenante attesa.

Si specifica che la p_3 è la pressione di ritorno/rimbalzo della valvola.

Il prossimo step da fare è ottenere la stessa coppia frenante recuperando il gap di p_3 per rispettare i target fissati da Iveco.

8.2.5 Castellation nut failure

Questo paragrafo riguarda la rottura del dado, avvenuta durante la procedura di settaggio del gioco; il serraggio applicato al dado ha causato un sovraccarico sui denti di riferimento:



Figura 8.33. Dado di serraggio

Per risolvere questo problema la prima opzione è stata quella di ri-progettare il dado (spessore e raggio) e come alternativa, si è optato per l'utilizzo di specifici strumenti per la procedura di impostazione del gioco.

Per validare queste soluzioni, sono state eseguite delle prove a diversi valori di coppia frenante, per vedere a quale valore si manifestasse la rottura del dado.

Durante la procedura di serraggio, è necessario avvitare il dado con una coppia di 45 Nm. Se durante la procedura la vite non è tenuta in posizione, si manifesta una rotazione del dado, che causa un sovraccarico sui denti; se questo sovraccarico supera i limiti tensionali, avviene la rottura.

Calcolando l'accumulo delle distanze, si ottiene un gioco di 6,3 mm, come dimostrato in Fig.8.34

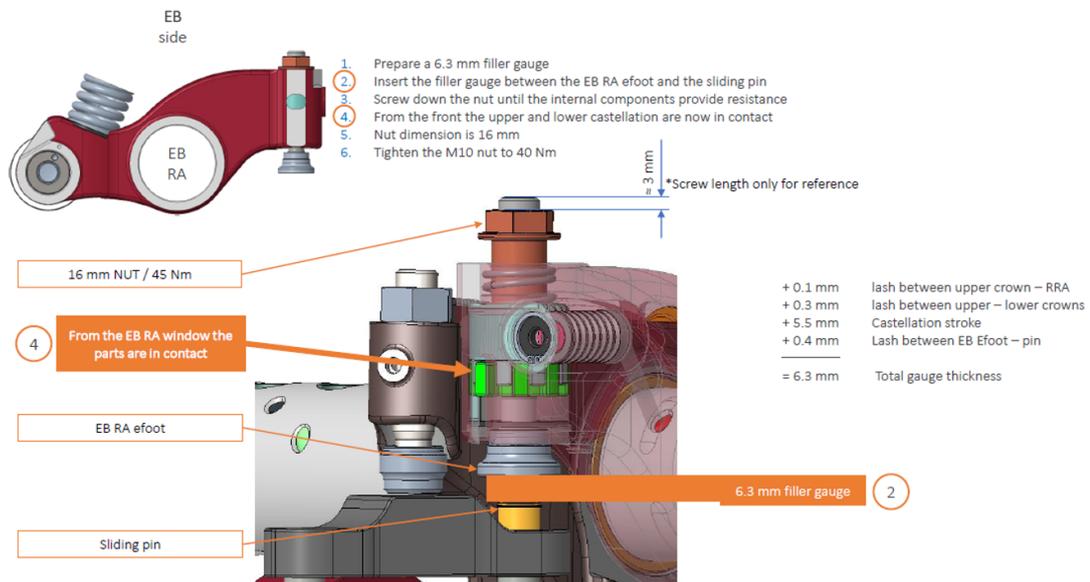


Figura 8.34. Calcolo distanze

8.2.6 Excessive oil flow

Il rischio di avere un flusso eccessivo di olio nel valve train presenta un problema importante per FPT Industrial.

Il valore limite fissato dall'SoR è pari a 8 l/min, mentre, in esercizio con il prototipo alpha, si è arrivati a 12,4 l/min nella condizioni di 2,5 bar e 90°C.

Si ha un valore così alto a causa della presenza del LIVC (Late Intake Valve Closing), un dispositivo che ritarda la chiusura delle valvole di scarico causando un consumo di olio maggiore. Il LIVC è un dispositivo formato da uno “stantuffo” che regola il movimento della valvola degli exhaust (Fig.8.35).

L'attivazione del perno grigio a contatto con il bilanciere, causa il rallentamento della fase di chiusura delle valvole di scarico, come si può osservare dal diagramma rappresentato in Fig.8.36.



