

Università di Bologna

FACOLTA' DI AGRARIA

Corso di Dottorato in Ingegneria Agraria

**PROGETTO DEL CIRCUITO DI
LUBRIFICAZIONE DI UNA TRATTRICE
AGRICOLA**

Tesi di Dottorato di:

Stefano Pagliarani

Relatore:

Prof. Ing. Giovanni Molari

Coordinatore del dottorato:

Prof. Ing. Adriano Guarnieri

XXI ciclo

Alla mia principessa

Indice

PREFAZIONE	1
1. INTRODUZIONE	3
1.1 I componenti del trattore	3
1.2 Evoluzione delle trasmissioni	7
1.3 Trasmissioni a variazione continua	12
1.4 La lubrificazione delle trasmissioni	18
2. ANALISI DELLA TRASMISSIONE	21
2.1 Schema di funzionamento	21
2.2 I componenti del cambio CVT	25
2.3 La scatola posteriore della trasmissione	31
2.4 Il circuito di lubrificazione	35
3. DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEL CIRCUITO	39
3.1 Potenza dissipata dagli ingranaggi	39
3.2 Portata d'olio necessaria	44
3.3 Diametro teorico degli ugelli	46
3.4 Dimensionamento di condotti e ugelli	48
4. I MODELLI SOFTWARE	51
4.1 Caratteristiche di Automation Studio	52
4.2 Caratteristiche di Amesim	56
4.3 Modello del circuito con Automation Studio	60
4.4 Modello del circuito con Amesim	63

5. LE PROVE SPERIMENTALI	65
5.1 Strumentazione delle prove	65
5.2 Metodologie di prova	69
5.3 Risultati delle prove	71
6. VALIDAZIONE DEI MODELLI SOFTWARE	75
6.1 Coperchio delle retromarce	76
6.2 Ramo del riduttore epicicloidale	77
6.3 Ramo del gruppo PTO e differenziale	78
6.4 Ramo principale	79
6.5 Riepilogo	81
7. CONCLUSIONI	83
7.1 Simulazione del circuito di lubrificazione	83
7.2 Progetto e dimensionamento del circuito	84
APPENDICE	93
Calcolo della potenza dissipata dagli ingranaggi	93

BIBLIOGRAFIA

RINGRAZIAMENTI

Prefazione

Negli ultimi anni i circuiti idraulici hanno assunto un ruolo strategico per le trattrici agricole. In particolare essi devono attivare numerosi servomeccanismi, generare potenza idraulica e lubrificare i componenti della trasmissione. Le trattrici agricole inoltre utilizzano la scatola della trasmissione come serbatoio dell'olio; questo da un lato contribuisce alla lubrificazione dei vari organi, ma dall'altro produce considerevoli perdite di potenza. L'evoluzione delle trasmissioni (meccaniche, powershift, a variazione continua) ha poi contribuito ad incrementare la complessità dei circuiti di lubrificazione, soprattutto nelle macchine di potenza medio-alta. Tali circuiti devono assicurare la giusta quantità d'olio e la corretta asportazione del calore a tutti i componenti della trasmissione, senza però produrre eccessive perdite di potenza.

Questa tesi prende in considerazione una nuova trasmissione a variazione continua di velocità per trattrici agricole di grossa taglia prodotte da Case New Holland, ne analizza le principali caratteristiche e si prefigge i seguenti obiettivi:

- 1) effettuare un dimensionamento preliminare del circuito di lubrificazione forzata, determinando le portate d'olio da inviare ad ogni singolo componente e scegliendo in base a questo i diametri per i condotti e gli ugelli;
- 2) costruire dei modelli del circuito di lubrificazione sfruttando due software di simulazione fluidodinamica, in modo da stimare l'andamento delle perdite di carico e la ripartizione delle portate tra le varie parti del circuito;
- 3) verificare, attraverso una serie di prove sperimentali, l'attendibilità dei modelli di simulazione software ed il corretto dimensionamento del circuito.

Dopo un primo capitolo introduttivo in cui viene descritta l'evoluzione delle trasmissioni per trattrici agricole e dei relativi circuiti di lubrificazione, fino ad arrivare alle trasmissioni a variazione continua di velocità (CVT), nel Capitolo 2 sono analizzate le principali caratteristiche della trasmissione oggetto di questa tesi, studiandone approfonditamente il circuito di lubrificazione forzata. Il dimensionamento preliminare

del circuito (Capitolo 3) viene affrontato partendo dal bilancio termico, che consente di calcolare le portate d'olio necessarie ad asportare il calore prodotto, e quindi, attraverso il Teorema di Bernoulli, i diametri necessari per condotti e ugelli. Inoltre, per stimare le perdite di potenza degli ingranaggi, sono stati applicati i metodi di Niemann e Buckingham e realizzati appositi programmi di calcolo (in ambiente Mathcad 2001 Professional), di cui viene riportato un esempio nell'Appendice. Nel Capitolo 4 il circuito di lubrificazione viene simulato sfruttando due software diversi, Automation Studio ed Amesim, per valutare le perdite di carico nei vari rami del circuito. Le prove sperimentali effettuate sul circuito di lubrificazione (Capitolo 5) forniscono le curve caratteristiche reali (portata – pressione) ramo per ramo. Tali curve vengono infine utilizzate nel Capitolo 6 per validare i modelli software.

Lo scopo di questo lavoro è quello di sviluppare una metodologia di lavoro che consenta di ottimizzare il dimensionamento del circuito di lubrificazione nella fase iniziale del progetto. In questo modo gli aggiustamenti sperimentali, spesso difficili e onerosi, possono essere semplificati, riducendo i tempi e i costi di produzione.

1

IL TRATTORE

Il campo delle macchine per uso agricolo risulta ampio e variegato, ma tra esse la più diffusa è certamente il trattore. Si ritiene quindi necessario premettere una breve descrizione dei principali componenti del trattore, con particolare riferimento a quelli ruotati, dell'evoluzione delle trasmissioni di velocità e del principio di funzionamento delle trasmissioni a variazione continua.

Infine, prima di studiare approfonditamente il circuito di lubrificazione oggetto di questa tesi, si ritiene opportuno dare alcuni cenni sulla lubrificazione delle trasmissioni, che si è evoluta parallelamente ad esse.

1.1 I componenti del trattore

Le parti principali che compongono il corpo del trattore sono (Figura 1.1):

- supporto assale anteriore,
- motore,
- scatola delle frizioni e del cambio di velocità,
- scatola della trasmissione finale,
- scatola dei riduttori laterali,
- scatola della presa di forza (PTO).

Nei trattori moderni tali gruppi sono flangiati tra loro per formare un complesso monoblocco su cui grava tutto il peso del trattore. Tale blocco può essere assimilato ad una trave che poggia sui due assali e svolge la funzione che nei primi trattori era propria

del telaio d'acciaio, detto chassis. L'introduzione di questa soluzione costruttiva ha permesso di contenere il peso della trattrice.

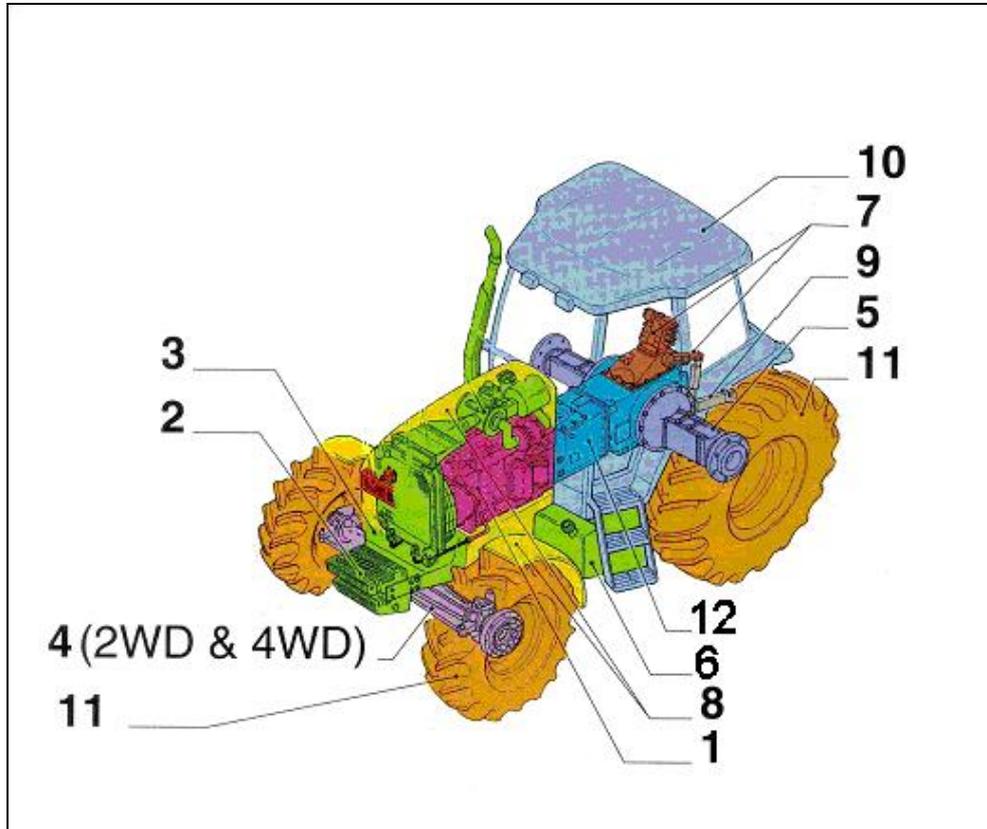


Fig. 1.1: I componenti di un trattore

In Figura 1.1 sono ben visibili i gruppi che compongono il corpo di un trattore. Partendo da sinistra si possono notare: le zavorre (2), l'assale anteriore (4) con il relativo supporto (3), il motore (1), la trasmissione (12), l'assale posteriore (5), cofano e parafranghi (8), il serbatoio (6), il sollevatore idraulico posteriore (7), la cabina(10) ed i bracci del sollevatore(9).

Effettuando una breve analisi sulla trasmissione del moto dal motore alle ruote, si incontrano la trasmissione, di cui si parlerà nel paragrafo successivo, il differenziale, l'assale posteriore e quello anteriore.

La scatola del differenziale posteriore (Figura 1.2) è flangiata direttamente alla scatola del cambio. Tale zona è una delle parti maggiormente sollecitate del trattore, poiché su di essa si scaricano le reazioni dei freni, gli sforzi del sollevatore idraulico,

cui fa da supporto, della barra e del gancio di traino, della presa di potenza; quindi non sorprende che tale componente debba avere una struttura piuttosto massiccia e robusta.

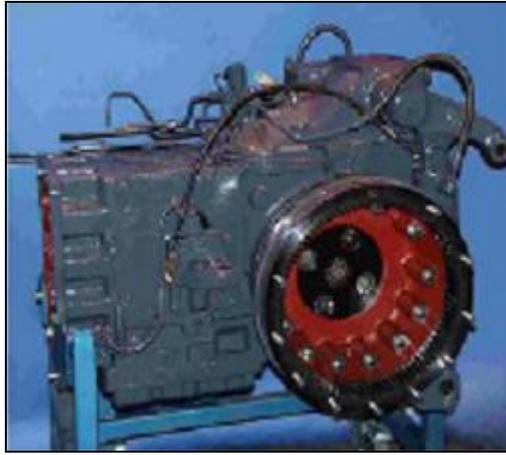


Fig. 1.2: Scatola del differenziale di un trattore

Dai fori della scatola del differenziale escono gli assali che portano il moto alle ruote posteriori e prendono il nome di riduttori laterali, i quali possono essere in cascata (rotismo ordinario ad assi fissi) oppure epicicloidali (Figura 1.3).

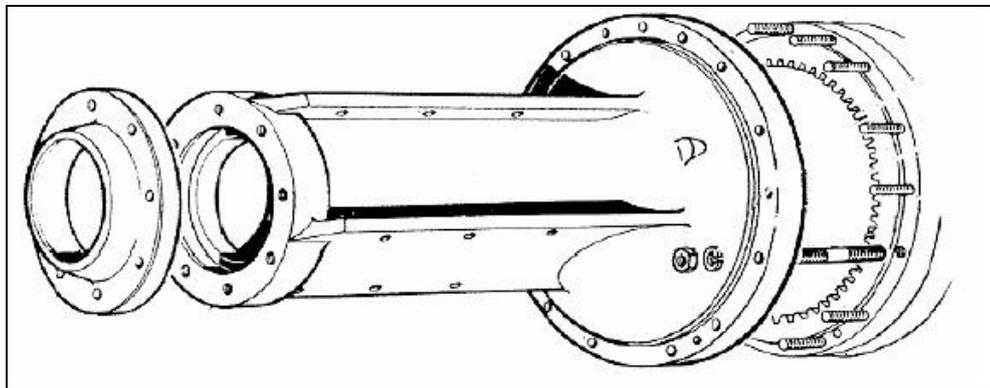


Fig. 1.3: Assale posteriore con rotismo epicicloidale

L'assale anteriore è direzionale e le ruote possono essere condotte (2WD) oppure motrici (4WD), come nell'esempio di Figura 1.4. Il moto viene trasmesso mediante rinvio dalla trasmissione; il differenziale anteriore si trova all'interno della scatola ed, essendo le ruote sterzanti, sono necessari dei giunti cardanici tra i semiassi e i riduttori finali.

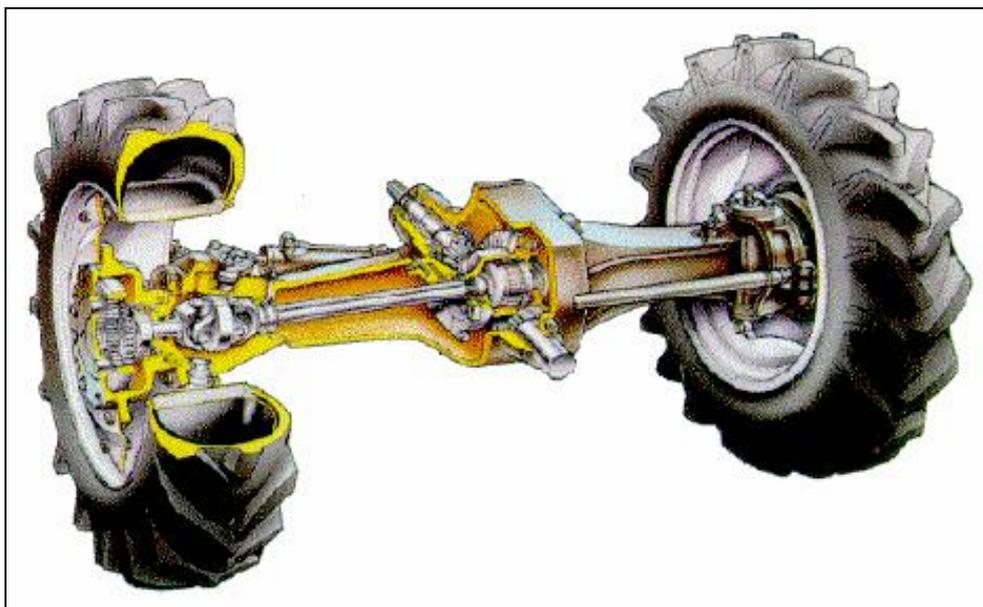


Fig. 1.4: Assale anteriore 4WD

Inoltre un trattore può essere utilizzato per trasmettere potenza meccanica o idraulica a degli utilizzatori, per trainare o sollevare; a questo scopo esistono gli organi ausiliari:

- Presa di potenza meccanica (PTO). È un prolungamento dell'albero motore che permette di trasferire il moto agli attrezzi agricoli; essa è costituita da un albero scanalato che permette, utilizzando un albero cardanico come intermediario, la trasmissione alle macchine operatrici di potenza in forma rotatoria. Il regime nominale della presa di potenza è normalizzato a 540 giri/min oppure a 1000 giri/min (per la trasmissione di potenze elevate).
- Distributori ausiliari. Sono delle prese di potenza idrauliche, consistenti in bocchettoni sui quali possono essere innestate tubazioni per l'azionamento di utilizzatori idraulici posti sulle macchine operatrici, quali ad esempio martinetti o motori idraulici.
- Il sollevatore idraulico. Agisce sull'attacco a tre punti ed è azionato dall'impianto idraulico della trattore, costituito da un serbatoio dell'olio, una pompa dell'olio, un distributore, che permette di inviare l'olio in pressione ai martinetti agente sui bracci inferiori del sollevatore.
- Il gancio di traino. Ha delle dimensioni standard, ossia normalizzate in diverse categorie corrispondenti alla massa rimorchiabile. Normalmente esistono due ganci,

uno basso fisso e uno più alto, regolabile in altezza. Nell'accoppiamento trainante, la retta d'azione dello sforzo di trazione coincide con la direzione del timone d'attacco: se questa non è orizzontale, ne conseguono sforzi verticali che possono alleggerire eccessivamente uno dei due assali.

1.2 Evoluzione delle trasmissioni

La trasmissione è uno dei componenti più importanti di un trattore [13]. In Figura 1.5 si riporta, a titolo di esempio, lo spaccato di una trasmissione, dove sono presenti: il giunto parastrappi (1), il cambio di velocità (2), il differenziale (3) ed infine il riduttore epicicloidale (4) contenuto nell'assale posteriore.

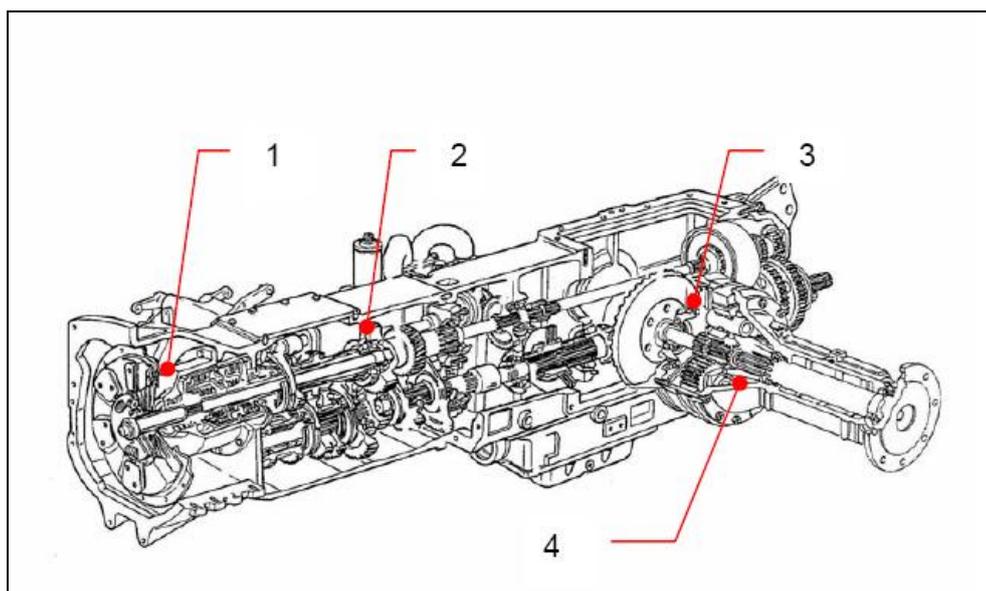


Fig. 1.5: Spaccato della trasmissione di un trattore

Le prime trattatrici di inizio secolo erano equipaggiate con trasmissioni dotate di pochi rapporti, generalmente due o tre più la retromarcia, ed avevano un cambio azionato manualmente attraverso una leva, che andava ad agire su un ingranaggio scorrevole in grado di muoversi su un albero scanalato (Figura 1.6). Tale sistema consentiva di effettuare il cambio marcia solo a trattore fermo, per non danneggiare gli ingranaggi. Un miglioramento, anche se di entità non consistente, si ebbe con l'introduzione di manicotti scorrevoli, con una funzione analoga a quella degli

ingranaggi (Figura 1.6). In questo modo si spostava il punto debole dagli ingranaggi ai manicotti, che diventavano quindi i punti critici della trasmissione, quelli cioè più soggetti a rottura.

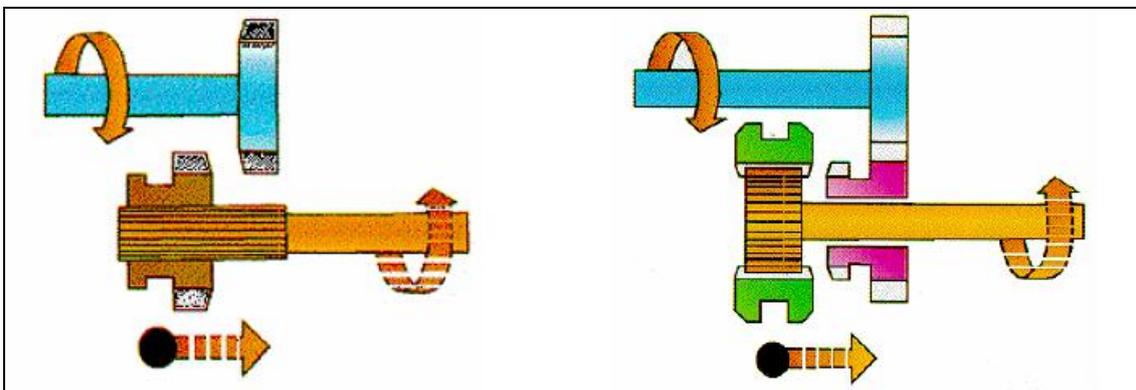


Fig. 1.6: Cambio a ingranaggi o manicotti scorrevoli

Questi due tipi di trasmissioni erano accoppiati ad una frizione a secco, azionata dall'operatore tramite un comando a pedale, che, andando ad agire sullo spingi-disco, allentava la pressione esercitata dalle molle sui dischi, permettendo il moto relativo tra i due membri collegati. Una tale tipologia di frizione, tuttora presente sui veicoli per trazione stradale e sui trattori meno evoluti, presentava un problema di importanza rilevante per le macchine agricole, caratterizzate dall'essere spesso sottoposte ad elevati carichi di lavoro. Infatti, all'atto della cambiata, quando cioè la frizione si disinnesta per permettere il moto relativo, si interrompe il flusso di coppia tra motore e ruote. È facilmente comprensibile la rilevanza di questo problema per veicoli sottoposti a tiri elevati durante il traino degli attrezzi.

Un notevole miglioramento della cambiata di marcia si ebbe a partire dagli anni '70 grazie all'introduzione dei sincronizzatori. Il funzionamento del sincronizzatore si fonda sul seguente principio: è possibile agevolare la cambiata riducendo la velocità relativa tra i due membri che si devono innestare, rendendo così meno traumatico l'innesto del manicotto scorrevole, azionato sempre manualmente. In Figura 1.7 si può osservare un esempio di sincronizzatore posto tra due ingranaggi (B e C): il sincronizzatore presenta delle superfici coniche, solitamente inclinate di circa 7° , perfettamente combacianti con analoghe superfici presenti sulle due ruote dentate. Durante il cambio marcia l'elemento J viene accostato alla ruota che deve ingranare, trascinandola in moto: in questo modo

l'ingranamento del manicotto scorrevole (E) è agevolato e risulta nel complesso molto meno brusco.

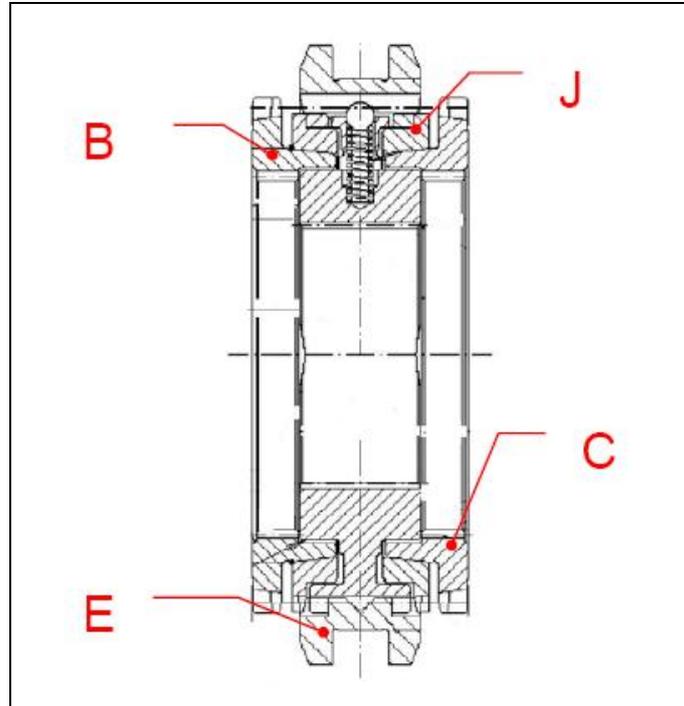


Fig. 1.7: Sincronizzatore

Si è così passati dalle trasmissioni a manicotti scorrevoli a quelle sincronizzate, come nell'esempio di Figura 1.8.

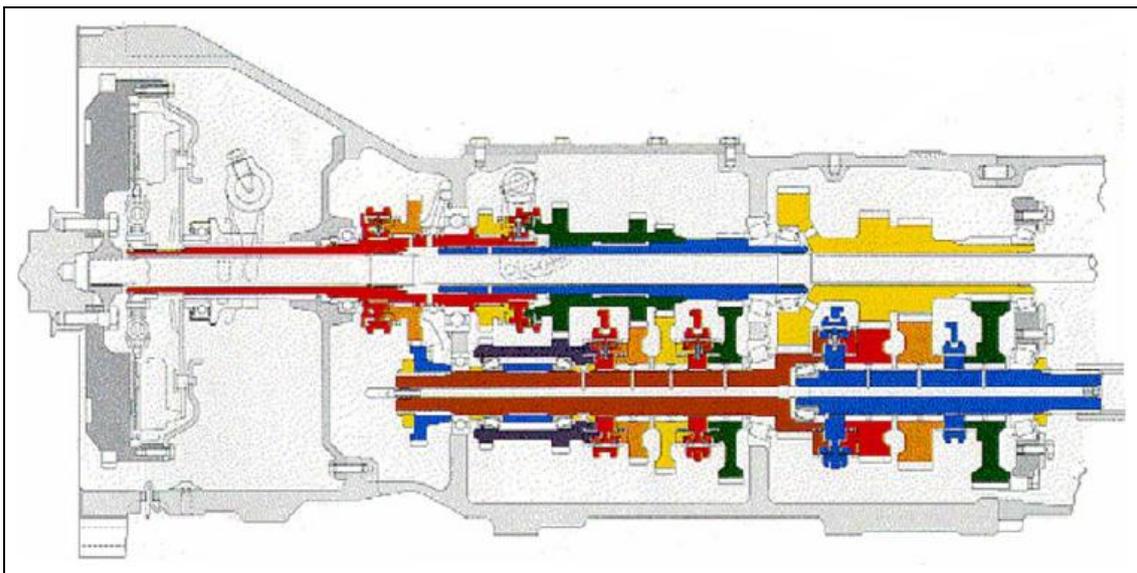


Fig. 1.8: Trasmissione completamente sincronizzata

Mentre in Europa si assisteva alla piena affermazione dei cambi completamente sincronizzati, negli Stati Uniti apparivano i primi sistemi powershift. Questo tipo di trasmissione presenta alcune peculiarità, rispetto a quelle tradizionali, che le permettono di avere un flusso ininterrotto di coppia dal motore alle ruote, risolvendo, in questo modo, i problemi legati all'uso delle frizioni a secco. La trasmissione powershift è ad ingranaggi fissi; le varie ruote dentate sono sempre ingranate fra loro ed il cambio marcia non è più dato da un loro movimento, ma dall'innesto di frizioni multi-disco in bagno d'olio. Tali frizioni, attivandosi opportunamente, consentono di non interrompere mai il flusso di coppia attraverso la catena cinematica. L'innesto ed il disinnesto sono comandati da un pistone azionato idraulicamente. Questa soluzione risulta essere molto più vantaggiosa per il cambio marcia, ma dal punto di vista meccanico comporta alcune complicazioni costruttive.

Il passaggio dai cambi sincronizzati ai sistemi powershift è avvenuto in maniera graduale. Inizialmente le frizioni idrauliche sono state impiegate insieme a rapporti sincronizzati, come nel caso della trasmissione HI-LO di Figura 1.9, in cui una sola coppia d'ingranaggi è azionata da frizioni idrauliche. Tale trasmissione può essere a pieno titolo considerata la progenitrice dei sistemi powershift e consente di avere sempre un rapporto di trasmissione intermedio fra due marce, da poter azionare senza interrompere il flusso di coppia.

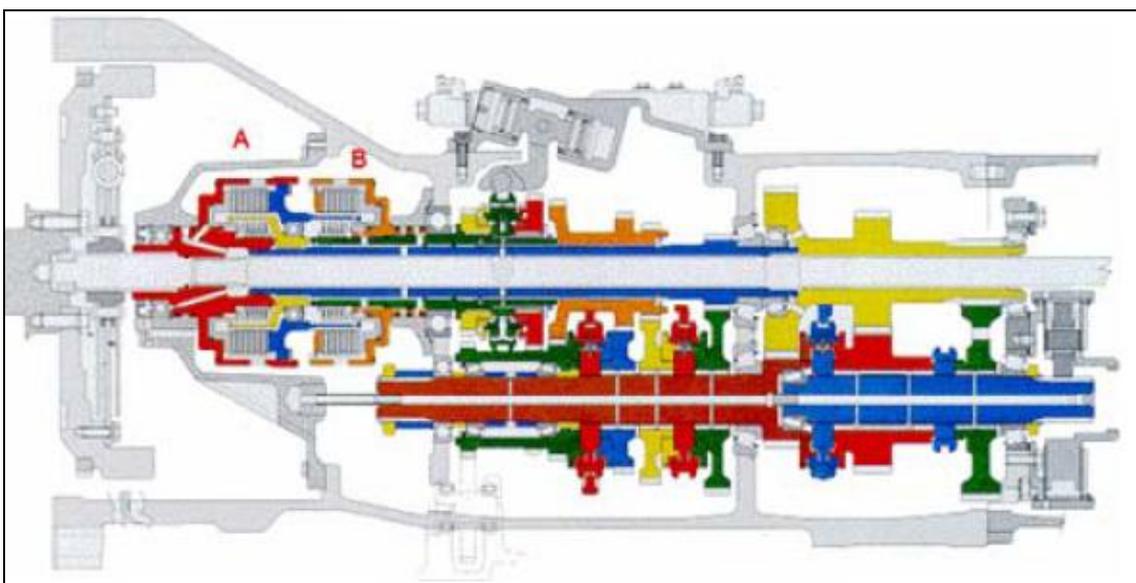


Fig. 1.9: Trasmissione HI-LO

In seguito si è passati dalle trasmissioni HI-LO a quelle semi powershift, caratterizzate dalla combinazione di marce azionate da sincronizzatori e di altre azionate da frizioni multi-disco ad innesto elettro-idraulico. Nell'esempio di Figura 1.10 la trasmissione è dotata di sei marce, innestabili sotto carico mediante 5 frizioni idrauliche (A-B-C-D-E), più quattro gamme, situate nella parte posteriore, che utilizzano invece due sincronizzatori, anch'essi azionati idraulicamente.

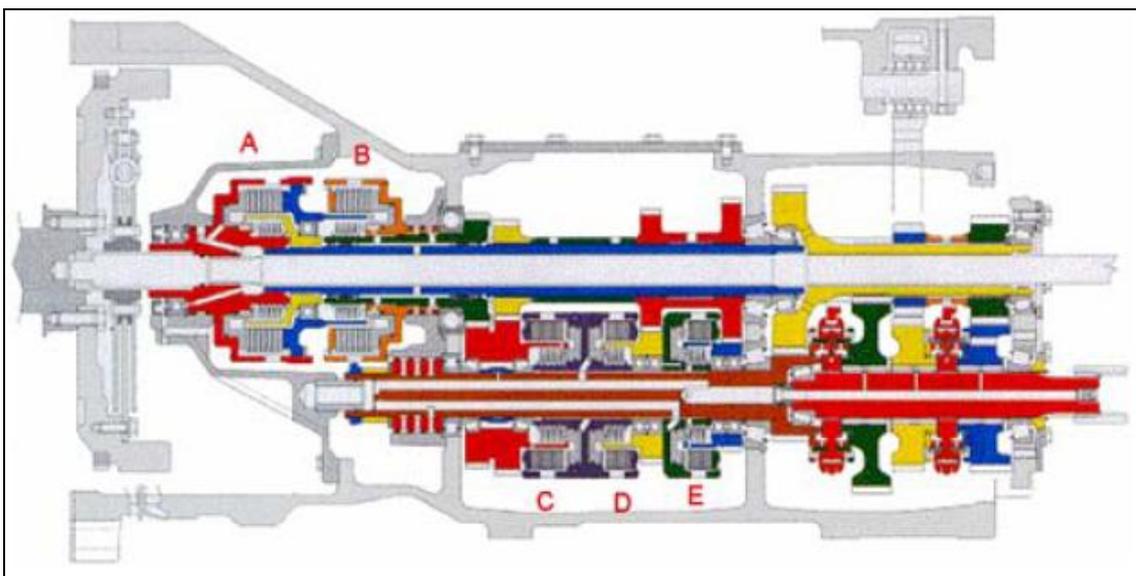


Fig. 1.10: Trasmissione semi powershift.

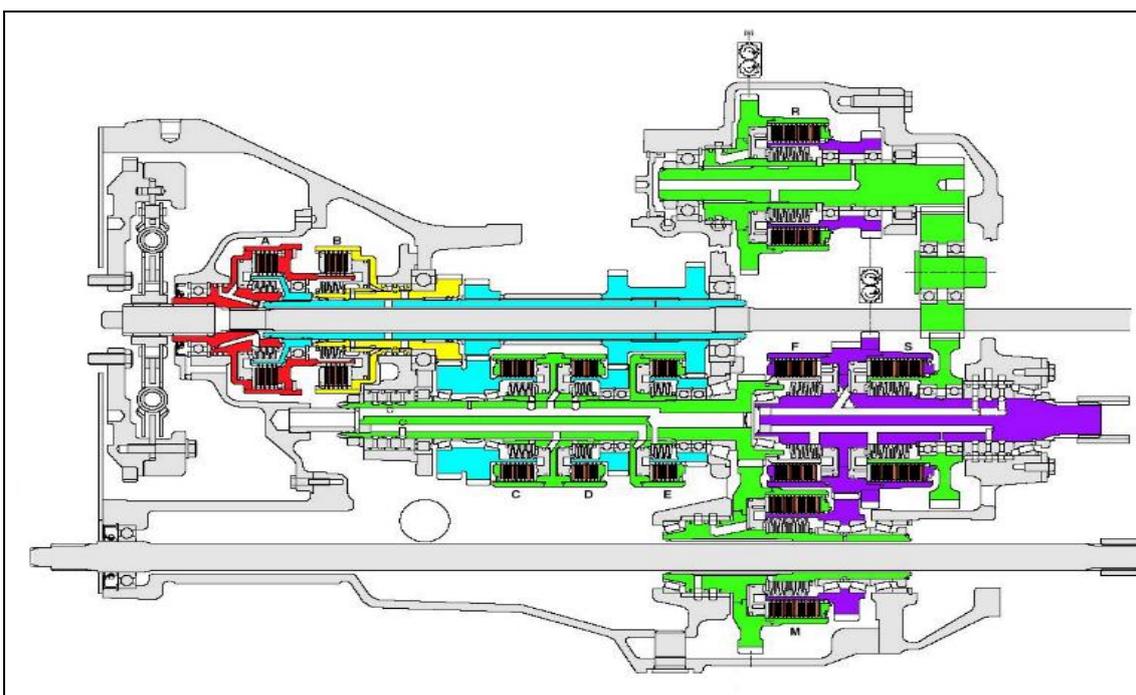


Fig. 1.11: Trasmissione full powershift.

