

LA LUBRIFICAZIONE DEI MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA

Particolare attenzione, nella fase di progettazione e realizzazione di un motore a combustione interna, va posta nello studio del sistema di lubrificazione.

Scopo della lubrificazione è quello di ridurre le resistenze passive all'interno del motore, responsabili di perdita di lavoro meccanico e quindi di diminuzione del rendimento globale.

All'interno del motore queste devono intendersi soprattutto come le azioni di mutuo contatto tra le superfici dei vari componenti, che tendono ad ostacolare il moto relativo, sia esso di strisciamento o di rotolamento.

Ovunque vi siano organi, che scambiano lavoro e in moto relativo tra loro, è infatti da considerare una complessa serie di fenomeni, causa di dissipazioni di energia, che vanno di volta in volta sotto il nome di aderenza, attrito radente, rotolamento, etc...

Prima di approfondire ulteriormente il problema della lubrificazione si ritiene utile e interessante analizzare brevemente il fenomeno dell'attrito, privilegiando l'aspetto puramente meccanico del problema.

L'attrito: descrizione del fenomeno

Per attrito si intende, comunemente, una resistenza passiva, che ostacola il movimento relativo di due corpi.

Le figure che seguono (figura 1 e figura 2) riportano gli andamenti delle pressioni nel caso di perni con differenti allineamenti, e nel caso di una coppia rotoidale.

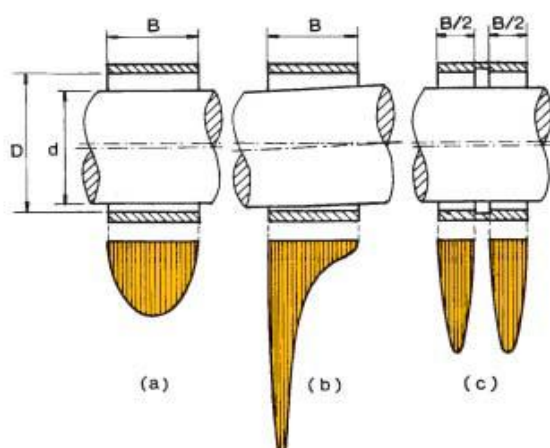


Fig. 1 – Esempio di distribuzione della pressione in direzione assiale per alcuni perni: a) perfetto parallelismo tra gli assi del perno e del cuscinetto, b) allineamento non perfetto, c) cuscinetto con scanalatura centrale;

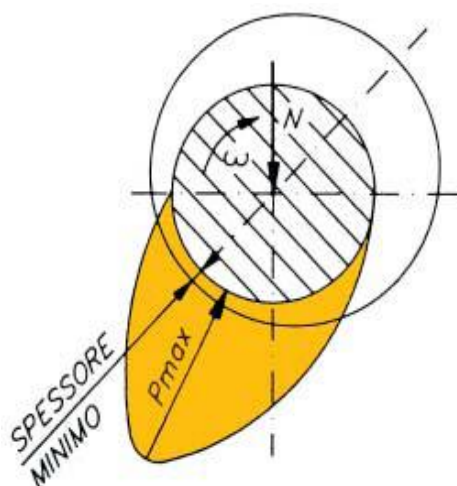


Fig. 2 – coppia rotoidale

Nel caso di coppie rotoidali si realizza, tra perno e supporto, un condotto all'interno del quale il perno trascina l'olio.

Con l'aumentare della velocità si crea un'azione di pompaggio. In tale situazione l'olio raggiunge una pressione che gli permette di sopportare il carico.

Lo spostamento relativo di due solidi si può ridurre ad una traslazione dei due oggetti uno sull'altro e a rotazioni attorno ad un asse giacente su un piano ortogonale a quello di contatto.

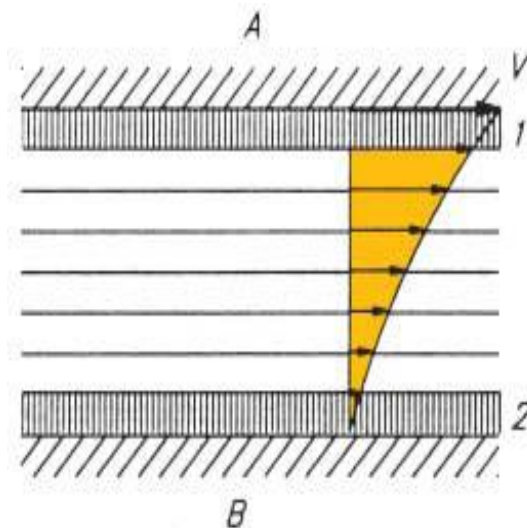


Fig. 3 – superfici parallele

Supponendo parallele le due superfici in moto relativo (figura 3), è possibile distinguere, all'interno del meato, due strati di lubrificante aderenti alle pareti (1 e 2) ed una serie di zone, anch'esse parallele alle due superfici, che strisciano le une sulle altre con differenti velocità.

Per due corpi che strisciano l'uno sull'altro soggetti a una forza normale alle due superfici a contatto, la forza di attrito può essere rappresentata dalla relazione

$$T = f N$$

dove T rappresenta la forza d'attrito, N la forza normale alle superfici ed f il cosiddetto coefficiente di attrito radente, ricavabile da prove sperimentali (figura 4).

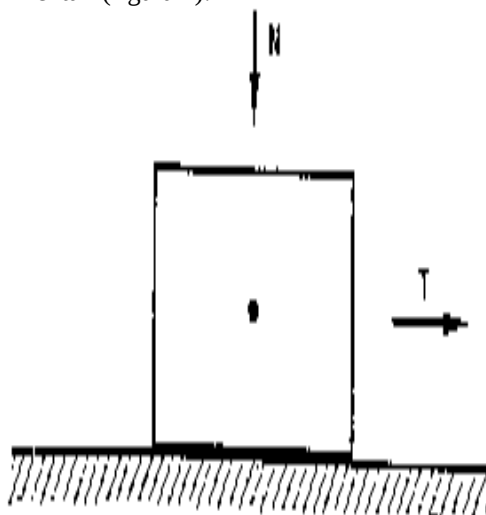


Fig. 4 – Schema di un corpo soggetto ad una forza tangenziale a contatto con una superficie orizzontale

La forza d'attrito è indipendente dall'estensione delle superfici a contatto, dipendendo, invece, dalla loro natura e proporzionale alla forza esercitata da un corpo sull'altro.

Il coefficiente d'attrito, pur modificandosi in misura minima al variare della velocità relativa dei corpi coinvolti, presenta alle basse velocità un valore molto più alto (figura 5).

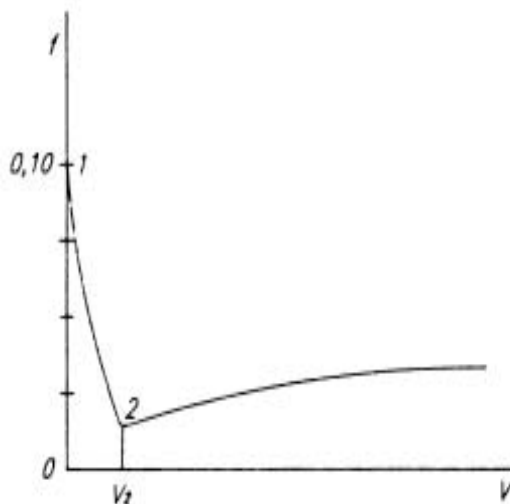


Fig 5 – Andamento del coefficiente di attrito al variare della velocità dei corpi in moto reciproco.

Si parla così di “attrito di primo distacco”, a significare l’assenza di moto relativo tra le parti contigue.

Dalle condizioni statiche a quelle cinematiche il coefficiente d’attrito diminuisce fino a tre volte, il moto, in tali condizioni, non inizia fino a che la T non raggiunge il valore limite $f N$, partendo da zero. In caso contrario, non si ha spostamento alcuno, e si parlerà dunque, di aderenza.

Mentre da una parte la potenza perduta per attrito si trasforma in energia termica, dall’altra contribuisce, a causa dello strisciamento, all’usura delle superfici e, quindi, al consumo degli elementi a contatto. Si comprende dunque l’effetto negativo dell’attrito sulla durata dei componenti meccanici. Non bisogna comunque dimenticare che vi sono situazioni e sistemi meccanici in cui l’attrito può addirittura essere necessario, ne sono un esempio il “rodaggio”, in cui gli effetti deleteri dello strisciamento sono sfruttati per far meglio adattare tra loro le parti, oppure sistemi come gli innesti, la frizione, i freni e le cinghie di trasmissione piane, i quali se non vi fosse l’attrito non potrebbero mai esistere.

All’attrito si ricorre anche quando si effettuano collegamenti mediante viti o chiavette.

In generale, un’opportuna progettazione degli organi di macchine deve considerare una morfologia (ad esempio: profilature particolari) o dei sistemi opportuni (ad esempio: scelta delle coppie dei materiali a contatto) per smaltire il calore prodotto, al fine di evitare l’innalzamento della temperatura a livelli tali da generare deformazioni, microsaldature o altri fenomeni indesiderati.

Riduzione dell’attrito nei motori a c.i.: la lubrificazione

Durante la progettazione di un motore a c.i., uno degli obiettivi primari è lo studio di un efficace sistema di lubrificazione.

Per meglio comprendere quale sia l’importanza del sistema di lubrificazione per un motore a combustione interna basta elencare i compiti principali svolti dal lubrificante all’interno del motore stesso:

- a) smaltimento del calore;
- b) riduzione dell’attrito;
- c) mantenimento della pulizia del motore;
- d) recupero dei giochi tra fasce e cilindri;
- e) impedimento della formazione di depositi;
- f) riduzione dell’usura in genere;

Per svolgere queste funzioni correttamente un lubrificante generico è composto da una base minerale e/o sintetica (50 ÷ 95%), da un miglioratore della viscosità (0 ÷ 35%) e da alcuni additivi (5 ÷ 12%).

Il principio, sul quale si basa il fenomeno della lubrificazione, è quello di interporre tra due superfici in moto relativo tra loro un elemento, generalmente fluido, in grado di abbattere il valore del coefficiente di attrito.

Si tenga conto che anche le superfici che, a prima vista, appaiono lisce presentano in realtà micro rugosità, che si oppongono allo scorrimento reciproco delle parti.

La legge di Coulomb governa e descrive perfettamente le forze in gioco, nel caso di attrito radente tra due corpi.

Se infatti si indica con F_n la forza che agisce su un corpo appoggiato su un piano (in direzione normale al piano stesso) e con F_t la forza che nasce per effetto dell’attrito vale la seguente relazione:

$$F_t \leq \mu_s \cdot F_n$$

essendo μ_s il coefficiente di attrito statico.

Se i due corpi sono in movimento, la relazione si trasforma nella seguente:

$$F_t = \mu_d \cdot F_n$$

essendo μ_d il coefficiente di attrito dinamico.

Il coefficiente di attrito dinamico è compreso, nel caso di lubrificazione corretta, tra 0.01 e 0.001.

Il film di lubrificante, che si interpone tra le due superfici da lubrificare, prende il nome di “meato” e dipende principalmente dai seguenti fattori:

- viscosità dell’olio;
- velocità relativa delle superfici;
- pressione esercitata sullo strato di lubrificante.

Sistemi di lubrificazione

Dal punto di vista meccanico i sistemi usualmente adottati per la lubrificazione dei motori alternativi a combustione interna sono i seguenti:

1. lubrificazione a *sbattimento*;
2. lubrificazione per *miscelezion*e;
3. lubrificazione per *dosatura*;
4. lubrificazione *forzata*.

Lubrificazione a sbattimento

Questo tipo di lubrificazione necessita di un livello costante dell’olio presente nella coppa, di modo che un beccuccio a forma di cucchiaino, disposto sotto la testa delle bielle, possa pescare l’olio che, sotto l’urto del beccuccio stesso, dovrà in parte penetrare per inerzia nel cuscinetto di biella ed in parte essere lanciato al di sotto del pistone, nel cilindro e nel basamento.

L’olio, che ricade, viene poi convogliato attraverso appositi canali sui supporti dell’albero motore ed in tutte le altre parti, che necessitano di lubrificazione.

Un tale tipo di lubrificazione, adottata soprattutto in passato per motori lenti e di piccole dimensioni, a causa della sua semplicità di realizzazione, è però chiaramente imperfetta, non consentendo che tutti gli organi del motore ricevano una quantità d’olio correttamente dosata.

Lubrificazione per miscelezion

È applicata nei motori a due tempi a pompa di lavaggio nel carter (Fig. 6), alimentati con una miscela di benzina ed olio lubrificante.

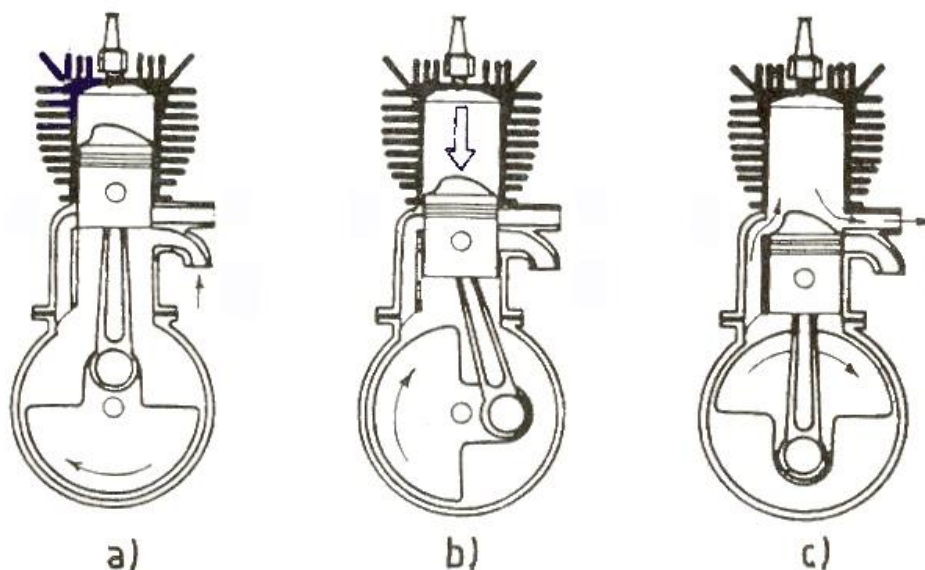


Fig. 6 – Fasi del ciclo di un motore a due tempi ad accensione comandata

L'olio, mescolato alla benzina, viene aspirato dal carter durante la fase a) (*fase di aspirazione nel carter e compressione nel cilindro*) e si deposita sotto forma di minute goccioline sull'albero a gomito e sugli altri organi. La miscela, compressa a causa del moto del pistone, durante la fase b) (*fase di combustione ed espansione nel cilindro e compressione nel carter*), fluisce nel cilindro durante la fase c) (*fase di lavaggio e svuotamento del carter*). Questo tipo di lubrificazione, a fronte dell'estrema semplicità, comporta però un notevole consumo d'olio, che può essere accettato solo per piccoli motori dal consumo di carburante contenuto. Ma tale tecnica è ormai superata, anche per motivi di inquinamento.

Lubrificazione per dosatura

Spesso adoperato insieme ad uno dei metodi precedentemente descritti, questo tipo di lubrificazione consiste nell'inviare l'olio alle parti più difficili da lubrificare mediante piccole pompe a pistoncino, azionabili a mano durante l'avviamento e dal motore durante il moto. Anche questa tecnica è però ormai superata.

