

Università degli Studi di Padova

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI

Corso di Laurea in Ingegneria dell'Innovazione del Prodotto

TESI DI LAUREA

**Studio e dimensionamento di una trasmissione idromeccanica
"dual stage" per autobetoniera.**

Relatore:

Ch.mo Prof. Ing. Alarico Macor

Correlatore:

Ch.mo Ing. Antonio Rossetti

Candidato:

Marco Garbin

Matricola 1114475

Indice

1	Generalità	3
1.1	Richiami di studio del moto dei veicoli terrestri	3
1.1.1	Equazioni del moto	3
1.1.2	Condizioni meccaniche per il moto	4
1.1.3	Carichi resistenti esterni	5
1.2	Richiami generali sui rotismi	10
1.2.1	Ruote dentate	10
1.2.2	Rotismi ordinari	12
1.2.3	Rotismi epicicloidali	13
1.3	Layout di una generica trasmissione	14
1.4	Trasmissione di potenza per veicoli	15
1.4.1	Funzione del cambio	15
1.4.2	Elementi della trasmissione	18
1.4.3	Le trasmissioni manuali	25
1.4.4	Le trasmissioni semiautomatiche	32
1.4.5	Le trasmissioni automatiche	36
1.4.6	Le trasmissioni Power split	49
1.4.7	Prese di forza negli autoveicoli	57
2	Studio della trasmissione	59
2.1	Caratteristiche del veicolo scelto per lo studio e il dimensionamento della trasmissione	59
2.1.1	Autocarro	60
2.1.2	Betoniera	63

2.2	Trasmissione power-split a 5 marce per autobetoniera	68
2.2.1	Introduzione	68
2.2.2	Power-split dual stage layout	69
2.2.3	Rotismo epicicloidale multi stadio	70
2.2.4	Le unità idrauliche	75
2.2.5	Dimensionamento della trasmissione dual-stage	79
2.2.6	Power-split dual stage a 5 marce	83
2.2.7	Applicazione degli algoritmi di ottimizzazione	88
2.2.8	Risultati del dimensionamento	92
2.3	Adattamento dell'algoritmo di ottimizzazione a schemi semplificati . .	96
2.3.1	Introduzione	96
2.3.2	Risultati	97
2.3.3	Commenti	103
2.4	Analisi dei risultati relativi alla configurazione a 5 marce	103
2.5	Valutazione delle prestazioni su ciclo reale	108

Conclusioni

115

Introduzione

Ad oggi sul mercato sono presenti molteplici tipologie di trasmissione applicabili a veicoli pesanti quali camion e trattori stradali, tutte basate su sistemi completamente meccanici. Le principali aziende produttrici di powertrain hanno spinto molto su automazione e facilità di utilizzo e da questo punto di vista, rispetto al passato, l'uso di un cambio di questo tipo è molto più semplice. Tuttavia, per le applicazioni particolarmente gravose, tutte le case costruttrici preferiscono ancora affidarsi a classici cambi manuali servo-assistiti dotati di frizione, per le loro qualità di affidabilità nel tempo e facilità di manutenzione.

Nel settore delle macchine agricole già da qualche decennio vengono proposte al pubblico soluzioni idrostatiche o miste idrostatiche-meccaniche. Mentre le prime sono adatte a veicoli poco potenti e dalle prestazioni generali limitate, le seconde hanno subito un forte sviluppo per essere adottate, senza penalizzare troppo l'efficienza, anche su mezzi molto prestanti.

La configurazione mista, chiamata *power-split*, permette di unire i vantaggi della trasmissione idrostatica con quelli di una trasmissione meccanica utilizzando entrambe e collegandole fra loro con un rotismo epicicloidale. Uno schema di questo tipo, anche nella derivazione più semplice, è in grado di fornire infiniti rapporti di trasmissione senza soluzione di continuità. Per macchine agricole molto potenti si è però palesata la necessità di migliorare gli schemi *power-split* per innalzare ulteriormente il rendimento generale di questo tipo di trasmissioni. Nasce così lo schema *input coupled dual-stage*.

In questo lavoro, basandosi appunto sugli studi già condotti per le applicazioni agricole, si vuole adottare una trasmissione del tipo *power-split* e, tramite opportune modifiche, adattarla ad un veicolo pesante da cava-cantiere.

Si analizzeranno quindi capacità e limiti delle classiche configurazioni per capire se le differenti, ma non meno gravose, condizioni di utilizzo rendano necessario adottare soluzioni più complesse per soddisfare i requisiti di progetto.

Stabilito lo schema più congruo per la specifica applicazione si definirà un metodo di dimensionamento. Le variabili del problema però sono molte e così anche le possibili configurazioni. La scelta dei parametri caratteristici della trasmissione deve essere ponderata e basata sull'ottenere determinate caratteristiche come una alta efficienza, determinati rapporti di trasmissioni oppure un certo range di dimensione delle macchine idrauliche. Per rispondere a quest'esigenza è stato scelto di perseguire un approccio analitico basato sulla minimizzazione di una funzione obiettivo da noi definita contenente dei parametri di "controllo" che guidano il processo automatico di ottimizzazione del sistema e, una volta messo a punto, esso sarà applicato ad alcuni layout di trasmissione power-split al fine di cercare la soluzione migliore per ognuna di essi.

La configurazione che meglio soddisfa i requisiti di progetto viene allora modellata in ambiente *Amesim* al fine di validare il processo di dimensionamento permettendoci anche di misurare alcune caratteristiche come l'efficienza.

Infine lo stesso layout, sempre in ambiente *Amesim*, viene implementato su di un mezzo dalle caratteristiche corrispondenti ad uno presente sul mercato al fine di valutarne i principali attributi lungo un ciclo di guida da noi definito che rappresenta un possibile scenario di utilizzo del veicolo.

Capitolo 1

Generalità

1.1 Richiami di studio del moto dei veicoli terrestri

1.1.1 Equazioni del moto

Le equazioni del moto studiano la risposta del veicolo sottoposto alle forze agenti su di esso. Una perfetta definizione delle forze agenti sul sistema è fondamentale per caratterizzare nel modo più accurato possibile il moto del veicolo e ricavare così dati riguardanti velocità, accelerazione, consumi e comfort di marcia. L'equazione del moto che descrive il movimento dei veicoli su ruota è la seguente:

$$(1.1) \quad F(v) - R(v) = M_e \cdot \frac{dv}{dt}$$

- $F(v)$ sono le forze attive applicate al veicolo per produrre il moto.
- $R(v)$ sono le forze resistenti, si oppongono al moto.
- M_e è la massa equivalente: tiene conto non solo della massa del veicolo, ma anche della sua inerzia e dell'inerzia di tutti i componenti che si attivano per la propulsione del veicolo (ad esempio le ruote dentate della trasmissione).
- $\frac{dv}{dt}$ rappresenta l'accelerazione.

1.1.2 Condizioni meccaniche per il moto

I veicoli terrestri tipici utilizzano l'aderenza per creare il moto e, nel caso generale, sono dotati di ruote portanti e ruote motrici: quelle portanti si occupano solo di garantire l'adeguato sostegno durante la marcia mentre le motrici, oltre al sostegno, devono sopperire all'avanzamento del veicolo. La condizione fondamentale per il moto è la presenza di aderenza fra pneumatico e terreno. Definito P_m il carico gravante sulla ruota motrice e μ_{ad} il coefficiente di aderenza, la massima forza esprimibile dallo pneumatico per fare avanzare il veicolo è:

$$(1.2) \quad F_{max} = P_m \cdot g \cdot \mu_{ad}$$

e quindi la coppia massima alla ruota sarà:

$$(1.3) \quad M_{r,max} = F_{max} \cdot R_r$$

con R_r il raggio della ruota.

<i>Superficie</i>	<i>Coefficiente di aderenza</i>
<i>Asfalto e calcestruzzo asciutti</i>	<i>0,8-0,9</i>
<i>Asfalto bagnato</i>	<i>0,5-0,7</i>
<i>Ghiaia</i>	<i>0,6</i>
<i>Neve</i>	<i>0,2</i>
<i>Ghiaccio</i>	<i>0,05-0,1</i>

Figura 1.1: Tabella dei coefficiente di aderenza μ_{ad} sui principali tipi di terreno

Se si eccede la coppia massima, il vincolo di aderenza non viene rispettato e la ruota slitta. Nella condizione di slittamento il coefficiente di aderenza fra ruota e terreno non è più μ_{ad} ma diventa μ_s e vale sempre:

$$(1.4) \quad \mu_s < \mu_{ad}$$

La condizione di slittamento sopra citata non avviene solo durante le fasi di accelerazione, ma anche durante quelle di decelerazione. Nello studio della trasmissione e della sua logica di controllo è importante garantire il minor slittamento possibile per un avanzamento regolare ed efficiente del veicolo.

1.1.3 Carichi resistenti esterni

Il mezzo in esame durante il suo utilizzo dovrà seguire dei profili di moto e sarà sottoposto a dei carichi esterni. Si vuole di seguito analizzare le principali forze agenti sul sistema.

La relazione che tiene conto dei carichi resistenti totali $F_{res,tot}$ è la seguente:

$$(1.5) \quad F_{res,tot} = F_{att} + F_{aero} + F_{pendenza} + F_{curva}$$

- F_{att} è la forza resistente dovuta all'attrito di rotolamento degli pneumatici
- F_{aero} è la forza resistente dovuta all'attrito con l'aria
- $F_{pendenza}$ è la forza resistente dovuta alla pendenza del percorso che si sta eseguendo
- F_{curva} è la forza resistente dovuta agli attriti derivanti dalla percorrenza di una curva

Forze resistenti di attrito Il solo elemento di contatto del veicolo con il suolo sono gli pneumatici. Essi garantiscono l'avanzamento mediante meccanismo di aderenza ma si oppongono al moto a causa dell'attrito di rotolamento.

Gli pneumatici si possono dividere in due grandi categorie:

- Per camera: necessitano di camera d'aria
- Tubeless: non necessitano di camera d'aria

La soluzione "tubeless" è di gran lunga la più diffusa e affidabile: la maggior parte dei modelli presenti sul mercato sono costruiti seguendo questo standard.

Lo pneumatico è una struttura composta formata da strati di gomma e tela (sintetica o tessile) sono uniti fra loro mediante la vulcanizzazione del materiale gommoso che rende la struttura coesa. A seconda della disposizione della tela si possono ottenere pneumatici di tipo *radiale* o di tipo *cord* con differenti prestazioni e ad oggi la maggior parte degli pneumatici ha trama di tipo *radiale*.

Sul lato interno sono presenti i cosiddetti "talloni" che contengono a loro volta i cerchietti rigidi, un elemento fondamentale in quanto garantiscono il collegamento

meccanico fra cerchione e pneumatico, quindi la resistenza meccanica e la tenuta pneumatica dell'insieme.

Sulla parte più esterna è presente il battistrada: è la componente che viene a contatto con il terreno garantendo l'aderenza necessaria e la protezione della carcassa dello pneumatico. A seconda della destinazione di utilizzo il battistrada può presentare diverse scolpiture:

- Una scolpitura marcata per garantire grip su terreni sdruciolevoli e dissestati, a scapito dell'efficienza
- Una scolpitura più lieve per garantire il massimo grip su asfalto e minori consumi

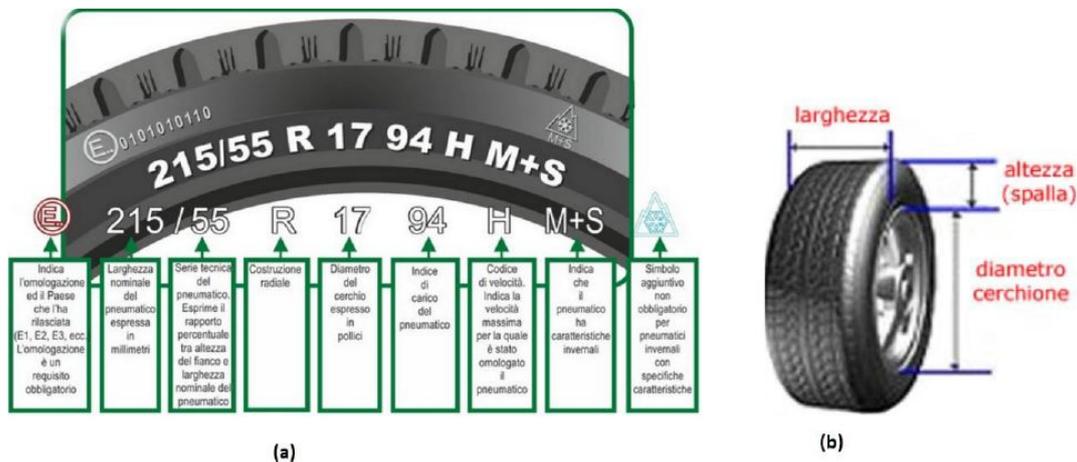


Figura 1.2: (a) Indicazioni di lettura di uno pneumatico, (b) dimensioni principali di uno pneumatico.

La sagoma in opera è determinata dalla pressione di gonfiaggio, un parametro che incide molto sulle prestazioni. La corretta pressione è determinata dal tipo di pneumatico, dal peso che dovrà sostenere e dalle condizioni del fondo. A causa dell'attrito di rotolamento essa può variare provocandone (nei casi estremi) il cedimento strutturale.

La resistenza al rotolamento dello pneumatico dipende da:

- Pressione di gonfiaggio
- Battistrada

- Carcassa
- Tipo di terreno
- Caratteristiche della gomma

La combinazione di questi determina la forza necessaria a fare avanzare il veicolo in assenza di altre forze esterne.

Definiamo il coefficiente di rotolamento come la forza di rotolamento (N) divisa per il carico dello pneumatico (kN). Il vantaggio nell'utilizzo di un coefficiente consiste nel fatto che permette di confrontare con più facilità modelli progettati per essere montati su vetture differenti. Nella pratica ingegneristica il coefficiente di rotolamento si esprime come:

$$(1.6) \quad r = r_0 + k \cdot v^2$$

- r = coefficiente di rotolamento
- r_0 = è il valore di resistenza al rotolamento unitario a basse velocità, tabellato in figura 1.3
- $k = 5 \cdot 10^{-4}$ costante
- v = velocità, in km/h

Pneumatici Vettura tipo C1)		Pneumatici trasporto leggero (tipo C2)		Pneumatici trasporto pesante & Bus (tipo C3)	
RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi	RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi	RR C in kg/t	Classe di Efficienza Consumi
$RRC \leq 6,5$	A	$RRC \leq 5,5$	A	$RRC \leq 4,0$	A
$6,6 \leq RRC \leq 7,7$	B	$5,6 \leq RRC \leq 6,7$	B	$4,1 \leq RRC \leq 5,0$	B
$7,8 \leq RRC \leq 9,0$	C	$6,8 \leq RRC \leq 8,0$	C	$5,1 \leq RRC \leq 6,0$	C
VUOTO	D	VUOTO	D	$6,1 \leq RRC \leq 7,0$	D
$9,1 \leq RRC \leq 10,5$	E	$8,1 \leq RRC \leq 9,2$	E	$7,1 \leq RRC \leq 8,0$	E
$10,6 \leq RRC \leq 12,0$	F	$9,3 \leq RRC \leq 10,5$	F	$RRC \leq 8,1$	F
$RRC \leq 12,1$	G	$RRC \leq 10,6$	G	VUOTO	G

Figura 1.3: Valore di resistenza al rotolamento unitario a basse velocità, per i vari tipi di veicoli

Forze resistenti aerodinamiche Quando un veicolo si muove in un fluido (in questo caso gassoso) incontra una forza resistente aerodinamica F_{aero} che si oppone al moto. Essa dipende da:

- Caratteristiche del fluido: densità, viscosità
- Caratteristiche del veicolo: forma, dimensioni, superfici, assetto
- Caratteristiche del moto relativo fra fluido e veicolo: velocità

La forza aerodinamica resistente può essere calcolata mediante la seguente formula:

$$(1.7) \quad F_{aero} = C_x \cdot v^2 \cdot \rho \cdot (H \cdot L)$$

- F_{aero} = forza aerodinamica resistente
- C_x = fattore di forma adimensionale
- ρ = densità del fluido
- H, L dimensioni relative all'area frontale del veicolo
- v = velocità di avanzamento

L'andamento tipico della forza resistente aerodinamica in funzione della velocità è riportato in figura 1.4.

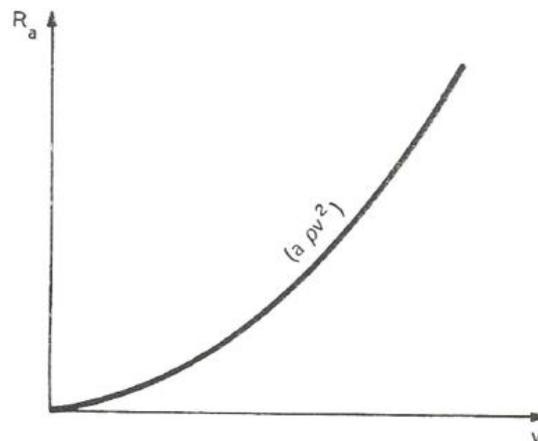


Figura 1.4: Andamento della forza resistente aerodinamica in funzione della velocità di avanzamento

Forze resistenti dovute alla pendenza La pendenza di un tracciato rappresenta il rapporto fra il dislivello e l'avanzamento orizzontale di un tratto unitario del percorso. Esso si riporta in forma percentuale.

$$(1.8) \quad i = \frac{H}{L} \cdot 100$$

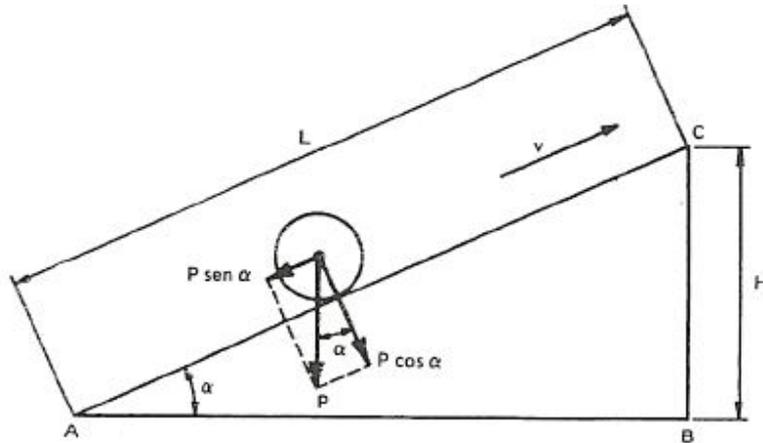


Figura 1.5: Rappresentazione schematica di un piano inclinato [11]

Il contributo della forza può essere negativo nel caso venga percorso in dal basso verso l'alto o positivo se viceversa.

$$(1.9) \quad F_{pendenza} = P \cdot \sin \alpha$$

$$(1.10) \quad \tan \alpha = \frac{H}{AB}$$

Per angoli sufficientemente piccoli vale $\tan \alpha = \sin \alpha$, quindi:

$$(1.11) \quad F_{pendenza} = P \cdot i$$

Forze resistenti dovute alla percorrenza in curva Un veicolo durante il suo utilizzo affronta tracciati con frequenti cambi di direzione. Per le normali automobili l'aggravio di richiesta di potenza durante la percorrenza in curva è solitamente trascurabile ma per i veicoli pesanti, soprattutto quelli a più assi, l'effetto è più marcato.

$$(1.12) \quad F_{curva} = r_c * P$$

La forma e la posizione dei denti sulle ruote è determinante per il loro accoppiamento. La costanza del rapporto di trasmissione è garantita solo se il profilo della dentatura assicura che la normale alle superfici coniugate dei denti nel punto P di contatto passa per il punto C di tangenza delle circonferenze primitive. Tale punto si trova sulla cosiddetta retta dei centri, che congiunge i centri di istantanea rotazione delle due ruote rispetto al telaio

Viene definito modulo m il rapporto fra il passo p fra due denti successivi (misurato sulla circonferenza primitiva) e la costante di Pitagora.

$$(1.13) \quad m = \frac{p}{\pi} = \frac{2 \cdot r}{z}$$

Con z = numero di denti.

Le ruote dentate sono compatibili, cioè possono ingranare fra loro, se e solo se hanno lo stesso modulo; possono avere una dentatura "normale" parallela all'asse di rotazione della ruota oppure "elicoidale".

Le ruote a denti dritti vanno bene per applicazioni a bassa potenza o sportive, i denti in presa reciproca sono due ed è sempre presente del gioco e per questo sono meno affidabili ma più facili ed economiche da costruire.

Le ruote dentate a denti elicoidali sono più complesse da costruire grazie alla geometria hanno un ingranamento più dolce e una superficie di contatto maggiore, quindi sono decisamente più affidabili e silenziose. Tutte le trasmissioni per potenze elevate sono basate su quest'ultimo tipo di ruote.



Figura 1.7: Confronto fra ruote a denti dritti (sinistra) e a denti elicoidali (destra)

1.2.2 Rotismi ordinari

Un rotismo è un sistema cinematico composto da più ruote in presa fra di loro ed è definibile *ordinario* se gli assi delle ruote sono fissi rispetto al telaio.

Un ingranaggio semplice è composto da una coppia di ruote dentate in presa fra di loro ed esse possono girare attorno al proprio asse.

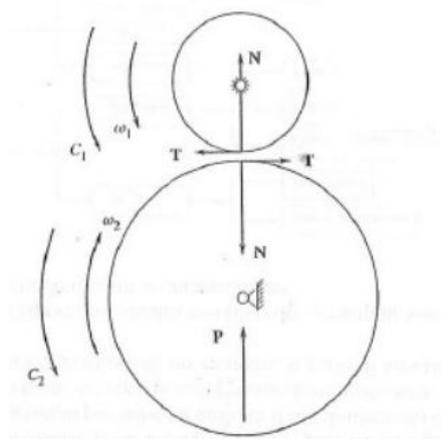


Figura 1.8: Schema semplificato di un ingranaggio

Vengono definiti con il suffisso "in" i parametri relativi alla ruota motore e con il suffisso "out" i parametri relativi alla ruota condotta. La velocità periferica v_p delle due ruote in presa fra di loro in assenza di slittamento è la stessa, quindi:

$$(1.14) \quad v_p = \omega_{in} \cdot r_{in} = \omega_{out} \cdot r_{out}$$

Dalla quale si può facilmente ricavare il rapporto di trasmissione τ :

$$(1.15) \quad \tau = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \frac{T_{out}}{T_{in}} = \frac{r_{out}}{r_{in}}$$

- ω velocità di rotazione degli alberi
- T momento torcente agli alberi
- r raggio della circonferenza primitiva della ruota dentata

Saranno definiti in tal modo tutti i rapporti di trasmissione in questa trattazione.

1.2.3 Rotismi epicicloidali

Il rotismo epicicloidale si differenzia da un rotismo classico per il fatto che gli assi di alcune sue ruote non sono fissi a telaio. Esso è composto da:

- Un anello esterno (ring gear)
- Delle ruote satellite (planet gear)
- Una struttura portasatelliti (carrier)
- Una ruota solare (sun gear)

Gli elementi sono schematizzati in figura 1.9

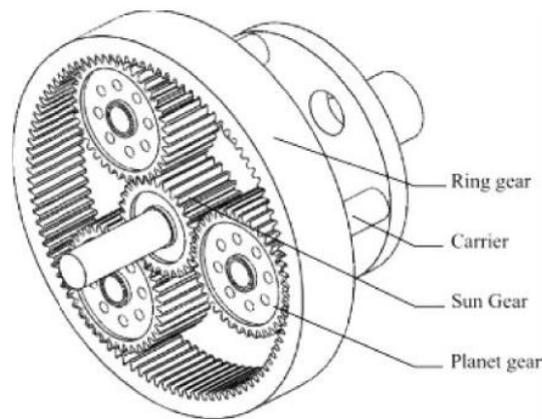


Figura 1.9: Schema di un rotismo epicicloidale

I satelliti sono normalmente due o più, spazati fra loro in modo equidistante, così da equilibrare internamente al meccanismo le forze di repulsione generate dalla geometria dei denti. Un rotismo epicicloidale possiede tre gradi di libertà generando così fino a sette rapporti di trasmissione a seconda dell'input che si sceglie e dall'elemento che si viene a bloccare, ma è difficilmente realizzabile per via dei complessi meccanismi richiesti. Pertanto nella pratica con un rotismo epicicloidale si ottengono due diversi rapporti di trasmissione. Se se ne vuole ottenere un numero maggiore si devono mettere in successione più rotismi opportunamente collegati.

1.3 Layout di una generica trasmissione

La trasmissione ha il compito di tramettere la potenza dal motore alle ruote, con la maggiore efficienza possibile.

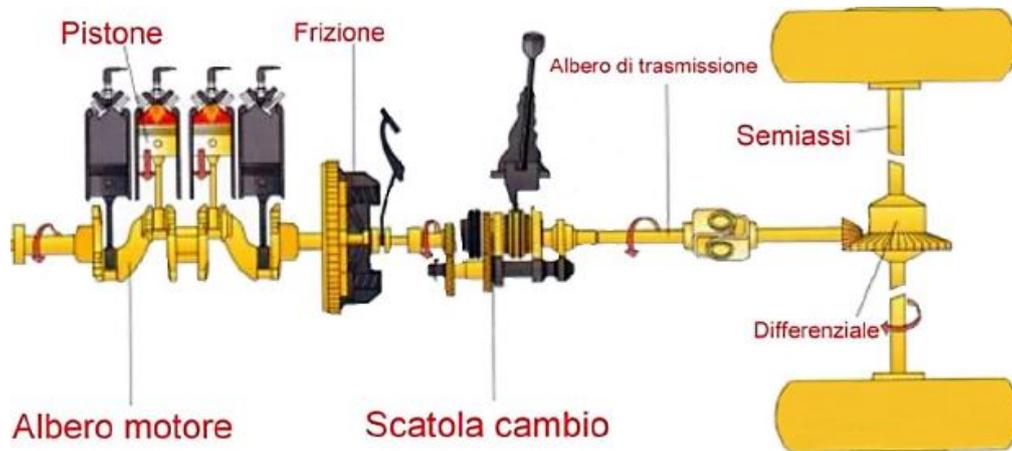


Figura 1.10: Layout completo di una generica trasmissione per veicoli

Il layout della trasmissione è determinato dal tipo di trazione del veicolo, che può essere:

- a trazione anteriore
- a trazione posteriore
- a trazione integrale

Nelle configurazioni più compatte come quelle a trazione anteriore quasi tutti i dispositivi (cambio, differenziale) sono collocati dentro un unico carter a favore di compattezza, peso e semplicità in fase di montaggio. Per layout a trazione posteriore una serie di giunti e alberi devono trasmettere il moto dal cambio al differenziale. Per i veicoli a trazione integrale la soluzione è ancor più complessa in quanto essi richiedono, oltre a tutti gli organi di trasmissione degli altri layout, un ulteriore dispositivo per ripartire la coppia fra asse posteriore e asse anteriore.

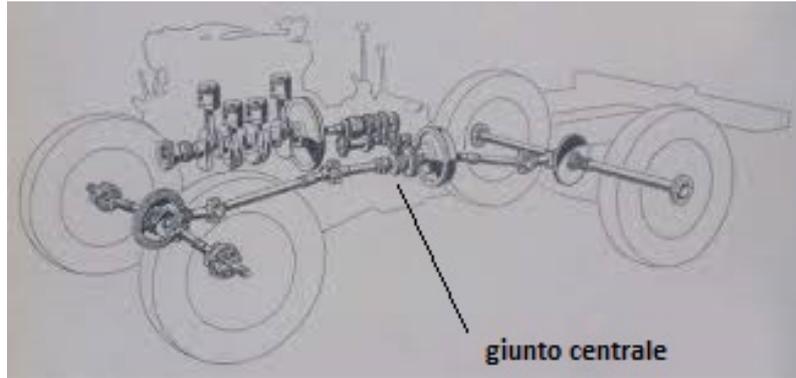


Figura 1.11: Layout generico di una trazione integrale

La distribuzione fra i due assi può essere fatta con:

- differenziale centrale: analogamente al differenziale classico, esso distribuisce il moto ad entrambi gli assi permettendo un regime di rotazione diverso fra loro, utile a recuperare differenze dovute al consumo non omogeneo degli pneumatici o al cambio di pendenza stradale. Senza di esso la trasmissione sarebbe molto più stressata e con necessità maggiore di interventi. Questa è una trasmissione integrale permanente, non disinseribile.
- distributore meccanico: un semplice dispositivo a ingranaggi che si attiva solo in caso di necessità (ad esempio per scarsa aderenza al suolo). Quando il distributore non è attivato la coppia viene dirottata su di un solo asse (anteriore o posteriore) per favorire consumi e prestazioni.

1.4 Trasmissione di potenza per veicoli

1.4.1 Funzione del cambio

Se fra motore termico e ruote ci fosse un rapporto di trasmissione unico il veicolo sarebbe in grado di sfruttare la potenza massima del motore $P_{ice,max}$ solo in corrispondenza di una velocità V_1^I come visibile in 1.12.

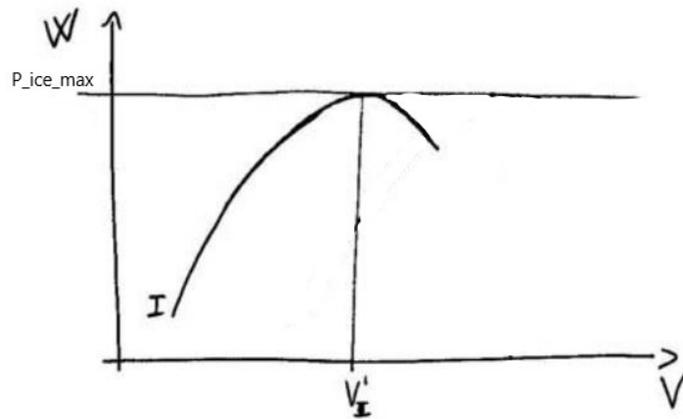


Figura 1.12: Curva della potenza disponibile nel caso di un singolo rapporto[11]

Il cambio serve a poter sfruttare la potenza massima del motore nel maggior numero di situazioni possibili, aumentando l'efficienza del veicolo. Come si può notare dal grafico in figura 1.13 anche avendo una trasmissione a più rapporti non si potrà mai utilizzare il motore al massimo della sua potenza in tutte le occasioni.

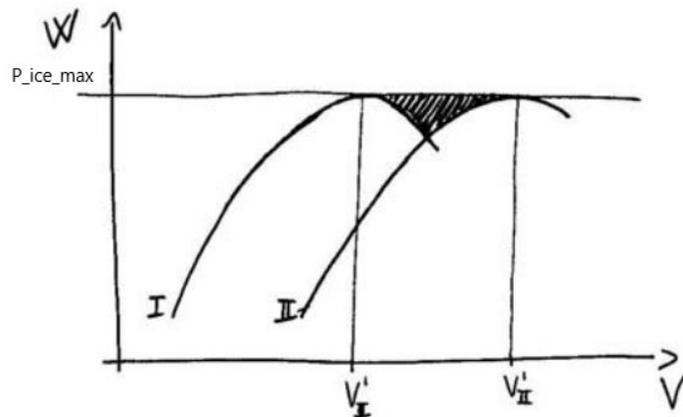


Figura 1.13: Curva della potenza disponibile nel caso di un due rapporti[11]

Data una certa potenza del motore termico, la forza F_d disponibile al punto di contatto fra ruota e terreno sarà una funzione iperbolica decrescente con l'aumentare della velocità, con un limite superiore imposto dalla forza massima applicabile in determinate situazioni di attrito. La forza resistente F_r è anch'essa una funzione iperbolica, crescente con l'aumentare della velocità. La forza resistente e la forza disponibile si incrociano nel punto S che rappresenta la condizione di funzionamento a regime. Il punto S viene definito *stabile* perché:

- Ad un aumento della forza resistente il veicolo tenderà a rallentare, tornando al punto di equilibrio S .
- Ad una diminuzione del carico la curva della forza disponibile si trova al di sopra di quella richiesta e il veicolo accelera tornando all'equilibrio S .

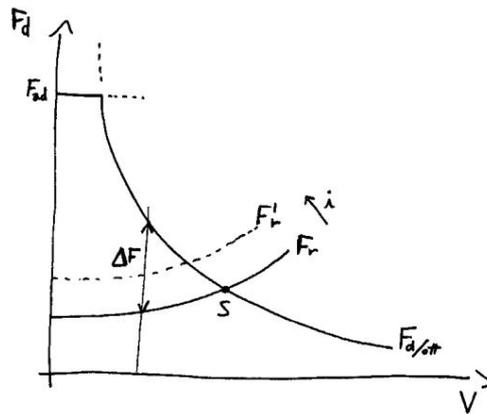


Figura 1.14: Andamento della forza disponibile e resistente alla ruota[11]

Se nello stesso grafico di 1.14 possiamo inserire anche la curva caratteristica del motore termico ad un determinato rapporto di trasmissione e si ottiene 1.15.