Il passo successivo è stato quello di rendere tutti i rapporti della trasmissione innestabili sotto carico (full powershift), come nel caso di Figura 1.11. Questo cambio è l'evoluzione di quello precedente, con l'aggiunta delle frizioni idrauliche (S-M-F-R) per l'azionamento delle gamme [3].

Un'ulteriore evoluzione delle trasmissioni full powershift è rappresentata da quelle a variazione continua di velocità (CVT), in cui il numero dei rapporti innestabili sotto carico è infinito, poiché il trattore è in grado di variare con continuità la velocità di avanzamento, indipendentemente dal regime motore.

1.3 Trasmissioni a variazione continua

Le trasmissioni a variazione continua sono attualmente di tipo idromeccanico e si basano sul principio del “power splitting”: l'energia meccanica in ingresso viene divisa e convertita in energia meccanica e idrostatica, per poi essere riconvertita in energia meccanica prima di uscire dal sistema [20]. Normalmente la parte idrostatica ha infiniti rapporti di trasmissione, mentre la parte meccanica ha un numero limitato di rapporti. Guidando questa ripartizione dell'energia in ingresso è possibile ottenere la variabilità desiderata del rapporto di trasmissione, mentre lasciando passare parte della potenza per via meccanica (in un punto specifico addirittura tutta la potenza) si hanno buoni rendimenti in tutte le condizioni di lavoro. In Figura 1.12 è riportato lo schema logico su cui si basano le trasmissioni power splitting, evidenziando la ripartizione della potenza nelle sue due componenti.

È possibile unire la parte meccanica e quella idrostatica in molti modi. Una prima classificazione può essere effettuata in base al numero di rotismi epicicloidali utilizzati o in base alla funzione dello stesso epicicloidale. Nel caso di un solo epicicloidale si hanno tre alberi concentrici, mentre se si utilizzano due epicicloidali si hanno quattro alberi concentrici; da qui la distinzione in “Three-shaft” e “Four-shaft”. Nei three-shaft si ha inoltre la distinzione tra “output coupled” e “input coupled”, a seconda che il rotismo epicicloidale lavori come organo d'uscita o d'ingresso. Si presentano quindi tre macrocategorie:

- Three-shaft, output coupled

- Three-shaft, input coupled
- Four-shaft.

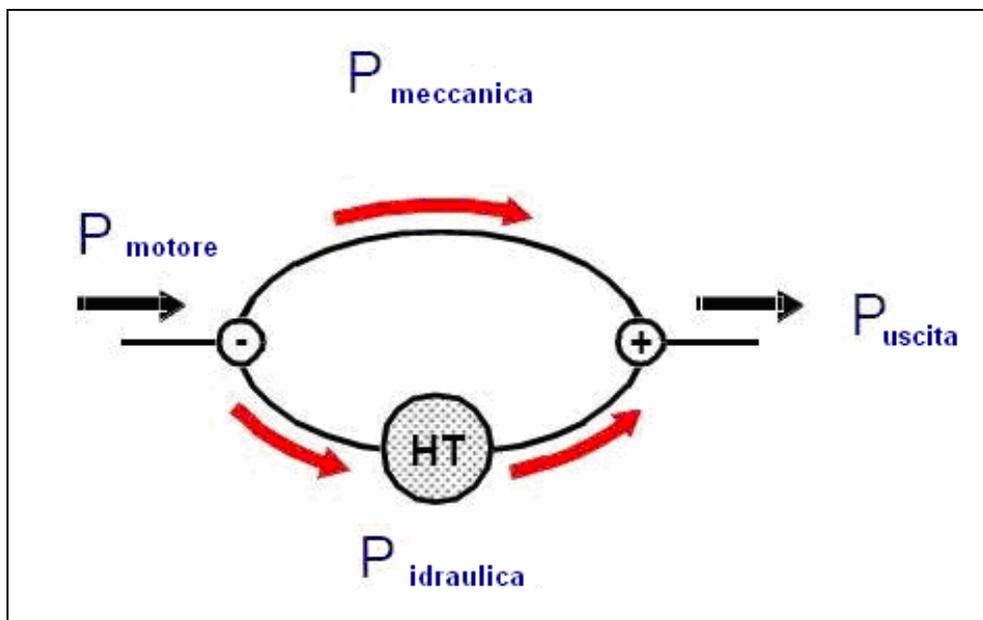


Fig. 1.12: Schema logico di una trasmissione “power splitting”

Nella configurazione “Three-shaft output coupled” la potenza meccanica fornita dal motore endotermico entra nel riduttore epicicloidale, dove viene divisa nelle due componenti meccanica ed idrostatica. In Figura 1.13 è riportato lo schema di base per tale configurazione, mentre Figura 1.14 ne mostra un’immagine 3D. Le unità 1 e 2 possono essere indistintamente motore e/o pompa idraulica; inoltre viene evidenziato il punto in cui le due componenti della potenza si riuniscono prima di uscire dal cambio.

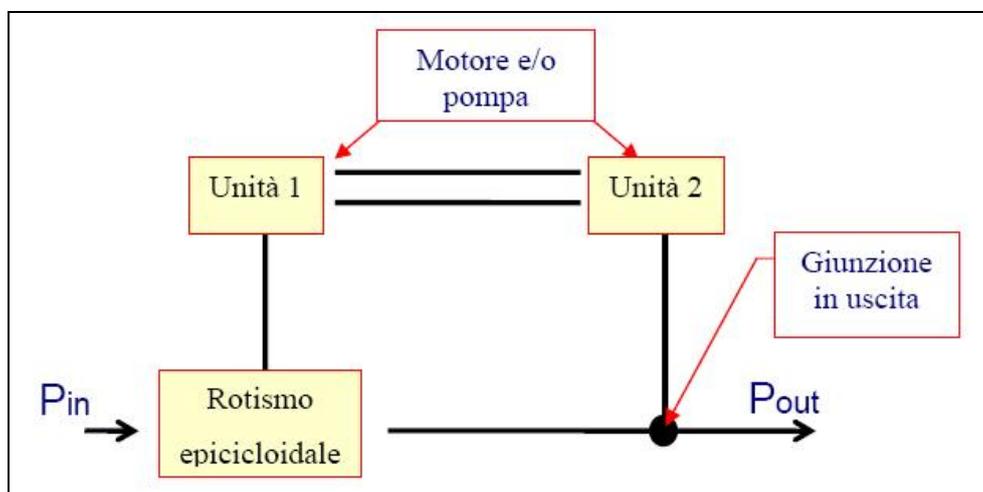


Fig. 1.13: Configurazione “Three-shaft output coupled”

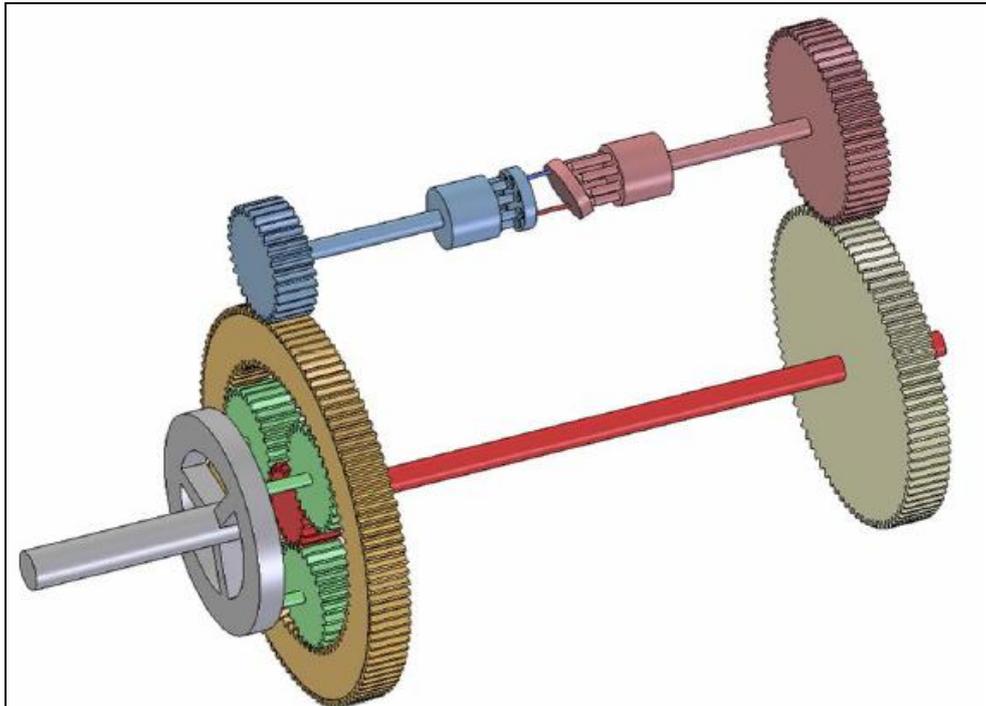


Fig. 1.14: Vista in 3D, “Three-shaft output coupled”

Nella configurazione “Three-shaft input coupled” l’epicicloidale funge da membro d’uscita, sommando la potenza meccanica e quella idraulica, mentre l’unità idrostatica è collegata all’albero d’ingresso (Figura 1.15). La parte idrostatica della trasmissione è collegata, mediante ruote dentate, da una parte con l’anello dell’epicicloidale e dall’altra con l’albero in uscita.

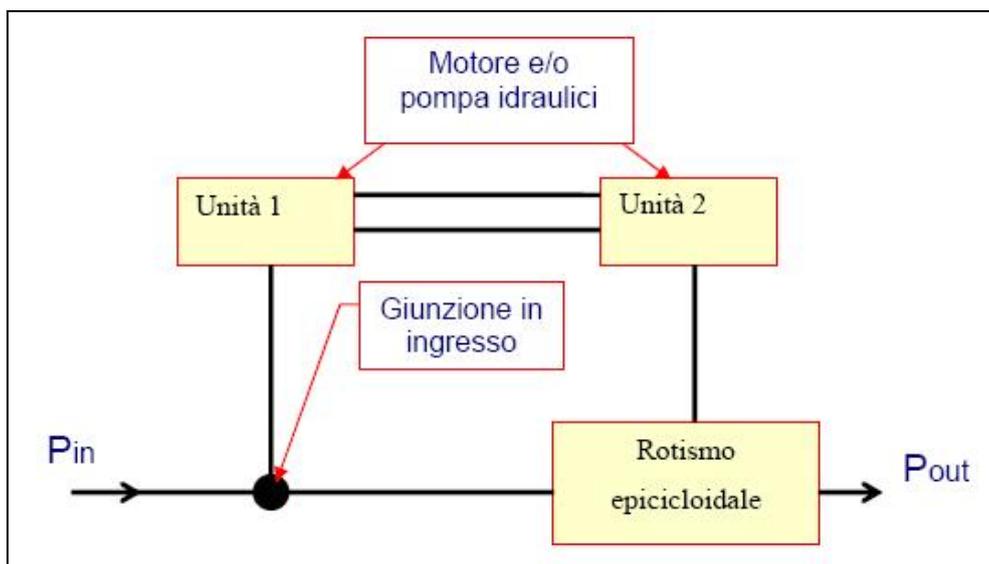


Fig. 1.15: Configurazione “Three-shaft input coupled”

Nella configurazione “Four shaft” la trasmissione possiede due rotismi epicicloidali, i quali forniscono una maggiore flessibilità rispetto ai casi precedenti, poiché entrambe le unità idrauliche sono collegate all’elemento di un epicicloidale. Su questo principio si possono costruire diversi schemi. Ad esempio nel caso di Figura 1.16 l’albero d’ingresso è collegato al portasatellite del primo epicicloidale ed alla corona del secondo. La novità rispetto a tutti gli schemi finora visti riguarda l’albero d’uscita. Esso infatti, contiene quattro rapporti meccanici: 1^a e 3^a marcia se collegato al portasatellite del secondo epicicloidale, 2^a e 4^a marcia se collegato alla corona del primo epicicloidale.

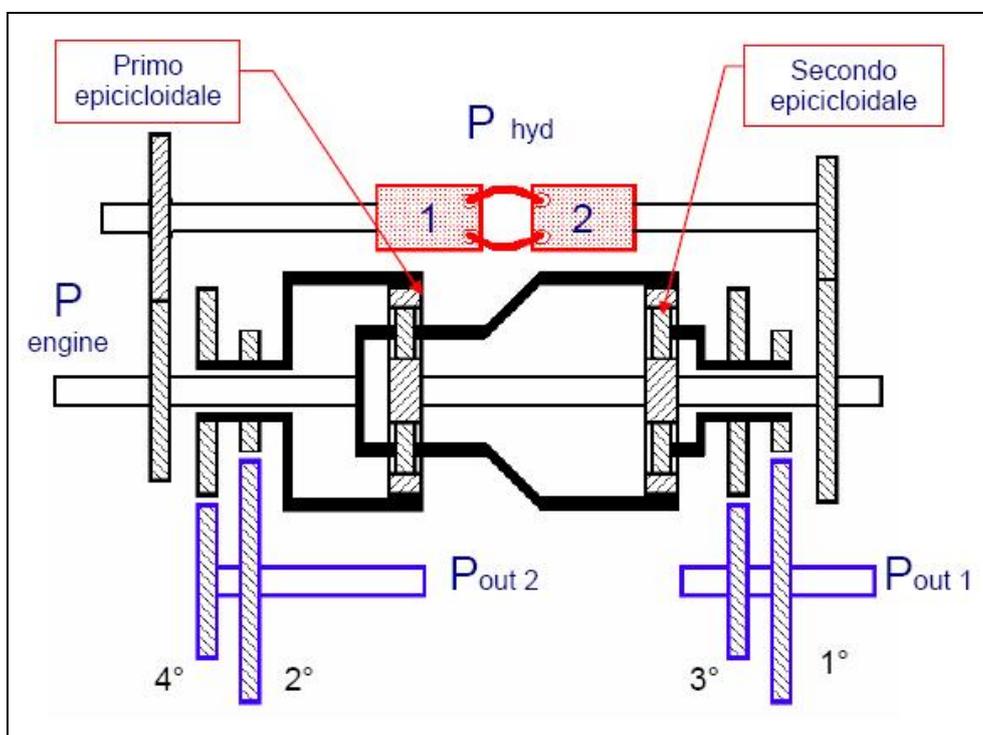


Fig. 1.16: Configurazione “Four-shaft” con rapporti meccanici

In Figura 1.17 viene riportato un esempio concreto di trasmissione a variazione continua: il cambio “S-matic” prodotto da Steyr - ZF e montato su alcuni trattori del gruppo Case New Holland. L’unità idrostatica è composta da una pompa a cilindrata variabile, con inclinazione del piattello da -20° a +20°, e da un motore idraulico a cilindrata fissa. La parte meccanica e quella idraulica si riuniscono nel primo riduttore epicicloidale; sono inoltre presenti quattro rapporti meccanici (K1-K2-K3-K4) e l’opzione marcia in avanti (KV) o retromarcia (KR) [13].

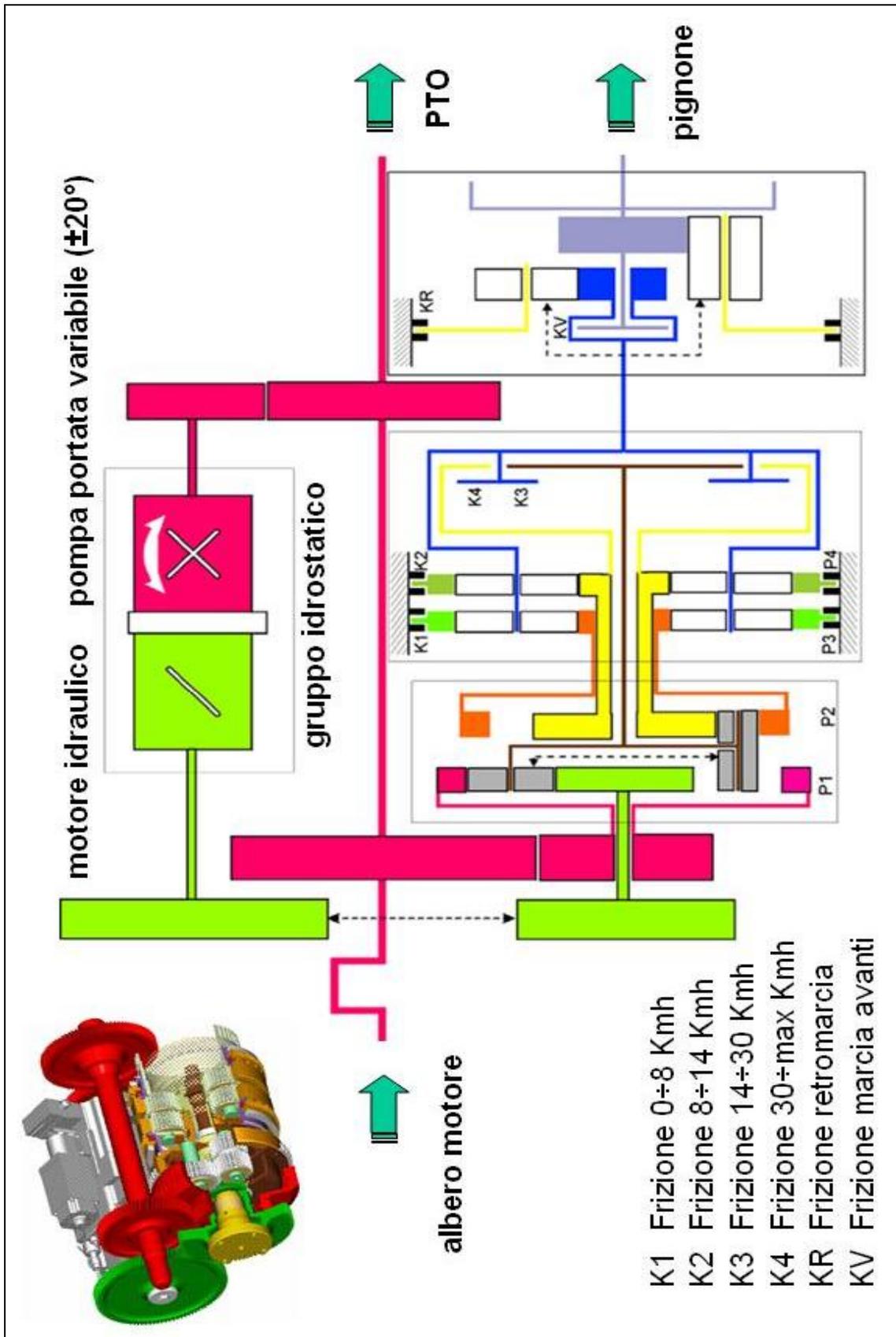


Fig. 1.17: Cambio a variazione continua “S-matic”

Nelle trasmissioni idromeccaniche l'unità idrostatica rappresenta probabilmente la parte più delicata; è grazie al suo contributo che è possibile avere una variazione continua del rapporto di trasmissione. Essa fornisce flessibilità alla trasmissione, ma allo stesso tempo ne deteriora il rendimento [19]. In Figura 1.18 è riportato il modello tridimensionale di una pompa a pistoncini a piatto oscillante; si notano chiaramente i condotti di aspirazione (in azzurro) e mandata (in rosa), il piattello oscillante per la variazione della cilindrata ed il relativo pistone di regolazione. Le considerazioni effettuate in riferimento ad una pompa possono ritenersi valide anche per un motore idraulico; nel caso della pompa è la potenza meccanica entrante dall'albero a mettere in pressione il fluido idraulico, mentre nel caso del motore è la pressione del fluido che pone in rotazione l'albero [18].

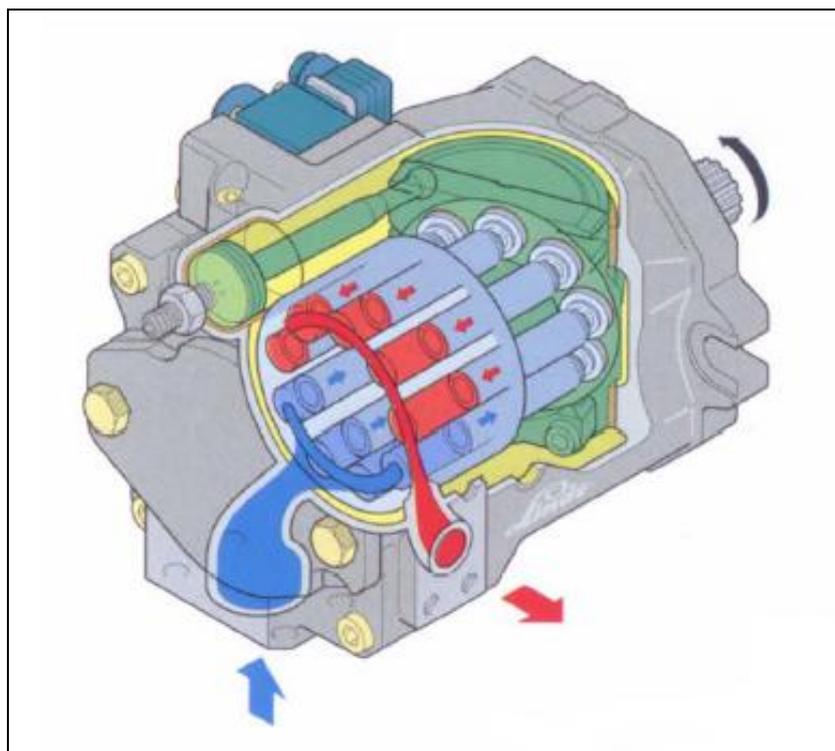


Fig. 1.18: Pompa a pistoncini a piatto oscillante

1.4 La lubrificazione delle trasmissioni

In una trasmissione di velocità esistono numerosi organi in rotazione relativa tra loro: ingranaggi, sincronizzatori, cuscinetti volventi o lisci, boccole e rasamenti, freni in bagno d'olio ed eventualmente frizioni idrauliche nei cambi powershift. La trasmissione è dunque un componente che necessita di lubrificazione. Non a caso la lubrificazione è una delle funzioni principali del circuito idraulico di un trattore. Essa deve evitare che le parti meccaniche a contatto tra loro si danneggino ed inoltre deve asportare il calore generato dalla trasmissione di potenza, che inevitabilmente comporta una dissipazione di energia [10].

Nelle trasmissioni più semplici, tipo quelle a manicotti scorrevoli, la lubrificazione era essenzialmente a sbattimento (Figura 1.19); non vi era dunque un circuito idraulico dedicato e il bagno d'olio presente nella scatola garantiva la lubrificazione degli ingranaggi. Tale sistema, molto semplice ed economico, da un lato garantiva il corretto funzionamento della trasmissione e dall'altro consentiva di sfruttarla come serbatoio di olio per il circuito idraulico del trattore. Il diametro delle ruote dentate, la velocità e il senso di rotazione, la profondità di immersione massima (e_{max}), la viscosità dell'olio e la forma interna della scatola (L ed H), sono tutti parametri che incidono sulla qualità della lubrificazione ed al contempo sulle perdite per sbattimento prodotte [14].

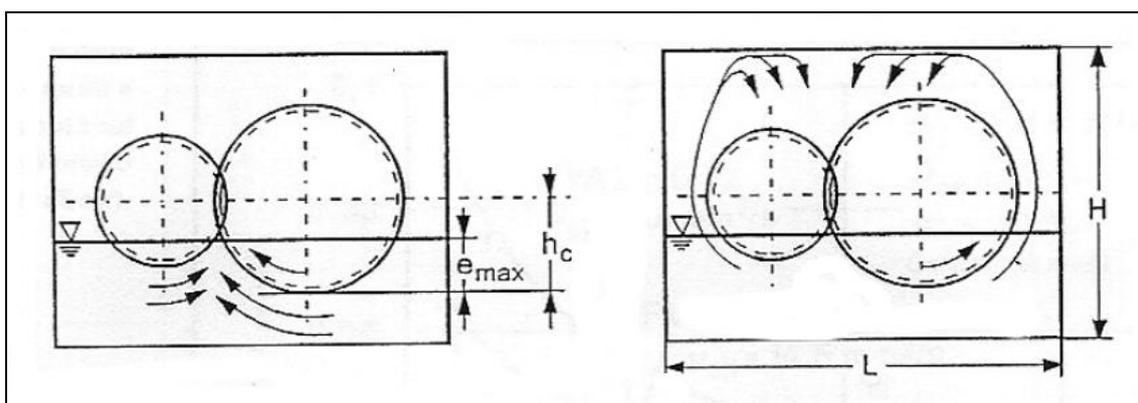


Fig. 1.19: Lubrificazione per sbattimento

Con l'evoluzione delle trasmissioni si sono evoluti anche i relativi sistemi di lubrificazione. Sono dunque stati introdotti i circuiti di lubrificazione forzata, poiché quella per sbattimento non era più sufficiente. Ad esempio una frizione idraulica

necessita di un'ampia portata durante la fase di innesto, quella in cui si sviluppa la maggior quantità di calore; l'olio arriva dall'interno e poi la frizione tende ad espellerlo per effetto centrifugo. Anche ai cuscinetti, se sono in una posizione sfavorevole che non può essere raggiunta dal bagno d'olio, deve essere comunque garantita una piccola portata d'olio.

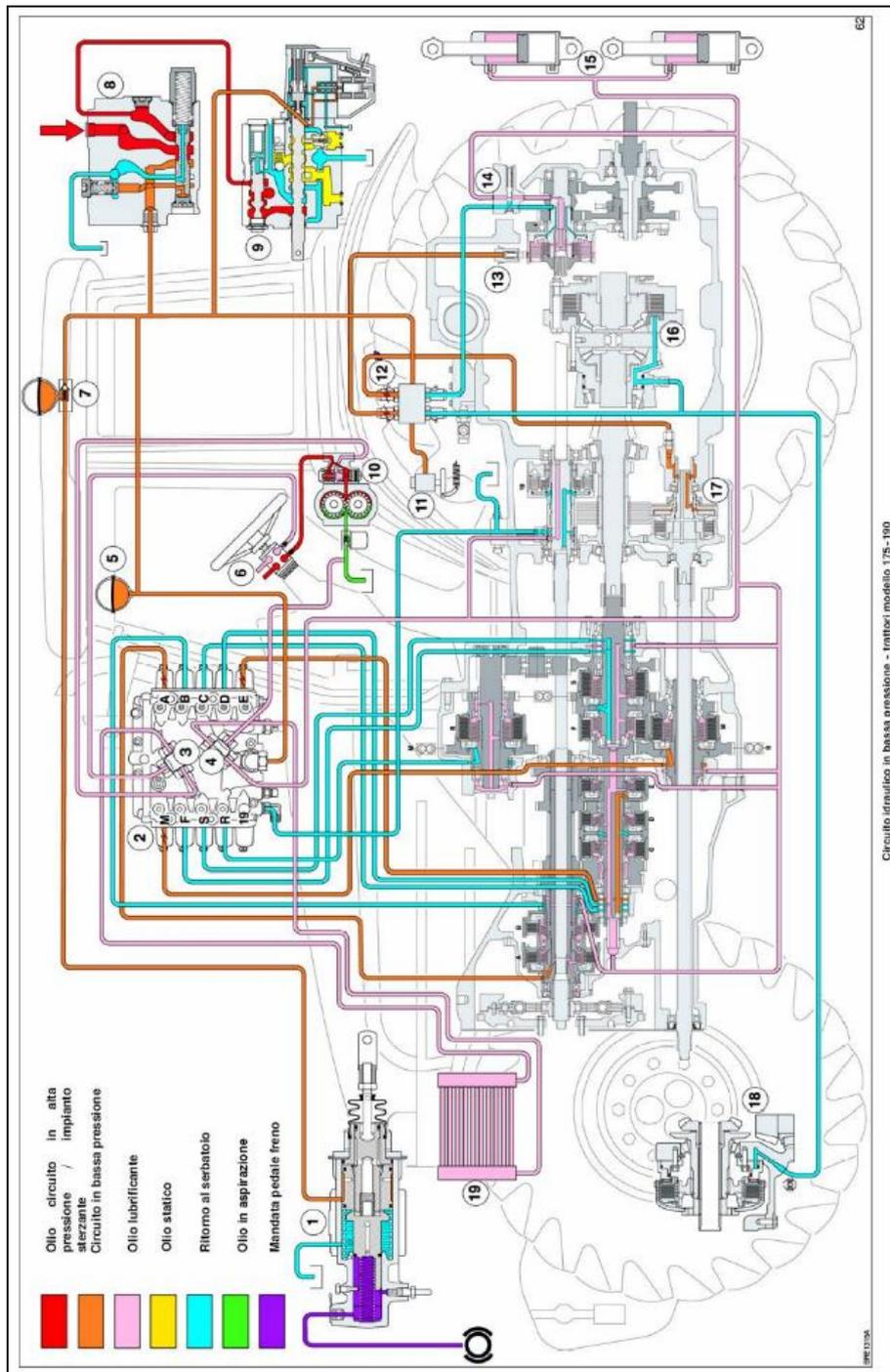


Fig. 1.20: Lubrificazione di una trasmissione full powershift

. In Figura 1.20 è riportato il circuito di bassa pressione di una trasmissione full powershift; in particolare in rosa è evidenziato il circuito per la lubrificazione forzata, che si aggiunge al bagno d'olio presente nella scatola. Il circuito è alimentato da una pompa ad ingranaggi che lo invia prima ad uno scambiatore di calore e poi agli alberi del cambio (per frizioni idrauliche e cuscinetti) ed alla frizione d'innesto della PTO. In Figura 1.21 sono ben visibili i condotti di lubrificazione del cambio a variazione continua "S-matic"; l'olio entra dal raccordo evidenziato in rosa, viene convogliato nel condotto interno all'albero principale, da cui si dipartono infine i fori radiali per la lubrificazione dei vari componenti.

Come si evince da questa breve descrizione, lo studio del circuito di lubrificazione è estremamente importante nell'ambito del progetto di una trasmissione. Il dimensionamento e il bilanciamento dei condotti, ovvero la calibrazione dei fori, il miglioramento della lubrificazione e del raffreddamento dei vari organi, sono tutti argomenti di estremo interesse ed attualità nell'ambito della progettazione meccanica, poiché da essi dipendono il corretto funzionamento e l'efficienza della trasmissione stessa [7].

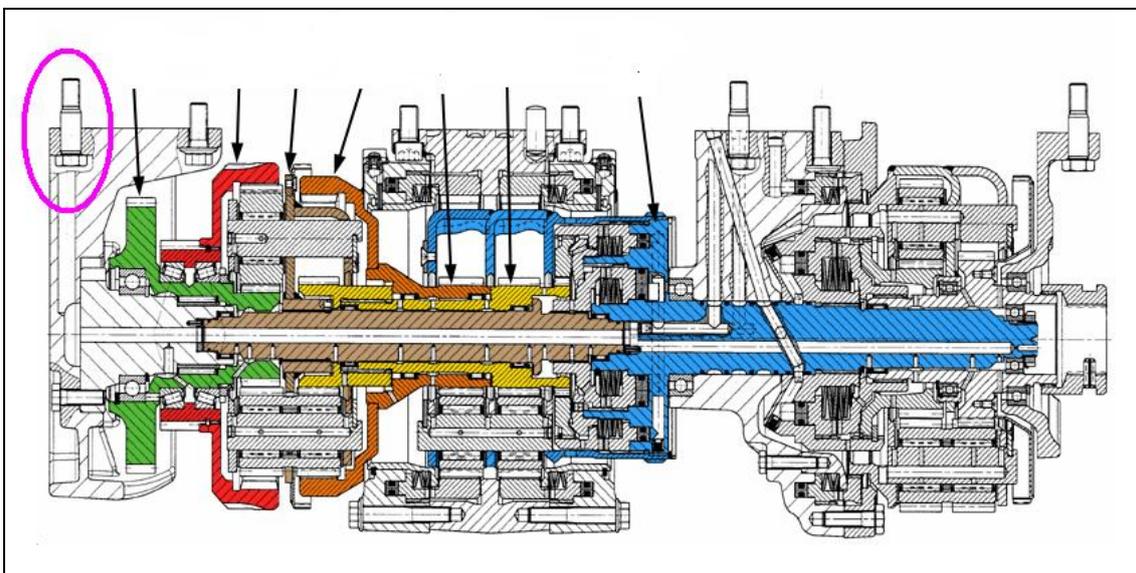


Fig. 1.21: Lubrificazione del cambio a variazione continua "S-matic"

2

ANALISI DELLA TRASMISSIONE

In questa tesi viene analizzato il circuito di lubrificazione di una trasmissione del tipo a variazione continua (CVT) per trattori da 118 a 154 kW. È quindi opportuno partire da un'analisi preliminare della trasmissione, descrivendone lo schema di funzionamento, gli organi principali del cambio (rotismo epicicloidale, alberi, gamme, frizioni, ecc.) e quelli della scatola posteriore (differenziale, assale posteriore e PTO).

Nella seconda parte del capitolo si procede con lo studio del circuito di lubrificazione; esso viene suddiviso in varie parti (rami), di cui poi si effettuerà il dimensionamento.

2.1 Schema di funzionamento

In Figura 2.1 viene riportato lo schema cinematico del cambio a variazione continua di velocità, di cui si vuole ottimizzare il circuito di lubrificazione. Esso è dotato di quattro rapporti meccanici in avanti più due retromarce (non rappresentate in figura). Nell'ambito di ogni gamma la variazione continua è ottenuta grazie ad un gruppo idrostatico con un'unità a cilindrata variabile (pompa), azionata dal motore endotermico, e un'unità a cilindrata fissa (motore), accoppiato alla corona del riduttore epicicloidale. Tale riduttore è a doppio stadio con due ingressi e due uscite; in ingresso si hanno la potenza meccanica del motore endotermico, che entra nel primo solare, e quella idrostatica, che entra sulla corona. In uscita si hanno due alberi sui quali sono calettati gli ingranaggi delle gamme: prima e terza marcia sul portasatellite, seconda e quarta sul solare più piccolo [5].