Figura 8.35. LIVC representation

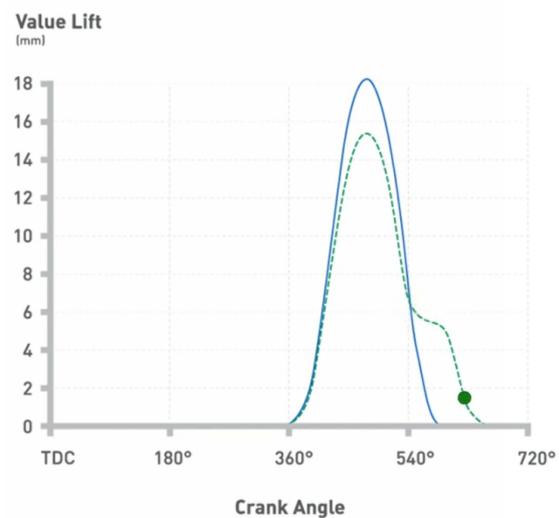


Figura 8.36. LIVC graph

Le cause ipotizzate sono:

- Gioco tra i rulli;
- Vite di regolazione del gioco;
- Dado di serraggio.

Il problema si presenta nel seguente modo:



Figura 8.37. Eccesso di olio

Una delle possibili soluzioni è la parzializzazione del flusso di olio fino ad una riduzione del 60% del flusso. Questa avviene nella vite e nell'albero del bilanciante tramite dei tappi che limitano il flusso d'olio.

Successivamente, come riportato in Fig.8.38 è stata presentata un'alternativa alla parzializzazione, sviluppata nella fase di industrializzazione del prototipo della fase alpha.

Un ulteriore passo avanti ha visto la rimozione del CDA e del LIVC, e l'introduzione del free floating roller, raggiungendo portate di 8 l/min.

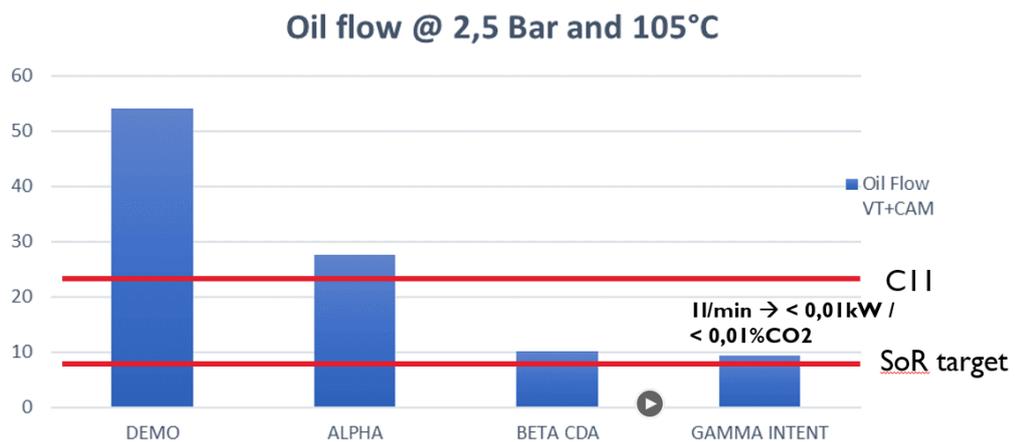


Figura 8.38. Riduzione della portata d'olio

8.2.7 Valve to piston impact

Tramite ispezione endoscopica è stata rilevata la presenza di segni marcati sulla testa del pistone (Fig. 8.39), causati dall'impatto tra le valvole di scarico e la superficie superiore del pistone.

Questo a causa di un gioco non sufficientemente alto rispetto alla dilatazione termica causata dall'aumento di temperatura che si ha durante il ciclo del motore. Dopo aver calcolato la distanza per tutte le combinazioni di dilatazione termica e cambio fase, si è arrivati alla conclusione che la distanza che causa l'impatto è compresa tra 0,8 e 1 mm.

Per risolvere la situazione, si è deciso di incrementare il valore del gioco di 0,2 mm.



