POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in

Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Studio di un sistema di shifting meccatronico per trasmissioni innovative accoppiate a motopropulsori elettrici

Relatore

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Correlatore

Ing. Michele Pennese

Candidato

Giuseppe Foti Cuzzola

Dicembre 2018

INDICE

Indice delle figure 5
1 Introduzione 8
1.1 Cenni sul programma europeo “HORIZON 2020” 8
1.2 EPLUS come risposta a HORIZON 2020 9
2 Sistemi di trasmissione del moto e stato dell’arte 11
2.1 Cenni generali sui sistemi di trasmissione 11
2.2 Linee guida nella progettazione di una trasmissione 11
2.3 Componenti generici di un sistema di trasmissione e relativo funzionamento 13
2.3.1 Sistema d’avviamento 14
2.3.2 Cambio 16
2.3.3 Comandi 16
2.3.4 Alberi di trasmissione 16
2.3.5 Differenziale 17
2.4 Tipologie di trasmissioni esistenti 18
2.4.1 Trasmissioni manuali 19
2.4.2 Trasmissioni robotizzate (AMT - Automated Manual Transmissions) ... 21
2.4.3 Dual Clutch Trasmissions (DCT) 21
2.4.4 Trasmissioni Automatiche 24
2.4.5 Continuously Variable Trasmissions (CVT) 27
3 Progetto EPLUS 30
3.1 La missione progettuale 30
3.2 L’idea dietro EPLUS, come nasce e vantaggi offerti 30
3.3 Dimensionamento e architettura del progetto 33
3.3.1 Dimensionamento 33
3.3.2 Architettura 37
4 Sistema elettromeccanico di shift 39
4.1 Definizione delle specifiche 40
4.2 Scelta dell’architettura del sistema 41
4.2.1 Meccanismo di attuazione 41
4.2.2 Riduzione 43

4.2.3 Motore elettrico 44
4.3 Pattern delle marce sul tamburo 46
4.4 Considerazioni sull'innesto tramite dog clutch 48
4.5 Architettura finale di sistema 50
4.6 Analisi statica del cinematismo 51
5 Modello matematico dell'EA_SYS 54
5.1 Catena cinematica con riduzione delle inerzie 55
5.1.1 Primo sottosistema 56
5.1.2 Secondo sottosistema 57
5.1.3 Terzo sottosistema 59
5.1.4 Quarto sottosistema 60
5.1.5 Quinto sottosistema 61
5.2 Trasformazione delle equazioni del moto in un modello Simulink 64
5.2.1 Modello Rotore e Riduzione 66
5.2.2 Modello Tamburo e Forcelle 67
6 Conclusioni 68
Bibliografia 70
Sitografia 71

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1 – Logo HORIZON 2020 – (Fonte: [2]) 8
Figura 2 – Unità powertrain EPLUS – (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 10
Figura 3 – Alcune architetture di powertrain - (Fonte: [1] p.109) 12
Figura 4 - Tabella riassuntiva requisiti di progetto - (Fonte: [3]) 13
Figura 5 - Frizione monodisco – (Fonte: [1] p.119-120) 14
Figura 6 - Convertitore di coppia – (Fonte: [1] p.124) 15
Figura 7 - Filoni evolutivi trasmissioni automotive - (Fonte: [3]) 18
Figura 8 - Differenti viste del cambio manuale a sei marce della Mercedes-Benz C-class sport coupe - (Fonte: [s.2]) 19
Figura 9 - Schema rappresentativo di un cambio a 4 rapporti nelle tre varianti - (Fonte: [4] p.480) 20
Figura 10 - Schema della DCT a 6 rapporti della Audi TT 3.2 quattro - (Fonte: [s.5])22
Figura 11 - Vista del Mercedes-Benz GLC Coupe - 9G-TRONIC Automatic Gearbox - (Fonte: [s.4]) 24
Figura 12 - Esploso di una trasmissione CVT - (Fonte: [s.3]) 27
Figura 13 - Modifica del rapporto con la variazione di geometria - (Fonte: [s.2]) 28
Figura 14 - Caratteristica Coppia/Velocità del motore elettrico di trazione - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 34
Figura 15 - Diagramma Coppia-velocità con curve iso-rendimento – (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 35
Figura 16 - Caratteristica del motore elettrico governata dai rapporti del cambio - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 36
Figura 17 - Motopropulsore EPLUS - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 36
Figura 18 - Trasmissione pluri-rapporto EPTL - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 37
Figura 19 - Versione semplificata dell'unità di trasmissione EPTL - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 38
Figura 20 - Albero secondario di III° e IV° marcia con manicotto selettore - (Fonte: Mecaprom s.r.l.) 38
Figura 21 - Camma spaziale con cedente - (Fonte: [4] p.70) 42
Figura 22 - Schema rappresentativo camma a tamburo con forcella di shift 42
Figura 23 - Motore elettrico brushless (Fonte: [s.1]) 45
Figura 24 - Scanalature del tamburo svolte sul piano 46
Figura 25 - Pattern delle fasi del meccanismo di shift 47
Figura 26 - Camma spaziale con scanalature 48
Figura 27- Manicotto con interfaccia "dog clutch" 48
Figura 28 - Schema funzionale EA_SYS 49
Figura 29 - Sistema di shift EA_SYS 50
Figura 30 - Schematizzazione contatto tamburo-forcella 51
Figura 31 - Tabella riassuntiva dati 53
Figura 32 - Schema completo dell'EA_SYS 55

Figura 33 - Sottosistema 1 56
Figura 34 - Sottosistema 2 57
Figura 35 - Sottosistema 3 59
Figura 36 - Sottosistema 4 60
Figura 37 - Sottosistema 5 61
Figura 38 - Trasmissione tamburo-forcella 62
Figura 39 - Semplificazione con cunei equivalenti 62
Figura 40 - Schema generale Simulink dell'EA_SYS 64
Figura 41 - Blocco rotore e riduttore 66
Figura 42 – Schema a blocchi del rotore e riduttore 66
Figura 43 - Blocco tamburo e forcelle 67
Figura 44 - Schema a blocchi di tamburo e forcelle 67

1 INTRODUZIONE

1.1 CENNI SUL PROGRAMMA EUROPEO "HORIZON 2020"

Gli ultimi 30 anni sono stati cruciali per la presa di coscienza da parte delle principali istituzioni internazionali dell'impatto ambientale delle attività antropiche.

Le Nazioni Unite nel 1992 con la "Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici" (UNFCCC), trattato stilato durante la Conferenza sull'Ambiente e sullo Sviluppo delle Nazioni Unite (UNCED) meglio conosciuta come "Summit della Terra", hanno formalmente riconosciuto e posto l'attenzione globale sulle emissioni climalteranti, i cosiddetti "gas serra".

Da allora iniziando con il protocollo di Kyoto redatto tra il 1995 e il 1997 ed entrato in vigore dal 2005 si è cercato man mano di porre un freno allo sviluppo umano e tecnologico indiscriminato, regolamentando e incentivando un progresso più efficiente ed ecosostenibile.

Sfruttando la spinta e l'impegno globale l'Unione Europa nel 2014 ha deciso di realizzare il suo più grande programma per la ricerca e l'innovazione "HORIZON 2020", stanziando quasi 80 miliardi di euro per un periodo di 7 anni (2014-2020) a cui si sommeranno investimenti nazionali pubblici e privati attirati dall'iniziativa, per promuovere una crescita intelligente, sostenibile e inclusiva.

Figura 1 – Logo HORIZON 2020 – (Fonte: [2])

L'eccellenza scientifica, la leadership industriale e le sfide sociali sono il fulcro di H2020.

Sette sono le sfide prioritarie nelle quali l'investimento nella ricerca e l'innovazione possono avere un impatto reale a beneficio dei cittadini:

- Salute, cambiamento demografico e benessere;
- Sicurezza alimentare, agricoltura e silvicoltura sostenibile, ricerca marina e marittima e delle acque interne e bioeconomia;
- Energia sicura, pulita ed efficiente;
- Trasporto intelligente, verde e integrato;
- Azione per il clima, ambiente, efficienza delle risorse e materie prime;
- L'Europa in un mondo che cambia - società inclusive, innovative e riflessive;

- Società sicure - proteggere la libertà e la sicurezza dell'Europa e dei suoi cittadini.

Lo studio oggetto della tesi è parte di un progetto che affronta la sfida relativa a “un sistema di trasporto intelligente, verde e integrato”, sfida che l’UE descrive così:

“La mobilità è il motore dell'occupazione, della crescita economica, della prosperità e del commercio globale. Permette anche collegamenti importantissimi tra le persone e le comunità. I sistemi di trasporto odierni e il modo in cui li usiamo non sono però sostenibili. Ci affidiamo troppo alle riserve di petrolio in esaurimento, il che ci rende meno sicuri per quanto riguarda l'energia. Inoltre, i problemi legati al trasporto - congestione, sicurezza stradale, inquinamento atmosferico - hanno conseguenze per la nostra vita quotidiana e la nostra salute.”

1.2 EPLUS COME RISPOSTA A HORIZON 2020

Il progetto EPLUS concepito da Mecaprom s.r.l. e risponde in modo coerente e preciso alle prerogative di questa specifica sfida per la società europea, in quanto è volto allo sviluppo e messa a punto di un sistema innovativo e integrato di mobilità sostenibile.

Si pone come obiettivo quello di promuovere la diffusione di veicoli a moto-propulsione elettrica, tramite un sistema integrato motore-trasmissione in grado di ridurre i consumi energetici, aumentare l’autonomia del veicolo e ridurre o completamente evitare l’emissione di inquinanti atmosferici (PM, CO2, ecc).

EPLUS verrà studiato e sviluppato principalmente ma non esclusivamente per la moto-propulsione di veicoli commerciali di piccola-media taglia, formando un’innovativa unità di powertrain composta da:

- un motore elettrico accoppiato ad un sistema di trasmissione multi-rapporto (Electric Power Unit Transmission - EPTL) e al differenziale;
- un dispositivo elettronico di supervisione e controllo del sistema di moto-propulsione (Electric Powertrain Electronic Interface – EPEI, centralina).

I singoli componenti sono dimensionati per essere meccanicamente accorpati in un’unica unità monolitica atta a garantire l’ottimizzazione delle performances e un’elevata flessibilità di applicazione finale.

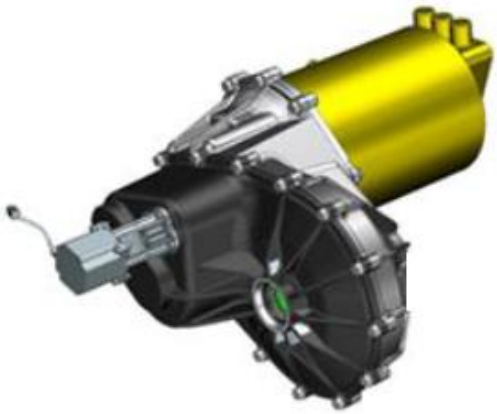

Figura 2 – Unità powertrain EPLUS – (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

Infatti, la versatilità di questo dispositivo gli permette di essere equipaggiato tramite semplici customizzazioni sui segmenti automobilistici più diffusi sino ad arrivare ai veicoli commerciali leggeri di massa non superiore alle 3,5 tonnellate.

L'unità è anche pensata per poter essere utilizzata dalle case automobilistiche come kit Add-On per la conversione ad ibrido di veicoli con motore a combustione interna.

Ricapitolando, gli aspetti maggiormente innovativi e fortemente premianti dell'unità sono:

1. la sua flessibilità e la sua configurabilità rispetto a diverse tipologie di veicolo, dalla city-car al furgone, anche con svariati tipi di utilizzo e quindi differenti necessità di coppia, potenza e velocità massima da realizzare;
2. La sua notevole economicità rispetto alle trasmissioni automobilistiche convenzionali grazie alla riduzione di complessità meccanica (si rimanda al cap.3) dell'oggetto stesso;
3. la fattibilità industriale della soluzione proposta, unita a un business model vincente e all'altissima flessibilità di applicazione permetterà di inserirsi in tempi brevi in diversi mercati raggiungendo volumi di produzione elevati e beneficiando di positive economie di scala con bassi i costi di produzione.

I risultati del progetto EPLUS permetteranno alle imprese coinvolte di aumentare in modo consistente la propria competitività sui mercati internazionali, dando loro la possibilità di offrire una soluzione integrata e innovativa a costi altamente competitivi rispetto alle soluzioni presenti sul mercato attuale.

Questo permetterà di valorizzare al massimo i contributi pubblici ottenuti dal presente progetto, in un'ottica di supporto all'innovazione dal carattere intrinsecamente internazionale.

2 SISTEMI DI TRASMISSIONE DEL MOTO E STATO DELL'ARTE

2.1 CENNI GENERALI SUI SISTEMI DI TRASMISSIONE

Il cambio o trasmissione è parte integrante del "drivetrain" di un veicolo, insieme di organi meccanici, ingranaggi e alberi, che hanno lo scopo di trasferire la potenza generata dal motore al manto stradale o più in generale dal motore all'elemento finale a cui viene collegata la trasmissione.

Le funzioni principali cui assolve sono:

- Permettere lo spunto del veicolo da fermo in un range stabilito di pendenze, a motore sempre in moto;
- Variare il rapporto tra la velocità del motore, genericamente più alta, e quella delle ruote, permettendo di cambiare tale rapporto all'occorrenza;
- Permettere il fermo del veicolo disconnettendo il flusso di potenza proveniente dal motore dal drivetrain quando necessario.

La trasmissione deve svolgere queste e molte altre mansioni altrettanto importanti in maniera precisa ed efficiente, pena, in caso di cattiva progettazione, la possibilità di riscontrare problemi quali: vibrazioni, rumorosità, scarso confort di guida, maggiori consumi energetici, senza contare problemi inerenti la sicurezza dei passeggeri in caso di guasto o incidente.

2.2 LINEE GUIDA NELLA PROGETTAZIONE DI UNA TRASMISSIONE

Quando ci si accinge a progettare una trasmissione automobilistica, si inizia tenendo conto essenzialmente delle caratteristiche del veicolo per il quale la si dimensiona: tipologia, layout, peso massimo del veicolo, missione, fascia di prezzo, ecc.

Fissate queste specifiche, in base alla flessibilità concessa dal layout scelto, si definisce l'architettura del powertrain che peserà fortemente sull'assetto e sulle prestazioni generali della vettura vincolando il progettista a delle scelte precise nel dimensionamento della trasmissione.

Alcune delle principali configurazioni layout/powertrain sono mostrate in Fig.3:

(a) Tipica configurazione a trazione anteriore con motore trasversale;
(b) Trazione anteriore con motore in posizione longitudinale;
(c) Trazione posteriore con motore anteriore in posizione longitudinale;
(d) Trazione posteriore e motore posizionato dietro, tipico di molte auto sportive;
(e) Trazione integrale e motore avanti.

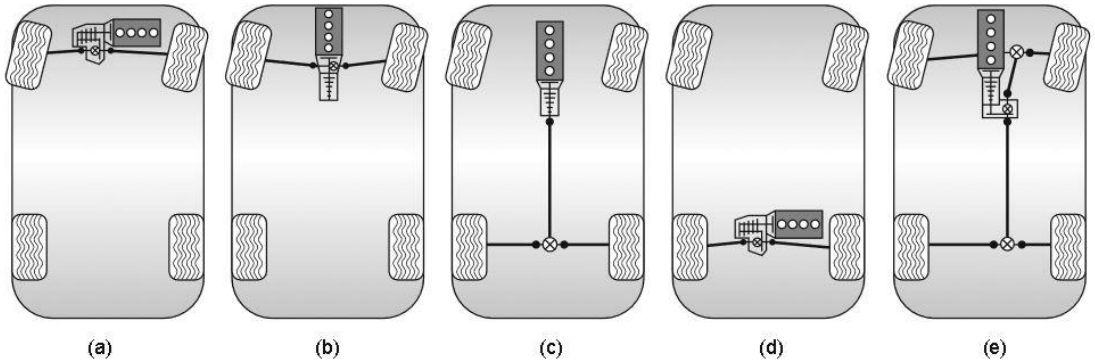

Figura 3 – Alcune architetture di powertrain - (Fonte: [1] p.109)

A tali specifiche, che già influenzano molteplici parametri di base, si aggiungono ovviamente le considerazioni legate alla caratteristica coppia-velocità del motore.

Il passo successivo è uno studio di pre-ingegnerizzazione, dove si tiene conto oltre agli obiettivi economici e di peso anche di fattori esterni al cambio quali, ad esempio, il tipo e le prestazioni dinamiche del comando cambio e gli ingombri del sistema totale in relazione allo spazio concesso dalla configurazione di layout.

L'obbiettivo tecnico nella realizzazione di ogni nuovo progetto è cercare di apportare un certo grado d'innovazione, tale da ottenere un miglioramento delle caratteristiche dell'oggetto che nel caso in esame potranno essere: comfort di guida, riduzione del rumore/vibrazioni o un incremento delle prestazioni; dal punto di vista economico invece potrebbe essere una riduzione dei costi o una semplificazione del processo produttivo.