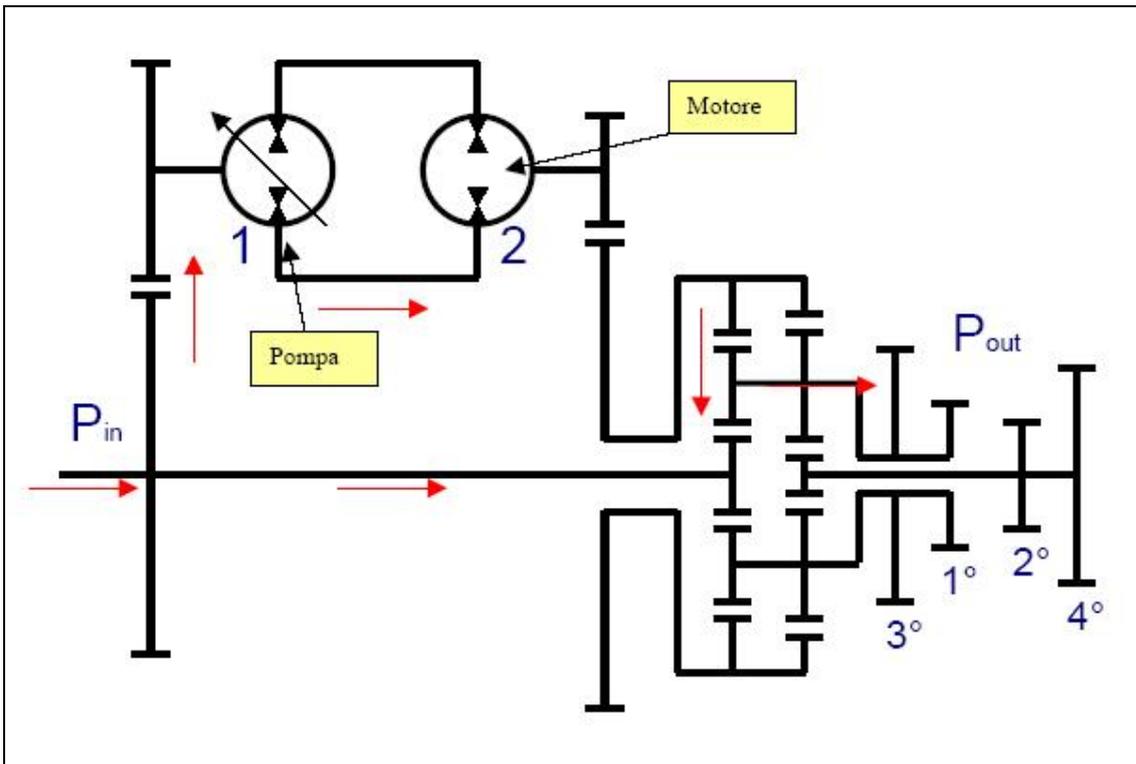


Fig. 2.1: Schema del cambio CVT

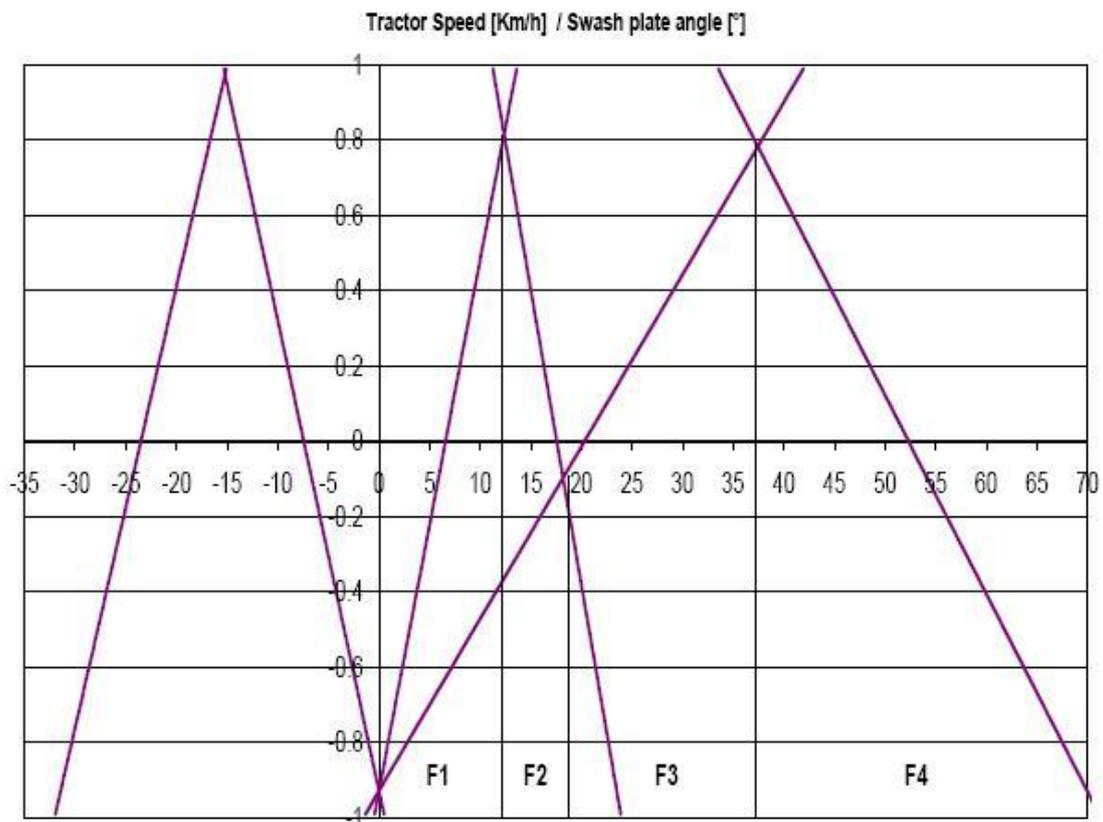


Fig. 2.2: Velocità del trattore in funzione dell'inclinazione del piattello

In Figura 2.2 è rappresentata la velocità di avanzamento del veicolo in funzione dell'angolo di inclinazione del piattello della pompa (qui adimensionalizzato tra -1 e +1) e del rapporto meccanico (F_1, F_2, F_3, F_4). La velocità del trattore è stata calcolata fissando il regime del motore endotermico a 2200 rpm ed aggiungendo alla velocità di rotazione in uscita dal cambio il rapporto di riduzione della coppia conica, quello dei riduttori laterali ed infine il diametro delle ruote.

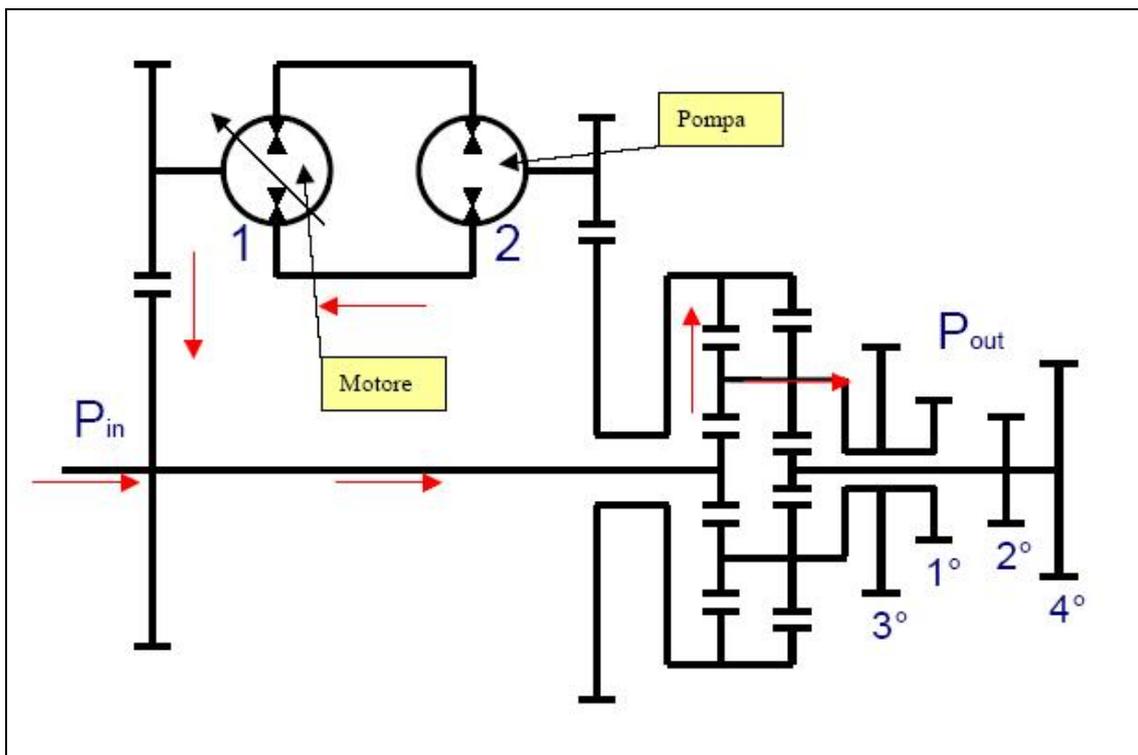


Fig. 2.3: Rappresentazione del ricircolo di potenza

Quando il trattore è fermo, la velocità in uscita dal portasalite, e quindi dal cambio, è nulla. La potenza fornita dal motore endotermico viene completamente assorbita dall'unità 2 (che in questo caso funge da pompa) e poi rimessa a disposizione del solare dell'epicicloidale (che in questo caso diventa motore). Si ha quindi un ricircolo di potenza nella trasmissione, come illustrato in Figura 2.3. L'inclinazione del piattello oscillante in questo istante è massima in senso negativo (-1). Quando l'inclinazione del piattello inizia a diminuire, si riduce la cilindrata dell'unità 1 e la velocità di rotazione dell'unità 2; ne risulta una diminuzione della velocità della corona e, come conseguenza, un aumento della velocità del portasalite, che trasferisce coppia alle ruote. La potenza continua a ricircolare finché l'inclinazione del piattello non si

annulla; in quest'istante, il rendimento è massimo e tutta la potenza fluisce nella parte meccanica della trasmissione. In seguito il piattello continua la sua corsa inclinandosi dalla parte opposta alla precedente (Figura 2.1) fino al valore massimo positivo (+1). La corona gira con velocità concorde al solare dell'epicicloidale, aumentando ulteriormente la velocità del portasatellite e di conseguenza quella del trattore. Confrontando le Figure 2.1 e 2.3 si può notare che quando l'inclinazione del piattello passa da negativa a positiva cambia anche la condizione del gruppo idrostatico. Ora il flusso di potenza è invertito rispetto a prima: l'unità 1 è diventata una pompa, mentre l'unità 2 funge da motore; in questa situazione la potenza non viene più ricircolata, ma fluisce sia nella parte idrostatica che nella parte meccanica della trasmissione. Le frecce in Figura 2.1 evidenziano come entrambe le componenti forniscano un contributo alla potenza in uscita.

Quando il piatto oscillante ha raggiunto l'inclinazione massima si passa dalla prima alla seconda gamma (Figura 2.2); la centralina gestisce il pre-innesto dell'apposito sincronizzatore e lo scambio di frizioni che mette in presa l'ingranaggio della seconda e rende folle quello della prima. L'inclinazione torna nuovamente a calare, diminuisce la velocità della corona, ma aumenta quella del solare in uscita e conseguentemente quella del veicolo. Il passaggio da prima a seconda avviene in prossimità della condizione di sincronismo, quando le velocità dei due alberi in uscita dal riduttore sono molto simili; questo facilita l'innesto del sincronizzatore ed evita che vi siano danneggiamenti. Il funzionamento della trasmissione in terza e quarta marcia è assolutamente identico al funzionamento rispettivamente in prima e seconda marcia; discorso analogo si ha per le due retromarce. In Figura 2.2 si può inoltre notare come la velocità tipica per le lavorazioni pesanti in campo (attorno a 6 km/h), la velocità tipica per le lavorazioni leggere (attorno a 17 km/h) e quella massima di trasporto su strada (50 km/h) corrispondano a punti di funzionamento del cambio in cui la componente idraulica della potenza è minima e dunque il rendimento di trasmissione è massimo.

La Figura 2.4 mostra infine una vista schematica 3D del cambio CVT (senza gli ingranaggi delle gamme). Il solare rosso riceve il moto dal motore endotermico; parte della potenza giunge meccanicamente al riduttore epicicloidale e parte vi giunge dopo aver attraversato il gruppo idrostatico. Le due uscite del riduttore sono l'albero del solare viola e il portasatellite grigio.

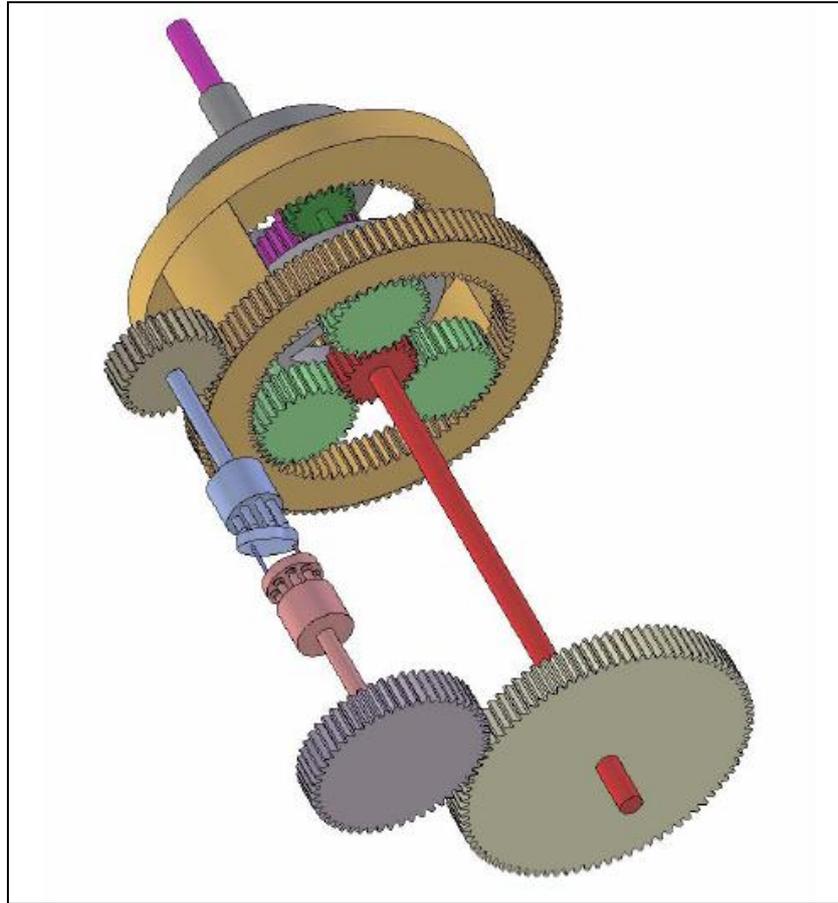


Fig. 2.4: Vista schematica 3D del cambio CVT

2.2 I componenti del cambio CVT

Per una migliore comprensione del percorso dell'olio di lubrificazione nelle varie utenze, vengono ora illustrati i principali componenti della trasmissione. La figura 2.5 mostra l'intera drive-line contenuta in una struttura in ghisa sferoidale composta di due parti: quella anteriore (nella foto a sinistra), contenente il cambio di velocità, e quella posteriore, contenente il resto della trasmissione.

Nella parte anteriore si trovano il coperchio delle retromarce e quello del gruppo idrostatico, ambedue applicati ai lati della scatola, il riduttore epicicloidale e gli alberi. La scatola del cambio è poi chiusa anteriormente e posteriormente da due coperchi; anteriormente il cambio viene fissato alla flangia motore, inframmezzando il giunto parastrappi, mentre posteriormente è unito alla scatola della trasmissione. I riferimenti

al lato destro e sinistro della scatola sono fatti sempre riportandosi ad una vista frontale della macchina.

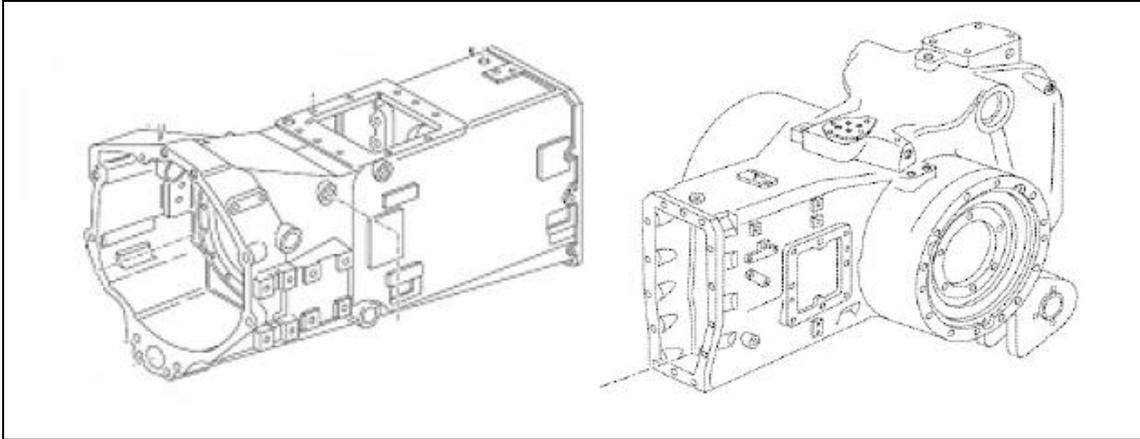


Fig. 2.5: Scatola anteriore e posteriore della trasmissione

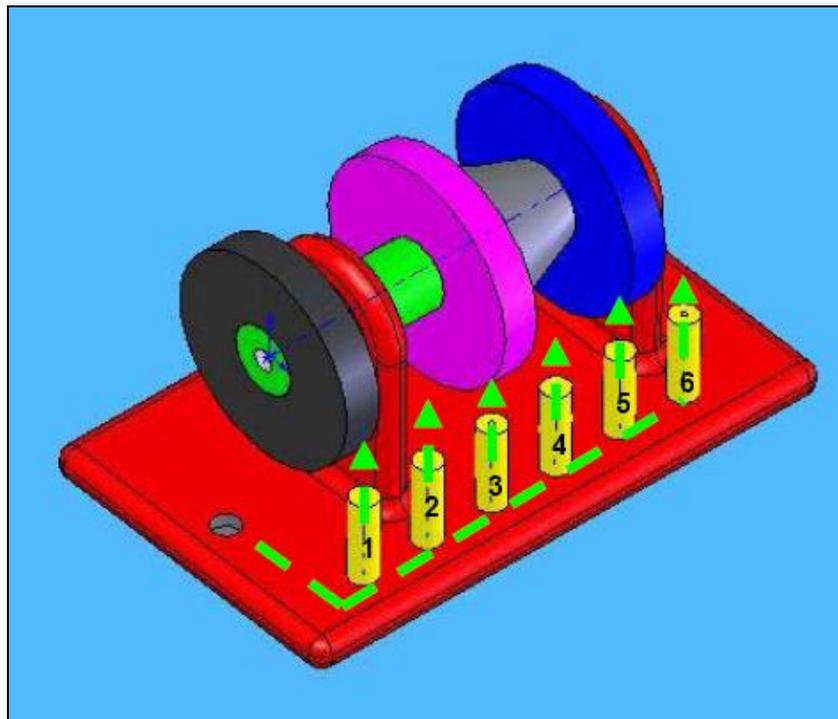


Fig. 2.6: Coperchio delle retromarce

Il coperchio delle retromarce (Figura 2.6) è collocato sul lato sinistro della scatola. Esso è costituito da un coperchio in ghisa sferoidale con due staffe sulle quali viene calettato l'albero delle retro. Sono presenti tre ruote dentate: la ruota nera preleva il moto dall'albero primario, quella fucsia è l'inversore della retromarcia R1 posta sul secondario e quella blu è l'inversore per la retromarcia R2 posta sul primario. In figura

si notano anche sei ugelli spruzzatori contrassegnati da numeri; questi provvedono alla lubrificazione forzata degli ingranaggi del cambio. L'olio provvede anche alla lubrificazione dei cuscinetti calettati sull'albero, mediante un foro passante realizzato sullo stesso. Per arrivare agli spruzzatori l'olio compie un percorso interno alla scatola, entra nel coperchio da un foro visibile in figura, ed infine si distribuisce tra gli ugelli come indicato dalle frecce tratteggiate.

Nella scatola del cambio trova alloggiamento il sistema epicicloidale che risulta fondamentale per il funzionamento del CVT. La realizzazione del rotismo epicicloidale, la modalità di interfacciarlo con il gruppo idrostatico e con la parte meccanica determinano il successo della trasmissione. Infatti è nel progetto di tale componente che si decidono le velocità di rotazione dei membri, fissando i rapporti di trasmissione e le condizioni di utilizzo dell'idrostatico. In Figura 2.7 vengono mostrate due immagini del gruppo epicicloidale, una dal lato motore (a sinistra) e l'altra dal lato della trasmissione (a destra). Il riduttore è composto di tre satelliti, un portasatellite e una corona esterna; quest'ultima ha una doppia dentatura: quella interna è in presa con i satelliti, mentre quella esterna ingrana con la ruota del motore idraulico. Inoltre i satelliti hanno un doppio diametro ed ingranano con due solari diversi: il primo è una ruota motrice, viene montato sul coperchio anteriore e trascinato direttamente dal motore endotermico; il secondo solare è una ruota condotta e viene montato sull'albero primario del cambio.

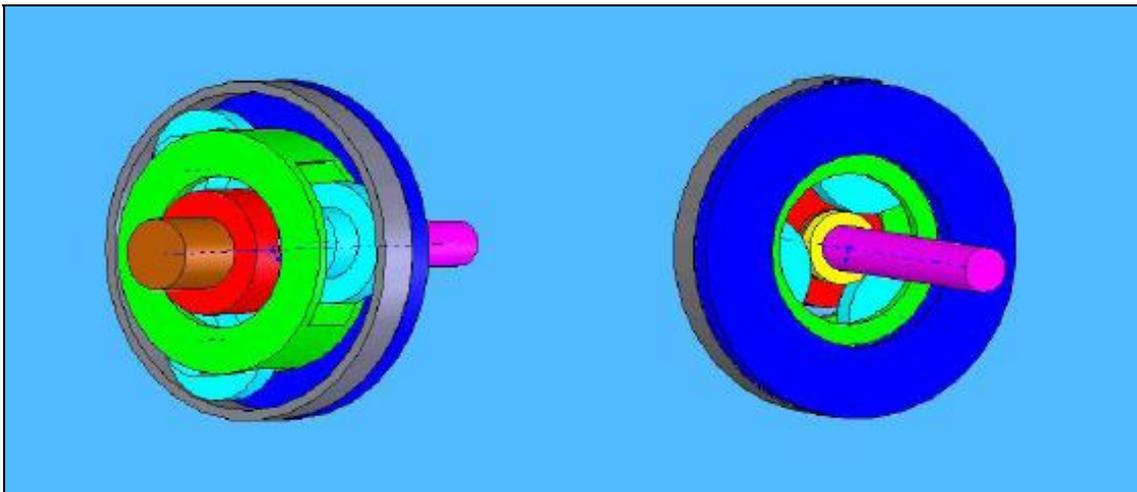


Fig. 2.7: Vista del riduttore epicicloidale lato motore e lato trasmissione

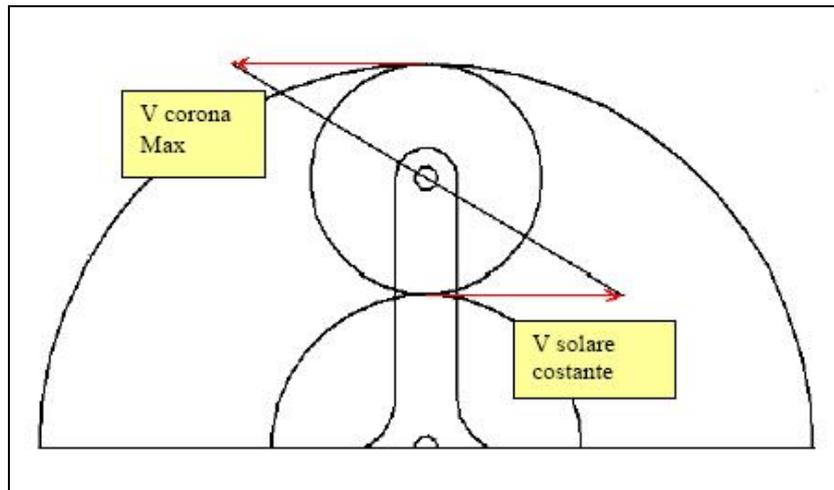


Fig. 2.8: Triangolo delle velocità nel caso di trattore fermo

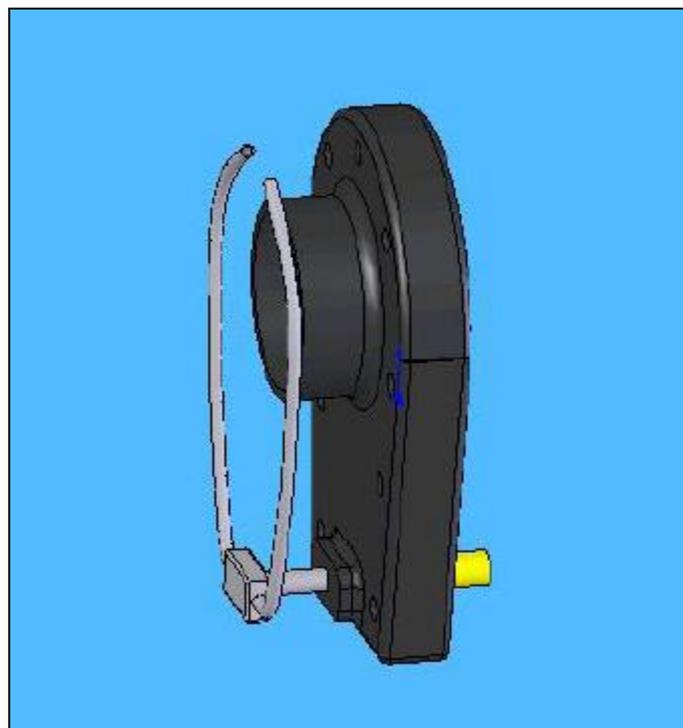


Fig. 2.9: Circuito di lubrificazione dell'epicycloidale

Il rotismo epicycloidale, come detto, ha un primo solare collegato con il motore endotermico, mentre la corona è collegata all'unità idrostatica; quest'ultima ha quindi la funzione di modulare la velocità del portasatellite e, tramite i satelliti, la velocità del secondo solare collegato con l'albero primario. Se si osserva il triangolo delle velocità rappresentato in Figura 2.8, nella condizione iniziale di trattore fermo, il solare e l'anello hanno velocità opposte, tali da annullare la velocità di rotazione del

portasatellite [8]. Considerando il motore endotermico a regime di rotazione costante, la velocità del portasatellite può aumentare solo diminuendo la velocità di rotazione della corona fino al valore nullo e poi aumentandola nuovamente, ma con verso concorde al solare. L'epicicloidale è dotato di un proprio circuito di lubrificazione dedicato, che è possibile notare in Figura 2.9; esso è collegato al coperchio posto dietro al riduttore ed è costituito da due tubi che proiettano l'olio sugli ingranamenti.

Sulla parte destra del cambio, in posizione diametralmente opposta a quello delle retromarce, si trova il coperchio in cui è alloggiato il gruppo idrostatico (Figura 2.10). Tale coperchio è un componente abbastanza complesso, in quanto su di esso sono montati il gruppo delle elettrovalvole per la gestione del cambio e i pistoni idraulici che comandano i sincronizzatori (non visibili in figura). L'idrostatico è posto all'interno e sui lati sono calettate due ruote dentate supportate da staffe. La ruota anteriore va in presa sull'ingranaggio esterno della corona dell'epicicloidale, mentre quella posteriore va ad ingranare su una ruota che riceve il moto direttamente dall'albero motore.

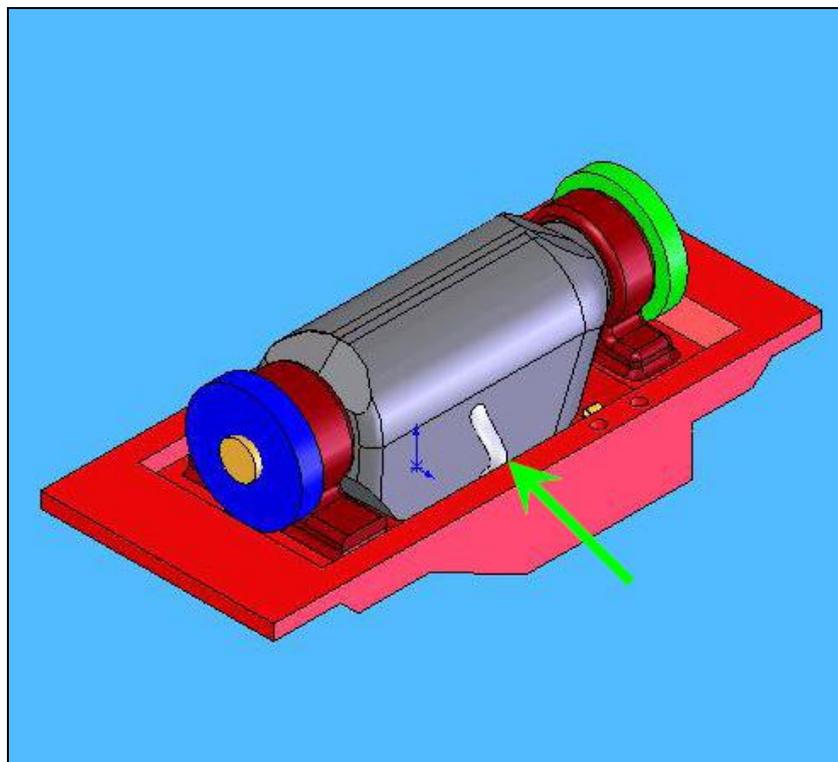


Fig. 2.10: Gruppo idrostatico con coperchio

Nella scatola del cambio vi sono tre alberi, disposti su altrettanti livelli, due dei quali riportati in Figura 2.11 (manca l'albero delle retromarce, già descritto in

precedenza). L'albero posto al livello superiore viene definito primario (in figura indicato con la lettera P), mentre quello al livello inferiore (lettera S) è detto secondario. Su di essi sono calettati gli ingranaggi delle sei gamme meccaniche che compongono la trasmissione, quattro in avanti (F1, F2, F3, F4) più due retromarce (R1, R2). L'albero primario è in realtà composto da più alberi coassiali, assemblati quasi in maniera telescopica; questo permette la creazione di meati per la lubrificazione forzata in corrispondenza di cuscinetti, ruote dentate e sincronizzatori. L'albero primario trasmette la velocità di rotazione dell'albero alle utenze della scatola posteriore della trasmissione: le pompe del circuito idraulico e la frizione della PTO. Anche l'albero secondario presenta dei canali interni e dei fori per la lubrificazione forzata, con l'olio che viene convogliato dalla parte anteriore verso quella posteriore. Sempre in Figura 2.11 sono visibili i cilindretti rossi, due sul primario e uno sul secondario, per l'azionamento dei tre sincronizzatori.

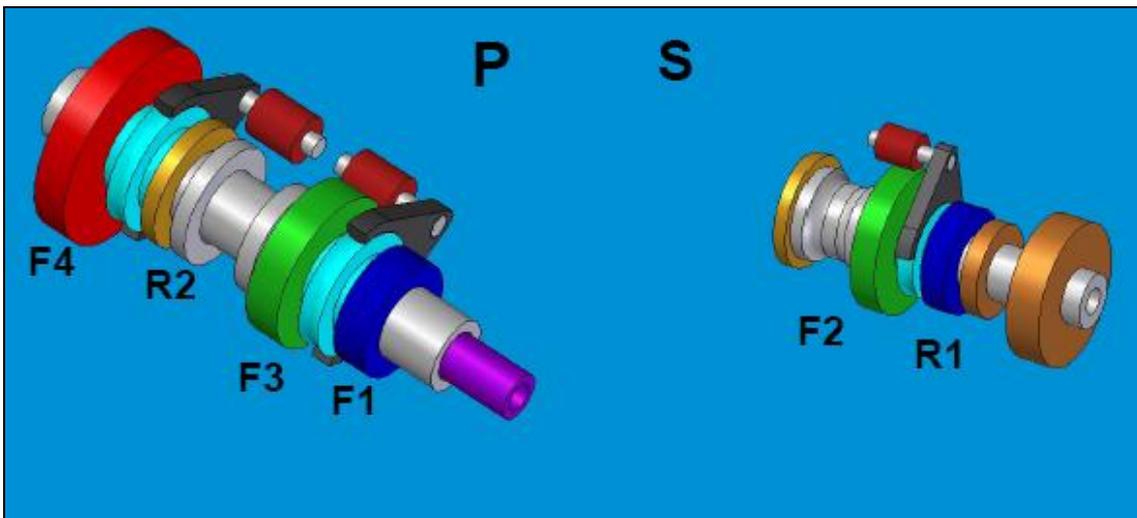


Fig. 2.11: Albero primario e secondario del cambio

Nel modello di cambio CVT in questione sono presenti due frizioni idrauliche, chiamate da progetto A e B; ciascuna di esse innestandosi comanda marce avanti (forward) e retro (reverse). Gli abbinamenti frizione-marcia sono riportati in Tabella 2.1. Le frizioni sono montate sul coperchio che chiude la scatola posteriore del cambio e ricevono l'olio di lubrificazione dall'albero secondario mediante dei fori realizzati sullo stesso. L'innesto delle frizioni, così come quello dei sincronizzatori, viene comandato da una centralina elettronica.

Frizione	Marcia	Frizione	Marcia
A	F1	B	F2
	F3		F4
	R2		R1

Tab. 2.1: Abbinamenti frizione-marcia

2.3 La scatola posteriore della trasmissione

I restanti organi della trasmissione si trovano nella scatola posteriore di Figura 2.5: le pompe idrauliche, il gruppo della doppia trazione, il freno di stazionamento, la presa di forza e l'assale posteriore, che comprende differenziale, freni e riduttori laterali.

Il gruppo pompe è montato sul lato destro della scatola ed è composto di:

- Una pompa di carica del tipo a ingranaggi interni, che fornisce olio ad una pressione di circa $1,5 \div 4,5$ bar alla pompa a portata variabile.
- Una pompa idraulica del tipo a stantuffi con controllo a piatto oscillante e rilevazione del carico a centro chiuso, che fornisce olio al circuito di alta pressione per il funzionamento dell'idroguida, dei freni del rimorchio, del sollevatore e dei distributori ausiliari. La pressione minima alla mandata è di 26 bar, quella massima di $180 \div 210$ bar; la portata erogabile può arrivare a 120 l/min con motore a 2200 rpm, ma in ogni caso il controllo a piatto oscillante permette di regolarla in funzione delle effettive esigenze del circuito.
- Una pompa a portata variabile del tipo a palette, che fornisce olio al circuito di bassa pressione (circa 24 bar) per l'innesto delle frizioni e dei sincronizzatori del cambio, per l'innesto della presa di forza, della doppia trazione e per il bloccaggio del differenziale, per la sovralimentazione del gruppo idrostatico.

Il gruppo della trazione a quattro ruote motrici (Figura 2.12) si trova nella parte posteriore della trasmissione; l'innesto e il disinnesto avvengono mediante una frizione multi-disco in bagno d'olio. Quando la DT è disinserita, un'apposita elettrovalvola si apre e fa arrivare l'olio in pressione sulla superficie del pistone, che si sposta vincendo la resistenza opposta dalla molla a tazza, attenuando così la spinta della molla stessa sui

dischi frizione. Quando invece la DT è inserita, tutto il gruppo ruota assieme all'albero con pignone.