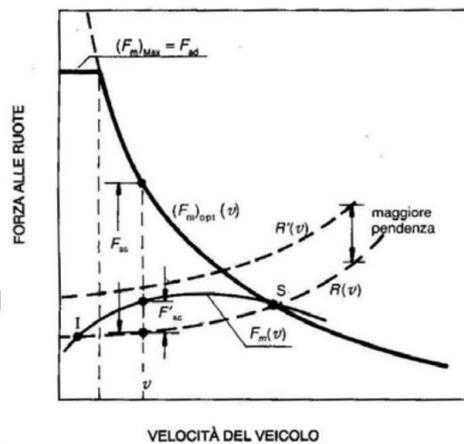


Figura 1.15: Andamento della forza disponibile e resistente alla ruota con la forza resa disponibile dal motore ad un determinato rapporto di trasmissione[11]

Osservando il grafico 1.15 si nota che solo il tratto a destra del punto di massima forza disponibile $F_m(v)$ è da considerarsi stabile. Quando ci troviamo a sinistra di tale punto il funzionamento è instabile: una diminuzione della velocità determina che

il carico resistente sia maggiore della forza disponibile. Anche un aumento del carico al valore R^I sarebbe fatale, arrestando il veicolo. La soluzione è quindi aumentare il numero di rapporti, generando una serie di n iperboli (rappresentanti la forza disponibile alla ruota) quanti sono i rapporti di trasmissione. L'involuppo delle curve di forza disponibile tanto più si avvicina alla forza ottimale F_d tanto migliore sarà il funzionamento del veicolo in tutte le situazioni di utilizzo. Le zone comprese fra la curva di forza ottimale e quelle della forza disponibile ad una determinata marcia determinano aree di funzionamento non raggiungibili con quella configurazione.

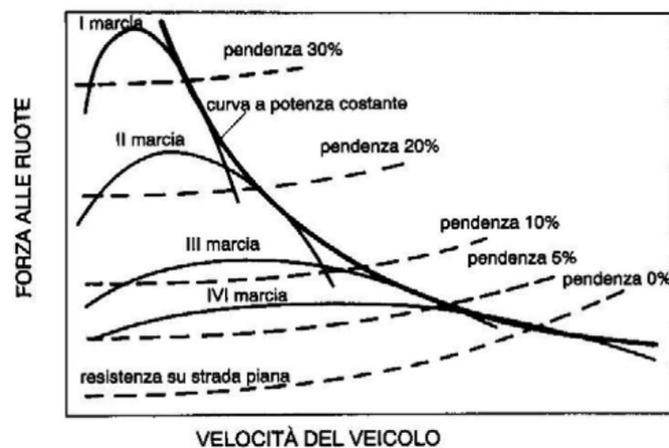


Figura 1.16: Andamento delle forze disponibili con la configurazione di un cambio a n-rapporti[11]

1.4.2 Elementi della trasmissione

La frizione meccanica

La frizione permette di disaccoppiare l'albero di trasmissione proveniente dal motore dal gruppo cambio togliendo così il carico e permettendo il cambio di marcia. Lo schema tipico della frizione si compone di due dischi di materiale sinterizzato: uno collegato all'albero motore (*disco conduttore*) e uno all'albero in entrata al cambio (*disco condotto*). La variazione della distanza del disco conduttore dal disco condotto permette di variare la pressione di contatto fra i dischi. L'elemento che si occupa di applicare la necessaria forza sui dischi di frizione attraverso un piatto spingidisco è la molla. In origine le molle erano di tipo elicoidale ma poi, per motivi di affidabilità e durevolezza, si è passati alle molle a tazza. Il pedale della frizione, attuato dal

conducente attraverso un cavo metallico, si occupa di distanziare i dischi fra loro opponendosi alla forza della molla.

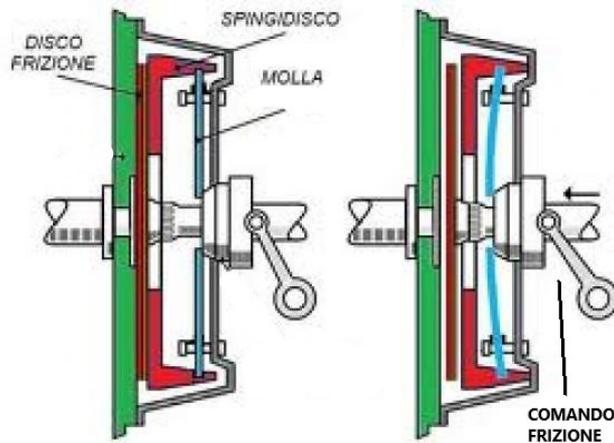


Figura 1.17: Schema di una frizione classica

Per evitare dannosi strattoni durante il funzionamento della frizione, all'interno del disco condotto è presente il dispositivo parastrappi. Nei motori Diesel, caratterizzati da inerzie e coppie elevate anche a bassi regimi, il parastrappi è sostituito dal volano bi-massa.

Il grande vantaggio della frizione è permettere una trasmissione della coppia motore anche a velocità relative fra gli alberi differenti, garantendo così una fase transitoria graduale durante le partenze e i cambi di marcia. Permette inoltre al conducente di separare il motore dal resto della trasmissione lasciando acceso il veicolo anche a velocità nulla.

La frizione automatica

I meccanismi di frizione automatici provvedono al graduale innesco o disinnesco del moto all'albero condotto senza alcun intervento richiesto da parte del conducente.

Esse possono essere:

- ad azionamento elettromagnetico (tipo *Ferlec*)
- ad azionamento elettropneumatico (tipo *Saxomat*)

Tipo *Ferlec* Lo schema costruttivo della frizione automatica di tipo *Ferlec* è riportata in figura 1.18.

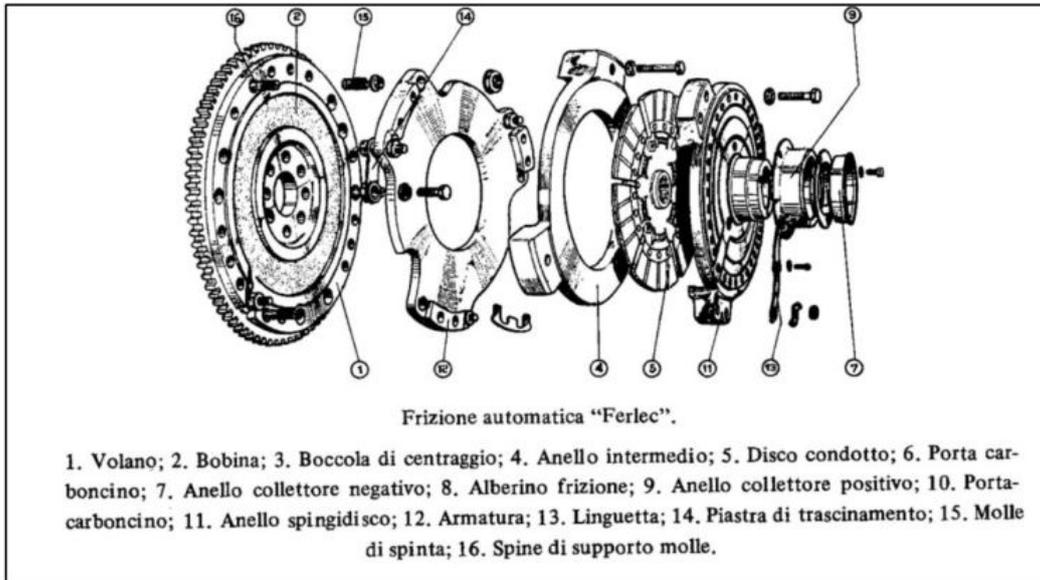


Figura 1.18: Schema della frizione automatica tipo *Ferlec*

Lo schema meccanico della frizione è lo stesso di una frizione classica ad azionamento a filo. Il movimento dello spingidisco in questa frizione è dato però da una coppia di potenti magneti che attraggono lo spingidisco verso il disco di frizione, omogeneizzando il moto dei due. L'avvicinamento dei dischi viene reso graduale inserendo nel circuito elettrico una serie di resistenze. Il rilascio della frizione è a carico di una serie di molle che allontanano i dischi. L'elettromagnete che si occupa di attrarre lo spingidisco è ospitato all'interno del volano. Esso viene alimentato dall'esterno tramite una coppia di spazzole in grafite che permettono il passaggio di corrente dallo statore al rotore (il volano stesso).

Tipo *Saxomat* La schema della frizione *Saxomat* è visibile in figura 1.19.

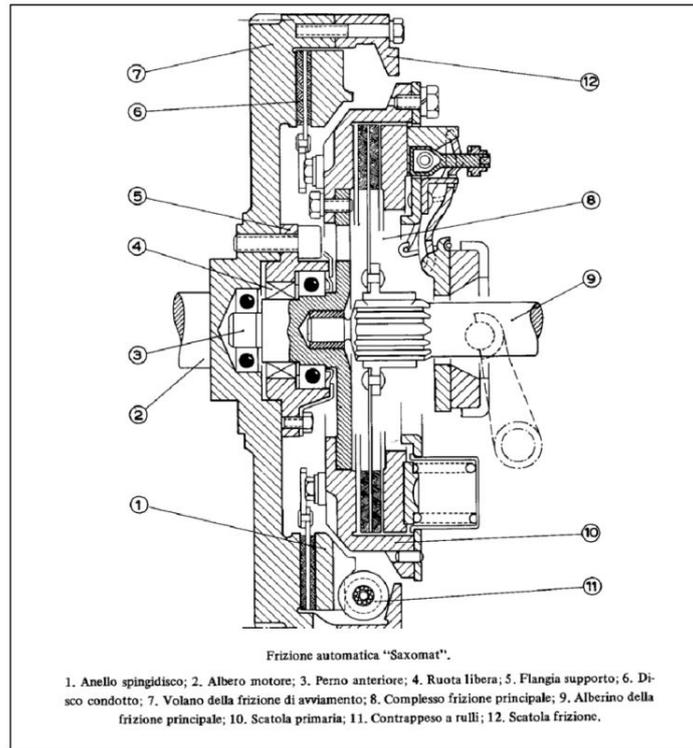


Figura 1.19: Schema della frizione automatica tipo *Saxomat*

Essa è costituita di due frizioni, una frizione principale a comando pneumatico e una seconda in serie a funzionamento centrifugo. La frizione centrifuga, detta "di avviamento", al variare del numero di giri del motore permette al veicolo un avviamento graduale. Le masse montate in periferia del rotore all'aumentare dei giri vengono spinte all'esterno dalla forza centrifuga rendendo solidale il moto dei dischi e delle molle opportunamente tarate consentono a tali masse di tornare in posizione. La frizione a comando pneumatico, detta "principale", ha la medesima struttura di una frizione meccanica classica. Si differenzia da essa perché il comando dello spingidisco non è più collegato al pedale della frizione, ma bensì elettro-comandato attraverso un circuito pneumatico ed una elettrovalvola. Essa occupa del cambio di marcia, un sensore sulla leva del cambio, al momento dell'innesto della marcia, fa staccare la frizione principale per permettere il cambio di rapporto, per poi riprendere il normale funzionamento.

Il giunto idraulico

Il giunto idraulico a riempimento costante è un dispositivo che consente di trasmettere la coppia collegando e scollegando automaticamente l'albero di ingresso e di uscita a seconda della velocità relativa fra i due. Esso è composto da una pompa (sull'albero in ingresso), una turbina (sull'albero di uscita) e un disco di contenimento. Il disco di contenimento, che ha al suo interno pompa e turbina, è riempito d'olio.

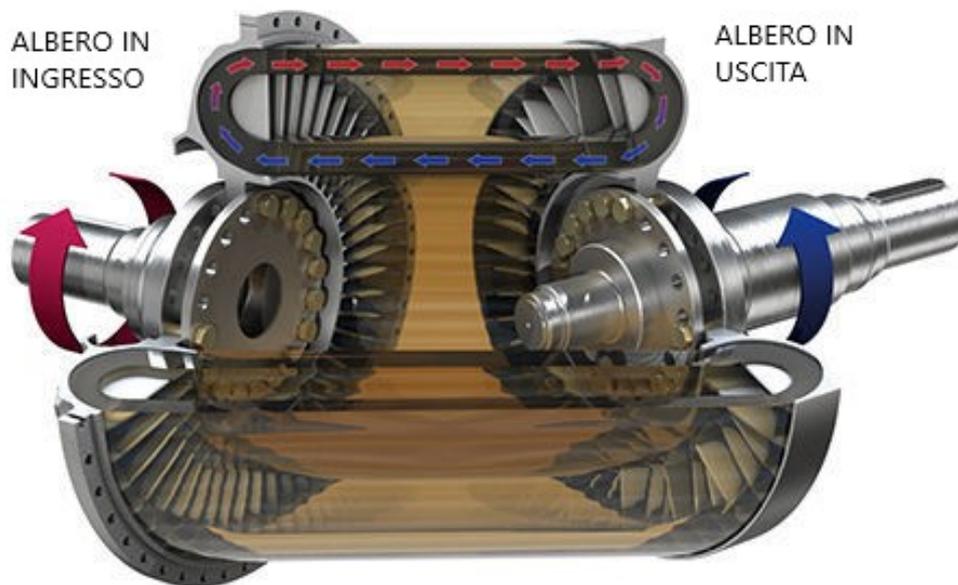


Figura 1.20: Schema del giunto idraulico, fonte *Voith Turbo*

La forza centrifuga spinge l'olio verso l'esterno, attraversando la turbina. Essa assorbe l'energia ceduta all'olio e la trasforma in moto rotatorio. Il sistema funziona solo se c'è scorrimento S , cioè differenza fra velocità di rotazione fra i due alberi. Se così non fosse la coppia non verrebbe trasmessa all'albero in uscita.

$$(1.16) \quad S = \frac{\omega_{pompa} - \omega_{turbina}}{\omega_{pompa}}$$

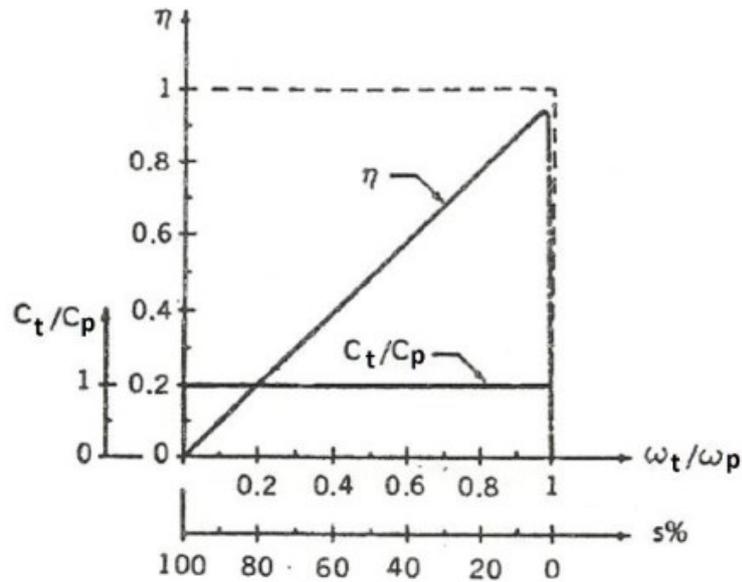


Figura 1.21: Rendimento del giunto idraulico

Come visibile da grafico in figura 1.21 il rendimento massimo si ottiene per $\frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} = 0.97$ perché la condizione di $S = 0$ non porterebbe ad alcun trasferimento di coppia. Il giunto idraulico può sostituire la frizione ma a differenza di essa a motore fermo esso non è in grado di trasferire coppia e quindi di sfruttare l'effetto di "bloccaggio" tipico dei veicoli con trasmissione classica.

Il convertitore di coppia

Il convertitore di coppia costruttivamente è molto simile al giunto idraulico, la differenza consiste nella presenza, fra pompa e turbina, di uno statore. Questo accorgimento permette al sistema di essere più efficiente a regimi di rotazione dell'albero di uscita bassi.

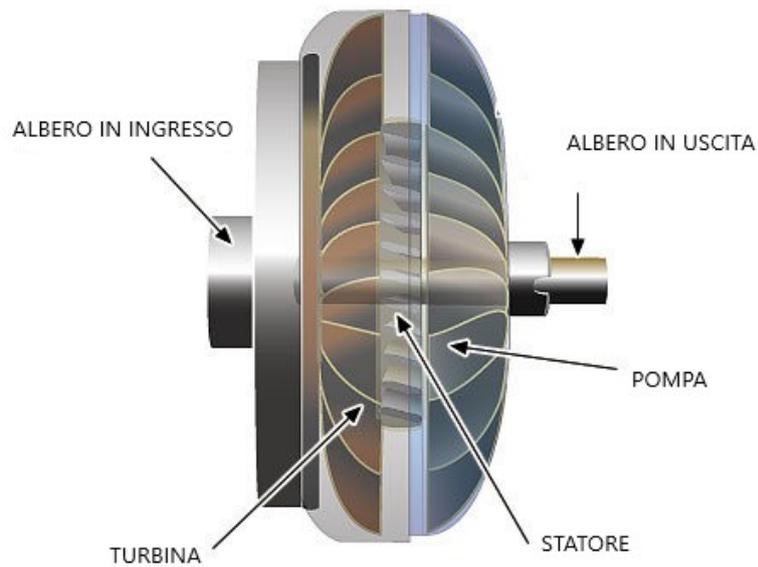


Figura 1.22: Schema costruttivo del convertitore di coppia

Il fluido, spinto all'esterno dalla forza centrifuga nello stadio di pompaggio, entra nella turbina per uscire poi al centro del sistema. Qui lo statore re-indirizza il fluido cosicché esso incida sulle pale della pompa con un angolo migliore.

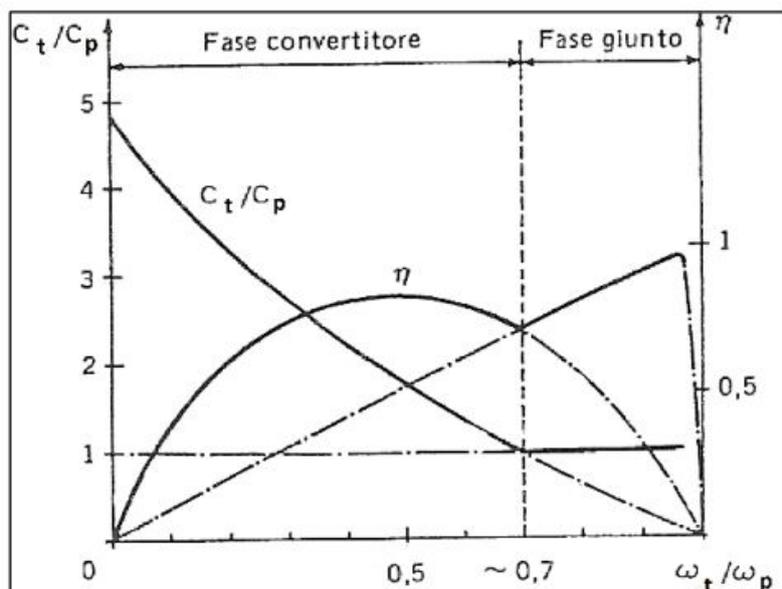


Figura 1.23: Grafico del rendimento e del trasferimento di coppia in un convertitore di coppia

Grazie alla presenza dello statore questo dispositivo in una prima fase, dove le

velocità di rotazione degli alberi sono molto differenti ($\frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} < 0.7$) il convertitore di coppia è in grado di moltiplicare la coppia in ingresso. Quando $\frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} > 0.7$ il moto viene trasmesso come nel giunto idraulico. Si noti dalla figura 1.23 che quando il dispositivo si trova nella zona con $\frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} > 0.7$ il rendimento cala drasticamente. Per ovviare a questo problema si installa, parallelamente al convertitore, una frizione di *Lock Up*. Essa, una volta che l'albero in ingresso ed in uscita ruotano a velocità uguali, li collega rigidamente escludendo il convertitore di coppia e aumentando il rendimento della trasmissione. Il sistema è totalmente automatico e non richiede l'intervento del guidatore.

1.4.3 Le trasmissioni manuali

La trasmissione manuale, tradizionalmente nota come cambio ad ingranaggi ad n-rapporti, si basa sull'apporto energetico umano per le fasi di innesto/disinnesto frizione e cambio di marcia. Il solo comando della persona alla guida definisce il sincronismo fra le operazioni necessarie per il cambio di rapporto e, prendendo in esempio il caso specifico del veicolo pesante, tale operazione avviene spesso avendo questo tipo di mezzi fino a 32 rapporti. Il cambio è l'insieme di meccanismi e ruote dentate che collega il motore al resto della trasmissione, permette la selezione del corretto rapporto a seconda della velocità e del carico in quel momento agente sul veicolo. Esistono tre principali categorie di cambi manuali:

- cambi manuali non sincronizzati
- cambi manuali sincronizzati
- cambi manuali sequenziali

Elementi fondamentali per il funzionamento del cambio sono la frizione, che permette di isolare il cambio dal motore e il sincronizzatore che garantisce un cambio di marcia fluido e senza impuntamenti.

Il sincronizzatore

Negli odierni cambi a più marce il sincronizzatore è un dispositivo normalmente presente, ma nel passato non è sempre stato così. Durante la marcia del veicolo gli alberi portanti le ruote dentate all'interno del cambio ruotano ad una certa velocità, determinata dal rapporto di trasmissione in quel momento utilizzato. Nel momento del cambio di marcia la frizione toglie il moto dall'albero in ingresso, mentre gli altri alberi continuano a girare. Senza il sincronizzatore il dispositivo calettato che si occupa di connettere la ruota dentata all'albero motore si trova a dover connettere assieme due organi rotanti a velocità diverse. Il sincronizzatore è un dispositivo intermedio fra albero motore e ruota condotta che aiuta la fase di innesco della marcia diminuendo gradualmente la velocità relativa fra di essi.

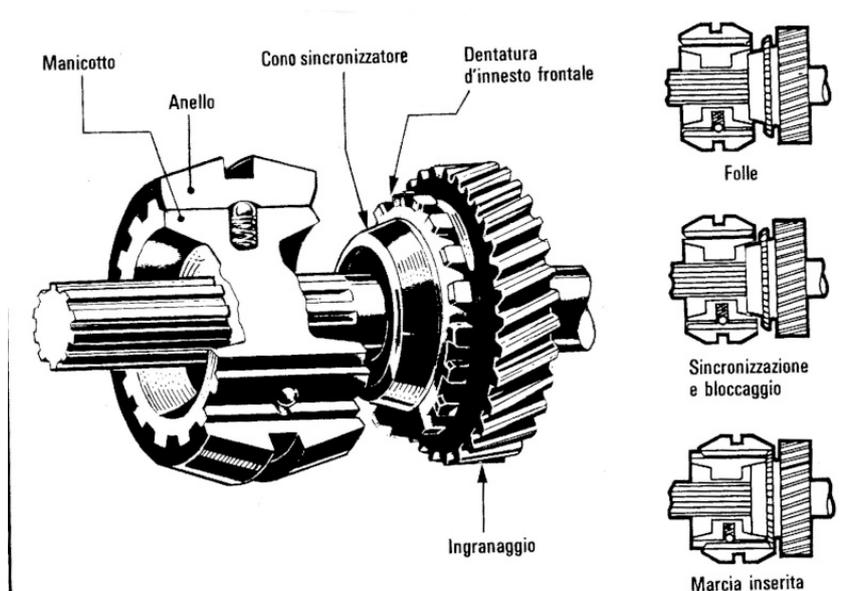


Figura 1.24: Schema di funzionamento del sincronizzatore

Normalmente tutti i rapporti degli automezzi sono sincronizzati, mentre la retromarcia non sempre lo è, rendendo necessario l'arresto completo del veicolo prima di poterla inserire.

Funzionamento del cambio manuale

Il cambio manuale standard, sia esso per automobili o per veicoli pesanti, è costituito da un albero primario in ingresso proveniente dal motore termico ed un albero

secondario in uscita che va al differenziale. Sull'albero secondario sono calettate in modo rigido tante ruote dentate quanti sono i rapporti disponibili del cambio. Sull'albero primario sono infilate, ma normalmente libere di ruotare, le ruote dentate in presa con quelle calettate sull'albero secondario. A fianco di ognuna di queste ruote dentate è presente il dispositivo sincronizzatore.

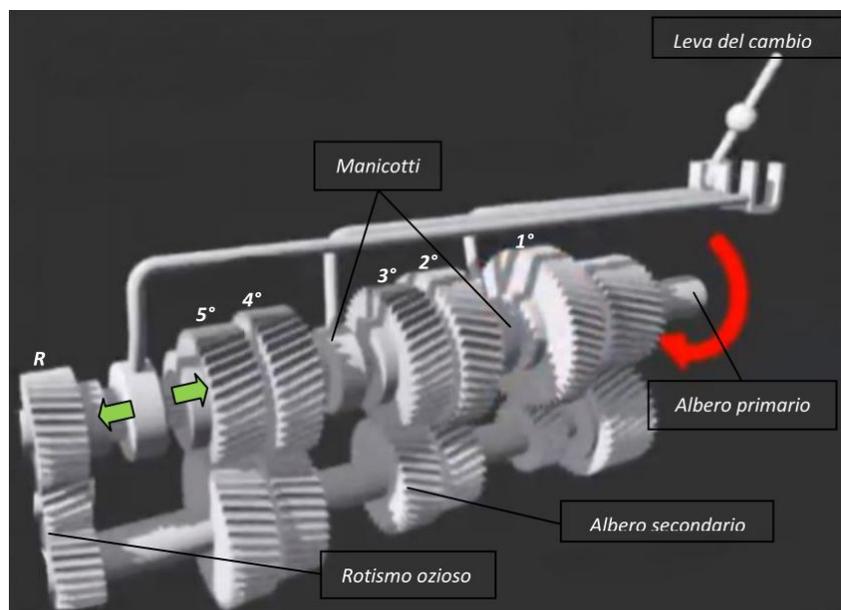


Figura 1.25: Schema costruttivo del cambio

Delle aste, comandate dalla leva del cambio, si occupano di muovere un manicotto dentato internamente che mette in comunicazione l'albero primario con la ruota dentata corrispondente alla marcia in quel momento selezionata. La retromarcia viene gestita allo stesso modo delle altre marce ma il moto all'albero secondario viene invertito tramite un rotismo ozioso visibile in figura 1.25.

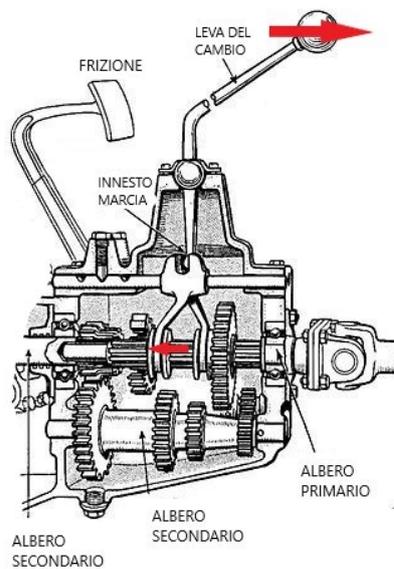


Figura 1.26: Schema di funzionamento del cambio

Il guidatore quindi, al momento del cambio di marcia, disinnesta la frizione così da togliere carico al cambio. Tira poi la leva del cambio verso la marcia da selezionare che attraverso un meccanismo di tiranti e puntoni sposta il manicotto verso il sincronizzatore della marcia in selezione. Quest'ultimo, premuto contro la ruota in selezione che sta girando trascinata dal moto dell'albero secondario, riduce la differenza di velocità fra i due organi (ruota in selezione e albero primario) uniformandole fino a permettere l'ingresso completo della marcia.

Esistono nella pratica tre layout principali per la costruzione di un cambio manuale, a seconda della disposizione del motore termico e della trasmissione nel veicolo:

- cambio in cascata o *single stage*: particolarmente adatti a vetture a trazione anteriore e motore anteriore.
- cambio a contralbero o *dual stage*: l'albero in ingresso e quello in uscita sono sullo stesso asse e quindi ha una disposizione ottima per vetture con motore anteriore longitudinale e trazione posteriore.
- cambio a contralberi o *multi-stage*: adatte a vetture a trazione anteriore e motore trasversale, la configurazione con più contralberi permette di ridurre

ingombri e ottimizzare il design del gruppo cambio-motore.

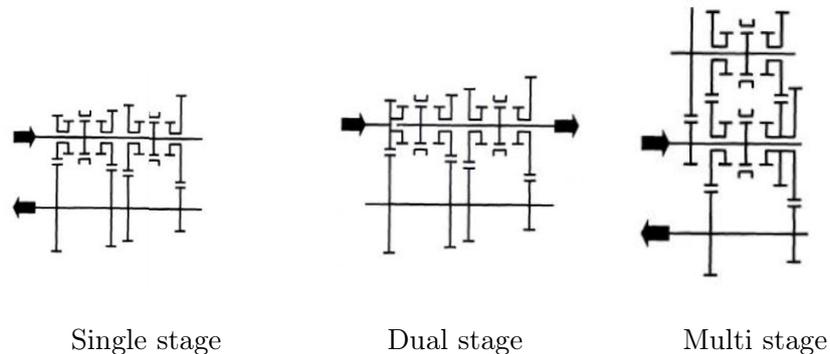


Figura 1.27: Layout interno delle trasmissioni manuali

Esempio: Eaton Fuller RT09513

Si prende come esempio un cambio manuale a 13 rapporti avanti del produttore "Eaton", non sincronizzato e dotato di presa di potenza. Il meccanismo, visibile in figura 1.28 è composto da una sezione principale (2) contenente le quattro marce principali azionate meccanicamente dall'autista e una scatola ausiliaria (3) contenente una ulteriore riduzione o moltiplicazione del moto in ingresso comandata pneumaticamente. Tutti gli ingranaggi sono a denti dritti.