Il progettista deve tenere in conto tutti questi differenti aspetti e molti altri, spesso in conflitto, e cercare di trovare la soluzione migliore per il guidatore, i passeggeri, il produttore del veicolo e l'ambiente.

Di seguito in Fig.4, una tabella che riassume gli obbiettivi richiesti ad un sistema di trasmissione.

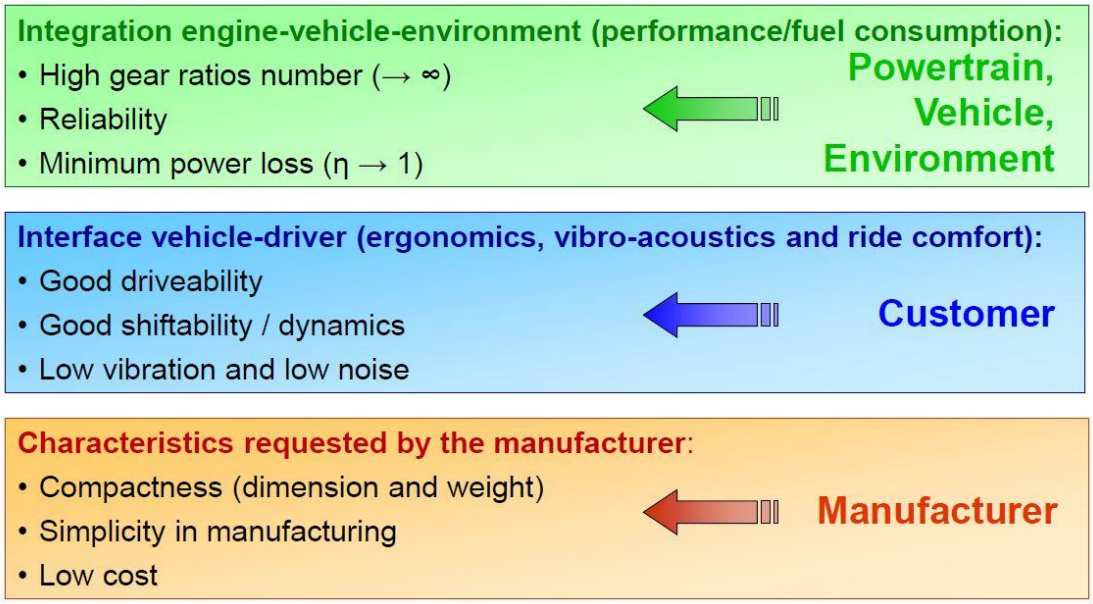

Figura 4 - Tabella riassuntiva requisiti di progetto - (Fonte: [3])

2.3 COMPONENTI GENERICI DI UN SISTEMA DI TRASMISSIONE E RELATIVO FUNZIONAMENTO

In un drivetrain di stampo automobilistico, a prescindere da quanto innovativa o customizzata o da quale architettura è stata scelta per il suo powertrain è possibile individuare un certo numero di sottosistemi.

Di seguito quelli salienti:

- Sistema d'avviamento;
- Cambio;
- Comandi;
- Alberi di trasmissione;
- Differenziali.

Verrà proposta una panoramica di questi sistemi al fine di comprenderne il ruolo all'interno della driveline e di poter successivamente apprezzare le innovazioni apportate dal progetto di cui la tesi è parte.

2.3.1 Sistema d'avviamento

Il ruolo del sistema d'avviamento è principalmente quello di accoppiare o disaccoppiare l'albero motore dall'albero d'ingresso del drivetrain senza dover mai arrestare il motore, garantendo una transizione di coppia il più graduale possibile.

È in genere svolto da un *innesto a frizione* tipico principalmente delle trasmissioni manuali, viene attuato tramite un comando meccanico o idraulico che può essere controllato manualmente o in maniera elettronica (comando elettro-idraulico o, in caso di frizioni elettromagnetiche, elettrico).

Per spiegarne brevemente il funzionamento si prende in esame il caso più semplice; una frizione composta da due dischi conduttori solidali all'albero motore e un disco condotto solidale all'albero d'ingresso del cambio.

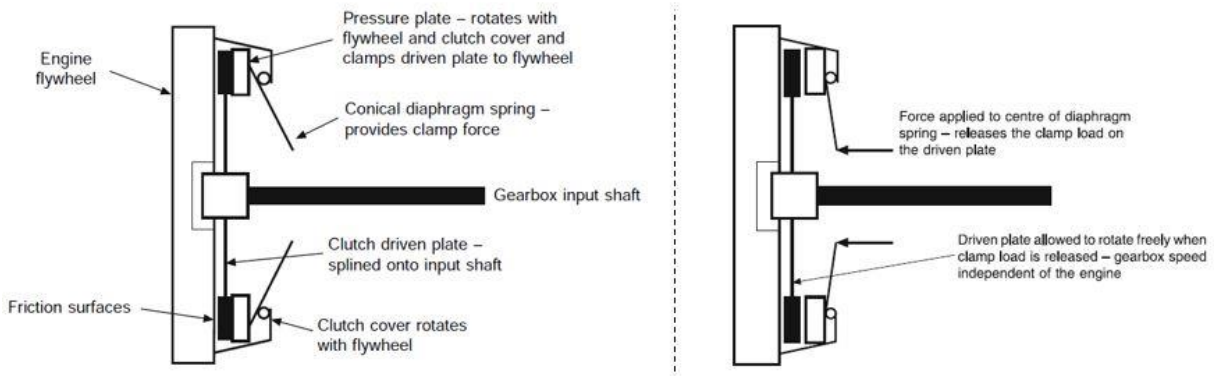

Figura 5 - Frizione monodisco – (Fonte: [1] p.119-120)

I due dischi conduttori, grazie ad un sistema di molle, sono in grado di spostarsi assialmente ed esercitare pressione sul disco condotto, applicando una coppia d'attrito regolabile al disco e rendendolo in ultima istanza solidale a loro stessi.

Il collegamento di albero motore e primario del cambio così ottenuto da l'avvio al flusso di potenza meccanica alle ruote.

Nei cambi automatici invece il dispositivo d'avviamento è spesso un *convertitore di coppia* idraulico coniugato nella maggiorparte dei casi ad una frizione elettromagnetica, detta anche meccanismo di "Lock-Up" e presente a partire dagli anni '80, a collegare il motore alla cascata di rotismi epicicloidali tipici di tale trasmissione.

La frizione adibita al Lock-Up ha lo scopo di aumentare l'efficienza energetica del convertitore annullando, a marcia completamente avviata, la modesta velocità relativa residua fra impeller e turbina dovuta alle perdite fluidodinamiche.

Il convertitore di coppia nella sua semplicità ha le caratteristiche ideali per far spuntare un veicolo da fermo facendo le veci anche del primo vero e proprio rapporto di

riduzione; permette di realizzare un innesto graduale senza fare affidamento sulla sensibilità e perizia del guidatore, in quanto connette i due alberi variando con continuità il rapporto di trasmissione che è funzione dell'inerzia della massa del fluido presente nelle macchine.

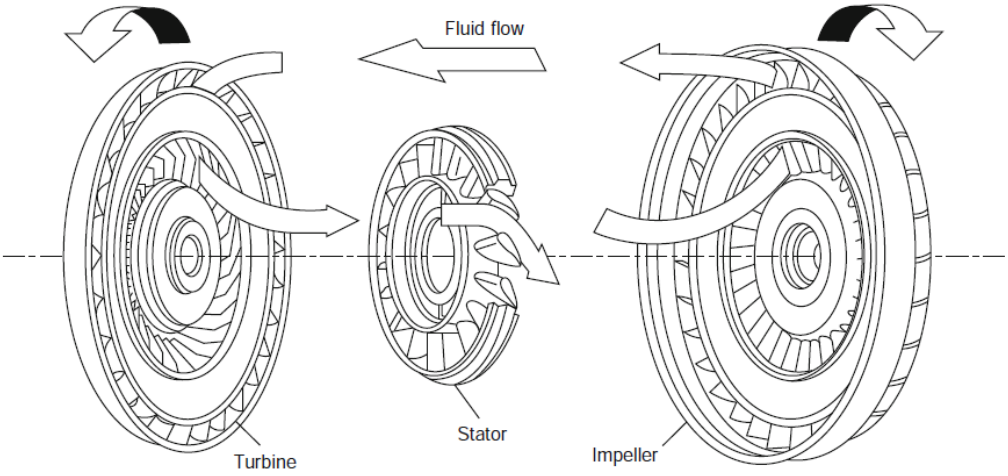

Figura 6 - Convertitore di coppia – (Fonte: [1] p.124)

È composto da tre elementi posizionati sullo stesso asse: una pompa idraulica centrifuga (Impeller) solidale all'albero motore, una turbina centripeta solidale al primario del cambio e una terza palettatura posta fra le altre due detta "statore" collegata in maniera tale da essere in grado di ruotare liberamente in un solo verso.

La pompa centrifuga collegata all'albero motore, ruotando mette in moto un volume d'olio aspirandolo dal proprio condotto di ritorno e restituendolo dalla mandata, i condotti della turbina connessa al primario del cambio sono posizionati in prossimità di quelli della pompa in modo da accogliere l'olio dalla mandata della e restituirlo al condotto di ritorno della stessa.

Questo è quello che si chiama "giunto idraulico"; le velocità delle due parti non si legano in maniera invariabile, infatti se frenando si arresta l'albero d'uscita semplicemente le palette della turbina non riusciranno ad arrestare più l'olio ma continueranno a trasmettere una coppia in uscita, in tal caso pari a quella in ingresso.

Il giunto continuerà a trasmettere coppia finché non si arriverà a velocità relativa nulla fra pompa e turbina.

Qui entra in gioco lo statore come elemento di reazione, la sua palettatura posizionata fra la mandata della turbina e l'aspirazione della pompa, connesso ad un vincolo fisso (il case della gearbox) tramite un albero concentrico a quello della turbina.

La palettatura statorica ridireziona il flusso come in Fig.6 e dona alla coppia provvista dal motore tramite la pompa un incremento considerevole, in tal modo la coppia in uscita potrà essere maggiore di quella in ingresso a differenza di prima.

I convertitori di ultima generazione operano raddoppiando solamente la coppia per motivi di efficienza energetica, ma si potrebbe arrivare tranquillamente a quintuplicarla accettando peggiori rendimenti.

2.3.2 Cambio

È la parte della trasmissione dedicata alla variazione dei rapporti, si dividono in due categorie principali: a rapporti discreti e a variazione continua del rapporto.

I primi hanno un determinato numero di rapporti finiti e determinati dal progettista, difficilmente superiore a 6 nei cambi manuali e 8 in quelli automatici.

Quelli a variazione continua invece ne hanno a disposizione infiniti in un range i cui estremi sono determinati da progetto, il rapporto di tali estremi definisce quella che viene definita ”apertura” del cambio.

Fra i cambi discreti va fatta un’ulteriore classificazione che li distingue in: rotismi ad asse fisso, è il caso dei cambi manuali, AMT e DCT e rotismi ad asse variabile o epicicloidali tipici dei cambi automatici.

Il rapporto di trasmissione è variato all’occorrenza tramite appositi meccanismi azionati da un comando di shift che può essere manuale, servo o automatico.

2.3.3 Comandi

Il meccanismo di shift ha il compito di effettuare l’attuazione meccanica della variazione del rapporto di trasmissione: che sia in una trasmissione manuale ingaggiare la ruota folle del rapporto da innestare tramite la movimentazione assiale del manicotto, premere i vari pacchi di frizioni in una trasmissione automatica o variare la distanza assiale dei coni di un CVT.

Si dividono in interni ed esterni alla gearbox e svolgono un ruolo cruciale in ogni aspetto delle prestazioni del veicolo poiché dettano la dinamica del cambio marcia.

2.3.4 Alberi di trasmissione

Il loro scopo è trasferire il flusso di potenza meccanica fra componenti lontani della driveline.

Sono generalmente equipaggiati di giunti omocinetici che gli permettono di compensare differenze di allineamento anche considerevoli (in alcuni casi anche oltre i 20°) dovute a vincoli di layout dell’applicazione o al posizionamento dinamico dei componenti in particolare: gearbox solidale con la scocca e la ruota o il differenziale solidale con la sospensione.

Alcuni esempi sono:

- Motore e cambio lontani fra loro, come nel caso di auto sportive con il motore anteriore e il cambio sull'assale posteriore per un'equilibratura del carico;
- Cambio e riduzione finale, quando non è possibile integrarla nel cambio stesso;
- Differenziali e ruote.

Senza entrare nel dettaglio concludiamo dicendo che le tipologie di alberi si possono ricondurre a due casi principali: per gli assali rigidi e per le sospensioni indipendenti rispettivamente con giunti non omocinetici (cardanici) e omocinetici (fissi o scorrevoli).

2.3.5 Differenziale

Può realizzare l'ultima riduzione di velocità attraverso la corona solidale alla propria scatola portatreno e soprattutto ripartisce la coppia fra le ruote motrici disaccoppiando le loro velocità di rotazione permettendone la rotazione a velocità differenti.

Può essere libero, autobloccante o bloccabile e in base al layout del veicolo integrato o meno con il cambio stesso.

2.4 TIPOLOGIE DI TRASMISSIONI ESISTENTI

Dopo aver analizzato lo scopo di un sistema di trasmissione, secondo quali criteri basilari si progetta e da quali componenti è composto in linea di massima, si sposta l'attenzione ai principali tipi di trasmissioni presenti sul mercato attuale e le loro prospettive di sviluppo futuro.

Di seguito uno specchietto che mostra le linee evolutive delle trasmissioni che verranno analizzate in seguito.

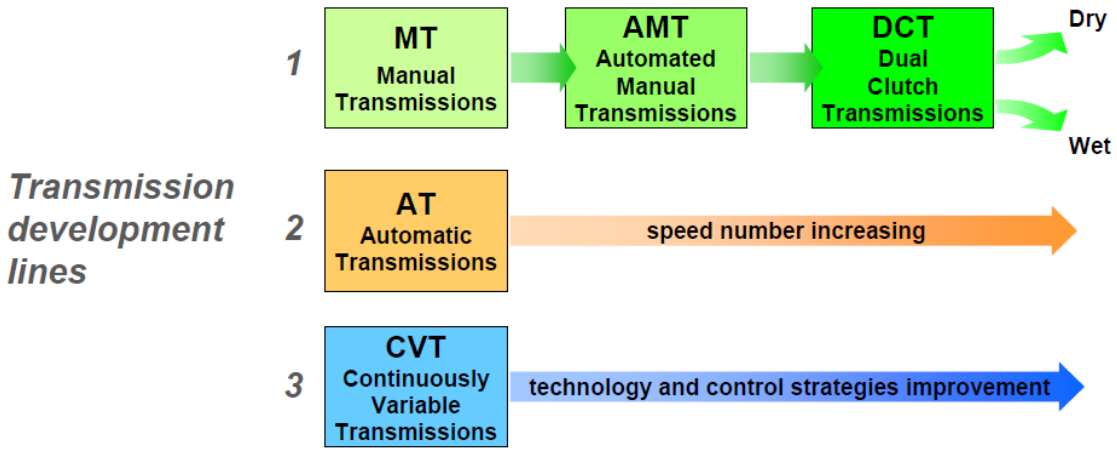

Figura 7 - Filoni evolutivi trasmissioni automotive - (Fonte: [3])

2.4.1 Trasmissioni manuali

Le prime nascono insieme all'automobile, nella forma a cinghia impegnata fra due pulegge di diametro diverso, vantando ben 2 rapporti di trasmissione e prendono ispirazione dalle trasmissioni d'officina presenti in ogni fabbrica che avesse un qualche motore a vapore o ad acqua.

Come dice il nome stesso, il cambio manuale in quanto tale richiede l'intervento del guidatore per svolgere diverse operazioni essenziali quali, nei cambi convenzionali, l'attuazione della frizione e la selezione e l'innesto delle marce.

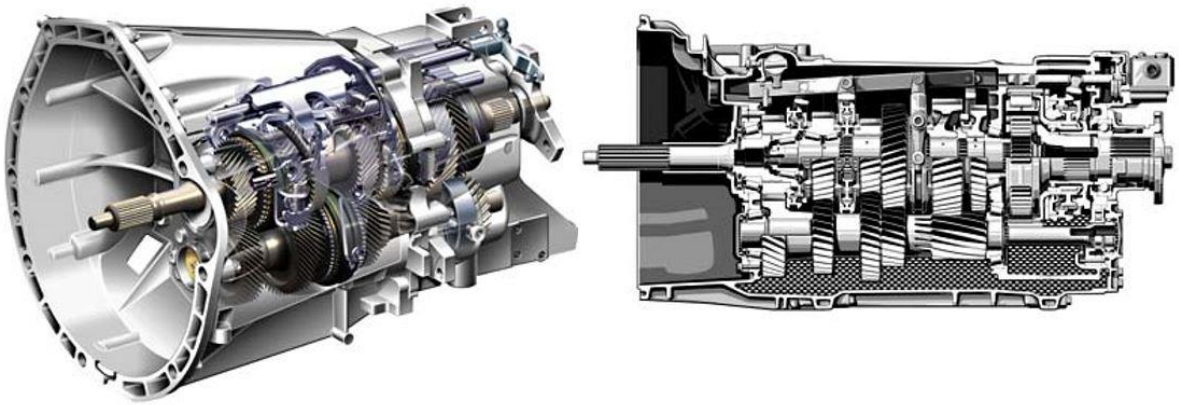

Figura 8 - Differenti viste del cambio manuale a sei marce della Mercedes-Benz C-class sport coupe - (Fonte: [s.2])

Sono classificati in base al numero di rapporti discreti o marce avanti, senza contare la retromarcia o la riduzione finale anche se integrata nel cambio.