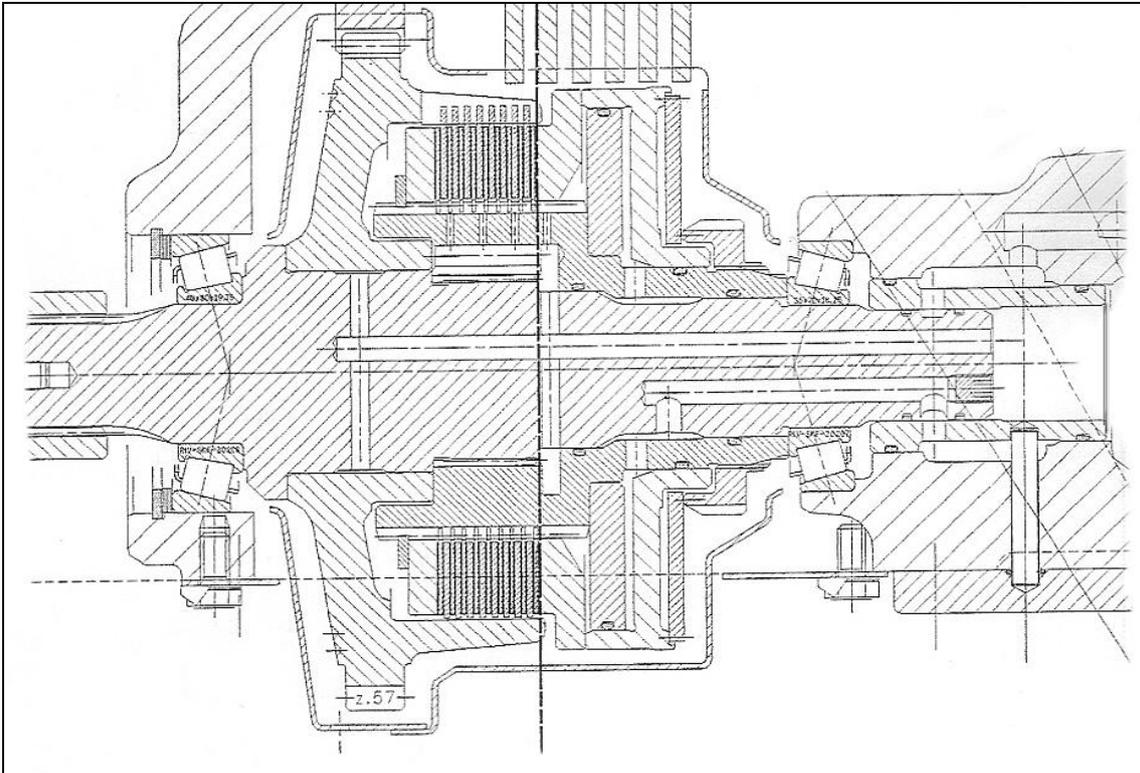


Fig. 2.12: Gruppo della doppia trazione (4WD)

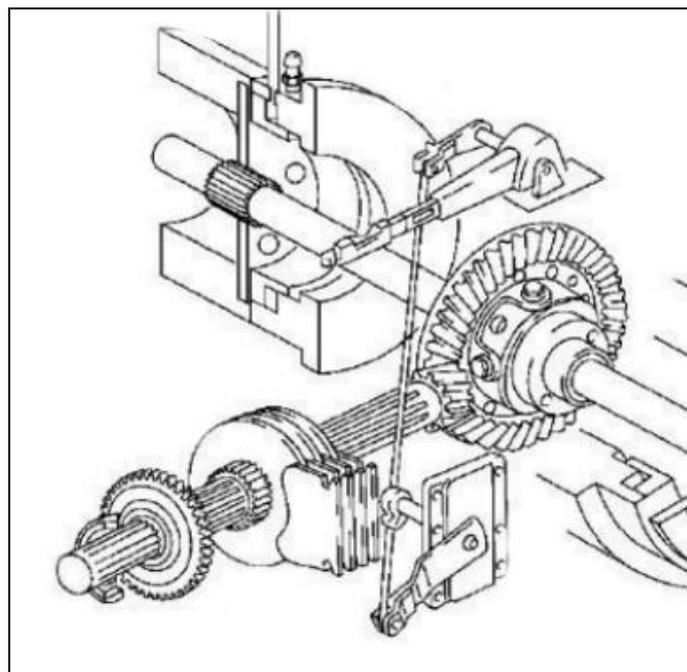


Fig. 2.13: Freno di stazionamento

In Figura 2.13 è riportato il freno di stazionamento a comando meccanico; esso agisce sull'albero con pignone ed è comandato mediante una leva manuale situata alla sinistra del sedile di guida. Quando si tira questa leva, il cavo di tensionamento aziona l'attuatore e porta a pacco i settori frenanti con i 6 dischi freno calettati sull'albero con pignone.

La presa di forza (PTO), visibile in Figura 2.14, è dotata di due velocità: 750 rpm e 1000 rpm; il cambio tra l'una e l'altra viene effettuato tramite una forcella che sposta un manicotto solidale all'albero di uscita. Il moto arriva direttamente dal volano motore ed è trasmesso con un rapporto di riduzione dipendente dall'ingranaggio in presa. L'innesto della PTO avviene attraverso una frizione multi-disco; azionando un interruttore in cabina, un'elettrovalvola si apre e convoglia l'olio all'interno della camera anulare del pistone, mandando così a pacco i dischi. La pressione dell'olio, inoltre, sposta un'apposita valvola di comando che invia una maggior quantità di lubrificante all'interno del gruppo frizione.

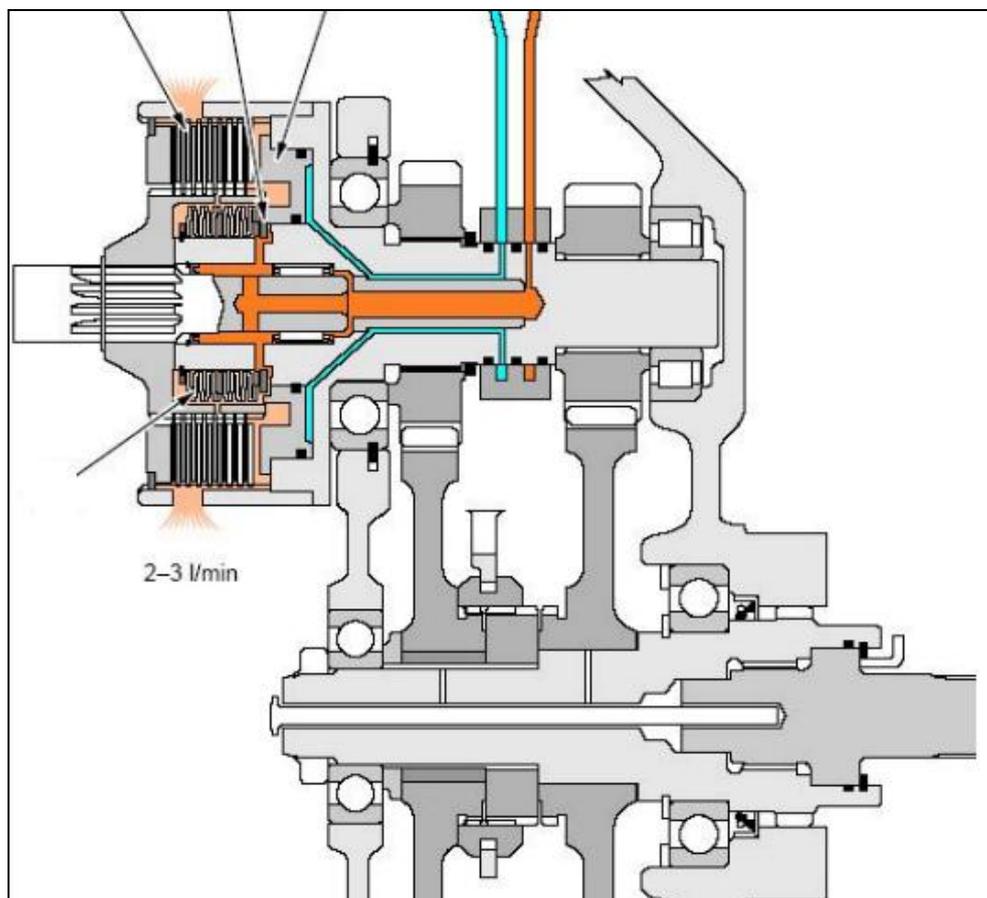


Fig. 2.14: Presa di forza (PTO)

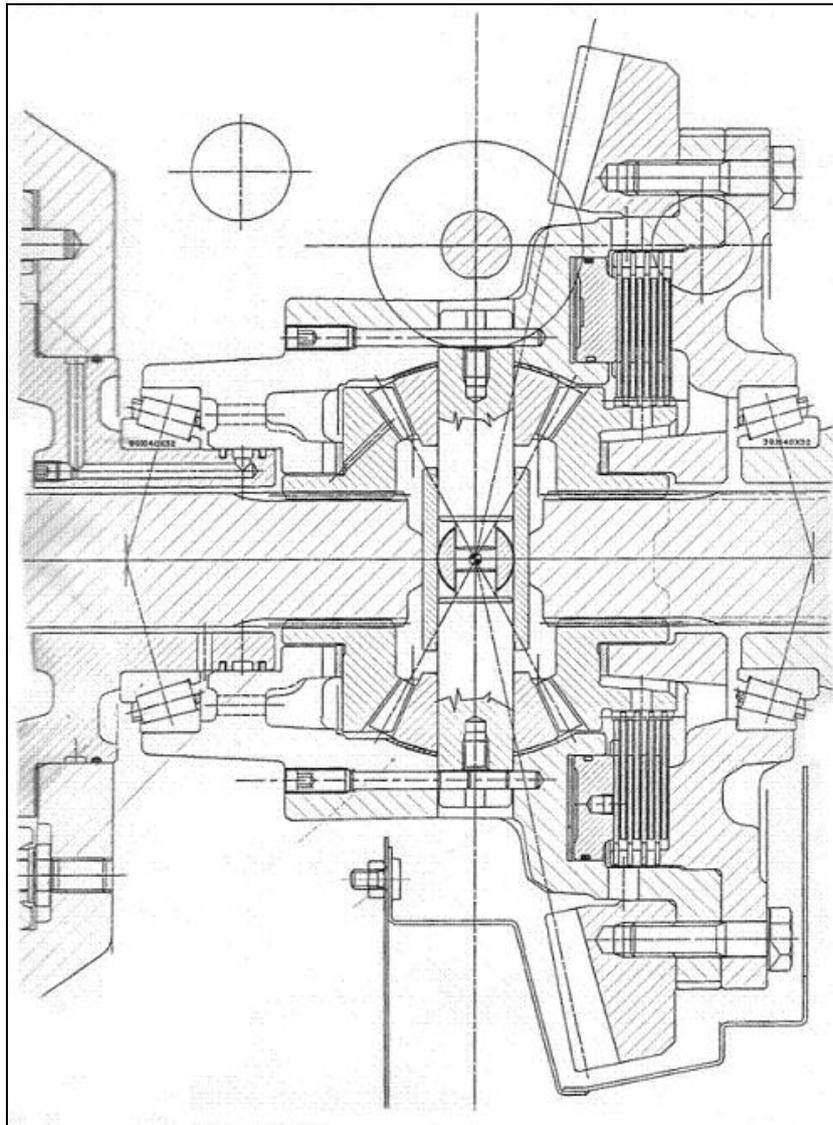


Fig. 2.15: Differenziale posteriore

L'albero in uscita dal cambio trasmette il moto alla coppia conica e da questa all'assale posteriore. Il differenziale (Figura 2.15) è del tipo a 4 satelliti e il bloccaggio avviene mediante una frizione multi-disco; un interruttore situato in cabina apre l'apposita elettrovalvola e invia l'olio in pressione al pistone di comando, che manda a pacco i dischi condotti e conduttori della frizione, bloccando così il differenziale.

Ai lati del differenziale sono situate le due trombe dei freni posteriori (Figura 2.16), ciascuna delle quali contiene:

- I freni di servizio a comando idraulico, costituiti da due dischi in bagno d'olio che agiscono sui semi-alberi uscenti dal differenziale.
- Il riduttore epicicloidale laterale a tre satelliti.

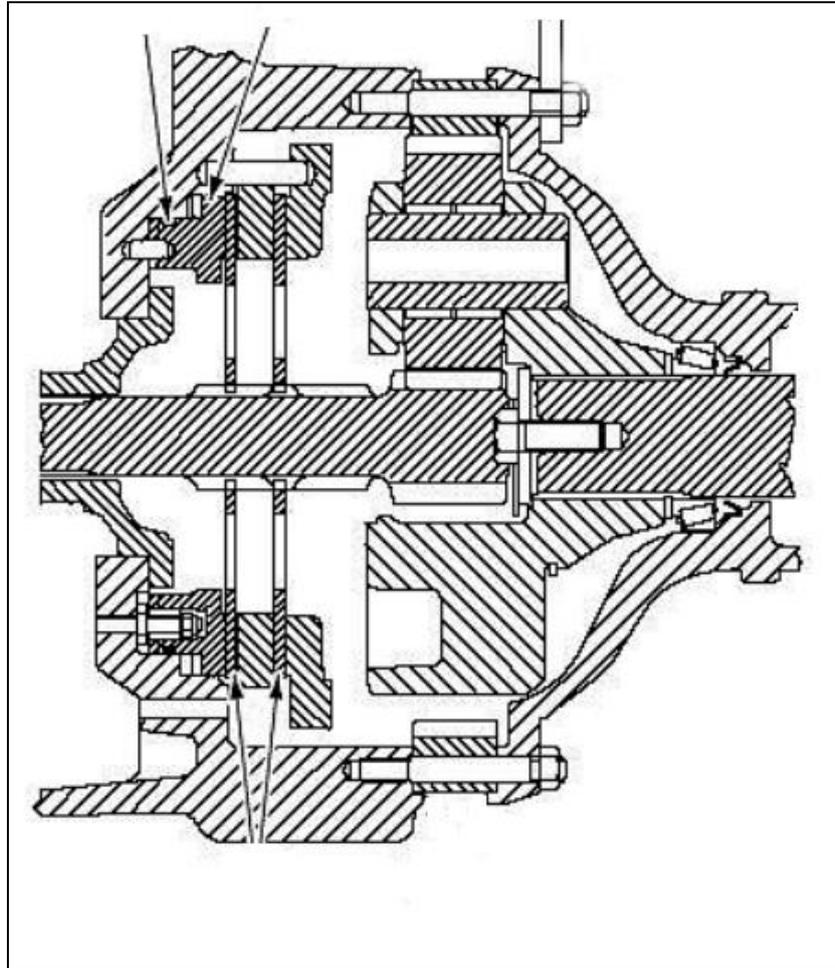


Fig. 2.16: Trombe dei freni posteriori

2.4 Il circuito di lubrificazione

La maggior parte dei componenti è collegata ad un sistema di lubrificazione forzata, poiché il livello dell'olio nella scatola del cambio è più basso della linea degli ingranaggi. In Figura 2.17 è riportato lo schema a blocchi del circuito; esso è suddiviso in diversi rami, ciascuno dei quali assicura la lubrificazione dei vari sottogruppi della trasmissione. La pompa di carica aspira l'olio dal serbatoio, che è costituito dalla trasmissione stessa, lo fa passare prima attraverso un filtro a cartuccia (in aspirazione) e poi attraverso uno scambiatore di calore (in mandata). L'olio viene quindi inviato nella scatola del cambio e nella parte posteriore della trasmissione, per lubrificare il gruppo della presa di forza (PTO). Sulla scatola del cambio sono presenti due entrate, una anteriore e una posteriore; quella posteriore serve per la lubrificazione dell'albero

primario, mentre quella anteriore per l'albero secondario, il riduttore epicicloidale e gli ingranaggi delle gamme.

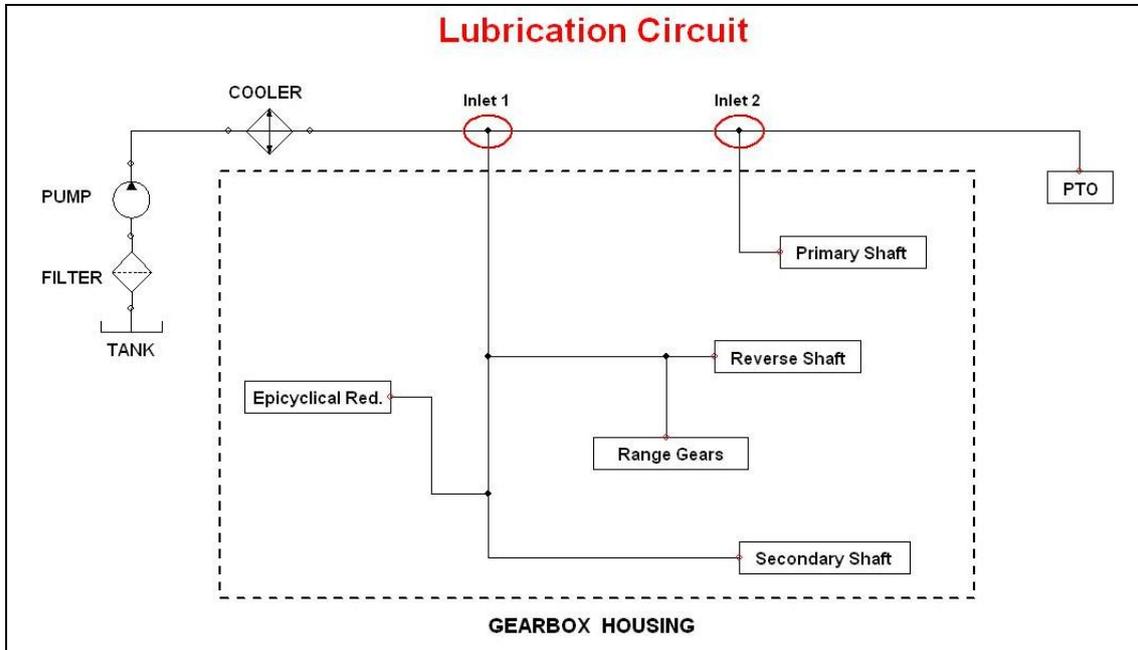


Fig. 2.17: Schema a blocchi del circuito di lubrificazione

Attraverso l'ingresso anteriore (1) l'olio entra nella fusione della scatola cambio e da qui raggiunge:

- Il coperchio delle retromarce, con i sei ugelli spruzzatori per i vari ingranaggi delle gamme (Figura 2.6).
- L'albero delle retromarce, per migliorare la lubrificazione dei cuscinetti calettati su di esso. Un ugello, visibile in Figura 2.18, invia l'olio all'interno di un foro assiale ricavato nell'albero, da cui poi si dipartono i fori radiali in direzione dei cuscinetti.
- Il riduttore epicicloidale (Figura 2.9); l'olio viene prelevato all'altezza dell'albero secondario e poi spruzzato sui satelliti attraverso due condotti che terminano con un grano calibrato.
- L'albero secondario; l'olio entra nell'albero attraverso un foro coassiale, fluisce dalla parte anteriore verso quella posteriore e lubrifica tutti i vari componenti (boccole, cuscinetti e sincronizzatore). L'utenza principale di questo ramo sono sicuramente le due frizioni A e B, calettate in coda al secondario, che necessitano di un'elevata portata d'olio, soprattutto nella fase di innesto.

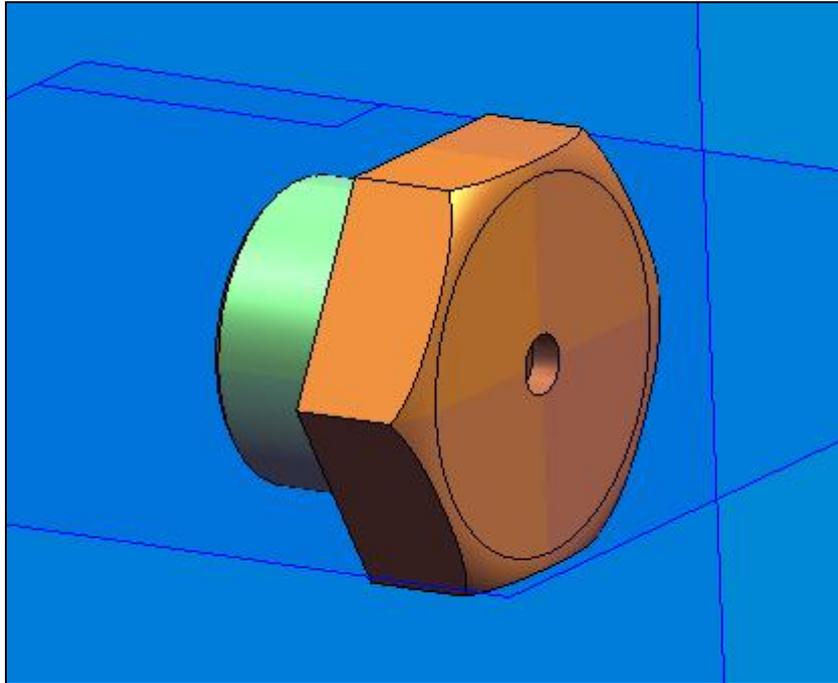


Fig. 2.18: Ugello per l'albero delle retromarce

L'ingresso (2) provvede invece alla lubrificazione dell'albero primario. In questo caso l'olio si muove dalla parte posteriore verso quella anteriore ed il ramo è alquanto complesso, poiché il primario (Figura 2.11) è composto da una serie di alberi coassiali; l'olio fluisce in due cavità anulari concentriche, da cui partono i fori radiali per la lubrificazione delle boccole, dei cuscinetti a rullini e dei due sincronizzatori.

La restante portata d'olio viene convogliata verso la scatola posteriore della trasmissione, per lubrificare la frizione d'innesto della PTO (condotto arancione di Figura 2.14). Questo ramo comprende infine un tubino con ugello finale che dall'alto spruzza olio sulla scatola del differenziale.

Nel presente lavoro sono analizzati e simulati quattro rami del circuito:

- Il coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme.
- Il ramo del riduttore epicicloidale.
- Il ramo per la presa di forza e il differenziale posteriore.
- Il ramo principale, che comprende tutte le tubazioni esterne, i due ingressi dell'olio in scatola, i collegamenti con le linee secondarie ed infine l'ugello per l'albero delle retromarce.

I rami dei due alberi (primario e secondario) non vengono presi in considerazione, poiché per la loro complessità non sono adatti ai programmi di simulazione utilizzati

(Capitolo 4). La geometria dei meati in cui passa l'olio, la dipendenza dalle condizioni di funzionamento del cambio, gli effetti dinamici dovuti alla rotazione relativa dei vari organi (si pensi ad esempio alla forza centrifuga), renderebbero necessario l'impiego di programmi di simulazione fluidodinamica agli elementi finiti (FEM), che esulano dagli obiettivi di questa tesi.

3

DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEL CIRCUITO

Il dimensionamento dei condotti e degli ugelli del circuito è funzione delle portate d'olio necessarie per i vari componenti. Tali portate sono state determinate mediante bilancio termico, ovvero calcolando la quantità d'olio necessaria ad asportare il calore prodotto [9]. Occorre quindi stimare la potenza dissipata dai vari elementi della trasmissione. Per gli ingranaggi delle gamme è stato effettuato un calcolo preciso, considerando le condizioni di funzionamento più critiche, mentre per il riduttore epicicloidale e per gli altri componenti analizzati è stato adottato un approccio semplificato. Infine, sulla base dei valori teorici calcolati, sono state scelte delle dimensioni “reali” dei condotti, per tener conto anche delle esigenze legate alla semplicità costruttiva e al montaggio.

3.1 Potenza dissipata dagli ingranaggi

La potenza dissipata dagli ingranaggi è stata determinata sommando le perdite dipendenti dal carico a quelle indipendenti dal carico, ossia alle perdite per ventilazione. Queste ultime sono state calcolate applicando la formula di Dowson [6]:

$$P_{V0} = n^{2.9} (0.16d_p^{3.9} + d_p \cdot b^{0.75} \cdot m^{1.15}) \cdot 10^{-20} \cdot f_\varphi \cdot \lambda$$

dove n (rpm) è la velocità angolare, d_p (mm) il diametro di piede, b (mm) la larghezza di fascia, m il modulo, f_φ un coefficiente pari ad 1 per gli oli sintetici e λ un coefficiente funzione dello spazio esterno.

Le perdite dipendenti dal carico sono state ricavate dalla media dei valori ottenuti con i metodi di Niemann e Buckingham [12].

Secondo Niemann [16]:

$$P_{VN} = P_a \cdot \mu_m \cdot H_{VN}$$

dove P_{VN} è la potenza dissipata, P_a quella trasmessa, μ_m è il coefficiente d'attrito medio sui fianchi del dente ed H_{VN} il grado di perdita dell'ingranaggio. Il coefficiente d'attrito μ_m viene calcolato come segue:

$$\mu_m = 0.045 \cdot \left(\frac{K_a \cdot F_{bt}}{b \cdot V_{\Sigma C} \cdot \rho_{CM}} \right)^{0.2} \cdot \eta_M^{-0.05} \cdot X_R \cdot X_L$$

dove K_a è il fattore di impiego, F_{bt} il carico normale nella sezione trasversale al dente, b la larghezza di fascia, $V_{\Sigma C}$ la velocità cumulativa media nel punto primitivo di funzionamento, ρ_{CM} il raggio di curvatura medio equivalente nel punto primitivo di funzionamento, η_M la viscosità dinamica dell'olio alla temperatura di massa, X_R il fattore per l'influsso della rugosità e X_L il fattore di lubrificazione. Il grado di perdita dell'ingranaggio H_{VN} , dipendente unicamente dalle caratteristiche geometriche delle ruote dentate, viene espresso come:

$$H_{VN} = \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos(\beta_b)} \cdot (1 - \varepsilon_\alpha + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)$$

dove u è il rapporto di ingranamento, z_1 il numero di denti del pignone, β_b l'angolo d'elica di base, ε_α il ricoprimento di contatto trasversale, ε_1 ed ε_2 i ricoprimenti di testa del pignone e della ruota.

Secondo Buckingham la potenza dissipata dipendente dal carico è pari a [4]:

$$P_{VB} = P_a \cdot f \cdot H_{VB}$$

dove f è il coefficiente di attrito medio e H_{VB} è il grado di perdita dell'ingranaggio, determinati mediante:

$$f = \frac{0.05}{e^{24.6063 \cdot V_s}} + 0.02806 \cdot \sqrt{V_s}$$

$$H_{VB} = \frac{(u + 1)}{2u} \cdot \left(\frac{\beta_a^2 + \beta_r^2}{\beta_a + \beta_r} \right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_b)}$$

nelle quali V_s è la velocità di strisciamento media, u è il rapporto di ingranamento, β_a l'arco di accesso del pignone e β_r quello della ruota, β_b l'angolo d'elica di base.

La potenza totale dissipata da un ingranaggio viene quindi calcolata come:

$$P_{VT} = P_{V0} + (P_{VN} + P_{VB})/2$$

dove P_{V0} è la potenza dissipata a vuoto, P_{VN} e P_{VB} sono le potenze dissipate sotto carico secondo Niemann e Buckingham. Nell'Appendice si può trovare un esempio dei programmi (in ambiente Mathcad 2001) utilizzati per il calcolo della potenza dissipata.

Nel caso degli ingranaggi delle gamme, considerando che il livello dell'olio è al di sotto della loro linea e che le velocità di rotazione non sono eccessive, le perdite dipendenti dal carico sono prevalenti rispetto a quelle indipendenti dal carico. Pertanto la potenza dissipata, al di là delle differenze specifiche tra i metodi di Niemann e Buckingham, è riconducibile alla forma:

$$P_d = P_a \cdot \mu \cdot H_v$$

dove P_d è la potenza dissipata, P_a quella trasmessa, μ il coefficiente d'attrito e H_v il grado di perdita, che dipende dalle caratteristiche geometriche delle ruote dentate. Ne consegue che maggiore è la potenza trasmessa, maggiore è quella dissipata. A parità di P_a , si considera il coefficiente d'attrito: esso dipende principalmente dalla velocità periferica (in maniera inversamente proporzionale) e dalla forza tangenziale applicata, ovvero dalla coppia trasmessa (in maniera direttamente proporzionale). La condizione di funzionamento che dà luogo alle perdite maggiori si ha [17]:

- quando la potenza trasmessa è massima;
- a parità di potenza trasmessa, quando la coppia trasmessa è massima, ovvero quando la velocità di rotazione è minima.

Per individuare il caso peggiore è stata considerata la potenza massima erogata dal motore, ovvero 210 CV (154,5 kW) a 1980 rpm. La coppia trasmessa dagli ingranaggi è massima, nel caso delle marce F2 - F3 - F4 - R2, alla minima velocità del veicolo in cui esse vengono innestate: 11, 2 km/h per F2, 17 km/h per F3, 34 km/h per F4 e -13,8 km/h per R2. Per le marce F1 e R1 occorre tener presente che alle basse velocità la coppia è limitata superiormente dallo slittamento delle ruote, dipendente a sua volta dal tiro della trattrice. Il tiro varia secondo le caratteristiche del veicolo e del terreno, ma in linea di massima si può considerare equivalente al peso del veicolo stesso. La massima massa ammessa è in questo caso pari a 13000 kg e quindi il tiro massimo è pari a 13000 kgf (127530 N). Inoltre, essendo la trattrice dotata di trasmissione CVT, anche la

pressione massima ammessa nell'unità idrostatica (420 bar) influisce sul tiro massimo, riducendolo a 116750 N. La coppia limite sull'assale posteriore è dunque pari a:

$$C_L = T \cdot R_p = 116750 \cdot 0,9 = 105075 \text{ Nm}$$

essendo R_p il raggio indice delle ruote posteriori e T il tiro massimo. Dividendo per il rapporto di riduzione dei riduttori epicicloidali laterali (6,23) e per quello della coppia conica (5,22), si ricava la coppia limite sull'albero con pignone (in uscita dal cambio):

$$C_{LP} = 3231 \text{ Nm.}$$

In Tabella 3.1 sono riassunte le potenze dissipate dagli ingranaggi del cambio, nella condizione di funzionamento più critica. Per ogni gamma sono riportati il rapporto di trasmissione, la potenza dissipata per sbattimento e quella dissipata sotto carico, calcolata come valore medio tra il metodo di Niemann e quello di Buckingham. Le perdite a vuoto sono assolutamente trascurabili rispetto a quelle dipendenti dal carico; l'unico valore di un certo rilievo è quello relativo alla marcia più veloce (F4). Si ricordi che la retromarcia R1 è effettuata con tre ingranaggi: conduttore sull'albero primario, rinvio su quello delle retromarce e condotto sul secondario. Per R2 invece la ruota dentata sul primario trasmette il moto all'albero delle retromarce, che a sua volta lo rinvia all'ingranaggio condotto di F1 situato sul secondario.

GAMME	N° denti	Pot. dissip. a vuoto (kW)	Pot. dissip. sotto carico (kW)	Pot. dissip. totale (kW)
F1	28/37	0,000	1,288	1,288
F2	21/49	0,004	1,252	1,256
F3	49/21	0,001	1,245	1,245
F4	37/29	0,024	1,034	1,058
R1	29/40	0,000	1,090	1,190
	40/34	0,000	0,963	0,963
R2	27/42	0,006	0,999	1,005
	33/37	0,004	0,913	0,917

Tab. 3.1: Potenza dissipata dagli ingranaggi delle gamme

Per quanto concerne la lubrificazione delle gamme, come spiegato nel Capitolo 2, sono stati predisposti sei ugelli avvitati sul coperchio delle retromarce. Quello relativo a

R1 deve servire due accoppiamenti tra ruote dentate e quindi nel computo della potenza dissipata occorre considerare la somma dei due valori riportati in Tab. 3.1 (pari a 2,153 kW). Nel caso di R2 l'ugello deve lubrificare solo il primo accoppiamento tra ruote dentate, poiché il secondo è servito dall'ugello della gamma F1, che non dissipa potenza quando R2 è inserita; va quindi considerato solo il primo valore (1,005 kW).

Il riduttore epicicloidale in un cambio CVT ha la funzione di riunire la potenza trasmessa per via meccanica e quella trasmessa per via idraulica; come detto, esso ha due ingressi (albero motore e corona esterna) e due uscite (una lenta e una veloce). Le condizioni di funzionamento sono estremamente variabili e quindi è difficile stimare con precisione la potenza dissipata. Pertanto si è deciso di adottare un approccio semplificato. Le perdite per ventilazione sono trascurabili; si ritiene inoltre che le perdite meccaniche dipendenti dal carico nelle condizioni di funzionamento più gravose siano paragonabili a quelle della seguente coppia di ingranaggi ad assi fissi:

- Solare 1 - Satellite 1, con il solare 1 che trasmette la massima potenza del motore (154,5 kW) a 1980 rpm.
- Solare 2 - Satellite 2, con il satellite 2 che trasmette la medesima potenza ruotando alla stessa velocità del satellite 1.

Il calcolo della potenza dissipata è stato effettuato con lo stesso metodo utilizzato per gli ingranaggi delle gamme. In Tabella 3.2 sono riassunti i risultati di tale calcolo. Si ricordi infine che per la sua lubrificazione sono stati previsti due ugelli spruzzatori, uno in direzione del primo solare ed uno in direzione del secondo solare, quello più interno.

EPICICL.	N° denti	Pot. dissip. a vuoto (kW)	Pot. dissip. sotto carico (kW)	Pot. dissip. totale (kW)
S1	33/17	0,000	1,599	1,599
S2	21/29	0,000	1,508	1,508

Tab. 3.2: Potenza dissipata dal riduttore epicicloidale

3.2 Portata d'olio necessaria

Uno dei maggiori vantaggi della lubrificazione a spruzzo è quello di poter inviare ad ogni singolo componente la quantità d'olio di cui ha bisogno, per essere sicuri che non subisca danneggiamenti in ogni condizione di funzionamento della trasmissione. La portata ottimale è stata determinata effettuando un bilancio termico. Gli ingranaggi durante il loro funzionamento dissipano energia e quindi si scaldano; supponendo, in via conservativa, che tutto il calore debba essere evacuato dal lubrificante, la portata d'olio necessaria si ricava dall'equazione [17]:

$$Q_N = 60 \cdot \frac{P_{VT}}{\rho \cdot c \cdot \Delta T}$$

dove Q_N è espresso in (l/min), P_{VT} (kW) è la potenza dissipata, ρ (kg/dm³) la densità dell'olio, c (kJ/kg°C) il suo calore specifico e ΔT (°C) la differenza di temperatura tra ingresso e uscita. In generale, maggiore è la potenza dissipata dagli ingranaggi, maggiore è la quantità di lubrificante di cui hanno bisogno; perciò, se si considera il caso “peggiore” e si valuta la massima potenza dissipata da ciascun componente, automaticamente si ricava la portata d'olio necessaria. Si noti che questo modo di affrontare il problema è volontariamente cautelativo, per due motivi:

- 1) considera la massima quantità di calore che deve essere asportata da ogni singolo elemento;
- 2) trascura la potenza dissipata dalla cassa della trasmissione, che però nel caso di una trattoria agricola è spesso esigua.