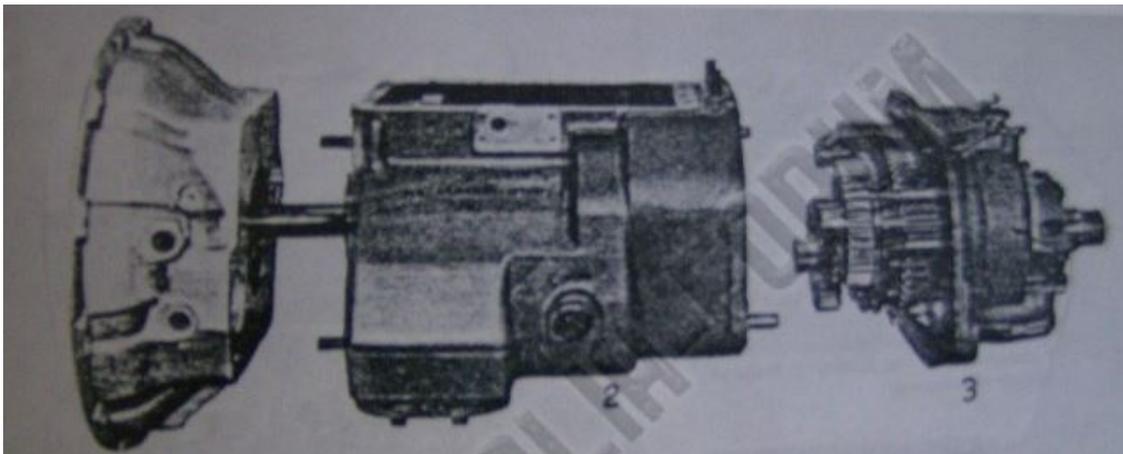
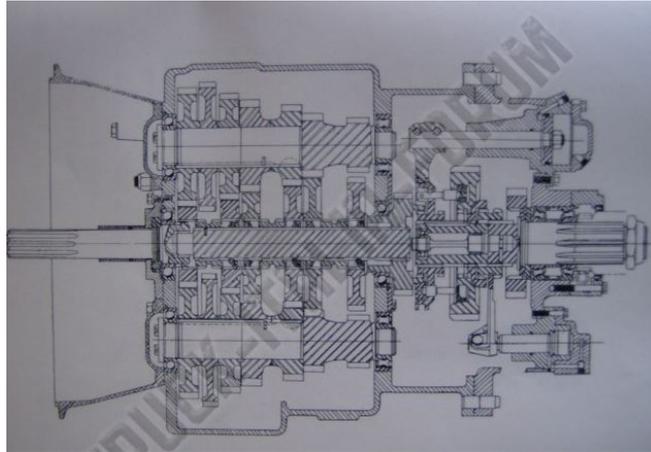


Figura 1.28: Vista esterna dell'unità RT09513

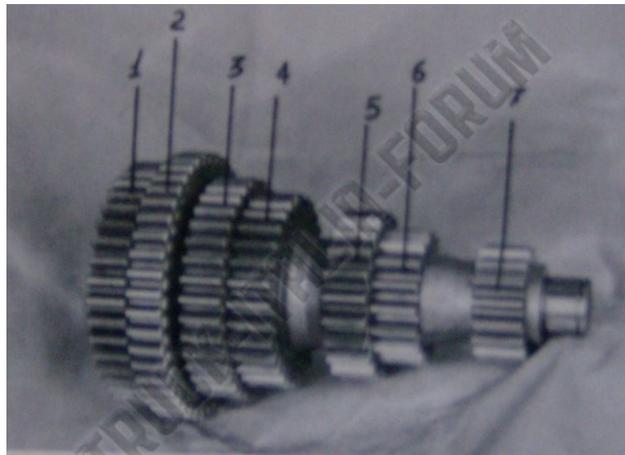
Il codice del produttore indica i dati costruttivi fondamentali del cambio:

- R: *Roadranger transmission*, impiego per trasporti pesanti

- T: composto di due alberi ausiliari
- O: con *overdrive*
- 95: coppia massima in ingresso di $950\text{ft} \cdot \text{lb}$
- 13: numero di marce avanti



sezione dell'unità RT09513



Particolare del contralbero

Figura 1.29: Layout interno dell'unità RT09513

In figura 1.29 sono ben visibili i due contralberi, costruzione utile a dividere il carico (e quindi ridurre di dimensioni). In pratica il cambio si compone di quattro marce principali, a valle delle quali un ulteriore cambio si occupa di generare altre tre serie di rapporti. In più è presente un "*primino*" per partenze su pendenze elevate o con carichi molto alti e la retromarcia. Le quattro marce principali non

sono sincronizzate, mentre la il passaggio fra i rapporti della scatola ausiliaria è sincronizzato, sia a salire che a scendere. Il guidatore ha a disposizione il comando visibile in figura 1.30 composto da:

- Una leva di preselezione per scegliere fra marce normali, ridotte o moltiplicate
- Un pomello con quattro posizioni per scegliere fra le quattro marce principali, il primino e la retromarcia

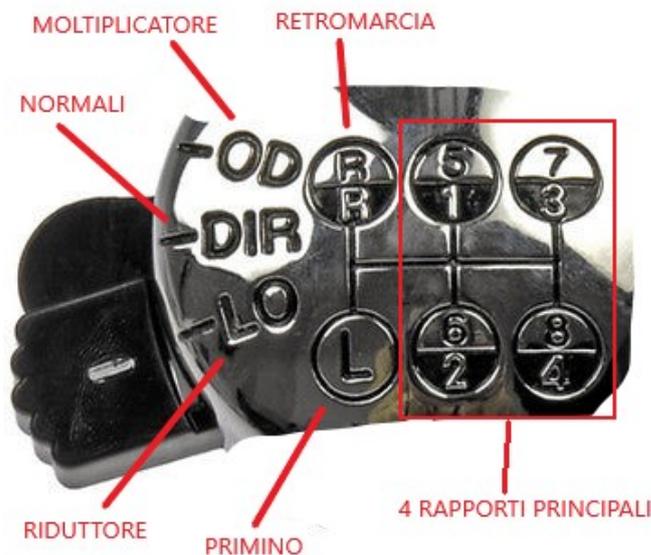


Figura 1.30: comando dell'unità RT09513

La scala di rapporti che genera questo cambio è articolata e permette di fare avanzare il veicolo in ogni condizione di carico. Il suo utilizzo però non è per niente banale, l'assenza del sincronizzatore richiede una certa abilità per il cambio di marcia, che se non viene effettuato in tempi sufficientemente brevi, può portare all'arresto del mezzo. L'ordine delle marce è visibile in tabella , verranno indicate con 1, 2, 3, 4 in numero di marcia, con *R*, *D*, *O* la posizione del selettore rispettivamente per riduttore, normale, moltiplicatore. La retromarcia(*RM*) e il primino (*L*) sono selezionabili solo in posizione *R*.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
L	1 R	2 R	3 R	4 R	1 D	1 O	2 D	2 O	3 D	3 O	4 D	4 O	RM

Tabella 1.1: Eaton Fuller RT09513: combinazione delle leve per ottenere il rapporto utile.

1.4.4 Le trasmissioni semiautomatiche

Trasmissioni robotizzate

Le trasmissioni semi-automatiche o robotizzate si differenziano da quelle manuali per la possibilità rendere automatiche alcune o tutte le fasi della cambiata, ad esempio lasciando al guidatore la decisione di cambiare marcia ma rendendo automatico il disinnescamento e l'innescamento della frizione per il cambio marcia. Sullo stesso schema di funzionamento possono nascere due tipi di trasmissione:

- trasmissione semi-automatizzata
- trasmissione automatizzata

Questo tipo di trasmissioni sono direttamente derivate dalle trasmissioni manuali, con le quali hanno in comune lo schema meccanico composto dagli alberi in ingresso ed in uscita e dalle coppie di ruote dentate.

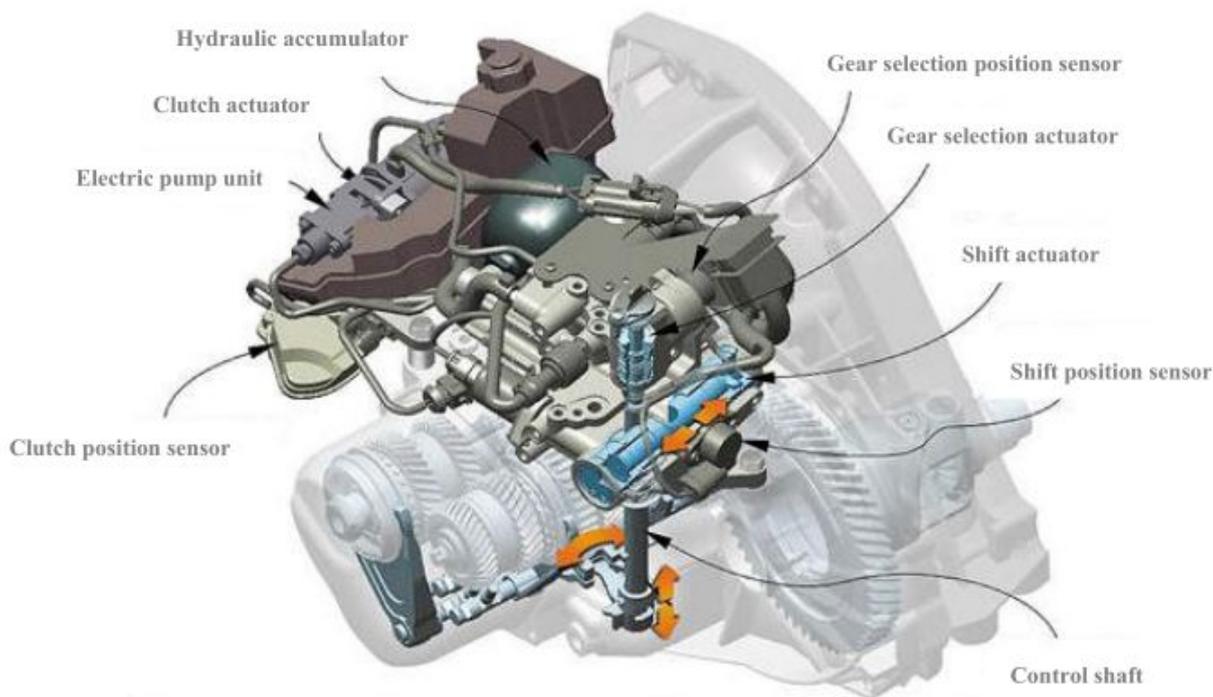


Figura 1.31: un esempio di cambio robotizzato del gruppo *Renault*

Per far sì che la trasmissione possa essere controllata da una centralina su cambio viene montato un sistema di attuatori e sensori che si occupano di far avvenire il cambio marcia. Inoltre la frizione deve essere di tipo automatico controllare anch'essa dalla centralina. Gli attuatori che controllano il cambio possono essere:

- attuatori idraulici: più veloci nel cambio rapporto, ma il sistema è generalmente più pesante
- attuatori elettrici: molto leggeri, meno costosi ma meno veloci

Da un punto di vista energetico i cambi semi-automatici sono efficienti tanto quanto una trasmissione manuale, l'energia assorbita dal meccanismo che si occupa del cambio marcia è molto bassa se paragonata a quella erogata dal motore termico. Inoltre il cambio di marcia risulta molto più veloce se confrontato al cambio di marcia effettuato dal guidatore e quindi anche l'erogazione di potenza alle ruote sarà più continua. Il tempo di cambiata sui mezzi pesanti è un parametro molto importante perché, essendo dotati di molti rapporti, un cambio marcia mal eseguito può portare all'arresto del veicolo in situazioni particolarmente gravose.

Le trasmissioni semi-automatiche in genere permettono una duplice modalità di funzionamento. Nella modalità semi-automatica è il conducente del mezzo a decidere che rapporto inserire, lasciando alla centralina il compito di effettuare effettivamente il cambio marcia. Nella modalità totalmente automatica la centralina gestisce l'intero gruppo cambio decidendo il momento più opportuno per il cambio marcia a seconda delle condizioni di moto.

Esempio: Volvo I-Shift Dual-Clutch Nella Formula 1, attorno alla metà degli anni '80 si è cercato di applicare al cambio un sistema in grado di minimizzare il tempo necessario per effettuare il cambio di marcia. Allora Ferrari introdusse il cambio a doppia frizione, e grazie ad esso le prestazioni della vettura migliorarono molto.

La trasmissione I-Shift riprende lo stesso concetto, adeguandolo ad utilizzi ben più gravosi. Esso infatti può gestire fino a $2800Nm$ in ingresso e potenze fino a $550cv$.

La trasmissione è composta da due gruppi cambio, montati in parallelo rispetto alla linea di trasmissione. Su un totale di dodici rapporti le marce 1, 3, 5, 7, 9, 11 sono montate sul primo gruppo, mentre le restanti 2, 4, 6, 8, 10, 12 sul secondo gruppo. Alla partenza il selettore di marcia carica il rapporto 1 nel primo gruppo e il rapporto 2 nel secondo.



Figura 1.32: Cambio I-Shift, selezione della prima marcia *Renault*

La frizione primaria permette al veicolo di partire con il rapporto 1. Nel momento

del cambio marcia semplicemente viene innescata la frizione 2 e disinnescata la frizione 1.



Figura 1.33: Cambio I-Shift, selezione della seconda marcia *Renault*

Nel frattempo il selettore di marcia provvede a preselezionare il rapporto 3 nel gruppo 1. Così procedendo si ottiene una ottima progressione del moto come visibile in figura 1.34.

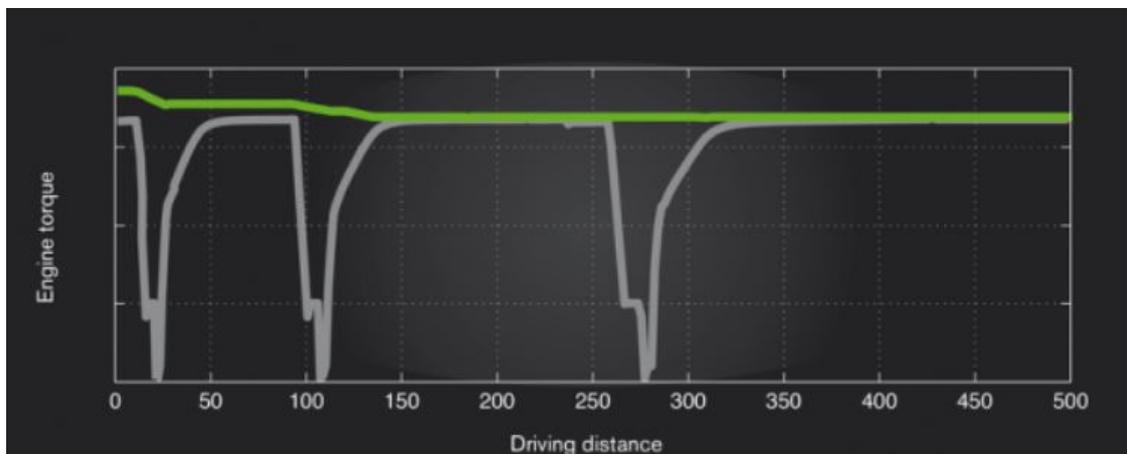


Figura 1.34: Cambio I-Shift, coppia erogata, confronto fra Ishift (verde) e cambio manuale (grigio) fonte <http://www.camionsupermarket.it>

Una apposita centralina si occupa di gestire ed ottimizzare i cambi marcia a seconda della parzializzazione dell'acceleratore e del carico alla ruota. Il dispositivo è dotato di due modalità:

- Manuale: per situazioni particolarmente gravose o di manovra, il conducente vuole avere il massimo controllo. I tempi di cambiata sono di circa 1,4 secondi.

- Automatico: per la guida normale, situazione di massimo riposto per il conducente e di massima efficienza per il veicolo. I tempi di cambiata sono di circa 0,9 secondi.

1.4.5 Le trasmissioni automatiche

Le trasmissioni automatiche sono in grado di fornire il rapporto di trasmissione adeguato alla situazione in modo totalmente autonomo. Essi si possono dividere in due sottogruppi:

- trasmissioni automatiche discrete: il numero di rapporti di trasmissione è definito.
- trasmissioni automatiche continue: il numero di rapporti di trasmissione è "infinito", compreso fra due valori limite.

Trasmissioni automatiche discrete

Esse sono comparabili ai cambi robotizzati, con la differenza che non hanno la possibilità di funzionare con il comando del guidatore. Le più diffuse sono basate su rotismi epicicloidali, che tramite appositi freni e frizioni, generano i vari rapporti. Un esempio di questo tipo di cambio è il rotismo di "Ravigneaux".

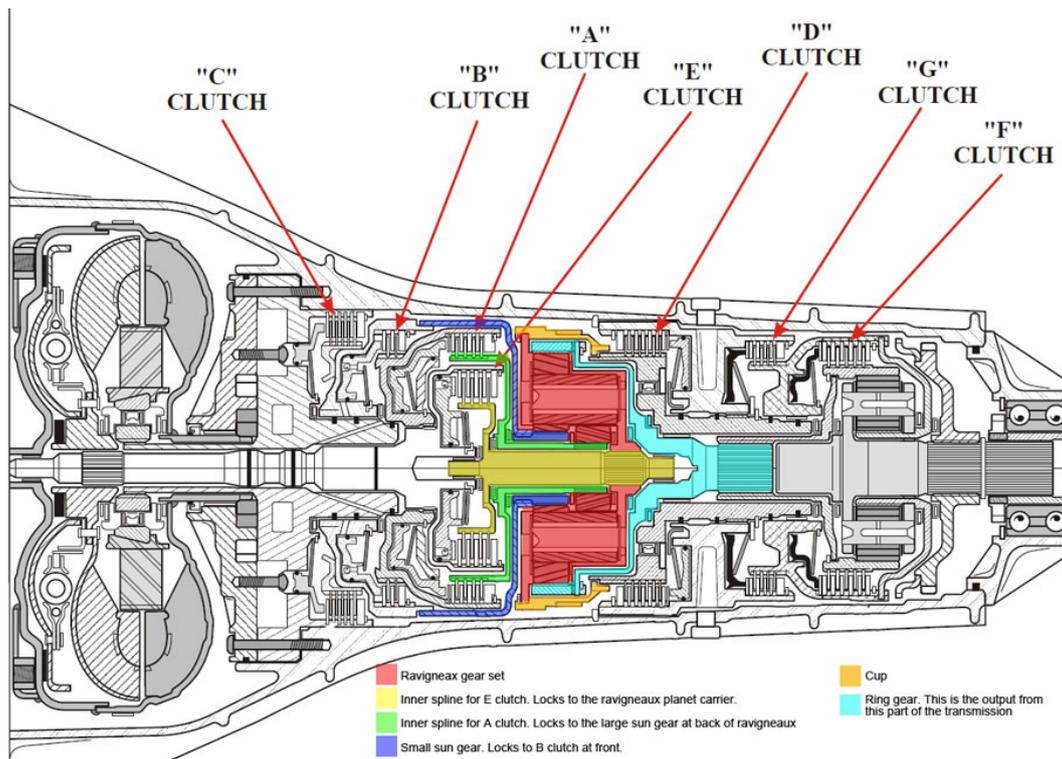


Figura 1.35: Cambio basato sul rotismo di Ravigneaux.

Esso è un rotismo epicicloidale di tipo composto. I suoi organi principali sono visibili in figura 1.36:

1. Porta satelliti
2. Solare in ingresso
3. Corona esterna
4. Solare in uscita

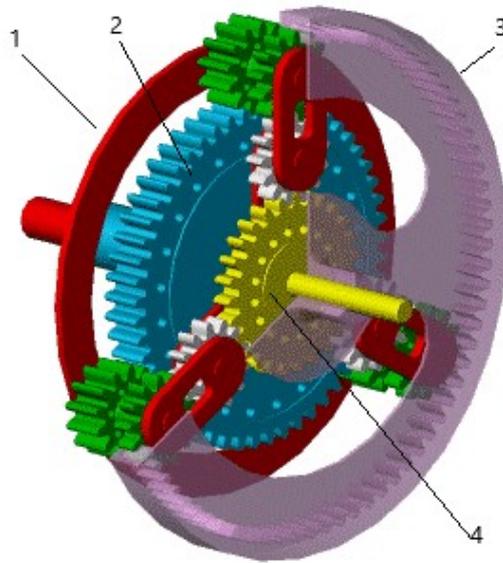


Figura 1.36: Schema del rotismo di Ravigneaux.

Per ogni parte mobile (1, 2, 3, 4) c'è una frizione a dischi (figura 1.35) che è in grado di collegare quello specifico organo girevole alla cassa oppure al corpo del rotismo stesso.

Il complesso sistema di frizioni installato in questo tipo di trasmissioni permette di collegare sia l'albero di ingresso che l'albero di uscita a qualsiasi dei quattro organi che compongono il rotismo. A seconda della configurazione delle frizioni in uso si determina il rapporto di trasmissione. Questo meccanismo, con l'opportuna configurazione, genera anche la retromarcia. Le frizioni sono elettro-comandate da una centralina che invia un segnale continuo, per far sì che l'innescò e il disinnescò sia quanto più graduale possibile.

Per la gestione dell'avvio e dell'arresto del veicolo viene montato in serie al rotismo di Ravigneaux un convertitore di coppia. Esso funge da marcia ridotta per le partenze impegnative e da parastrappi per ovviare alle discontinuità del moto che porterebbero ad usura precoce della trasmissione. Questa trasmissione risulta molto fluida nei cambi marcia e quindi molto confortevole.

Trasmissioni automatiche continue

Le trasmissioni automatiche continue, dette anche a variazione continua o CVT (Continuously Variable Transmission), possono generare un rapporto compreso fra due valori limite, senza soluzione di continuità e permettono di svincolare completamente il regime di rotazione del motore da quello delle ruote del veicolo, potendo far operare l'unità termica ad un regime ottimale in tutte le condizioni di carico.

Un importante parametro dei cambi CVT è la "apertura" cioè il rapporto fra il rapporto di trasmissione più corto e quello più lungo. In fase di progettazione questo parametro deve essere posto uguale a quello della trasmissione manuale corrispondente per lo stesso veicolo. I principali tipi di CVT sono i riportati in tabella

1.2.

Tipo di CVT	Applicazione	Efficienza
Idrodinamiche	Macchine da cantiere	Bassa
Meccaniche	Trasporto persone, veicoli leggeri	Ottima
Idrostatiche	Macchine agricole e movimento terra	Media
Elettriche	Applicazioni in sviluppo	Media

Tabella 1.2: Tipi di trasmissioni CVT in relazione al campo di utilizzo e alla loro efficienza.

Trasmissioni CVT meccaniche Le trasmissioni CVT meccaniche possono essere suddivise in tre categorie:

- Friction type CVT la potenza viene trasmessa attraverso attrito statico, senza movimento relativo fra gli organi di trasmissione.
- Traction type CVT: il moto viene trasmesso attraverso il rotolamento relativo fra gli organi di trasmissione.
- Variable geometry CVT: il moto viene trasmesso attraverso rotismi non ordinari o a geometria variabile.

Saranno trattate di seguito le trasmissioni "Friction type CVT, in quanto esse sono le più diffuse sul mercato.

Le trasmissioni CVT a cinghia sono del tipo *friction type* e sono composte da una coppia di pulegge e una cinghia: le cinghie sono in materiale polimerico di sezione trapezoidale e rinforzate con elementi compositi mentre le pulegge sono costruite in modo tale da poter avvicinare o allontanare le due facce del cono a contatto con la cinghia. Variando in entrambe le pulegge il diametro medio di presa della cinghia e quindi il rapporto di trasmissione. La cinghia non può variare la sua lunghezza e l'interasse fra i due alberi delle pulegge resta fisso. Se una delle due pulegge avvicina i due coni, l'altra puleggia farà il contrario lasciando invariata la lunghezza dell'elemento di trasmissione. La coppia massima trasmissibile è funzione dell'attrito che la cinghia è in grado di generare sulle pulegge, che è a sua volta funzione diretta della tensione massima ammissibile delle cinghia e per questo i valori di potenza trasmissibile non sono fra i più elevati.

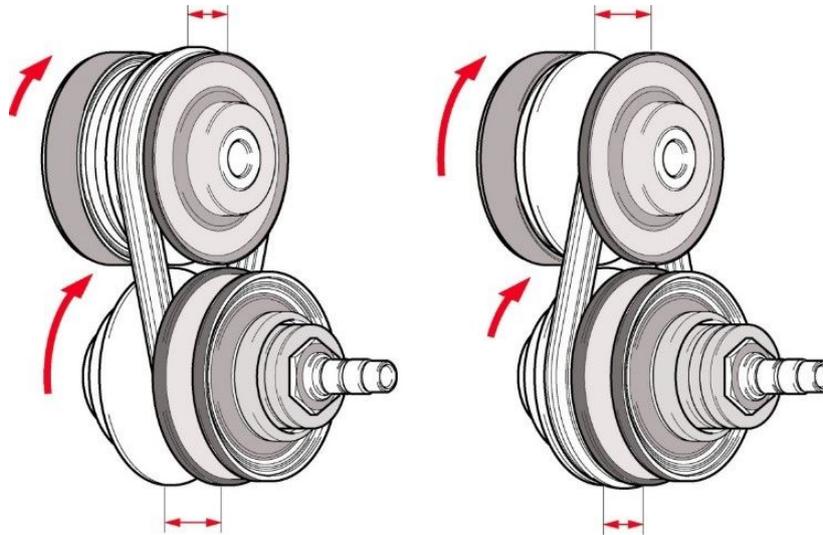


Figura 1.37: Schema semplificato di una trasmissione CVT a cinghia.

Sulla base dello stesso concetto di funzionamento sono state sviluppate delle alternative, utilizzando cinghie di diversa concezione. Le trasmissioni CVT a cinghia metallica utilizzano una cinghia composta da segmenti metallici in un anima di gomma che lavorano in compressione. La cinghia così composta è sagomata per aderire alle pulegge. In questa trasmissione le perdite dovute all'attrito sono superiori per

la non completa sincronia fra elementi metallici e pulegge.

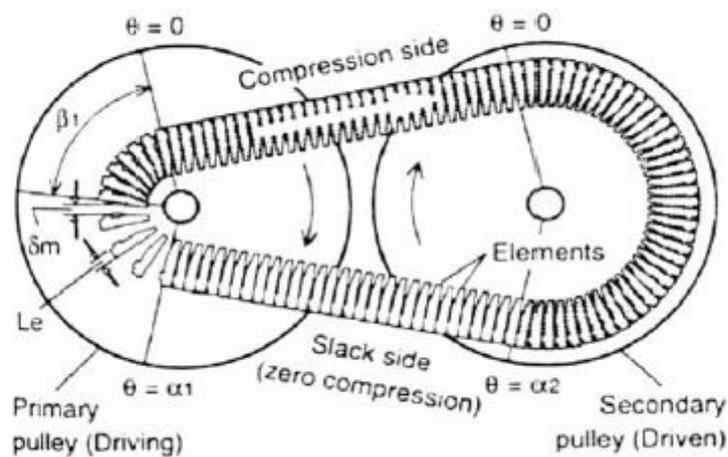


Figura 1.38: Schema semplificato di una trasmissione CVT a cinghia metallica.

Queste trasmissioni ha una efficienza elevata, ma soffrono di problemi di rumorosità, motivo per cui sono poco usate.

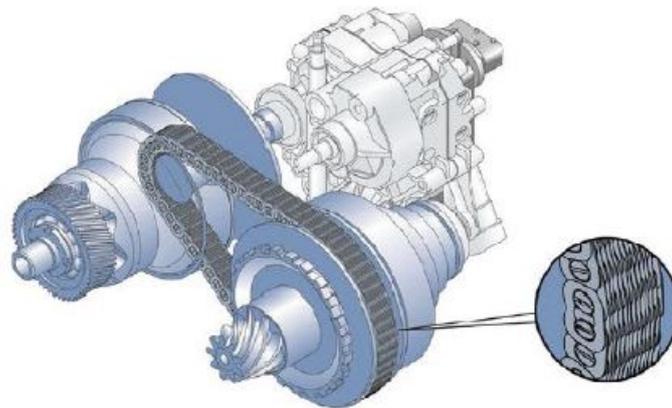


Figura 1.39: Schema semplificato di una trasmissione CVT a catena.

Le trasmissioni CVT a coni sono anch'esse del tipo *friction type*. Sono composte da una coppia di coni montati in senso opposto e una catena che li collega. I coni sono caratterizzati da alcuni profili sulla superficie per fare presa sulla catena. La variazione del rapporto di trasmissione avviene spostando la catena lungo l'asse dei coni, variando il diametro di presa in entrambi.

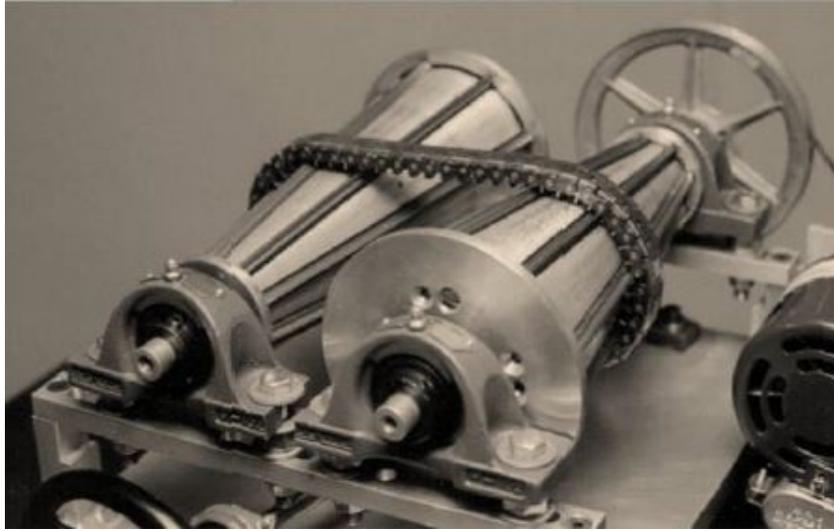


Figura 1.40: Schema semplificato di una trasmissione CVT a coni.

Le trasmissioni CVT elettriche

Le trasmissioni elettriche trasportano la potenza generata dal motore termico alle ruote tramite una serie di organi elettrici. Al giorno d'oggi vengono usati tre schemi applicativi basati sull'utilizzo dell'energia elettrica nel campo dei veicoli terrestri:

- Veicoli totalmente elettrici: sono veicoli dotati di batterie ricaricabili che forniscono energia elettrica direttamente al motore di propulsione.
- Veicoli ibridi: A bordo del veicolo è presente un motore termico che fornisce tutta o una parte dell'energia per il moto del veicolo. Essi possono essere:

Veicoli con configurazione in *serie HEVS*: la trasmissione di potenza avviene solo tramite componenti elettrici. In genere utilizzano questo sistema i grossi veicoli da cava. Il motore termico viene tenuto ad un regime ottimale per minimizzare i consumi e, tramite alternatore, genera energia elettrica che viene immagazzinata in un pacco batterie (funge solo da magazzino per eccesso di input o output di potenza) e sfruttata dai motori elettrici collegati alle ruote. Questo layout permette di eliminare organi normalmente molto stressati come frizione, volano e cambio. Sono piattaforme altamente efficienti e funzionali, ma dagli alti costi di acquisto e di gestione.

Veicoli con configurazione in *parallelo HEVP*: la trasmissione di potenza avviene per via meccanica e viene posto in parallelo un motore elettrico. Il motore termico si occupa di fornire la potenza per il normale avanzamento mentre la parte elettrica si occupa di gestire le partenze da fermo e di accumulare energia durante le frenate. Così facendo si ha un notevole risparmio di carburante e di emissioni. Un layout di questo tipo è economicamente confrontabile con le trasmissioni già oggi presenti sul mercato ma l'autonomia con la sola parte elettrica è in genere scarsa e le prestazioni quando viene usato uno solo dei due motori è in genere scarsa.

Veicoli *POWERSPLIT*: in un unico schema è possibile ottenere sia l'architettura HEVS che quella HEVP grazie ad organi meccanici che in base al flusso di potenza gestiscono le interazioni fra gli organi di propulsione. I due motori (termico ed elettrico) possono essere gestiti in modo tale da usare la loro potenza dove conviene di più minimizzando così i consumi.

Le trasmissioni CVT idrostatiche

Le trasmissioni idrostatiche trasmettono la potenza fornita dal motore tramite un fluido idraulico. Esse sono costituite da:

- Pompa idraulica: converte l'energia meccanica in energia idraulica.
- Motore idraulico: converte l'energia idraulica in energia meccanica.
- Circuito idraulico: si occupa di trasportare il fluido fra pompa e motore.

Possono essere a *circuito aperto* o a *circuito chiuso* a seconda che il fluido elaborato sia pescato e riversato in un serbatoio oppure circoli in un circuito isolato, necessitando però di accorgimenti per il corretto funzionamento del sistema. La soluzione a circuito chiuso è la più utilizzata.

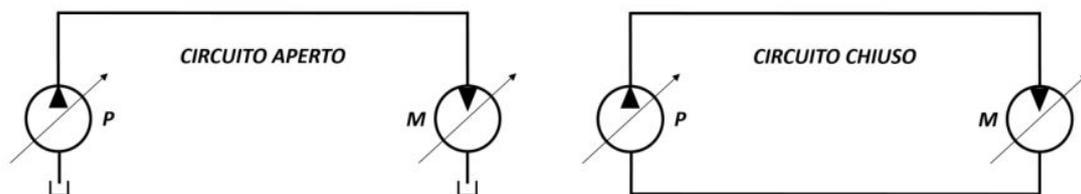


Figura 1.41: Schemi semplificati di trasmissioni idrostatiche a *circuito aperto* e a *circuito chiuso*

Le macchine idrauliche che vengono utilizzate in queste applicazioni sono volumetriche a pistoni assiali con geometria variabile per poter cambiare la cilindrata. Esse sono formate da una serie di cilindri posti radialmente. I cilindri sono fissati da entrambe le estremità a dei dischi rotanti solidamente all'albero della macchina. Uno dei due dischi ha la possibilità di variare la sua inclinazione rispetto all'albero motore.

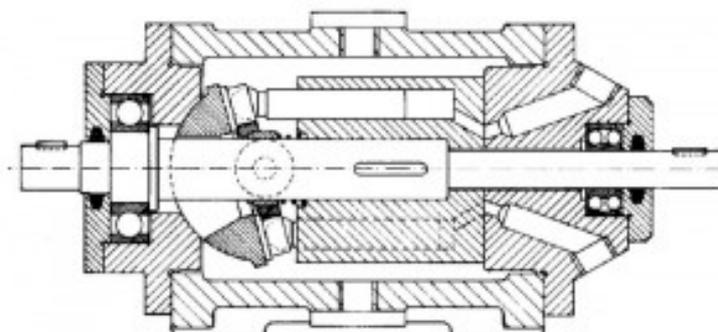


Figura 1.42: Schema di una macchina idraulica a cilindri assiali.

Nella condizione in cui la macchina elabori portata nulla l'inclinazione del piattello è perpendicolare all'asse motore. Se si vuole aumentare la portata fluente nel circuito basterà variare l'inclinazione del piattello. La posizione del piattello vien generalmente detta *parzializzazione* e il parametro può variare da -1 a 1. Nella seguente trattazione saranno indicati con pedice P i parametri riferiti alla pompa e con il pedice M i parametri riferiti al motore idraulico. Definiamo il rapporto di

trasmissione fra le velocità angolari come:

$$(1.17) \quad \tau = \frac{\omega_M}{\omega_P}$$

Definiamo il rapporto di trasmissione fra le coppie come:

$$(1.18) \quad \mu = \frac{M_P}{M_M}$$

Il rendimento della trasmissione idrostatica risulta essere:

$$(1.19) \quad \eta = \frac{\text{Potenza}_M}{\text{Potenza}_P} = \frac{M_M \cdot \omega_M}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \tau$$

Nella realtà per utilizzare una trasmissione idrostatica a circuito chiuso serve integrare nel sistema una serie di organi ausiliari per il trattamento dell'olio.