Figura 8.39. Impatto tra le valvole di scarico e il pistone

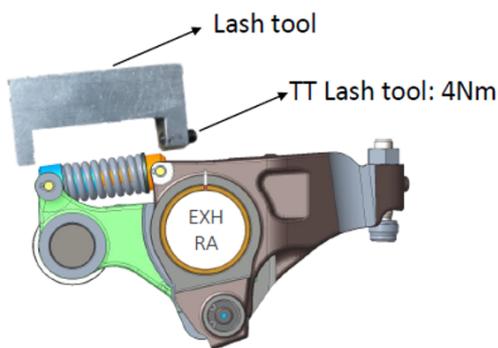


Figura 8.40. Regolazione del gioco

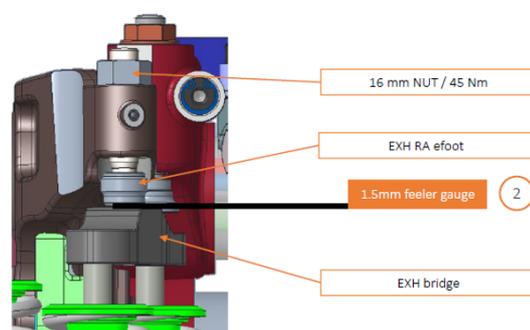


Figura 8.41. Calcolo del gioco

Per regolare il gioco viene utilizzato uno strumento che carica a compressione la

molla del bilanciere tramite una vite. Viene applicato un momento torcente di 4 Nm affinché il calcolo delle distanze porti ad un gioco di 1,5 mm, come descritto in Fig.8.40.

8.2.8 Brake valve re-opening

Durante il rodaggio beta, è stato rilevato un rumore dalla linea di scarico. Il rumore era presente solo durante la combustione e scompariva con un alto valore di gioco.

I motori sono stati rielaborati con un maggior valore del gioco in combinazione con l'adozione di una nuova procedura per evitare la dispersione da ciclo a ciclo. È stata eseguita un'attività di misurazione sul valvetrain per confermare l'effetto termico sulla riduzione della luce. Il valore misurato è di circa 1 mm.

Calcolando l'accumulo delle distanze, si ottiene un valore totale di 7,3 mm, necessario ad evitare l'apertura della brake valve che porterebbe ad un decremento delle prestazioni:

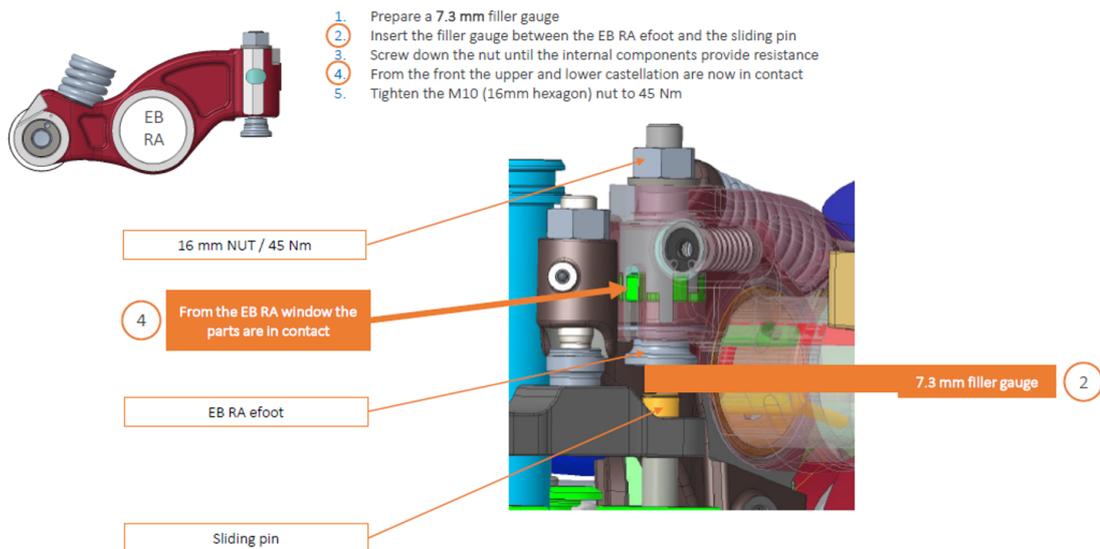


Figura 8.42. Calcolo distanze per bilanciere del freno

Dal grafico sottostante si può osservare come il sollevamento massimo della valvola debba essere minore di quello impostato per evitare l'apertura della valvola del freno (pari a 6,1 mm + dilatazione termica):