Tuttavia, occorre tener presente che le portate d'olio necessarie non dipendono solo dalle perdite di potenza, ma anche dal salto di temperatura subito dall'olio nell'attraversare la trasmissione. In linea teorica, per minimizzare le portate, sarebbe conveniente avere un ΔT molto alto, ma purtroppo esso è vincolato alle condizioni ambientali esterne, alle prestazioni dello scambiatore di calore e ai limiti sulle temperature massime raggiungibili. In linea di massima, sulla base di alcuni riscontri sperimentali forniti dal costruttore, si stima che la temperatura dell'olio all'ingresso della trasmissione non superi gli 80°C e che la relativa temperatura d'uscita sia di circa 105°C; ne consegue che $\Delta T = 105^\circ - 80^\circ = 25^\circ\text{C}$.

Partendo dai valori di potenza dissipata calcolati nel paragrafo precedente, è stato possibile determinare le portate d'olio necessarie (espresse in l/min) per i sei ugelli che lubrificano gli ingranaggi delle gamme (Tabella 3.3) e per i due ugelli del riduttore epicicloidale (Tabella 3.4). I valori sono stati arrotondati alla seconda cifra decimale.

GAMME	Pot. dissip. totale (kW)	Port. olio necessaria (l/min)
F1	1,29	1,52
F2	1,26	1,48
F3	1,25	1,47
F4	1,06	1,25
R1	2,15	2,54
R2	1,19	1,19

Tab. 3.3: Portate d'olio necessarie per le gamme

EPICICL.	Pot. dissip. totale (kW)	Port. olio necessaria (l/min)
S1	1,60	1,89
S2	1,51	1,93

Tab. 3.4: Portate d'olio necessarie per l'epicicloidale

Per gli altri componenti della trasmissione analizzati è stato adottato un approccio semplificato nel calcolo delle portate d'olio. Ad esempio i due cuscinetti a sfere calettati sull'albero delle retromarce ricevono sicuramente qualche spruzzo d'olio in seguito agli sbattimenti interni alla scatola. La funzione del lubrificante nei cuscinetti volventi è quella di fornire un sottile film di olio fra le superfici metalliche a contatto, allo scopo di diminuire l'attrito e l'usura, di prevenire il surriscaldamento eccessivo e rimuovere le eventuali particelle di usura. Tali cuscinetti richiedono solo piccole quantità di lubrificante; un eccesso potrebbe risultare addirittura pericoloso. Se gli spazi vuoti del cuscinetto fossero completamente riempiti di lubrificante, il rimescolamento causerebbe un'inutile perdita di potenza ed un aumento della temperatura di funzionamento. Tuttavia nel caso dei cuscinetti in esame, visti gli elevati carichi cui sono sottoposti, si

ritiene che la lubrificazione “passiva” o secondaria non sia sufficiente. Per questo è stato previsto un apposito ugello che spruzzi olio verso i due cuscinetti dall’interno dell’albero delle retromarce (si veda il paragrafo 2.4). Appare adeguata una portata di circa 0,5 l/min ciascuno, per un totale di 1 l/min in uscita dall’ugello delle retromarce.

Resta infine da analizzare la lubrificazione della parte posteriore della trasmissione. Il gruppo della 4WD, la coppia conica e tutto l’assale posteriore sono lubrificati a bagno d’olio, poiché come detto la scatola funge da serbatoio per il circuito idraulico della macchina. Tuttavia nel caso del differenziale (Figura 2.15), essendo esso un organo abbastanza complesso che per sua natura tende a centrifugare l’olio, si è deciso di collegarlo al sistema di lubrificazione forzata. È stato quindi disegnato un ugello che dall’alto spruzza olio in direzione della scatola, per migliorare la lubrificazione del componente e aumentarne la vita. Prove sperimentali hanno mostrato che una portata di circa 1 l/min è sufficiente a raggiungere lo scopo.

La frizione della PTO (Figura 2.14), analogamente alle due frizioni del cambio, necessita di lubrificazione forzata dall’interno; il target di portata è in questo caso di circa 3 l/min. Quando la frizione è innestata tale valore ne garantisce il lavaggio ed evita il surriscaldamento; quando la frizione è disinnestata la portata è sufficiente a tenere lubrificati i dischi, evitando però inutili perdite di potenza per trascinamento e centrifugazione dell’olio.

3.3 Diametro teorico degli ugelli

Note le portate d’olio necessarie per la lubrificazione forzata dei vari componenti, si sono determinati i diametri dei vari ugelli [11]. Tale calcolo è stato fatto impostando il Teorema di Bernoulli generalizzato per un condotto provvisto di ugelli, in base al quale:

$$\frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \frac{P_1}{\rho g} = \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + R + L + E .$$

Nel nostro caso, cioè con un condotto fisso provvisto di ugello, si ha:

$$L = 0$$

$$E = 0$$

$$R = \xi \frac{v_2^2}{2g}$$

$$z_1 = z_2$$

$$v_1 = \beta v_2.$$

Sostituendo nella precedente espressione, si ricava:

$$p_1 - p_2 = \rho \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} + Rg \right) = \rho \frac{v_2^2}{2} (1 - \beta^2 + \xi)$$

e quindi posto

$$\zeta = -\beta^2 + \xi$$

si ha infine il salto di pressione attraverso l'ugello in funzione della velocità del getto:

$$\Delta p = \rho \frac{v_2^2}{2} (1 + \zeta).$$

Poiché di norma la pressione p_2 a valle dell'ugello è pari alla pressione ambiente, Δp coincide con la pressione p_1 a monte dell'ugello; con ρ si è indicata la densità dell'olio alla temperatura di esercizio e con ζ il coefficiente di perdita concentrata, dipendente unicamente dalla geometria del sistema.

Ricordando che la portata volumetrica attraverso un condotto circolare di diametro d vale:

$$Q = v \cdot A = v \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

si ottiene la velocità dell'olio uscente dall'ugello:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Sostituendo questa espressione nella precedente, si ricava l'equazione per determinare il diametro dell'ugello (mm) in funzione della portata Q (espressa in l/min):

$$d_N = \sqrt[4]{200 \cdot \frac{\rho(1 + \zeta)}{9\pi^2 \cdot \Delta p} \cdot \sqrt{Q_N}}$$

dove ρ (kg/dm³) è la densità dell'olio alla temperatura di spruzzo, Δp (bar) la differenza di pressione tra monte e valle, ζ il coefficiente di perdita concentrata. Per il dimensionamento preliminare degli ugelli è stato considerato in prima approssimazione $\zeta = 0,4$ e si è ipotizzato un "ragionevole" salto di pressione pari a 0,6 bar.

In Tabella 3.5 sono riportati i diametri teorici calcolati per i sei ugelli che lubrificano le gamme, mentre in Tabella 3.6 sono riassunti i valori degli ugelli relativi agli altri componenti della trasmissione (due per il riduttore epicicloidale, uno per l'albero delle retromarce e uno per il differenziale posteriore).

UGELLO	Port. olio necessaria (l/min)	Diametro teorico (mm)
F1	1,52	1,78
F2	1,48	1,76
F3	1,47	1,75
F4	1,25	1,61
R1	2,54	2,30
R2	1,19	1,47

Tab. 3.5: Diametri teorici per gli ugelli delle gamme

UGELLO	Port. olio necessaria (l/min)	Diametro teorico (mm)
Epy1	1,89	1,98
Epy2	1,93	1,93
Retro	1,00	1,44
Diff.	1,00	1,44

Tab. 3.6: Diametri teorici per i rimanenti ugelli

3.4 Dimensionamento di condotti e ugelli

I diametri calcolati nel paragrafo precedente sono puramente teorici e devono essere considerati come valori minimi per un corretto dimensionamento degli ugelli [15]. Nella meccanica “reale” occorre arrotondare per eccesso al mezzo millimetro i diametri riportati nelle Tabelle 3.5 e 3.6. Pare ad esempio logico scegliere due ugelli uguali da 2 mm per il riduttore epicicloidale e due ugelli da 1,5 mm per l'albero delle retro e il

differenziale posteriore. Nel caso delle gamme l'arrotondamento comporterebbe un diametro di 2 mm per F1 - F2 - F3 - F4, un diametro di 2,5 mm per R1 e di 1,5 mm per R2. Tuttavia, per semplicità costruttiva e per evitare errori in catena di montaggio, si è deciso di adottare sei ugelli uguali per le gamme, tutti con diametro pari a 2,5 mm. L'approssimazione potrebbe apparire brutale, ma essa è frutto delle seguenti considerazioni:

- Scegliere tre spruzzatori diversi per le gamme vuol dire avere tre componenti da gestire, i quali andrebbero identificati in modo univoco per evitare i suddetti problemi al montaggio.
- Il circuito idraulico riesce a fornire la quantità d'olio necessaria alla lubrificazione "maggiorata" delle gamme.

Questa maggiorazione dei diametri rischierebbe tuttavia di sbilanciare il circuito di lubrificazione e la ripartizione delle portate; riducendo le perdite di carico sul ramo delle gamme, esso sarebbe favorito rispetto agli altri. Per risolvere il problema è stata introdotta una boccola calibrata nel foro d'ingresso dell'olio nel coperchio delle retromarce. Inoltre, se durante le verifiche sperimentali si rendesse necessario variare le perdite di carico nel ramo, le modifiche al circuito sarebbero localizzate e poco onerose. La boccola è del tipo convergente – divergente con una sezione di gola pari a 6,5 mm; essa è stata calcolata applicando il Teorema di Bernoulli, ipotizzando un Δp di 0,3 bar e una portata massima agli ingranaggi di 14 l/min.

Nelle Tabelle 3.7 e 3.8 sono riassunti i diametri reali scelti per gli ugelli spruzzatori.

UGELLO	Diametro teorico (mm)	Diametro reale (mm)
F1	1,78	2,50
F2	1,76	2,50
F3	1,75	2,50
F4	1,61	2,50
R1	2,30	2,50
R2	1,47	2,50

Tab. 3.7: Diametri reali per gli ugelli delle gamme

UGELLO	Diametro teorico (mm)	Diametro reale (mm)
Epy1	1,98	2,00
Epy2	1,93	2,00
Retro	1,44	1,50
Diff.	1,44	1,50

Tab. 3.8: Diametri reali per i rimanenti ugelli

Tutti i condotti del circuito di lubrificazione sono stati dimensionati cercando da un lato di ripartire adeguatamente le portate d'olio e dall'altro di rispettare le esigenze costruttive legate al progetto della trasmissione. Ad esempio per le forature nel coperchio delle retromarce è stato scelto un diametro di 10,8 mm, adatto alla portata in ingresso, compatibile con lo spessore del coperchio e corrispondente al foro di preparazione per una maschiatura M12 (poiché i condotti vanno tappati verso l'esterno). Nel caso del riduttore epicicloidale sono stati presi dei tubi $\Phi 8$ con diametro interno di 6 mm; l'olio è stato prelevato da una foratura nel coperchio anteriore con diametro pari a 10,8 mm, per le stesse esigenze descritte sopra. Infine i tre ingressi dell'olio di lubrificazione in scatola (due sul cambio più uno nella parte posteriore) sono collegati da tubi rigidi $\Phi 16$ (diametro interno 13 mm) e i raccordi idraulici sono quelli commerciali per tali tubi.

4

I MODELLI SOFTWARE

L'obiettivo di questo Capitolo è quello di sviluppare un modello al computer del circuito di lubrificazione. Sono stati scelti due software di simulazione presenti in commercio: Automation Studio e Amesim. Entrambi sono programmi a parametri concentrati e sfruttano le tradizionali equazioni della meccanica dei fluidi per il calcolo delle perdite di carico concentrate e distribuite.

Nei primi due paragrafi vengono descritte le caratteristiche e il funzionamento di Automation Studio e Amesim, mentre nei paragrafi 3 e 4 vengono sviluppati i modelli del circuito. In particolare i rami analizzati sono:

- il coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme,
- il ramo del riduttore epicicloidale,
- il ramo per la presa di forza e il differenziale posteriore,
- il ramo principale, comprendente le tubazioni esterne, i tre ingressi in scatola, i collegamenti con le linee secondarie e l'ugello per l'albero delle retromarce.

Ogni ramo è stato analizzato uno per volta, simulando una portata d'olio variabile in ingresso e valutando la pressione statica a monte. Questo ha permesso di stimare le perdite di carico nel ramo e di tracciarne la curva caratteristica. Tutti i risultati delle simulazioni verranno poi diffusamente riportati nel Capitolo 6, per essere confrontati direttamente con i dati delle prove sperimentali.

4.1 Caratteristiche di Automation Studio

Automation Studio è un programma semplice e dotato di un'ottima interfaccia grafica, al punto che può essere utilizzato al posto di uno strumento CAD per disegnare gli schemi dei circuiti idraulici [2]. È dotato di librerie idrauliche, pneumatiche ed elettriche, ma ciò che serve per un circuito di lubrificazione si trova nell'idraulica “di base” (Figura 4.1). Automation Studio non consente di simulare cavità anulari e condotti di tipo convergente – divergente, poiché non presenti nelle librerie.



Fig. 4.1: Librerie di Automation Studio

È possibile specificare le caratteristiche del fluido (Figura 4.2), impostandone la densità e la viscosità cinematica a due temperature di riferimento (40°C e 100°C); inoltre occorre inserire la temperatura di lavoro del fluido, in questo caso costante e pari a 40°C.

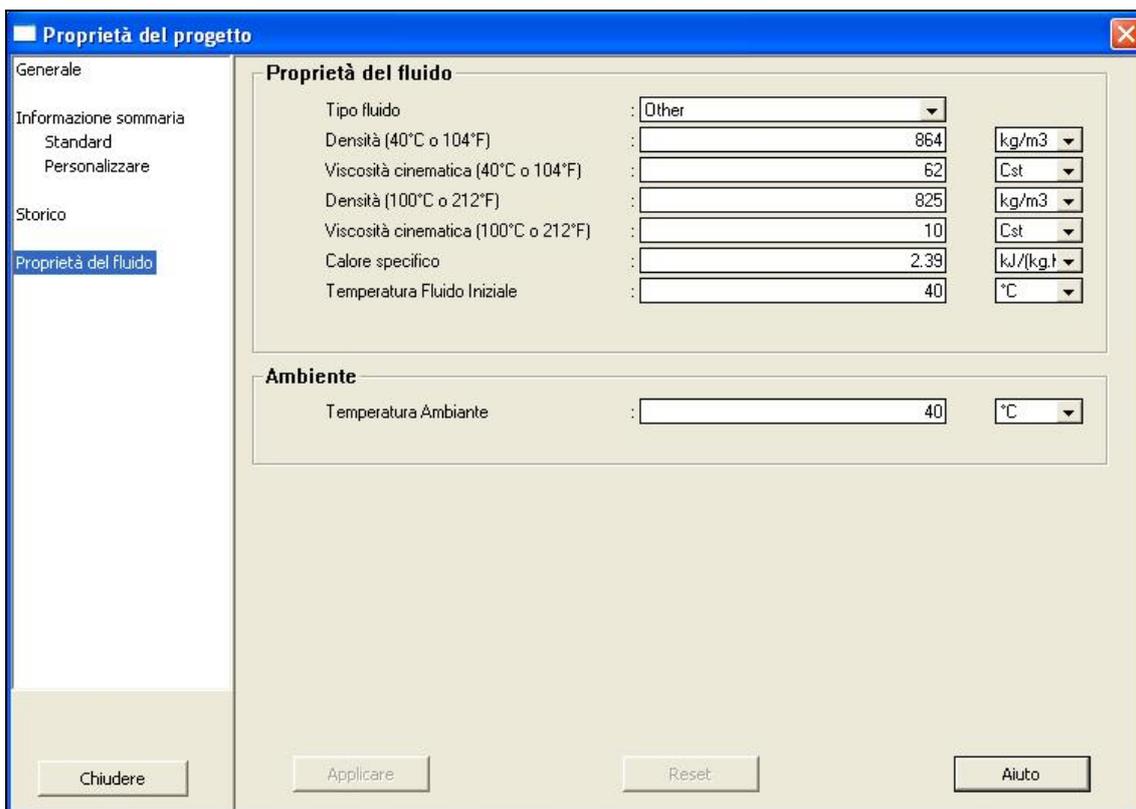


Fig. 4.2: Proprietà del fluido

A questo punto si procede alla costruzione del modello, tracciando i condotti ed inserendo i vari componenti, di cui vanno specificati i dati di base, ad esempio diametro e lunghezza per un tubo, cilindrata e velocità di rotazione per una pompa a ingranaggi (Figura 4.3). Automation Studio ha delle finestre di pop up che mostrano le equazioni utilizzate per il calcolo delle perdite di carico; in Figura 4.4 sono riportate quelle relative ad una brusca riduzione di sezione (strozzatore o grano calibrato). Sfruttando tali equazioni il programma consente di effettuare la parametrizzazione del componente (Figura 4.5), ovvero di calcolare in funzione dei dati impostati valori come il numero di Reynolds, la velocità del flusso, ecc.

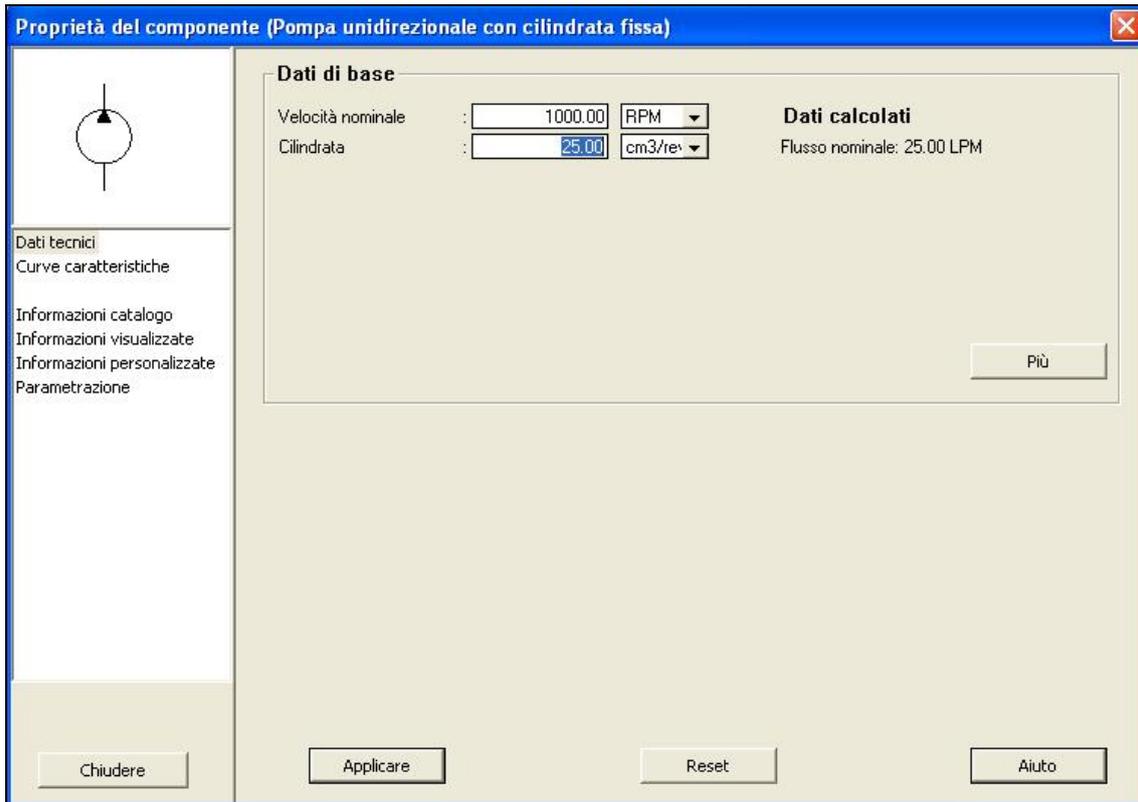


Fig. 4.3: Proprietà del componente

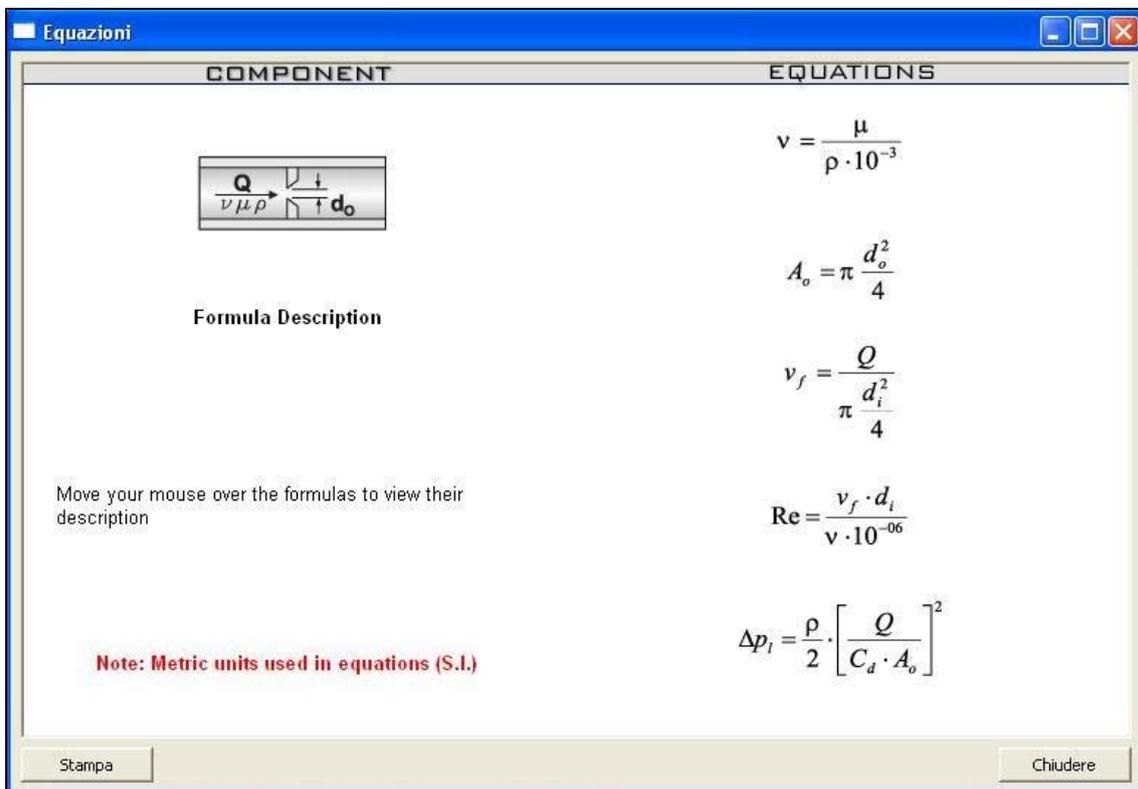


Fig. 4.4: Equazioni per il calcolo delle perdite di carico

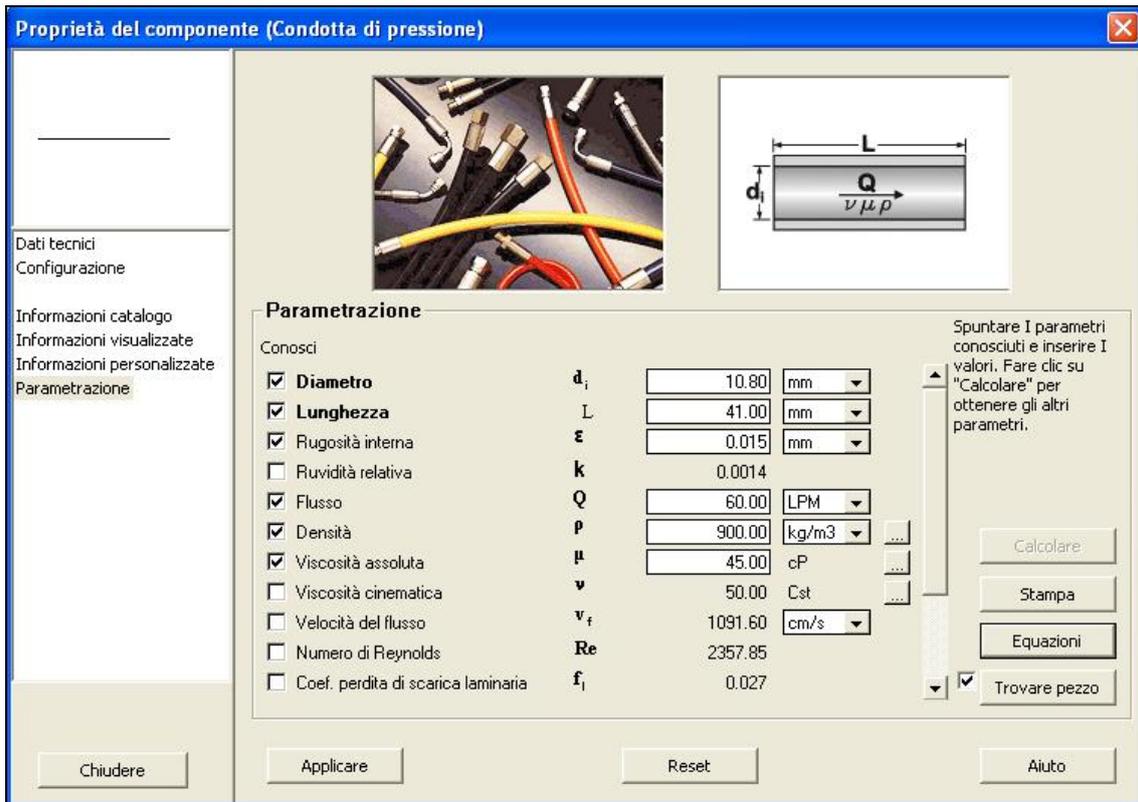


Fig. 4.5: Parametrizzazione del componente

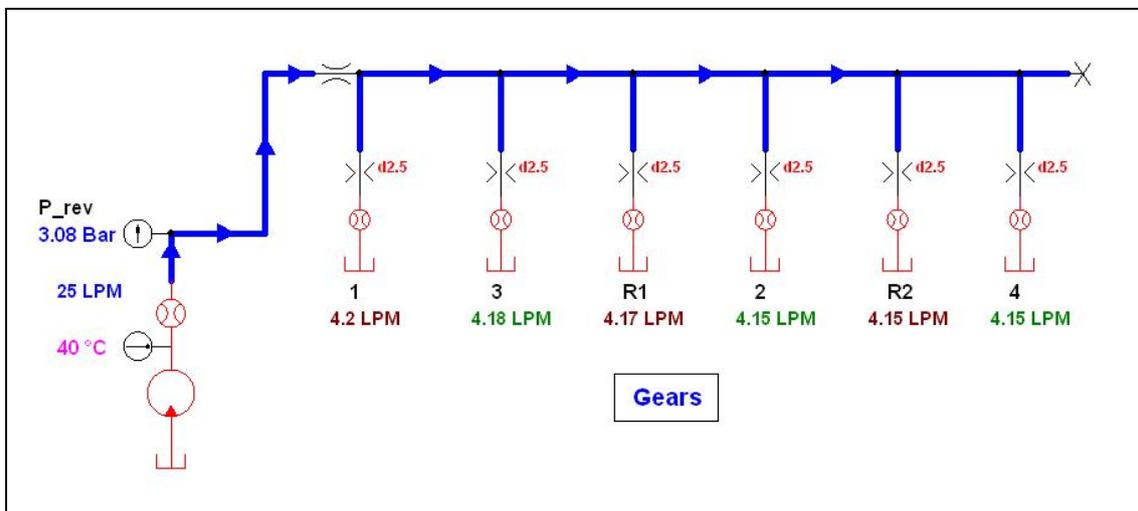


Fig. 4.6: Simulazione di un ramo del circuito

Terminata la fase di costruzione del modello, inizia quella di simulazione; ad esempio in Figura 4.6 si può vedere quella relativa al coperchio delle retromarce. Con Automation Studio occorre variare manualmente la portata in ingresso e non è possibile impostare una rampa. Inoltre, per visualizzare la ripartizione delle portate e le pressioni

nei vari punti del circuito, è necessario introdurre nel modello appositi strumenti di misura (contaltri e manometri), come mostrato nelle Figure 4.1 e 4.6. Infine Automation Studio non consente di graficare i risultati ottenuti dalle simulazioni, perciò i dati vanno trascritti e visualizzati in un altro programma (ad esempio Excel).

4.2 Caratteristiche di Amesim

Amesim è più complesso e rigido di Automation Studio, ma ha delle potenzialità superiori [1]. Esso consente di effettuare simulazioni di meccanica applicata (sistemi articolati, trasmissioni a ingranaggi, ecc.), oleodinamica, pneumatica e termodinamica (scambio di calore tra fluidi). Ogni simulazione è scandita da quattro fasi ben precise e distinte fra loro, visibili nella barra in alto a sinistra di Figura 4.7.

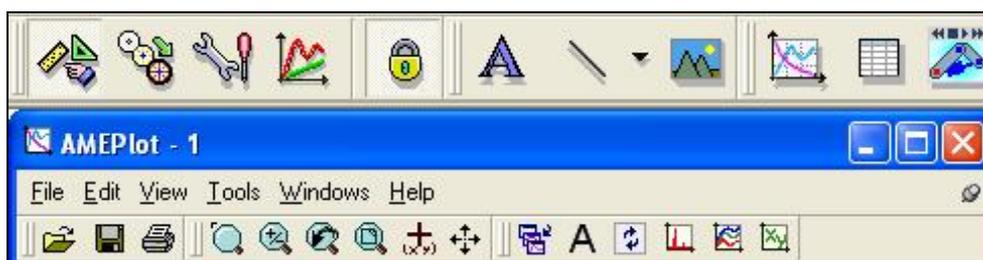


Fig. 4.7: Barra dei comandi di Amesim

La prima fase è quella di costruzione del modello, prelevando i componenti dalle librerie e trascinandoli sul foglio di lavoro. Il disegno del circuito è meno agevole rispetto ad Automation Studio, ma le librerie idrauliche (Figura 4.8) sono più complete e, per quanto riguarda i circuiti di lubrificazione, comprendono anche condotti convergenti o divergenti, cavità anulari e fori rotanti soggetti a forza centrifuga (Figura 4.9). La seconda fase prevede che ad ogni componente venga associato un sottomodello, per decidere come computare le perdite di carico; ad esempio nel caso di un condotto (Figura 4.10) occorre scegliere se la pressione è una variabile di stato, se la sezione è circolare o di altra forma, se i fenomeni legati all'attrito sono trascurabili oppure no. Esistono vari sottomodelli di diversa complessità, ma spesso conviene prendere quelli più semplici, che rendono più snella la simulazione riducendone di poco la precisione. Si consideri inoltre che i sottomodelli dei componenti adiacenti devono essere compatibili tra loro, altrimenti il processo viene bloccato.