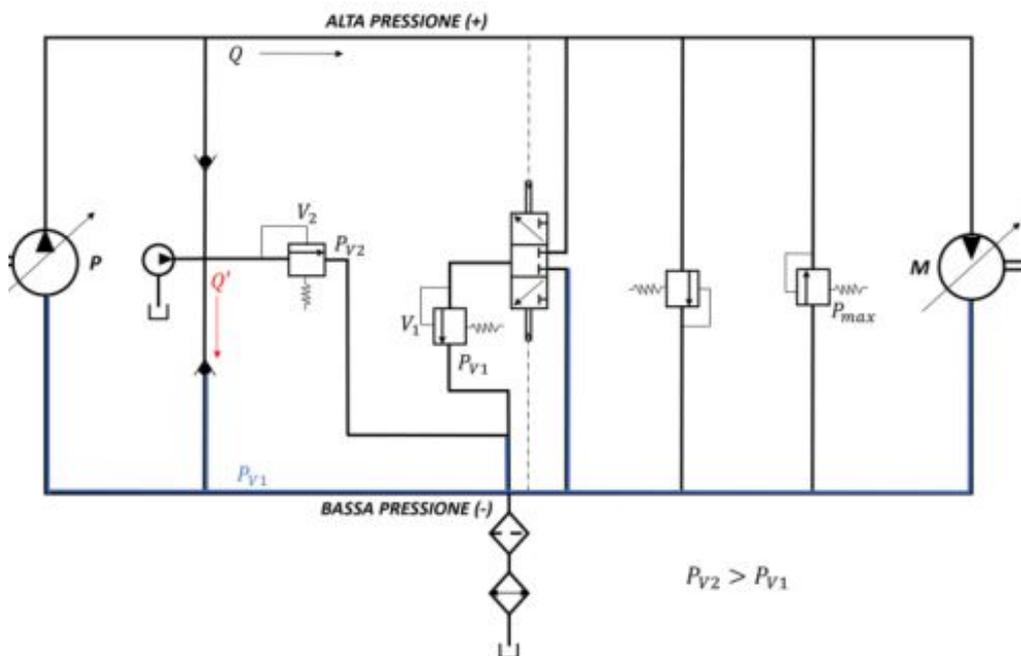


Figura 1.43: Schema del circuito completo per la trasmissione idrostatica.

1. Un filtro per l'olio che evita che lo sporco e le impurità arrivino a contatto con le macchine e le valvole.
2. Uno scambiatore di calore per raffreddare l'olio che circola. L'eccessiva temperatura porterebbe ad un rapido degrado le tenute del circuito.

3. Una pompa di sovra-alimentazione che alimenta il ramo a più bassa pressione e mantiene l'intero circuito ad un livello di pressione minima prestabilito (10 – 20bar) regolato tramite una valvola di massima. Tale pompa elabora una portata pari a circa $0.3 \cdot Q_{circuito}$, la potenza che assorbe è di circa:

$$Potenza_{sovraliment.} = 0.06 \cdot Potenza_{tr.idrostatica}$$

La potenza assorbita è quindi irrisoria se confrontata al totale della potenza utile alla trasmissione.

4. Una valvola di flussaggio (distributore 3/3) che alimenta il ramo con pressione minore fra i due con olio nuovo prelevato e spinto dalla pompa di sovra-alimentazione.
5. Due valvole di sovrappressione che proteggono il circuito da eccessi di pressioni dovuti alle inerzie meccaniche degli organi collegati e scaricano l'eccesso nel ramo opposto.

Sia la pompa che il motore idraulico, se il circuito lo richiede, possono essere a cilindrata variabile. Per entrambi la portata elaborata vale:

$$(1.20) \quad Q = \alpha \cdot V \cdot n$$

Il parametro α definisce la parzializzazione, V rappresenta la cilindrata e n è il regime di rotazione dell'albero. Per la conservazione della potenza, senza tenere conto di eventuali dissipazioni il regime di rotazione del motore vale:

$$(1.21) \quad n_M = \frac{\alpha_P \cdot V_P \cdot n_P}{\alpha_M \cdot V_M}$$

Nelle trasmissioni idrostatiche per modulare il regime di rotazione in uscita dal sistema si opera sulle cilindrato delle macchine e quindi sulla parzializzazione, come visibile dal grafico in figura 1.44.

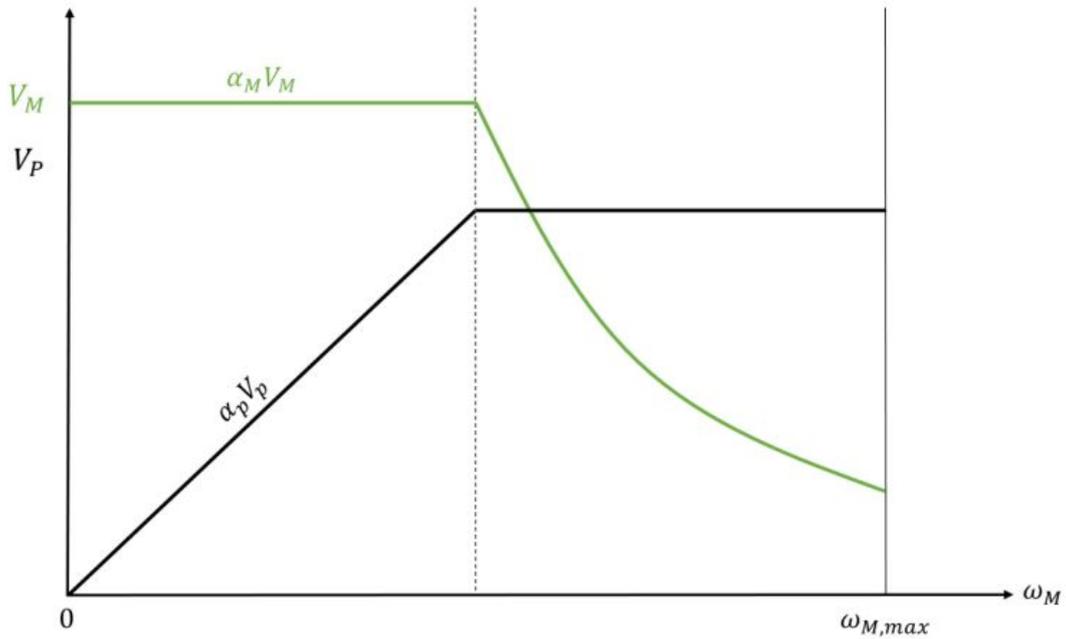


Figura 1.44: Gestione delle parzializzazioni al variare della velocità dell'albero del motore idraulico.

Si può chiaramente vedere come per bassi regimi di rotazione si opera sulla parzializzazione della pompa α_P mentre a velocità più alte, quando $\alpha_P = 1$ allora si modifica α_M . Nella trasmissione idrostatica per variare il regime di rotazione di può operare sulla parzializzazione della sola pompa o di entrambe le macchine. Il parametro R può dare indicazione sulla corretta scelta da eseguire. Definiamo $R =$ rapporto di conversione:

$$(1.22) \quad R = \frac{P_c}{P_{ice}}$$

- $P_c =$ corner power $= M_{max} \cdot \omega_{max}$.
- $P_{ice} =$ potenza del motore termico.

Il parametro R può essere scritto come:

$$(1.23) \quad R = \frac{1}{\alpha_{P,min}} \cdot \frac{1}{\alpha_{M,min}}$$

Generalmente, per non fare scendere troppo i rendimenti si utilizzano $\alpha_{P,min} \geq 0.3$ e $\alpha_{M,min} \geq 0.3$. Quindi, se il parametro $R \leq 3$ posso regolare solo la pompa:

$$(1.24) \quad R = \frac{1}{\alpha_{P,min}}$$

Altrimenti, se il parametro $R \geq 3$ allora si deve regolare sia la pompa che il motore:

$$(1.25) \quad R = \frac{1}{\alpha_{P,min}} \cdot \frac{1}{\alpha_{M,min}}$$

Il grafico in figura 1.45 è relativo alla gestione di una trasmissione idrostatica composta da entrambe le macchine a cilindrata variabile. Viene mostrato l'andamento della parzializzazione in funzione della velocità dell'albero in uscita dal motore idraulico. Nell'intervallo di velocità che va da 0 a ω_{2i} la parzializzazione del motore resta fissa al valore unitario mentre la parzializzazione della pompa passa dal valore nullo al massimo (in corrispondenza di ω_{2i}). Nel tratto da ω_{2i} a ω_{2max} si interviene sulla parzializzazione del motore che cala fino al valore $\alpha_{2,min}$.

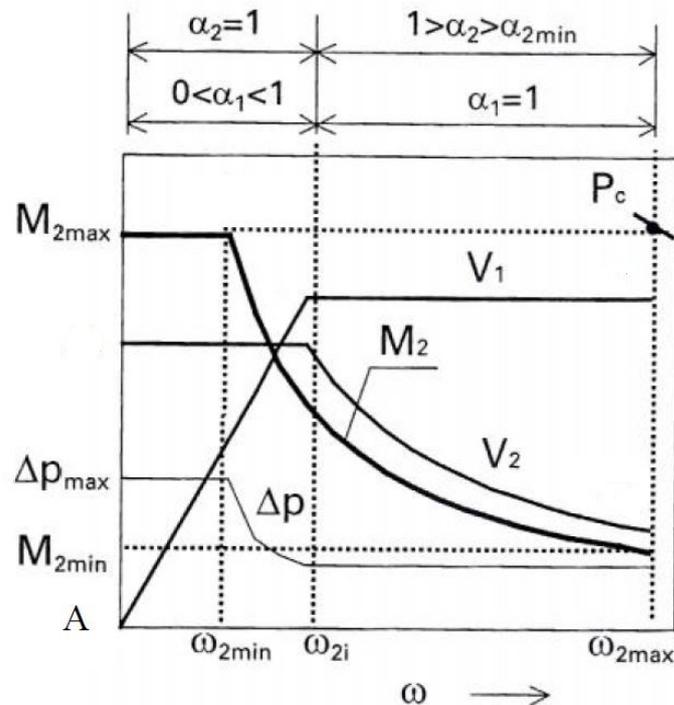


Figura 1.45: Andamenti dei valori caratterizzanti di una trasmissione idrostatica al variare della velocità dell'albero in uscita.

La trasmissione idrostatica permette la retromarcia senza l'ausilio di un ulteriore ingranaggio, basta infatti invertire la cilindrata della pompa per invertire il flusso nel circuito e permettere al veicolo di marciare in direzione opposta senza l'utilizzo di frizioni. Si garantisce così una operatività veloce e confortevole, anche negli utilizzi gravosi.

Nonostante una trasmissione di questo tipo sia in grado di gestire potenze specifiche elevate l'efficienza del sistema risulta piuttosto bassa per via della doppia conversione di energia (meccanica \Rightarrow idraulica \Rightarrow meccanica). Per questo motivo generalmente si impiega in macchine dalla potenza limitata dove i costi di esercizio sono secondari ad affidabilità e facilità di utilizzo.

1.4.6 Le trasmissioni Power split

Le trasmissioni Power split fanno parte delle trasmissioni automatiche continue. Le trasmissioni CVT meccaniche presentano numerosi vantaggi ma per applicazioni più gravose risultano poco affidabili e durature. Le trasmissioni *Power-split* nascono per far convergere in un unico schema una trasmissione meccanica classica con una idrostatica CVT unendo i benefici di entrambe. La trasmissione meccanica eccelle per rendimento ed affidabilità ma permette una selezione di marcia discontinua mentre la trasmissione idrostatica genera un cambio di marcia continuo senza salti ma ha un rendimento energetico molto basso.

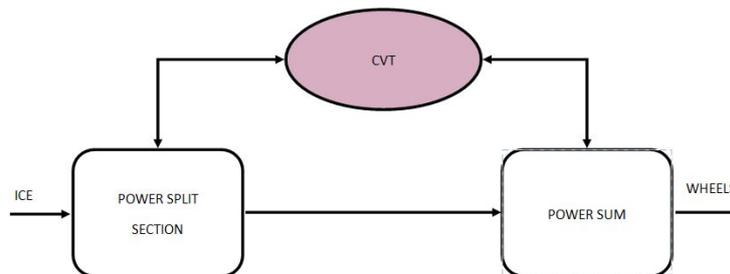


Figura 1.46: Schema generico di una trasmissione power split.

L'efficienza di una trasmissione *power-split* è una combinazione lineare delle potenze passanti per il ramo meccanico e quello idrostatico. Va da sé quindi che a seconda della velocità di avanzamento del veicolo l'efficienza può cambiare molto. Supponendo che il ramo meccanico abbia un'efficienza del 96% e il ramo CVT abbia un'efficienza del 75% e ipotizzando una situazione in cui il sistema spartisce il 70%

della potenza nel ramo meccanico l'efficienza globale della trasmissione diventa:

$$(1.26) \quad \eta_t = (P_{mech} \cdot \eta_{mech}) + (P_{cvt} \cdot \eta_{cvt}) = 90\%$$

Risulta del tutto accettabile e confrontabile alle soluzioni meccaniche CVT alternative. Sta al costruttore dimensionare la trasmissione in modo tale da posizionare le zone a più alta efficienza in base alle situazioni di maggior utilizzo.

Le configurazioni basiche individuate nello studio condotto da Kress [7] che si andranno brevemente ad analizzare sono:

- Input coupled
- Output coupled

Da queste configurazioni si può poi integrare lo schema per ottenere configurazioni più complesse e performanti.

La trasmissione *power split* può operare in tre modi a seconda di come viene ripartita la potenza:

- Additive mode: in questa modalità la potenza viene suddivisa fra i due rami per poi essere ricongiunta nel rotismo epicicloidale. La somma delle potenze fluenti nei due rami (nel caso ideale) è corrispondente alla potenza espressa dal motore termico.
- Positive circulating: nel ramo idrostatico passa una potenza maggiore di quella messa a disposizione dal motore termico, l'eccesso viene restituito al motore dal ramo meccanico.
- Negative circulating: nel ramo meccanico passa una potenza maggiore di quella messa a disposizione dal motore termico, l'eccesso viene restituito al motore dal ramo idrostatico.

Power split input coupled

La trasmissione input coupled si compone di una trasmissione idrostatica ed una meccanica connesse assieme attraverso un meccanismo epicicloidale. Lo schema è visibile in figura 1.47 dove si può notare che la potenza in uscita dal motore

termico viene direttamente suddivisa fra la trasmissione meccanica e quella idrostatica, questa caratteristica genera la denominazione "input-coupled".

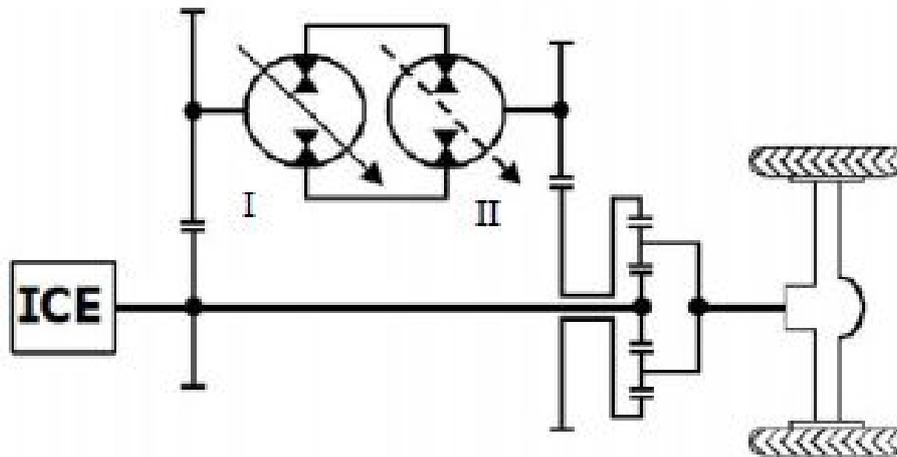


Figura 1.47: Configurazione di una trasmissione input coupled.

Il moto al ramo idrostatico è trasmesso tramite una semplice coppia di ingranaggi mentre un rotismo epicicloidale classico si occupa di unire i flussi di potenza dei due rami.

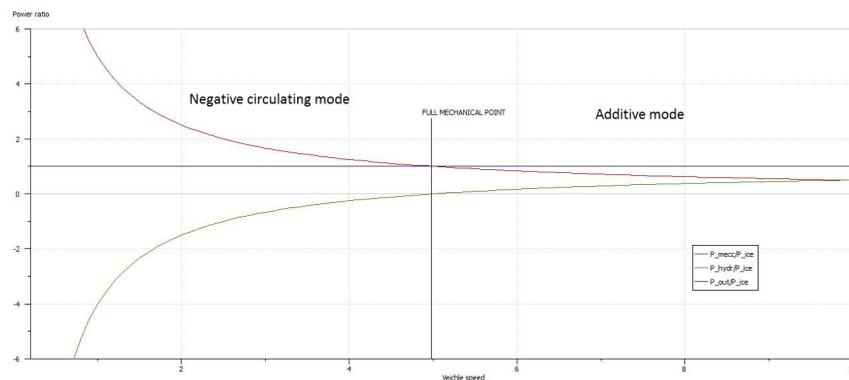


Figura 1.48: Andamento delle potenze nella trasmissione input coupled al variare della velocità del veicolo.

A veicolo fermo la parzializzazione della macchina II è massima mentre la parzializzazione della macchina I è pari a -1 per permettere alla corona dell'epicicloidale di girare in verso opposto al solare e quindi permettere al veicolo di stare fermo.

Per fare avanzare il veicolo si opera in *Negative recirculating mode*: la parzializzazione della macchina I viene aumentata fino ad arrivare ad un valore nullo. Qui si ha il FMP del sistema e quindi la massima efficienza perché tutta la potenza viene dirottata sul ramo meccanico. Per aumentare la velocità di avanzamento si opera ora in *Additive mode*: la cilindrata della macchina I aumenta fino ad a raggiungere il valore unitario. Per aumentare ancora la velocità si provvede allora a variare la cilindrata della macchina II.

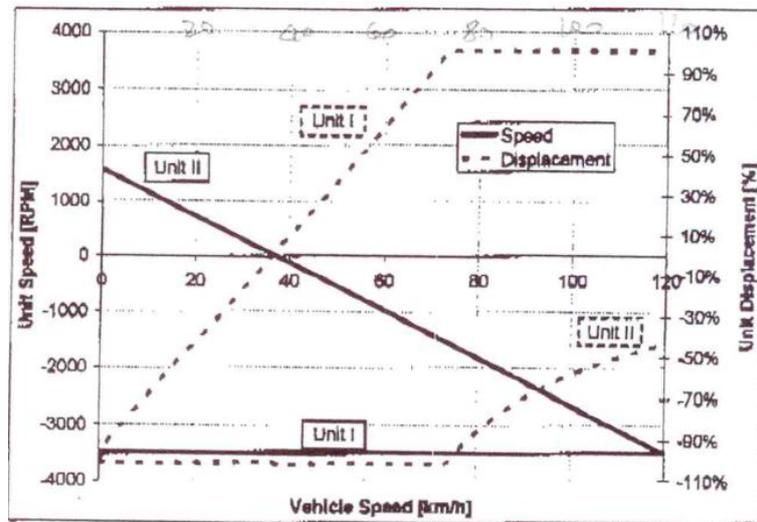


Figura 1.49: Gestione delle cilindrata e regime di rotazione delle macchine idrauliche nella configurazione Input coupled [6].

In figura 1.50 viene mostrato l'andamento del rendimento rispetto alla velocità del veicolo. Si vede come a velocità basse il rendimento sia molto basso (recirculating mode) mentre il rendimento è massimo al Full mechanical point.

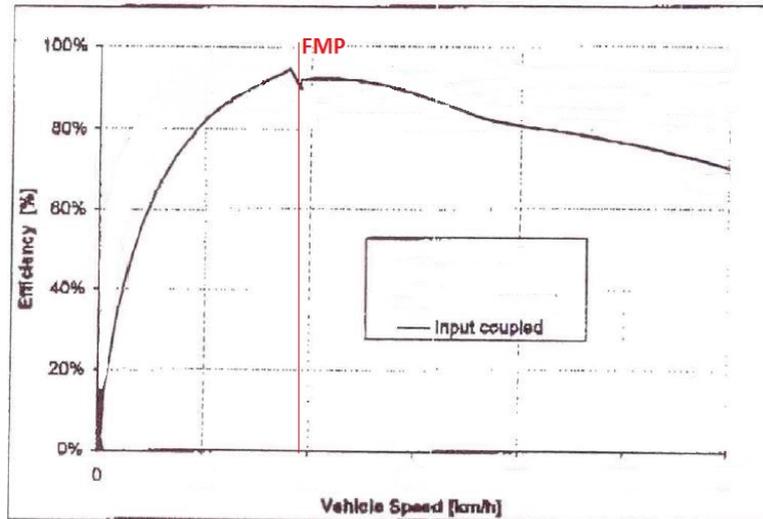


Figura 1.50: Andamento dei rendimenti nella trasmissione input coupled al variare della velocità del veicolo [6].

Power split output coupled

Nella configurazione output coupled ci si affida sempre ad un collegamento parallelo fra il ramo idrostatico e quello meccanico. La potenza viene suddivisa fra i due rami non più appena a valle del motore termico (come accade nella input coupled) bensì a valle del rotismo epicicloidale, come visibile in figura 1.52.

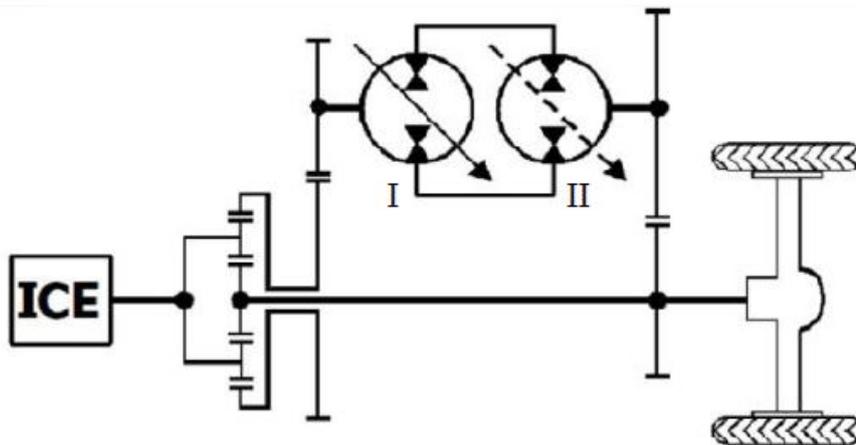


Figura 1.51: Configurazione di una trasmissione output coupled.

Il principio di funzionamento è il medesimo della configurazione *Input coupled* ma con sostanziali differenze nella gestione della parzializzazione delle macchine

idrauliche. A veicolo fermo la cilindrata della macchina II è massima e quella della macchina I nulla. Mano a mano che la velocità aumenta la cilindrata della macchina I viene aumentata fino ad arrivare al suo valore massimo, poi viene gradualmente diminuita la parzializzazione della macchina II fino ad arrivare al *Full mechanical point (FMP)*, al quale la macchina II ha cilindrata nulla. Qui il sistema ha rendimento massimo e fino a qui la trasmissione ha operato in *additive mode*. Dopo il FMP il sistema opera in *negative circulating mode* e la macchina II assume cilindrata negative. La trasmissione opera quindi in *negative circulating mode* facendo crollare il rendimento.

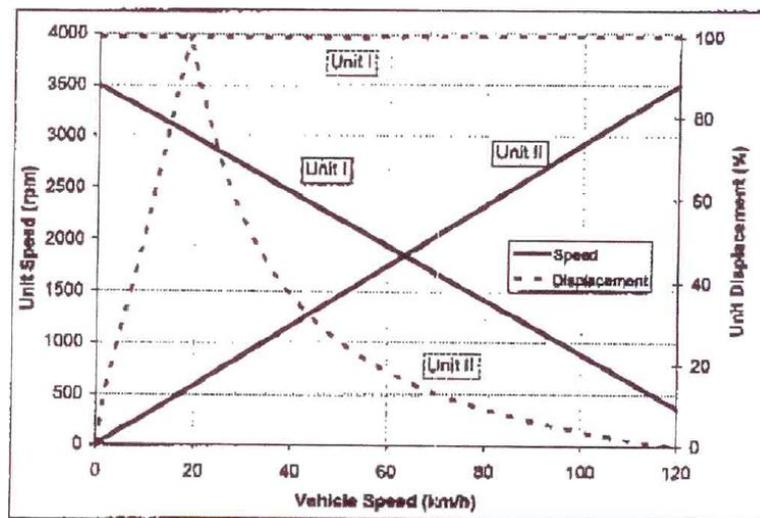


Figura 1.52: Gestione delle cilindrata e regime di rotazione delle macchine idrauliche nella configurazione Output coupled [6].

In figura 1.53 viene mostrata l'efficienza di una trasmissione Output coupled e di una CV idrostatica classica al variare della velocità di avanzamento.

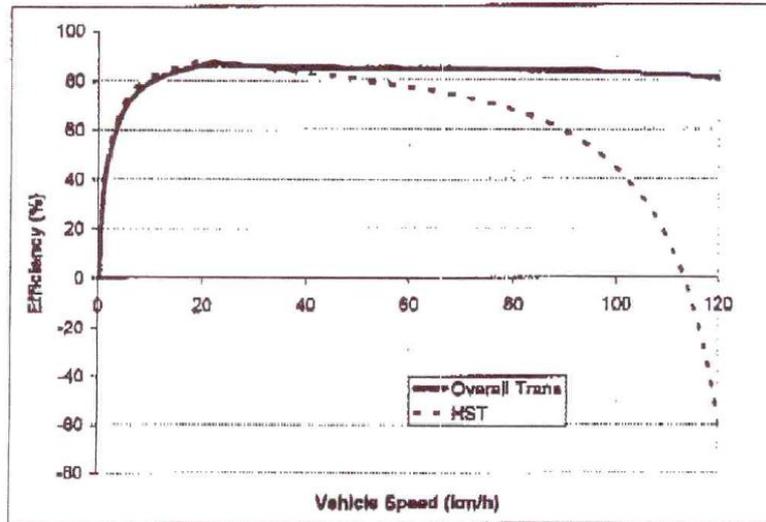


Figura 1.53: Efficienza di una trasmissione Output coupled confrontata a quella di una CVT idrostatica [6].

Si vede chiaramente che a bassa velocità il profilo segue fedelmente quello della idrostatica in quanto un grande flusso di potenza passa per il ramo CVT. all'aumentare della velocità le due curve si discostano mettendo in risalto il vantaggio della power-split rispetto alla soluzione tradizionale. La curva è leggermente discendente in quanto superato il *FMP* il ramo CVT lavora in *Negative recirculating mode* a bassa efficienza.

Power split dual-stage

E configurazioni *input-coupled* e *output-coupled* possono essere modificate per ottenere determinate caratteristiche da una trasmissione CVT. La trasmissione Power split dual stage ne è un esempio, e sarà la base di partenza per la trasmissione sviluppata in questo trattato.

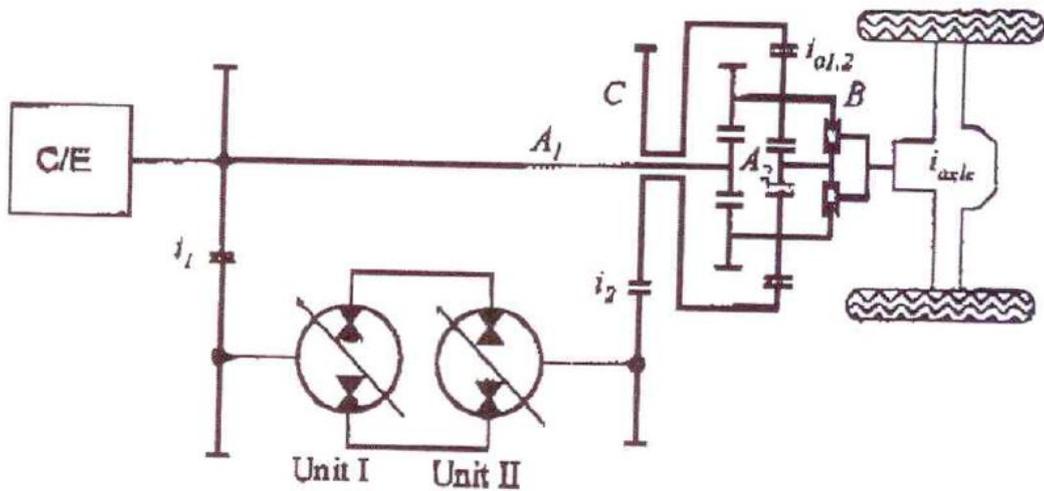


Figura 1.54: Configurazione di una trasmissione del tipo dual-stage.

La configurazione dual-stage si ottiene andando ad utilizzare un rotismo epicycloidale composto su di una configurazione input-coupled. L'utilizzo di un rotismo più complesso permette di ottenere una forbice di richiesta di coppia più stretta per il ramo CVT e quindi la possibilità di ottimizzare il sistema e scegliere delle macchine idrauliche più piccole. Inoltre la particolare configurazione di questa trasmissione genera due full mechanical point (FMP) alzando di molto il rendimento generale della trasmissione.

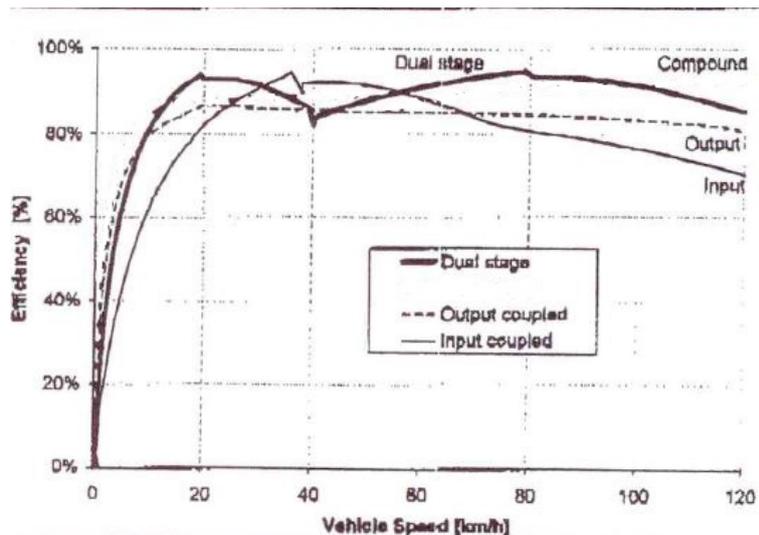


Figura 1.55: Confronto fra i rendimenti delle tre configurazioni power-split idrostatiche [6].

Negli studi condotti da Blake C. [6] sono state confrontate le trasmissioni e

ricavati i seguenti grafici in fig. 1.55 dove sono mostrati i rendimenti delle tre configurazioni power-split idrostatiche al variare della velocità di avanzamento. Si può notare come il rendimento medio della configurazione dual-stage sia notevolmente più alto delle altre due, questa caratteristica la rende il tipo di configurazione più indicata per veicoli dalla potenza e prestazioni elevate.

1.4.7 Prese di forza negli autoveicoli

La presa di forza, detta anche PTO (Power Take-Off), è un dispositivo montato sugli autoveicoli commerciali per fornire potenza ad un accessorio che può essere montato su di essi. Esistono principalmente due tipi di PTO:

- Dipendente dal regime del motore: l'albero della PTO è collegato all'albero motore e segue il moto dello stesso. Essa può essere montata direttamente sul motore oppure sulla campana della frizione.
- Dipendente dal regime della trasmissione: l'albero della PTO è collegato alla trasmissione e segue il moto del veicolo. Essa può essere collegata sul cambio oppure al distributore centrale.

La presa di forza a seconda dell'attrezzo da movimentare andrà a collegarsi ad un altro albero oppure ad una pompa idraulica. Può prelevare una elevata potenza dal motore ed è usata anche a veicolo fermo per operare con determinate attrezzature.

Molto spesso si adotta la soluzione di collegare la PTO ad una pompa idraulica: sebbene la soluzione sia meno efficiente da un punto di vista energetico questa permette di adottare una gran varietà di attrezzature senza stravolgere il veicolo, inoltre la tipologia di soluzione permette di regolare in modo continuo il moto trasmesso all'attrezzatura. Alcuni esempi di utilizzo per la PTO sono:

- Salita e discesa del letto del cassone ribaltabile.
- Azionare una pompa d'acqua su un veicolo per l'anti-incendio.
- Alimentare un sistema di ventilazione utilizzato per polveri sottili.

- Far funzionare il braccio meccanico di una gru su veicoli utilizzati per il personale di manutenzione elettrica.
- Azionare l'argano di un veicolo.
- Azionare un compattatore su un camion della spazzatura.
- Azionare il tamburo di una autobetoniera.