Presentano in genere 3 tipi di configurazione:

- in cascata, tipica dell'architettura a motore trasversale, presenta 2 soli alberi uno d'ingresso e uno d'uscita;
- a contralbero, soluzione più comune nelle architetture con motore longitudinale, è caratterizzata da tre alberi di cui due coassiali (ingresso e uscita) posti in successione (da non confondere con gli alberi coassiali e concentrici di un cambio DCT) mentre il terzo o contralbero serve a "collegare" i 2 menzionati tramite le riduzioni, normalmente non prevede il differenziale integrato ma installato direttamente sull'assale;
- a contralbero multiplo, anche in questo caso vi sono più di 2 alberi ma non più posizionati sullo stesso piano; questa architettura ha il vantaggio di permettere la realizzazione di un numero elevato di rapporti, anche 6 o 7, mantenendo un ingombro assiale compatibile con l'istallazione in accoppiamento ad un motore trasversale il tutto a discapito di difficolta realizzativa dei componenti (maggior costo) e di un rendimento generalmente inferiore.

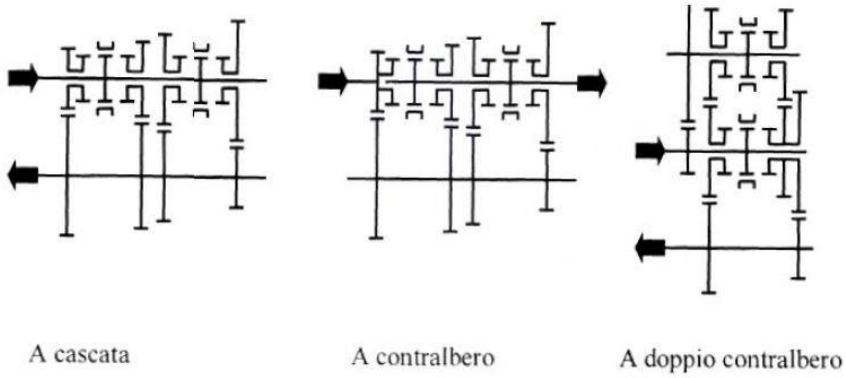

Figura 9 - Schema rappresentativo di un cambio a 4 rapporti nelle tre varianti - (Fonte: [4] p.480)

Senza entrare troppo nel dettaglio basti sapere che ciascuna configurazione varia in maniera differente gli ingombri e il peso e permette alla trasmissione di adattarsi al layout specifico della vettura.

Le coppie di ruote dentate adibite ad effettuare una riduzione in un cambio manuale moderno sono quasi esclusivamente di tipo a denti elicoidali; della coppia una forma un incastro o è direttamente tagliata sull'albero che la conduce e ruota solidale ad esso, l'altra è montata tramite un cuscinetto a rullini sull'altro albero e per tanto libera di ruotare indipendentemente.

Il passaggio da un rapporto ad un altro è effettuato sfruttando un anello solidale alla ruota folle del rapporto da inserire detto coroncina, esso presenta delle spuntature frontali in direzione parallela al suo asse di rotazione che permettono l'innesto di un manicotto provvisto delle medesime spuntature, che viene trascinato lungo l'asse da un meccanismo di shift pilotato direttamente dal guidatore tramite la leva del cambio.

Il manicotto, che ruota solidale all'albero su cui scorre, si innesta dopo che la ruota folle del rapporto ha subito un'apposita sincronizzazione alla velocità di rotazione dell'albero che trascina il manicotto, tale compito è svolto da un componente chiamato appunto "sincronizzatore".

Il numero di rapporti negli anni è passato dalle 2 marce avanti con cui è nata l'automobile alle 6 diventate comuni oggigiorno.

2.4.2 Trasmissioni robotizzate (AMT - Automated Manual Transmissions)

Molto simili ai cambi manuali, dei quali sono la naturale evoluzione e da cui ereditano i meccanismi e la frizione, grazie al forte progresso in ambito controllistico risultano, ai fini pratici, possedere tutte le caratteristiche e le funzioni d'automazione.

Nascono in ottica di contenimento costi, sfruttando progetti precedenti già avviati e consolidati, ma garantiscono anche risparmi dal punto di vista energetico, eliminando le notevoli perdite proprie dei cambi automatici.

Permettono anche un'ottima esperienza di guida grazie all'estrema riduzione dei tempi di spunto e di cambio marcia, molto più veloci rispetto a quelli eseguiti da un guidatore medio, merito degli evoluti sistemi di controllo.

Nonostante la natura ibrida a cavallo fra il manuale e l'automatico, i punti di forza che hanno dimostrato di possedere lasciano immaginare futuri sviluppi tecnologici dedicati e un mercato in espansione.

2.4.3 Dual Clutch Trasmissions (DCT)

Questa architettura è annoverata fra le trasmissioni pienamente automatiche, pur mantenendo una forte somiglianza con quelle manuali e AMT di cui rappresenta in pratica la diretta evoluzione.

La sua peculiarità principale risiede, come intuibile dal nome, nell'utilizzare 2 frizioni piuttosto che una sola.

Il loro ruolo resta tutto sommato simile con l'aggiunta di una novità, continuano a ricoprire la funzione di sistema d'avviamento e realizzano l'innesto delle marce in *power-shift*.

Per comprendere questa nuova funzione, centro focale dell'innovazione apportata da questa trasmissione, bisogna fare cenno al suo progetto e a quali differenze tecniche contiene.

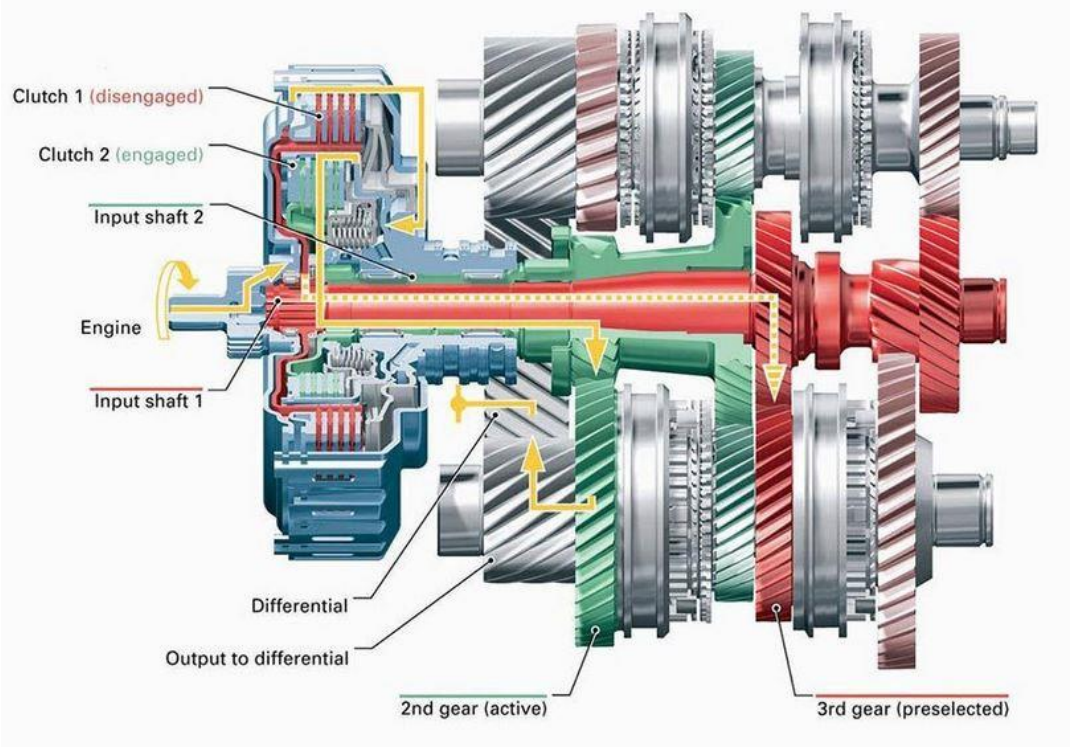

Figura 10 - Schema della DCT a 6 rapporti della Audi TT 3.2 quattro - (Fonte: [s.5])

Le due frizioni che chiameremo K1 e K2 sono calettate a due diversi alberi primari coassiali e concentrici, liberi di ruotare indipendentemente l'uno dall'altro, di cui uno dedicato ai rapporti dispari del cambio, l'altro ai pari.

Quando K1, la frizione dell'albero dedicato ai dispari, è chiusa e trasmette potenza alle ruote tramite il primo rapporto, K2 è aperta e il suo albero è libero di ruotare folle.

Durante la marcia è possibile quindi senza che il guidatore si accorga di nulla, innestare la seconda, che ricordiamo si trova sull'albero folle a cui è calettata K2, mentre la prima marcia è ancora in presa.

Nel momento in cui sarà necessario cambiare dalla prima alla seconda basterà innestare K2 e rilasciare K1 in sincronia, in tal modo si realizza una cambiata *power-shift*.

A K2 innestata si potrà quindi, se le condizioni di guida lo necessitano, disinnestare la prima e ingaggiare terza poiché entrambe risiedono sull'albero di K1 ora folle, così da avere la marcia pronta per il prossimo *power-shift*.

Uno dei vincoli che presenta questo sistema è che, se utilizzato in modalità "manuale" tramite l'apposito comando (paddle dietro il volante o joystick), le marce vanno utilizzate in maniera sequenziale, non è data infatti al guidatore la possibilità di saltare un rapporto.

In modalità automatica invece, accurate e sofisticate strategie di controllo possono in casi particolari, come ad esempio brusche frenate o comunque repentine variazioni di velocità, attuare delle strategie di shift che permettano il salto di alcuni rapporti.

Possono trovarsi in 2 versioni: Wet o Dry a seconda che le frizioni che siano rispettivamente a bagno d’olio o meno.

2.4.4 Trasmissioni Automatiche

Come è intuibile dall'analisi fin qui svolta la definizione "automatico" non è univoca; il cambio robotizzato e il DCT (descritti sopra) e le CVT (descritte nel prossimo paragrafo) insieme rappresentano alcune alternative alla versione "convenzionale' analizzata di seguito, inoltre esistono anche delle forme semi-automatizzate che lasciano ancora una o più funzioni da comandare al guidatore.

In questo paragrafo ci concentreremo sulla forma più classica e rodata di cambio automatico, quello formato da un convertitore di coppia con frizione di lock-up e una cascata di rotismi epicicloidali comandati da un certo numero di pacchi di frizioni per l'attuazione dello shift dei rapporti.

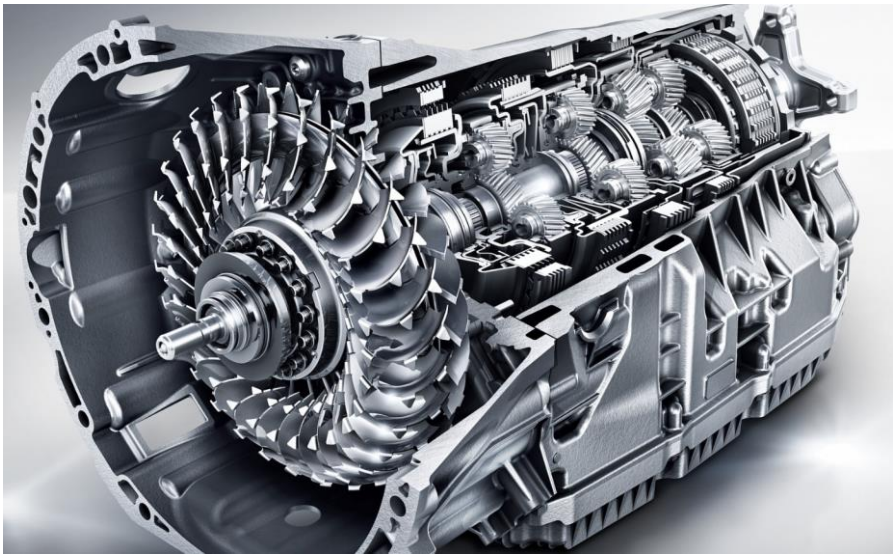

Figura 11 - Vista del Mercedes-Benz GLC Coupe - 9G-TRONIC Automatic Gearbox - (Fonte: [s.4])

Il primo brevetto italiano è del 1932 a nome dell'ing. Elio Trenta (1912-1934) *(Fonte: [s.6])* all'epoca appena ventenne, che dopo averlo proposto a FIAT con scarso successo, decise di cederlo.

Tralasciando la ricerca dell'effettiva paternità dell'idea progettuale, il cambio automatico appare sul mercato statunitense nei primi anni '40 in occasione della presentazione dei primi veicoli con una trasmissione completamente automatizzata, alba di un trend che avrebbe spopolato portando ad un'egemonia locale fortemente consolidata e una popolarità in piena ascesa nel mercato Europeo attuale.

La differenza focale con la controparte manuale risiede nel fatto che per migliorare l'esperienza di guida del guidatore e il comfort dei passeggeri, il cambio automatico solleva innanzitutto il primo dall'onere del comando della frizione e dalla selezione e innesto del rapporto più adatto tramite la leva del cambio.

È nato infatti proprio per semplificare e rendere la guida di un'automobile appetibile ad ogni segmento della popolazione; nello scenario odierno dove l'incremento del traffico cittadino ha reso le numerose e ripetitive operazioni manuali, necessarie ad operare un veicolo, una fonte di stress fisico e mentale, esso permette al guidatore di concentrarsi solo sulla guida contribuendo ad una maggiore sicurezza stradale.

In passato l'utilizzo di un cambio automatico di questo genere era limitato ai veicoli di grossa cilindrata, in modo da compensare e rendere meno evidente la bassa efficienza intrinseca.

Nelle sue evoluzioni più recenti è riuscito a conquistare fette di mercato in ogni classe motoristica nonostante la sempre maggiore attenzione posta alle emissioni di inquinanti e ai consumi di combustibile, cosa possibile grazie a diverse soluzioni tecniche che hanno smorzato buona parte delle perdite.

Come già accennato l'architettura di questa trasmissione è composta dalla combinazione di un convertitore di coppia con una serie di rotismi epicicloidali che realizzano un numero discreto di rapporti di riduzione.

I pregi del convertitore sono stati analizzati brevemente nel paragrafo 2.3.1.

Ciascun rotismo epicicloidale possiede, in assenza di vincoli, tre gradi di libertà relativi alle sue componenti rotanti: anello esterno, solare e il blocco portatreno/satelliti.

Affinché sia possibile la trasmissione di una coppia attraverso di esso è necessario che uno dei tre sia vincolato ad un riferimento fisso quale la scatola del cambio, questo compito nei cambi moderni è affidato a frizioni multidisco mentre in passato era appannaggio di particolari freni.

I due elementi svincolati fungeranno in quel frangente da ingresso e uscita; il numero di rapporti ottenibili con un singolo rotismo è in linea teorica pari a tre, quante sono le possibilità di vincolare uno dei tre componenti.

Salgono a sei se si considera la possibilità di scambiare ingresso e uscita a cui ne va aggiunto un settimo relativo al loro moto solidale.

Non tutti questi rapporti sono ottenibili realmente da un singolo rotismo per ovvie ragioni, a meno di rendere il cambio estremamente complesso meccanicamente.

Nella più comune pratica si ottengono 2 rapporti, uno ridotto e uno in presa diretta (quando ingresso e uscita ruotano solidali).

Il numero totale di rapporti discreti realizzati dai cambi moderni viene ottenuto combinando meccanicamente più rotismi semplici in serie; il singolo rapporto sarà pertanto risultato o del lavoro di un singolo rotismo o della combinazione di più di essi.

Tramite questo sistema, oltre ad ottenere un'ottima percezione della cambiata da parte del guidatore, si riesce anche a limitare molto quello che in gergo viene chiamato *jerk*,

che altro non è che la variazione repentina dell'accelerazione durante lo spunto e i cambi marcia, migliorando sensibilmente il comfort dei presenti all'interno dell'abitacolo.

2.4.5 Continuously Variable Trasmissions (CVT)

Quest'ultimo tipo di trasmissione è in fase di sviluppo sin dalla creazione dell'automobile, ha trovato però solo di recente un vero spazio proprio sul mercato.

È molto apprezzato soprattutto dalle case automobilistiche giapponesi ma fatica a prendere piede in Europa e negli Stati Uniti nonostante i tentativi effettuati in passato, pur vantando notevoli punti di forza quali l'alta efficienza energetica, il comfort percepito e le ottime prestazioni.

La caratteristica distintiva dei cambi CVT risiede nella possibilità di variare il rapporto di trasmissione in maniera continua, se confrontato al numero discreto e limitato di rapporti di tutte le altre trasmissioni, in un intervallo finito i cui estremi sono definiti a progetto.