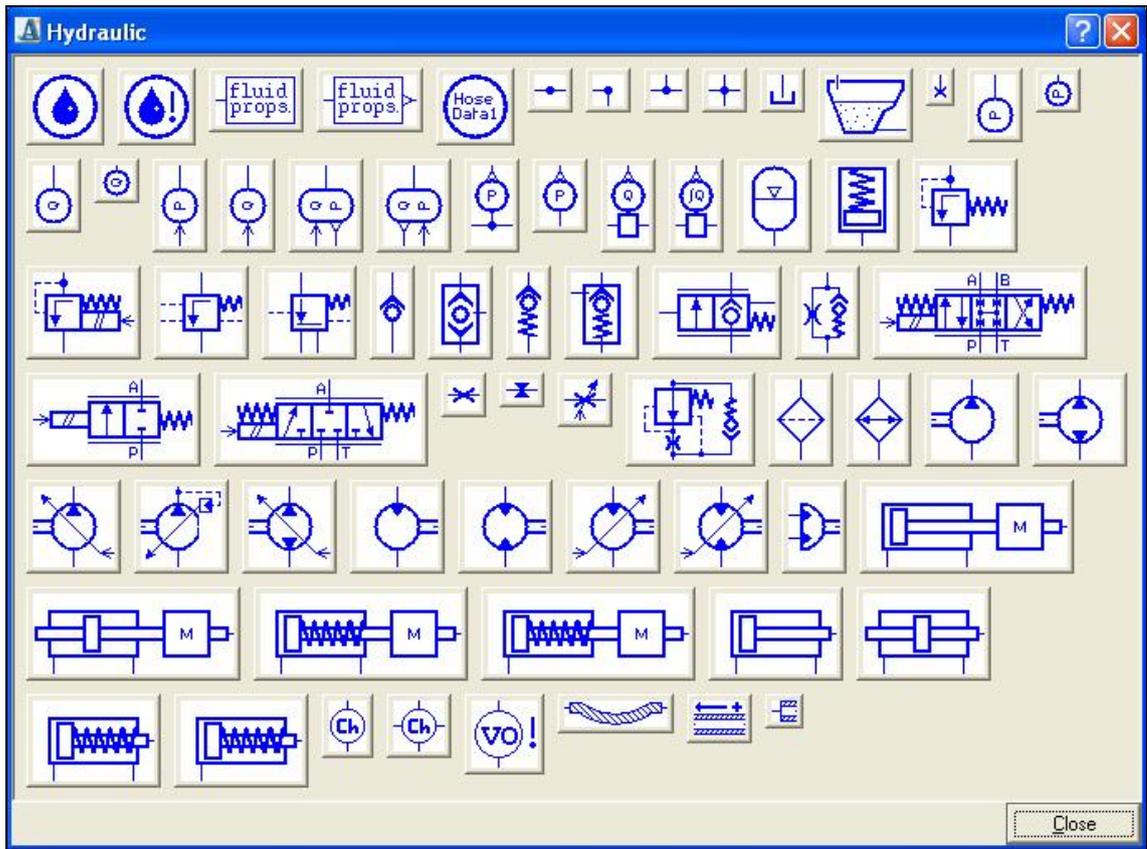


Fig. 4.8: Libreria dei componenti idraulici

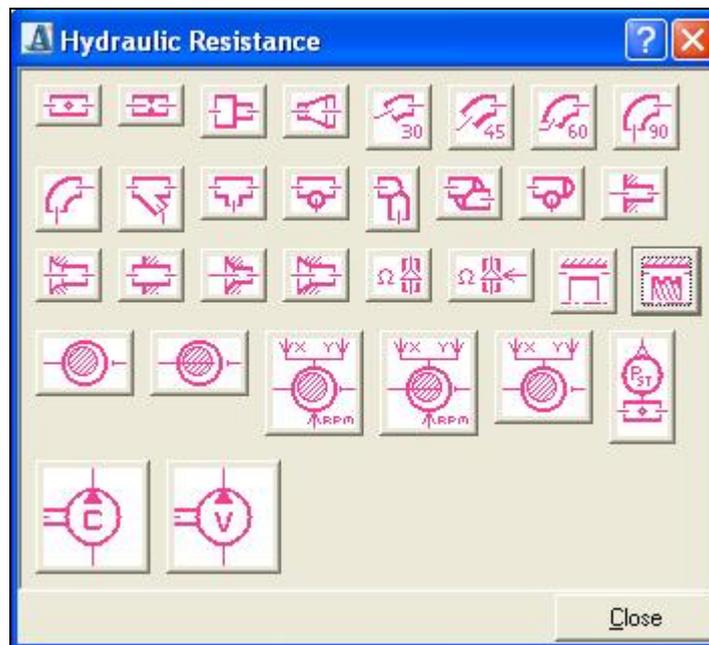


Fig. 4.9: Libreria per i circuiti di lubrificazione



Fig. 4.10: Lista dei sottomodelli per un condotto

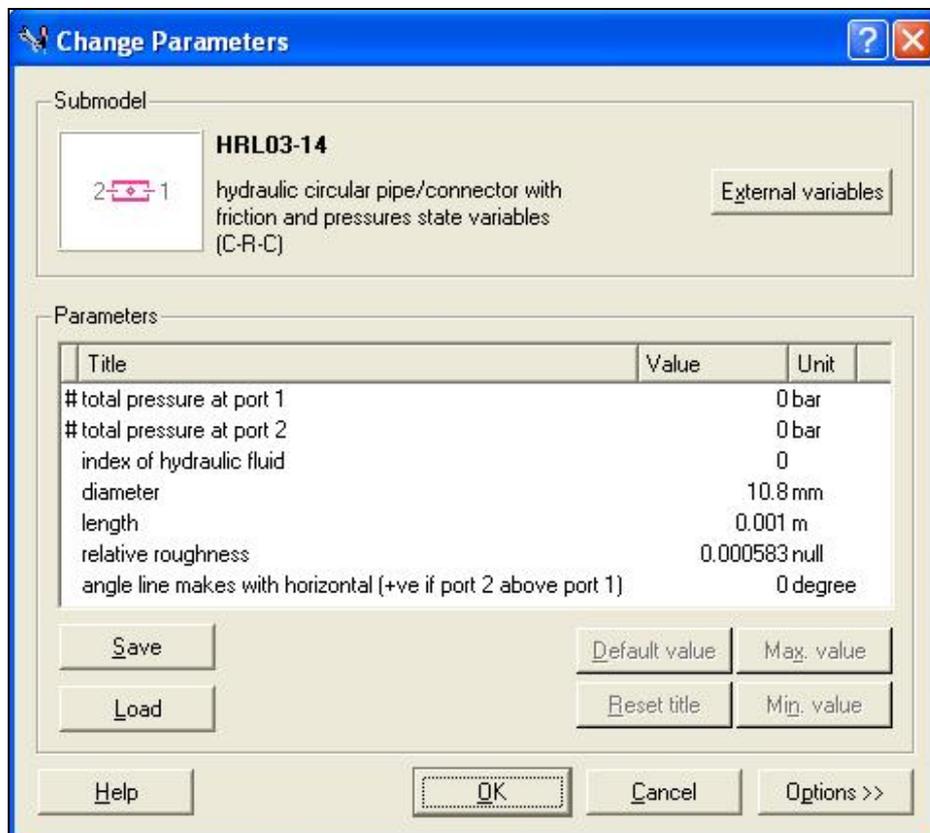


Fig. 4.11: Introduzione dei dati

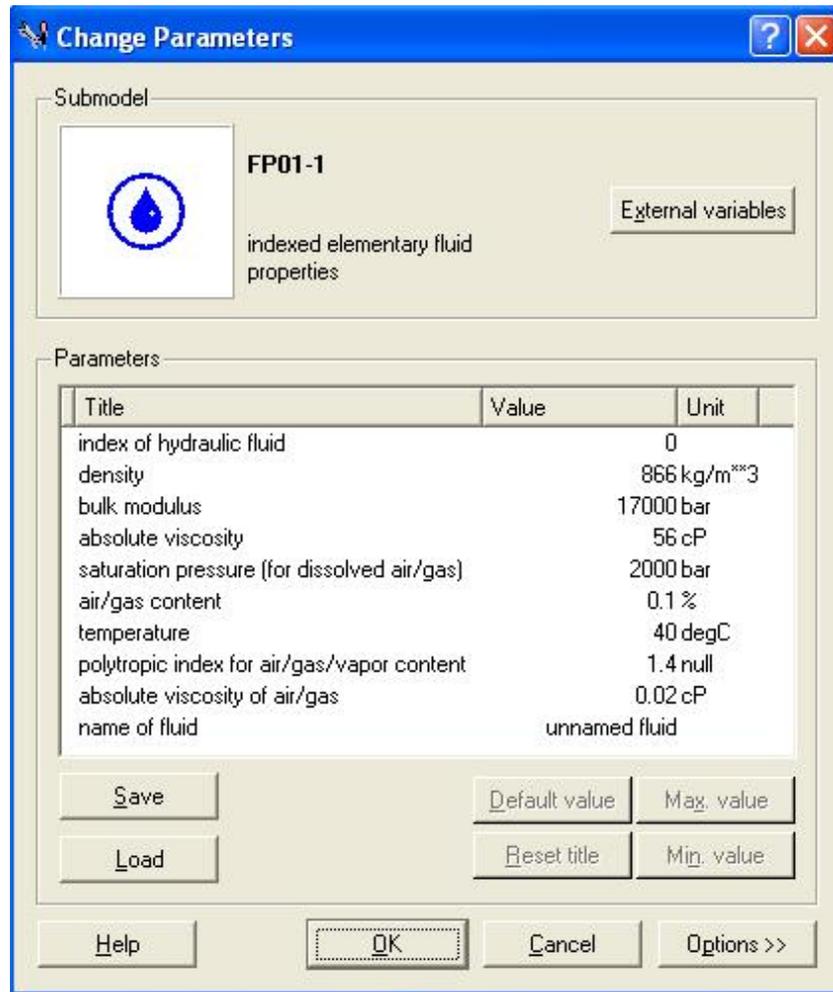


Fig. 4.12: Proprietà del fluido

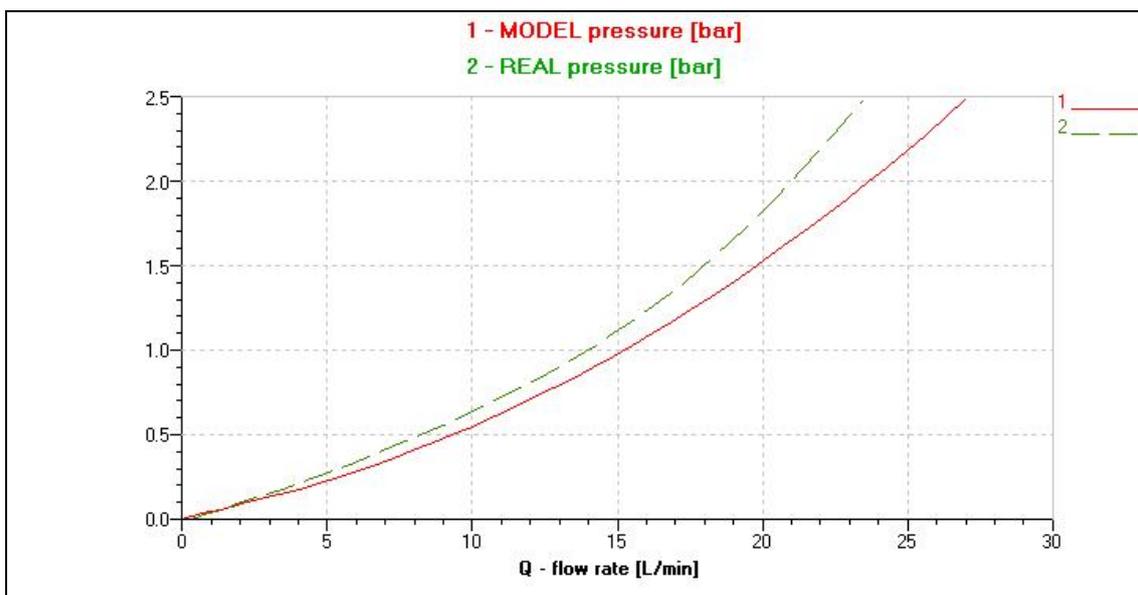


Fig. 4.13: Curve caratteristiche tracciate con Ameplot

Nella terza fase si introducono i dati dei vari componenti, ad esempio diametro e lunghezza dei condotti (Figura 4.11), e le proprietà del fluido, di cui bisogna specificare le caratteristiche alla temperatura di lavoro (Figura 4.12). Infine nella quarta fase si lancia la simulazione e se ne analizzano i risultati. Amesim consente di visualizzare la portata e la pressione in ogni punto del circuito, cliccando semplicemente sul componente. Inoltre è molto valido nel graficare i risultati; Ameplot, di cui in Figura 4.7 è visualizzata la barra degli strumenti, consente di tracciare direttamente la curva caratteristica del circuito o qualunque altro tipo di grafico. È addirittura possibile introdurre nei grafici delle curve esterne, ad esempio le perdite di carico reali di un ramo, per confrontarle direttamente con quelle derivanti dal modello (Figura 4.13).

4.3 Modello del circuito con Automation Studio

In base alle considerazioni del paragrafo 1, Automation Studio è stato utilizzato per costruire un modello delle varie parti del circuito di lubrificazione. Ogni ramo è stato analizzato singolarmente, supponendo una temperatura dell'olio costante e pari a 40°C. Come già anticipato, i risultati delle simulazioni saranno esposti nel Capitolo 6.

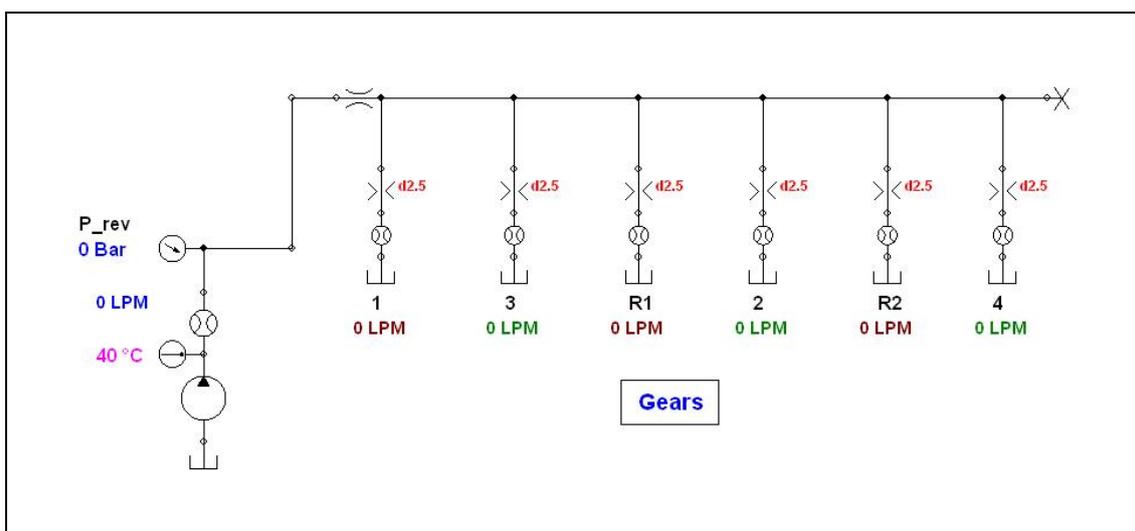


Fig. 4.14: Modello per il coperchio delle retromarce (Automation Studio)

In Figura 4.14 è riportato il modello relativo al coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme. Si possono notare la pompa volumetrica esterna per imporre una portata al ramo, la temperatura dell'olio pari a 40°C, il manometro per

misurare la pressione P_{rev} a monte del coperchio, gli ugelli spruzzatori per i vari ingranaggi e i sei contalitri per valutare la distribuzione delle portate.

Il modello per il ramo del riduttore epicicloidale è visibile in Figura 4.15. La pressione statica viene misurata in corrispondenza di P_{epy} , l'ingresso dell'olio nell'albero secondario è tappato e dunque la portata imposta si ripartisce sui due ugelli spruzzatori con diametro $d = 2$ mm.

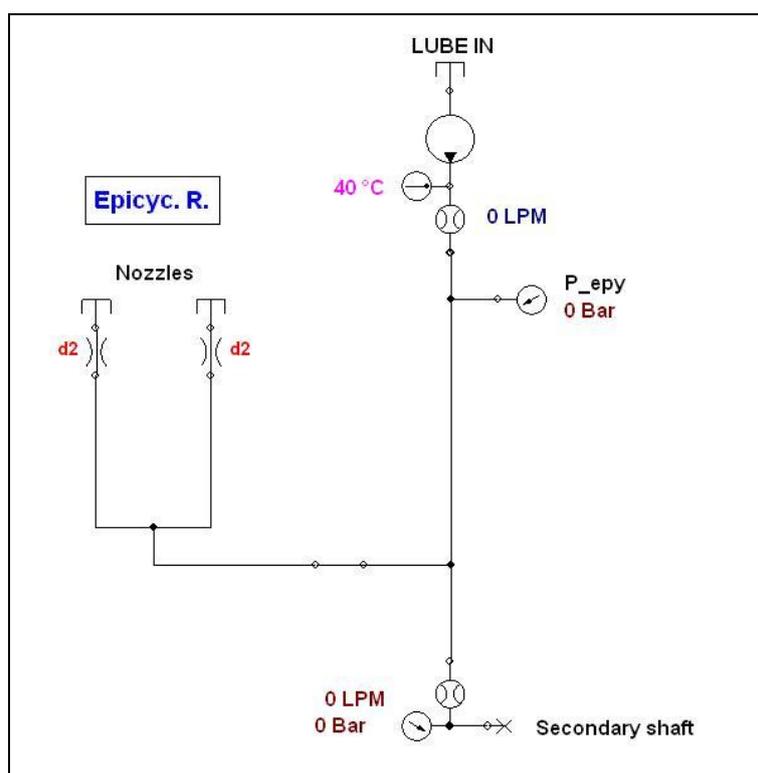


Fig. 4.15: Modello per il ramo del riduttore epicicloidale (Automation Studio)

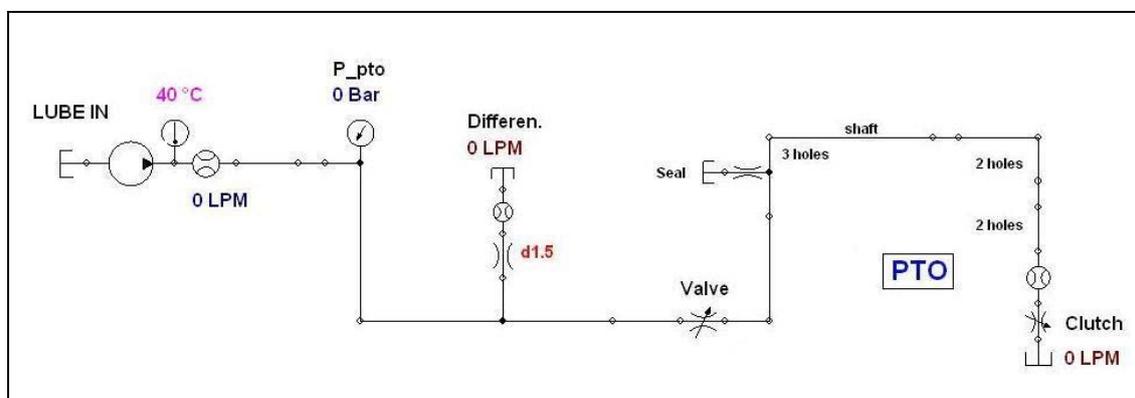


Fig. 4.16: Modello per il ramo del gruppo PTO e differenziale (Automation Studio)

In Figura 4.16 è riportato il modello per la lubrificazione forzata della scatola posteriore della trasmissione. Si notano il manometro in corrispondenza di P_pto, l'ugello da 1,5 mm che spruzza olio sulla scatola del differenziale e l'ingresso dell'olio nella frizione idraulica per l'innesto della PTO. Poiché è molto difficile simulare l'attraversamento dei meati interni alla frizione, si è pensato per semplicità di introdurre una perdita di carico equivalente, ovvero una strozzatura variabile da stimare in base all'esperienza.

Infine in Figura 4.17 è visibile il modello del ramo principale, che comprende le tubazioni esterne, i condotti all'interno della scatola, l'ugello per spruzzare olio nell'albero delle retromarce e la boccia calibrata a monte della lubrificazione delle gamme. Poiché Automation Studio è sprovvisto della libreria necessaria, si è cercato di rappresentare tale boccia come una serie di condotti molto corti aventi diverso diametro (6,5 mm in corrispondenza della sezione di gola). La portata è stata misurata a monte dell'intero circuito e le pressioni in corrispondenza di P_epy e P_rev.

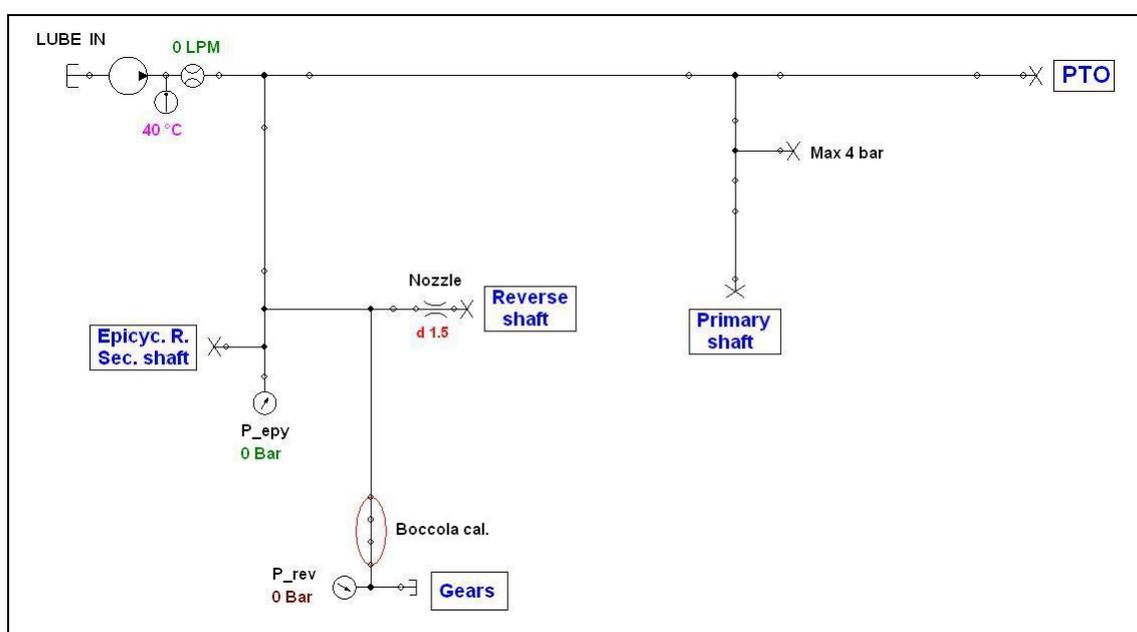


Fig. 4.17: Modello per il ramo principale (Automation Studio)

4.4 Modello del circuito con Amesim

Gli stessi rami del circuito di lubrificazione sono stati simulati anche con Amesim, sfruttando le considerazioni del paragrafo 2. Nelle Figure 4.18, 4.19, 4.20 e 4.21 sono riportati nell'ordine i modelli per il coperchio delle retromarce, per il ramo del riduttore epicicloidale, quello per il gruppo PTO e differenziale, ed infine il ramo principale.

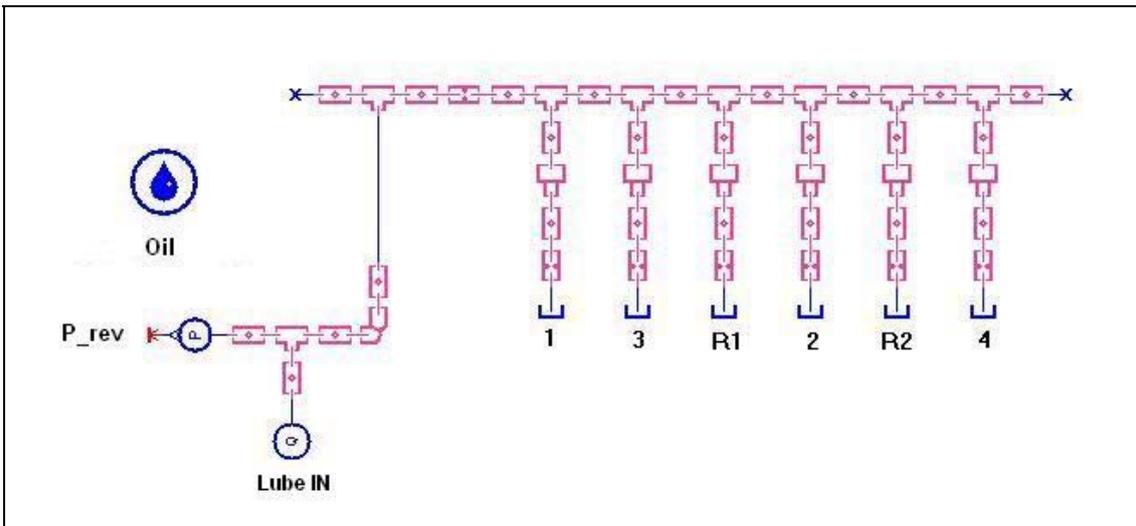


Fig. 4.18: Modello per il coperchio delle retromarce (Amesim)

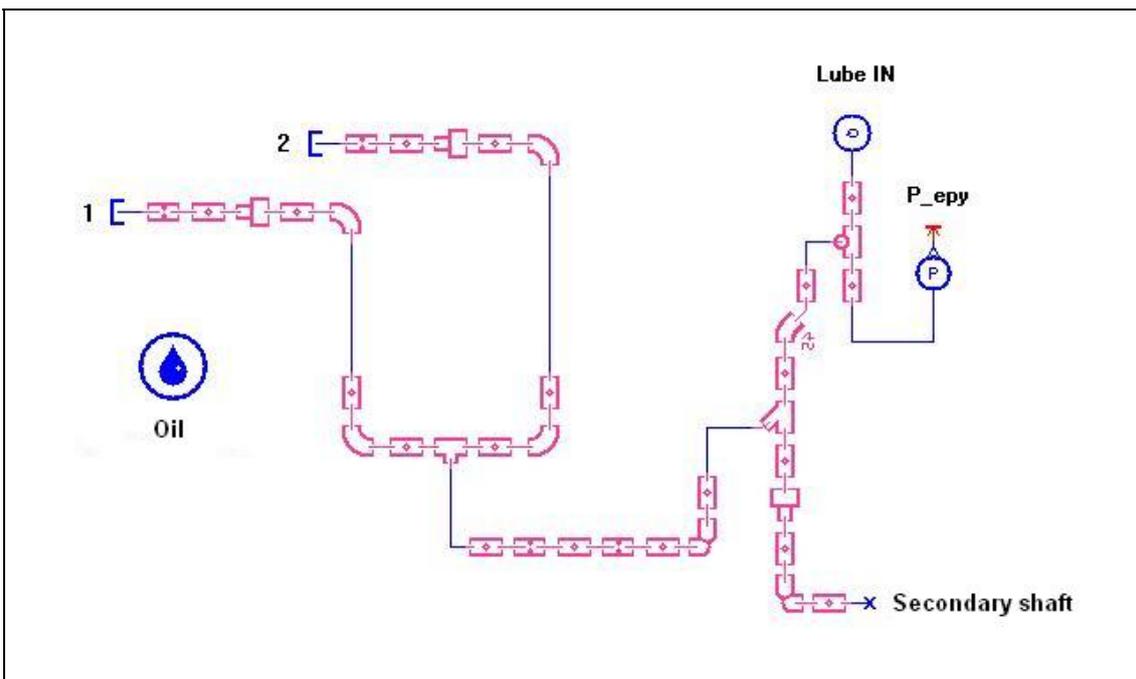


Fig. 4.19: Modello per il ramo del riduttore epicicloidale (Amesim)

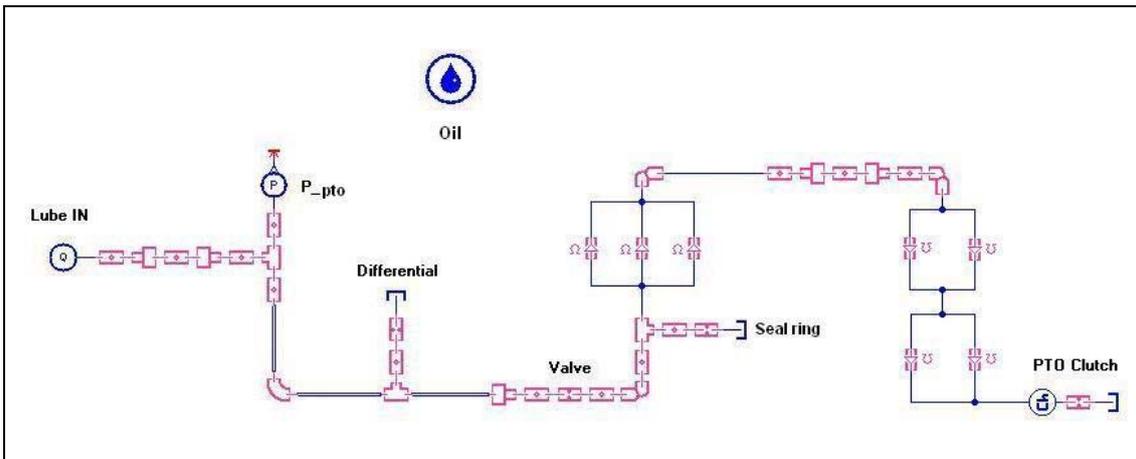


Fig. 4.20: Modello per il ramo del gruppo PTO e differenziale (Amesim)

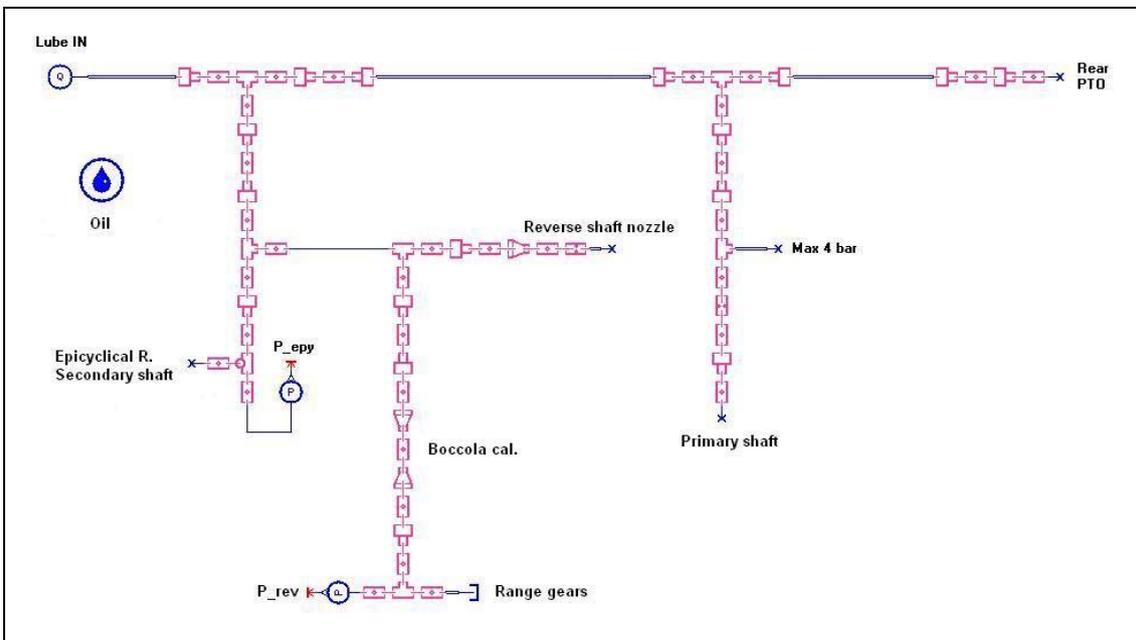


Fig. 4.21: Modello per il ramo principale (Amesim)

Si noti che in questo caso è stato possibile inserire nei modelli alcuni componenti aggiuntivi presenti nelle librerie di Amesim, ed in particolare:

- curve a 45° nel ramo del riduttore epicicloidale;
- fori radiali soggetti a forza centrifuga nel ramo del gruppo PTO;
- condotti convergenti e divergenti per simulare la boccola calibrata nel ramo principale.

5

LE PROVE SPERIMENTALI

In questo capitolo vengono presentate le prove sperimentali effettuate sul circuito di lubrificazione [5]. Esse hanno il duplice scopo di verificare il corretto dimensionamento dei condotti, per garantire un buon bilanciamento dei rami, e di validare i modelli software descritti nel capitolo precedente. Di seguito sono brevemente illustrati gli strumenti di prova, le metodologie di prova ed i risultati ottenuti, ovvero la caratterizzazione pressione – portata dei vari rami del circuito.

5.1 Strumentazione delle prove

Il tipo di olio lubrificante utilizzato per le prove è l’Ambra Multi G (SAE 10W-30), soluzione standard utilizzata su tutti i modelli del gruppo Case New Holland. Si tratta di un olio con caratteristiche che lo rendono idoneo non solo per la lubrificazione ed il raffreddamento dei componenti, ma anche per l’impiego nel circuito idraulico del trattore: questo giustifica l’elevata quantità d’olio presente nella trasmissione (circa 80 litri). Il livello dell’olio è stato misurato attraverso un apposito tubo graduato (Figura 5.1) collegato con i vani della trasmissione.

Per la circolazione forzata dell’olio all’interno del circuito è stata utilizzata un’unità pompante esterna collegata in ingresso al circuito secondo il lay out di Figura 5.2. Un rubinetto permetteva di controllare la portata immessa e registrata mediante l’acquisitore Yokogawa, per un range da 0 a 65 l/min.



Fig. 5.1: Tubo graduato per la misura del livello di olio

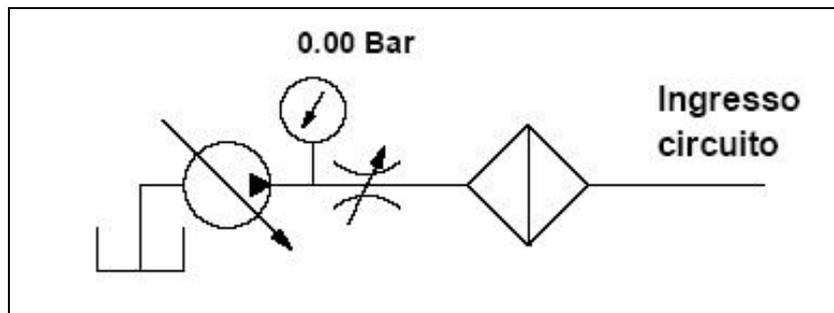


Fig. 5.2: Unità pompante esterna utilizzata per le prove

La temperatura dell'olio in trasmissione è stata misurata mediante una termocoppia (Figura 5.3) sistemata nell'intersezione tra il flusso d'olio dell'albero secondario e quello del primario: la sonda è stata inserita in un'apposita sede opportunamente predisposta. La configurazione di prova prevedeva temperature nell'intorno dei 40°C, perciò non è stato necessario l'impiego di altri strumenti. La termocoppia utilizzata è di tipo J, con guaina metallica e sonda avente diametro di 1 mm e lunghezza di 5 mm. La f.e.m. generata dalla termocoppia, proporzionale alla temperatura, viene misurata mediante un ponte di Wheatstone. Lo squilibrio del ponte rappresenta il segnale, successivamente filtrato ed amplificato, del canale di misura; il software di controllo consente poi di registrare e visualizzare i valori. Le termocoppie di tipo J hanno un

intervallo di misura che va da -40°C a $+750^{\circ}\text{C}$, sono caratterizzate da un basso costo e da una notevole sensibilità, ma non possono essere utilizzate sopra i 760°C a causa di una transizione magnetica che fa perdere loro la calibrazione.



Fig. 5.3: Termocoppia di tipo J

Per la determinazione delle pressioni nel circuito sono stati usati dei trasduttori di pressione ad innesto rapido (Figura 5.4). La suddivisione in classi di questi strumenti è legata alla pressione massima registrabile. La pressione dell'olio agisce su una piastrina piezoelettrica che, così eccitata, genera un segnale elettrico, acquisito come pressione relativa (la pressione atmosferica viene segnata come zero). Per le prove sono stati utilizzati cinque trasduttori, posizionati lungo altrettanti punti del circuito, tutti con un valore di fondoscala pari a 40 bar.

Per misurare le portate d'olio sono stati utilizzati due misuratori a turbina di due diverse classi: uno da 150 l/min, l'altro da 50 l/min. Ogni misuratore era dotato del proprio visualizzatore, attraverso il quale erano letti i valori di portata. Tali strumenti, posizionati nel condotto sul quale è necessario valutare la portata del fluido, sono costituiti da una piccola turbina posta all'interno dello strumento, la quale ruotando genera un segnale in frequenza, che viene convertito poi in un segnale analogico (Figura 5.5). Campionando il segnale in Volt, l'acquisitore Yokogawa effettua una conversione da Volt a litri al minuto (l/min) secondo la seguente legge matematica:

$$y = A \cdot x + B$$

dove y è il segnale di portata espresso in l/min, x è espresso in Volt (V), A e B sono due costanti caratteristiche che vanno determinate mediante campionatura iniziale.



Fig. 5.4: Trasduttore di pressione ad innesto rapido

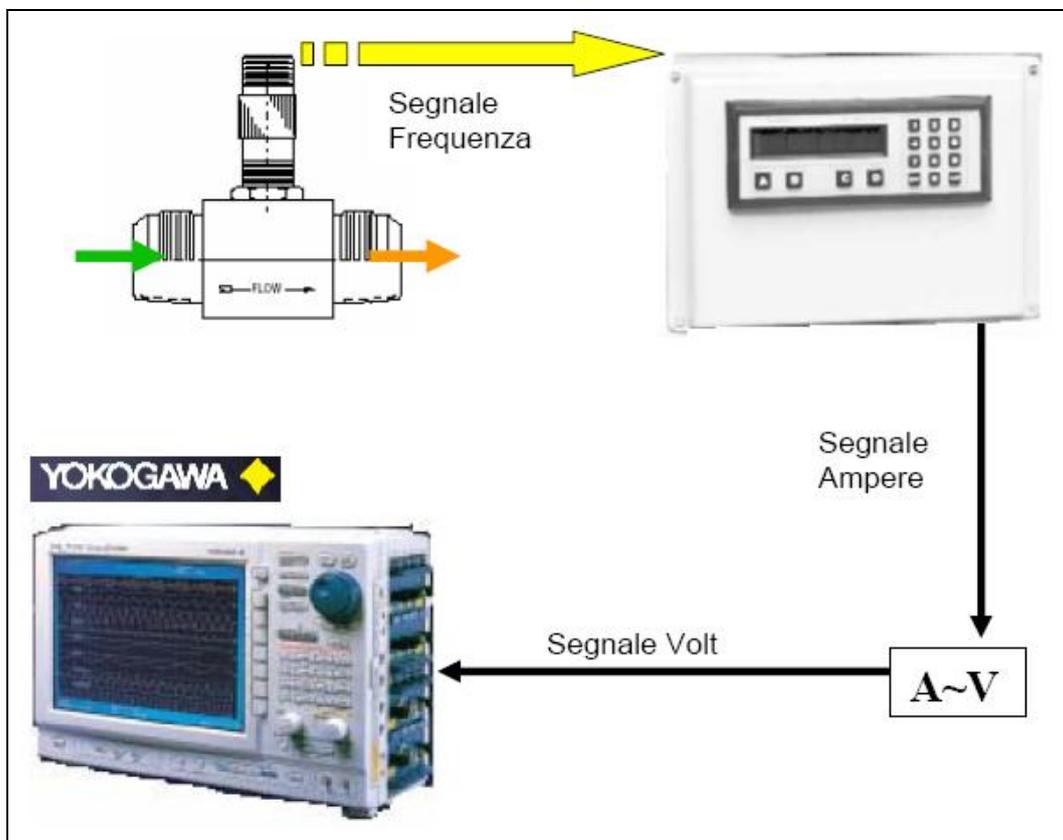


Fig. 5.5: Catena di misura per la portata d'olio nel circuito

5.2 Metodologie di prova

Le prove sono state effettuate seguendo un preciso protocollo; tutti gli strumenti sono stati sottoposti a calibratura prima dell'inizio e la procedura è stata ripetuta ogni due settimane. Le prove sono state fatte al banco e sono state di tipo statico, ovvero con gli organi della trasmissione non in movimento. La temperatura dell'olio è stata mantenuta costante ad un valore di circa 40°C.