Nei veicoli commerciali presenti nel mercato la presa di forza è un accessorio standard, sta al cliente finale decidere quale tipologia di PTO è più adatta alla propria necessità.

Capitolo 2

Studio della trasmissione

2.1 Caratteristiche del veicolo scelto per lo studio e il dimensionamento della trasmissione

Per questa analisi si è scelto di utilizzare come base di partenza un veicolo da cantiere adibito ad utilizzo autobetoniera. La scelta è stata dettata dalla volontà di applicare la trasmissione idromeccanica ad un veicolo che:

- Viene spesso utilizzato, è una applicazione fra le più frequenti fra gli autocarri.
- Rappresenta uno degli utilizzi più gravosi a cui può essere sottoposto un mezzo di questo genere durante il ciclo di vita.
- Il meccanismo dell'autobetoniera richiede potenza sia durante il movimento del veicolo sia in sosta e quindi copre tutti i possibili scenari di utilizzo della PTO.



Figura 2.1: Esempio di autobetoniera a 4 assi.

2.1.1 Autocarro

Il veicolo adottato è un **Iveco Trakker AD-410T50**.

Il mezzo è costruito dalla Italia IVECO ed è dotato di 4 assi: i due anteriori sterzanti e i due posteriori motore. La lunghezza totale del mezzo, nella configurazione massima, può arrivare a poco più di 10 metri e la massa complessiva a terra fino ad un massimo di 43 tonnellate così divise:

- 8500 kg per ciascun asse anteriore.
- 13000 kg per ciascun asse posteriore.

Il propulsore che adotta è un 6 cilindri in linea di 13 litri capace di una potenza massima di 368 kW a circa 1800 giri al minuto. Eroga una coppia costante di 2300 Nm da 900 a 1530 giri al minuto garantendo facilità di guida ed economia nei consumi.

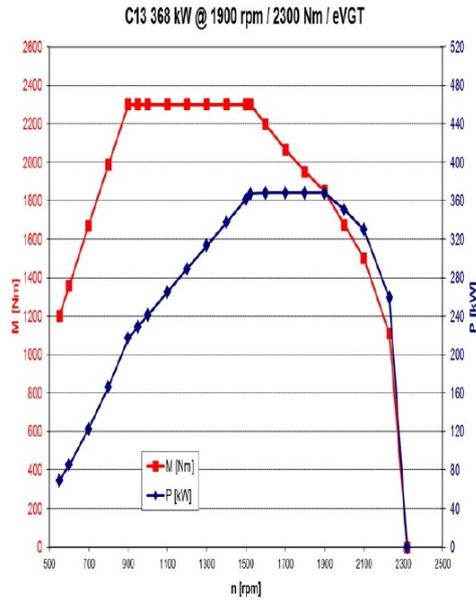


Figura 2.2: Caratteristiche del motore termico utilizzato nel veicolo in oggetto.
(www.iveco.com)

La trasmissione montata di serie può essere scelta in due varianti:

1. Manuale ZF a 16 marce avanti più due retromarce.

2. Automatico ZF a 12 marce avanti più due retromarce.

A seconda della trasmissione scelta i "rapporti al ponte" possono variare. I ponti degli assali posteriori, visibili in figura 2.3, sono dotati di coppia conica montata su differenziale (bloccabile in caso di necessità) e presentano una riduzione epicicloidale alla ruota per raggiungere il grado di riduzione necessario.

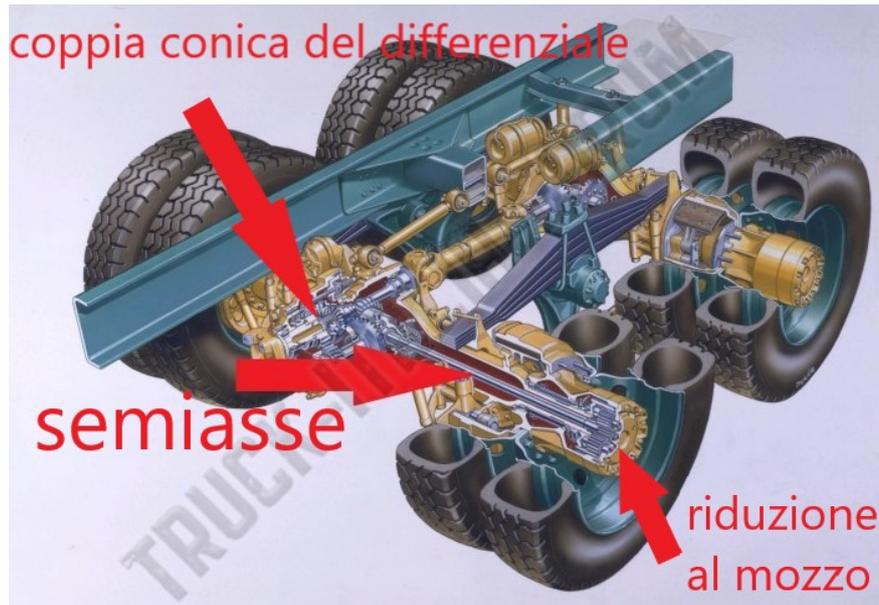


Figura 2.3: Schema della configurazione a doppio ponte posteriore per le ruote motrici.

La combinazione fra la riduzione ottenuta tramite la coppia conica e quella ottenuta con la riduzione al mozzo genera il cosiddetto "rapporto al ponte". Di serie monta pneumatici **385/65 R 22,5** dai quali risulta che le ruote hanno diametro di 822 mm.

Dalle caratteristiche qui sopra elencate si può ricavare la curva caratteristica di pulling-force cioè quella curva che descrive, in condizioni ideali, la massima forza motrice del veicolo. Ipotizzando un coefficiente di attrito $\mu = 1$ (gomma-asfalto), il peso massimo del veicolo di $M = 41000kg$ e l'angolo di avanzamento del veicolo rispetto all'orizzontale per il quale la pulling-force è massima di $\varphi = 0$ allora la massima forza esprimibile alle ruote (prima dello slittamento) è:

$$(2.1) \quad F_{max,att} = M \cdot g \cdot \cos\varphi = 41000 \cdot g = 402210N$$

Ricavo il momento torcente massimo alla ruota:

$$(2.2) \quad M_{max,att} = F_{max,att} \cdot Rr = 402210 \cdot 0.528 = 212367Nm$$

Mano a mano che la velocità v del veicolo aumenta a limitare la pulling force massima non è più l'aderenza delle ruote con il terreno bensì la potenza massima erogabile. Si ricava quindi:

$$(2.3) \quad F_{max,pot} = \frac{P}{v}$$

Dalla quale ricavo il momento massimo alla ruota:

$$(2.4) \quad M_{max,pot} = F_{max,pot} \cdot Rr$$

Il grafico in figura 2.4 mostra l'andamento della pulling force caratteristica del veicolo preso in considerazione.

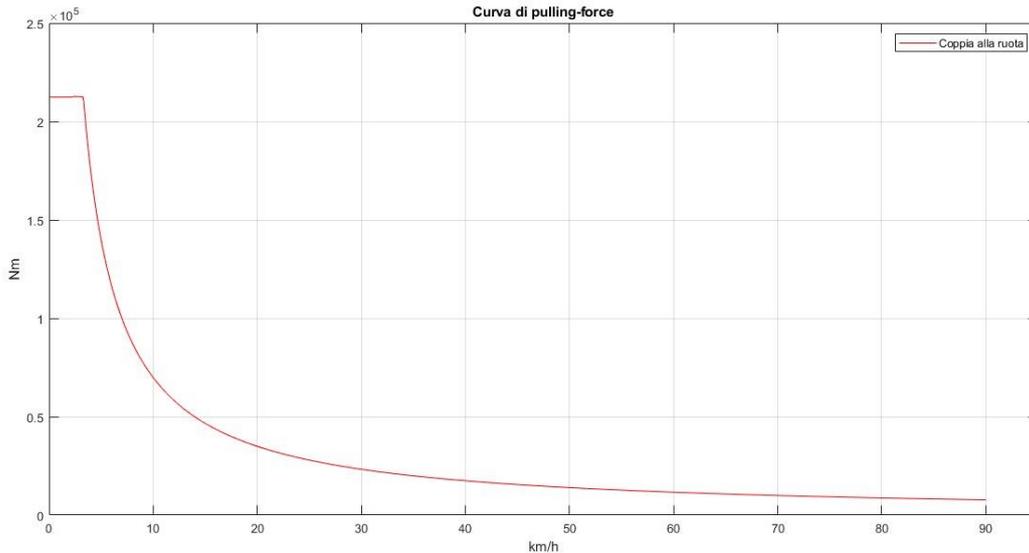


Figura 2.4: Curva di pulling force caratteristica del veicolo.

2.1.2 Betoniera

Descrizione

La betoniera è un tipo di attrezzatura che può essere montata in modo fisso o rimovibile ("scarrabile") sul telaio di un autocarro. Consente di trasportare il calcestruzzo dal luogo di sintesi (il cementificio) al luogo di posa (il cantiere). Un normale trasporto in cassoni statici determinerebbe il degrado e il deposito dei sedimenti componenti il cemento, per fare ciò si dota il veicolo di una botte rotante con al suo interno una serie di lame poste a spirale. La botte può girare da entrambi i versi: ruotando in un verso essa trattiene al suo interno il calcestruzzo e lo mantiene mescolato, girando dall'altro verso la spirale spinge all'esterno il cemento permettendo di posarlo.

Essa è composta da:

- Un sovratelaio

- La botte rotante per il calcestruzzo
- Meccanica per movimentare la botte
- Cisterna contenente acqua per bagnare il calcestruzzo



Figura 2.5: Esempio di betoniera scarrabile.

Nella maggior parte dei casi la betoniera scarica il materiale con degli appositi scivoli nelle vicinanze del veicolo ma esistono particolari allestimenti di autobetoniere che comprendono un braccio estensibile ed una pompa in grado di posare il calcestruzzo a decine di metri di distanza dalla posizione di lavoro.

La botte è un organo rotante contenente il calcestruzzo proposta in genere nelle dimensioni di 8,9,12m³. Grazie al moto rotatorio che le viene costantemente imposto essa tiene mosso il cemento e impedisce che si degradi durante il trasporto. All'interno della botte sono presenti delle lame disposte a spirale che garantiscono un ottimo rimescolamento dell'agglomerato cementizio. Gli organi di movimentazione si occupano di farla girare ad un determinato regime e verso, a seconda che si sia in fase di scarico o di trasporto del calcestruzzo. Il moto può essere trasmesso da:

- Sistema idrostatico: sfrutta un sistema di pompa-motore idraulici collegati alla presa di forza dell'autocarro. Molto diffuso perché compatto e di facile installazione.

- Sistema meccanico: la potenza viene prelevata dalla presa di forza dell'autocarro tramite una trasmissione completamente meccanica. Il sistema è adatto solo ad installazioni fisse su autocarro e presenta una alta efficienza, soprattutto con veicolo in movimento.
- Sistema a motore ausiliario: la betoniera è dotata di un piccolo motore termico dedicato che si occupa, tramite trasmissione idrostatica, di far girare la botte. Il sistema è completamente autonomo permettendo di spegnere l'automezzo durante le fasi di posa del calcestruzzo. Questa configurazione è perfetta per le applicazioni scarrabili perché ne permette la completa indipendenza.
- Sistema ibrido plug-in: sono piattaforme per betoniere innovative di ultima generazione. La botte viene mossa da un motore elettrico alimentato da un pacco batterie agli ioni di litio. Le batterie possono essere ricaricate tramite colonnina apposita o durante il moto del veicolo che immagazzina l'energia dispersa in fase di frenata o lungo le discese.



Figura 2.6: Autobetoniera con sistema ibrido plug-in (Fonte www.cifa.com).

Le betoniere eseguono la miscelazione del calcestruzzo facendo girare la botte in modo tale che le eliche al suo interno trattengano il materiale mentre per lo scarico viene invertita la rotazione in modo da far fuoriuscire il cemento miscelato.

Per entrambe le operazioni generalmente la botte ruota a da 2 a 6 giri al minuto. La soluzione ad oggi più diffusa sul mercato è il sistema idrostatico e sarà quella implementata nel modello di simulazione del veicolo, con una botte da $12m^3$.

Modellazione del carico

Nell'analizzare il comportamento e i consumi complessivi del veicolo non è possibile ignorare il consumo energetico dovuto al funzionamento della betoniera. Grazie ad uno studio condotto sul processo di mescolamento del calcestruzzo [10] possiamo conoscere la potenza necessaria per il mescolamento del cemento durante il suo trasporto.

Il grafico in figura 2.7 illustra la potenza necessaria per il mescolamento dell'agglomerato nelle diverse fasi del processo di sintesi:

1. Aggregate loading: caricamento del materiale sabbioso.
2. Fines loading: caricamento di altri componenti.
3. Liquid loading: caricamento dell'acqua.

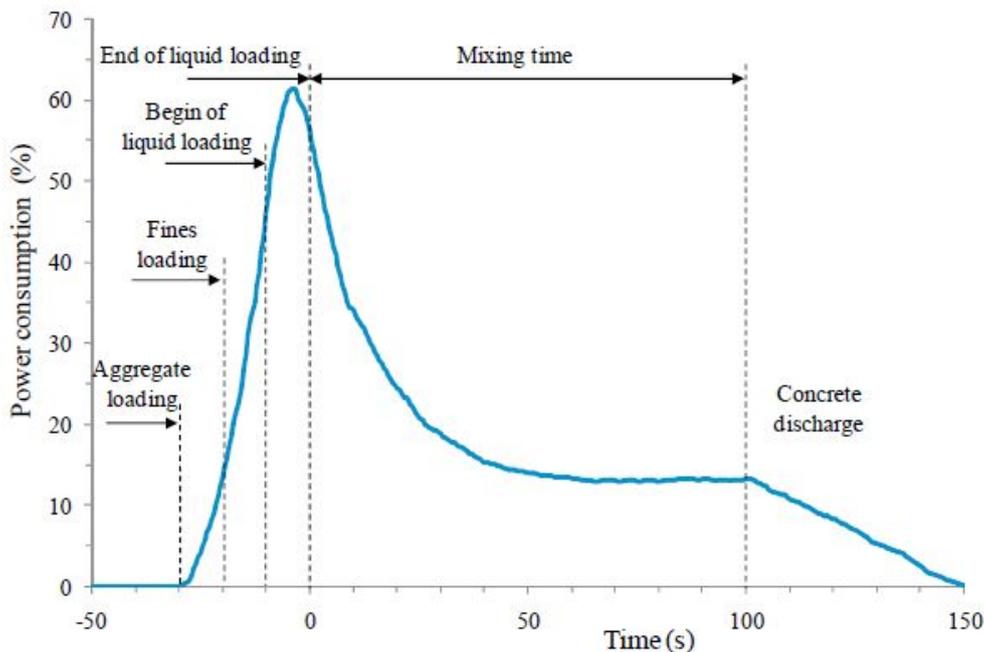


Fig. 1. Power mixing and loading sequence of a concrete batch in the concrete plant

Figura 2.7: Consumo di potenza nelle varie fasi di mescolamento del calcestruzzo [10].

I risultati appena illustrati si riferisco ad un impianto di capacità pari a $2m^3$ che ruota ad una velocità di $15rpm$, mosso da un motore elettrico di $75kW$. Il normale mescolamento del cemento bagnato la percentuale di potenza prelevata è circa del 15% (ω_{mixer}), quindi pari a $11.25kW$ (P_{mixer}). Nel caso del trasporto del calcestruzzo su gomma la botte ruota a $4rpm$ il modello in esame ha una capacità di $12m^3$. Si suppone che la coppia richiesta dalla botte per ruotare sia pari al volume elaborato moltiplicato per un fattore k che dipende dal tipo di fluido mescolato. Essendo in entambi i casi mescolato calcestruzzo possiamo ricavare il fattore k dallo studio sopra citato e utilizzarlo per ricavare il momento necessario per la movimentazione della betoniera per camion.

$$(2.5) \quad M_{mixer} = \frac{P_{mixer}}{\omega_{mixer}} = \frac{11250}{(2 \cdot \pi \cdot rpm_{mixer})/60} = 68392Nm$$

$$(2.6) \quad k = \frac{M_{mixer}}{V_{mixer}} = \frac{68392}{12} = 0.034$$

Allora la richiesta di coppia alla betoniera, nel caso veicolo in oggetto, è:

$$(2.7) \quad M_{betoniera} = k \cdot V_{betoniera} = 0.034 \cdot 12 = 410351Nm$$

La potenza assorbita risulta essere il prodotto fra coppia e regime di rotazione.

$$(2.8) \quad P_{betoniera} = M_{betoniera} \cdot \omega_{betoniera} = 18kW$$

La potenza assorbita dalla botte viene implementata nel modello *Amesim* applicando un carico costante fittizio pari a $M_{betoniera}$ che ruota alla velocità di $4rpm$ (fig.2.8).

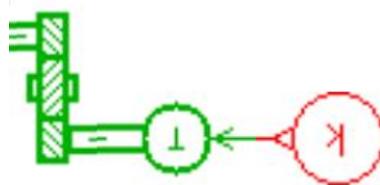


Figura 2.8: Modellizzazione in ambiente *Amesim* del carico sulla trasmissione dovuto alla movimentazione della botte per il calcestruzzo.

2.2 Trasmissione power-split a 5 marce per autobetoniera

2.2.1 Introduzione

Come analizzato nei precedenti capitoli, esistono molteplici trasmissioni utilizzate nei mezzi pesanti perché ogni applicazione ha esigenze specifiche e ben delineate. L'utilizzo del veicolo è in genere specializzato e l'acquirente predilige soluzioni dedicate per la finalità d'uso in modo tale da minimizzare il costo di acquisto e soprattutto i successivi costi di esercizio. Le aziende costruttrici di veicoli si sono impegnate molto negli anni nel migliorare le trasmissioni in uso: i primi autocarri avevano cambi molto difficili e faticosi da usare mentre oggi la maggior parte dei veicoli utilizza cambi automatici o semi-automatici molto intuitivi, alla stregua di quelli automobilistici. Con la facilità di utilizzo è migliorata anche l'efficienza: grazie agli automatismi i tempi di cambiata sono diventati brevi e quindi la capacità di erogare potenza è ora estremamente lineare e continua.

Prendendo spunto dal settore delle macchine agricole, in questo capitolo si vuole dimensionare e adattare una trasmissione power-split ad un automezzo pesante da cava-cantiera. Gli ampi studi già effettuati offrono una solida base di partenza per l'adattamento agli autocarri. Qui si pongono problemi tecnici diversi: sono in grado infatti di una capacità di traino elevatissima ma nel contempo garantiscono una velocità di percorrenza stradale alta.

Saranno analizzati i meccanismi componenti una trasmissione power-split e studiati dei modelli di perdita degli organi idraulici per meglio simulare il sistema. Definite le possibili configurazioni meccaniche si determineranno dei parametri per scegliere la più adatta alla specifica applicazione. Tramite software di simulazione numerica *Amesim* si provvederà quindi ad analizzarne il comportamento e coglierne pregi e difetti rispetto alle classiche trasmissioni meccaniche.

2.2.2 Power-split dual stage layout

Lo studio e il dimensionamento della trasmissione *Input coupled dual stage* è stato esaustivamente trattato nel lavoro dei ricercatori Blake C. e Ivantysynova M.

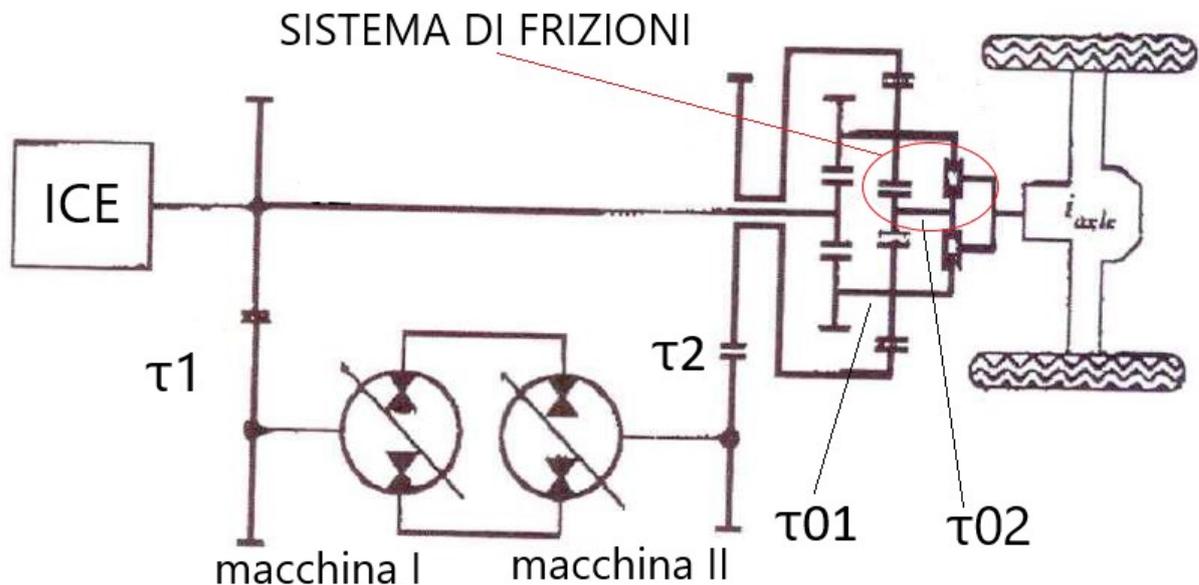


Figura 2.9: Dual stage standard.

La tipica configurazione dual-stage è mostrata in figura 2.9 ed è composta da:

1. Una fonte di potenza, nel nostro caso il motore a combustione interna (ICE).
2. Una coppia di ingranaggi che trasmette il moto alla macchina idraulica I e genera il rapporto di trasmissione τ_1 .
3. La macchina idraulica I funge sia da pompa che da motore a seconda del regime di funzionamento.
4. La macchina II funge anch'essa sia da pompa che da motore a seconda del regime di funzionamento.
5. Una coppia di ingranaggi che trasmette il moto dalla macchina idraulica II alla corona del rotismo epicicloidale e genera il rapporto di trasmissione τ_2 .
6. Il rotismo epicicloidale che si occupa di convogliare la potenza proveniente dal ramo meccanico e da quello idrostatico. Si tratta di una unità multi-stadio e

genera, a seconda dell'uscita in selezione, due diversi rapporti di trasmissione τ_{01} e τ_{02} .

7. Un meccanismo di frizioni che si occupa di selezionare l'uscita del riduttore epicicloidale corretta per quel determinato regime di avanzamento della macchina.

2.2.3 Rotismo epicicloidale multi stadio

Nel dimensionamento della trasmissione *input coupled dual stage* a coniugare il moto del motore a combustione interna con quello del moto uscente dal motore idraulico è posto un rotismo epicicloidale di tipo *dual-stage*.

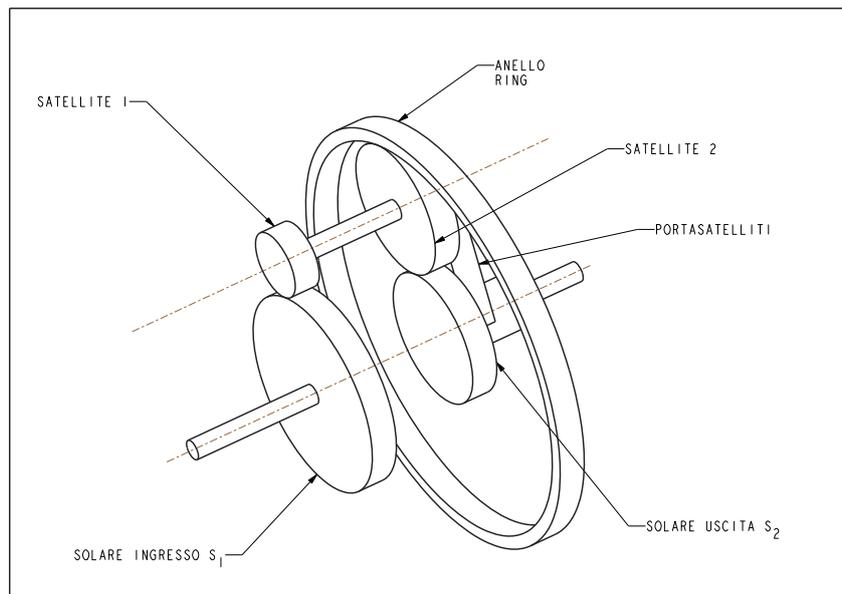


Figura 2.10: schema del rotismo epicicloidale *dual-stage*

Questo rotismo ha quattro ingressi/uscite (figura 2.10):

- Il solare s_1
- La corona r (ring)
- Il porta-satelliti c (carrier)
- Il solare s_2

In questa applicazione l'ingresso al riduttore epicicloidale (cioè i rami da cui la potenza entra nel rotismo) passano attraverso la corona r e il solare s_1 mentre la potenza in uscita sarà prelevata (a seconda della configurazione in uso) dal portasatelliti c e dal solare s_2 .

Vincoli geometrici

Il riduttore epicicloidale *dual-stage* sottointende dei vincoli geometrici che devono essere tradotti in vincoli numerici per ricavare i diametri delle ruote:

- Il solare in ingresso s_1 e il solare in uscita s_2 devono stare sullo stesso asse
- Il satellite 1 e il satellite 2 devono stare sullo stesso asse e quindi essere montati sul medesimo portasatelliti.

Tradotto in equazioni:

$$(2.9) \quad r_{s_1} + r_1 = r_{s_2} + r_2$$

Quindi la corona esterna (r) avrà un raggio di:

$$(2.10) \quad r_r = r_{s_2} + 2 \cdot r_2$$

Momenti torcenti scambiati nel rotismo

Partendo dall'esempio di un rotismo epicicloidale semplice si vogliono ricavare le relazioni fra i momenti esterni agenti su di esso. Siano M_s , M_r , M_c i momenti rispettivamente sul solare, sulla corona e sul porta-satelliti. Trascurando le dissipazioni di potenza e le inerzie del sistema si può scrivere:

$$(2.11) \quad M_s \cdot \omega_s + M_r \cdot \omega_r + M_c \cdot \omega_c = 0$$

Infatti la somma delle potenze entranti e uscenti dal rotismo deve essere nulla. Inoltre, per l'equilibrio Newtoniano alla rotazione del meccanismo nel suo insieme vale:

$$(2.12) \quad M_s + M_r + M_c = 0$$

Relazioni fra le velocità angolari

Utilizzando la formulazione di Willis possiamo ricavare le relazioni fra gli organi rotanti. Per un rotismo epicicloidale classico si definisce τ_0 il rapporto di trasmissione relativo al porta satelliti:

$$(2.13) \quad \tau_0 = \frac{\omega_r - \omega_c}{\omega_s - \omega_c}$$

- ω_r = velocità angolare della corona esterna (ring)
- ω_c = velocità angolare del portasatelliti (carrier)
- ω_s = velocità angolare dell'ingranaggio solare (sun)

Viene preso ora in esame il riduttore usato nella trasmissione analizzata. Si differenzia da un rotismo epicicloidale standard per la presenza di due "gruppi" di satelliti:

1. Uno in presa con l'ingranaggio solare in ingresso (Satellite 1)
2. Uno in presa con la corona esterna e l'ingranaggio solare in uscita (Satellite 2)

Per analizzare il rotismo si divide l'analisi in due parti, per τ_{01} e τ_{02} . Nella tabella 2.1 seguente sono riassunte le configurazioni e il rapporto di trasmissione generato.

Ingresso	Ingresso	Uscita	Rapporto
s_1	r	c	τ_{01}
s_1	r	s_2	τ_{02}

Tabella 2.1: Combinazioni di ingresso / uscita in relazione al rapporto di trasmissione generato dal rotismo epicicloidale composto.

Rapporto di trasmissione τ_{01}

Riscrivendo la formula di Willis per la specifica configurazione:

$$(2.14) \quad \tau_{01} = \frac{\omega_r - \omega_c}{\omega_{s_1} - \omega_c}$$

Analizzo il rotismo reso ordinario, cioè con $\omega_c = 0$:

$$(2.15) \quad \tau_{01} = \frac{\omega_r}{\omega_{s_1}}$$

Essendo ora il rotismo ordinario (cioè ad assi fissi a telaio) si può ricavare:

$$(2.16) \quad \tau_{01} = -\frac{r_{s_1}r_2}{r_r r_1}$$

Con segno negativo, in quanto solare e corona girano in verso opposto. Per quanto riguarda i momenti torcenti agenti in questa configurazione vale:

$$(2.17) \quad M_{s_1} \cdot \omega_{s_1} + M_r \cdot \omega_r + M_c \cdot \omega_c = 0$$

Infatti la somma delle potenze entranti e uscenti dal rotismo deve essere nulla. Inoltre, per l'equilibrio Newtoniano alla rotazione del meccanismo nel suo insieme vale:

$$(2.18) \quad M_{s_1} + M_r + M_c = 0$$

Dalle precedenti relazioni si ricava, tramite le opportune sostituzioni, che:

$$(2.19) \quad M_r = M_c \cdot \frac{1}{\tau_{01} - 1}$$

$$(2.20) \quad M_{s_1} = M_c \cdot \frac{1}{\frac{1}{\tau_{01}} - 1}$$

Rapporto di trasmissione τ_{02}

Riscrivendo la formula di Willis per questa configurazione e tenendo conto che il solare in questo caso è l'uscita del sistema:

$$(2.21) \quad \frac{1}{\tau_{02}} = \frac{\omega_r - \omega_c}{\omega_{s_2} - \omega_c}$$

$$(2.22) \quad \tau_{02} = \frac{\omega_{s_2} - \omega_c}{\omega_r - \omega_c}$$

Analizzo il rotismo reso ordinario, cioè con $\omega_c = 0$:

$$(2.23) \quad \tau_{02} = \frac{\omega_{s_2}}{\omega_r}$$

Essendo ora il rotismo ordinario (cioè ad assi fissi a telaio) si può ricavare:

$$(2.24) \quad \tau_{02} = -\frac{r_r}{r_{s2}}$$

Con segno negativo, in quanto solare e corona girano in verso opposto. Per quanto riguarda i momenti torcenti agenti in questa configurazione vale:

$$(2.25) \quad M_{s1} \cdot \omega_{s1} + M_r \cdot \omega_r + M_{s2} \cdot \omega_{s2} = 0$$

Infatti la somma delle potenze entranti e uscenti dal rotismo deve essere nulla. Inoltre, per l'equilibrio Newtoniano alla rotazione del meccanismo nel suo insieme vale:

$$(2.26) \quad M_{s1} + M_r + M_{s2} = 0$$

Dalle precedenti relazioni si ricava, tramite le opportune sostituzioni, che:

$$(2.27) \quad M_{si} = M_{s2} \cdot \frac{1 - \tau_{02}}{1 - 1/\tau_{01}}$$

$$(2.28) \quad M_r = M_{s2} \cdot \frac{\tau_{02} - 1/\tau_{01}}{1 - 1/\tau_{01}}$$

Modello del rotismo epicicloidale a doppio stadio

Il software utilizzato per la simulazione numerica del sistema non ingloba al suo interno un pacchetto già pronto per questo rotismo, si rende necessario quindi comporlo utilizzando meccanismi "base". Sarà il software stesso a compilare il set di equazioni adeguato a mettere in relazione le velocità angolari degli alberi di trasmissione e le coppie trasmesse da essi.

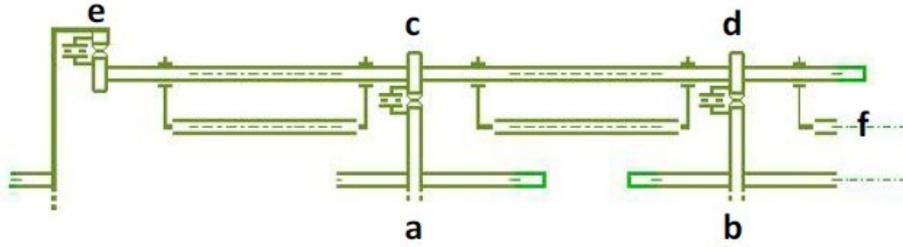


Figura 2.11: Modello *Amesim* del riduttore epicicloidale dual-stage [12].

La composizione del sistema è visibile in figura 2.11. Il movimento è dato dalla rotazione dell'albero del motore a combustione interna collegato al solare "a" e la prima serie di planetari si trova in "c" mentre la seconda unità idraulica muove la corona esterna "e". La seconda serie di planetari, collegati rigidamente (e coassiali) alla prima serie sono visibili in "d" e il moto viene trasmesso attraverso la seconda ruota solare "b" (τ_{02}) oppure mediante il porta-satelliti "f" (τ_{01}) a seconda della marcia in uso.[12].