Lubrificazione forzata

È il tipo di lubrificazione più razionale e che consente di ottenere i migliori risultati (Fig. 7).

Questo tipo di lubrificazione può avvenire in due modi differenti, o a carter secco, metodo principalmente usato nella lubrificazione di motori altoprestazionali, o a carter umido, metodo questo utilizzato per quasi tutti i motori sia industriali che per autotrazione. Le differenze tra i due metodi risiedono nei volumi di olio in gioco, e quindi anche nei differenti modi in cui questo viene prelevato dal carter e immesso nel circuito.

L'olio contenuto o raccolto nel carter, mediante una pompa rotativa, annegata nell'olio stesso, viene inviato sotto pressione a tutte le parti vitali del motore attraverso una complessa rete capillare, che si dirama da un collettore principale a tutto il motore.

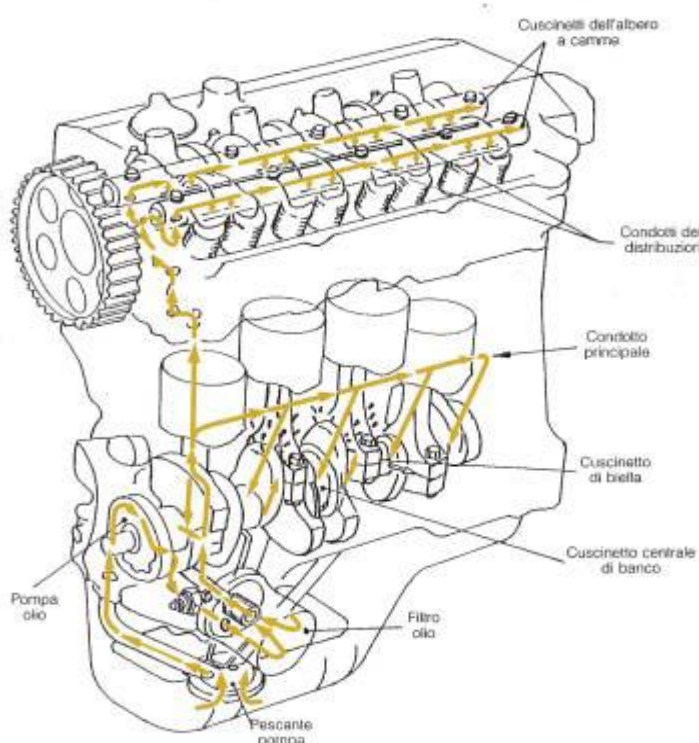


Fig 7 – Un tipico esempio di lubrificazione per motore a 4 cilindri in linea

Gli organi meccanici dei motori che devono essere lubrificati sono i seguenti:

- accoppiamenti pistone-cilindro;
- cuscinetti di banco e di biella;
- spinotti;
- cuscinetti degli alberi a camme;
- camme e punterie;
- ingranaggi e catene di distribuzione;
- gruppi bilancieri;
- steli e guide delle valvole;
- pompe dell'olio.

Dopo aver raggiunto tutte le coppie cinematiche del motore, instaurando ove possibile un regime di lubrificazione fluida, che riduce notevolmente le perdite per attrito, l'olio ricade nel carter per essere poi rimesso in circolazione dalla pompa.

Sono ovviamente necessari alcuni filtri, disposti lungo il circuito di lubrificazione, allo scopo di trattenere i depositi carboniosi dovuti alla combustione di quella parte di lubrificante, che passa in camera di combustione e di filtrare le eventuali impurità solide, di varia provenienza, che l'olio potrebbe contenere.

Regimi di lubrificazione

In generale, si possono distinguere tre regimi di lubrificazione:

1. fluidodinamica;
2. limite;
3. mista.

Ogni regime di lubrificazione è caratterizzato da precise condizioni geometriche e funzionali legate ai seguenti fattori:

- velocità di rotazione;
- carico da sopportare;
- viscosità del fluido lubrificante alle temperature di regime;
- finitura delle superfici accoppiate;
- dimensione e gioco del supporto;
- portata di lubrificante erogata.

Si ha la lubrificazione **fluidodinamica** (idrodinamica nel caso di fluidi incomprimibili) quando il lubrificante forma una pellicola continua di spessore molto piccolo (film fluido) ma sufficiente per impedire il contatto diretto tra le superfici.

In sostanza, le superfici sono interamente separate da un film di lubrificante; la resistenza fra gli strati multipli delle molecole, di cui è costituito il film, è denominata "**frizione fluida**", le molecole d'olio sono legate alla superficie metallica per adesione, mentre i vari strati di molecole sono legati tra loro per coesione.

La separazione delle superfici è dovuta al fatto che il lubrificante interposto si porta, durante il moto relativo, a pressione superiore a quella ambiente.

Ciò deriva dallo stato di tensione che, in conseguenza della viscosità del lubrificante, si produce in esso per effetto della velocità di scorrimento dei filetti fluidi. Risulta chiaro, quindi, che la viscosità ha, in tale tipo di lubrificazione, un ruolo determinante. Teoricamente, in questo campo, oli con viscosità μ minore, comportano minori perdite per attrito e quindi maggiore economia.

In applicazioni con olio troppo viscoso, inoltre, la frizione fluida interna può produrre tanto calore da abbreviare la vita delle superfici.

In realtà, però, nonostante la lubrificazione mediante un film intero d'olio sia una situazione desiderabile, raramente si riesce ad ottenerla.

Più comune è la condizione presentata più avanti e chiamata *boundary lubrication*, in cui, per la presenza di un minor spessore d'olio, le superfici sono separate, ma i picchi delle asperità vengono in contatto tra loro in alcune zone.

- La lubrificazione è **idrodinamica per effetto cuneo**, quando la geometria delle superfici ed il loro moto relativo trascinano il lubrificante in un meato convergente; per mantenere costante la portata nelle sezioni decrescenti, nasce un'onda di pressione che è anche in grado di equilibrare le forze agenti sulla coppia di superfici a contatto e quindi di impedire il contatto diretto delle due superfici. Lo spessore minimo della pellicola lubrificante non scende sotto i $20 \div 25 \mu\text{m}$. È il caso tipico dei cuscinetti radenti radiali e radenti assiali autosostentanti caricati staticamente.
- La lubrificazione è **idrodinamica per effetto espulsione**, quando la pressione nella pellicola fluida nasce dalla resistenza viscosa opposta dal lubrificante all'espulsione provocata dall'accostamento delle superfici che per effetto del carico, si muovono nella direzione della normale comune. Il contatto diretto può essere evitato se, per tempo, si modificano le condizioni di carico o interviene un efficace effetto cuneo.
- La lubrificazione è **idrostatica**, quando il liquido lubrificante, tramite una apposita pompa, è immesso sotto pressione tra le superfici della coppia formando una pellicola fluida di spessore adeguato ($15 \div 20 \mu\text{m}$).
- La lubrificazione è **elastoidrodinamica (EHD)**, quando la pressione nella pellicola lubrificante è funzione anche della deformazione elastica dei membri della coppia. E' un regime di

lubrificazione, che si può verificare in coppie non combacianti, fortemente caricate e costituite da materiali con modulo di elasticità elevato (materiali metallici). In queste condizioni la pressione di contatto è molto elevata, un olio lubrificante può aumentare la propria viscosità di 100 e persino 1000 volte e, intrappolato tra le superfici solide deformate elasticamente, si comporta come un solido virtuale, impedendo il contatto tra le superfici medesime. La pellicola lubrificante, così formata, ha uno spessore molto piccolo, compreso tra 0.1 ed 1 μm . Il regime di EHD può verificarsi nella lubrificazione dei cuscinetti volventi, degli ingranaggi, e degli accoppiamenti camma-punteria. Si è soliti definire EHD anche la lubrificazione di coppie combacianti, quando uno dei due membri, per effetto del carico e della scarsa rigidità, si deforma elasticamente. È quanto può accadere nei cuscinetti di testa di biella dei MCI, quando la rigidità della sede di biella è insufficiente. In questo caso, la deformazione interessa superfici molto ampie e la pressione ha influenza praticamente trascurabile sul lubrificante.

Si ha **lubrificazione limite (boundary lubrication)**, quando, per effetto di forti carichi e bassa velocità di strisciamento, la pellicola lubrificante fluida non è in grado di mantenere separate le superfici. C'è contatto fra le asperità (picchi) delle due superfici in moto relativo.

Tipiche di questo regime sono le parti sottoposte ad alti carichi (ad esempio: treno valvole, cuscinetti, fasce pistoni negli istanti immediatamente successivi alla combustione, quando l'alta pressione istantanea forza gli anelli sulle pareti del cilindro), perciò più soggette al fenomeno dell'usura. La necessità di minimizzare l'usura di queste parti non rende agevole la scelta univoca della viscosità.

La lubrificazione viene affidata a sottili pellicole lubrificanti solide ancorate alle superfici medesime. Sono pellicole ottenute per adsorbimento fisico o chimico-fisico, o per reazione chimica di particolari sostanze attive aggiunte all'olio lubrificante in piccole quantità (<1%); hanno uno spessore molto contenuto e sono caratterizzate da una bassa resistenza al taglio e da soddisfacente resistenza alla penetrazione, cosicché attrito ed usura mantengono valori contenuti.

Questo tipo di lubrificazione è molto comune nei transitori di avviamento e di arresto delle macchine. Gli effetti negativi, tipici di questo regime, possono essere minimizzati con l'aggiunta, nel lubrificante, di appositi additivi antiusura o "extreme-pressure".

Si ha lubrificazione **mista**, quando la pellicola lubrificante fluida permette un contatto diretto parziale delle superfici della coppia: parte del carico è sopportato dalla pellicola dinamica fluida e parte dalle asperità superficiali, protette da pellicole lubrificanti solide.

Se si riporta in grafico, per es. per un cuscinetto radente radiale, l'andamento del **fattore d'attrito f** in funzione del parametro $\mu N/p$, con:

- μ , viscosità dinamica del lubrificante,
- N , velocità angolare di rotazione del perno,
- $p = F_n/LD$ il carico specifico (con F_n componente normale della forza di chiusura, L e D quote geometriche del cuscinetto)

si ottiene la nota **curva di Stribeck** (Fig. 8) in cui si possono individuare, con una certa approssimazione, i campi dei diversi regimi di lubrificazione, sia per il cuscinetto in esame, sia per le coppie aventi un contatto di strisciamento simile.

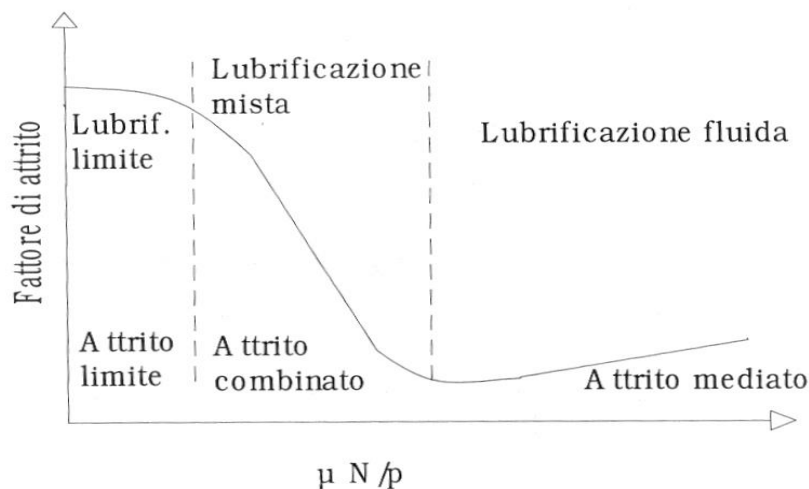


Fig. 8 – Curva di Stribeck

Si è soliti riportare il fattore di attrito f in funzione del parametro $\Lambda = h_{\min}/\sigma_e$, con:

- $h_{\min}$, altezza minima del meato;
- $\sigma_e = (\sigma_1 + \sigma_2)^{1/2}$, rugosità equivalente, essendo σ_1 e σ_2 gli indici di rugosità medi quadratici delle superfici.

Si ottiene un grafico (Fig. 9) in cui risulta anche evidenziato il campo della lubrificazione elastoidrodinamica.

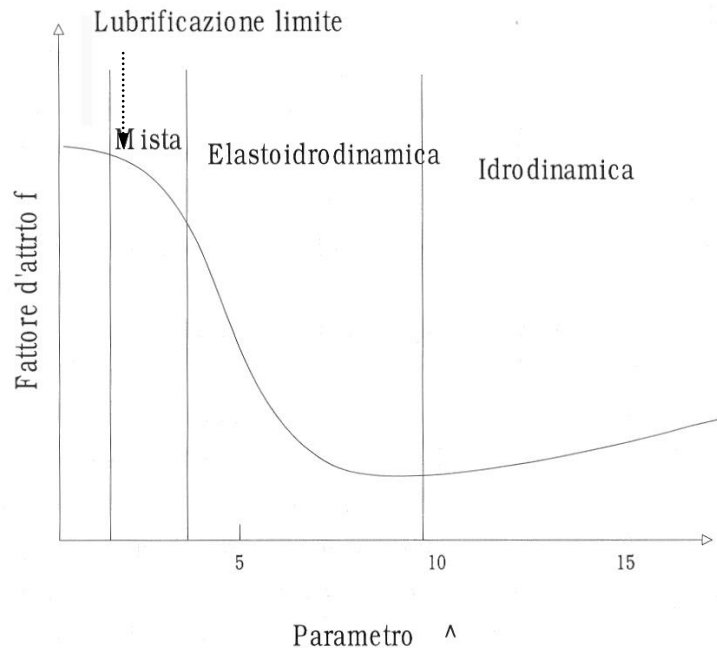


Fig. 9 – Andamento del fattore di attrito in funzione del parametro Λ

Si osservi che il fattore di attrito f , in condizioni di lubrificazione elastoidrodinamica, al crescere di Λ diminuisce per riprendere a crescere quando si instaura la lubrificazione idrodinamica.

A rendere il tutto ancora più complesso, è il fatto che ciascun componente di ciascun motore, a differenti condizioni di funzionamento, risponde in modo differente.

IL SISTEMA DI LUBRIFICAZIONE DI UN MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA

Un qualsiasi motore a combustione interna può essere visto come un sistema complesso costituito da organi fra loro accoppiati e dotati di moto alterno lineare o di moto rotatorio.

La lubrificazione del motore deve essere pensata e progettata in modo tale che tutte i suoi componenti siano raggiunti, in qualunque condizione di carico, dall'olio lubrificante con lo scopo di ottenere sempre un velo separatore fra le superfici.

Il mancato apporto di lubrificante, anche per un periodo di tempo brevissimo, comporterebbe, a causa dell'attrito tra le superfici, dei surriscaldamenti locali con probabile grippaggio delle parti a contatto. Il danneggiamento risulterebbe, a questo punto, irreparabile, con conseguenze gravi per il motore.

Le fasi fondamentali da seguire, per la realizzazione di un corretto sistema di lubrificazione, consistono nel:

- definire, in modo appropriato, la quantità di olio lubrificante necessario al motore, per la sua lubrificazione e per il raffreddamento di tutti gli organi, che sono ritenuti termicamente critici.
- disegnare condotti e tubazioni dell'olio, nel limite del possibile, senza repentine variazioni di direzione, al fine di contenere le perdite di carico e nei quali la velocità del flusso sia sempre inferiore ai 2 m/s.
- provvedere a realizzare un efficiente circuito di sfiato e ricircolo dei gas di blow-by.
- tenere presente che, con il chilometraggio, gli organi si usurano e i giochi funzionali aumentano e, pertanto, la richiesta d'olio del motore aumenta di conseguenza.
- scegliere con razionalità la valvola di regolazione della pressione dell'olio e la sua posizione.
- scegliere un filtro dell'olio funzionale.