Lo schema a blocchi di Figura 5.6 riporta tutti i vari rami del circuito e mostra i punti (o nodi) in cui sono state effettuate le misure. Il primo misuratore di portata (Q1) è stato posizionato a monte dell'intero circuito, il secondo contalitri (Q2) sul tubo che porta l'olio verso l'albero primario e il gruppo della PTO. Le pressioni statiche sono state misurate in cinque punti (indicati in Figura 5.6):

- Pressione in ingresso (P_{in}), presa in corrispondenza dell'entrata anteriore.
- Pressione albero primario (P_{prim}), presa sull'entrata della lubrificazione nell'albero primario.
- Pressione PTO (P_{pto}), presa in corrispondenza dell'ingresso dell'olio nella scatola posteriore, per la lubrificazione del differenziale e della presa di forza.
- Pressione retromarce (P_{rev}), presa direttamente sul coperchio delle retromarce, a valle della boccola calibrata.
- Pressione epicicloidale (P_{epy}), coincidente con la pressione a monte dei rami per la lubrificazione del riduttore epicicloidale e dell'albero secondario; P_{epy} inoltre è praticamente uguale alla pressione che si ha a monte del coperchio delle retromarce, subito prima della boccola calibrata.

Tali misure hanno consentito di determinare le perdite di carico di ogni ramo del circuito e di verificarne il bilanciamento. Ogni ramo è stato analizzato uno per volta, tappando tutti gli altri e rilevando portata e pressione statica a monte del ramo stesso. In particolare in questa tesi, come anticipato nel paragrafo 2.4, sono stati analizzati:

- il coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme,
- il ramo del riduttore epicicloidale,
- il ramo per la presa di forza e il differenziale posteriore,
- il ramo principale, comprendente le tubazioni esterne, i tre ingressi in scatola, i collegamenti con le linee secondarie e l'ugello per l'albero delle retromarce.

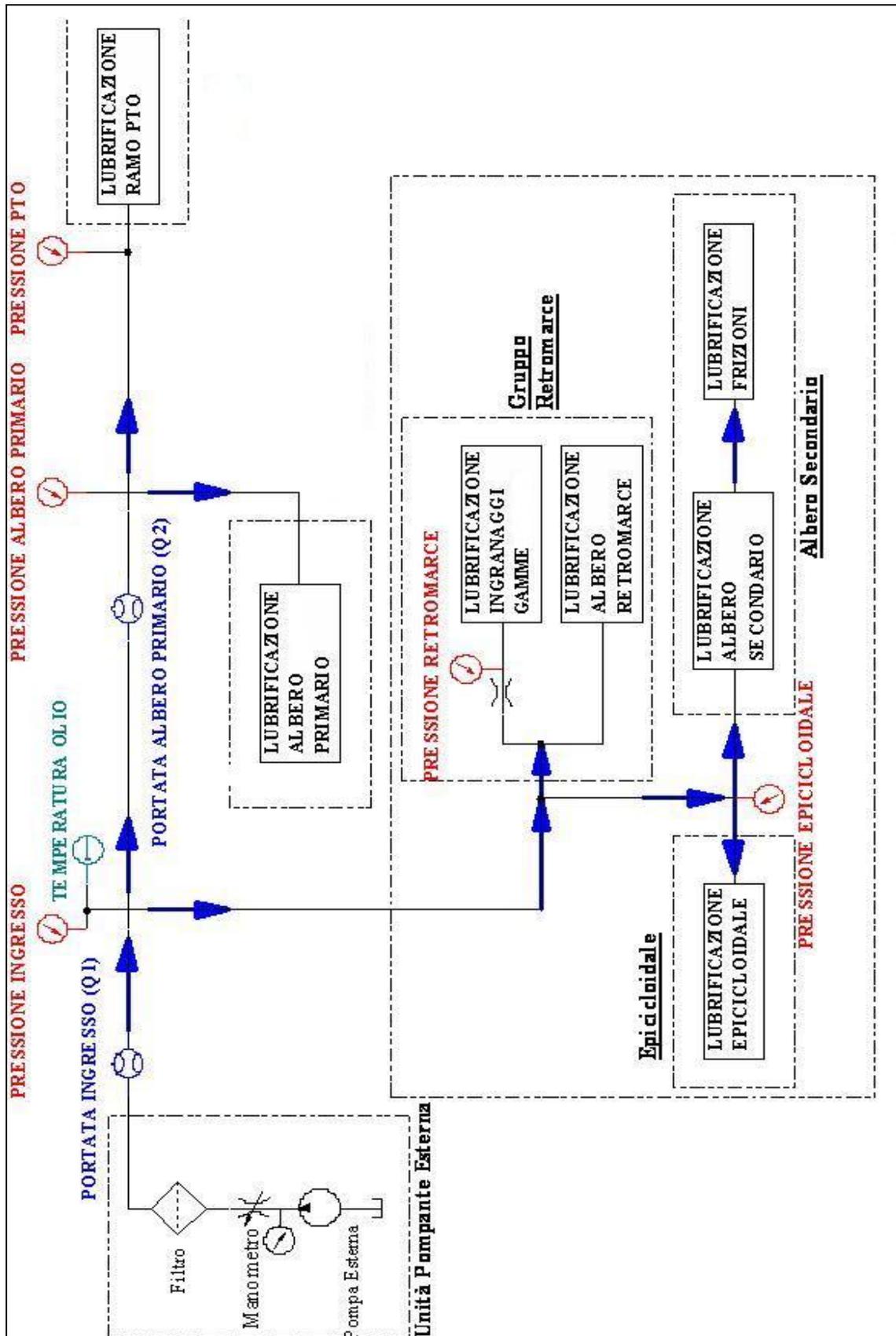


Fig. 5.6: Schema a blocchi del circuito con i punti di misura

5.3 Risultati delle prove

Le prove sperimentali hanno consentito di caratterizzare (pressione in funzione della portata) i vari tratti del circuito. In Tabella 5.1 sono riassunti i rami analizzati, le utenze di cui sono composti e i punti di misura presi come riferimento per tracciare le curve caratteristiche. Si noti che nel caso del ramo principale sono stati analizzati sia l’ugello che spruzza olio nell’albero delle retromarce, sia la boccola calibrata situata prima del ramo di lubrificazione delle gamme; infatti, essendo note le pressioni a monte e a valle di tale boccola, è possibile determinare la perdita di carico concentrata che questa produce.

RAMO	Utenze	Portata	Pressione
Coperchio retromarce	Ugelli per le gamme (n° 6)	Q1	P_rev
Riduttore epicycloidale	Ugelli per epicycloidale (n° 2)	Q1	P_epy
Gruppo PTO & differenziale	Ugello per differenziale + frizione PTO	Q1 = Q2	P_pto
Ramo principale	Ugello per albero retro	Q1	P_epy
	Boccola calibrata	Q1	P_epy - P_rev

Tab. 5.1: Rami analizzati nelle prove sperimentali

I grafici seguenti riportano le perdite di carico dei vari rami. Per avere una caratterizzazione completa, essi sono stati alimentati con portate assai superiori a quelle calcolate nel Capitolo 3. Ad esempio il coperchio delle retromarce (Figura 5.7) è stato alimentato con una portata fino a 25 l/min, mentre la normale portata di lubrificazione delle gamme non supera i 14 -15 l/min. I valori di pressione sono stati adimensionalizzati ed espressi in percentuale, prendendo come riferimento la pressione alla portata massima.

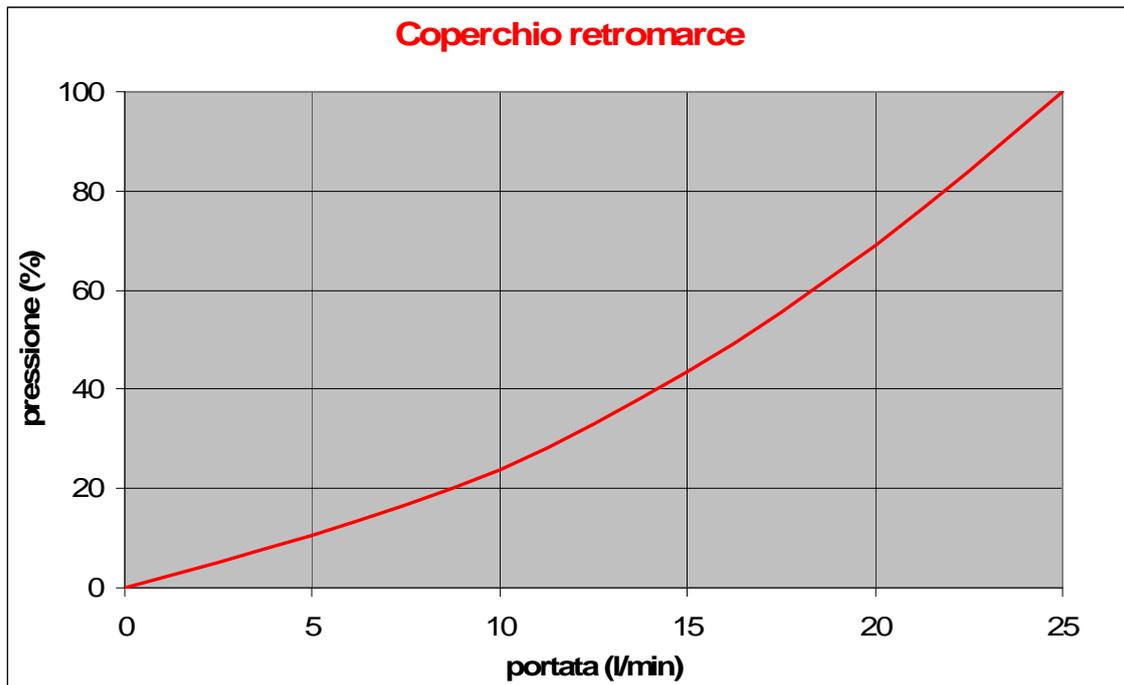


Fig. 5.7: Perdite di carico nel coperchio delle retromarce (lubrificazione gamme)

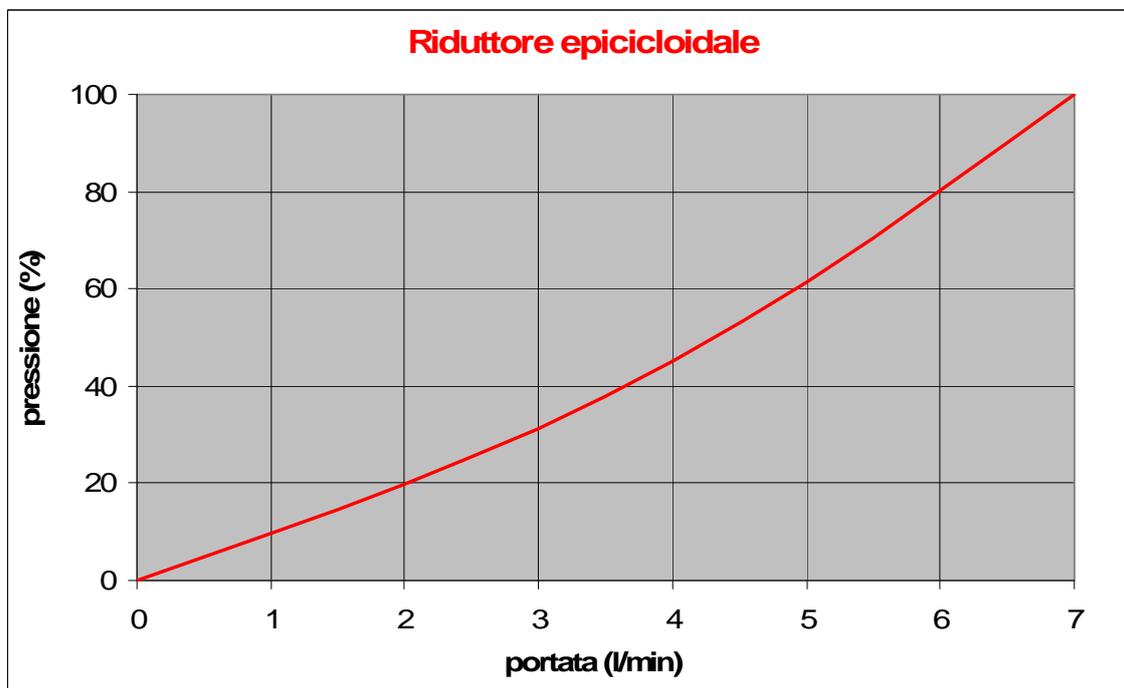


Fig. 5.8: Perdite di carico nel ramo del riduttore epicicloidale

Osservando i due grafici precedenti, si può notare come le curve caratteristiche abbiano un andamento tipicamente parabolico e siano approssimabili molto bene con una polinomiale di secondo grado.

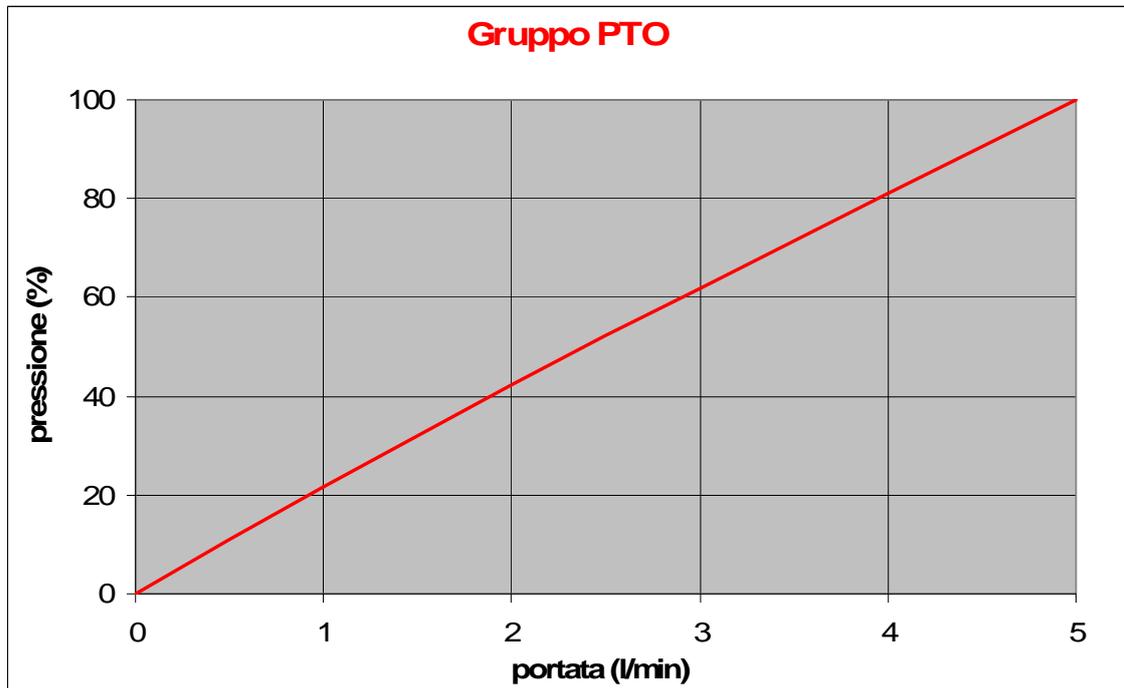


Fig. 5.9: Perdite di carico nel ramo del gruppo PTO

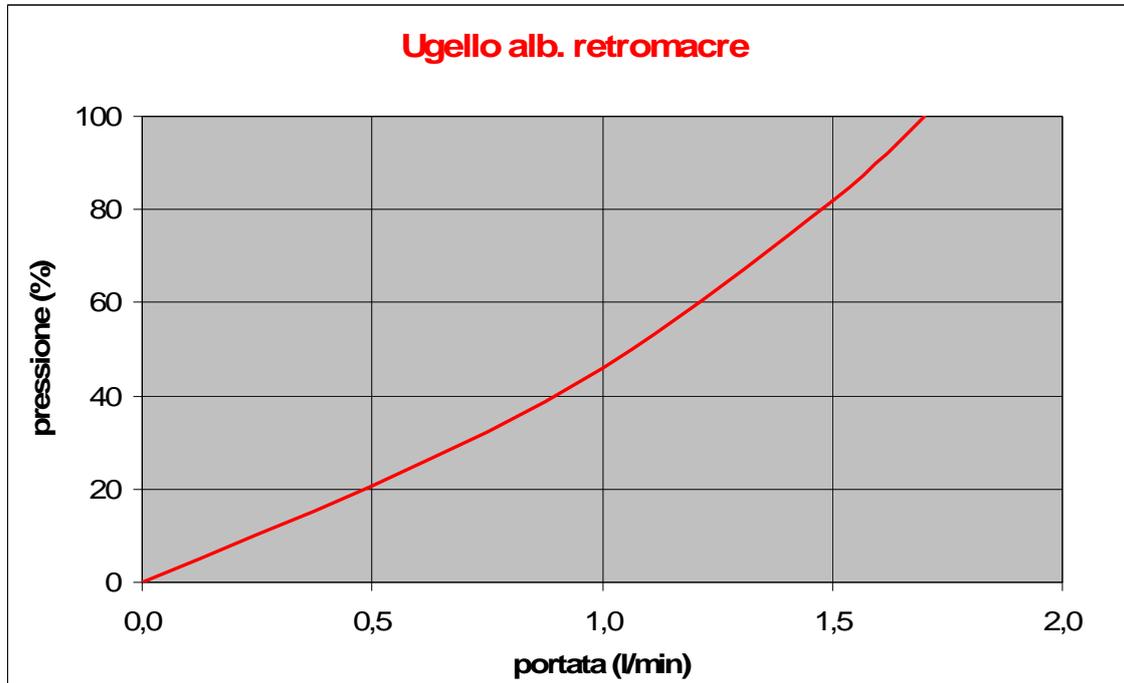


Fig. 5.10: Perdite di carico nell'ugello per l'albero delle retromacrae

Nel caso del ramo PTO (Figura 5.9) l'andamento delle perdite di carico non è parabolico, nel senso che la pressione non segue il quadrato della portata. Questo è dovuto probabilmente alla particolare geometria dei condotti; infatti dopo l'ugello per il

differenziale, l'olio va a lubrificare la frizione della PTO (Figura 2.14), attraversando cavità anulari e fori radiali, e fuoriesce dalla campana dopo essere passato attraverso i dischi d'attrito.

Come si vede in Figura 5.10, nel caso dell'ugello per l'albero delle retromarce, la curva caratteristica torna ad avere un andamento parabolico, poiché il ramo principale dall'ingresso fino all'ugello ha una geometria piuttosto semplice, costituita da una serie di condotti a sezione circolare in cui varia solo il diametro. Infine in Figura 5.11 è riportata la perdita di carico concentrata prodotta dalla boccola calibrata; l'andamento è perfettamente compatibile con quello di un piccolo tubo di Venturi (convergente - sezione di gola - divergente).

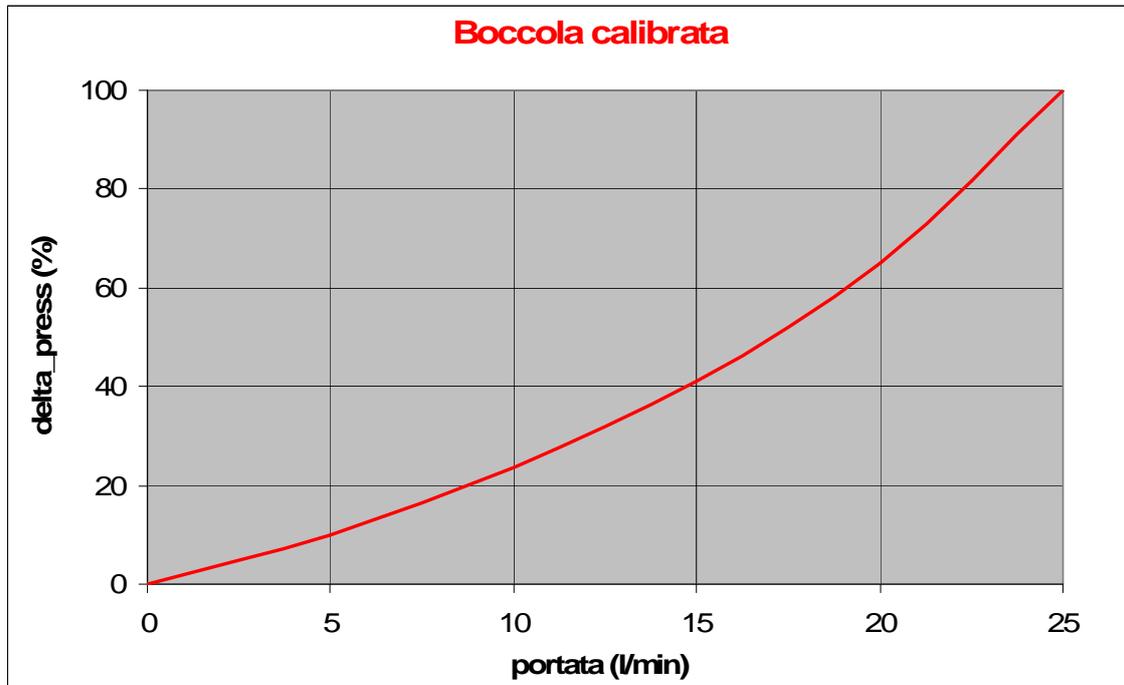


Fig. 5.11: Perdite di carico prodotte dalla boccola calibrata

6

VALIDAZIONE DEI MODELLI SOFTWARE

In questo Capitolo i risultati delle prove sperimentali vengono comparati con quelli derivanti dai modelli di simulazione. L'obiettivo è quello di validare i due software (Automation Studio e Amesim), di verificarne l'attendibilità e la capacità di simulare le diverse parti del circuito di lubrificazione. Il confronto è stato effettuato ramo per ramo, misurando la pressione a monte del tratto e fissando a 40°C la temperatura dell'olio. I dati relativi alle simulazioni del Capitolo 4 sono qui riportati diffusamente e inseriti nello stesso grafico portata – pressione ottenuto dalle prove sperimentali del Capitolo 5. È così possibile vedere le differenze tra le curve caratteristiche virtuali e quella reale; per ogni valore di portata è stato inoltre calcolato lo scostamento percentuale sulla perdita di carico.

I tratti di circuito analizzati sono:

- il coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme,
- il ramo del riduttore epicicloidale,
- il ramo per la presa di forza e il differenziale posteriore,
- il ramo principale, comprendente le tubazioni esterne, i collegamenti con le linee secondarie e l'ugello per l'albero delle retromarce; in questo caso è stata inoltre valutata la perdita di carico prodotta dalla boccola calibrata.

Alla fine del Capitolo viene poi riepilogato il comportamento dei due software di simulazione per i diversi rami del circuito.

6.1 Coperchio delle retromarce

In Tabella 6.1 sono riassunti i valori relativi alla validazione dei modelli per il coperchio delle retromarce, ovvero per la lubrificazione degli ingranaggi delle gamme. La portata imposta varia da 0 a 25 l/min; tutte le pressioni a monte del ramo (P_{rev}) sono espresse in percentuale prendendo come riferimento (100%) la pressione reale alla massima portata. Nelle ultime due colonne sono esplicitate le differenze percentuali tra il valore reale e quello dei due modelli in Automation Studio e Amesim.

Portata imposta Q (l/min)	Pressione misurata $P_{MIS}(\%)$	Pressione Autom. St. $P_{AS}(\%)$	Pressione Amesim $P_{AM}(\%)$	Differenza Autom. St. (%)	Differenza Amesim (%)
0	0	0	0	0	0
5	10	6	8	-4	-3
10	24	21	19	-3	-4
15	43	43	35	0	-9
20	69	75	55	6	-14
25	100	112	78	12	-22

Tab. 6.1: Validazione dei modelli per il coperchio delle retromarce

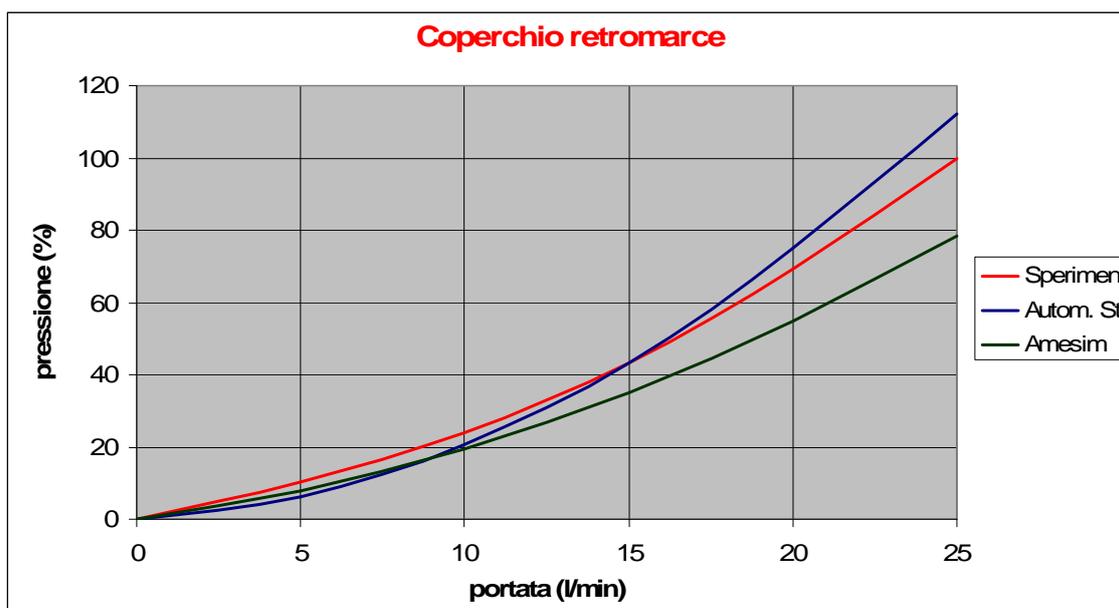


Fig. 6.1: Curve caratteristiche per il coperchio delle retromarce

In Figura 6.1 le curve caratteristiche teoriche vengono inoltre confrontate con quella sperimentale. Per entrambi i modelli la differenza percentuale rientra in un range del 22% ed i valori ricavati da Automation Studio sono più vicini a quelli reali. Tuttavia Amesim sottostima le perdite di carico in maniera uniforme, mentre Automation Studio sottostima le perdite di carico alle basse portate e le sovrastima alle alte portate.

6.2 Ramo del riduttore epicicloidale

I dati relativi al ramo per la lubrificazione del riduttore epicicloidale sono riportati in Tabella 6.2, mentre in Figura 6.2 sono visualizzate le relative curve caratteristiche. La pressione di riferimento a monte del ramo è P_{epy} . Si consideri inoltre che la geometria di questo tratto del circuito è abbastanza semplice e dunque dovrebbe essere facilmente simulabile con dei programmi a parametri concentrati.

Portata imposta Q (l/min)	Pressione misurata $P_{MIS}(\%)$	Pressione Autom. St. $P_{AS}(\%)$	Pressione Amesim $P_{AM}(\%)$	Differenza Autom. St. (%)	Differenza Amesim (%)
0	0	0	0	0	0
1	10	3	6	-7	-4
2	20	9	13	-11	-7
3	31	19	21	-13	-10
4	45	31	31	-14	-14
5	61	47	43	-14	-18
6	80	67	57	-13	-24
7	100	90	73	-10	-27

Tab. 6.2: Validazione dei modelli per il ramo del riduttore epicicloidale

In questo caso sia Automation Studio sia Amesim sottostimano le perdite di carico; l'errore massimo si mantiene entro il 27% per Amesim ed entro il 14% per Automation Studio. Quest'ultimo sembra inoltre più preciso per portate d'olio elevate, mentre Amesim è migliore per bassi valori di portata.

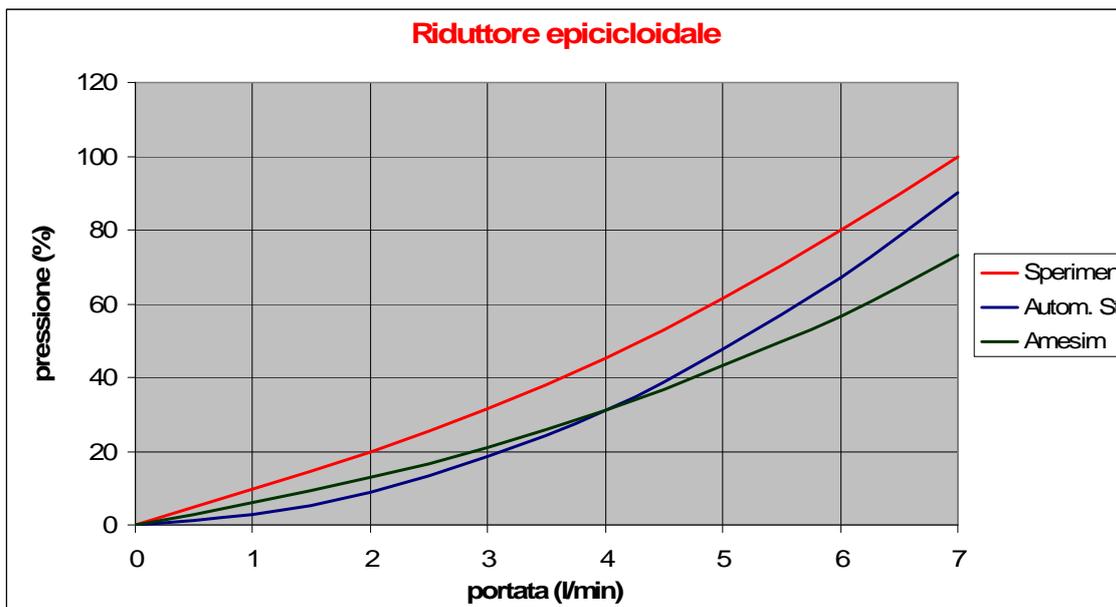


Fig. 6.2: Curve caratteristiche per il ramo del riduttore epicicloidale

6.3 Ramo del gruppo PTO e differenziale

In questo paragrafo viene effettuato il confronto relativo al ramo della lubrificazione “posteriore”, ovvero del gruppo presa di forza e del differenziale (Tabella 6.3 e Figura 6.3). La portata imposta varia da 0 a 5 l/min e la pressione di riferimento è P_{pto} .

Portata imposta Q (l/min)	Pressione misurata $P_{MIS}(\%)$	Pressione Autom. St. $P_{AS}(\%)$	Pressione Amesim $P_{AM}(\%)$	Differenza Autom. St. (%)	Differenza Amesim (%)
0	0	0	0	0	0
1	22	8	9	-14	-13
2	42	24	25	-18	-17
3	62	49	49	-13	-13
4	81	82	80	1	-1
5	100	123	118	23	18

Tab. 6.3: Validazione dei modelli per il ramo del gruppo PTO e differenziale

Il comportamento dei due software è molto simile: prima sottostimano e poi sovrastimano le perdite di carico; la differenza percentuale massima è pari al 23%.

Come anticipato nel Capitolo 5, la curva caratteristica sperimentale ha in questo caso un andamento particolare, determinato probabilmente dal passaggio dell'olio all'interno della frizione per l'innesto della PTO. Vista la complessità dei condotti, Automation Studio ed Amesim non riescono a riprodurre con precisione l'andamento della curva reale, anche se questo non produce errori sostanziali nella simulazione del ramo.

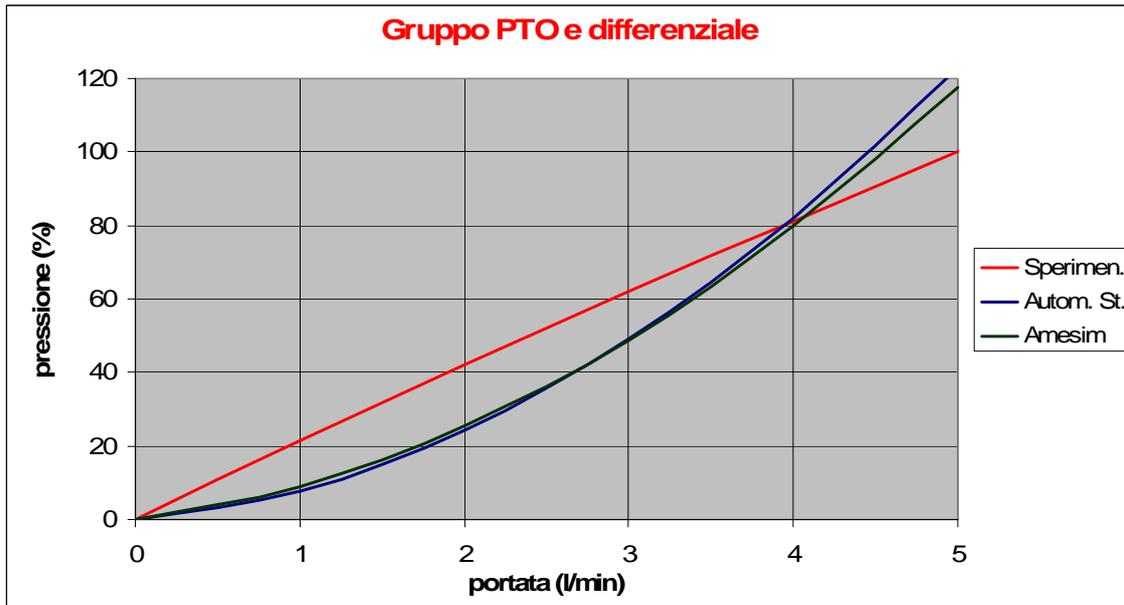


Fig. 6.3: Curve caratteristiche per il ramo del gruppo PTO e differenziale

6.4 Ramo principale

Il ramo principale comprende i collegamenti con tutti gli altri rami. Per valutare la bontà dei modelli di simulazione sono state considerate le curve caratteristiche dell'ugello che spruzza olio nell'albero delle retromarce (Figura 6.4) e quella relativa alle perdite di carico prodotte dalla boccola calibrata posta a monte del coperchio delle retromarce (Figura 6.5). Nel primo caso la pressione di riferimento è P_{epy} , nel secondo il Δp viene calcolato come $(P_{epy} - P_{rev})$. Nelle Tabelle 6.4 e 6.5 sono riassunti i dati relativi al confronto.

Per quanto riguarda l'ugello dell'albero retromarce, Automation Studio ed Amesim hanno un comportamento simile. Entrambi i modelli sottostimano le perdite di carico e non c'è molta differenza tra le due curve caratteristiche, ma Amesim è più preciso per

basse portate d'olio. La differenza percentuale massima è pari al 12% per Amesim e al 15% per Automation Studio.