Il modello appena introdotto descrive il moto degli elementi del riduttore e permette anche di simulare le perdite di energia dovute agli attriti. Viene impostato all'interno del modello che ogni stadio del rotismo epicicloidale disperda il 2% dell'energia immessa. Questo modo di procedere è relativamente semplice rispetto agli avanzati metodi previsionali disponibili oggi, ma per questo studio è sufficiente tenere conto dei fenomeni dissipativi degli organi rotanti lungo la trasmissione.

2.2.4 Le unità idrauliche

Le unità idrauliche considerate nel modello appartengono alla categoria a pistoni assiali a cilindrata variabile, composta da un piatto fisso e corpo cilindri rotante[12]. Essendo una pompa volumetrica, la cilindrata V sarà funzione del numero di pistoni

N , della loro geometria (area pistone A_p e corsa c) e dell'angolo di inclinazione del piatto.[12]

$$(2.29) \quad V = N \cdot A_p \cdot c$$

L'area del pistone e la corsa si ricavano impiegando le seguenti relazioni, con r che rappresenta la distanza tra l'asse di rotazione della pompa e l'asse del generico stantuffo di diametro d [12].

$$(2.30) \quad A_p = \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

$$(2.31) \quad c = 2 \cdot r \cdot \tan \beta$$

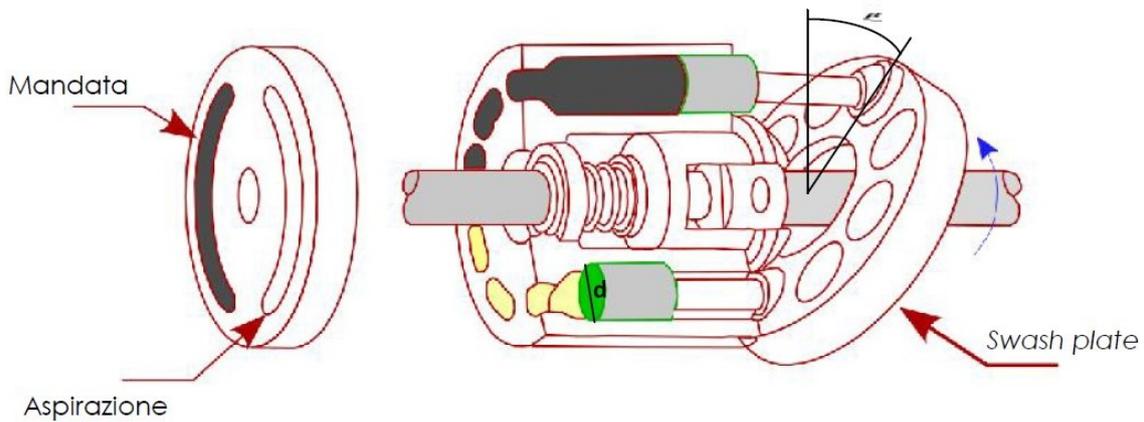


Figura 2.12: Schema di una macchina idraulica a piastra fissa e corpo inclinato a pistoni assiali.

La coppia C e la portata Q trattate dalla pompa non sono costanti nel tempo e dipendono dalla posizione radiale del pistone rispetto all'asse della macchina. Ad un aumento del numero di cilindri, coppia e portata volumetrica assumono un andamento più omogeneo e questo fenomeno si so amplifica per un numero di pistoni dispari[12]. Si possono calcolare i valori teorici di coppia e portata medie nel tempo mediante le relazioni che seguono, valide in assenza di perdite[12].

$$(2.32) \quad Q_{ideale} = \frac{\omega \cdot V}{2 \cdot \pi}$$

$$(2.33) \quad C_{ideale} = \frac{\Delta P \cdot V}{2 \cdot \pi}$$

Le equazioni fino a qui scritte non tengono conto delle perdite di potenza che avvengono durante il funzionamento delle macchine e che verranno trattate nel prossimo paragrafo.

Rendimento e perdite di potenza

Per modellare correttamente le due unità idrauliche reali è necessario introdurre il rendimento, a seconda che l'unità operi come pompa o come motore. In particolare l'efficienza complessiva della macchina può essere descritta dal prodotto di tre contributi: rendimento idraulico, volumetrico e meccanico.

$$(2.34) \quad \eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

- η_h : Il rendimento idraulico quantifica le perdite di energie dovute all'attrito viscoso del fluido che scorre all'interno dei vari organi e tubazioni.
- η_m : Il rendimento meccanico quantifica la perdita di potenza dovuta agli attriti dinamici imputabili agli organi meccanici in relativo movimento fra loro.
- η_v : Il rendimento volumetrico descrive il fenomeno per cui non tutto il fluido viene elaborato dalla macchina idraulica. Parte del fluido elaborato dalla macchina trafile fra pistone e cilindro a causa delle tolleranze di accoppiamento.

In genere nelle macchine idrauliche si definisce il rendimento idromeccanico η_{hm} che riassume il rendimento meccanico e quello idraulico in un unico termine.

Per una pompa vale:

$$(2.35) \quad \eta_{hm_p} = \frac{Coppia_{ideale}}{Coppia_{reale}}$$

Per un motore vale:

$$(2.36) \quad \eta_{hm_m} = \frac{Coppia_{reale}}{Coppia_{ideale}}$$

Il rendimento volumetrico, che tiene conto delle perdite di portata che passano attraverso il traferro (cioè la superficie anulare compresa fra il pistone e il cilindro)

può essere scritto come:

Per la pompa:

$$(2.37) \quad \eta_{v_p} = \frac{Portata_{reale}}{Portata_{ideale}}$$

Per il motore:

$$(2.38) \quad \eta_{hm_m} = \frac{Portata_{ideale}}{Portata_{reale}}$$

Modello delle macchine idrauliche

Le macchine idrauliche pompa e motore sono già presenti nella libreria del software di simulazione, ma esse rappresentano dei componenti ideali, quindi senza alcuna perdita energetica e volumetrica. Serve quindi, come fatto per il rotismo epicicloidale, comporre una serie di elementi per rappresentare correttamente i fenomeni di perdita.

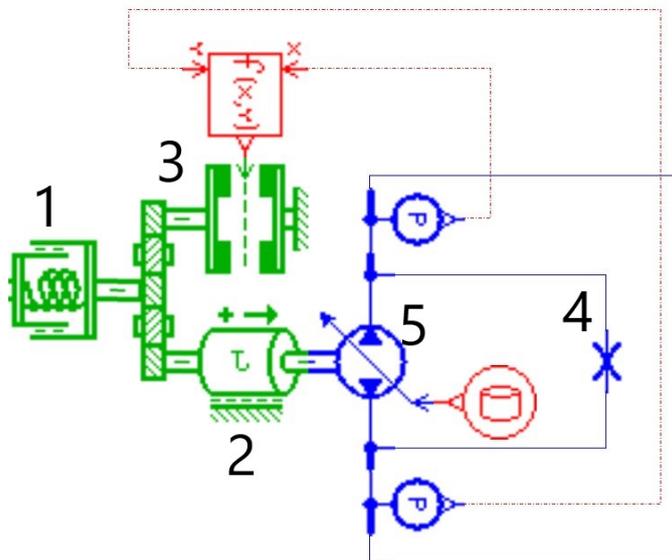


Figura 2.13: Schematizzazione di una macchina idraulica reale.

Facendo riferimento allo schema in figura 2.13 :

1. Elemento per modellizzare l'elasticità degli alberi di trasmissione.
2. Elemento per modellizzare l'inerzia degli organi meccanici.

3. Elemento per modellizzare l'attrito fra componenti meccanici.
4. Strozzatura per modellizzare le perdite volumetriche.
5. Macchina reale con parzializzazione variabile.

Ognuno dei componenti sopra elencati necessita di alcuni valori di taratura per rappresentare fedelmente il comportamento della macchina. Questi possono essere ricavati dalle schede tecniche delle macchine idrauliche sulle quali i principali costruttori riportano le curve caratteristiche.

Size 40

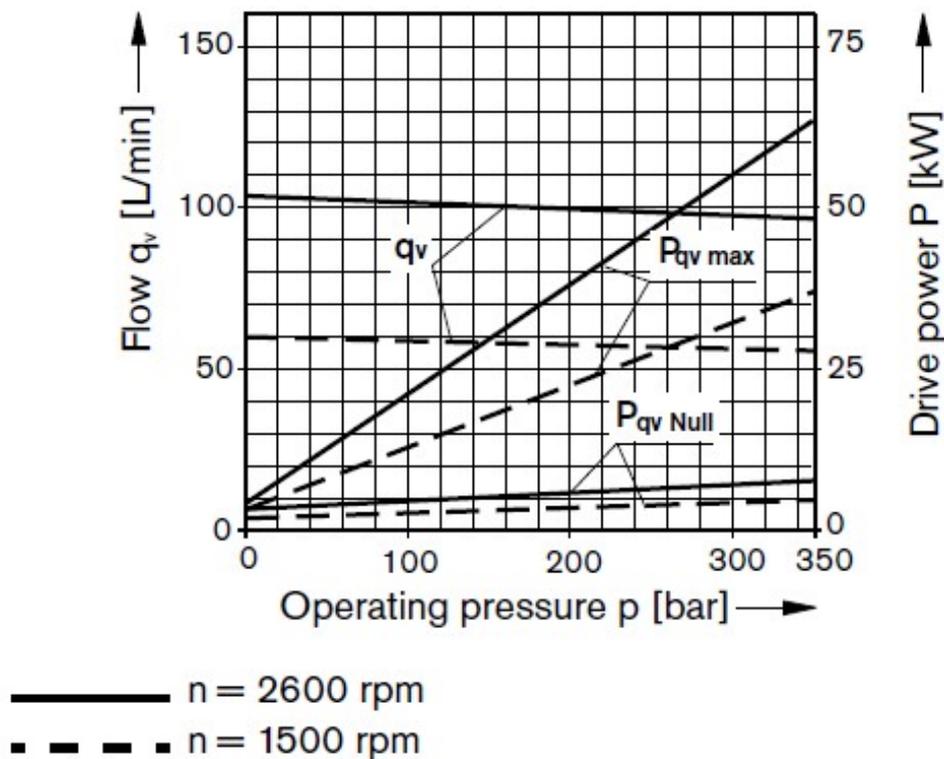


Figura 2.14: Esempio di grafico di una macchina idraulica.

2.2.5 Dimensionamento della trasmissione dual-stage

Per le applicazioni con potenza applicata elevata è vantaggioso utilizzare strutture più avanzate in grado di garantire efficienze più alte e ingombri contenuti. La trasmissione *input coupled dual stage* (da qui in avanti abbreviata come ICDS) utilizza

parallelamente una trasmissione idrostatica e una meccanica, sommandone gli effetti tramite un rotismo epicicloidale composto. Questo tipo di struttura, potendo prelevare il moto di uscita da due diversi punti del rotismo epicicloidale, permette di avere due full mechanical point (FMP). Viene definito "full mechanical point" quello quei regimi di funzionamento ai quali la potenza passa esclusivamente attraverso il ramo meccanico della trasmissione, lasciando inutilizzato il ramo idrostatico (il meno efficiente dei due). Per il dimensionamento della trasmissione bisogna assumere alcuni dati di partenza:

- V_{mech1} : velocità di avanzamento del veicolo alla quale si vuole impostare il FMP1.
- V_{mech2} : velocità di avanzamento del veicolo alla quale si vuole impostare il FMP2.
- V_{shift} : velocità di avanzamento del veicolo alla quale avviene il cambio di output (τ_{01} a τ_{02}) nel rotismo epicicloidale.
- r_r : raggio della ruota del veicolo.
- ω_{ice} : numero di giri a regime di funzionamento del motore a combustione interna.
- $\omega_{I_{max}}, \omega_{II_{max}}$: il numero di giri massimo ammesso dalle macchine idrauliche scelte.

In questa trattazione verrà definito il rapporto di trasmissione τ come il rapporto fra la velocità dell'albero motore e la velocità dell'albero condotto.

$$\tau = \frac{\omega_{motore}}{\omega_{condotto}}$$

Per la nomenclatura delle ruote dentate si farà riferimento alla figura 2.10.

Alla velocità V_{shift} il rotismo epicicloidale non apporta nessuna modifica alla velocità dell'albero motore n_{ice} , risultando identica a valle e a monte del rotismo.

Ricavo il rapporto di trasmissione all'assale τ_{axle} :

$$(2.39) \quad \tau_{axle} = \frac{\omega_{ice} \cdot r_r}{V_{shift}}$$

La scelta dei due full mechanical point influenza direttamente i rapporti di trasmissione del rotismo epicicloidale. I rapporti di trasmissione sono due in quanto l'ingresso del sistema agisce sull'ingranaggio solare s_1 e sulla corona esterna r , mentre l'output può essere prelevato rispettivamente sull'albero del porta satelliti c (per ottenere τ_{01}) oppure dall'ingranaggio solare in uscita s_2 (per ottenere τ_{02}).

Al FMP1 la corona esterna risulta bloccata. Utilizzando la formula di Willis:

$$(2.40) \quad \tau_{01} = \frac{\omega_r - \omega_c}{\omega_{s_i} - \omega_c}$$

$$(2.41) \quad \tau_{01} = \frac{-\omega_c}{\omega_{s_i} - \omega_c}$$

$$(2.42) \quad \frac{\omega_{s_i}}{\omega_c} = 1 - \frac{1}{\tau_{01}}$$

$$(2.43) \quad V_{mech01} = \frac{\omega_{s_i} r_r}{(1 - 1/\tau_{01}) \tau_{axle}}$$

Anche al FMP2 la corona risulta ferma. Utilizzando di nuovo la formula di Willis.

$$(2.44) \quad \tau_{02} = \frac{\omega_{s_u} - \omega_c}{\omega_r - \omega_c}$$

$$(2.45) \quad \tau_{02} = \frac{\omega_{s_u} - \omega_c}{-\omega_c}$$

$$(2.46) \quad \tau_{02} = 1 - \frac{\omega_{s_u}}{\omega_c} = 1 - \frac{V_{mech2}}{V_{mech1}}$$

Il rapporto di trasmissione fra l'albero motore ICE e l'unità idraulica I si ricava utilizzando fino al valore massimo la velocità di rotazione della macchina idraulica:

$$(2.47) \quad \tau_1 = \frac{\omega_{ice}}{\omega_{Imax}}$$

Il rapporto di trasmissione τ_2 si calcola sapendo la velocità massima raggiungibile dal veicolo e il regime di rotazione massimo ipotizzato per l'unità idraulica II.

$$(2.48) \quad \tau_{01} = \frac{\omega_r - \omega_c}{\omega_{s_i} - \omega_c}$$

$$(2.49) \quad \omega_c = \frac{\omega_r - \tau_{01}\omega_{s_i}}{1 - \tau_{01}}$$

$$(2.50) \quad \tau_{02} = \frac{\omega_{s_u} - \omega_c}{\omega_r - \omega_c}$$

$$(2.51) \quad \omega_r = \frac{\omega_{s_u} + \omega_c(\tau_{02} - 1)}{\tau_{02}}$$

$$(2.52) \quad \omega_{s_u} = \frac{V_{max}\tau_{axle}}{r_r}$$

Essendo $\omega_{s_i} = \omega_{ice}$:

$$(2.53) \quad \omega_r = \left(-\frac{\omega_{s_u}}{\tau_{02}} + \frac{\tau_{01}\omega_{s_i}(\tau_{02} - 1)}{(1 - \tau_{01})\tau_{02}} \right) \left(\frac{(1 - \tau_{01})\tau_{02}}{(\tau_{02} - 1) - (1 - \tau_{01})\tau_{02}} \right)$$

Quindi per soddisfare il requisito di velocità massima:

$$(2.54) \quad \tau_2 = \frac{\omega_{II,max}}{\omega_r}$$

Si devono ora dimensionare le cilindrato delle macchine idrauliche I e II . Si esegue un bilancio delle potenze sul rotismo epicicloidale, si definisce M il momento sulla ruota.

$$(2.55) \quad M_{s_1}\omega_{s_i} + M_c\omega_c + M_r\omega_r = 0$$

Si può anche scrivere l'equilibrio alla rotazione dell'intero meccanismo.

$$(2.56) \quad M_{s_1} + M_c + M_r = 0$$

I rapporti di trasmissione fra l'uscita *carrier* e gli ingressi *solare1* e *ring* sono:

$$(2.57) \quad \frac{M_1}{M_c} = \frac{\tau_{01}}{1 - \tau_{01}}$$

$$(2.58) \quad \frac{M_r}{M_c} = -\frac{\tau_{01}}{1 - \tau_{01}}$$

La cilindrato della macchina idraulica II è allora:

$$(2.59) \quad V_{II} = \left| \frac{M_{r,max}}{i_{axle}\Delta P_{max}} \frac{-\tau_{01}}{1 - \tau_{01}} \right|$$

Per garantire la continuità della portata nel circuito fra le due macchine idrauliche la cilindrata della macchina I deve essere:

$$(2.60) \quad V_I = \frac{v_{II}\omega_{II}}{\omega_I}$$

Per il dimensionamento viene ipotizzato un regime di rotazione massimo per le macchine I e II di $1500rpm$ e una pressione massima nel circuito di $\Delta P_{max} = 380bar$. La V_{mech1} è imposta a $15km/h$, V_{mech2} a $60km/h$ e V_{shift} avviene a $30km/h$. Immettendo i dati caratteristici del veicolo in esame si ricavano i seguenti valori:

- $\tau_{diff} = 9.95$
- $\tau_{01} = -1$
- $\tau_{02} = -3$
- $\tau_I = 1$
- $\tau_{II} = 1$
- $V_I = c.ca1500cc$
- $V_{II} = c.ca1500cc$

Sebbene il dimensionamento porti a dei risultati realistici, la taglia delle macchine idrauliche non può trovare riscontro in una applicazione pratica perché nessun costruttore a catalogo propone unità di dimensioni così generose. La soluzione appena proposta non si dimostra valida per l'applicazione in esame ma lo schema che si è analizzato fino ad ora si può considerare la base di partenza per meccanismi CVT dual-stage più complessi.

Per provare a ridurre la dimensione delle macchine idrauliche si decide quindi di aumentare la complessità dello schema passando dalle precedenti due marce (dual-stage) ad uno a cinque marce che verrà illustrato nella prossima sezione.

2.2.6 Power-split dual stage a 5 marce

Lo schema di seguito proposto nasce dalla necessità di ridurre la dimensione delle macchine idrauliche I e II. Nello schema dual-stage classico le macchine devono far

Provenienza moto	Riduzione finale	Marcia
<i>macchina_{II}</i>	τ_{hy}	<i>I</i>
<i>c</i>	τ_{L1}	<i>II</i>
<i>s₂</i>	τ_{L2}	<i>III</i>
<i>c</i>	τ_{H1}	<i>IV</i>
<i>s₂</i>	τ_{H2}	<i>V</i>

Tabella 2.2: Riassunto delle combinazioni di rotismo epicicloidale e riduzione finale in relazione alla marcia in presa.

La gestione della parzializzazione dell'unità I deve essere congruente con i cambi marcia. A veicolo fermo la frizione I risulta in presa, mentre le altre disaccoppiano la trazione dalla trasmissione. Per partire la cilindrata della macchina idraulica I cresce dal valore nullo fino a raggiungere la velocità di cambio marcia fra I e II marcia che può avvenire solo quando le velocità angolari degli alberi delle frizioni I e II sono identiche. Al raggiungimento della velocità corretta viene disaccoppiata la frizione I e messa in presa la frizione II. Per proseguire con l'accelerazione la parzializzazione della macchina due deve essere invertita fino al raggiungimento del successivo cambio marcia. Il processo continua in questo modo fino alla velocità massima in quinta marcia, cioè con la frizione V in presa e tutte le altre libere.

La gestione della parzializzazione della macchina I e della marcia in presa in relazione alla velocità del veicolo è ben visibile nell'immagine 2.16.

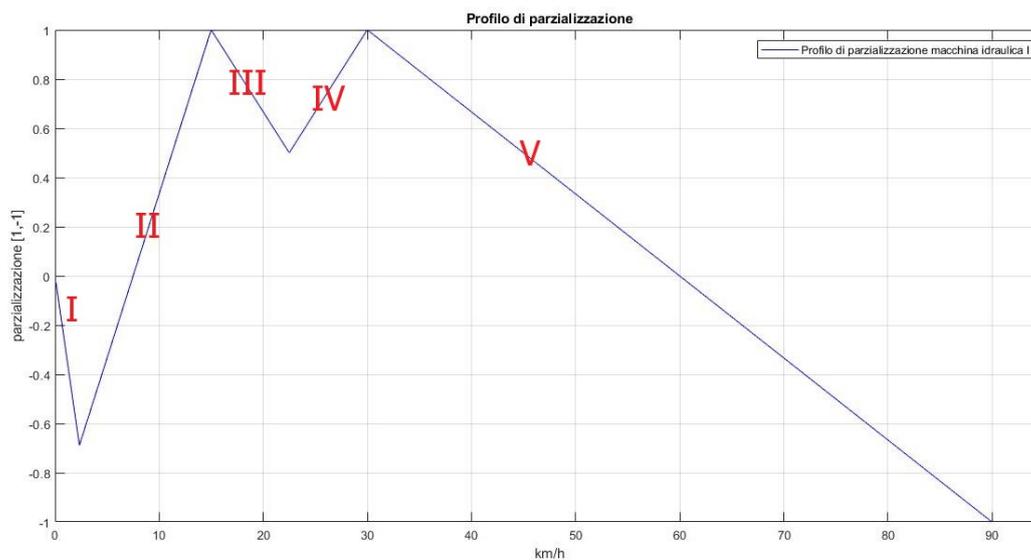


Figura 2.16: Esempio di gestione della parzializzazione della macchina I nella trasmissione dual-stage a cinque marce.

Ad ogni cambio marcia la parzializzazione viene invertita e continua a variare entro valori compresi fra 1 e -1 . Ogni retta presente in figura 2.16 rappresenta una diversa marcia ed ha una pendenza diversa in virtù del rapporto di trasmissione generato.

Il dimensionamento di questo nuovo schema richiede di ricavare i dati contenuti in tabella 2.3.

n°	Variabile	Descrizione
1	τ_I	Rapporto di trasmissione alla unità I
2	τ_{II}	Rapporto di trasmissione alla unità II
3	τ_{01}	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita carrier
4	τ_{02}	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita solare2
5	τ_{hy}	Rapporto di trasmissione trasmissione idrostatica
6	τ_{L1}	Rapporto di trasmissione finale II marcia
7	τ_{L2}	Rapporto di trasmissione finale III marcia
8	τ_{H1}	Rapporto di trasmissione finale IV marcia
9	τ_{H2}	Rapporto di trasmissione finale V marcia
10	V_I	Cilindrata unità I
11	V_{II}	Cilindrata unità II

Tabella 2.3: Tabella riassuntiva delle variabili per il dimensionamento della trasmissione a 5 marce.

Il dimensionamento perciò ammette molte soluzioni, tutte formalmente corrette, ma diverse tra loro. La scelta di quella migliore non può che essere il frutto di una lunga procedura per tentativi. Questo tipo di problema può essere affrontato in modo più efficiente utilizzando l'ottimizzazione matematica, che è in grado di fornire le soluzioni che minimizzano (o massimizzano) una prestabilita funzione obiettivo, soggetta ai vincoli imposti dal sistema in esame. Nel caso specifico, le soluzioni da individuare sono i rapporti di trasmissione e le cilindrata più sopra definite; i vincoli sono le leggi fisiche che regolano la trasmissione della velocità e della coppia; la funzione obiettivo, invece, può assumere le forme più convenienti: il rendimento di trasmissione da massimizzare, la somma delle cilindrata da minimizzare, oppure una opportuna combinazione di parametri cinematici che devono soddisfare i requisiti del progetto. Questo punto sarà illustrato più dettagliatamente nei paragrafi che seguono. Rispetto alla configurazione dual-stage semplice le variabili del problema sono più che raddoppiate: non è più quindi un dimensionamento esatto, definito univocamente. Si decide di adottare un approccio differente: si ricava, tramite

metodi di ottimizzazione matematica, un set di nove valori che soddisfi i requisiti imposti dal progettista.

2.2.7 Applicazione degli algoritmi di ottimizzazione

Descrizione

La funzione che descrive le relazioni fra trasmissione e ruote ha una formulazione complessa, quindi gli algoritmi di ricerca diretta dei minimi sono adatti a questo problema. Inoltre, la particolare forma della funzione obiettivo impostata, probabilmente con molti minimi locali, suggerisce l'uso di questi algoritmi che sono in grado di ridurre l'importanza del punto di ricerca iniziale e di trovare minimi locali lontani dal minimo assoluto.

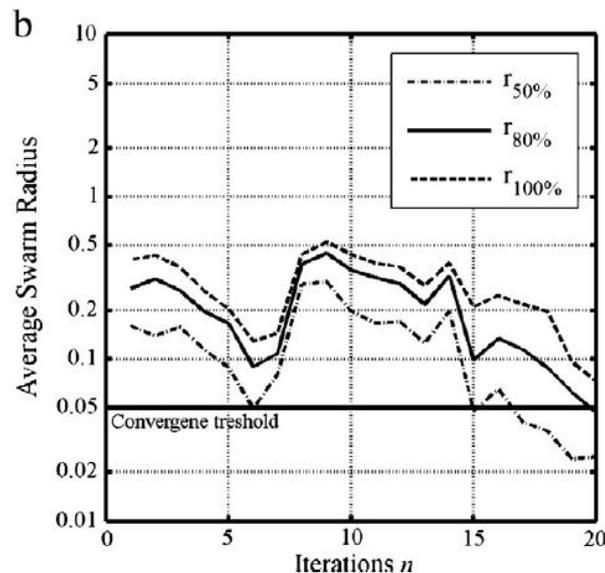


Figura 2.17: Esempio di dispersione dello sciame in funzione del numero di iterazioni nell'algoritmo PSO.

Gli algoritmi di ricerca basati sugli sciami (PSO Particle Swarm Optimizer) sono algoritmi euristici che si fondano sul comportamento sociale dimostrato da stormi di uccelli o sciami di insetti, in cui l'interazione tra le informazioni degli individui e la condivisione delle informazioni con altri individui porta a molti vantaggi evolutivi, come una maggiore efficienza nella ricerca di cibo.

Vengono definite "particelle" quei set di valori candidati ad essere la soluzione ottima. L'algoritmo PSO non fa uso di un gradiente nel corso dell'ottimizzazione, dunque non è richiesta la differenziabilità del problema da analizzare, cosa che invece avviene nei metodi di ottimizzazione tradizionali come la discesa del gradiente. Per questa ragione, può essere utilizzata con successo in problemi di ottimizzazione irregolari, rumorosi o variabili nel tempo. La caratteristica più importante dell'algoritmo PSO è il processo che muove la particella dello sciame (inizializzato in posizioni casuali nella prima iterazione) tra due iterazioni successive. La posizione della particella i -esima nello spazio delle soluzioni ammissibili all'iterazione $n + 1$ si ottiene sommando uno spostamento dalla posizione x dello stesso elemento all' n -esima iterazione come segue:

$$(2.61) \quad x_{n+1}^i = x_n^i + d_{n+1}^i$$

Il criterio utilizzato è basato sulla dispersione media dello sciame: si suppone che il criterio sia soddisfatto quando almeno l'80% delle particelle sono state raccolte all'interno dello 0,05% dello spazio di ricerca centrato attorno alla soluzione migliore nota y_n .

L'algoritmo di ottimizzazione utilizzato in questo lavoro, originariamente presentato da Shu-Kai S. Fan et al. [8], combina la classica formulazione di PSO con l'algoritmo Nelder-Mead [9]. Questa formulazione migliora l'efficienza della convergenza locale, mantenendo la capacità di ricerca dell'algoritmo invariata.

Applicazione alla trasmissione power-split 5 marce

Nello specifico caso di dimensionamento della trasmissione non esiste una funzione che sia riassuntiva del problema, quindi dipendente da tutte le variabili da ricavare.

Il problema inizialmente è stato impostato correlando velocità di rotazione e coppia alle ruote con quelle agenti sul cinematismo della trasmissione e di conseguenza sul ramo idrostatico del sistema, per ogni configurazione di marcia possibile.

Per valutare le prestazioni del sistema viene applicato alle ruote il carico massimo teorico, descritto dalla curva di pulling force visibile in figura 2.4. Così facen-

do è possibile tarare i parametri caratteristici della trasmissione osservando il suo funzionamento nel "worst case", cioè ai limiti delle possibilità del veicolo.

La conoscenza dei momenti torcenti agenti in ogni punto della trasmissione ci permette di fare un dimensionamento di massima della macchina idraulica II, infatti:

$$(2.62) \quad V_{II} = \frac{20 \cdot \pi \cdot M_{II}}{\Delta P_{max}}$$

Per garantire la continuità della portata alla unità II deve sussistere la condizione:

$$(2.63) \quad V_I = \frac{V_{II} \cdot n_{II}}{n_I}$$

Il procedimento qui esposto presuppone però la scelta a priori del regime di rotazione massimo delle unità idrauliche.

I fogli di calcolo automatici ci danno la possibilità di creare dei cicli di iterazione. Si è così impostato nel foglio un sintetico catalogo delle macchine idrauliche fra cui è possibile scegliere, riportante i dati visibili in tabella 2.4.

Cilindrata [cc]	28	55	80	107	140	160	200	250
Rpm max	5500	4450	3900	3550	3250	3100	3100	2900
	Cilindrata [cc]		355	500	1000			
	Rpm max		2240	2000	1600			

Tabella 2.4: Tabella riportante i principali dati delle pompe modello *Reaxroth A4VSO*.

Dato un set di valori iniziali (comprensivo di tutti i rapporti di trasmissione, meno τ_I e τ_{II}) viene ipotizzato un τ_{II} di primo tentativo che ci permette di usare l'unità dalla cilindrata più bassa. Il ciclo verifica che la coppia richiesta alla stessa non sia eccessiva e se non lo è procede a dimensionare τ_I e la cilindrata dell'unità I, altrimenti viene modificato τ_{II} per utilizzare una unità II dalla cilindrata maggiore. L'iterazione procede in questo modo fino a che non viene correttamente individuata la coppia di unità della minor cilindrata possibile in grado di soddisfare le condizioni imposte.

Questo processo impone al progettista però di ipotizzare comunque τ_{01} , τ_{02} , τ_{hy} , τ_{L1} , τ_{L2} , τ_{H1} , τ_{H2} , il problema è ancora ampiamente indeterminato.

Quello appena descritto è un problema in sette variabili che ci fornisce diverse informazioni riguardo il sistema studiato. Volendo applicare un algoritmo di ottimizzazione bisogna però definire un parametro, chiamato y , che esegue una somma "pesata" dei parametri che ci interessa ottimizzare. Imponendo all'algoritmo di minimizzare questo parametro esso lavorerà sulle variabili che compongono y nel modo appropriato. Nel caso della trasmissione power-split dual-stage a 5 marce il parametro da ottimizzare è stato scritto come segue:

$$(2.64) \quad y = \max(V_I, a) \cdot \frac{k1}{a} + \max(V_I, b) \cdot \frac{k2}{b} + \max(\omega_{max}, c) \cdot \frac{k3}{c} - n_{fmp} \cdot k4 \cdot \frac{d}{d}$$

Di seguito una breve descrizione delle variabili presenti nell'equazione 2.60:

- V_I, V_{II} : sono le cilindrata delle unità idrauliche.
- n_{fmp} : è il numero di full mechanical point che ha la configurazione ottimizzata.
- ω_{max} : è la velocità di rotazione dell'albero più veloce nella trasmissione.
- $k1, k2, k3, k4$: sono dei valori che ci permettono di imporre all'algoritmo di "concentrarsi" maggiormente su di uno specifico parametro.
- a, b, c, d : in combinazione alla funzione \max , sono dei parametri che permettono di comunicare all'ottimizzatore che una volta raggiunto il valore, esempio $V_1 = a$, non deve proseguire ad ottimizzarlo ulteriormente.

La funzione y per la betoniera è stata impostata in modo tale da rispettare o almeno avvicinare il più possibile alcuni parametri a dei valori predefiniti. Il parametro a relativo alla unità I è stato imposto a 110cc come per il parametro b perché nel campo dell'oleodinamica veicolare è una unità molto usata e quindi particolarmente ottimizzata negli ingombri e nel peso per la specifica applicazione. Il valore c relativo all'albero di trasmissione più veloce è stato impostato a 4500rpm: è importante mantenere sotto controllo le velocità di rotazione degli alberi meccanici pena un'eccessiva dissipazione di energia, tuttavia andare a valori inferiori a 4500rpm non avrebbe portato nessun vantaggio. Il numero di full mechanical point n_{fmp} viene imposto uguale a quattro: in combinazione con il segno negativo ci permette di forzare l'ottimizzatore a scegliere le soluzioni che sviluppano il numero massimo possibile di

full mechanical point, che con questa configurazione è pari a quattro. Ad ogni FMP la trasmissione trasmette la potenza esclusivamente dal ramo meccanico e quindi con efficienza massima. Scegliendo opportunamente i parametri a, b, c, d si forza il codice di ottimizzazione a portare a valore unitario ciascun termine. I parametri $k1, k2, k3, k4$ peseranno quindi in modo lineare l'importanza di ciascun termine. La funzione y da ottimizzare risulta quindi:

$$(2.65) \quad y = \max(V_I, 110) \cdot \frac{1}{110} + \max(V_I, 110) \cdot \frac{1}{110} + \max(\omega_{max}, 4500) \cdot \frac{10}{4500} - n_{fmp} \cdot \frac{4}{4}$$

2.2.8 Risultati del dimensionamento

L'applicazione dell'algoritmo di ottimizzazione ha permesso di ottenere risultati decisamente più realistici e di facile applicazione. Il dimensionamento e quindi la verifica vengono fatti utilizzando come carico alla ruota la "pulling force" (vedi grafico in fig. 2.4).