- eseguire su motori prototipi prove di lubrificazione nelle condizioni critiche di carico e di posizione, vale a dire a carichi variabili ed elevati e ad alti rpm.
- scegliere, relativamente al costo ed all'ingombro, la pompa dell'olio più appropriata.

Inoltre, è necessario adottare, a seconda della tipologia di motore, il circuito di lubrificazione più razionale. All'uopo, si elencano i tipi di circuito impiegati nella maggior parte dei casi:

- circuito con carter umido;
- circuito con carter umido e radiatore supplementare di raffreddamento;
- circuito di raffreddamento olio regolato da una valvola termostatica di by-pass;
- circuito con carter secco, per motori da competizione e per motori di veicoli fuoristrada.

I circuiti di lubrificazione possibili

La soluzione più adottata per la lubrificazione dei motori è quella a carter umido. Un esempio di questo tipo di circuito è rappresentato in figura 10 .

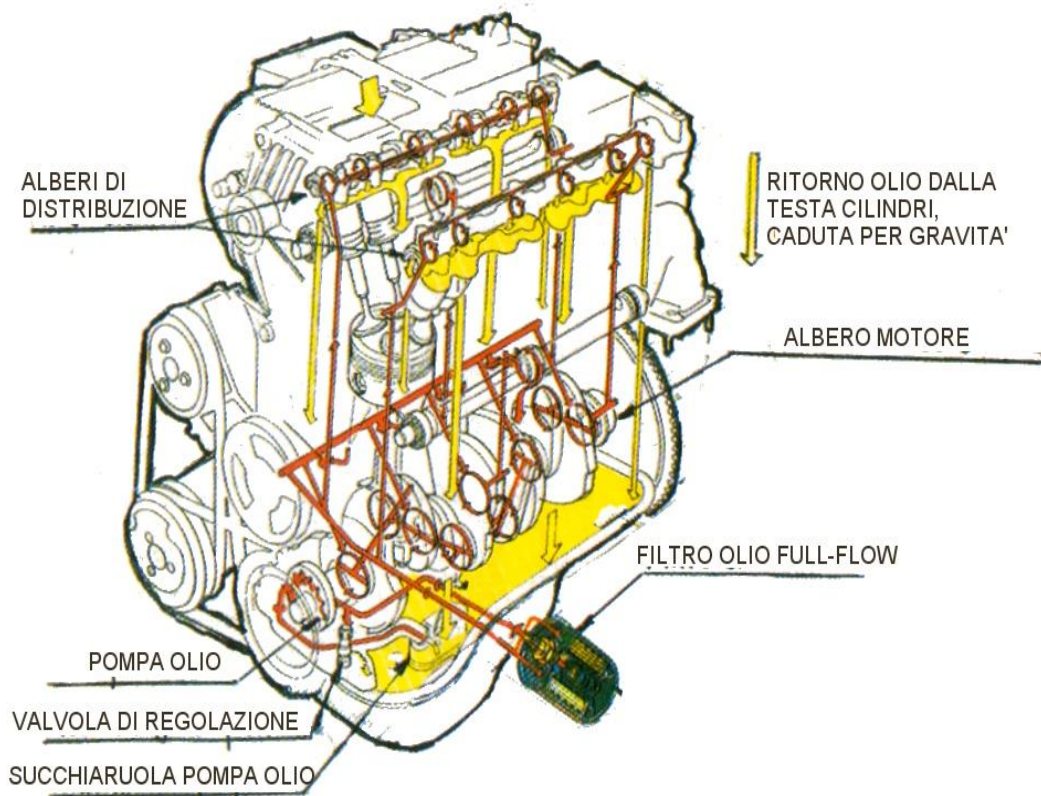


Fig. 10 – Schema di lubrificazione di un motore Fiat con carter umido
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Il filtro dell'olio è del tipo a cartuccia (full-flow) e può disporre di una valvola di by-pass e di una membrana antiriflusso che ne impedisce lo svuotamento quando lo si smonta.

La pompa preleva l'olio dalla coppa e lo invia al filtro a cartuccia. Da qui, il fluido lubrificante raggiunge la canalizzazione principale e le testate ove ha il compito di lubrificare gli alberi a camme e le punterie. Bisogna ricordare, che, nei motori a fasatura variabile, l'olio che raggiunge le testate agisce anche come fluido idraulico per i variatori di fase.

Dal condotto principale, tramite una rete di piping, l'olio raggiunge i perni di banco e di biella e talvolta può essere "spruzzato" sotto il cielo dei pistoni, per il raffreddamento di quest'ultimi. Terminata la sua funzione di lubrificazione e raffreddamento, l'olio ricade in coppa.

In figura 11 è rappresentato lo stesso motore, ma dotato di turbocompressore, il quale, come si vede, richiede un circuito supplementare di raffreddamento dell'olio, comprensivo di una valvola termostatica.

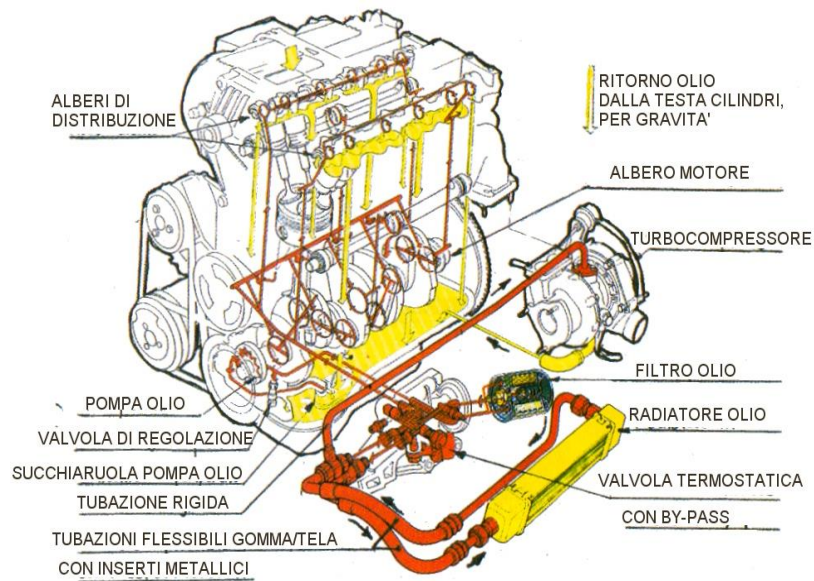


Fig. 11 - Schema di lubrificazione di un motore Fiat a carter umido, turbocompresso e con circuito di raffreddamento supplementare (G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Per meglio capire il funzionamento della valvola termostatica si riporta in figura 12 lo schema del circuito di raffreddamento dell'olio del motore Fiat Ritmo Abarth 130 TC.

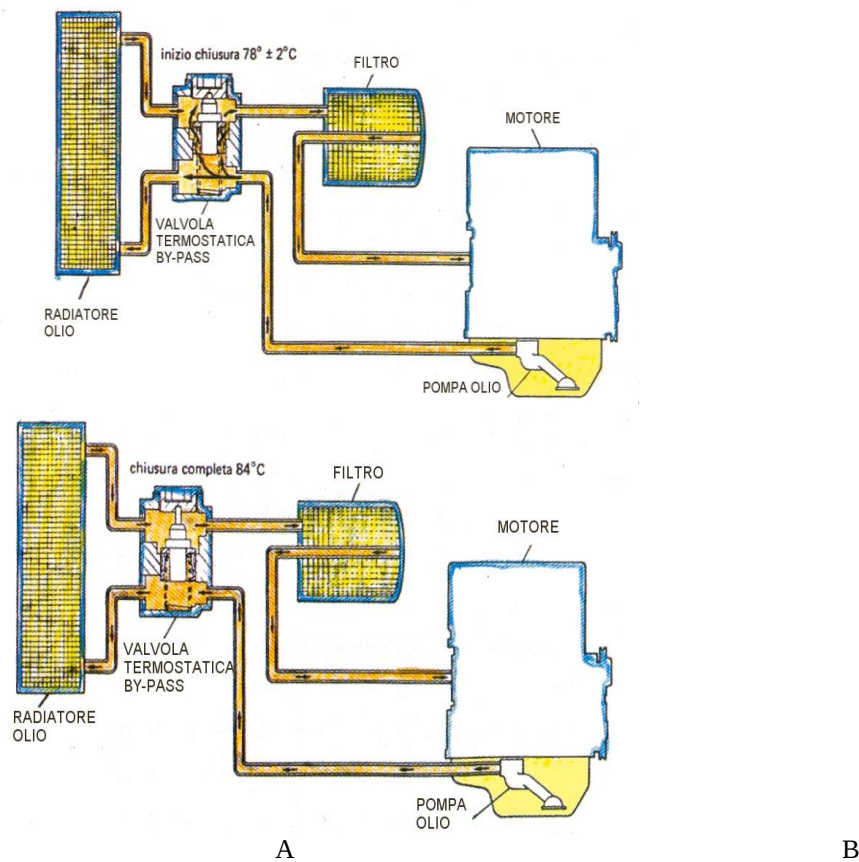


Fig. 12 – Circuito di raffreddamento olio motore (con valvola termostatica aperta A e chiusa B) (G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Quando la valvola termostatica è aperta, si ha la miscelazione fra olio caldo che esce dal motore e quello che arriva dal radiatore (Fig. A).

Quando, l'olio, in uscita dal motore, raggiunge la temperatura di taratura (che in questo caso vale $78^{\circ}\pm 2^{\circ}\text{C}$), la valvola termostatica comincia a chiudersi.

Quando è completamente chiusa (in questo motore la chiusura completa della valvola si ha a 84°C), l'olio caldo proveniente dal motore transita nel radiatore e qui si raffredda. In figura 13 è infine rappresentato un circuito di lubrificazione tipico dei motori ad alte prestazioni. È il circuito a carter secco.

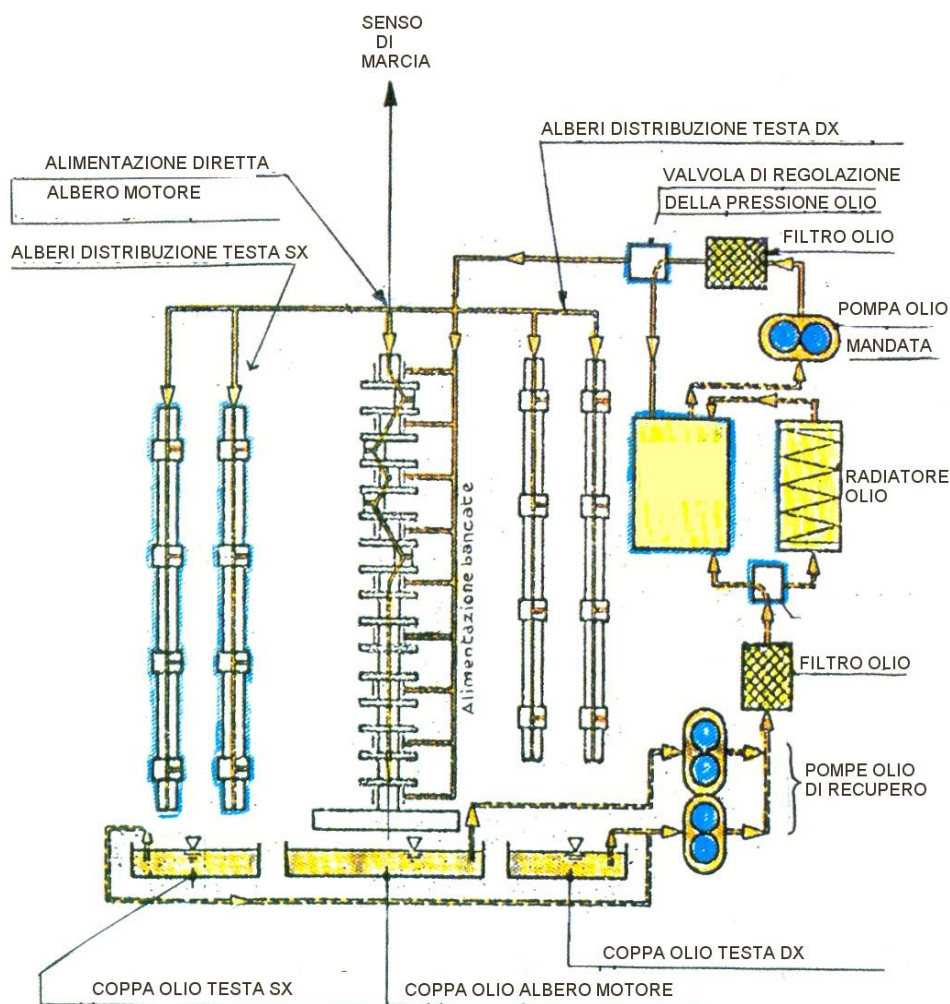


Fig. 13 - Circuito di lubrificazione a carter secco motore Porsche 1,5 l (8 cilindri boxer)
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

In tale tipo di circuito, la coppa dell'olio è sostituita da un carterino che ha il solo compito di raccogliere l'olio in uscita e/o in caduta dalle parti lubrificate. Il circuito è dotato di più pompe olio di recupero che devono recuperare il fluido lubrificante dal carter (e ove previsto, dalle teste) ed inviarlo ad un serbatoio esterno all'unità motrice. Prima di raggiungere il serbatoio, l'olio è preventivamente raffreddato in uno scambiatore dedicato e degasato.

La necessità di non avere olio stagnante nel motore e olio nebulizzato in sospensione nel carter, dove il manovellismo ruota ad elevato numero di giri (in F1 si raggiungono i 18000 rpm), deriva dal fatto che ogni contatto tra le particelle in sospensione e gli organi in movimento (bielle e albero motore) provoca un effetto frenante nei confronti del moto rotatorio con conseguente perdita di potenza.

Bisogna comunque precisare, che anche sui motori di serie a carter umido, si deve procedere in modo che, in nessuna condizione di impiego del veicolo, le bielle ed i contrappesi di equilibratura “peschino” olio dalla coppa.

Nei paragrafi che seguiranno si descriveranno la lubrificazione e le problematiche, ad essa connesse, delle coppie cinematiche del motore.