Portata imposta Q (l/min)	Pressione misurata P _{MIS} (%)	Pressione Autom. St. P _{AS} (%)	Pressione Amesim P _{AM} (%)	Differenza Autom. St. (%)	Differenza Amesim (%)
0	0	0	0	0	0
0,5	21	8	12	-13	-9
1,0	46	32	35	-15	-11
1,5	82	71	71	-11	-11
1,7	100	91	88	-9	-12

Tab. 6.4: Validazione dei modelli per il ramo principale; ugello dell'albero retromarce

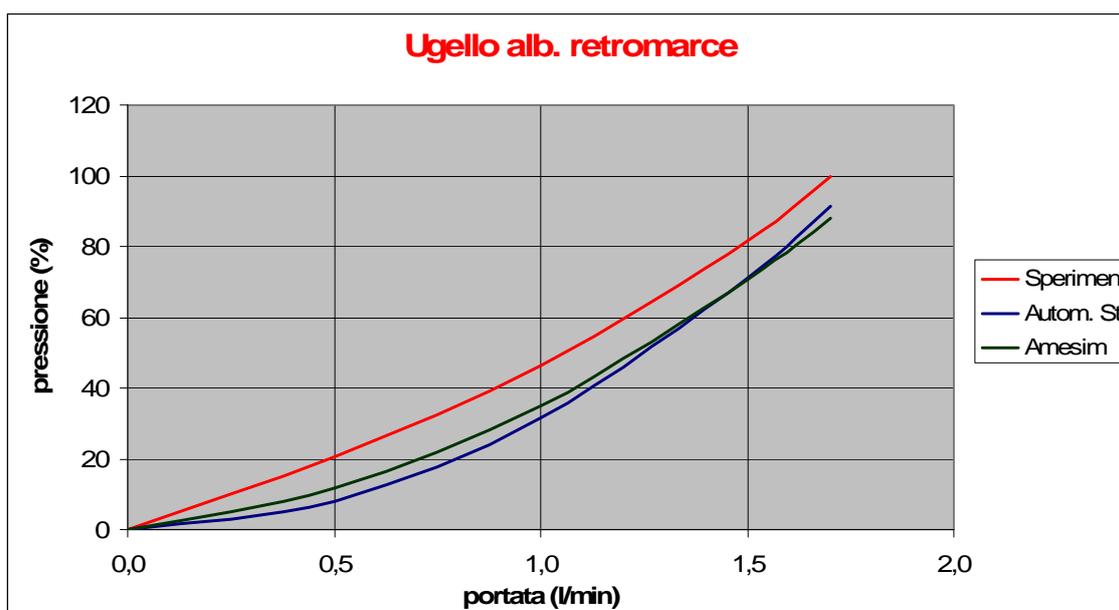


Fig. 6.4: Curve caratteristiche per l'ugello dell'albero retromarce

Nel caso della boccola calibrata invece le differenze sono considerevoli. Amesim riproduce perfettamente i risultati sperimentali, mentre Automation Studio sbaglia completamente la stima delle perdite di carico, molto più basse di quelle reali. Automation studio non è in grado di simulare condotti del tipo convergente – divergente, e questo perché non possiede le librerie necessarie per tale geometria.

Portata imposta Q (l/min)	Pressione misurata P _{MIS} (%)	Pressione Autom. St. P _{AS} (%)	Pressione Amesim P _{AM} (%)	Differenza Autom. St. (%)	Differenza Amesim (%)
0	0	0	0	0	0
5	10	3	10	-8	0
10	24	5	24	-19	0
15	41	8	41	-34	0
20	65	11	64	-54	-1
25	100	15	94	-85	-6

Tab. 6.5: Validazione dei modelli per il ramo principale; boccola calibrata

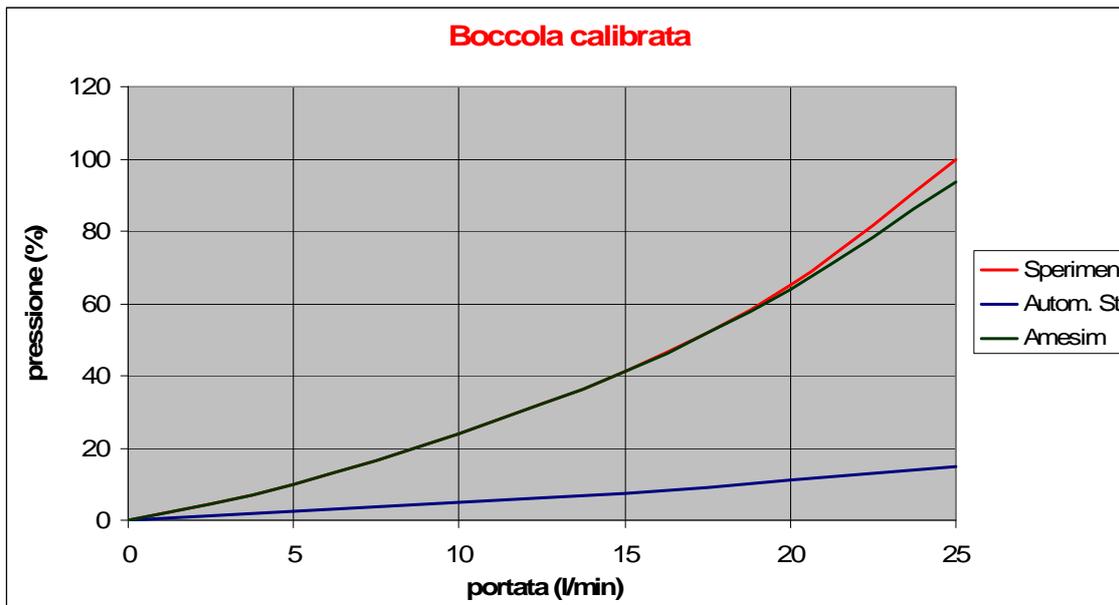


Fig. 6.5: Curve caratteristiche per la boccola calibrata

6.5 Riepilogo

Infine nelle Tabelle 6.6 e 6.7 viene tracciato un quadro riepilogativo sul comportamento di Automation Studio e Amesim nel simulare le diverse parti del circuito di lubrificazione. In particolare sono indicati il comportamento generale (inteso come tendenza a sovrastimare o sottostimare le perdite di carico reali), la differenza percentuale massima, eventuali considerazioni emerse durante la validazione.

AUTOMATION STUDIO			
RAMO ANALIZZATO	Comportamento generale	Differenza % massima	Considerazioni aggiuntive
Coperchio retromarce	prima sottostima, poi sovrastima	+12%	più attendibile per alte portate
Riduttore epicycloidale	sottostima uniformemente	-10%	più attendibile per alte portate
Gruppo PTO & differenziale	prima sottostima, poi sovrastima	+23%	difficile simulare frizione PTO
Ugello per albero retro	sottostima uniformemente	-15%	più attendibile per alte portate
Boccola calibrata	sbaglia completamente	-85%	manca libreria

Tab. 6.6: Quadro riepilogativo sul comportamento di Automation Studio

AMESIM			
RAMO ANALIZZATO	Comportamento generale	Differenza % massima	Considerazioni aggiuntive
Coperchio retromarce	sottostima uniformemente	-22%	più attendibile per basse portate
Riduttore epicycloidale	sottostima uniformemente	-27%	più attendibile per basse portate
Gruppo PTO & differenziale	prima sottostima, poi sovrastima	+18%	difficile simulare frizione PTO
Ugello per albero retro	sottostima uniformemente	-12%	più attendibile per basse portate
Boccola calibrata	molto buono	-6%	sottostima leggerm. per alte portate

Tab. 6.7: Quadro riepilogativo sul comportamento di Amesim

7

CONCLUSIONI

In questo Capitolo conclusivo sono riepilogati i risultati ottenuti dalle simulazioni del circuito mediante Automation Studio e Amesim; vengono infine effettuate alcune considerazioni relative alla progettazione e al dimensionamento dei circuiti di lubrificazione per trasmissioni di potenza.

7.1 Simulazione del circuito di lubrificazione

Il circuito di lubrificazione di una trasmissione CVT per trattrice agricola è stato simulato attraverso due software commerciali (Automation Studio e Amesim). Entrambi sono programmi a parametri concentrati che sfruttano le tradizionali equazioni della meccanica dei fluidi. Le prove sperimentali effettuate hanno permesso di verificare la bontà dei modelli di simulazione.

Il confronto tra i valori delle perdite di carico ottenute dai modelli software e quelle delle prove al banco mostra un comportamento abbastanza simile tra Automation Studio e Amesim; per entrambi i risultati non sono troppo distanti dalla realtà. Considerando i vari tratti di circuito analizzati (il coperchio delle retromarce per la lubrificazione delle gamme, il riduttore epicicloidale, il ramo del gruppo PTO e del differenziale, l'ugello per l'albero delle retromarce), lo scarto percentuale rientra in un range del 23% per Automation Studio e del 27% per Amesim. Automation Studio è più preciso per alti valori di portata, mentre Amesim si comporta meglio alle basse portate. Nel caso della boccia calibrata posta a monte del coperchio delle retromarce, Amesim riproduce perfettamente i risultati sperimentali, mentre Automation Studio non è in grado di

simulare questo tipo di geometria (convergente – sezione di gola – divergente), poiché non ha le librerie necessarie. Le librerie di Amesim sono invece molto dettagliate, e questo risulta sicuramente vantaggioso nella simulazione dei circuiti di lubrificazione più complessi. Entrambi i programmi vanno un po' in crisi nella frizione idraulica per l'innesto della PTO, in cui la complessità dei meati è notevole (si pensi che l'olio deve attraversare i dischi d'attrito). L'errore non è notevole, ma l'andamento della curva caratteristica reale non viene riprodotto. Inoltre Automation Studio a volte sottostima le perdite di carico, altre le sovrastima; Amesim sottostima in maniera uniforme le perdite di carico del circuito e quindi riesce a riprodurre il trend delle curve caratteristiche reali. Anche se le perdite di carico sono in valore assoluto minori, con Amesim la ripartizione delle portate fra i rami ed il bilanciamento del circuito sono rispettati.

In conclusione sia Amesim che Automation Studio hanno fornito una stima approssimativa delle perdite di carico nei tratti di circuito analizzati. Entrambi i programmi possono essere pertanto utilizzati per la costruzione di un modello semplice, ma abbastanza attendibile del circuito di lubrificazione. Automation Studio è semplice da utilizzare ed ha un'ottima interfaccia grafica, simile a quella di un programma CAD. Tuttavia nel complesso Amesim sembra migliore: anche se un po' macchinoso, è più completo, più ricco nelle librerie, più affidabile nel valutare la ripartizione delle portate e quindi il bilanciamento del circuito.

7.2 Progetto e dimensionamento del circuito

Il circuito di lubrificazione forzata è di fondamentale importanza nel progetto di una trasmissione ad ingranaggi; esso deve garantire che tutti i componenti abbiano un'adeguata portata di lubrificante, in modo da ridurre il livello del bagno d'olio e conseguentemente le perdite per sbattimento.

Il dimensionamento del circuito è stato fatto impostando un'equazione di bilancio termico e calcolando la quantità d'olio necessaria ad asportare il calore prodotto. Nel caso degli ingranaggi del cambio le perdite di potenza sono state calcolate in maniera piuttosto precisa, effettuando una media dei valori ottenuti con i metodi di Niemann e Buckingham. Note le portate necessarie per le varie utenze, il teorema di Bernoulli ha

permesso di determinare i diametri degli ugelli e dei condotti. I diametri teorici sono stati arrotondati per eccesso al mezzo millimetro, tenendo inoltre conto delle esigenze legate alla semplicità costruttiva, alla fabbricazione e al montaggio. Successivamente il circuito di lubrificazione è stato simulato con Amesim e Automation Studio, per verificare il dimensionamento dei condotti e la corretta ripartizione delle portate. Inoltre sono state effettuate una serie di prove sperimentali per la messa a punto finale, così da suffragare i modelli di simulazione e verificare la ripartizione delle portate.

Riassumendo, il progetto del circuito di lubrificazione è stato affrontato considerando i seguenti punti fondamentali:

- calcolo delle portate d'olio necessarie,
- dimensionamento preliminare del circuito,
- simulazione del circuito attraverso uno o più software commerciali,
- verifica di quanto fatto mediante una serie di prove sperimentali.

Tale metodologia di lavoro ha l'obiettivo di ottimizzare il dimensionamento del circuito nella fase iniziale del progetto. In questo modo gli aggiustamenti sperimentali, spesso difficili e onerosi, possono essere semplificati, riducendo i tempi e i costi di produzione.

Il procedimento adottato è stato descritto per il circuito di lubrificazione di una trasmissione CVT per trattore agricola, ma è applicabile più in generale a tutte le trasmissioni di potenza ed ai meccanismi a ingranaggi.

APPENDICE

Per determinare la potenza dissipata dagli ingranaggi sono stati realizzati appositi programmi in ambiente Mathcad 2001 Professional. Tale strumento di lavoro è di facile utilizzo e consente di eseguire velocemente una grande quantità di operazioni matematiche. Quelli realizzati non sono “programmi” in senso stretto, ossia codici scritti in uno specifico linguaggio di programmazione; più propriamente si potrebbero definire “prospetti di calcolo” che consentono di modificare facilmente le equazioni impiegate e di cambiare a piacimento le variabili in ingresso.

Tali prospetti possono essere utilizzati per calcolare la potenza dissipata da un qualunque accoppiamento tra ruote dentate cilindriche e in questa tesi sono stati applicati agli ingranaggi delle gamme ed al riduttore epicicloidale.

Calcolo della potenza dissipata dagli ingranaggi

A titolo di esempio nel seguito viene riportato il file relativo alla seconda gamma. Esso dapprima richiede l'introduzione dei dati, mediante l'assegnazione di opportune variabili, poi riporta le relazioni analitiche tra dette variabili ed infine fornisce i risultati relativi alla potenza dissipata. Si ricordi che sono state considerate le condizioni di funzionamento più critiche; per comodità si suppone che il pignone (indicato con il numero 1) sia sempre la ruota motrice e la corona (indicata con 2) quella condotta.

Gamma 2

Sommario:

- A) Inserimento dati
- B) Potenza dissipata nell'ingranamento
- C) Potenza dissipata nel funzionamento a vuoto
- D) Potenza totale dissipata nell'ingranaggio

Nota Bene: I valori numerici da inserire vanno preceduti dal simbolo :=
 Per comodità si considera che il pignone sia sempre la ruota motrice.
 Con il numero 1 si indica il pignone, con 2 la ruota condotta.

A) Inserimento dati

DENOMINAZIONE	VALORE
<i>Dati di carico</i>	
(001) Coppia motrice [Nm]	$C_m := 539$
(002) Velocità rotazione pignone [rpm]	$n_1 := 2739$
<i>Dati geometrici</i>	
(003) Numero denti pignone [-]	$z_1 := 21$
(004) Numero denti ruota [-]	$z_2 := 49$
(005) Angolo di pressione normale nominale [deg]	$\alpha_n := 20.0$
(006) Angolo elica primitiva [deg]	$\beta := 18.0$
(007) Larghezza di fascia del pignone [mm]	$b_1 := 31.5$
(008) Larghezza di fascia della ruota [mm]	$b_2 := 29.5$
(009) Gioco totale tra i denti sulla circonf. primitiva [mm]	$g := 0.20$
(010) Altezza media di lavoro dei denti [mm]	$h_{den} := 6.0$
(011) Diametro primitivo nominale del pignone [mm]	$dp_1 := 82.80$
(012) Diametro primitivo nominale della ruota [mm]	$dp_2 := 193.21$
(013) Diametro esterno del pignone [mm]	$de_1 := 92.70$

Appendice

(014) Diametro esterno della ruota [mm]	$de2 := 200.90$
(015) Diametro interno della pignone [mm]	$din1 := 75.10$
(016) Diametro interno della ruota [mm]	$din2 := 183.30$
(017) Interasse di lavoro [mm]	$a := 139.50$
(018) Rugosità denti pignone [μm]	$Ra1 := 1.2$
(019) Rugosità denti ruota [μm]	$Ra2 := 1.2$

Fattori di influenza

(020) Fattore di impiego [-]	$Ka := 1.1$
(021) Fattore di lubrificazione [-]	$XL := 1$
(022) Fattore di composizione dell'olio [-]	$f_{\phi} := 1$
(023) Fattore di spazio esterno [-]	$\lambda := 0.7$

Dati olio

(024) Temperatura ingresso olio [$^{\circ}\text{C}$]	$Tin := 90$
(025) Temperatura uscita olio [$^{\circ}\text{C}$]	$Tout := 115$
(026) Densità olio a 15°C [kg/dm^3]	$\rho_{15} := 0.88$
(027) Viscosità cinematica olio a 90°C [cSt]	$\nu_{90} := 11.27$
(028) Temperatura di massa [$^{\circ}\text{C}$]	$TM := 130$
(029) Viscosità dinamica olio alla temp. di massa [cP]	$\eta_M := 4.402$
(030) Calore specifico olio alla temp. di massa [$\text{kJ}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$]	$c_M := 2.638$

B) Potenza dissipata nell'ingranamento

Relazioni

(031) Rapporto di ingranamento [-] :	$u := \frac{z2}{z1}$
(032) Larghezza di fascia efficace [mm] :	$b := \begin{cases} b1 & \text{if } b1 \leq b2 \\ b2 & \text{otherwise} \end{cases}$
(033) Interasse di taglio delle ruote [mm]:	$a_t := \frac{dp1 + dp2}{2}$
(034) Diametro primitivo di funzionamento del pignone [mm]:	$d1 := \frac{dp1 \cdot a}{a_t}$
(035) Diametro primitivo di funzionamento della ruota [mm]:	$d2 := \frac{dp2 \cdot a}{a_t}$

Appendice

- (035) Diametro primitivo di funzionamento della ruota [mm]: $d_2 := \frac{dp_2 \cdot a}{a_t}$
- (036) Angolo di pressione trasversale nominale [deg]: $\alpha_{t_n} := \operatorname{atan}\left(\frac{\tan(\alpha_n \cdot \text{deg})}{\cos(\beta \cdot \text{deg})}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$
- (037) Angolo di pressione trasversale di funzionamento [deg]:
- $$\alpha_t := \operatorname{acos}\left(\frac{a_t}{a} \cdot \cos(\alpha_{t_n} \cdot \text{deg})\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$
- (038) Angolo di pressione normale di funzionamento [deg]:
- $$\alpha_{n_{ef}} := \operatorname{atan}(\tan(\alpha_t \cdot \text{deg}) \cdot \cos(\beta \cdot \text{deg})) \cdot \frac{180}{\pi}$$
- (039) Diametro di base del pignone [mm]: $db_1 := d_1 \cdot \cos(\alpha_t \cdot \text{deg})$
- (040) Diametro di base della ruota [mm]: $db_2 := d_2 \cdot \cos(\alpha_t \cdot \text{deg})$
- (041) Angolo elica di base [deg]: $\beta_b := \operatorname{atan}(\tan(\beta \cdot \text{deg}) \cdot \cos(\alpha_t \cdot \text{deg})) \cdot \frac{180}{\pi}$
- (042) Forza periferica sulla circ. primitiva [N]: $F_t := C_m \cdot \frac{2000}{d_1}$
- (043) Velocità periferica sulla circ. primitiva [m/s]: $v_t := \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60000}$
- (044) Rugosità media [μm]: $R_{am} := 0.5 \cdot (Ra_1 + Ra_2)$
- (045) Fattore per l'influsso della rugosità [-]: $XR := 3.8 \cdot \left(\frac{R_{am}}{d_1}\right)^{0.25}$
- (046) Ricoprimento di testa del pignone [-]: $\varepsilon_1 := \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{de_1}{db_1}\right)^2 - 1} - \tan(\alpha_t \cdot \text{deg}) \right]$
- (046 bis) Ricoprimento di testa della ruota [-]: $\varepsilon_2 := \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{de_2}{db_2}\right)^2 - 1} - \tan(\alpha_t \cdot \text{deg}) \right]$
- (047) Ricoprimento di contatto trasversale [-]: $\varepsilon_\alpha := \varepsilon_1 + \varepsilon_2$
- (048) Arco di accesso del pignone [rad]: $\beta_a := \frac{\sqrt{de_2^2 - db_2^2} - d_2 \cdot \sin(\alpha_t \cdot \text{deg})}{db_1}$
- (048 bis) Arco di recesso della ruota [rad]: $\beta_r := \frac{\sqrt{de_1^2 - db_1^2} - d_1 \cdot \sin(\alpha_t \cdot \text{deg})}{db_1}$
- (049) Velocità di strisciamento media [m/s]: $V_s := v_t \cdot \cos(\alpha_t \cdot \text{deg}) \cdot \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \cdot \left(\frac{\beta_a + \beta_r}{4}\right)$

Appendice

- (050) Gioco totale tra i denti sulla circonferenza primitiva unitario [-]: $B := g \cdot \frac{z1}{d1}$
- (051) Densità olio alla temperatura di massa [kg/dm³]: $\rho_M := \rho_{15} - (T_M - 15) \cdot 6.444 \cdot 10^{-4}$
- (052) Densità olio a 90°C [kg/dm³]: $\rho_{90} := \rho_{15} - (90 - 15) \cdot 6.444 \cdot 10^{-4}$
- (053) Viscosità dinamica olio a 90°C [cP]: $\eta_{90} := \nu_{90} \cdot \rho_{90}$
- (054) Viscosità cinematica olio alla temperatura di massa [cSt]: $\nu_M := \frac{\eta_M}{\rho_M}$
- (055) Carico normale nella sez. trasversale [N]: $F_{bt} := \frac{F_t}{\cos(\alpha \cdot \text{deg})}$
- (056) Velocità cumulativa media nel punto primitivo di funzionamento [m/s]: $v_{\Sigma C} := \begin{cases} (2 \cdot 50 \cdot \sin(\alpha \cdot \text{deg})) & \text{if } v_t > 50 \\ (2 \cdot v_t \cdot \sin(\alpha \cdot \text{deg})) & \text{otherwise} \end{cases}$
- (057) Raggio di curvatura medio equivalente nel punto primitivo di funzionamento [mm]: $\rho_{Cm} := \frac{d1 \cdot \sin(\alpha \cdot \text{deg}) \cdot u}{2 \cdot \cos(\beta b \cdot \text{deg}) \cdot (u + 1)}$
- (058) Coefficiente di attrito medio sui fianchi del dente (Niemann) [-]:

$$\mu_m := \begin{cases} 0.045 \cdot \left(\frac{K_a \cdot 150}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{Cm}} \right)^{0.2} \cdot \eta_M^{-0.05} \cdot X_R \cdot X_L & \text{if } \frac{F_{bt}}{b} < 150 \\ 0.045 \cdot \left(\frac{K_a \cdot \frac{F_{bt}}{b}}{v_{\Sigma C} \cdot \rho_{Cm}} \right)^{0.2} \cdot \eta_M^{-0.05} \cdot X_R \cdot X_L & \text{otherwise} \end{cases}$$

- (059) Coefficiente di attrito medio [-] (Buckingham): $f := \frac{0.050}{e^{24.6063 \cdot V_s}} + 0.02806 \cdot \sqrt{V_s}$
- (059 bis) Coefficiente di attrito medio [-] (Kelley-Benedict modificata o Townsend): $f_2 := \frac{R_{am} + 22}{35} \cdot 0.0127 \cdot \ln \left(\frac{3.17 \cdot 10^6 \cdot F_{bt}}{b^2 \cdot \eta_M \cdot V_s \cdot v_{\Sigma C}^2} \right)$
- (060) Grado di perdita dell'ingranaggio (Niemann) [-]:

$$HvN := \frac{\pi \cdot (u + 1)}{z1 \cdot u \cdot \cos(\beta b \cdot \text{deg})} \cdot (1 - \varepsilon \alpha + \varepsilon 1^2 + \varepsilon 2^2)$$

- (061) Grado di perdita dell'ingranaggio (Dudley) [-]:

$$HvD := \frac{\pi \cdot (u + 1) \cdot (\cos(\beta \cdot \text{deg}))^2}{z1 \cdot u} \cdot \left(\frac{\varepsilon 1^2 + \varepsilon 2^2}{\varepsilon \alpha} \right)$$

Appendice

(062) Grado di perdita dell'ingranaggio (Buckingham) [-] :

$$HvB := \frac{(u + 1)}{2 \cdot u} \cdot \left(\frac{\beta a^2 + \beta r^2}{\beta a + \beta r} \right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta b \cdot \text{deg})}$$

(063) Potenza nominale trasmessa [kW] : $Pa := 154.5$

(064) Potenza dissipata nell'ingranam. dovuta al carico (Niemann) [kW]: $PvN := Pa \cdot \mu m \cdot HvN$

(065) Potenza dissipata nell'ingranam. dovuta al carico (Buckingham) [kW]: $PvB := Pa \cdot (f) \cdot HvE$

(066) Potenza dissipata nell'ingranam. dovuta al carico (Dudley) [kW]: $PvD := Pa \cdot \mu m \cdot HvD$

(067) Potenza dissipata nell'ingranamento dovuta al carico [kW] : $PvT := 0.5 \cdot (PvN + PvB)$
(media tra Niemann e Buckingham)

Risultati

(068) Potenza nominale [kW] $Pa = 154.500$

(069) Rapporto di ingranamento [-] $u = 2.333$

(070) Velocità periferica sulla circonferenza primitiva [m/s] $vt = 12.003$

(071) Coefficiente di attrito medio sui fianchi del dente (Niemann) [-] $\mu m = 0.075$

(072) **Coefficiente di attrito medio** (Buckingham) [-] $f = 0.036$

(072 bis) Coefficiente di attrito medio (Townsend) [-] $f_2 = 0.095$

(073) Grado di perdita dell'ingranaggio (Niemann) [-] $HvN = 0.137$

(074) Grado di perdita dell'ingranaggio (Dudley) [-] $HvD = 0.140$

(075) Grado di perdita dell'ingranaggio (Buckingham) [-] $HvB = 0.162$

(076) Potenza dissipata nell'ingranamento dovuta al carico [kW]
(Niemann) $PvN = 1.593$

(077) Potenza dissipata nell'ingranamento dovuta al carico [kW]
(Dudley-Niemann) $PvD = 1.635$

(078) Potenza dissipata nell'ingranamento dovuta al carico [kW]
(Buckingham) $PvB = 0.910$

(079) Potenza dissipata nell'ingranamento dovuta al carico [kW]
(media tra Niemann e Buckingham) $PvT = 1.252$

C) Potenza dissipata nel funzionamento a vuoto

(080) Perdite per ventilazione nel pignone [kW]

$$Pv_{o1} := n1^{2.9} \cdot \left[0.16 \cdot dp1^{3.9} + dp1^{2.9} \cdot b1^{0.75} \cdot \left(\frac{dp1}{z1} \right)^{1.15} \right] \cdot 10^{-20} \cdot f_{\phi} \cdot \lambda$$

(081) Perdite per ventilazione nella ruota [kW]

$$P_{v02} := \left(\frac{n1}{u} \right)^{2.9} \cdot \left[0.16 \cdot dp2^{3.9} + dp2^{2.9} \cdot b2^{0.75} \cdot \left(\frac{dp1}{z1} \right)^{1.15} \right] \cdot 10^{-20} \cdot f_{\phi} \cdot \lambda$$

(082) Perdite per ventilazione totali [kW]

$$P_{v0} := (P_{v01} + P_{v02})$$

**(083) Potenza dissipata nel funzionamento a vuoto [kW]
(Dudley - Townsend)**

$$P_{v0} = 0.004$$

D) Potenza totale dissipata nell'ingranaggio

$$P_{v_tot} := P_{vT} + P_{v0}$$

(084) Potenza totale dissipata nell'ingranaggio [kW]

$$P_{v_tot} = 1.256$$

Bibliografia

- 1) AMESIM, “Manuale d’uso”, Imagine, Oct. 2005.
- 2) AUTOMATION STUDIO, “User manual”, Famic Technologies, Sept. 2004.
- 3) BEDOGNI E., “Analisi numerica e sperimentale di una trasmissione full powershift per trattore agricola”, Tesi di Laurea, Università degli studi di Modena, 2001.
- 4) BUCKINGHAM E., “Analytical Mechanics of Gears”, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1949.
- 5) CAMPANI A., “Prove sperimentali al banco su una trasmissione CVT di trattore agricola”, Tesi di Laurea, Università degli studi di Modena, 2007.
- 6) DOWSON D., HIGGINSON G.R., “A Theory of Involute Gear Lubrication”, Gear Lubrication, The Institute of Petroleum, Symposium Oct. 21-23, 1964, pp.II.8-II.15.
- 7) FOSSA M., “Analisi degli assorbimenti di potenza in una trasmissione power command”, Tesi di Laurea, Università degli studi di Bologna, 2005.
- 8) FUNAIOLI E., MAGGIORE A., MENEGHETTI U., “Lezioni di meccanica applicata alle macchine”, Vol. 1, Patron Editore, Bologna, 1987.
- 9) HOHN B.R., MICHAELIS K., VOLLMER T., “Il Calcolo Termico delle Trasmissioni ad Ingranaggi”, ASSIOT Organi di trasmissione, Ed. Tecniche Nuove, Ottobre 1997, pp.68-82.
- 10) KUBO A., TOWNSEND D.P., “La Lubrificazione degli Ingranaggi”, ASSIOT Organi di trasmissione, Ed. Tecniche Nuove, Aprile 1998, pp.114-116.
- 11) MARCHI E., RUBATTA A., “Meccanica dei Fluidi”, UTET, Torino, 1981.
- 12) MENEGOLO L., “Ottimizzazione del circuito lubrificante nel cambio di una vettura di F1”, Tesi di Laurea, Università degli studi di Bologna, 1998.
- 13) MOLARI G., “Appunti delle lezioni di Macchine Motrici Agricole”, Università degli studi di Modena, a.a. 2006/2007.
- 14) MOLARI G., SEDONI E., “Experimental evaluation of power losses in an agricultural tractor transmission”, Biosystems Engineering, May 2008.

- 15) MOLARI G., MOLARI P.G., PAGLIARANI S., SEDONI E., “Evaluation of oil flows for the lubrication of an agricultural tractor transmission”, Transactions of ASAE, June 2008.
- 16) NIEMANN G., WINTER H., “Elementi di macchine”, Edizioni di Scienza e Tecnica Milano, 1983.
- 17) PAGLIARANI S., “Riprogettazione del circuito lubrificante di una trattrice”, Tesi di Laurea, Università degli studi di Bologna, 2005.
- 18) PAOLUZZI R., ZAROTTI G.L., “Oleodinamica e pneumatica”, Imamoter-CNR, 2004.
- 19) PAOLUZZI R., “Questione di rendimenti”, Oleodinamica e pneumatica, pp.6-10, 2007.
- 20) RENIUS K. T., RESCH R., “Continuously variable tractor transmissions”, Transactions of ASAE, No. 29, pp.1-37, 2005.

Ringraziamenti

I ringraziamenti sono sempre la parte più bella di una Tesi, perché danno valore non all'aspetto tecnico in sé, ma alle persone che stanno intorno all'autore e che rendono possibile il suo lavoro.

Come per la mia Laurea, sono tante le persone che devo ringraziare per avermi aiutato a raggiungere questo ulteriore piccolo traguardo. Mi sembra giusto partire dai ringraziamenti ufficiali, e quindi da Giovanni Molari, il mio "mentore", che in questi ultimi 4 anni mi ha accompagnato con assoluta onestà e disponibilità dalla Laurea alla fine del Dottorato. Vorrei poi ringraziare l'ingegner Sedoni per avermi dato prima una possibilità e poi un lavoro, che di questi tempi non è cosa da poco. Un grazie sentito va anche ad Andrea Campani e Simone "Romolo" Orlandi, poiché loro sono i veri artefici delle prove sperimentali da me utilizzate.

Quando si entra nel mondo del lavoro la prima cosa, la più importante, è metterci della "pelle", ovvero impegno, volontà e tanta voglia di imparare. Per tutto l'aiuto ricevuto, per quello che ho imparato e che ogni giorno imparo da loro, sento il dovere di ringraziare gli ex colleghi della Progettazione, i meccanici e i tecnici della Sperimentazione, i ragazzi del Pratico Impiego ed anche Guido-blu Bertelli. Due persone vorrei ricordare in particolare: Claudio Balboni, un progettista vero che mi ha accolto e coinvolto nel mondo dei CVT, alimentando la mia passione per i trattori, e Silvia Coppi, che si è sempre dimostrata gentile, disponibile e competente, una vera amica e un'ottima compagnia per una pizza, un cinema o una gara di tractor pulling.

Ed ora i ringraziamenti a cui tengo di più, quelli "ufficiosi", quelli dedicati alle persone che, pur non avendo strettamente a che fare con questa Tesi, alla fine l'hanno resa possibile. Il primo pensiero va ai miei mitici genitori, Elena ed Enzo, per tutto l'affetto e l'appoggio che mi hanno sempre dato e che continuano a darmi, per avermi insegnato ad affrontare gli impegni e le difficoltà della vita senza mai mollare. Grazie di cuore anche ai miei nonni: Luigi e Giovanna, che mi hanno sempre fatto sentire un nipote speciale, Claudia ed Antonio, sperando che il saluto arrivi anche in cielo. E poi ci

sono gli amici di sempre, quelli con cui sono cresciuto: Marco e Noemi (non c'è due senza quattro...), Simone e Maria Grazia (non c'è due senza... un cane, grazie ragazzi!), Marco B, Andrea, Ombretta, Susanna e tutti gli altri che non sto ad elencare uno per uno. Inoltre vorrei ricordare i miei adorati nipotini, a cui voglio tanto bene e con cui mi diverto sempre a giocare: Riccardo, Lucia, Chiara e Francesco (Cecè).

Per fortuna la mia vita è ricca di amicizie “speciali”, oltre a quelle che ho già citato. Un abbraccio speciale a PGF, fratellino davvero unico e impagabile, e a Brigida, lontana nei km ma non nel pensiero. Vorrei poi salutare i miei zii, i miei cugini Daniele e Francesca, e tutta la “banda del bar”: Stefano, Silvia, Mauro, Milena, Luigi, Cinzia, Massi e il Dano. Ringrazio inoltre il Dottorato per avermi permesso di aggiungere ai vecchi amici di Ingegneria (Max, Angelo e Riccardo) quelli nuovi della Facoltà di Agraria: Enrico, Marco, Anna, Tino, Giampi e casa Tinti tutta.

Grazie ai Trattori, perché nel bene o nel male sono la mia passione, e senza passioni la vita sarebbe davvero poca cosa. Grazie al Destino, per lo splendido regalo che mi ha fatto la scorsa estate. E grazie di cuore a Cevenini (Gilberto), Ezia, Lucia e Paolo, per avermi accolto con gioia e simpatia nella loro vita.

Ho volutamente lasciato per ultima la dedica più importante, quella da cui sono partito. Lauretta, questa Tesi è soprattutto per te, che sei la parte migliore di me. Abbiamo condiviso tante emozioni, tanti momenti, e tantissimi ne abbiamo ancora da condividere. È una nuova vita (ricordi?) che non riesco ad immaginare senza di te, e che nasce da un prato sotto le stelle o da una quercia al tramonto.

Un bacio, un abbraccio, un sorriso.... Ti amo Principessa!