Si riporteranno dapprima i parametri ricavati relativi ai rapporti di trasmissione e alla dimensione delle unità idrauliche, poi verranno poi illustrati dei grafici con l'andamento delle coppie al ramo idrostatico e quindi la cilindrata minima richiesta alla macchina idraulica II. Gli stessi parametri monitorati durante il dimensionamento vengono poi ricavati in ambiente *Amesim* per la verifica.

Nella tabella 2.6 si riportano i dati risultati del dimensionamento illustrato nel precedente paragrafo.

n°	Variabile	Valore	Descrizione
1	τ_I	0.52	Rapporto di trasmissione alla unità I
2	τ_{II}	1.85	Rapporto di trasmissione alla unità II
3	τ_{01}	-1.363	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita carrier
4	τ_{02}	-2.286	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita solare2
5	τ_{hy}	-46.28	Rapporto di trasmissione trasmissione idrostatica
6	τ_{L1}	10.93	Rapporto di trasmissione finale II marcia
7	τ_{L2}	11.83	Rapporto di trasmissione finale III marcia
8	τ_{H1}	2.49	Rapporto di trasmissione finale IV marcia
9	τ_{H2}	2.35	Rapporto di trasmissione finale V marcia
10	τ_{diff}	4	Rapporto di trasmissione al differenziale
11	V_I	200cc	Cilindrata unità I
12	V_{II}	200cc	Cilindrata unità II

Tabella 2.5: tabella riassuntiva del dimensionamento della trasmissione a 5 marce.

Risulta evidente come, frazionando la trasmissione in 5 marce, lo sforzo sulla trasmissione diminuisce e con esso calano anche le dimensioni delle macchine idrauliche. In figura 2.18 è possibile osservare il carico (in termini di momento torcente) all'unità idraulica II al variare della velocità di avanzamento. Si ricorda che alla ruota è applicato il massimo carico teorico cui è capace di far fronte il veicolo in oggetto (pulling-force, fig. 2.4).

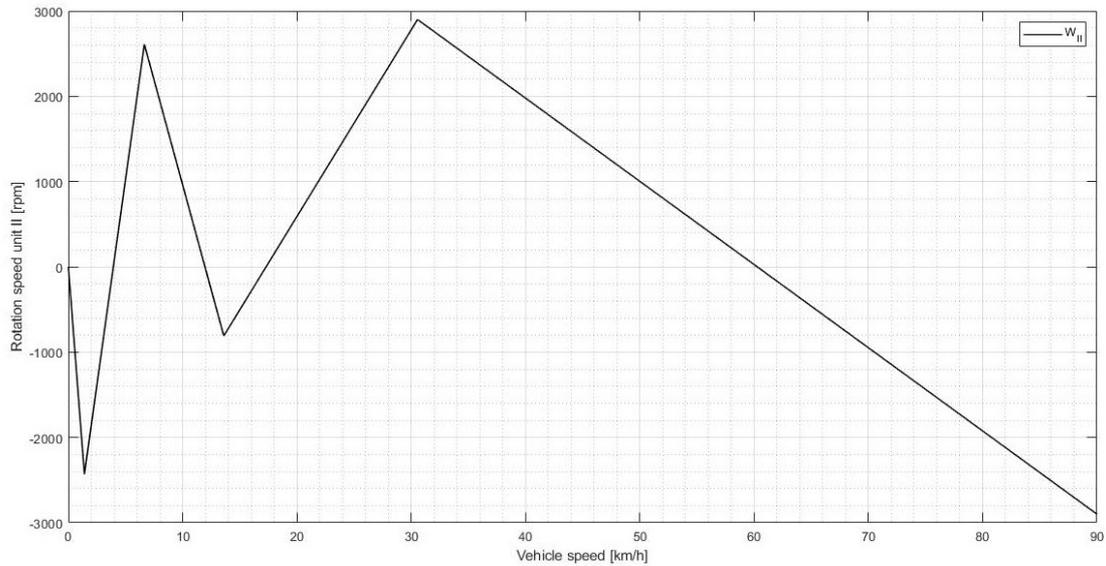


Figura 2.19: Velocità di rotazione dell'albero della macchina II in funzione della velocità di avanzamento.

In conclusione, avendo ricavato la coppia richiesta in ogni istante all'unità II si può quindi dedurre la cilindrata minima utile per far fronte al carico. In figura 2.20 viene mostrata la cilindrata richiesta alla macchina II che sarà direttamente proporzionale alla coppia richiesta ad essa (in figura 2.18).

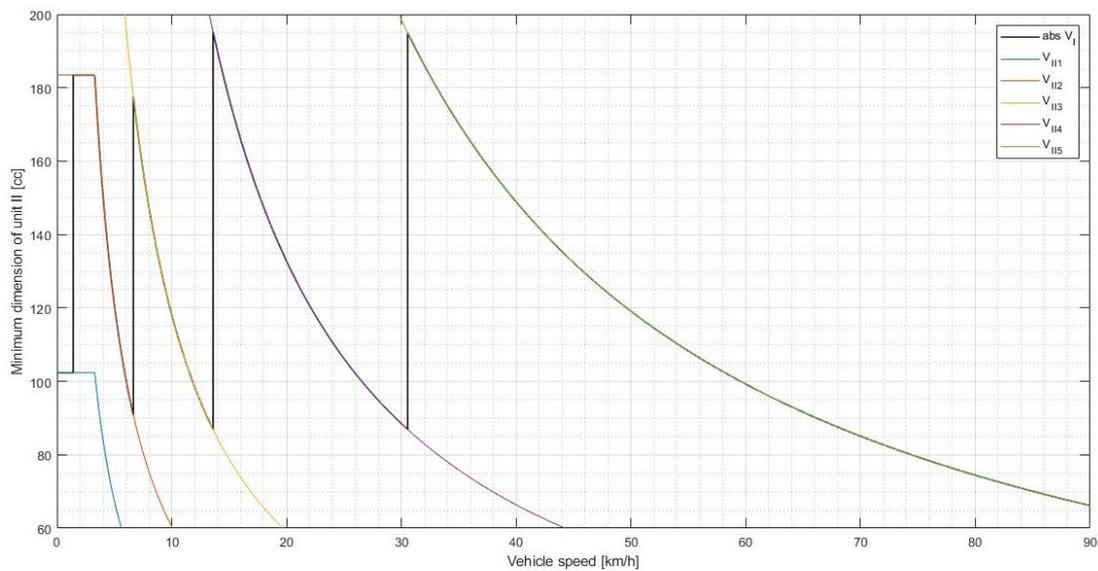


Figura 2.20: Cilindrata richiesta alla macchina II per soddisfare i requisiti di dimensionamento.

La coppia massima si attesta a $1200Nm$ e ne consegue una dimensione dell'unità

II di 190cc. L'algoritmo di calcolo seleziona automaticamente la macchina dalle caratteristiche più vicine, in questo caso un'unità da 200cc di cilindrata. L'unità I, per garantire la continuità della portata, risulta essere della medesima dimensione. Il gruppo idrostatico si compone quindi di due macchine perfettamente identiche operanti, a seconda della configurazione, da pompa o da motore.

2.3 Adattamento dell'algoritmo di ottimizzazione a schemi semplificati

2.3.1 Introduzione

Gli ottimi risultati ottenuti dall'utilizzo dell'algoritmo di ottimizzazione ci hanno spinto ad applicare il metodo anche a configurazioni CVT basate sullo schema "input coupled dual-stage" più semplici. Anche il procedimento analitico presentato nel paragrafo 2.2.5 è basato sull'ipotesi di definire a priori il regime di rotazione massimo delle macchine I e II e quindi di fatto risulta essere una logica iterativa, non esatta. Le configurazioni che verranno dimensionate con il metodo di ottimizzazione sono illustrate in tabella 2.6.

n° rapporti	Descrizione
2	Input coupled dual-stage
3	Input coupled dual-stage con prima marcia idrostatica
4	Input coupled dual-stage con quattro marce, senza prima idrostatica.

Tabella 2.6: Tabella riassuntiva delle possibili configurazioni alternative.

2.3.2 Risultati

Input coupled dual-stage

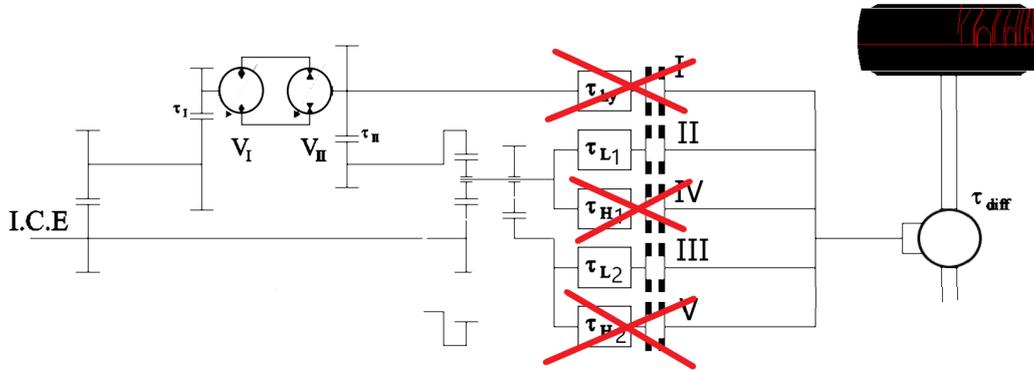


Figura 2.21: Configurazione Input coupled dual-stage.

Nell'immagine 2.29 lo schema della trasmissione dual-stage semplice, come proposta da Blake C. e Ivantysinova M. nel loro studio [6]. Rispetto alla configurazione a cinque marce è decisamente più semplice e costruttivamente di più facile realizzazione avendo bisogno solo di una coppia di frizioni. Rinunciando alla prima marcia idrostatica ci si aspetta anche un'efficienza generale maggiore. Di seguito sono riportati i risultati dell'ottimizzazione.

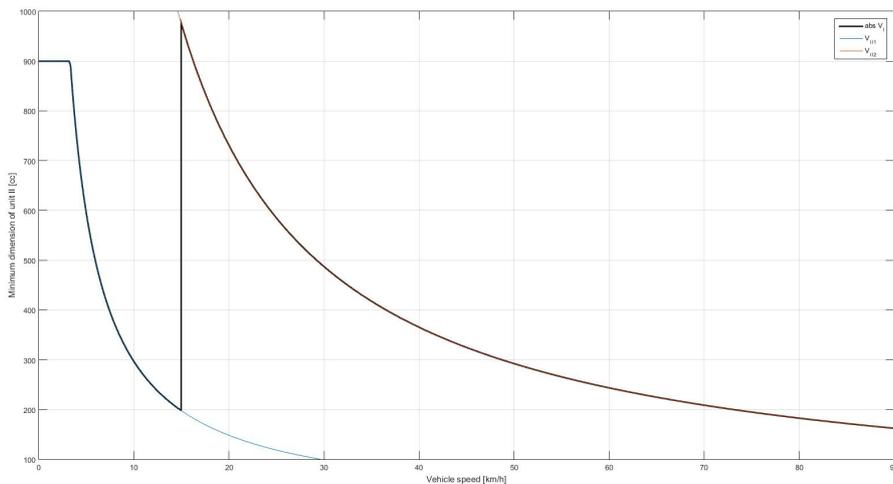


Figura 2.22: Cinindrata minima richiesta alla macchina II nello schema a 2 marce.

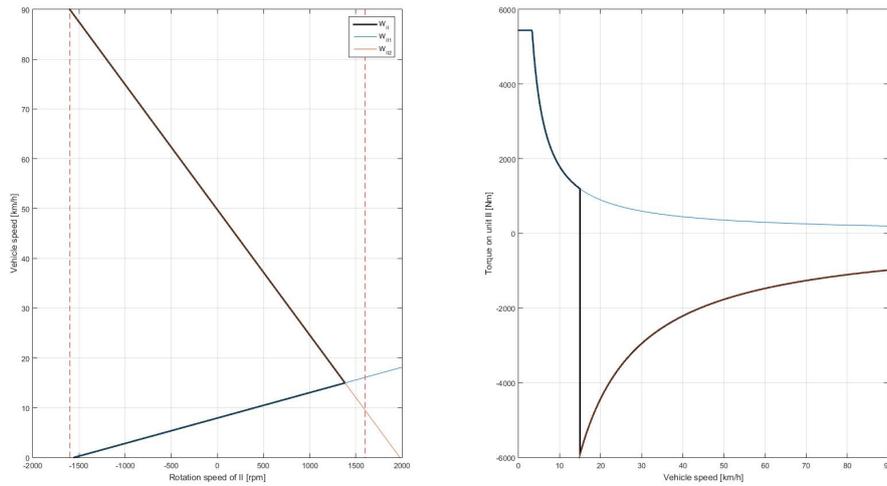


Figura 2.23: Gestione delle marce e coppia alla macchina II nello schema a 2 marce.

Nella tabella 2.7 si riportano i dati risultanti del dimensionamento illustrato nel precedente paragrafo applicato a questa specifica configurazione.

n°	Variabile	Valore	Descrizione
1	τ_I	0.94	Rapporto di trasmissione alla unità I
2	τ_{II}	0.84	Rapporto di trasmissione alla unità II
3	τ_{01}	-1.23	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita carrier
4	τ_{02}	-4	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita solare2
5	τ_{L1}	5.2	Rapporto di trasmissione finale I marcia
6	τ_{L2}	4.14	Rapporto di trasmissione finale II marcia
7	τ_{diff}	4	Rapporto di trasmissione al differenziale
8	V_I	1000cc	Cilindrata unità I
9	V_{II}	1000cc	Cilindrata unità II

Tabella 2.7: Tabella riassuntiva del dimensionamento della trasmissione a 5 marce.

Input coupled dual-stage con prima marcia idrostatica

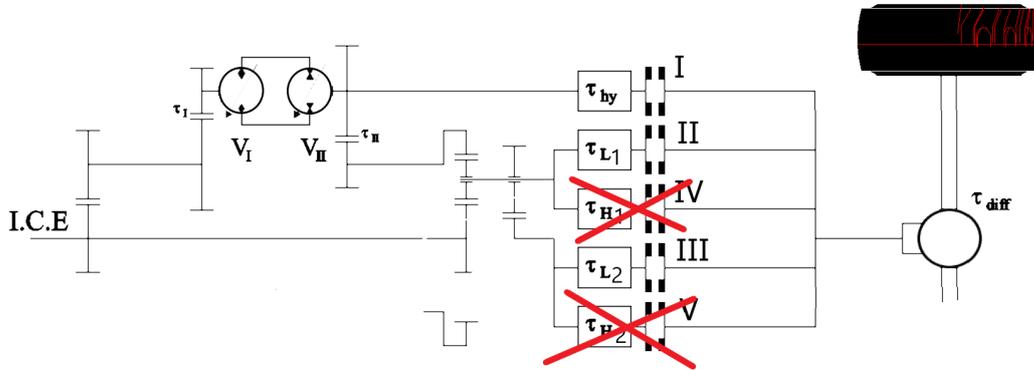


Figura 2.24: Configurazione Input coupled dual-stage con prima completamente idrostatica.

Nell'immagine 2.24 una riproposizione dello schema della trasmissione dual-stage semplice, ma rispetto alla configurazione classica viene aggiunta la prima marcia idrostatica. Questa modifica dovrebbe permettere, nella fase più gravosa per il veicolo, di utilizzare il ramo esclusivamente idrostatico e quindi di ottimizzare la dimensione delle macchine idrauliche.

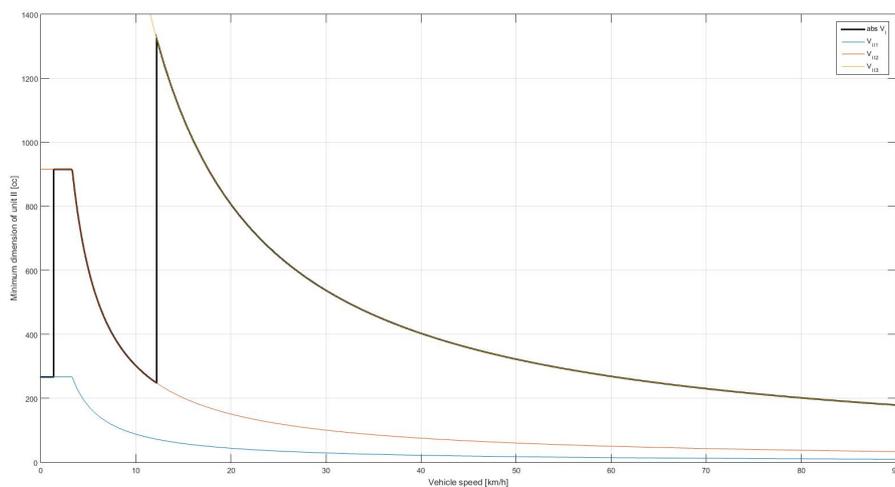


Figura 2.25: Cinindrata minima richiesta alla macchina II nello schema a 3 marce.

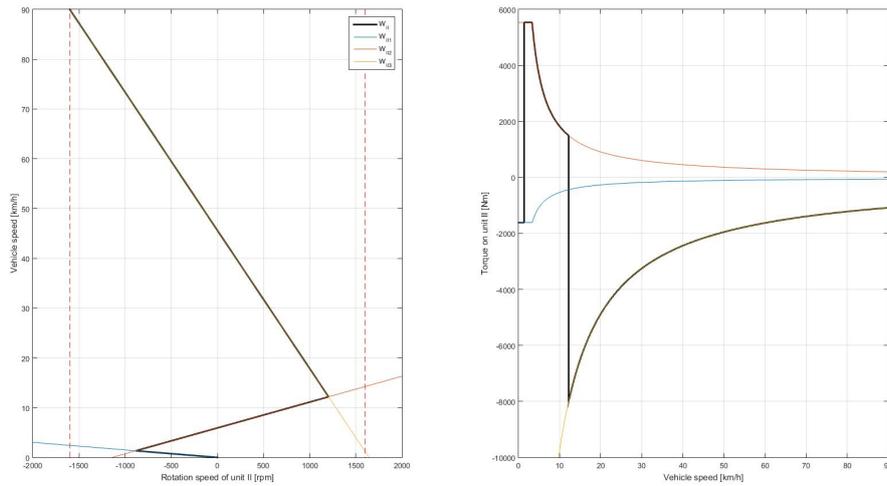


Figura 2.26: Gestione delle marce e coppia alla macchina II nello schema a 3 marce.

Nella tabella 2.8 si riportano i dati risultanti del dimensionamento illustrato nel precedente paragrafo applicato a questa specifica configurazione.

n°	Variabile	Valore	Descrizione
1	τ_I	0.94	Rapporto di trasmissione alla unità I
2	τ_{II}	<i>n.d.</i>	Rapporto di trasmissione alla unità II
3	τ_{01}	-1.154	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita carrier
4	τ_{02}	-3.694	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita solare2
5	τ_{hy}	-49.82	Rapporto di trasmissione trasmissione idrostatica
6	τ_{L1}	6.74	Rapporto di trasmissione finale II marcia
7	τ_{L2}	4.113	Rapporto di trasmissione finale III marcia
8	τ_{diff}	4	Rapporto di trasmissione al differenziale
9	V_I	1000cc	Cilindrata unità I
10	V_{II}	1400cc	Cilindrata unità II

Tabella 2.8: tabella riassuntiva del dimensionamento della trasmissione a 3 marce.

Input coupled dual-stage con quattro marce, senza prima idrostatica.

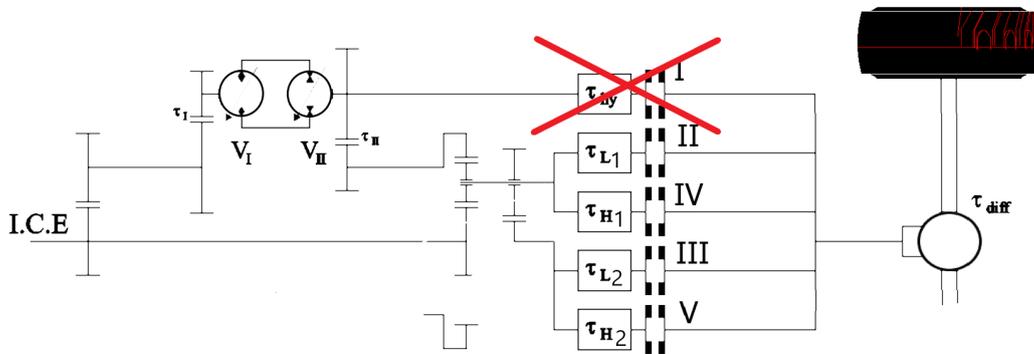


Figura 2.27: Configurazione Input coupled dual-stage con quattro marce, senza prima idrostatica.

Nell'immagine 2.27 viene mostrata la configurazione a quattro marce. Rispetto allo schema a cinque marce viene rimossa la prima marcia idrostatica mantenendo solo il funzionamento ibrido meccanico-idrostatico. Così facendo in tutte le fasi del moto l'efficienza del sistema si mantiene a livelli ottimi.

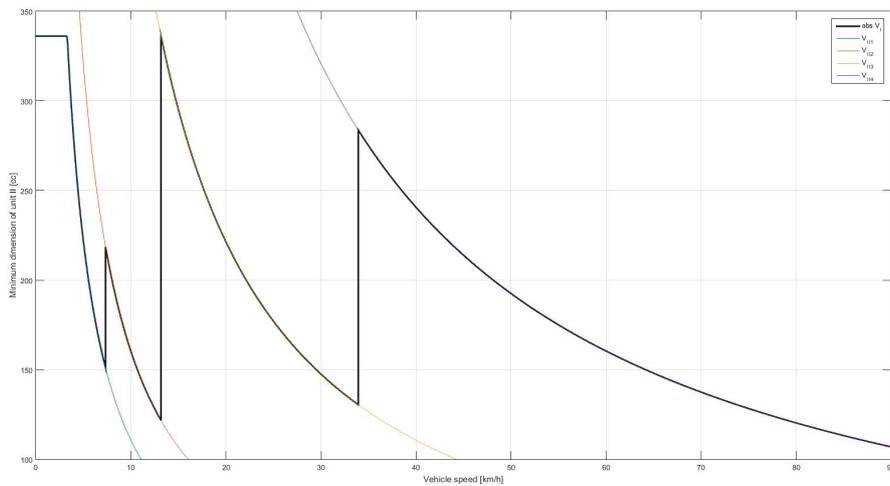


Figura 2.28: Cinindrata minima richiesta alla macchina II nello schema a 4 marce.

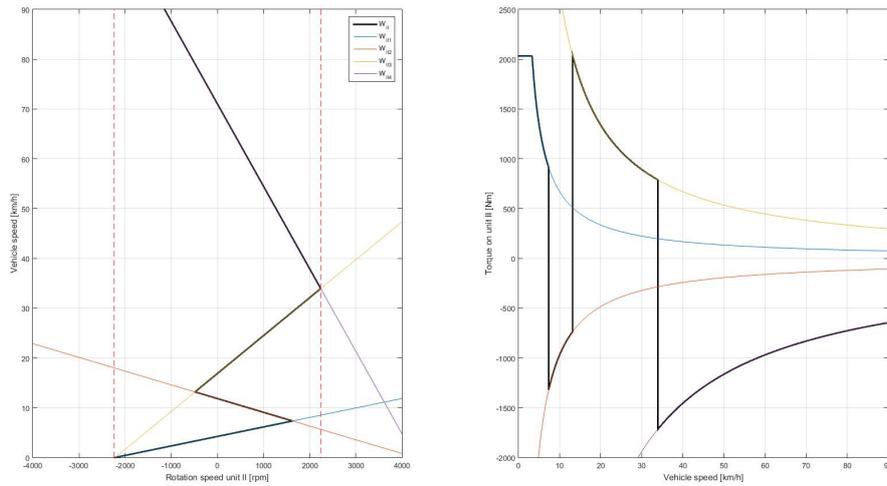


Figura 2.29: Gestione delle marce e coppia alla macchina II nello schema a 4 marce.

Nella tabella 2.9 si riportano i dati risultati del dimensionamento illustrato nel precedente paragrafo applicato a questa specifica configurazione.

n°	Variabile	Valore	Descrizione
1	τ_I	0.669	Rapporto di trasmissione alla unità I
2	τ_{II}	1.649	Rapporto di trasmissione alla unità II
3	τ_{01}	-0.8954	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita carrier
4	τ_{02}	-4	Rapporto di trasmissione rotismo epicicloidale, uscita solare2
5	τ_{L1}	8.3523	Rapporto di trasmissione finale I marcia
6	τ_{L2}	14.906	Rapporto di trasmissione finale II marcia
7	τ_{H1}	2.0897	Rapporto di trasmissione finale III marcia
8	τ_{H2}	2.4808	Rapporto di trasmissione finale IV marcia
9	τ_{diff}	4	Rapporto di trasmissione al differenziale
10	V_I	355cc	Cilindrata unità I
11	V_{II}	355cc	Cilindrata unità II

Tabella 2.9: tabella riassuntiva del dimensionamento della trasmissione a 4 marce.

2.3.3 Commenti

L'applicazione degli algoritmi di ottimizzazione agli schemi di trasmissione più semplici ci ha permesso di indagare se fosse realmente necessario utilizzare la trasmissione a cinque rapporti oppure fosse possibile raggiungere gli stessi risultati in termini di dimensione delle unità idrauliche con sistemi meno complessi.

Nonostante i risultati siano ottimi nessuno degli schemi alternativi proposti è in grado di garantire prestazioni e contenimento delle dimensioni al pari della configurazione a cinque marce.

Rispetto al dimensionamento analitico proposto nel paragrafo 2.2.5 per la trasmissione power split dual-stage classica, l'utilizzo di un processo di ottimizzazione ci fornisce un set di valori in grado di sfruttare unità idrauliche da 1000cc/giro, che si possono trovare facilmente in commercio. Sono comunque unità di dimensione e costo generose.

L'applicazione dell'ottimizzatore allo schema a tre rapporti viceversa non porta ai risultati sperati. La dimensione minima della macchina idraulica II si attesta attorno ai 1400cc/giro, non reperibile nei cataloghi dei produttori più noti.

Vale la pena invece notare la bontà dello schema a quattro rapporti: nonostante l'assenza della prima marcia idrostatica esso è in grado di far fronte al carico imposto garantendo così, in tutte le fasi del moto, un'efficienza piuttosto alta. Inoltre le dimensioni risultanti delle unità idrauliche risultano essere facilmente reperibili e di comune uso. Alla luce di questi risultati è possibile affermare che nella fase di dimensionamento di schemi di trasmissione così complessi vale la pena affidarsi ad algoritmi di ottimizzazione per giungere al miglior risultato possibile, piuttosto che fermarsi al mero dimensionamento analitico.

2.4 Analisi dei risultati relativi alla configurazione a 5 marce

Successivamente al dimensionamento dei vari schemi di trasmissione presi in esame si è scelto di approfondire la configurazione che garantiva le prestazioni necessarie a

fronte della minor dimensione possibile delle unità idrauliche. Lo schema power-split a 5 rapporti permette di raggiungere gli obiettivi prefissati utilizzando due unità da 200cc ciascuna e risulta essere quindi la migliore sotto questo punto di vista.

Con i parametri ricavati del dimensionamento (visibili in tabella 2.6) si è proceduto a compilare correttamente il modello in *Amesim* (figura 2.30) per validare i risultati analitici presentati nel paragrafo 2.2.8.

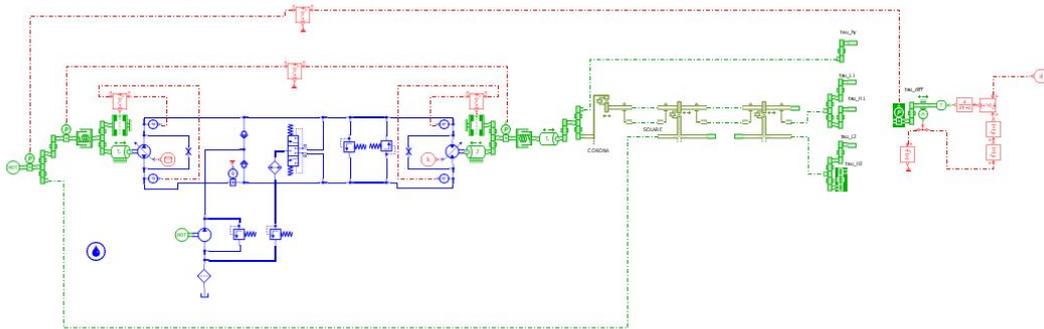


Figura 2.30: Modello semplificato, sviluppato in ambiente *Amesim*, del veicolo.

Per evitare di implementare un modello pesante e inutilmente complesso verranno eseguite cinque simulazioni diverse, ognuna delle quali con una marcia per volta inserita e facendo variare la parzializzazione della macchina I in un intervallo sufficiente a coprire quello previsto nella specifica configurazione. I risultati così ottenuti saranno estrapolati ed uniti in modo tale da visualizzare il dato in un unico grafico e poterlo confrontare con i risultati ricavati durante la fase di dimensionamento.

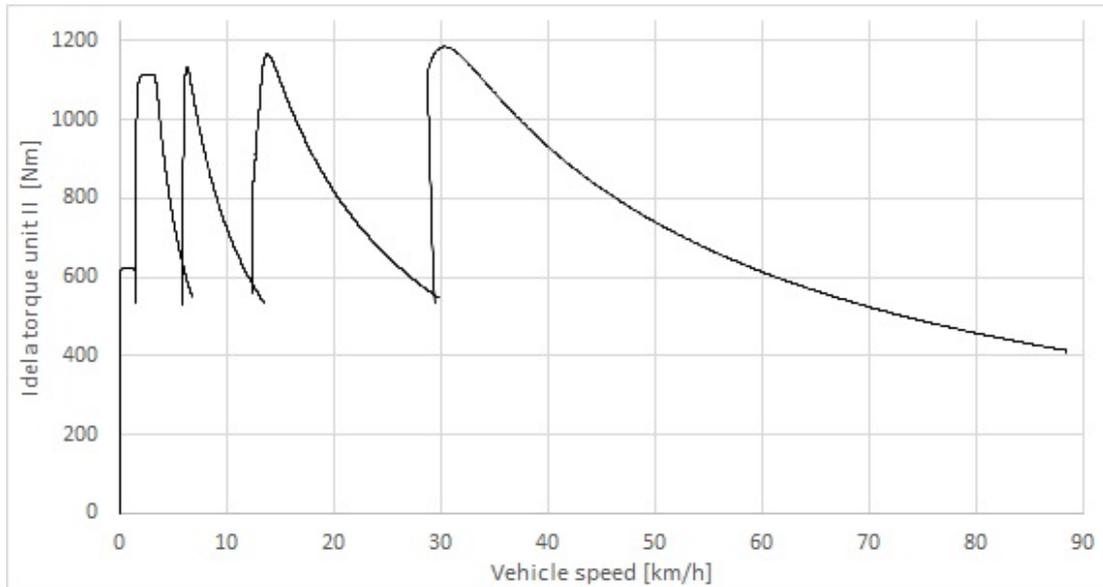


Figura 2.31: Coppia ideale richiesta all'albero della macchina II in funzione della velocità di avanzamento, ricavato in ambiente *Amesim*.

Confrontando il grafico relativo alla coppia massima richiesta al ramo idrostatico ricavato in ambiente *Amesim* (figura 2.31) con quello derivante dall'analisi puramente analitica visibile in figura 2.18 si osserva che i valori di picco e l'andamento sono corrispondenti, a conferma della correttezza delle relazioni fra i momenti agenti sul rotismo epicicloidale.