La lubrificazione dei perni di banco e di biella

Dal condotto centrale, tramite i fori di lubrificazione di banco (vedasi ad esempio la Fig. 14), l'olio raggiunge i perni di banco e lubrifica le bronzine

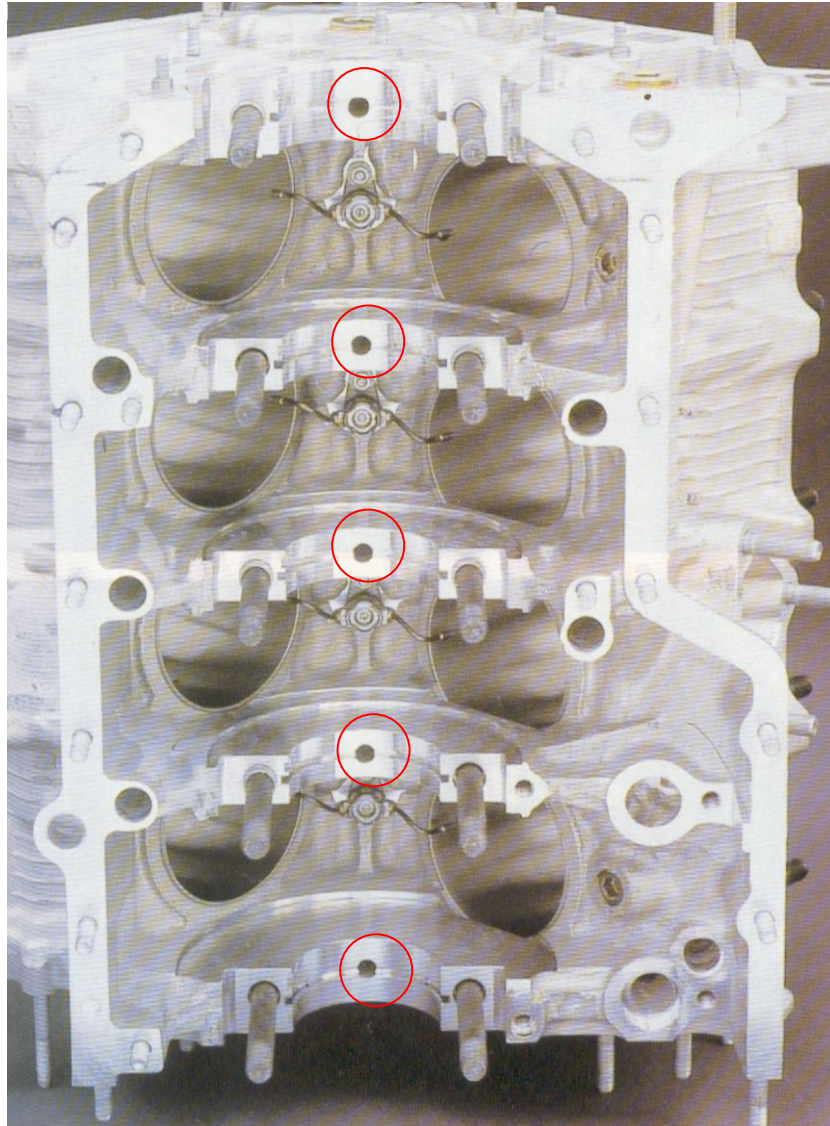
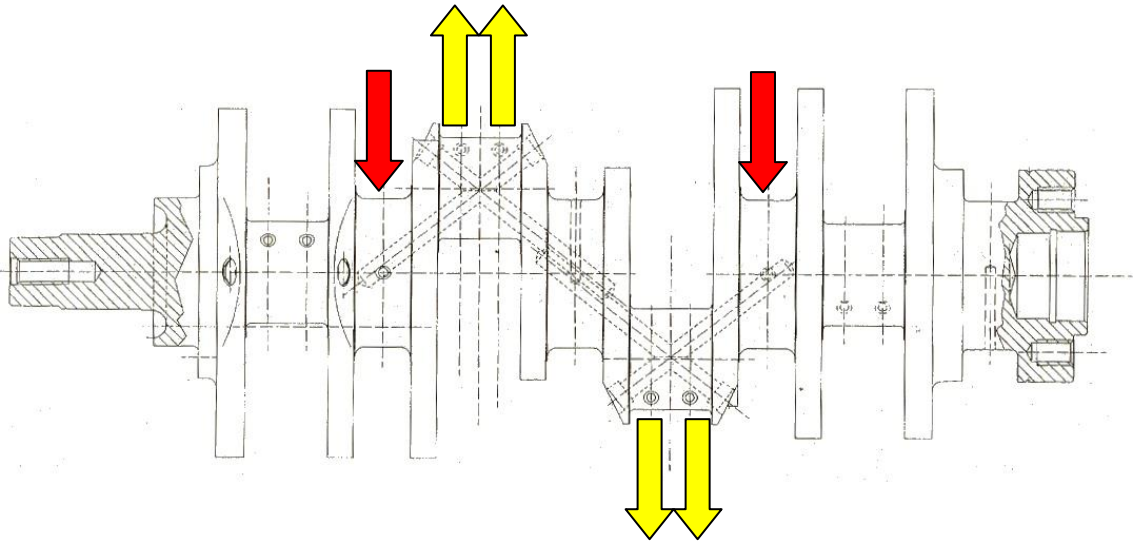


Fig. 14 – Fori di lubrificazione perni di banco

Sotto pressione, l'olio fluisce nelle forature dell'albero (Fig. 15) e tramite esse raggiunge i fori ,di uscita, (Fig. 16) per la lubrificazione dei perni di biella. Da qui raggiunge infine la coppia cinematica spinotto-piede di biella. Nella figura 17 si riporta un esempio dimensionale relativo alle forature previste su di un motore per il circuito di lubrificazione.

LUBRIFICAZIONE PERNI DI BIELLA



LUBRIFICAZIONE PERNI DI BIELLA

Fig. 15 – Disegno di un albero motore



Fig. 16.– Fori di lubrificazione perni di biella

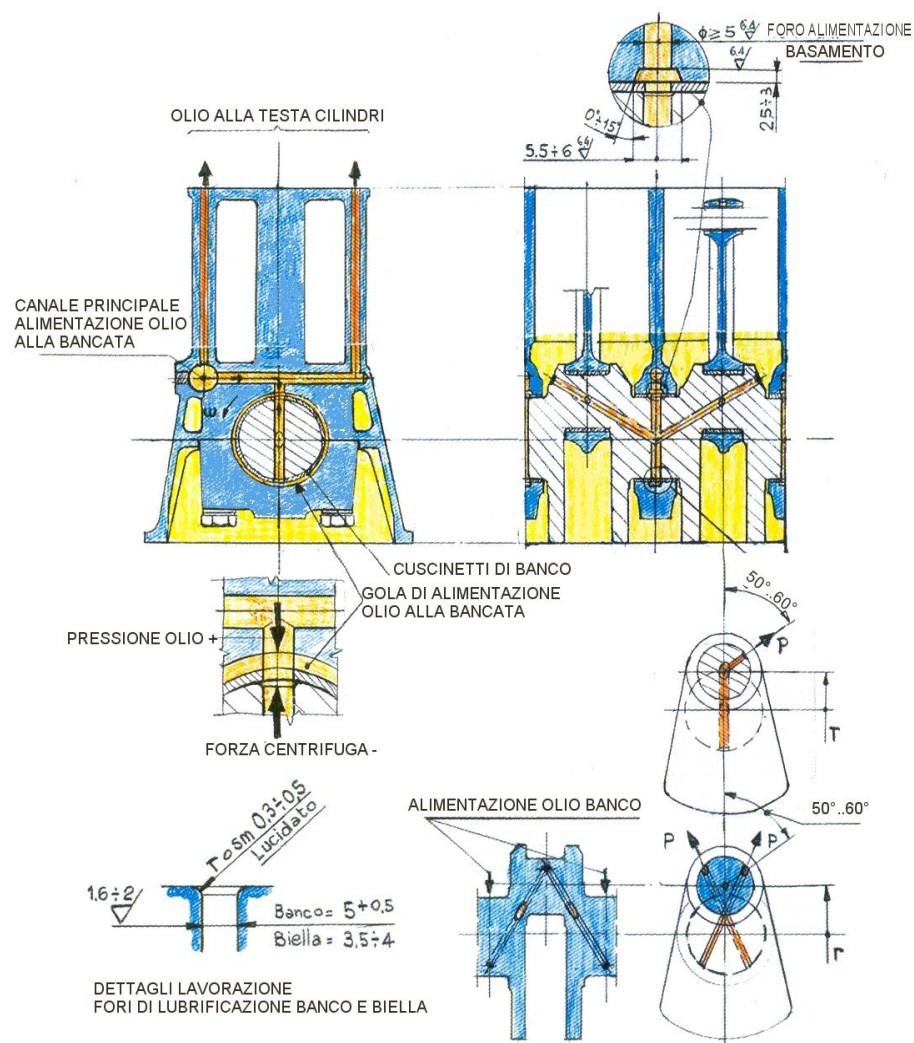


Fig. 17 – Tavola sinottica delle forature per la lubrificazione di un motore
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Spesso le bronzine di banco sono dotate di una scanalatura circonferenziale (Fig. 18), che consente di migliorare la mandata dell'olio ai cuscinetti di biella, assicurando un'alimentazione continua alle canalizzazioni dell'albero.

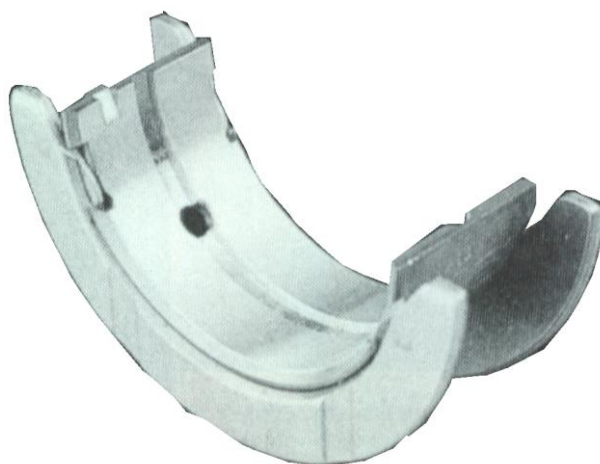


Fig. 18 – Semicuscinetto di banco

Questa soluzione presenta però degli svantaggi: il flusso d'olio risulta più elevato e di conseguenza il cuscinetto lavora a temperatura più bassa. D'altro canto, anche a parità di superficie portante, gli spessori del film d'olio

nei cuscinetti scanalati risultano comunque minori; i picchi di pressione sono più alti ed il “cono” del meato risulta più accentuato. Una soluzione intermedia è quella che prevede la realizzazione di una scanalatura circonferenziale solo in uno dei due semicuscinetti (di norma, si tratta di quello meno caricato).

È interessante osservare che, se da un lato la forza centrifuga ostacola l’ingresso dell’olio nella canalizzazione del perno di banco (come logico, la situazione diventa più svantaggiosa al crescere del regime di rotazione, e in presenza di perni di diametro rilevante), dall’altro lavora a favore della pressione del lubrificante nel cuscinetto di biella.

Così, ad esempio, sperimentazioni, condotte in un quadricilindrico di due litri a benzina, hanno mostrato che, con una pressione dell’olio nella canalizzazione principale di 4 bar, ad un regime di 6000 giri/min, la pressione del lubrificante nel cuscinetto di biella, grazie al contributo della forza centrifuga, diventa di ben 10 bar.

Si riporta, di seguito, a titolo esemplificativo (figura 19) l’andamento delle pressioni e dello spessore del film di lubrificante su un cuscinetto di biella.

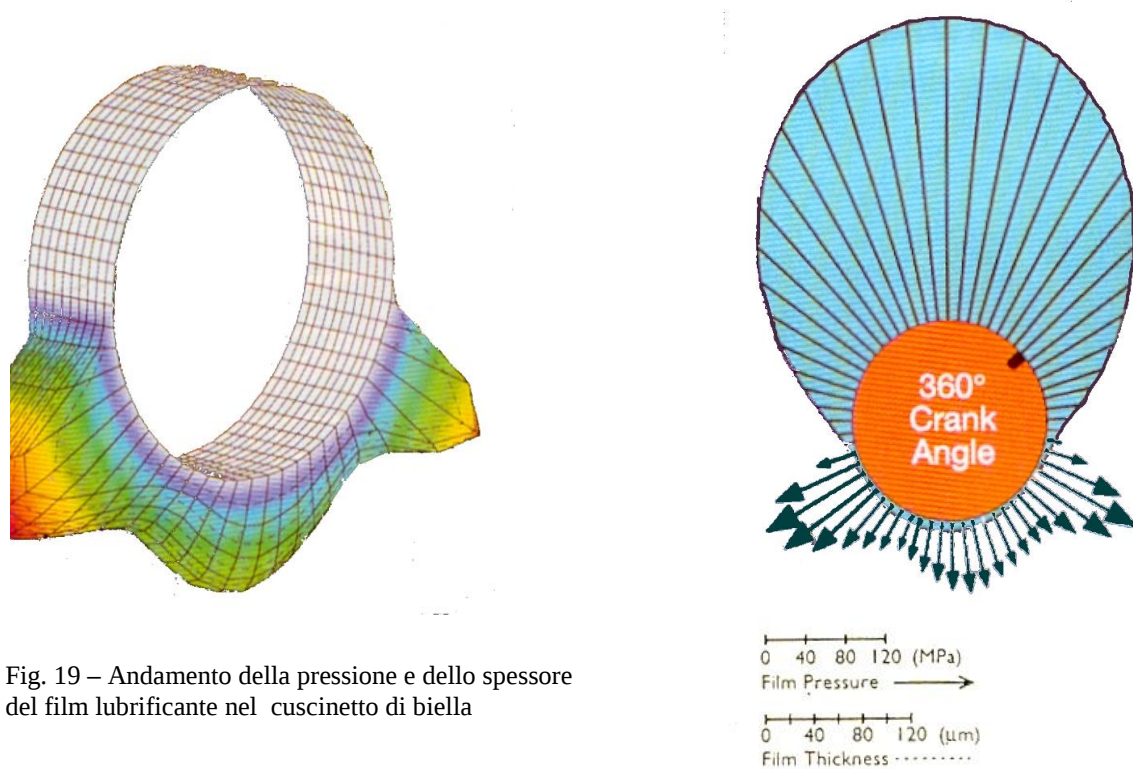


Fig. 19 – Andamento della pressione e dello spessore del film lubrificante nel cuscinetto di biella

Altro fattore fondamentale è la posizione del foro di uscita del perno di biella. La posizione migliore, ai fini della portata olio, è purtroppo la meno favorevole dal punto di vista delle condizioni di lavoro del velo d’olio e del cuscinetto; in tal punto infatti si hanno pressioni estremamente elevate. Generalmente il foro si dispone a 30-35° rispetto all’asse del cilindro (facendo riferimento alla posizione del PMS). Per quanto riguarda il numero dei fori (che devono avere dei margini debitamente smussati), sul perno di manovella, di norma, è preferibile impiegarne uno solo; sui perni di banco, se il cuscinetto è privo di scanalatura, si adottano due fori a 180° (in caso contrario, ne basta uno).

Si riporta di seguito il grafico (Fig. 20) della variazione della mandata olio al cuscinetto di biella, a tre diversi regimi di rotazione, in funzione della posizione del foro nel perno manovella).