Si è infatti in grado di ottimizzare agevolmente il punto operativo del motore, ossia il valore istantaneo di coppia e velocità erogate, per qualsiasi condizione di marcia, in maniera da offrire alternativamente la miglior efficienza energetica o la potenza più adatta all'accelerazione del veicolo.

Figura 12 - Esploso di una trasmissione CVT - (Fonte: [s.3])

Per adempiere a tale innovativa funzione è però necessaria un'architettura del cambio di diversa concezione unita ad un sistema di controllo piuttosto maturo, che dia ragionevole certezza della continua selezione del rapporto esatto richiesto per realizzare la missione desiderata.

Con la tecnologia odierna, tra i diversi approcci percorribili per realizzare una CVT, l'unica soluzione che valorizzi il vantaggio di avere un numero infinito di rapporti è di usare una trasmissione a geometria variabile.

L’ipotesi di sfruttarne altre: idrauliche, idrostatiche o elettriche è stata finora scartata per applicazioni automobilistiche standard a causa dei rendimenti meccanici troppo modesti, pur restando strade percorribili in applicazioni di nicchia.

Scompaiono i rotismi dedicati singolarmente a ciascun rapporto a favore di una coppia di pulegge molto particolari, esse infatti sono in grado di variare la loro larghezza e conseguentemente il rapporto di trasmissione.

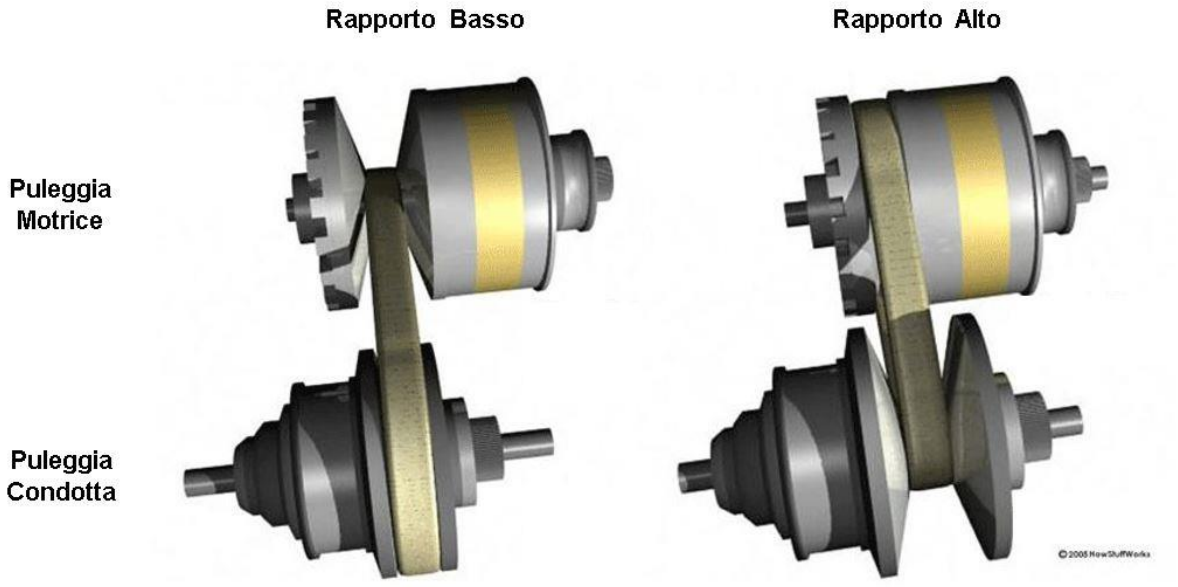

Figura 13 - Modifica del rapporto con la variazione di geometria - (Fonte: [s.2])

La soluzione tecnica più adottata ad oggi per realizzare una CVT prevede l’utilizzo di una cinghia metallica che impegna tali pulegge a geometria variabile, si distinguono due diversi tipi di cinghia: la VDT (Van Doorne Trasmissie) e la catena LuK, che viene usata a tutti gli effetti come una cinghia.

Continuano a restare presenti nella maggior parte delle applicazioni un sistema d’avviamento e alcuni rotismi.

La frizione è ancora il più diffuso dei sistemi d’avviamento, usata principalmente nella versione “wet” e in alcuni casi a bassa potenza se ne possono trovare di elettromagnetiche a polvere; in crescita però anche in questo genere di trasmissione l’uso del convertitore di coppia.

Le CVT continuano a mantenere alcuni rotismi quali: un epicicloidale per passare da marcia avanti a marcia indietro e viceversa e il differenziale comprensivo di riduzione finale con le sue funzioni praticamente immutate.

Tanti pregi ovviamente portano con sé diversi difetti che non hanno permesso nei decenni passati a questa soluzione di stabilirsi come riferimento.

Per elencarne alcuni dei più importanti citiamo: un maggior peso, scarsa affidabilità, alto costo e soprattutto bassa efficienza del sistema di trasmissione se confrontato ai rotismi.

Oltre a quelli tecnici un altro aspetto lamentato dall'utenza è la guidabilità, infatti un pubblico abituato a determinare sensazioni di guida procurate da una trasmissione manuale lamenta una diminuzione del controllo passando ad un veicolo con un cambio automatico.

3 PROGETTO EPLUS

3.1 LA MISSIONE PROGETTUALE

Come accennato brevemente nell'introduzione del lavoro di tesi, EPLUS è un progetto in fase di sviluppo da parte di Mecaprom s.r.l., finanziato anche grazie ai fondi del progetto europeo HORIZON2020.

L'obbiettivo è quello di studiare e sviluppare un'unità altamente innovativa e integrata, dimensionata per la motopropulsione elettrica di automobili e veicoli commerciali di piccola-media taglia (fino a 3,5 tonnellate), composta da:

- un motore elettrico accoppiato ad un sistema di trasmissione multi-rapporto (Electric Power Unit Transmission - EPTL) e al differenziale;
- un dispositivo elettronico di supervisione e controllo del sistema di moto-propulsione (Electric Powertrain Electronic Interface – EPEI, centralina).

Le varie parti andranno a formare un'unità monolitica unica, in tal modo sarà possibile ottimizzare le performances dell'intero powertrain e garantirgli la flessibilità necessaria alla molteplicità d'utilizzi prevista.

Nell'ambito di questa trattazione ci concentreremo solo sul powertrain del progetto EPLUS, l'EPTL, tralasciando l'analisi e lo studio della centralina di controllo EPEI.

3.2 L'IDEA DIETRO EPLUS, COME NASCE E VANTAGGI OFFERTI

L'dea del sistema di powertrain EPTL nasce dall'osservazione attenta dello stato dell'arte delle trasmissioni automobilistiche, cavalcando anche l'onda dell'inarrestabile progresso dei sistemi di controllo che sta aprendo le porte a nuove soluzioni tecniche che in passato erano impossibili da realizzare o rese sconvenienti da un'ancora immatura tecnologia.

Avendo in mente i veicoli obbiettivo, le loro missioni e quindi i relativi vincoli progettuali quali: prestazioni richieste, layout tipici e fascia di mercato per citare i principali, si è pensato per tali applicazioni di progettare qualcosa di economico e funzionale, che sfruttasse una combinazione di diversi vantaggi messa a disposizione da più sofisticati e affidabili sistemi di controllo.

È stata l'occasione per studiare qualcosa di nuovo, che portasse un grado d'innovazione importante rispetto all'esistente e rispondesse contemporaneamente a necessità di mercato attuali e future.

EPLUS infatti guarda ad un futuro di mobilità completamente elettrica, ma non chiude però la porta al trend in ascesa di conversioni ad ibrido di veicoli con powertrain convenzionale ICE (Internal Combustion Engine).

La trasmissione del powertrain EPTL riprende l'architettura con rotismi ad asse fisso tipica dei cambi manuali, nella forma a contralbero multiplo.

È stata dimensionata ad hoc per ottimizzare le prestazioni di un motore elettrico di trazione, il cui albero motore viene collegato al primario del cambio in direct-drive eliminando un componente chiave di qualsiasi trasmissione esistente: il sistema d'avviamento.

Sia esso una frizione mono o multidisco o un convertitore di coppia, aveva sempre fatto parte di una trasmissione sin dalle origini.

La sua eliminazione è resa possibile sfruttando le caratteristiche dinamiche offerte dalla propulsione elettrica, l'interruzione di coppia necessaria ad effettuare un cambio marcia normalmente demandata ad un giunto (frizione o convertitore di coppia) può essere replicata attraverso il controllo elettronico del motore elettrico.

Esso offre dinamiche di reazione molto superiori a qualsiasi dispositivo meccanico o elettromeccanico attuato prestandosi pertanto egregiamente ad essere controllato, particolare fondamentale che permette ulteriori migliorie.

La sfida tecnica più grande si gioca sul campo dello shift delle marce, infatti, come visto nel capitolo dedicato allo stato dell'arte, l'innesto in un cambio con rotismi ad asse fisso viene fatto tramite un manicotto a spunte frontali che ingaggia, dopo un'apposita sincronizzazione, le spuntature solidali alla ruota folle del rapporto da inserire.

La miglioria risiede proprio nel fatto che sfruttando ancora le caratteristiche e la controllabilità del motore elettrico di trazione, si può fare interamente a meno di un oggetto costoso quale è il sincronizzatore.

Il sistema d'innesto resta simile al precedente; le spuntature frontali che caratterizzavano la coppia manicotto/ruota diminuiscono di numero portandosi ad 8 in totale (contro le diverse decine tradizionali) e diventando dei "*dog clutch*", denti più robusti capaci di sopportare un quantitativo maggiore di urti e stress meccanico.

Il nome è dovuto alla loro forma peculiare che permette l'innesto senza una perfetta sincronizzazione e una tenuta dell'accoppiamento meccanico tenace ed affidabile; vengono già utilizzati comunemente in diverse applicazioni motoristiche: i cambi sequenziali motociclistici, le automobili da corsa e i veicoli pesanti.

L'innesto in tali applicazioni veniva eseguito in maniera grezza, comportando un'alta rumorosità e la generazione di vibrazioni, l'obbiettivo del progetto è renderla molto meno drastica controllandone la dinamica in maniera adeguata.

Il ruolo del sincronizzatore verrà svolto tramite il controllo del motore elettrico che, modificando la velocità dell'albero primario cambio, porterà la ruota folle del rapporto da innestare sul secondario ad una velocità prossima a quella del manicotto (circa 30-

60 rpm di scostamento relativo), la cui velocità di rotazione è quella imposta dal differenziale all'albero secondario su cui si trova.

L'attuazione dell'innesto è appannaggio invece del sistema di shift che sarà introdotto e studiato nel prossimo capitolo.

L'insieme di questi cambiamenti dà vita a conti fatti ad una tipologia di trasmissione nuova, mantiene la somiglianza con i cambi di stampo manuale ma apporta una ingente riduzione dei costi, del peso e dell'ingombro pur mantenendone i principali pregi quali efficienza energetica, affidabilità e, grazie alle caratteristiche del motore elettrico e del controllo elettronico, una cambiata senza interruzione di coppia percepita alle ruote simile a quella power-shift.

I principali benefici stimati derivanti dall'applicazione dall'intero sistema di motopropulsione EPLUS sono:

- L'abbattimento delle emissioni di inquinanti allo scarico (HC, NOx, CO, e particolati – PM-X) e delle emissioni di gas serra (CO2); in particolare si arriva a ridurre del 60% gli inquinanti e gas serra nel caso di ibrido e al 100% nel caso "Battery Electric Vehicle" (FEV), prendendo come riferimento il veicolo medio su un ciclo d'uso;
- L'estensione del campo operativo in entrambe le opzioni previste da progetto:
    - nel caso BEV, l'estensione è dovuta alla maggiore efficienza complessiva prevista da EPLUS rispetto a ciò che di simile offre il mercato (≥ +10%). Contando autonomia media attuale di circa 350-400km per i veicoli elettrici, si riesce quindi ad aumentarla di un 35-40km, vantaggio che sarà estremamente apprezzato da utenza e costruttori;
    - nel caso HEV, l'estensione è data dalla possibilità di ottimizzare finemente la sinergia fra i due rami di potenza, endotermico ed elettrico. Si hanno due possibilità: 1) fissata la taglia della batteria, si può estendere il range di circa il 10%, la stessa misura prevista per i BEV; 2) a parità di potenza energetica, si può ridurre la taglia della batteria, uno dei componenti più costosi (arriva ad incidere per il 50% circa del costo totale del veicolo). Inoltre, in questo caso, si può sfruttare il motore elettrico, per effettuare una serie di funzionalità aggiuntive (marcia a bassa velocità, stop&start, ecc..) che aumentano l'efficienza globale del sistema.
- La possibilità di realizzare una trazione integrale (e-4WD), sia per veicoli ibridi, tramite l'installazione dell'unità motopropulsiva sull'assale posteriore, sia in caso di BEV, montando un'unità per ogni assale.
- La riduzione delle dimensioni d'ingombro fino al 50% e fino ad un 60% di risparmio sui costi della trasmissione, dovuti all'eliminazione di componenti costosi quali sistema d'avviamento e sincronizzatori.

- Un incremento generale delle prestazioni; ibridizzando un'auto con un powertrain convenzionale, si ottengono prestazioni migliori (ad es. spunto, accelerazione o velocità massima) e una riduzione dei consumi di combustibile. In caso di BEV si ottengono incrementi di autonomia significativi, utilizzando strategie di controllo finemente ottimizzate che aumentano l'efficienza della gestione energetica, possibili grazie all'adozione del sistema di supervisione e controllo EPEI che verrà sviluppato in un progetto parallelo.

3.3 DIMENSIONAMENTO E ARCHITETTURA DEL PROGETTO

3.3.1 Dimensionamento

Una innovativa unità powertrain per la trazione elettrica, costituita da un motore elettrico accoppiato ad un sistema di trasmissione multi-rapporto (Electric Power Unit Transmission - EPTL) e ad un differenziale, governata da un supervisore di controllo e sicurezza attiva, dotato di driver di attuazione per il comando di dispositivi operativi afferenti al sistema di motopropulsione, quali: gli attuatori di innesto dei rapporti, pompe e ventole di raffreddamento, compressore aria condizionata e altri.

Il gruppo di trasmissione è caratterizzato della presenza di una pluralità di rapporti di riduzione, collegati ad una unità differenziale finale, ed è destinato esclusivamente ad essere accoppiato ad un motore elettrico di trazione, con lo scopo di:

- modulare la curva di erogazione di coppia del motore elettrico su un più ampio campo di velocità del veicolo;
- configurare l'utilizzo del sistema di motopropulsione su una ampia gamma di veicoli, con peso totale a terra fino almeno a tremilacinquecento chili;
- garantire, anche per veicoli del massimo peso ammesso, la capacità di spuntare su pendenze pari almeno al 25%;
- garantire, per gli stessi, la possibilità di marciare continuativamente fino a pendenze del 10%;
- produrre un cambio marcia automatizzata, senza percezione di interruzione di coppia alle ruote;
- realizzare una soluzione di trasmissione, inclusiva di una pluralità di rapporti di riduzione e di un differenziale finale, favorevole dal punto di vista degli ingombri e del peso, rispetto alle soluzioni derivate da gruppi cambio destinati all'accoppiamento con motori endotermici, dotate di frizioni a slittamento o altri dispositivi d'avviamento.

Il gruppo di trasmissione ha il compito di trasformare la coppia di trazione in ingresso sull'albero primario in una coppia di uscita al differenziale, secondo un rapporto di trasformazione tale, in caso di propulsione elettrica, da ridurre la velocità di rotazione moltiplicando la coppia prodotta.

Nel caso in esame, la velocità massima di rotazione del motore elettrico di trazione utilizzato per l'analisi può arrivare fino a 15000 rpm, mentre la velocità dell'albero primario della trasmissione sarà convenientemente limitata a 12000 rpm, per i seguenti motivi:

- A velocità elevate, tipicamente superiori al doppio della velocità base (in genere è quella per cui si ottengono contemporaneamente il massimo valore di coppia erogata e la massima potenza, nel caso in esame corrisponde a circa 6000 rpm), la potenza e l'efficienza del motore elettrico si riduce rapidamente.
- I rapporti di riduzione della trasmissione permettono di traslare le curve di erogazione della coppia, incrementandola nelle zone a bassa velocità nel caso sia necessario marciare contro forti carichi resistenti e riducendola se l'obbiettivo è realizzare alte velocità. Pertanto, è possibile limitare ragionevolmente la velocità di rotazione del motore salvaguardando la durata del sistema grazie a minori sollecitazioni;
- I dispositivi meccanici (cuscinetti volventi di vario tipo) necessari a supportare gli alberi della trasmissione, soprattutto il primario, e il lubrificante presente nella gearbox presentano costi che crescono velocemente, quando determinati livelli di velocità (es. 10000 ÷ 12000 rpm) vengono superati;
- Le velocità periferiche degli organi dentati diventano critiche per diversi aspetti quali: usura dei denti, caratteristiche NVH (Noise, Vibration and Harshness), ecc al superare le soglie di velocità di rotazione sopra citate.