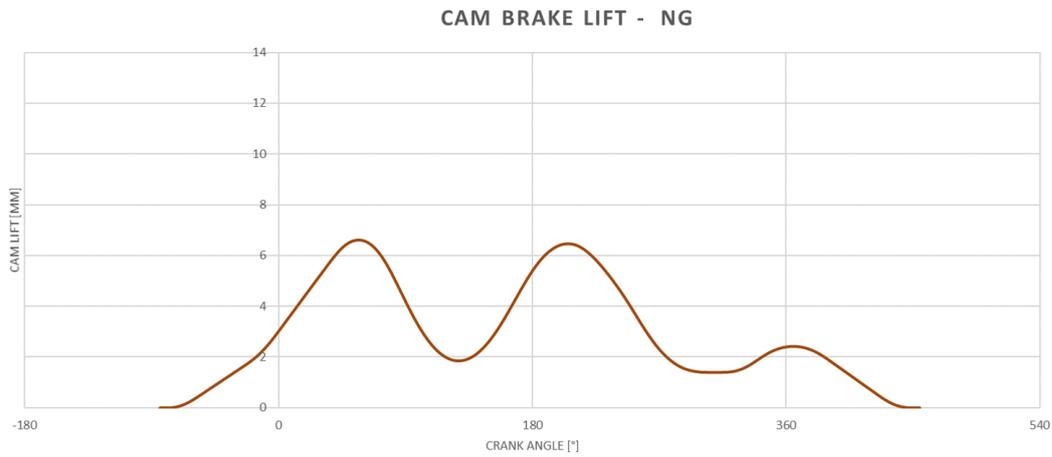


Figura 8.43. Grafico del valve lift

Questa procedura è da svolgere con il dado collassato per evitare di avere dispersione.

Il motore XC13 è tutt'ora in fase di perfezionamento per trovare il migliore compromesso tra efficienza e costi di produzione.

Capitolo 9

Conclusioni e riflessioni

In seguito all'analisi approfondita delle tecnologie disponibili sul mercato e di quelle utilizzate da FPT Industrial, è possibile istituire un confronto prestazionale.

Come osservato precedentemente, si nota che la quantità di potenza frenante ottenuta dal motore XC13 risulta nettamente maggiore rispetto a quella ottenuta dal C13.

Il discriminante che porta a questa differenza, è rappresentato proprio dalle tecnologie utilizzate.

Nel caso del C13, è stato descritto un meccanismo di engine brake totalmente meccanico, nel quale la potenza frenante ottenuta, è legata solamente all'attrito tra il bilanciere delle valvole di exhaust e la leva di braking.

Per quanto concerne il motore XC13, esso sfrutta un sistema idraulico dotato di un bilanciere dedicato (brake rocker arm) il quale ha lo scopo di regolare il movimento di una delle due valvole di scarico in modo tale da fornire potenza negativa (frenante).

Quest'ultimo è in grado di fornire una risposta più rapida e più precisa se confrontata a quella del freno motore del C13.

Inoltre, il motore XC13 è stato creato per abbattere le emissioni di CO₂ del motore C13, in modo tale da rispettare i nuovi limiti di CO₂ entro il 2025. Con gli sviluppi attuali, si è ottenuta una riduzione di CO₂ del 9% rispetto alla versione precedente.

Una ulteriore differenza tra i due casi in esame, è l'efficienza di combustione: nell'XC13 si ha un valore maggiore di efficienza di combustione grazie ad una pcp (peak cylinder pressure) più elevata rispetto al C13. I due valori distano del 30%. Questo, in aggiunta ad una pressione di iniezione più elevata (13% in

più del C13), permettono il raggiungimento di valori di potenza e coppia molto elevati:

441 kW @ 2850 Nm per la versione diesel.

Al momento il motore XC13 non è ancora in produzione, in quanto si stanno tutt'ora svolgendo incontri e technical review con i fornitori di sistemi di engine brake per conoscere nel dettaglio le tecnologie da loro proposte, al fine di scegliere quella che possa soddisfare al meglio le richieste progettuali.