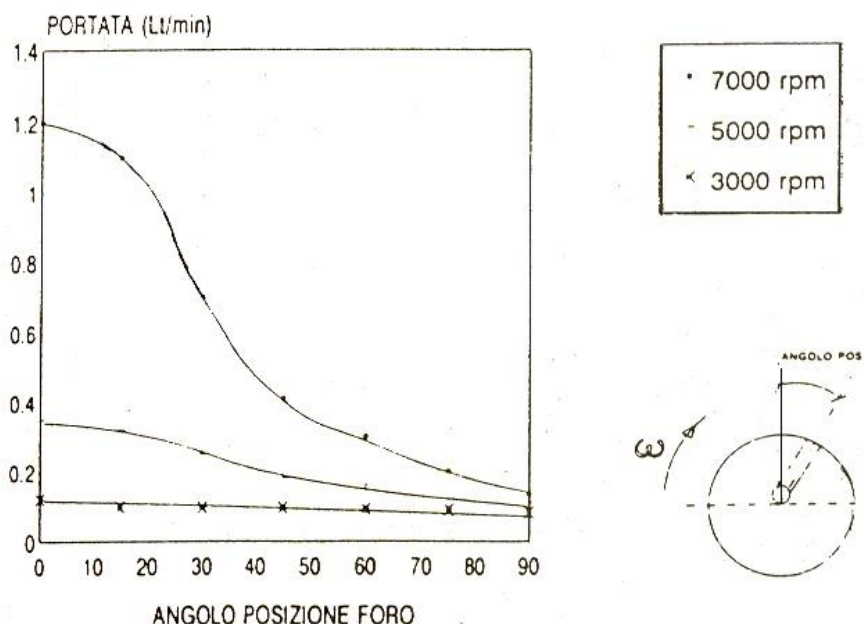


Fig. 20

Parametro di una certa importanza è, pure, il rapporto lunghezza/diametro del perno. Al suo aumentare, ferme restando tutte le altre condizioni, cresce lo spessore minimo del film d'olio e diminuisce il picco di pressione; aumenta la potenza perduta per attrito "fluidico" e decresce il flusso d'olio che attraversa il cuscinetto (cosa che determina un aumento della temperatura). Si deve ricordare, a tal proposito, che perni lunghi rendono l'albero meno rigido (e possono creare problemi di ingombro). Per contro, al crescere del diametro dei perni dell'albero, da un lato diminuisce il carico specifico e dall'altro aumenta la velocità relativa. Il prodotto tra la lunghezza e il diametro del perno costituisce l'area proiettata.

Per alcuni motori da competizione, la lubrificazione dei perni di biella è realizzata mediante l'arrivo dell'olio direttamente dall'albero motore (fig. 21), nel quale esso entra mediante canalizzazioni assiali praticate all'estremità. Il lubrificante è così spinto, oltre che dalla pressione della pompa, anche dalla forza centrifuga.

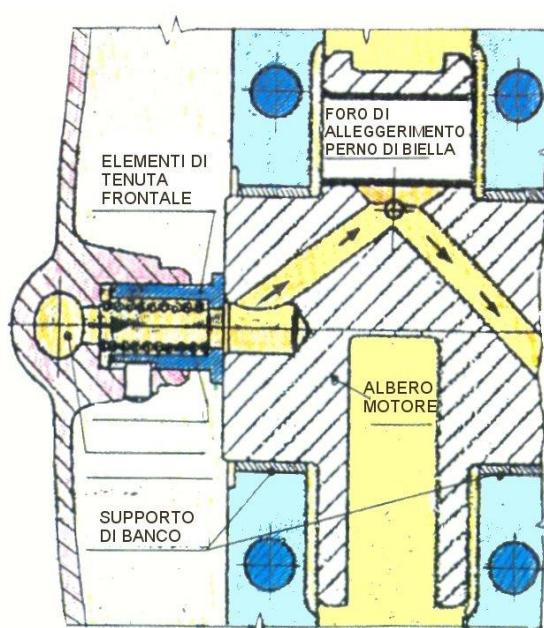


Fig. 21 – Esempio di lubrificazione del perno di biella (G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Lubrificazione camma-punteria

Spesso sono presenti delle vaschette per il contenimento dell'olio in corrispondenza delle punterie (fig. 22).

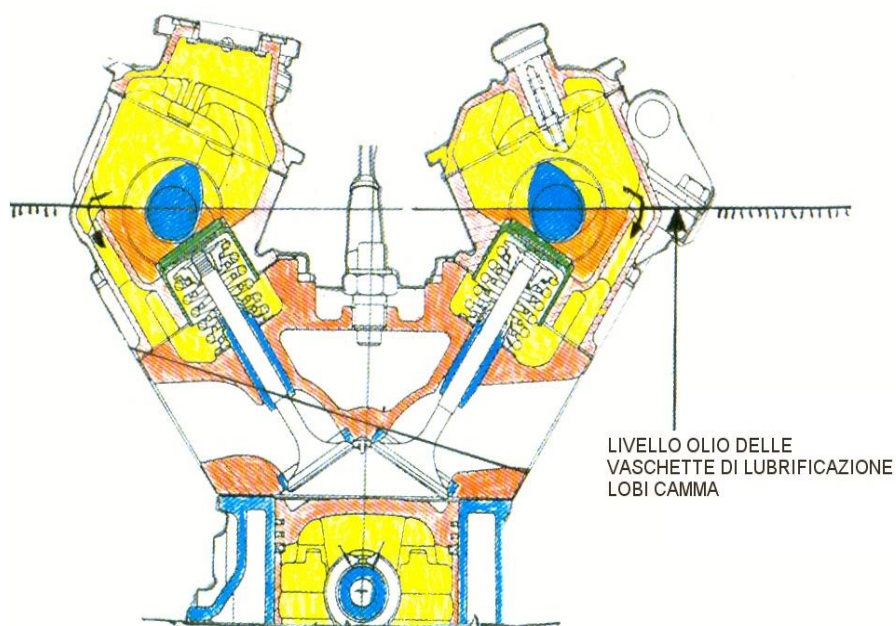


Fig. 22 – Lubrificazione accoppiamento camma/punteria (motore Fiat 132)
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Lo scopo è di avere un piccolo serbatoio che permette il funzionamento in bagno d'olio dell'accoppiamento durante l'avviamento del motore dopo lunghe pause. Infatti, prima che l'olio in pressione arrivi alla testa cilindri passano sempre alcuni istanti, che potrebbero rivelarsi fatali se l'accoppiamento dovesse funzionare a secco. È da segnalare, che le pressioni specifiche possono raggiungere i 60÷70 bar nel momento dell'inversione delle accelerazioni da positiva a negativa (fig. 23).

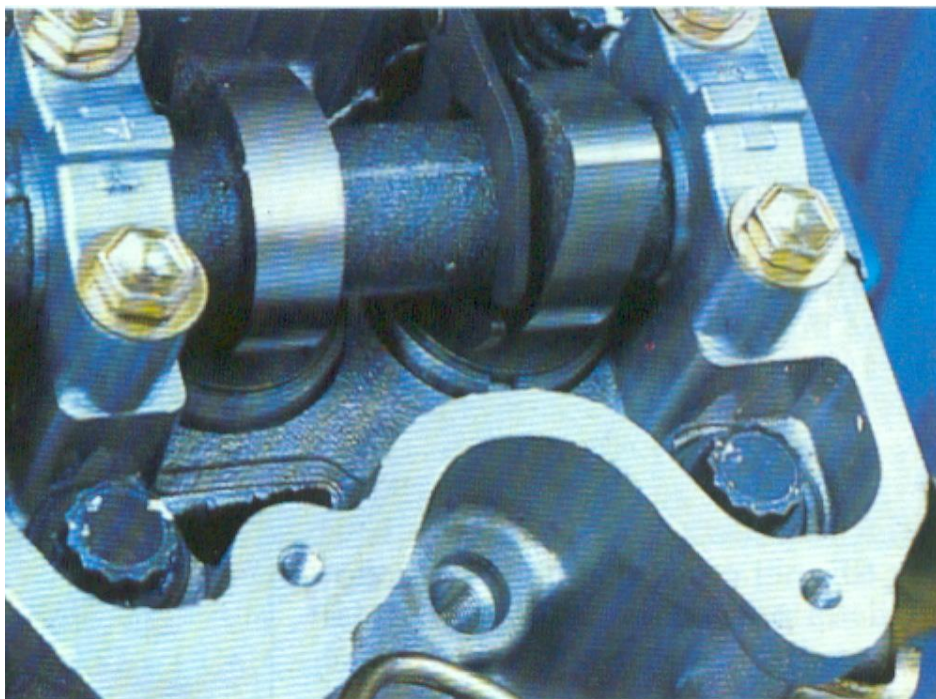


Fig. 23 – In corrispondenza del contatto camma punteria si possono raggiungere pressioni specifiche molto elevate

L'olio perviene alla testata dalla canalizzazione principale del basamento tramite uno o due condotti, a seconda se si tratti di un motore monoalbero o bialbero.

Lo schema di figura 24 riporta due soluzioni costruttive: la prima “a” è la più economica, mentre la seconda “b” è quella normalmente adottata sui motori ad alte prestazioni.

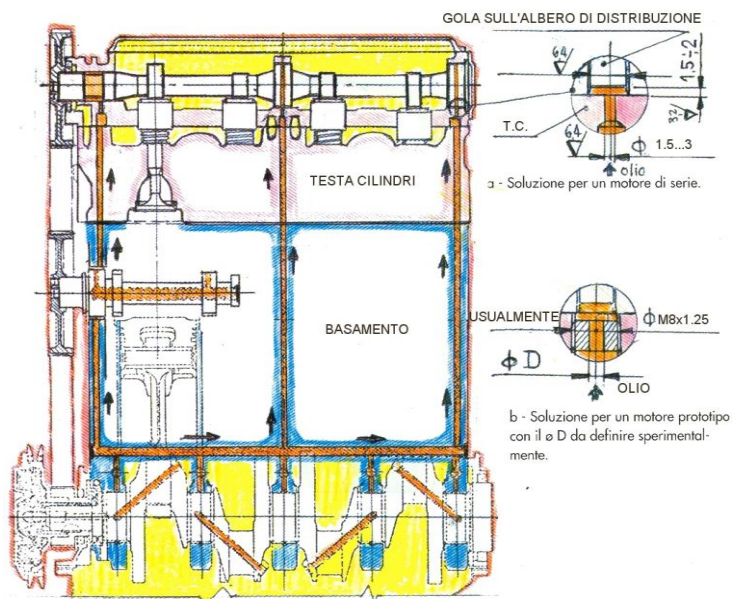


Fig. 24 – Schema di lubrificazione albero di distribuzione (motore Fiat 124)
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

L'evacuazione dell'olio dalla testa

È molto importante che l'olio, inviato alla testa cilindri, possa essere evacuato dalla stessa nel più breve tempo, onde evitare un surriscaldamento dovuto al contatto con le pareti più calde in corrispondenza del condotto di scarico. A questo proposito è bene sapere, che un motore con il comando della distribuzione a catena offre un grosso vantaggio rispetto ad un motore con il comando a cinghia, in quanto permette la caduta dell'olio nel vano della catena; il secondo dovrà invece avvalersi solamente degli scarichi espressamente previsti per la testa ed il basamento. E' evidente, che in quest'ultima soluzione, i vani di caduta dovranno essere dimensionati più generosamente e con pareti in rapida pendenza, onde evitare qualunque ristagno, in qualunque condizione di marcia.

In figura 25 è rappresentata un'efficace soluzione dei condotti di evacuazione dell'olio dalla testa cilindri.

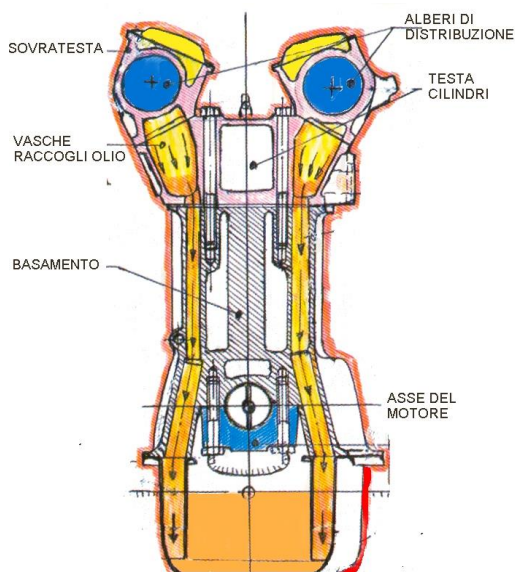


Fig. 25 – Schema di evacuazione dell'olio dalla testa
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Non potendo realizzare una soluzione con canalizzazioni interne per ragioni di ingombro e/o economiche si dovrà ricorrere, se necessario, a tubazioni esterne per evitare che l'olio cada direttamente in coppa e crei un ulteriore fonte di disturbo, in un ambiente già fortemente perturbato.

Il raffreddamento dei pistoni

Sui motori molto sollecitati, come ad esempio i motori diesel turbocompressi ed in genere i motori ad alte prestazioni, è talvolta necessario raffreddare il cielo dei pistoni con un getto d'olio in pressione. Le figure 26 e 27 riportano due soluzioni che risolvono il problema.

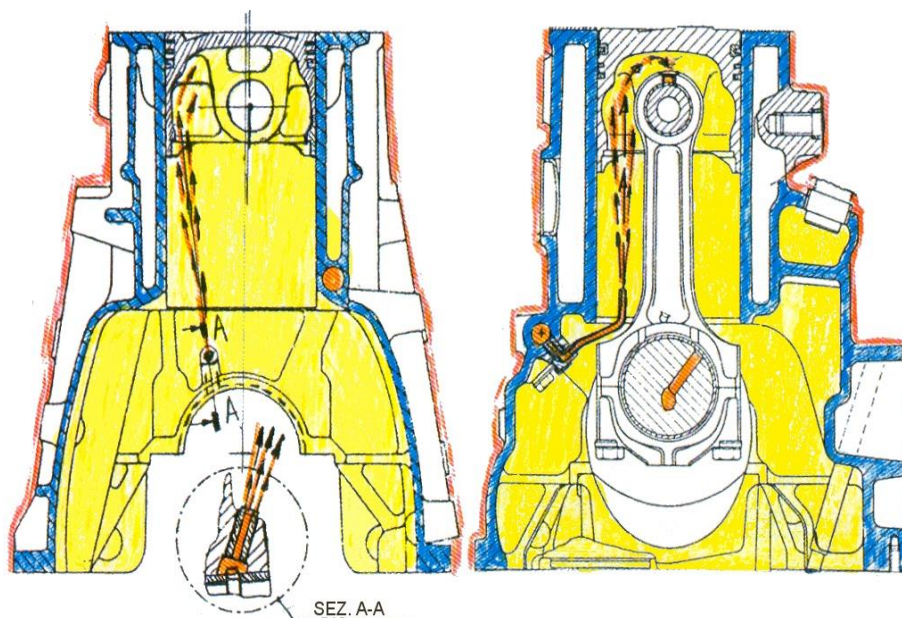


Fig. 26 /27 – Esempi di getto olio per il raffreddamento del cielo del pistone
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

Nel disegno a sinistra, l'olio è derivato dalla gola di lubrificazione del banco, mentre, nel disegno a destra, l'olio è derivato direttamente dal canale principale.

Come si può vedere, il getto dell'olio oltre a raffreddare il cielo del pistone lubrifica anche l'accoppiamento biella/spinotto, tramite un foro presente sulla biella.

Il blow-by ed i relativi circuiti

Un parametro molto importante, per le sue implicazioni sull'inquinamento, è il blow-by ed il suo circuito nel motore.

Il blow-by è il nome che viene dato ai gas che trafilano, attraverso i segmenti dei pistoni, durante la corsa di compressione ed una parte di quella di espansione; quando cioè nel cilindro, le pressioni sono elevate.

Durante il funzionamento al minimo, i gas di blow-by sono molto ridotti in quanto la quantità d'aria e carburante aspirata è minima ed il regime del motore è molto basso. Da rilievi sperimentali, il volume dei gas di blow-by che esce dal carter vale lo $0.3 \div 0.5\%$ della portata d'aria teorica del motore con rendimento volumetrico del 100%. Inoltre è stato rilevato (USA, 1961) che il 20% di tutte le emissioni di idrocarburi, che venivano scaricati nell'atmosfera, provenivano dal basamento. Ecco perché, a partire dal 1962, la legislazione USA ha vietato lo scarico dei gas di sfianto nell'ambiente e ha obbligato le case costruttrici a progettare sistemi di ventilazione del basamento, con la finalità di cortocircuitarli in camera di combustione per la loro eliminazione. La soluzione è oggi presente su tutti i motori d'autotrazione.