Le curve di erogazione di coppia e potenza del motore elettrico di riferimento, limitate ad un regime di rotazione di 12000 rpm sono rappresentate nel grafico a seguire.

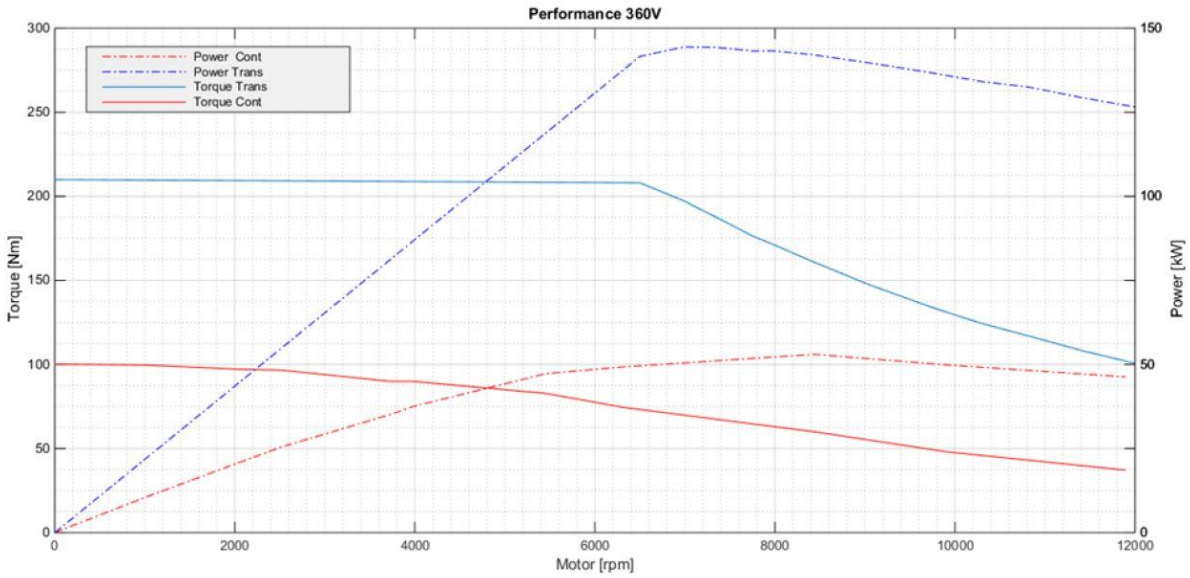

Figura 14 - Caratteristica Coppia/Velocità del motore elettrico di trazione - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

I rapporti di riduzione complessivi, ottenuti ripartendo il valore fra un rapporto fisso sul differenziale (riduzione finale) e un numero di rapporti variabile, pari al numero di marce, sono determinati allo scopo di produrre i valori di coppia e potenza in uscita atti a garantire un corretto inter-allacciamento delle curve di erogazione verso le ruote, evitando salti di coppia difficilmente gestibili durante le fasi di transizione da un rapporto all'altro.

Infatti, salti di coppia elevati possono generare effetti di usura e danneggiamento al gruppo di trasmissione oltre a condizioni di confort inaccettabili per i passeggeri del veicolo.

Il numero di rapporti di riduzione e la loro entità sono stati definiti a seguito di una accurata analisi che ha preso in considerazione gli obbiettivi di performance veicolare e i vincoli realizzativi dei componenti meccanici, in particolare si è posta particolare attenzione al miglioramento di efficienza relativa alle varie aree di iso-efficienza (diagramma in figura seguente) del motore elettrico durante un ipotetico ciclo di utilizzo del veicolo, variando i rapporti possiamo far lavorare il motore elettrico in punti energeticamente più favorevoli a parità di coppia erogata alle ruote.

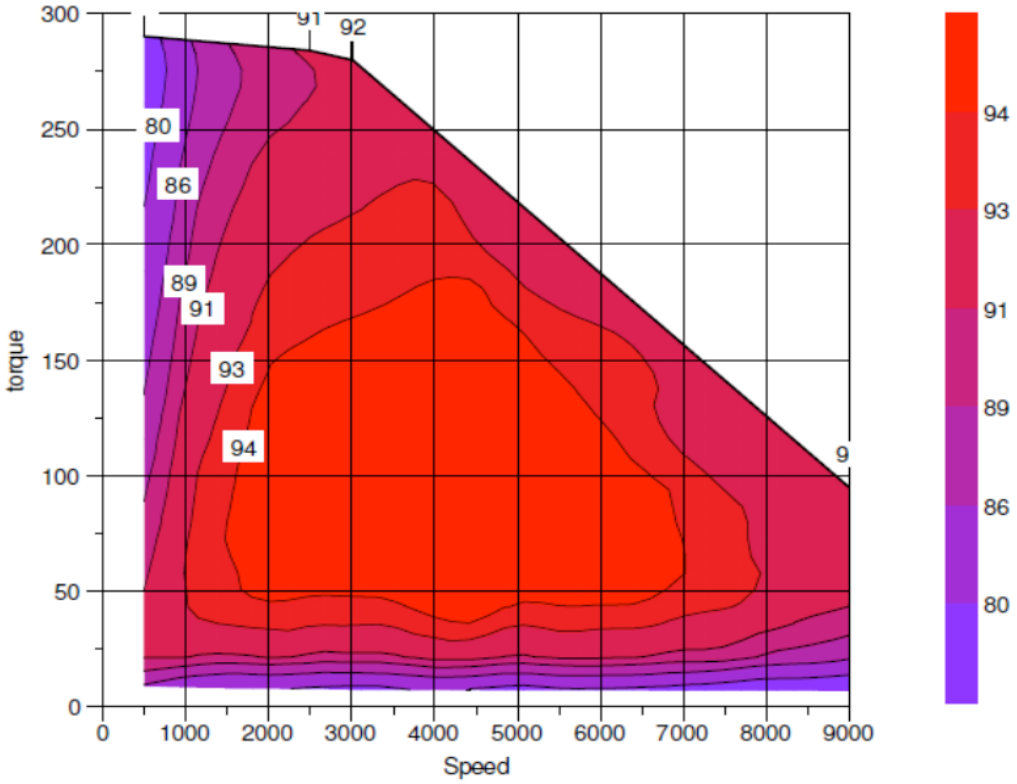

Figura 15 - Diagramma Coppia-velocità con curve iso-rendimento – (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

Un possibile esempio dei valori di coppia nominale e massima, ottenuti moltiplicando l'ingresso con una cascata di quattro rapporti totali dell'ordine di 23:1 , 18:1 , 13:1 e 8:1, è descritto nel prossimo grafico.

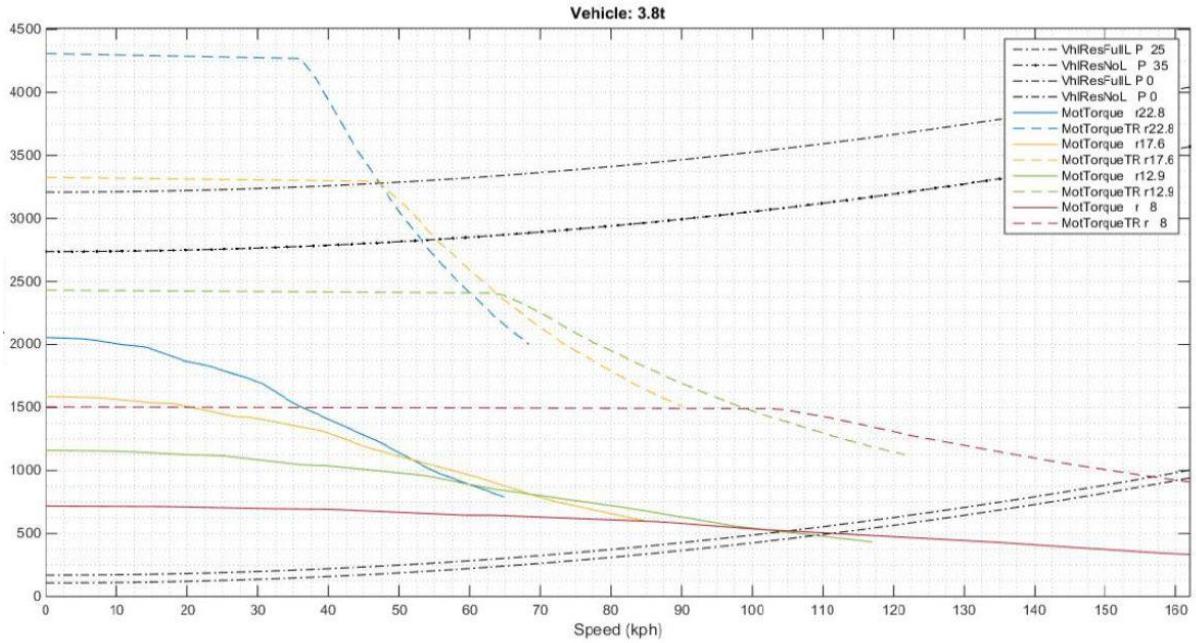

Figura 16 - Caratteristica del motore elettrico governata dai rapporti del cambio - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

L'andamento delle curve di coppia massima mostra un margine adeguato rispetto alle curve di coppia resistente del veicolo (tratteggiate), anche alla massima pendenza ammessa (25%) a pieno carico (massimo peso a terra complessivo).

L'unità di motopropulsione EPLUS completa si presenta quindi come un'unità monolitica, in Fig.8 è possibile distinguere il motore elettrico di trazione (a), il cambio pluri-rapporto (b1) e il differenziale (b2), che insieme all'ultima riduzione è stato inglobato nella gearbox in maniera da rendere estremamente semplice l'elettrificazione di un assale.

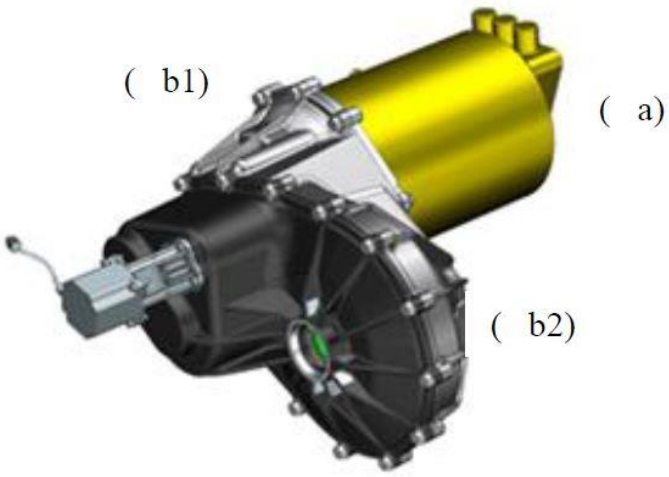

Figura 17 - Motopropulsore EPLUS - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

3.3.2 Architettura

Il cambio è realizzato tramite uno schema a doppio contralbero; un primario (9.a) attraverso il quale passa il flusso di potenza motrice generato dal motore elettrico di trazione connesso all'albero in direct-drive, e due secondari (9.b), su cui insistono i rapporti di riduzione delle 4 marce divise a coppie su ciascuno dei due, così come rappresentato nella figura seguente.

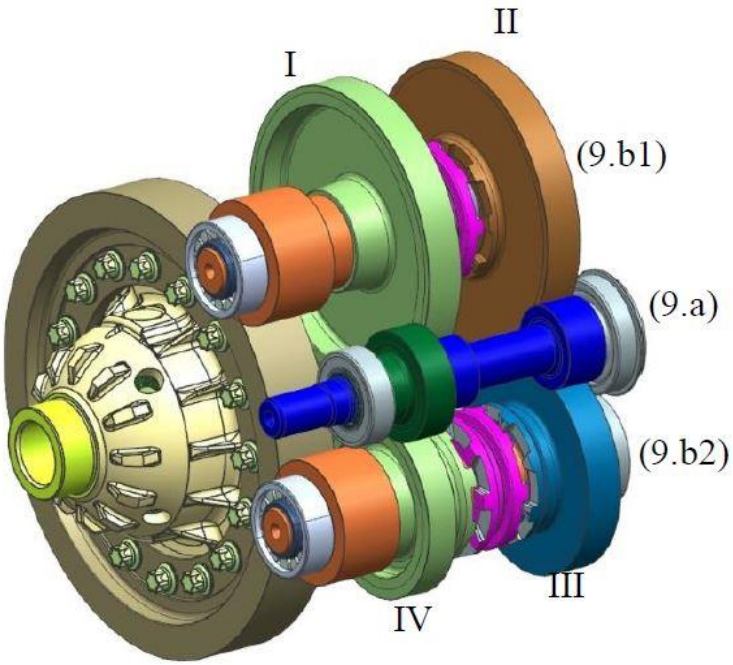

Figura 18 - Trasmissione pluri-rapporto EPTL - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

Sull'albero secondario (9.b1) insistono gli ingranaggi di riduzione di I° e II° marcia, mentre quelli di III° e IV° marcia sono inseriti sull'albero secondario (9.b2).

L'unità di trasmissione si presta inoltre ad essere semplificata, riducendo ad uno solo gli alberi secondari, questo qualora il dimensionamento del sistema di motopropulsione richiedesse una realizzazione a due soli rapporti di riduzione o addirittura ad uno singolo.

Per fare un esempio, potrebbe essere conveniente, per alcuni veicoli di massa contenuta e quindi necessitanti di minore coppia alle ruote, utilizzare solo i rapporti di III° e IV marcia, o per veicoli ancora più leggeri l'utilizzo del solo rapporto di IV° marcia, come rappresentato nella figura seguente.

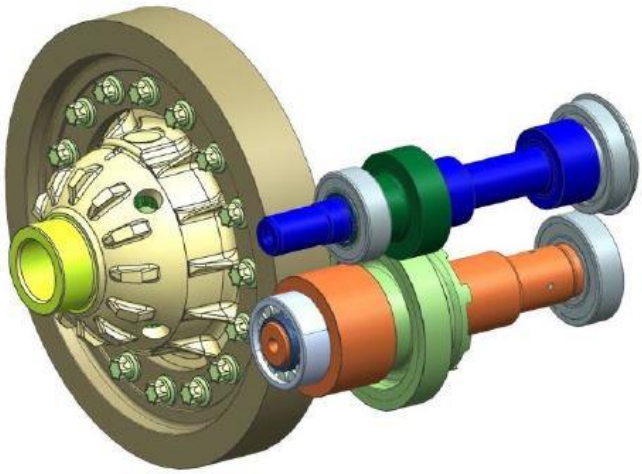

Figura 19 - Versione semplificata dell'unità di trasmissione EPTL - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

Il meccanismo di selezione delle marce è realizzato senza sincronizzatori, attraverso innesti a denti frontali (i dog clutch sono quelli in rosa acceso nella figura successiva) realizzati tra il manicotto ed entrambe le facce del rotismo (11.a), in modo da poter impegnare alternativamente uno dei due ingranaggi folli condotti sull'albero, ad esempio in figura di seguito quelli di III° o IV° sull'albero secondario loro dedicato.

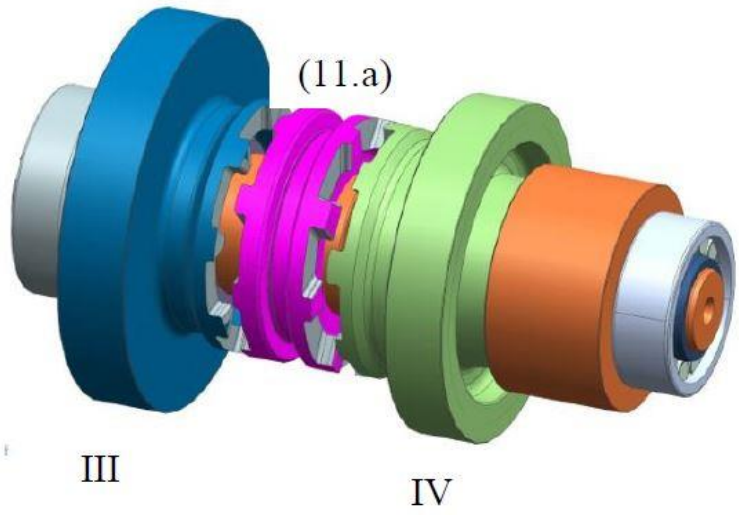

Figura 20 - Albero secondario di III° e IV° marcia con manicotto selettore - (Fonte: Mecaprom s.r.l.)

Il meccanismo di governo del manicotto intravedibile nelle immagini precedenti, in quanto oggetto di progetto in questa trattazione, verrà illustrato nel capitolo successivo.

4 SISTEMA ELETTROMECCANICO DI SHIFT

Verrà svolto in questo capitolo lo studio tecnologico del meccanismo di shift elettromeccanico, iniziando da una valutazione delle specifiche imposte dal sistema esterno, insieme alle prestazioni ad esso richieste per lo svolgimento del suo compito in maniera efficiente e robusta.

L'attuatore elettromeccanico (di seguito anche indicato come EA_SYS) in maniera preliminare può essere diviso in tre parti principali per il progetto: un motore elettrico, un riduttore di velocità a rapporto fisso e il sistema meccanico che si occuperà dell'attuazione delle forcelle di shift dei manicotti.