La maggior parte delle proposte riguardano il traversino valvola, responsabile del timing delle valvole di scarico.

Ottimizzata la sua geometria, la risposta del freno motore risulterà più efficace e precisa, salvaguardando anche la durata dei componenti, fondamentale per l'applicazione dei motori considerati.

Anche in questo settore, il futuro è rappresentato dall'idrogeno; infatti, l'XC13 è disponibile nelle versioni diesel e metano, ma con la predisposizione alla tecnologia idrogeno e pronta per le sfide sulle emissioni della prossima generazione.

Riferimenti

Bibliografia

- [3] Jacobs Vehicle Systems. *Compression Release Engine Brake sell sheet*. 2022. URL: https://www.jacobsvehiclesystems.com/sites/default/files/2022-08/jvs_sellsheet_CompressionReleaseEngineBrake_2022.pdf.
- [5] G. Sandu M. Aleonte L. Jelenschi C. Cofaru. *State of the art of engine valve and tappet rotation*. Rapp. tecn. Bulletin of the Transilvania University of Braşov, 2011.
- [12] C. Delprete. *Powertrain Components Design - Engine*. Rapp. tecn. Politecnico di Torino, 2020.
- [13] G. Petrucci. *Lezioni di Costruzione di Macchine, Meccanismi a camma*. Rapp. tecn. Università degli Studi di Palermo, 2021.
- [22] *Eaton solution for engine brake*. 2021. URL: <https://www.eaton.com/content/dam/eaton/products/engine-solutions/engine-brake/eaton-engine-brake-website-one-pager-final-en-us.pdf>.
- [23] S. Ferracin (FPT Industrial). *Master Design Guidelines of Rocker Arm*. 2020.
- [24] S. Ferracin (FPT Industrial). *State of Requirements of spring valve*. 2021.
- [26] M. Petruccelli (FPT Industrial) G. Di Leo. *Disegno tecnico valve bridge*. 2012.
- [27] M. Binder (FPT Industrial). *Finite Element Analysis of valve bridge*. 2006.
- [29] P. Steinmüller (FPT Motorenforschung AG). *Valve bridge temperature investigations*. 2010.
- [30] A. Biancotti (CNH Industrial). *Head crack on inlet valve bridge*. 2013.
- [31] Fiat Powertrain Italia. *Norma di progettazione: FPI.80016 - Albero di distribuzione*. 1999.

- [33] Pune (IN); Nicola Andrisani Turin (IT) Pritam Gopal Edke Pune (IN); Nihil Saggam. *Cylinder deactivation and engine brake mechanism for type III center pivot valvetrains*. 2022.

Siti web consultati

- [1] *FPT Industrial Official Site*. (Consult. il 13 luglio 2023). URL: <https://www.fptindustrial.com/it>.
- [2] *Spiegazione freno motore tradizionale*. (Consult. il 25 luglio 2023). URL: <https://www.guidicar.it/faq-freno-motore-cos-e-come-funziona-137.cshtml#:~:text=L'espressione%20freno%20motore%20C3%A8,alta%20a%20una%20pi%C3%B9%20bassa>.
- [4] *Assieme albero motore e valve train*. (Consult. il 23 giugno 2023). URL: <https://www.sicurauto.it/ricambi-e-accessori/tecnica-e-manutenzione/che-cosa-e-la-biella-e-come-e-fatta/>.
- [6] *Le tipologie di valve train*. (Consult. il 24 maggio 2023). URL: <https://functionbay.com/documentation/onlinehelp/default.htm#!Documents/valve.htm>.
- [7] *Flathead engine*. (Consult. il 20 giugno 2023). URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Flathead_engine.
- [8] *Over Head Valve and Over Head Camshaft*. (Consult. il 20 giugno 2023). URL: <https://www.honda-engines-eu.com/it/home/perche-honda>.
- [9] *Schema di funzionamento del valve train*. (Consult. il 10 maggio 2023). URL: <https://enginetechnology.com/blog-engine-parts-101-valve-train-components/>.
- [10] *Ciclo diesel firing e braking mode*. (Consult. il 17 maggio 2023). URL: <https://www.edutecnica.it/macchine/diesel/diesel.htm>.
- [11] *Lavoro del ciclo diesel reale*. (Consult. il 17 maggio 2023). URL: <https://www.autotecnica.org/la-sovralimentazione-del-motore-termico/>.
- [14] *Regolazione del gioco*. (Consult. il 25 luglio 2023). URL: <https://www.iconwheels.it/guide-motori/come-regolare-il-gioco-di-valvole-nei-motori-auto-con-albero-a-camme-nel-basamento-143823.html>.
- [15] *Gioco tra camma e valvola*. (Consult. il 14 luglio 2023). URL: <https://it.wikipedia.org/wiki/Punteria>.
- [16] *Jacobs, High Power Density Engine Brake*. (Consult. il 12 luglio 2023). URL: <https://www.jacobsvehiclesystems.com/technologies/high-power-density>.