Non bisogna però dimenticare, che questi gas, all'uscita dal basamento, sono ricchi di olio nebulizzato, che deve essere separato dal gas, prima che questo sia inviato al filtro dell'aria.

È perciò necessario progettare dei dispositivi di separazione gas/olio molto efficaci. Due esempi sono riportati nelle figg. 28 e 29. I separatori possono essere montati direttamente sul motore, come nel caso della Fiat Ritmo Abarth 125 TC ubicato sul basamento, oppure montati direttamente sulla scocca, come nel caso del motore dell'Alfa Romeo Alfetta 2 l. E' chiaro che il sistema Fiat è molto più economico di quello dell'Alfa.

Per essere efficace il ritorno dell'olio nella coppa dovrà avvenire in prossimità della presa della pompa, in modo da sfruttare la depressione creata dalla stessa e a 5÷8mm dal fondo coppa, in modo da evitare ogni turbolenza creata dalla caduta.

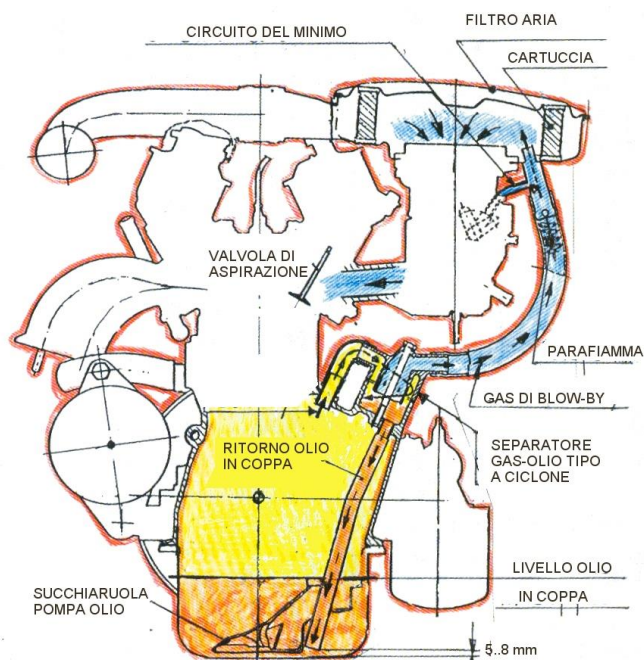


Fig. 28 – Ricircolo gas di blow-by (motore Fiat Ritmo Abarth 125 TC)
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

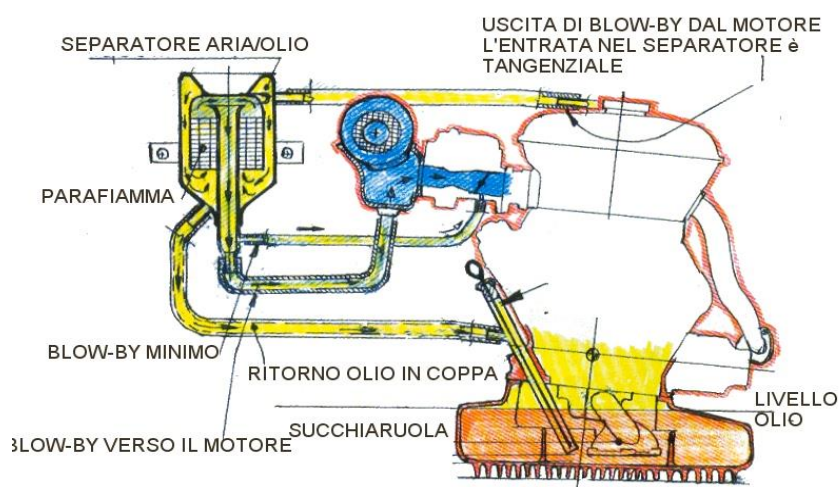


Fig. 29 – Ricircolo gas di blow-by con separatore aria-olio montato sulla scocca
(G.F. Bossù – AutoTecnica nov. 99)

LA SIMULAZIONE DEL CIRCUITO DI LUBRIFICAZIONE

La simulazione è una tecnica mediante la quale è possibile ottenere una serie di informazioni sul comportamento di un sistema, sia reale che ipotetico, eseguendo degli esperimenti su di una sua rappresentazione, detta “modello”.

Nel caso di sistemi reali già esistenti, la simulazione può essere preferita ad altri mezzi di analisi se essa è in grado di fornire, per un particolare problema, soluzioni significative di facile interpretazione e di costo

competitivo. In alternativa si utilizzerà la simulazione anche quando essa rappresenti l'unico strumento efficace di indagine, non esistendo alcuna soluzione analitica esatta od approssimata del problema in studio. Nel caso si faccia riferimento a sistemi non ancora realizzati, ad esempio perché in fase di progettazione, o a modifiche di sistemi già esistenti, l'impiego della simulazione permette di effettuare uno studio di previsione o di miglioramento delle prestazioni degli stessi.

La pianificazione di un esperimento di simulazione richiede l'espletamento dei seguenti passi:

- 1) Formulazione del problema: in tale fase vengono precisati i termini del problema, le finalità dello studio nonché i criteri da adottare per il confronto delle soluzioni prospettate;
- 2) Acquisizione dei dati: viene effettuata la raccolta dei dati dal sistema reale per utilizzarli nei passi successivi, ad esempio, per la scelta del modello oppure dei componenti e delle variabili da introdurre;
- 3) Formalizzazione del modello: consiste nell'individuare i componenti del sistema e le relazioni funzionali tra essi esistenti. La scelta del modello di simulazione è anche legata alla sua adeguatezza a descrivere il sistema reale;
- 4) Stima dei parametri e delle caratteristiche operative: a partire dai dati raccolti vengono effettuate stime sui parametri e sulle caratteristiche del sistema reale per introdurli nel modello;
- 5) Valutazione del modello e della stima: ha lo scopo di accertare che il modello costruito, assieme ai parametri ed alle caratteristiche funzionali, sia caratterizzato dalla adeguatezza a descrivere la realtà;
- 6) Validazione del modello programmato: ha lo scopo di accertare che il sistema simulato si comporti come previsto e rifletta la realtà;
- 7) Progetto degli esperimenti: in questa fase andrà stabilita la durata ed il numero di iterazioni da eseguire per ogni esperimento, nonché le modalità con cui effettuare le misure in ogni iterazione ed i criteri di valutazione dei risultati ottenuti in ciascun esperimento;
- 8) Analisi dei risultati: consiste nell'analizzare, secondo criteri prefissati, i risultati generati dall'esperimento di simulazione, per cui molta importanza riveste la presentazione stessa dei dati (tabelle, grafici, ecc...), che devono poter essere facilmente esaminabili e comprensibili per l'analista.

Come visto precedentemente il circuito di lubrificazione di un motore a combustione interna è un sistema abbastanza complesso dove sono contemporaneamente presenti più tipologie di fluidi (olio, aria, blow-by, miscele aria-olio, olio emulsionato) con caratteristiche fisiche totalmente diverse. Le modalità di realizzazione dei circuiti, inoltre, dipendono dal tipo di motore (carter umido, carter secco, carter semisecco, ecc...), dalla particolare applicazione (tipo di veicolo), dalla omologazione (Europa, America, ecc...) e da altri, non meno importanti, parametri tecnico-economici.

Diverse sono le problematiche che emergono dallo studio di un circuito di lubrificazione, ma di interesse primario sono senz'altro le seguenti:

- Problemi di innesco della pompa di lubrificazione in particolari condizioni di funzionamento (accelerazioni laterali e frontali del veicolo) ed, in generale, metodologie di dimensionamento dei componenti.
- Problemi di omologazione del veicolo nel rispetto di particolari norme (USA/EU) ed in particolare le strategie di controllo motore in ottica OBD.

Allo scopo di progettare al meglio il circuito di lubrificazione del motore oggetto del presente studio verrà realizzato un modello numerico di simulazione del circuito di lubrificazione di mandata mediante l'utilizzo di un codice di calcolo fluidodinamico commerciale

Il codice di calcolo che può essere utilizzato è AMESim® (Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering system) prodotto dalla società francese IMAGINE® che è un ambiente di modellazione monodimensionale per sistemi ingegneristici. E' possibile utilizzare anche altri codici, sempre commerciali, come FLOWMASTER e AVL.

La modellazione

Attraverso la realizzazione di modelli che simulino il reale comportamento di un fenomeno è possibile comprendere sino in fondo i meccanismi e le leggi che lo regolano, nonché prevederne la evoluzione in stadi non ancora analizzati.

Dal punto di vista fluidodinamico, la conoscenza del campo di moto che si genera in qualsiasi macchina dinamica è, probabilmente, l'aspetto più interessante di questa tecnica che, come intuibile, permette il miglioramento delle prestazioni della stessa.

Le equazioni che si hanno a disposizione per descrivere qualsiasi tipo di fenomeno fluidodinamico sono le note equazioni di Navier-Stokes.

Naturalmente, a seconda del tipo di semplificazioni che il problema consente di effettuare, è possibile distinguere tre diversi approcci fluidodinamici:

- 1) **3D** – Turbomacchine (x,y,r) / (x,θ,r) $\rightarrow$ stazionario; Motori a combustione interna (x,r,θ,t) $\rightarrow$ instazionario;
- 2) **2D** – Turbomacchine [Blade to blade – schiera di pale (x,y), Through-Flow – evoluzione radiale del flusso (x,r)]; Motori a combustione interna – assial-simmetria nella geometria e nella distribuzione (x,r,t);
- 3) **1D** – Ugello/Condotto; Condotti dei motori a combustione interna – macchine volumetriche in genere (x,r).

È opportuno osservare che, nello studio di una macchina, dal punto di vista fluidodinamico, i vari componenti considerati non rappresentano altro che le trasformazioni ad essi associati; quindi il modello del componente non è altro che una trasformazione.

Nell'analisi termodinamica il sistema considerato è il fluido evolvente, quindi, con tale tipo di approccio, il problema non ha dimensioni (modello semplificato **0D**).

Quando il problema in esame è di tipo termo-fluidodinamico il sistema diventa un dominio dello spazio non più rappresentabile con le sole caratteristiche del fluido (liquido o gas che sia), questo perché, alle incognite termodinamiche (pressione, temperatura, ecc...), si aggiungono in generale tre incognite cinematiche (le componenti della velocità in gioco).

Avendo introdotto, quindi, tre incognite, è necessario aggiungere nel problema altrettante equazioni.

Queste equazioni sono rappresentate da:

- equazione dell'Energia (scalare),
- equazione della Continuità (potenza termica e meccanica),
- equazione dell'Equilibrio (vettoriale).

Dal tipo di classificazione effettuata si evince che il modello più indicato per lo studio da eseguire è quello **1D**, da questo ne deriva la scelta del codice di calcolo commerciale di tipo fluidodinamico monodimensionale Amesim[®], che per il momento viene utilizzato a scopo esplorativo.

Il codice di calcolo fluidodinamico

AMESim sta per Ambiente di Modellazione Avanzata per la Simulazione di sistemi ingegneristici. Esso consiste in una moderna interfaccia grafica mediante la quale il sistema in esame è visualizzato attraverso il processo di simulazione.

AMESim usa simboli per rappresentare singoli componenti all'interno del sistema in studio, i quali sono: basati sui simboli standard usati nel campo ingegneristico, come, per esempio, quelli descritti dalle norme ISO per componenti idraulici, o simboli di schema a blocchi per sistemi di controllo; oppure, quando nessuno di tali simboli standardizzati esista, vengono utilizzati: simboli che rappresentino in modo corretto il sistema reale.

Nella simulazione tramite l'utilizzo di AMESim il primo passo da effettuare è la realizzazione di un modello rappresentativo del sistema reale, effettuata aggiungendo simboli o icone ad un'area di disegno. Quando il modello è completo, una simulazione del sistema procede secondo le seguenti fasi:

- 1) descrizioni matematiche di ogni componente del sistema sono associate ad ogni icona del modello;
- 2) le dimensioni di ogni componente vengono definite;
- 3) il processo di simulazione viene avviato;
- 4) la corretta interpretazione fisica del sistema viene ottenuta tramite grafici rappresentativi delle varie grandezze fisiche in gioco (pressione, portate,).

Altro nodo cruciale dei software di simulazione è rappresentato dalle interfacce. In passato, i pacchetti usati per il disegno ingegneristico tendevano ad essere totalmente indipendenti ed incapaci di comunicare l'uno con l'altro. Questa è una cosa non più accettabile oggi, dal momento che nessun pacchetto software è capace di provvedere da solo a tutte le necessità del singolo utente.

La pratica moderna è quella di offrire interfacce flessibili per abilitare ciascun software al lavoro multiutente (multiusers workgroup) in modo da poter trarre il meglio da ogni singolo pacchetto software ai fini di un miglior utilizzo dello stesso.

A tale scopo il pacchetto software di AMESim è provvisto di un'interfaccia con MATLAB. Questo fornisce l'accesso a caratteristiche di controllo avanzate, a possibilità di ottimizzazioni interne al singolo componente e conferisce, inoltre, il potere di effettuare analisi spettrali.

Il codice di calcolo durante l'elaborazione fa riferimento ad un set di equazioni che definiscono i comportamenti dinamici dei singoli e dell'insieme dei componenti costituenti il sistema in analisi. Il modello viene quindi costruito con l'ausilio di equazioni e codici, corrispondenti ad ogni singolo componente del sistema. Questo insieme va a costituire un sottomodello del programma.

AMESim contiene, per l'appunto, un vasto numero di librerie, ognuna delle quali, al suo interno, annovera svariati sottomodelli di componenti.

La libreria standard mette a disposizione dell'utente icone per la gestione di sistemi di controllo e sistemi meccanici, e sottomodelli che permettono la simulazione dinamica di una vasta scala di sistemi d'interesse ingegneristico. A completare il già ricco pacchetto di librerie, ci sono delle librerie opzionali come, per esempio, quella per i componenti idraulici, quella per i componenti d'interesse motoristico, quella pneumatica, termica, termo-idraulica, ecc...

AMESim e la lubrificazione

Uno dei molteplici interessi che spinge alla complessa e non facile modellazione d'interesse reti di circuiti di lubrificazione motore può essere ravvisato nella necessità di dimensionamento della pompa dell'olio, al fine di assicurare un adeguato livello di pressione al circuito e conseguentemente valutare la distribuzione del flusso di lubrificante nei diversi rami dello stesso.

Quest'ultimo dipende direttamente dalla velocità di rotazione e dalle caratteristiche interne della pompa, dalla dimensioni e disposizioni dei condotti di adduzione dell'olio e, non in ultima istanza, dalle caratteristiche di alcuni specifici componenti, quali, ad esempio, i cuscinetti portanti di banco e di biella.

La resistenza al flusso ha grande influenza sul disegno di progettazione dei circuiti di lubrificazione nei quali le pressioni in gioco sono relativamente basse, ma in contrapposizione le portate possono essere estremamente elevate.