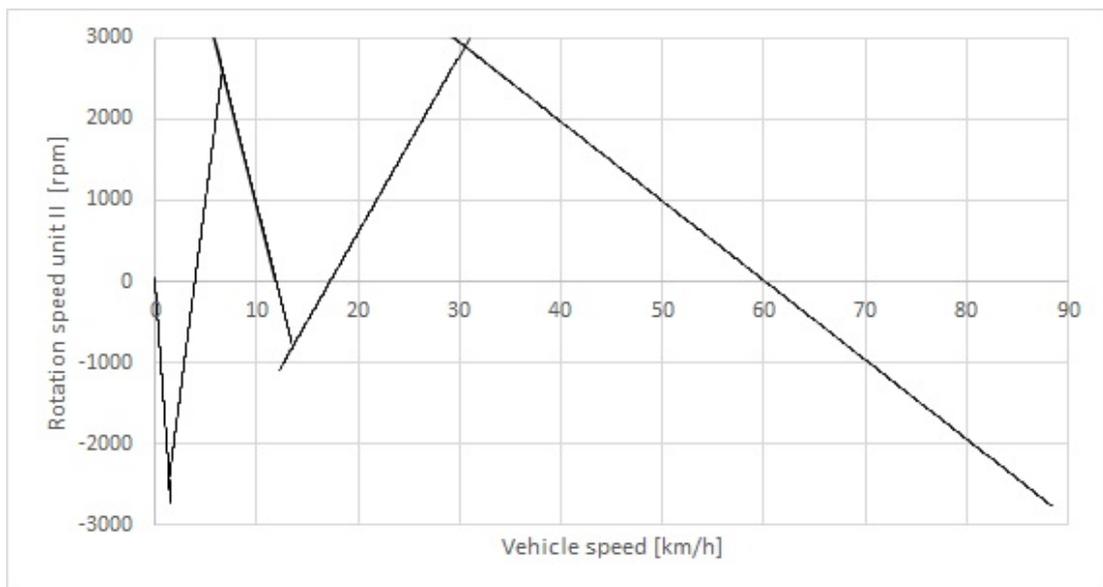


Figura 2.32: Velocità di rotazione dell'albero della macchina II in funzione della velocità di avanzamento, ricavato in ambiente *Amesim*.

Come già precedentemente spiegato, la cinematica del rotismo epicicloidale comanda la logica di cambio marcia che avverrà solo quando gli alberi in uscita da da due marce adiacenti avranno ugual regime di rotazione. In figura 2.32 è rappresentata la sequenza dei cambi marcia in relazione alla velocità di avanzamento del veicolo e ricalca fedelmente quella analiticamente ricavata tramite codice di calcolo (in figura 2.19). In corrispondenza di ogni incrocio di marcia le rette proseguono per via del fatto che i grafici mostrati sono il risultato dell'unione di più simulazioni, non terminate precisamente nei punti di cambio marcia.

Grazie alla modularità del sistema *Amesim* nella simulazione sono stati inseriti anche i modelli di perdita per quei componenti che dissipano una quantità importante di energia e siamo così in grado di valutare facilmente la reale richiesta di coppia all'albero dell'unità idraulica II (figura 2.33).

Il momento torcente che l'unità idraulica II si trova a gestire è visibile in figura 2.33 e confrontandolo con il grafico 2.31 si nota subito un gradino lungo la parabola discendente di ogni marcia: esso è dovuto al fatto che, precisamente in quel punto, la macchina II cambia verso di rotazione e quindi è a regime stazionario, identificando di fatto il punto di full mechanical point.

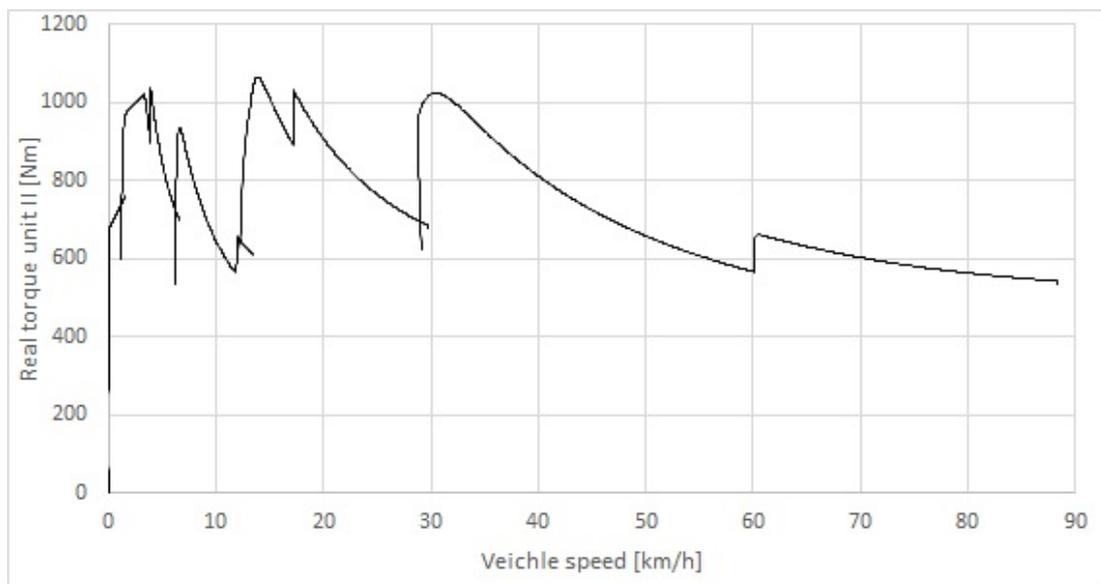


Figura 2.33: Richiesta di coppia reale alla macchina idraulica II.

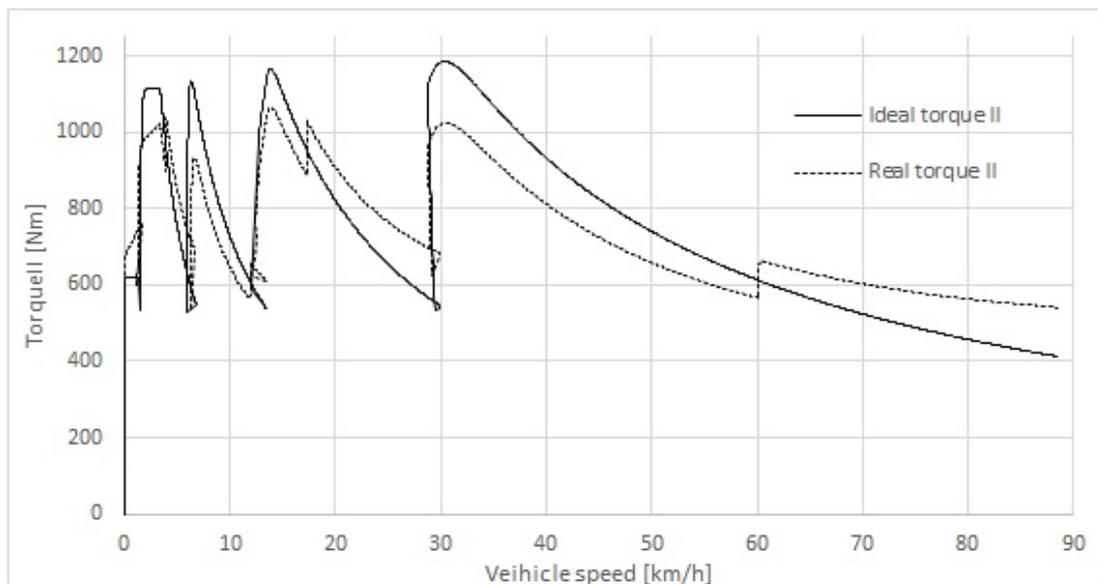


Figura 2.34: Confronto fra coppia ideale e reale alla macchina II.

Se si osserva attentamente il grafico in figura 2.34 si nota che i valori di momento torcente all'albero della macchina II sono molto differenti fra caso ideale e reale. Infatti non sempre la coppia richiesta all'unità II è superiore alla previsione analitica e, anzi, i picchi che sono visibili nel grafico in figura 2.18 nella simulazione risultano nettamente più bassi. La ragione si trova nella modalità di funzionamento della trasmissione a quella specifica velocità di avanzamento: essa sta infatti operando in "recirculating mode", cioè la potenza fornita dal motore termico viene trasmessa totalmente dal ramo meccanico ed una parte di essa (quella in eccesso) viene restituita al sistema attraverso il ramo idrostatico. Quindi l'unità II non sta funzionando come motore bensì come pompa e non tutta l'energia immessa nel ramo idrostatico dal rotismo epicicloidale viene convertita in energia idraulica ma viene dissipata come calore. Questo approccio ci permetterebbe, in fase di progettazione, di sottodimensionare la taglia della macchina II a favore di costi, peso e ingombro.

Il principale parametro che spinge un costruttore a sviluppare una trasmissione CVT ibrida meccanica-idraulica è l'efficienza. Lo schema adottato in questa trattazione utilizza cinque diversi rapporti per l'avanzamento: la prima marcia completamente idrostatica e le altre 4 miste meccanico-idrauliche. Sullo stesso modello che ci ha permesso di validare il dimensionamento analitico è stata allora valutata l'efficienza del sistema misurando la potenza immessa dal motore e quella effettivamente

resa disponibile alle ruote motrici.

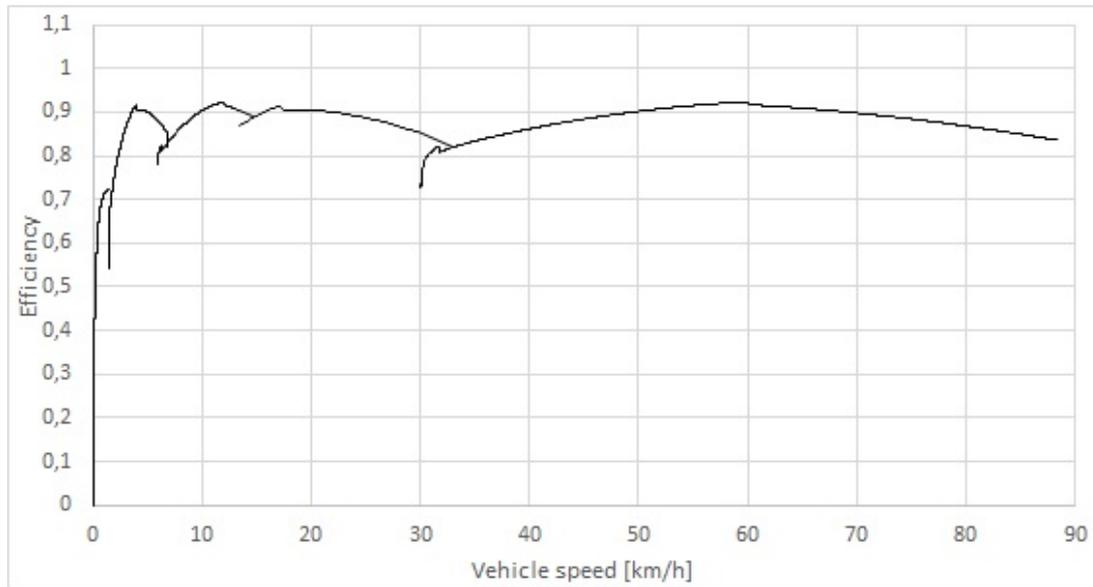


Figura 2.35: Efficienza globale della trasmissione power split a 5 rapporti.

Il grafico in figura 2.35 mostra l'efficienza della trasmissione in esame che si osserva essere sempre superiore all'80%. I valori sono coerenti con lo studio condotto da Blake C. e Ivantysinova M. [6] sulla trasmissione dual-stage classica, visibili in figura 1.55. L'utilizzo di questa configurazione garantisce ottime prestazioni su tutto lo spettro delle velocità e solo ad andature molto ridotte, dove risulta essere in funzione la trasmissione esclusivamente idrostatica, l'efficienza si attesta su valori bassi. Questi regimi di avanzamento però sono generalmente solo transitori (quindi in fase di accelerazione) oppure avvengono durante le fasi di manovra o per movimentare pesanti carichi su pendenze elevate. In quest'ultimo caso è apprezzabile la capacità del sistema di trasmissione di far fronte a grossissime richieste di coppia a bassi regimi di avanzamento garantendo così una ottima manovrabilità.

2.5 Valutazione delle prestazioni su ciclo reale

Per integrare il lavoro di dimensionamento e analisi fin qui descritto si sono volute valutare le prestazioni del layout power split a 5 marce simulando il funzionamento del veicolo lungo un profilo di velocità da noi definito, composto da una serie di accelerazioni e frenate e volto a rappresentare una situazione di utilizzo reale.

In ambiente *Amesim* sono state aggiunte al modello semplice descritto nei paragrafi precedenti le parti mancanti per far sì che il modello riesca autonomamente a svolgere il cambio marcia. Inoltre, per analizzare i consumi, è stato implementato il modello di motore termico che verrà tarato per lo specifico caso.

Basandoci sui valori forniti direttamente dalla casa costruttrice del mezzo, che sono visibili in figura 2.2, sono stati modificati i parametri caratterizzanti il modello di motore che *Amesim* mette a disposizione (fig.2.36).

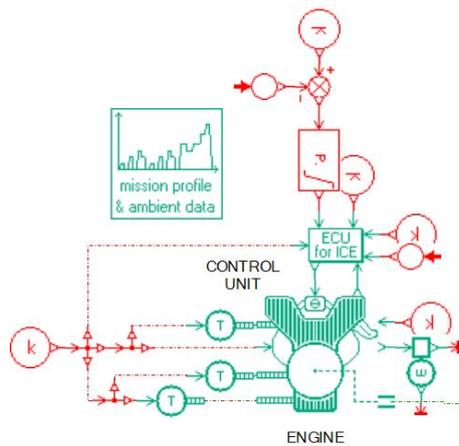


Figura 2.36: Modello del motore termico utilizzato per la simulazione su ciclo reale.

Vengono in primis impostati la cilindrata (13.000cc) e il numero di cilindri (6) del motore. La curva di coppia fornita da *IVECO* ci permette di compilare il file della *pressione media effettiva pme* per lo specifico motore.

$$(2.66) \quad pme = \frac{C \cdot 2\pi \cdot i}{V}$$

- C : coppia disponibile all'albero motore ad un certo regime di rotazione
- i : coefficiente che vale 2 per i motori a quattro tempi e 1 per i motori a due tempi
- V : cilindrata del motore

Viene fatta una campionatura per punti della curva di coppia e ricavati i valori di *pme* per i rispettivi regimi di rotazione. Il modello che si utilizza, per calcolare il fabbisogno di carburante, richiede la curva dei consumi specifici che però non viene

il regime di rotazione dell'unità II cambi di gradiente. Il PID visibile nell'immagine 2.37 comanda la parzializzazione della macchina I con un segnale compreso fra 0 e 1 ma questo intervallo va bene solo per le marce 2° e 4°. Quando la logica seleziona i rapporti 1°, 3° e 5° contemporaneamente il segnale in uscita dal PID viene moltiplicato per l'unità negativa realizzando il controllo desiderato.

Il profilo di velocità che si sceglie per rappresentare l'utilizzo tipico del mezzo è composto da un iniziale tragitto alla velocità di 60km/h , successivamente l'autista esegue alcune manovre a velocità ridotta e poi di nuovo un tragitto a velocità costante di 50km/h .

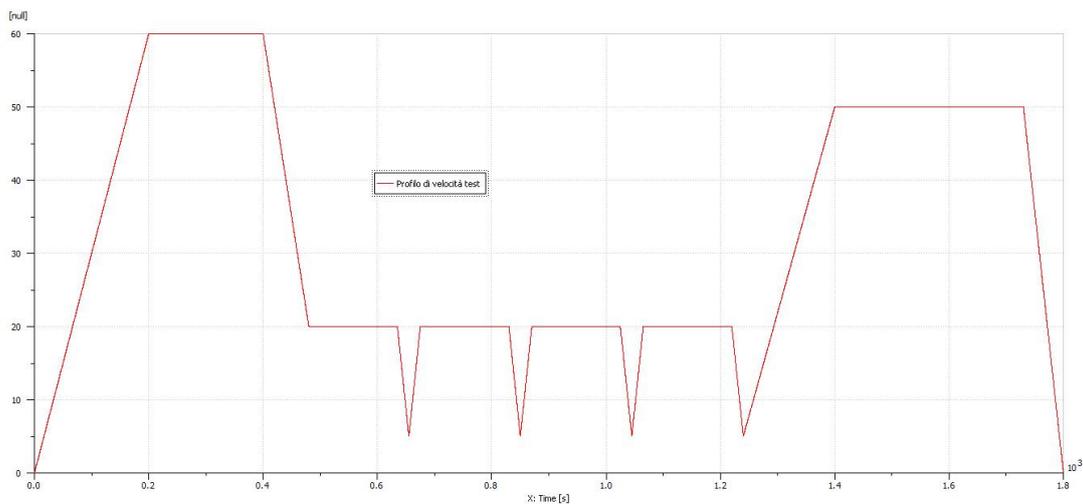


Figura 2.38: Profilo di velocità per simulare l'utilizzo reale del veicolo.

Nella figura 2.39 si può vedere come la logica utilizzata per il controllo della trasmissione riesca a seguire fedelmente il profilo di velocità imposto, con alcune leggere discrepanze solo in corrispondenza dei cambi marcia.

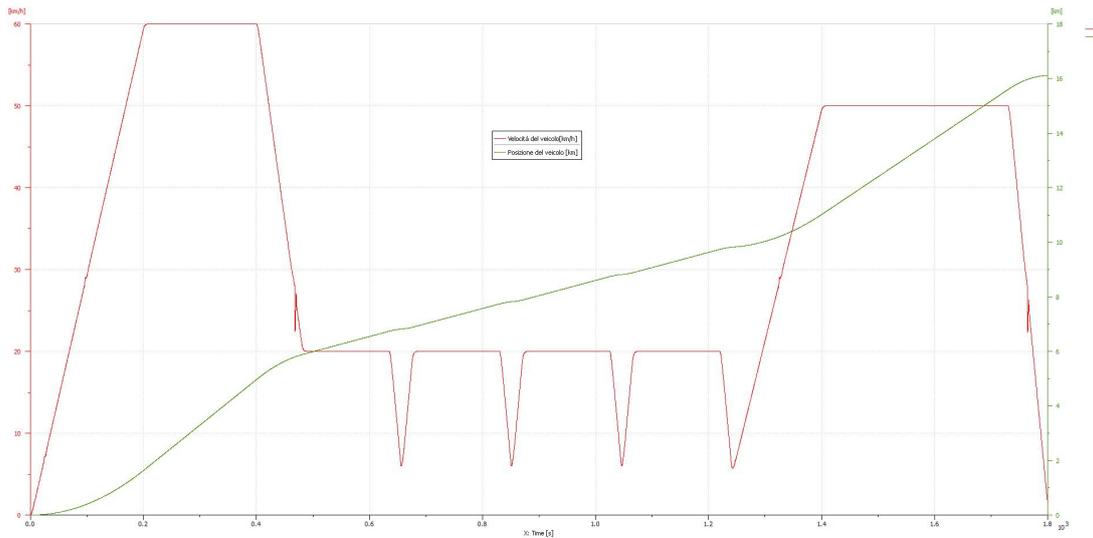


Figura 2.39: Velocità e posizione del veicolo nella simulazione.

Il modello, per la simulazione, è stato impostato al massimo peso totale ammissibile dalla configurazione da noi scelta, cioè $41t$ e non è stato possibile quindi imporre accelerazioni troppo brusche. Inoltre l'inerzia derivante dall'elevata massa ci ha costretto a implementare anche un freno che, agendo sulle ruote, aiuta a rallentare il moto e permette la buona riuscita della simulazione.

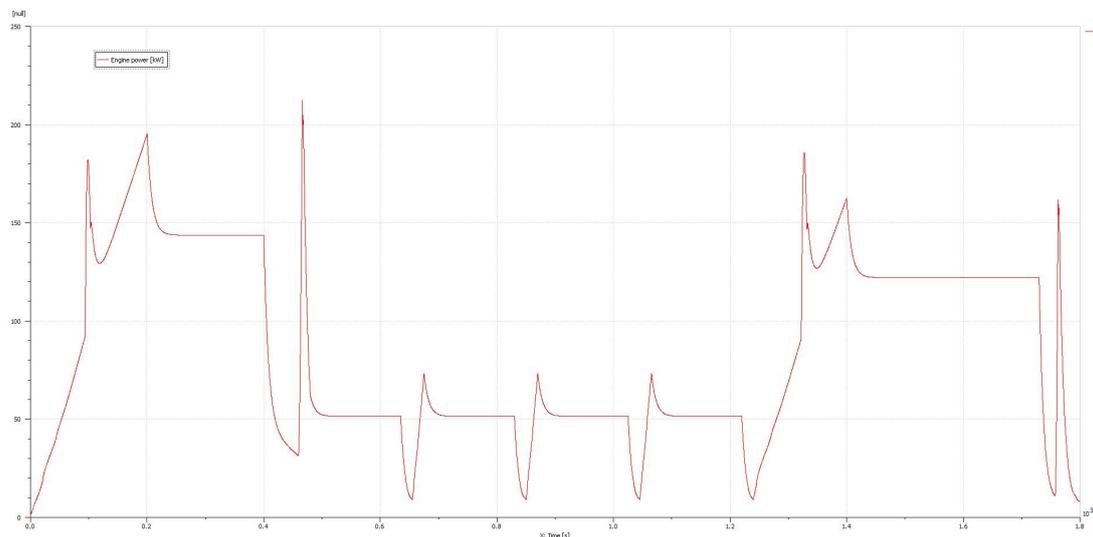


Figura 2.40: Potenza espressa dal motore termico lungo il tragitto imposto.

La potenza espressa dal motore termico non raggiunge mai valori eccessivi nonostante la massa elevata, per via del fatto che il percorso si sviluppa in piano e le accelerazioni imposte sono blande. Le discontinuità visibili dal grafico non sono

da considerare in quanto causate dal non perfetto sincronismo nella fase di cambio marcia. Una logica di controllo più sofisticata avrebbe permesso di ottenere un andamento più uniforme, ma non era l'obiettivo di questo lavoro.

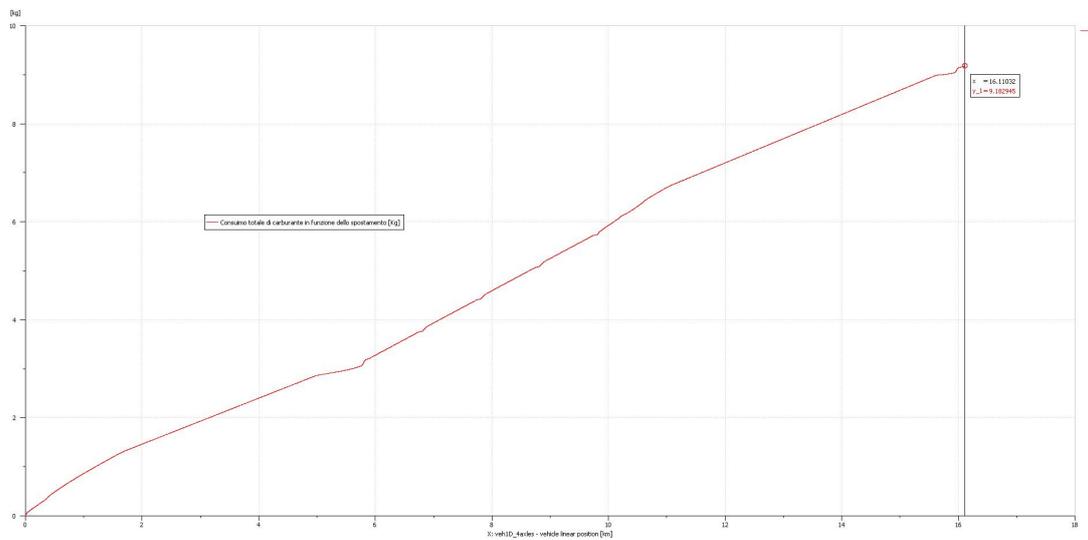


Figura 2.41: Consumo totale del veicolo lungo il tragitto imposto.

Il risultato della simulazione è visibile in figura 2.41 e mostra il consumo di carburante del veicolo lungo il percorso da noi imposto, alla fine del quale vengono utilizzati 9.2kg di diesel pari a 10.8 litri, per percorrere una distanza di 16.1km . Il consumo medio quindi si attesta a 1.49km/l che è comparabile al consumo effettivo di un veicolo di questo genere confermando l'effettiva applicabilità della trasmissione *power split* a cinque marce al caso reale.

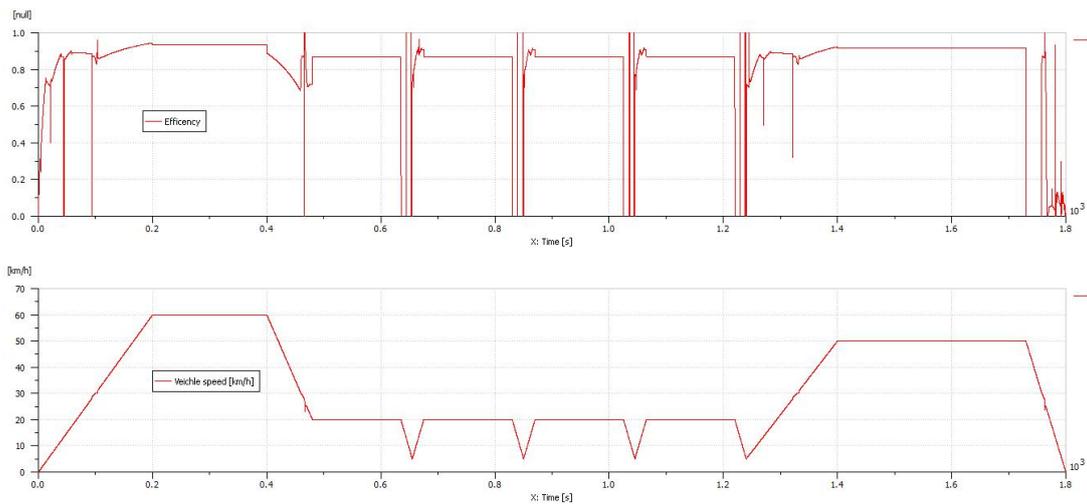


Figura 2.42: Efficienza globale della trasmissione in relazione al regime di rotazione della unità II.

Viene valutata anche l'efficienza generale della trasmissione confrontando la potenza immessa dal motore termico e quella effettivamente resa disponibile alle ruote durante la simulazione. I grafici visibili in figura 2.42 ci permettono di confrontare il rendimento con la velocità di rotazione dell'unità idraulica II ed è facile vedere che quando il suo albero è fermo effettivamente l'efficienza raggiunge ottimi livelli, essendo quelli i regimi di funzionamento corrispondenti ai full mechanical point.

Conclusioni

Nel presente lavoro è stato condotto uno studio approfondito sulle trasmissioni *power-split* idromeccaniche. Si è applicata questa tecnologia, tipicamente sviluppata per macchine operatrici e agricole, ad una betoniera, utilizzo che non era mai stato valutato fino ad ora.

Sono stati analizzati i classici schemi presentati in letteratura come *input-coupled*, *output-coupled* e *dual-stage* e ognuno di essi è stato studiato per valutarne limiti e capacità. Lo schema *dual-stage* proposto da Blake C. e Ivantysinova M. si è rivelato essere il più adatto dei tre ma effettuando il dimensionamento analitico la taglia delle unità idrauliche richieste per soddisfare i requisiti di progetto si è rivelata essere eccessiva.

Le ottime performances di efficienza di quest'ultima configurazione tuttavia ci hanno spinto a creare una variante più complessa ma che fosse in grado di garantire le prestazioni adeguate utilizzando componenti reperibili sul mercato. Si è allora deciso di creare un layout sulla base della logica di funzionamento della trasmissione *dual-stage* ma dotato di 5 rapporti, di cui la prima marcia completamente idrostatica per facilitare le operazioni a bassa velocità.

Il dimensionamento di questo layout si è rivelato essere particolarmente complesso per via delle numerose variabili in gioco ed ha richiesto l'implementazione e l'applicazione di algoritmi di ottimizzazione per trovare la configurazione che fosse in grado di soddisfare le caratteristiche imposte, ottenendo una dimensione di entrambe le unità idrauliche di 200cc, facilmente reperibili.

Osservati i risultati ottenuti con l'utilizzo di algoritmi di ottimizzazione ci si è chiesti se fosse realmente utile utilizzare uno schema così complesso. Sono stati configurati allora, partendo dal classico *dual-stage*, altri tre layout di trasmissione

power-split a due, tre e quattro marce. Ad ognuna di queste configurazioni è stato applicato l'algoritmo di ottimizzazione per provare ad ottenere i migliori risultati possibili ma nessuno di essi è riuscito a garantire un set di valori ottimale come quella a cinque rapporti.

Si è quindi approfondito lo studio dello schema a cinque marce costruendo un apposito modello in ambiente *Amesim* per valutare la correttezza dei calcoli analitici e implementare modelli di perdita per unità idrauliche e rotismi. Attraverso diverse simulazioni siamo stati così in grado di misurare l'efficienza globale della trasmissione.

Per saggiarne l'effettiva applicabilità è stato infine modificato il modello *Ame-sim* precedentemente costruito completandolo con degli automatismi per il cambio marcia e dotandolo di motore termico. Così facendo è stato possibile simulare una situazione di utilizzo reale e misurare le prestazioni del veicolo durante la marcia e nello specifico i consumi che si sono rivelati essere in linea con quelli dei veicoli dotati di tradizionali trasmissioni meccaniche, nonostante la gestione del motore termico non sia stata per niente ottimizzata nei confronti della minimizzazione dei consumi.

In conclusione la trasmissione *power-split* a cinque rapporti si dimostra essere valida ed effettivamente applicabile ad un veicolo pesante ad uso betoniera, che è solo rappresentativo di una vasta categoria di mezzi da cava cantiere, dalle caratteristiche simili. Lo studio qui condotto si è limitato ad analizzare la cinematica ed il funzionamento del sistema cercando di ottimizzare i parametri relativi ai rotismi. Sono fondamentali però ulteriori approfondimenti per direzionare il dimensionamento dell'intero *powertrain* verso l'ottimizzazione non solo delle prestazioni, ma anche del peso del sistema e degli ingombri. Queste ultime caratteristiche sono essenziali sui mezzi commerciali in quanto minimizzando la massa e gli ingombri del veicolo sono automaticamente massimizzati il cosiddetto "payload" e lo spazio disponibile per le merci.

Bibliografia

- [1] K.T. Renius, R. Resch, *Continuously Variable Tractor Transmissions*, ASAE Disting. Lect. 29 (2005).
- [2] A . Macor, A . Rossetti, *Optimization of hydro-mechanical power split transmissions*, Mech. Mach. Theory 46 (2011) 1901–1919, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2011.07.007 .
- [3] Rossetti A, Macor A. *Multi-objective optimization of hydro-mechanical power split transmissions*. Mech Machine Theory 2013;62(4):112–28
- [4] A . Rossetti, A . Macor, M. Scamperle, *Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions*, Int. J. Fluid Power 18 (2017) 123–134, doi: 10.1080/14399776.2017.1296746 .
- [5] Kumar R, Ivantysynova M, Williams K. *Study of energetic characteristics in power split drives for on highway trucks and wheel loaders*. Commercial Vehicle Engineering Congress & Exhibition (SAE 2007), October 2004. SAE Technical Paper Series 2007-01-4193.
- [6] Blake C., Ivantysynova M. *Comparison of operational characteristics in power-split Continuously Variable Transmissions*. Sae technical paper. 2006- 01.3468.
- [7] Kress, J.H., *Hydrostatic power splitting for wheeled vehicles: classification and theory of operation*. Sae Technical paper 680549. Year 1968.
- [8] Shu-Kai S. Fan, Liang Yun-Chia, Zahara Erwie, *A genetic algorithm and a particle swarm optimizer hybridized with Nelder–Mead simplex search*, Comput. Ind.Eng. 50 (2006) 401–425.

- [9] J.A. Nelder, R. Mead, *A simplex method for function minimization*, Comput. J. 7 (1965) 308–313.
- [10] Hai-Thong Ngoa, Abdelhak Kacia*, El-Hadj Kadria, Tien-Tung Ngoa, Alain Trudelb, Ferrãoa, J. Fournie, *Energy consumption reduction in concrete mixing process by optimizing mixing time*, 2016.
- [11] Angelini L., Mantecchini L. *Valutazione della massa equivalente per i veicoli da trasporto pubblico urbano: effetti della trasmissione*, 2016.
- [12] Scamperle M., Macor A., *Sviluppo di un modello previsionale del rumore di una unità CVT idraulica ed applicazione al caso di una trasmissione idromeccanica dual-stage per autobus urbano*, 2013.

Ringraziamenti

Voglio ringraziare tutta la mia famiglia, soprattutto Mamma Flavia e Papà Luigi che indipendentemente dalle scelte da me compite hanno continuato a sostenermi senza alcun dubbio o perplessità.

Un doveroso ringraziamento va a nonno Adriano e nonna Carmela sempre pronti e disponibili a darmi una mano nei momenti difficili. Allo stesso modo devo ringraziare la mia fidanzata Laura che ha saputo sostenermi e farmi avanzare lungo questo percorso.

Ringrazio in egual modo l'azienda **EXT**, nelle persone di Katia e Franco, che mi ha permesso di concludere il mio ciclo di studi consentendomi allo stesso tempo di maturare una grande esperienza lavorativa.