Esistono alcune altre possibilità di realizzare questo sistema, quali l'utilizzo di attuatori elettroidraulici, frizioni multidisco a bagno d'olio, attuatori pneumatici ecc che non verranno però analizzate in quanto l'intenzione è indagare la fattibilità di un sistema elettromeccanico ritenuto, a seguito di un'analisi di benchmark tra le varie soluzioni, il miglior compromesso tra costi/performances e semplicità nonché la soluzione più adatta ad una trasmissione per veicoli FEV non necessitando di circuiti ad alta pressione (olio o aria) o attuatori in grado di generare forti spinte assiali.

La funzione del sistema è quella di movimentare linearmente, lungo l'asse degli alberi secondari, i due manicotti a denti frontali con una determinata legge del moto.

I parametri di base per dimensionare completamente il sistema sono:

- tempo di corsa totale;
- corsa "x" dei manicotti lungo gli alberi secondari, dalla una posizione di folle fino alla corsa massima d'innesto, in entrambe le direzioni ("2x" corsa totale);
- forza resistente massima necessaria all'innesto: Fr_{max}.

Il tempo d'innesto e disinnesto, la frequenza di azionamento sono parametri che potranno variare tra le varie applicazioni, e dipendono da:

- tipo di veicolo per cui si sta ottimizzando il powertrain EPLUS;
- stile di guida del guidatore;
- dinamica dell'innesto tramite dog clutch;
- livello di sensibilità del controllo elettronico;
- quale rapporto si deve innestare.

Al fine di dimensionare in maniera robusta il meccanismo, si dovrà considerare sempre il caso più gravoso per il sistema aggiungendo un certo margine di sicurezza per avere un buono spazio di manovra nelle varie ottimizzazioni.

Di seguito, dopo aver scritto le specifiche guida che il sistema dovrà realizzare, valuteremo brevemente le possibilità realizzative dei sistemi meccanici in grado di realizzare quanto richiesto da specifica con relativi pro e contro.

Verranno poi indagati i tipi di riduttore e di motore elettrico adeguati al compito.

4.1 DEFINIZIONE DELLE SPECIFICHE

Le parti del sistema elettromeccanico di shift dovranno essere modellate in modo da poter essere inserite almeno in parte dentro la gearbox del EPTL, dove avverrà fisicamente la movimentazione dei manicotti, se una parte del meccanismo andrà posta fuori bisognerà comunque mantenere un collegamento meccanico fra l'interno e l'esterno della gearbox.

Il sistema di shift dovrà essere in grado di movimentare due distinti manicotti posizionati sui due diversi alberi secondari e paralleli fra di loro.

La corsa obbiettivo "x" d'innesto che il manicotto dovrà percorrere sull'albero dalla posizione neutra è pari a 6.5mm, determinata a seguito dello studio che ha definito il layout interno della trasmissione.

La forza necessaria all'innesto "Fr", che il meccanismo dovrà poter applicare al manicotto, dovrà essere valutata in dettaglio attraverso uno studio fisico-matematico apposito dell'innesto a denti frontali.

Per il dimensionamento in esame verrà utilizzata come riferimento una forza pari a 400N, derivata come impostazione progettuale dall'analisi di una case history di tipologie di innesti analoghi non sincronizzati presenti nelle trasmissioni manuali (innesto ingranaggio ozioso retromarcia), in quanto un eventuale scostamento da essa si presume non possa essere eccessivamente marcato.

L'ingombro massimo a disposizione è orientativamente pari a $300mm^3$ e il peso massimo del sistema non dovrà superare i 5kg.

Le parti dentro la gearbox dovranno lavorare in un ambiente a bagno d'olio lubrificante e resistere ad un range di temperature compreso fra i -30°C e i +140°C.

Le parti esterne e l'interfaccia dovranno invece essere certificate secondo le regole del "Ingress Protection Marking" a IP69K, lo standard nel settore automotive, ed essere in grado di operare in maniera continuativa in un ambiente ad umidità relativa pari al 90%.

Le componenti elettriche dovranno lavorare a 12V, la tensione in genere disponibile sui vari veicoli per i sistemi ausiliari.

Il meccanismo nel suo complesso è inteso come "for life" ossia dovrà operare senza necessitare sostituzioni programmate durante tutta la vita del veicolo su cui sarà installato.

4.2 SCELTA DELL'ARCHITETTURA DEL SISTEMA

Prima di arrivare alla soluzione ottimale si sono analizzate diverse opzioni realizzative, effettuando poi una scelta che priorizzasse economicità, robustezza, semplicità realizzativa, una dinamica quanto più pronta e la possibilità di controllare il processo agevolmente.

4.2.1 Meccanismo di attuazione

Dati questi presupposti sono state subito scartate tutte quelle soluzioni che realizzavano l'attuazione di ciascun manicotto singolarmente, in quanto rispetto ad una soluzione unica risultano generalmente più costose, ingombranti e pesanti pur garantendo flessibilità nella scelta del rapporto da innestare e magari una dinamica migliore del sistema.

Restano come soluzioni disponibili tutte quelle che, utilizzando un solo motore elettrico, vincolino i due cedenti delle forcelle ad un solo azionamento che porti a termine il compito di movimentarli.

Queste soluzioni tendono a limitare le opzioni in termini di gradi di libertà di comando delle marce, bisognerà quindi in seguito dedicare maggiore attenzione all'analisi delle strategie di shift.

Si guadagna sicuramente in ingombro, peso e economicità oltre che in sicurezza, poiché la ridondanza meccanica di questo genere di meccanismi impedisce un eventuale doppio innesto causato magari da qualche fault del comando, evento che avrebbe effetti drammatici sul sistema di trasmissione.

Tra i molteplici tipi di meccanismo eliminiamo in partenza quelli basati sui manovellismi, funzionano bene con i motori rotativi e potrebbero fare al caso nostro ma l'implementazione pratica è piuttosto complessa e scomoda da non giustificarne l'impiego.

Un'ottima alternativa sono i meccanismi a camma con punteria in accoppiamento di forma, che permettono al cedente un movimento traslatorio prestandosi efficacemente a trasformare il moto rotatorio del motore elettrico nel moto lineare del manicotto.

Fra la possibilità di una camma piana e una spaziale, la seconda si presta in maniera più adeguata alle condizioni di semplicità e compattezza che richiede l'applicazione.

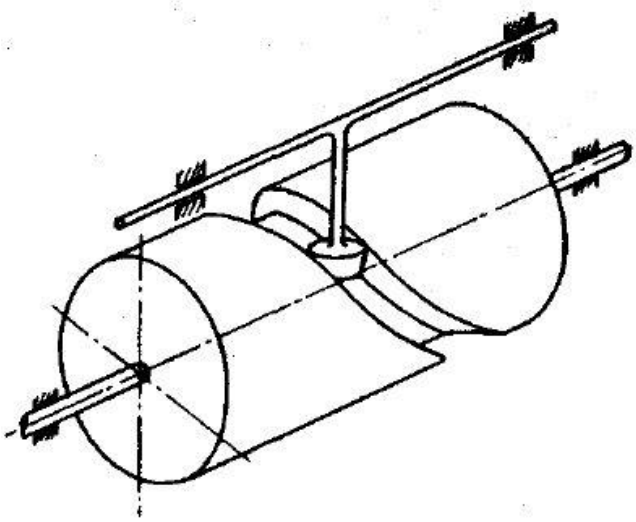

Figura 21 - Camma spaziale con cedente - (Fonte: [4] p.70)

Fra le varie camme spaziali quella che meglio si presta è una camma a tamburo con asse di rotazione parallelo alla direzione del moto del cedente osservabile nella figura in alto.

Tramite tali meccanismi è possibile infatti scegliere una precisa legge del moto lineare funzione della rotazione della camma, che andrà riportata attraverso opportune scanalature sulla camma stessa.

La scanalatura prevede un contatto unico con attrito e un gioco minimo nel momento in cui si inverte il moto del tamburo.

Nella figura di seguito è mostrata una rappresentazione schematica molto semplice dell'impiego della camma a tamburo nel meccanismo di shift.

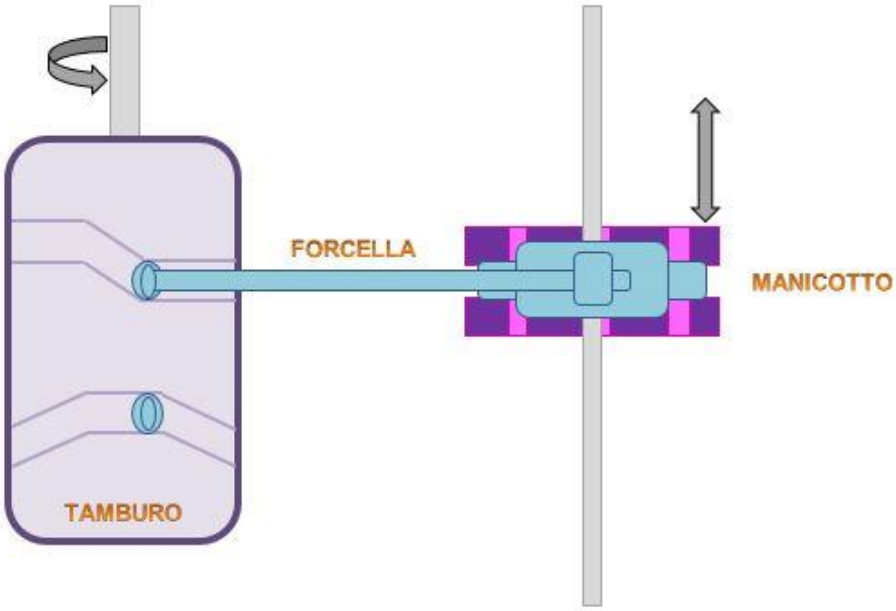

Figura 22 - Schema rappresentativo camma a tamburo con forcella di shift

Sul tamburo verranno ricavate entrambe le scanalature necessarie alla movimentazione dei perni delle due forcelle di shift, in accordo con le considerazioni svolte precedentemente sull'utilizzo di un singolo meccanismo.

Ci sarebbe anche l'opzione di utilizzare una singola scanalatura per movimentare entrambi i perni sfasando opportunamente le due leggi del moto di ciascun cedente, si è scelto altrimenti per motivi legati all'implementazione del "parking lock" che verrà dettagliata in seguito, inoltre tale soluzione avrebbe comportato un diametro eccessivo del tamburo rendendolo incompatibile con il layout interno della trasmissione.

Il raggio del tamburo di queste camme resta costante in quanto la legge del moto da imprimere alle forcelle si sviluppa parallelamente al loro asse di rotazione, basterà dividere la rotazione completa del tamburo nel numero totale di fasi da realizzare e impostare le variazioni del moto lineare in quelle frazioni di giro.

Riassumendo, i vantaggi offerti dal meccanismo a camme sono:

- La possibilità di usare un solo motore elettrico per la movimentazione dei due manicotti;
- La flessibilità di layout che permette di minimizzare gli ingombri;
- Libertà di scelta della legge del moto dei perni delle forcelle;
- Le leggi del moto dettate da un sistema meccanico permettono di escludere eventi incidentali, che danneggerebbero gravemente la trasmissione.

4.2.2 Riduzione

Il primo tentativo progettuale è stato quello di utilizzare il motore elettrico collegato coassialmente al cinematismo tamburo-forcella-manicotto in direct-drive.

Questa soluzione che si mostrava ottimale, necessitava però di un motore elettrico di taglia considerevole che garantisse una coppia massima piuttosto elevata, raggiungendo quindi costi proibitivi per l'applicazione in esame nonché problemi di installazione dovuti alla dimensione del motore necessario.

Si è resa quindi necessaria una riduzione intermedia tale da trasformare le alte velocità caratteristiche dei motori elettrici in una coppia sufficiente a permettere al tamburo di applicare la forza, necessaria all'innesto del manicotto, alla forcella.

La perdita di velocità al tamburo causata dalla riduzione non sarà un grosso problema, in quanto la corsa "x" è di dimensioni molto ridotte e le velocità nominali dei motori elettrici molto alte.

La riduzione sarà eseguita nel modo più semplice possibile ed efficiente; uno o più stadi di ingranaggi cilindrici a denti diritti, viste le coppie in gioco, saranno sufficienti a svolgere il compito a loro affidato.

Nel caso si rendesse necessario mantenere albero motore e asse del tamburo coassiali si potranno valutare altri sistemi di riduzione come i rotismi epicicloidali.

4.2.3 Motore elettrico

La scelta del motore elettrico è limitata a monte dal voltaggio dell'alimentazione a batteria presente in vettura, pari a 12V in continua nella quasi totalità dei casi.

Sono in sviluppo nel settore automotive piattaforme a 48V, ma non verranno prese in considerazione ai fini del presente studio.

Le tipologie di motori utilizzabili sono quindi:

- Motori DC;
- Motori Stepper;
- Motori Brushless.

Dei tre si escludono subito i motori DC in quanto il commutatore a lamelle che li caratterizza viene collegato all'alimentazione tramite delle spazzole in grafite premute su di esso.

L'applicativo da dimensionare ha però come vincolo una durata operativa pari alla vita del veicolo; le spazzole sono soggette ad un'usura non trascurabile e rappresentano quindi una limitazione importante.

Gli stepper o "passo passo" rappresentano una più valida alternativa, sono in grado di fornire coppie notevoli a basse velocità di rotazione ed è possibile bloccare il rotore senza bisogno di freni esterni.

Sono controllabili facilmente in quanto: i gradi di rotazione effettuati sono funzione del numero di impulsi di corrente ricevuti e la loro velocità è funzione della frequenza di tali impulsi.

Non è inusuale però che il motore "perda" qualche passo, rendendo comunque necessario in applicazioni di precisione come questa l'utilizzo di un controllo in anello chiuso.

Il loro principale difetto sono però le modeste velocità che sono in grado di realizzare e che abbinate ad una riduzione rischiano di influire molto sulla dinamica dell'azionamento.

Restano quindi i motori brushless, come intuibile dal nome sono esenti dal grosso problema che affligge la controparte DC presentando inerzie minori e maggiore durata, pur garantendo prestazioni equivalenti o migliori.

Presentano un rotore a magneti permanenti e uno statore con avvolgimenti trifase necessari a generare un campo magnetico rotante con l'aiuto indispensabile di un inverter.

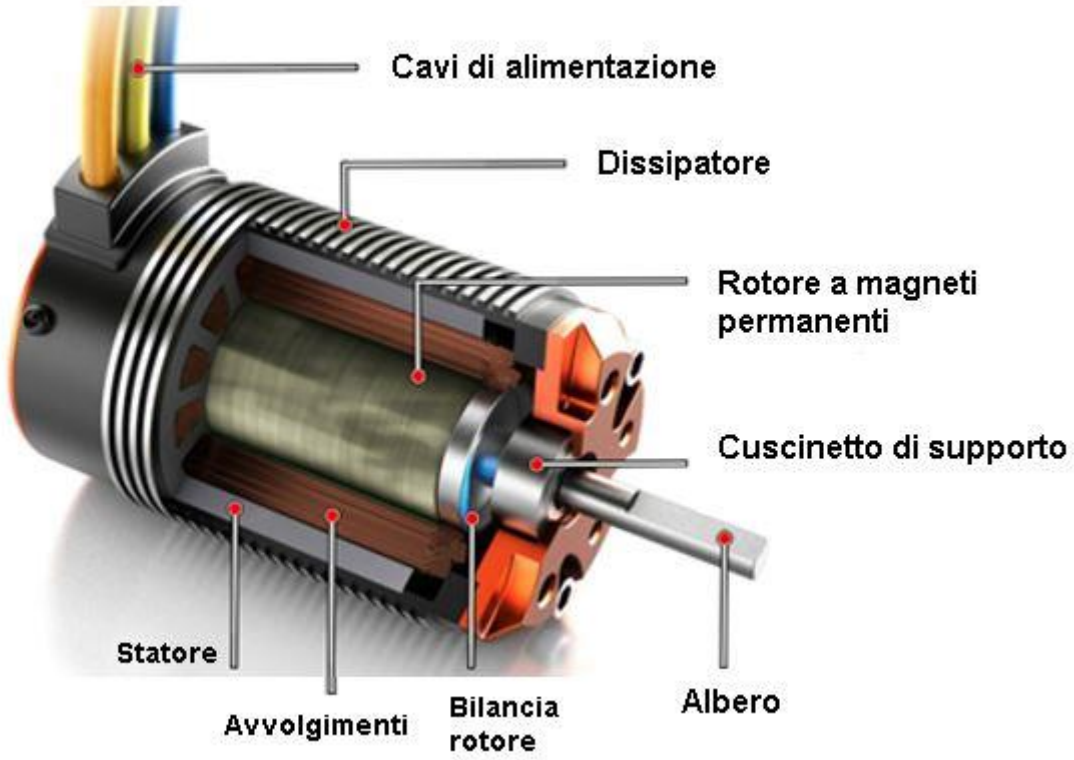

Figura 23 - Motore elettrico brushless (Fonte: [s.1])

In sunto si può dire che hanno quasi tutti i pregi degli altri due modelli e nessuno dei loro difetti limitanti, pur risultando non i più economici e necessitando di elettronica di potenza per operare.