- [17] *Jacobs, Compression Release Engine Brake.* (Consult. il 12 luglio 2023). URL: <https://www.jacobsvehiclesystems.com/technologies/compression-release-engine-brake>.
- [18] *Jacobs, Lashless Valvetrain Engine Brake.* (Consult. il 12 luglio 2023). URL: <https://www.jacobsvehiclesystems.com/technologies/lashless-valvetrain-engine-braking#after-slide>.
- [19] *Jacobs, Bleeder Engine Brake.* (Consult. il 12 luglio 2023). URL: <https://www.jacobsvehiclesystems.com/technologies/bleeder-brake>.
- [20] *Jacobs, Exhaust Engine Brake.* (Consult. il 12 luglio 2023). URL: <https://www.jacobsvehiclesystems.com/technologies/exhaust-brakes>.
- [21] *Eaton Corporation.* (Consult. il 29 maggio 2023). URL: <https://www.eaton.com/it/it-it.html>.
- [25] *Materiale delle spring valve.* (Consult. il 23 giugno 2023). URL: <https://www.suzuki-garphyttan.com/en/technical-information/oteva/oteva-75-sc/>.
- [28] *Analisi modalità di rottura del valve bridge.* (Consult. l'11 luglio 2023). URL: <https://highwayandheavyparts.com/n-12630-valve-bridges-failure-analysis.html>.
- [32] *Calettamento e fasatura albero a camme.* (Consult. il 13 luglio 2023). URL: <https://vehiclecue.it/fasatura-variabile-descrizione-e-funzionamento/9552/>.

Ringraziamenti

Grazie.

Grazie a mamma e papà per avermi dato la penna per scrivere le pagine del mio futuro, supportandomi in ogni scelta e permettendomi di essere sempre me stessa. Grazie ai miei fratellini per avermi spalleggiata in questi anni, spingendomi a dare il meglio, vi voglio tanto bene.

Grazie a nonna e a nonno, quanto vorrei foste qui con me oggi, anche se so che in fondo ci siete. Siete parte di me. Grazie per avermi detto di non mollare mai e di essere sempre di buon umore, perchè non c'è tempo per la rabbia.

Grazie alla mia sorellina, che mi accompagna e mi ascolta come solo una sorella sa fare. Grazie alla mia seconda famiglia, pronta ad accogliermi e a sopportarmi in qualsiasi situazione.

Grazie a tutti i miei compagni di corso, in particolare Gianluca, Francesco, Giorgio, Luca, Lorenzo e Virginia, con i quali ho condiviso le peggiori salite e gioito ad ogni traguardo. Senza la vostra presenza, sarebbe stato molto diverso.

Grazie alle mie amiche di sempre Silvia e Letizia, da 18 anni al mio fianco. Crescere con voi e festeggiare con voi ogni traguardo è un regalo unico e ne sono grata. Siete speciali.

Grazie ai professori che mi hanno fatta crescere come persona e come ingegnere. Grazie in particolare al Prof. Velardocchia per aver creduto in me e nelle mie capacità e per avermi guidata in questi ultimi mesi del percorso universitario.

Grazie a Sergio e ad Enzo per avermi introdotta all'ambiente lavorativo e grazie a tutti i colleghi di FPT Industrial.

E poi grazie a te, che sei la mia gioia e la mia felicità. Ogni giorno mi regali il tuo sorriso e la tua presenza, anche nei momenti più bui. Sono una persona fortunata. Ci auguro un futuro felice.

Oggi si chiude un altro capitolo. Grazie a tutti per averne fatto parte.