Questo è stato il motivo per il quale è stata creata in AMESim la libreria denominata "Hydraulic Resistance". Essa comprende al suo interno una vasta serie di componenti, quali giunzioni a T, curve, condotti a rapida variazione di sezione (espansione-costrizione e viceversa), basati sulle formule di Idel'cik e su dati sperimentali, con i quali è molto semplice realizzare modelli di grandi reti idrauliche (figg. 30÷33)..

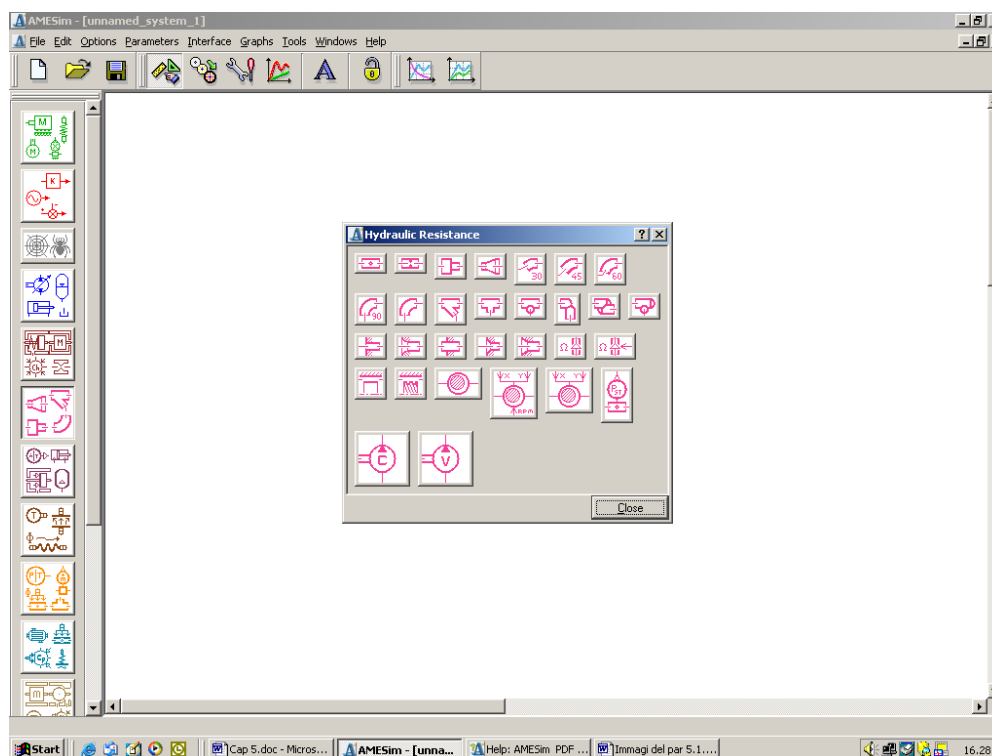


Fig. 30 – Libreria "Hydraulic Resistance"

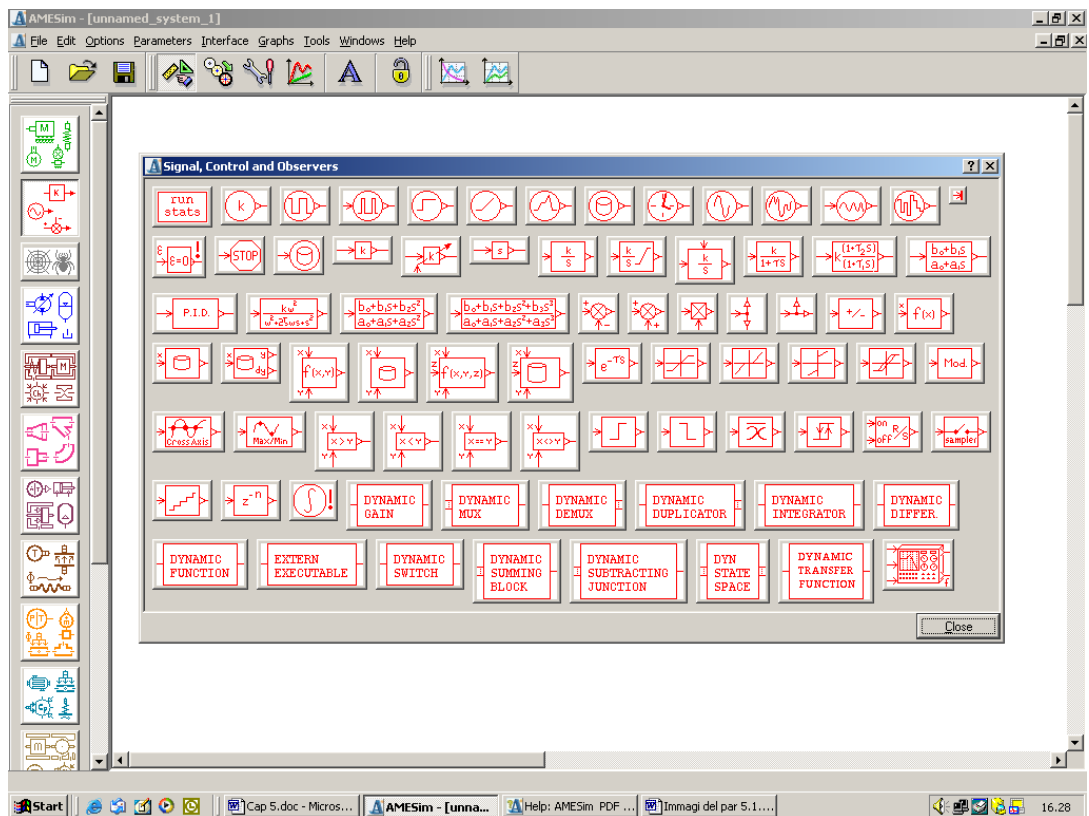


Fig. 31– Libreria di Controllo segnale

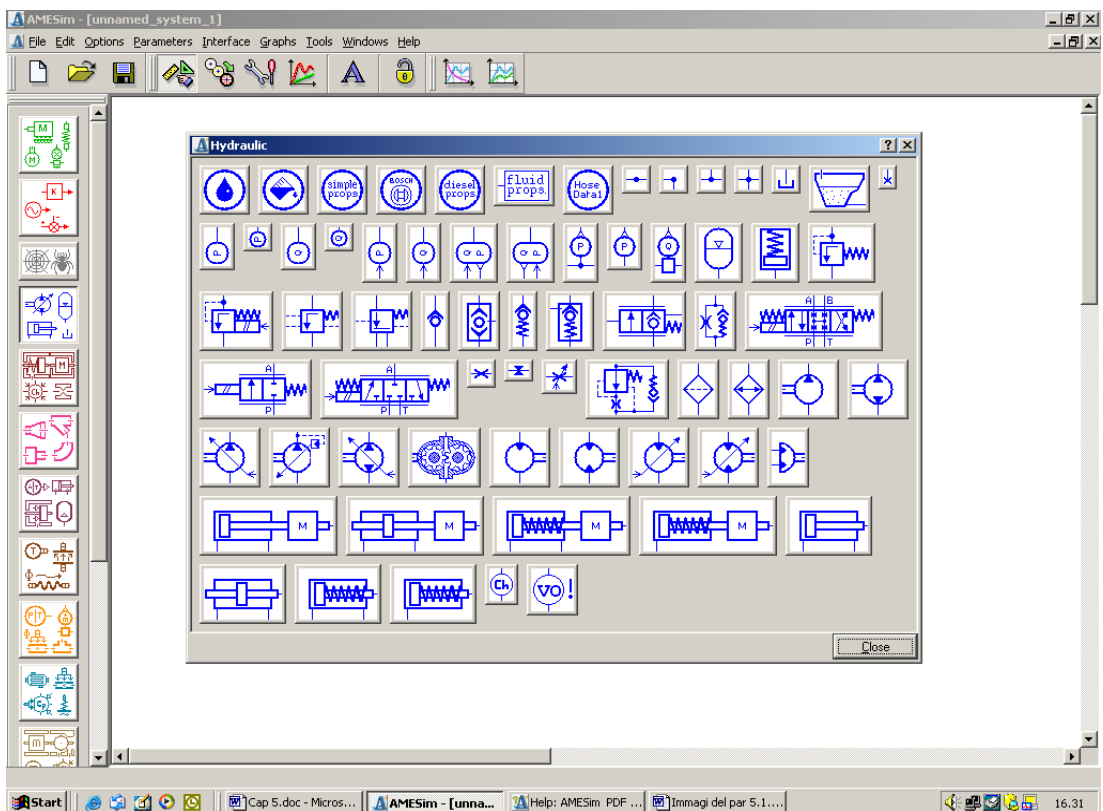


Fig. 32 – Libreria Idraulica

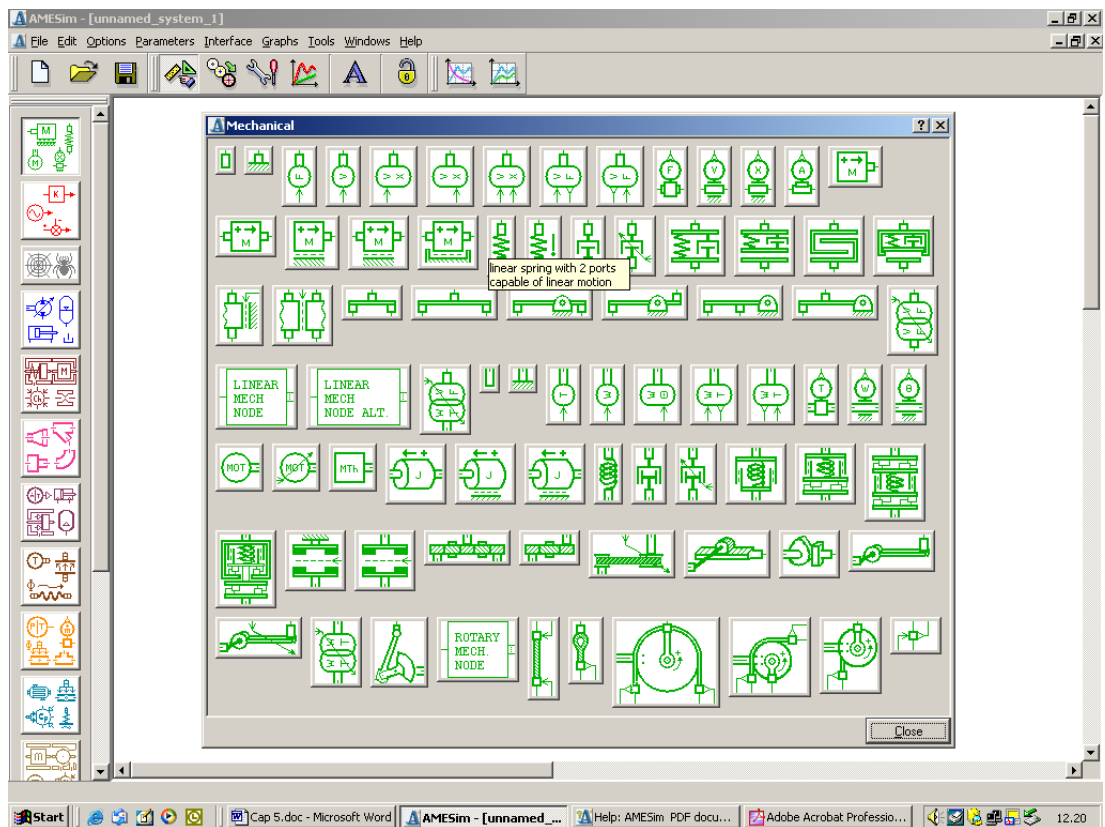


Fig. 33– Libreria Meccanica

Esempi di modelli del circuito di lubrificazione in ambiente AMESim®

Vista la complicata geometria del circuito di lubrificazione in esame, in genere si affronta il problema con un approccio “step by step”, ovvero, dopo una adeguata conoscenza del percorso dell’olio attraverso i condotti che si sviluppano all’interno del motore, si passa ad un’analisi per zone, identificando arbitrariamente diversi sottoschemi del circuito di mandata dell’olio per poi, alla fine, realizzare il modello complessivo.

Nelle figure seguenti sono mostrati alcuni sketch di modelli relativi a circuiti di lubrificazione in ambiente Amesim; i primi sono rappresentativi di parti di circuito (fig. 34÷38), mentre l’ultimo (fig. 39) è un modello completo del circuito di lubrificazione di un motore 8 cilindri a V..

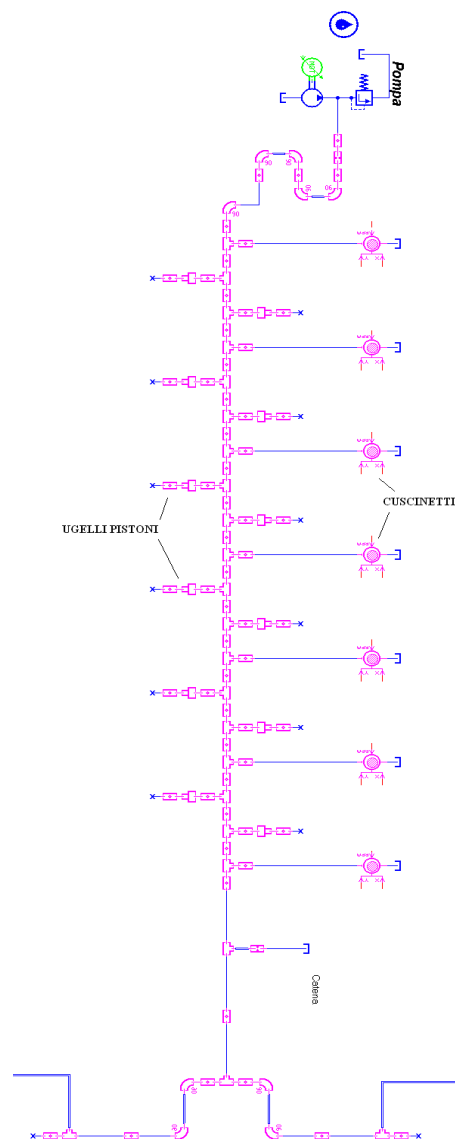


Fig. 34 – Schema del tratto centrale del circuito di mandata olio

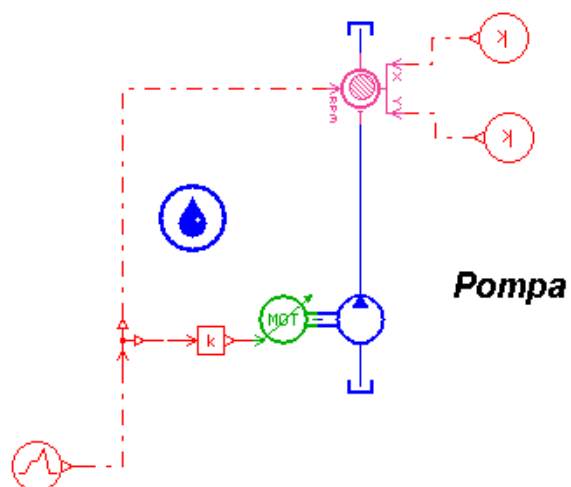


Fig. 35 – Cuscinetto portante di banco (Mean Bearing)