4.3 PATTERN DELLE MARCE SUL TAMBURO

Data la configurazione del meccanismo scelto, sarà possibile attuare una strategia di shift unicamente di tipo sequenziale senza la possibilità di saltare alcun rapporto.

La legge del moto che il tamburo imporrà a ciascun perno delle forcelle è piuttosto semplice, sarà di seguito descritta in pochi punti elaborati in sequenza:

1. Partenza del manicotto dalla posizione geometricamente intermedia ai due rapporti sull'albero, che indicheremo da ora in poi come "posizione di folle";
2. Movimentazione del manicotto in un verso e innesto del rapporto;
3. Disinnesto e passaggio dalla posizione di folle percorrendo la corsa totale;
4. Innesto della marcia adiacente;
5. Ritorno alla posizione di folle.

L'unica differenza tra i due manicotti è che quello di I° e II° partirà dalla prima innestata e finirà in posizione neutra mentre quello di III° e IV° partirà disinnestando la quarta e finirà innestando la medesima.

Ovviamente mentre uno dei due manicotti esegue le azioni descritte, l'altro permarrà nella posizione di folle fino a quando il primo non avrà completato le operazioni di sua competenza.

Per rendere chiaro quanto esposto si andranno a mostrare, nella seguente figura attraverso una rappresentazione planare, i tracciati che verranno riportati tramite scanalature sul fianco del tamburo.

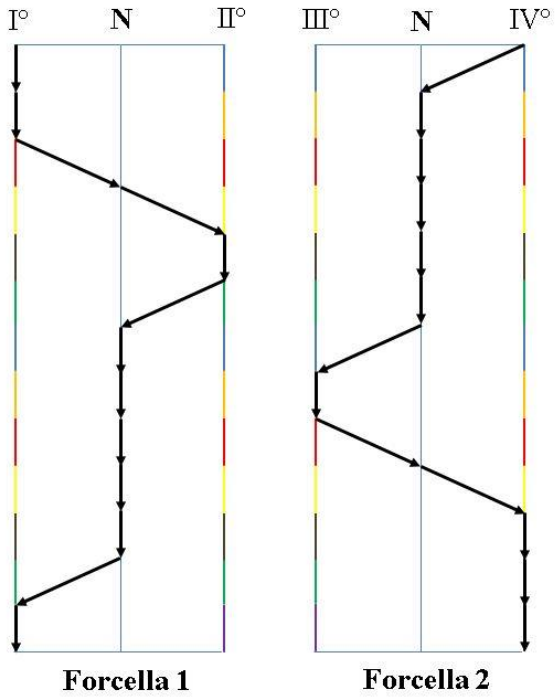

Figura 24 - Scanalature del tamburo svolte sul piano

I due perni delle forcelle scorrono nella direzione delle frecce per effettuare gli innesti; nella realtà ovviamente sarà la pista messa in moto dalla rotazione del tamburo che scorrendo andrà a farli traslare.

I percorsi tracciati fungono solo da schema per evidenziare le corse: d'innesto, disinnesto e le posizioni di folle.

Oltre alla realizzazione del sistema di innesto di una pluralità di marce, la configurazione delle due camme sagomate consente di realizzare una funzione di blocco di sicurezza (Park-Lock).

Tramite l'inserimento di due rapporti contemporanei, ognuno sull'asse di un secondario, e in particolare, quando il rapporto di I° marcia è inserito, il tamburo può essere spostato in una posizione tale che l'ingranaggio della I° marcia rimanga impegnato, mentre il manicotto che attua l'altro asse accosta l'ingranaggio al rotismo della IV° marcia.

Con questo pre-innesto della IV° marcia, se il veicolo si spostasse di qualche centimetro (ad esempio perché parcheggiato in pendenza), l'albero di primario ruoterebbe e, trascinando i due alberi secondari attraverso il tamburo, provocherebbe l'innesto effettivo della IV° marcia, bloccando definitivamente il veicolo. Questa manovra è possibile solo quando l'effettiva velocità del veicolo è prossima allo 0 km/h per evitare danneggiamenti alla trasmissione.

In un giro di tamburo sarà quindi necessario effettuare 13 fasi diverse per poter garantire tutte movimentazioni elencate.

Suddividendo la rotazione del tamburo in archi di pari misura, l'angolo a disposizione per ciascuna fase è pari a 360/13=27.7°.

Di seguito lo schema di entrambe le piste scanalate e la divisione in fasi, comprese le due necessarie ad effettuare il Park-Lock.

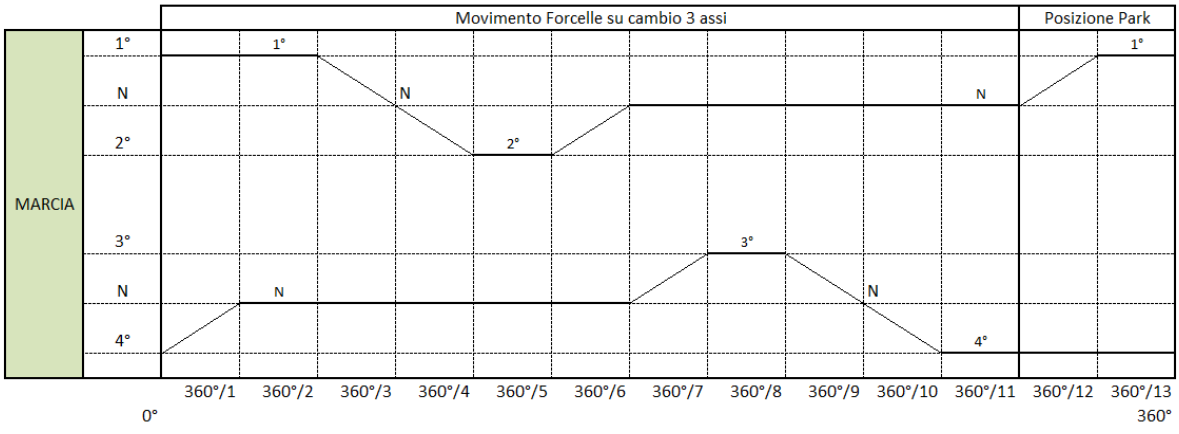

Figura 25 - Pattern delle fasi del meccanismo di shift

Decise quindi le leggi del moto esse verranno riportate sul fianco di un tamburo che avrà l'aspetto mostrato in figura.

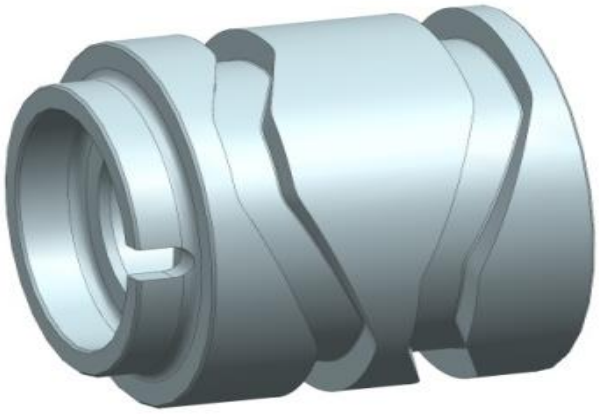

Figura 26 - Camma spaziale con scanalature

4.4 CONSIDERAZIONI SULL'INNESTO TRAMITE DOG CLUTCH

L'innesto fra denti frontali, senza una completa sincronizzazione delle velocità di rotazione delle due ruote, porterà sicuramente ad una fase d'accostamento e innesto brusca, nonostante la velocità relativa si aggiri nel range 30-60 rpm, certamente non paragonabile ad un innesto che utilizza frizioni coniche (sincronizzatori) o frizioni multidisco tuttavia si è fatta questa scelta progettuale dati i vantaggi di semplicità meccanica e la maturità delle logiche di controllo del motore elettrico di trazione tali da garantire un comfort accettabile per gli utilizzatori del veicolo.

La differenza di velocità relativa tra manicotto e coroncina solidale all'ingranaggio da innestare è una componente imprescindibile di questo tipo di accoppiamento dentato, viene utilizzato per permettere lo scorrimento relativo delle superfici dei denti e garantire il successivo innesto.

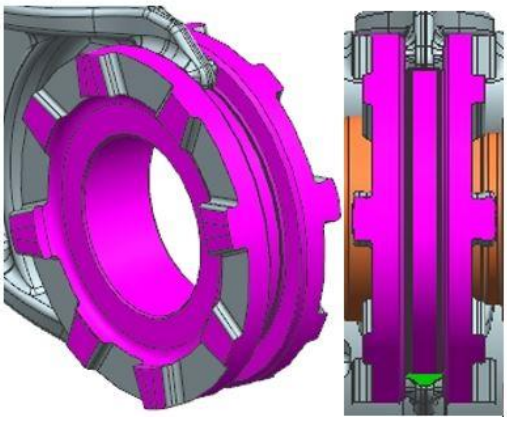

Figura 27- Manicotto con interfaccia "dog clutch"

I dog clutch in questa fase richiedono una continua pressione, che il sistema descritto finora garantirebbe in maniera troppo rigida, permettendo alla gamma di piccoli urti generati di risalire la catena cinematica fino all'albero del motore elettrico.

Pertanto, si è deciso di implementare al sistema descritto una molla di torsione fra la riduzione e il tamburo, come visibile nello schema illustrativo in basso, che adeguatamente dimensionata e posizionata in opera con un opportuno precarico garantirebbe l'assorbimento e lo smorzamento di questi urti.

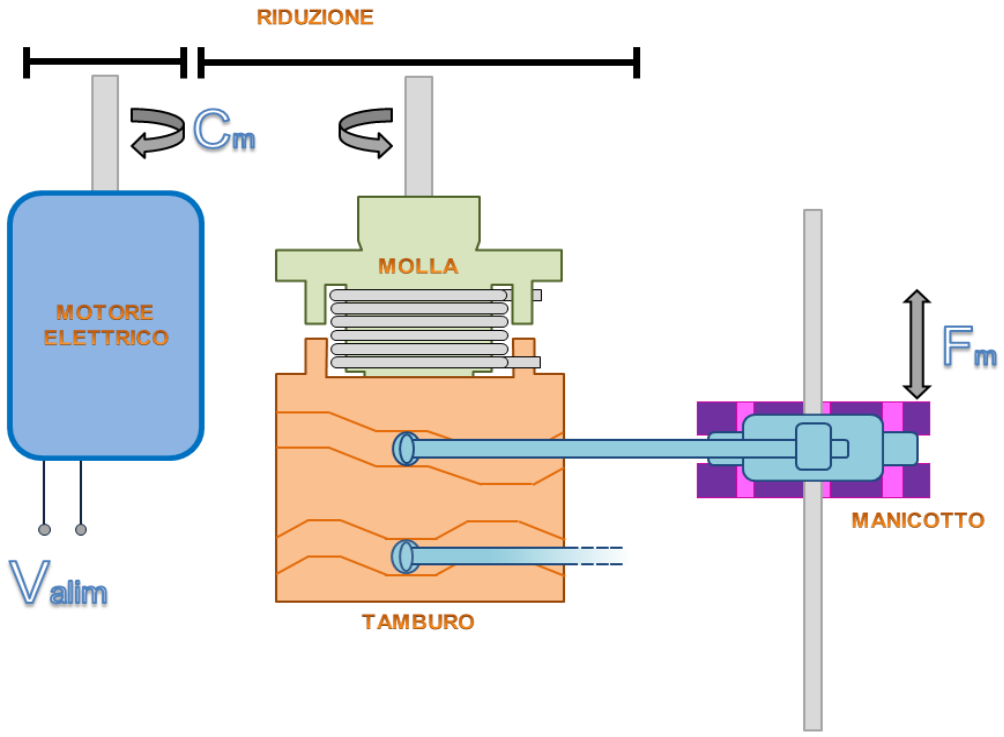

Figura 28 - Schema funzionale EA_SYS

Un ulteriore ruolo è quello di permettere al motore di completare il grado di shift necessario, il tredicesimo di giro completo, e fermarsi fornendo solo una coppia di stallo.

In tal modo l'innesto avverrà grazie alla pressione continuativa che la molla esercita sui dog clutch; la pressione cesserà al momento dell'innesto.

4.5 ARCHITETTURA FINALE DI SISTEMA

L'architettura finale sarà quindi composta da: motore elettrico di attuazione, la riduzione fra il motore e la molla torsionale, l'accoppiata molla-tamburo scanalato, gli alberini e le forcelle di shift che traslano lungo essi per movimentare i manicotti sui secondari.

In figura una rappresentazione al CAD del sistema finale.

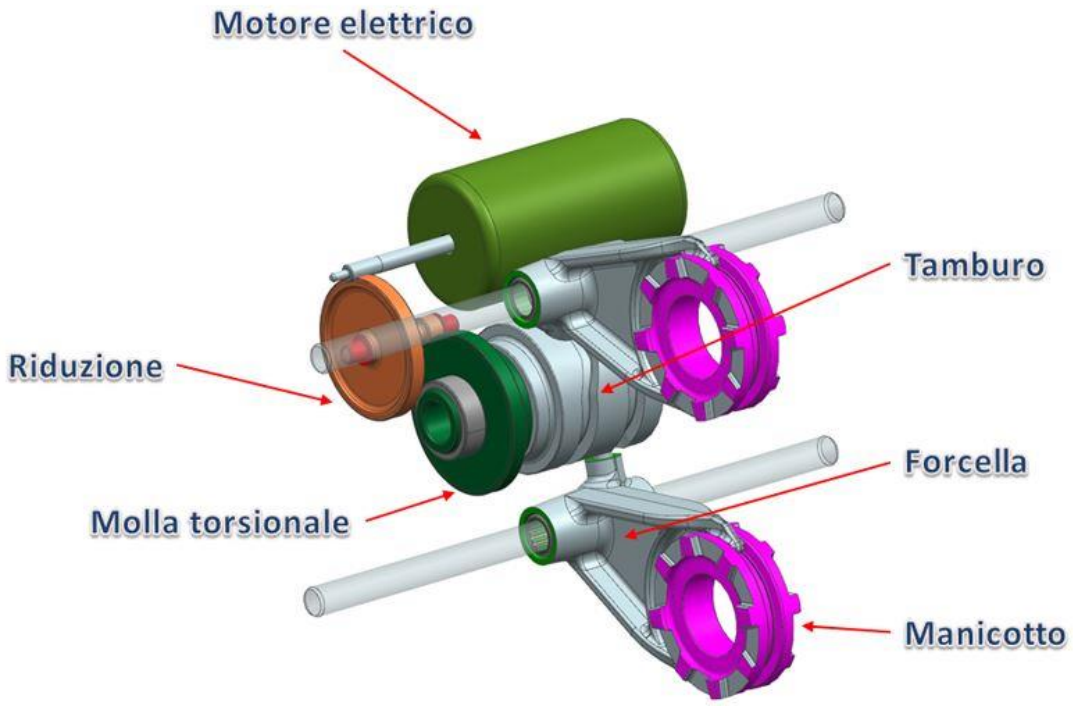

Figura 29 - Sistema di shift EA_SYS

4.6 ANALISI STATICA DEL CINEMATISMO

Al fine di effettuare un primo dimensionamento dei componenti del sistema e capire in linea di massima quelle che dovranno essere le loro caratteristiche principali, verrà effettuata una breve analisi statica del sistema nel caso più gravoso ossia quando si troverà a dover fornire i 400N di forza al manicotto dentato per effettuare l'innesto.

Si partirà proprio dalla forza applicata al manicotto e si risalirà, passo dopo passo, il meccanismo fino ad arrivare alla coppia erogata dal motore elettrico necessaria a realizzare tale forza.

Di seguito una schematizzazione del contatto fra la pista scanalata del tamburo e il perno della forcella di shift, è lì che avviene la conversione della coppia nella forza necessaria a spostare il manicotto lungo l'albero secondario del cambio.

La schematizzazione è fatta col metodo dei cunei equivalenti propria delle trasmissioni a vite (a cui la modalità di trasmissione dello sforzo del contatto si può ricondurre); ad una traslazione verso il basso del cuneo corrisponde un'equivalente rotazione del tamburo che fa spostare verso sinistra il perno e quindi la forcella solidale ad esso.