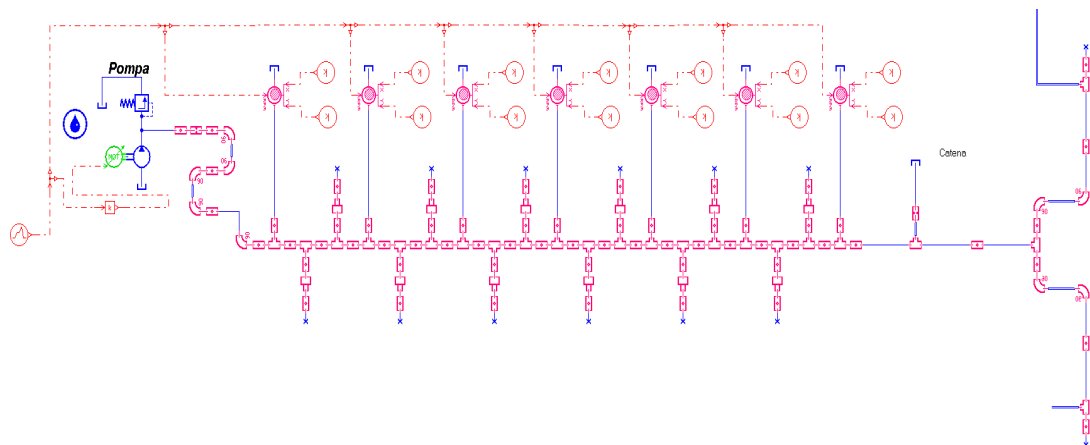


Fig. 36 – Modello del circuito di lubrificazione dell'albero a gomiti

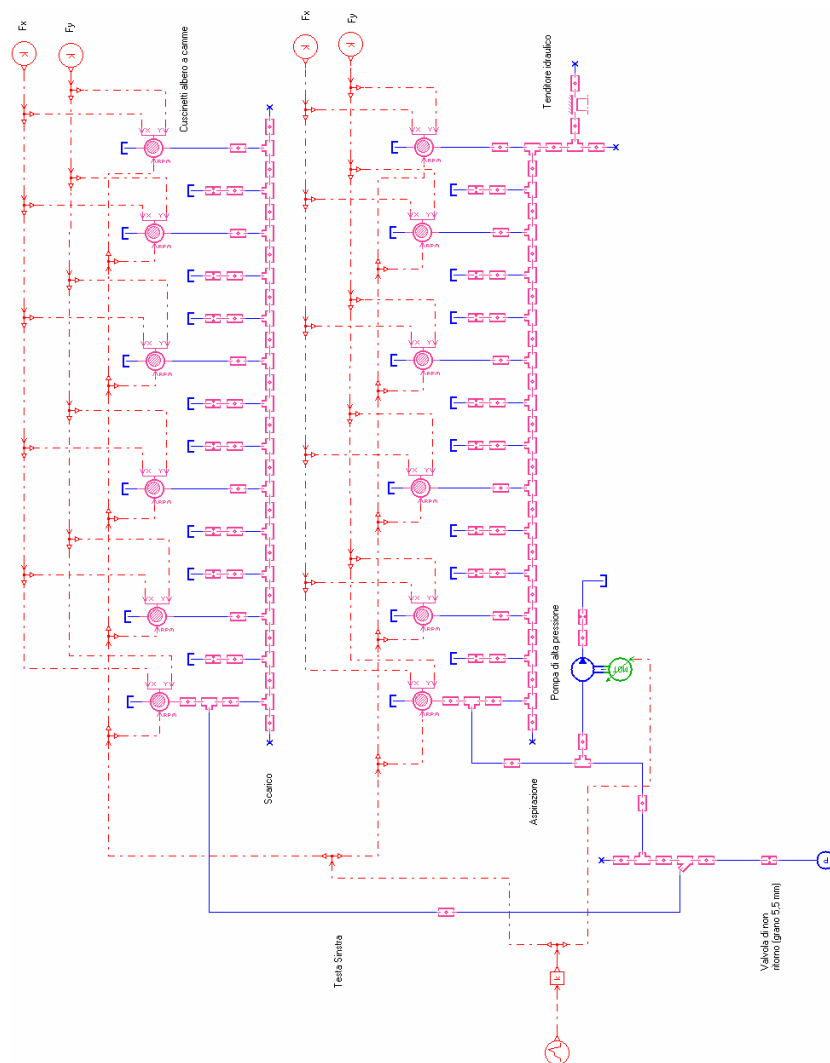


Fig. 37 – Modello del circuito di lubrificazione della testa sinistra

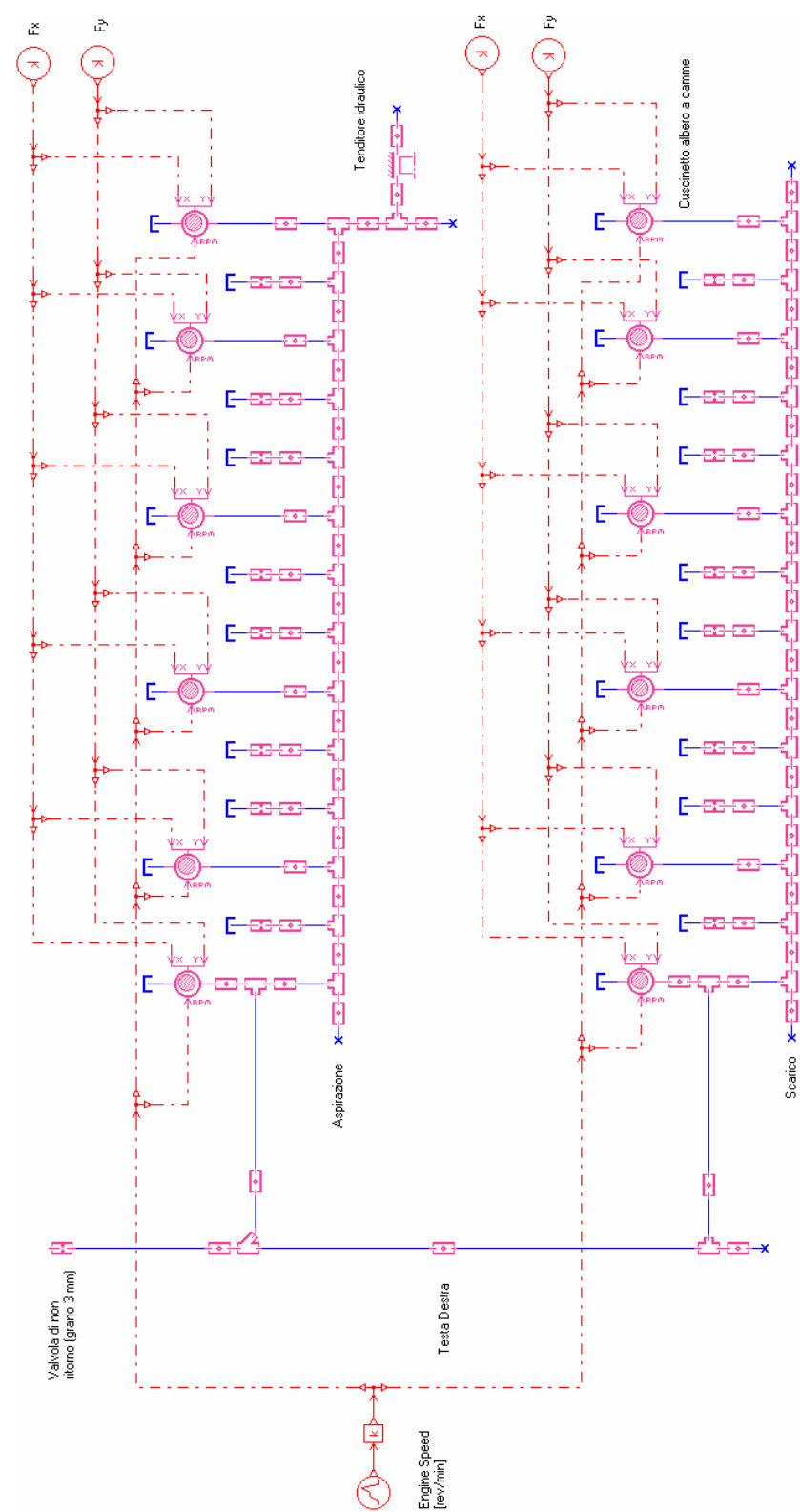


Fig. 38 – Modello del circuito di lubrificazione della testa destra

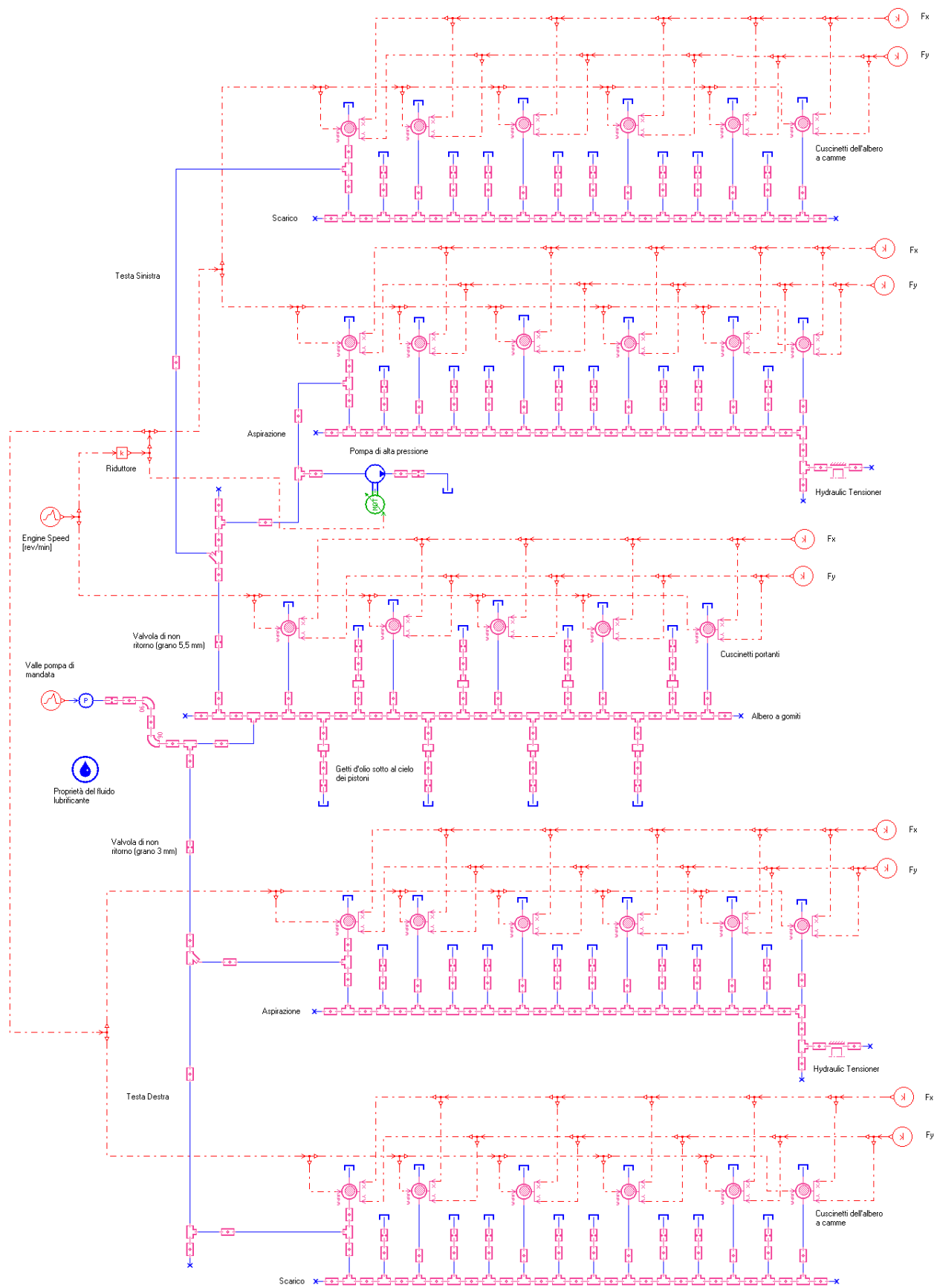


Fig. 39 – Modello complessivo del circuito di lubrificazione di mandata

SCHEMATIZZAZIONE DEL MOTORE AVIO3

Nelle figure seguenti (fig. 40÷42) sono rappresentate le schematizzazioni del circuito olio di lubrificazione del motore AVIO3. Come si può vedere nelle figure sono evidenziate le dimensioni (diametro e lunghezza) dei condotti costituenti il circuito in pressione. Tale circuito è per il momento definito per grandi linee tenendo conto delle limitazioni costruttive date dall'architettura del motore; non sono stati definiti in modo definitivo le dimensioni dei condotti ma solo la loro forma. Tali dimensioni saranno definite e/o suggerite a valle dello studio simulato del circuito che è in corso di svolgimento.

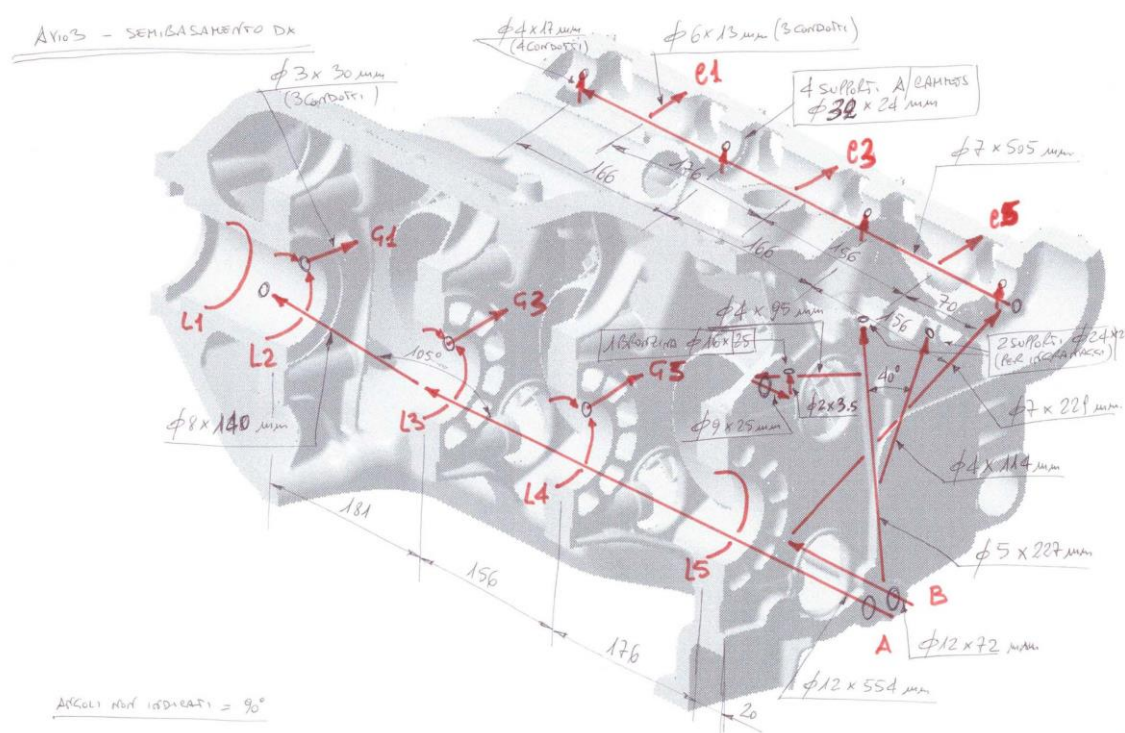


Fig. 40