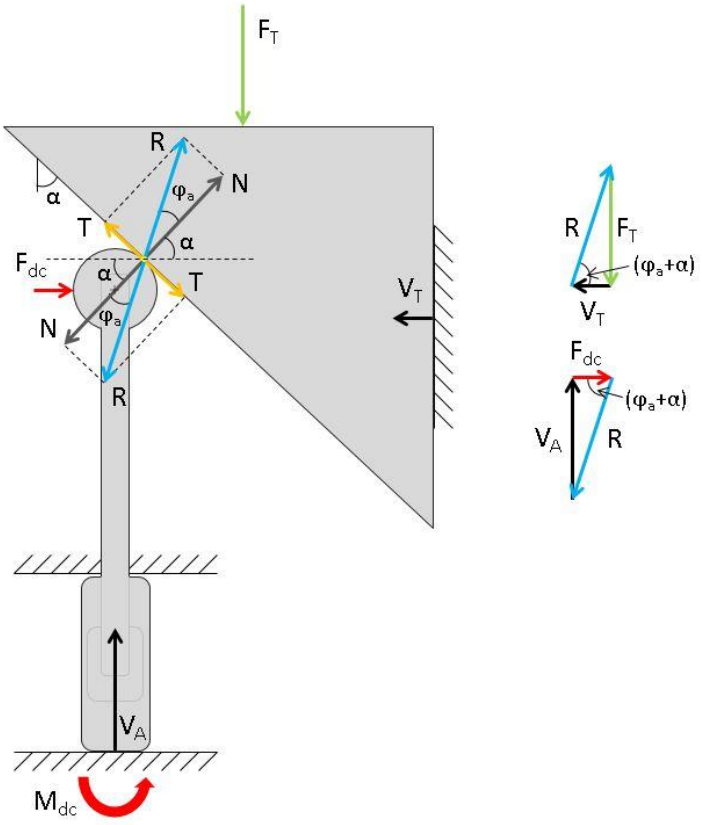

Figura 30 - Schematizzazione contatto tamburo-forcella

Considerando un caso più gravoso dove il carico F_{dc} da soddisfare sia superiore del 25% rispetto alla richiesta da specifica, quindi pari a 500N, la forza Ft necessaria per l'equilibrio sarà pari a:

$$F_T = F_{dc} * \tan(\alpha + \varphi_a)$$

in questa formula è possibile notare due angoli: α è l'angolo d'inclinazione della scanalatura sul tamburo mentre φ_a è l'angolo d'attrito fra le due superfici e funzione di diversi parametri quali materiali a contatto, presenza di lubrificazione ecc.

Riportando la forza F_T come coppia al tamburo C_T , basterà moltiplicarla per il raggio r_p del tamburo misurato fino al contatto con il perno.

Questa sarà quindi la coppia massima che la molla dovrà poter esercitare sul tamburo a fronte di una rotazione pari a 1/13 di un giro completo, corrispondente ad una fase di shift.

La molla sarà montata con un angolo di precarico pari a 20° che nel calcolo della coppia esercitata si andranno a sommare ai 27.7° conteggiati per la fase di shift.

Si userà quindi in prima approssimazione la legge di Hooke per il calcolo della rigidezza:

$$C_{molla} = K_M(\gamma_{apertura} + \gamma_{precarico})$$

avendo $\gamma_{apertura}$ pari alla rotazione necessaria da effettuare per compiere una fase di shift e quindi come già visto pari a 360/13=27.7°, $\gamma_{precarico}$ l'angolo di cui vengono compressi i rebbi della molla in fase di montaggio pari a 20°, C_{molla} è la coppia che dovrà trasmettere la molla al tamburo e quindi avrà il valore di C_T mentre K_M è appunto la rigidezza della molla.

Da qui in poi resta da decidere solo l'entità della riduzione da effettuare per poter poi calcolare la coppia richiesta all'albero del motore elettrico.

Per evitare di avere una coppia eccessiva all'albero del motore si è deciso di applicare un rapporto di riduzione i_{TOT} pari a 60 suddivisa fra due stadi di riduzione con rapporto di riduzione rispettivamente 10 e 6.

Dividendo quindi la coppia applicata alla molla dalla riduzione di i_{TOT} e considerando un'efficienza del riduttore quasi unitaria si otterrà che sarà necessaria una coppia motrice al rotore del motore elettrico pari a circa 0.13Nm.

Di seguito una tabella riassuntiva dei dati discussi:

F_{dc} [N]	500
F_T [N]	295.82
r_p [m]	0.025
α [°]	24.9
φ_a [°]	5.71
C_{molla} [Nm]	7.4
$\gamma_{apertura}$ [°]	27.7
$\gamma_{precarico}$ [°]	20
K_M [Nm/rad]	8.88
i_{TOT}	60
C_m [Nm]	0.126

Figura 31 - Tabella riassuntiva dati

5 MODELLO MATEMATICO DELL'EA_SYS

La progettazione e il vaglio di un nuovo meccanismo è un processo strutturato che comprende due fasi principali di validazione: virtuale e sperimentale.

La prima finalizzata alla verifica dell'ottenimento delle prestazioni fissate da specifica, la seconda valida sperimentalmente il raggiungimento di tali obbiettivi prefissati e la correttezza del modello matematico scritto.

Ovviamente si tende ad affinare quanto più possibile la prima fase per ridurre al minimo la prototipazione che risulta piuttosto costosa.

Quindi, dopo aver definito l'architettura del sistema che soddisfa i vincoli imposti, valuteremo adesso un primo approccio alla modellazione del sistema dinamico che va dal rotore del motore elettrico alle forcelle di shift, in modo da impostare uno strumento d'analisi valido per il prosieguo del progetto aziendale.

5.1 CATENA CINEMATICA CON RIDUZIONE DELLE INERZIE

Nella figura in basso è rappresentato uno schema della catena cinematica dell'EA_SYS che va dal rotore del motore elettrico fino alla forcella di shift, in questo è anche possibile osservare in prima approssimazione le varie inerzie, rigidezze e smorzamenti.

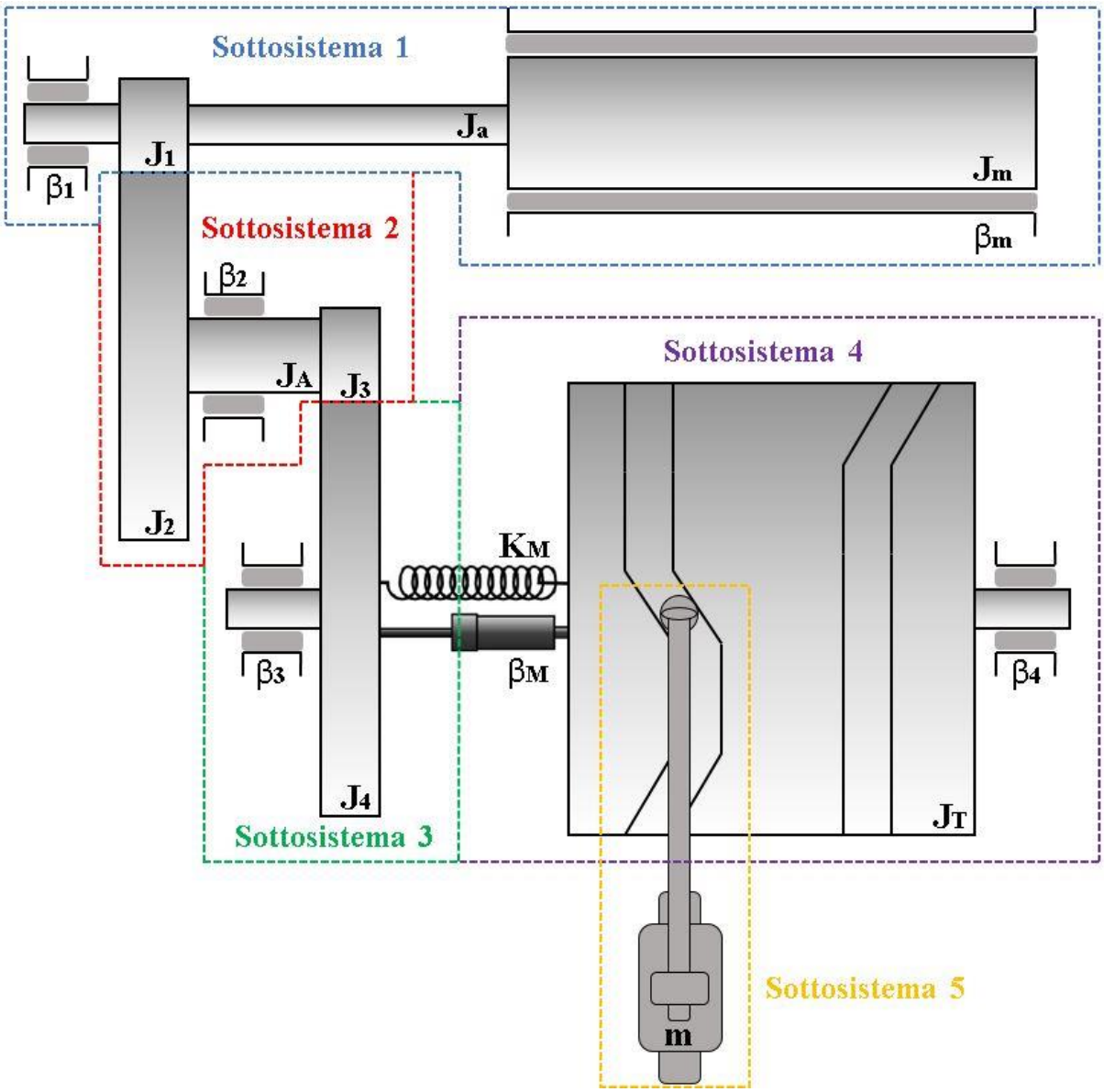

Figura 32 - Schema completo dell'EA_SYS

Il sistema è stato diviso in certo numero di sottosistemi, che verranno analizzati in seguito scrivendone le relative equazioni del moto che li caratterizzano; verranno in fine ricavate le 2 principali dal contributo di tutti i sottosistemi e implementate in un modello Simulink del meccanismo.

Il modello è stato studiato affinché possa diventare nel prossimo futuro per l'azienda uno strumento utile per il dimensionamento dinamico e per la scelta dei componenti più adatti a comporre il sistema fin qui definito.

5.1.1 Primo sottosistema

L'analisi inizia dal primo componente che vediamo rappresentato nella figura di seguito.

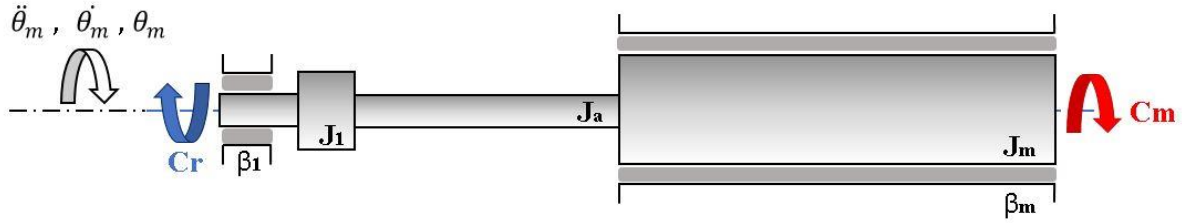

Figura 33 - Sottosistema 1

Come si osserva, al rotore viene applicata una coppia motrice generata dallo statore del motore elettrico, essa è quella che dovrà movimentare tutto il cinematismo a valle.

Si scrive quindi l'equazione del moto dinamica:

$$(J_m + J_a + J_1)\ddot{\theta}_m = C_m - (\beta_m + \beta_1)\dot{\theta}_m - C_r \qquad (5.1)$$

dove si può osservare che la coppia d'inerzia è equilibrata dalla coppia motrice C_m ridotta dei vari smorzamenti, propri del motore e del cuscinetto a sfera accanto al pignone, e della coppia C_r rappresentativa della coppia resistente imposta dal resto del sistema a valle.

5.1.2 Secondo sottosistema

Passando al secondo componente composto da: seconda ruota del primo rapporto di riduzione, pignone del secondo rapporto e albero di collegamento fra i due.

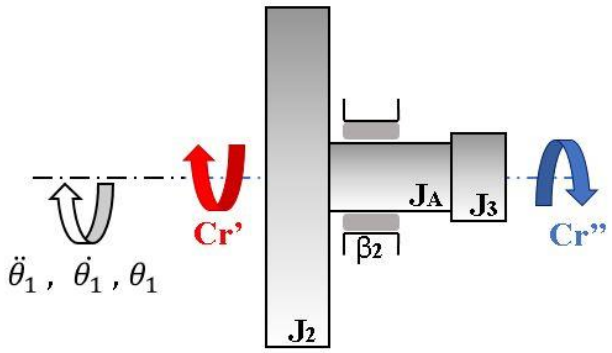

Figura 34 - Sottosistema 2

L'equazione dinamica che descrive il suo moto è speculare alla prima già vista.

$$(J_2 + J_A + J_3)\ddot{\theta}_1 = C_r' - (\beta_2)\dot{\theta}_1 - C_r'' \tag{5.2}$$

le considerazioni da fare sono le medesime rispetto a quelle fatte per la (5.1), salvo che C_r' ha un legame con la coppia resistente C_r dell'equazione vista sopra.

Infatti, essendo la potenza meccanica trasmessa attraverso il rotismo pari a:

$$P_m = \eta * P_1$$

dove η è il rendimento di trasmissione del rotismo; scrivendo le potenze nella forma coppia per velocità angolare otterremo:

$$C_r' * \dot{\theta}_1 = \eta * C_r * \dot{\theta}_m$$

esplicitando infine le relazioni proprie dei riduttori:

$$\theta_1 = \frac{\theta_m}{i_1}; \quad \dot{\theta}_1 = \frac{\dot{\theta}_m}{i_1}; \quad \ddot{\theta}_1 = \frac{\ddot{\theta_m}}{i_1}$$

con i_1 si è indicato il rapporto di riduzione effettuato dal rotismo.

Si scrive di seguito l'equazione che lega la (5.1) alla (5.2):

$$C_r' = C_r * \eta * i_1$$

sostituendo adesso C_r' nella (5.2) ed esplicitando il termine C_r è possibile anche riportare i termini del moto al rifermento del rotore:

$$C_r = \frac{(J_2 + J_A + J_3)}{\eta * i_1}\ddot{\theta_m} - \frac{\beta_2}{\eta * i_1}\dot{\theta}_m - \frac{C_r''}{\eta * i_1}$$

il C_r così ottenuto e messo nella (5.1) permette di scrivere l'equazione del moto dei due sottosistemi riportata all'albero del rotore:

$$\left(J_m + J_a + J_1 + \frac{(J_2 + J_A + J_3)}{\eta * i_1^2}\right)\ddot{\theta}_m = C_m - \left(\beta_m + \beta_1 + \frac{\beta_2}{\eta * i_1^2}\right)\dot{\theta_m} - \frac{C_r''}{\eta * i_1}$$

Dai sottosistemi cosi ridotti, dinamicamente equivalenti ai precedenti, è possibile notare:

- Posizione, velocità e accelerazione angolare sono quelle del motore;
- La coppia motrice è sempre quella del motore;
- La coppia resistente viene ridotta di $\eta * i_1$ dallo stadio di riduzione;
- Il momento d'inerzia oltre la riduzione viene invece ridotto di $\eta * i_1^2$.

5.1.3 Terzo sottosistema

Il terzo sottosistema è composto dalla ruota condotta del secondo rapporto di riduzione collegata alla molla torsionale.

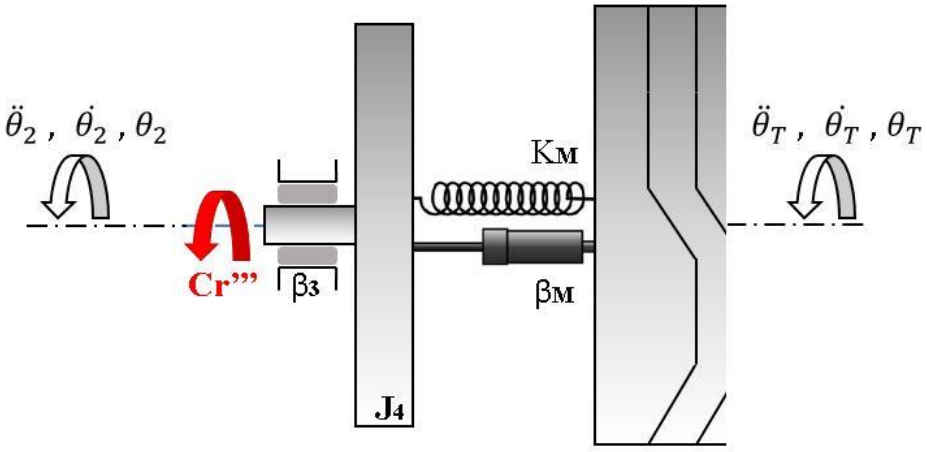

Figura 35 - Sottosistema 3

L'equazione dinamica del moto in questo caso ha un paio di termini in più legati alla presenza della molla:

$$(J_4)\ddot{\theta}_2 = C_r''' - (\beta_3)\dot{\theta}_2 - K_M(\theta_2 - \theta_T) - \beta_M(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_T)$$

K_M e β_M sono la rigidezza e il coefficiente di smorzamento della molla mentre $\theta_T, \dot{\theta}_T$ sono rispettivamente posizione e velocità angolare del tamburo.

Sarà necessario anche in questo caso fare tutte le considerazioni fatte prima per quanto riguarda la riduzione e riportare tutto all'albero motore; i passaggi sono identici a quelli svolti per il secondo sottosistema e verranno omessi riportando direttamente l'equazione del moto completa, ridotta all'albero del rotore.

$$\left(J_m + J_a + J_1 + \frac{(J_2 + J_A + J_3)}{\eta * i_1^2} + \frac{J_4}{\eta^2 * i_1^2 * i_2^2}\right)\ddot{\theta}_m = C_m - \left(\beta_m + \beta_1 + \frac{\beta_2}{\eta * i_1^2} + \frac{(\beta_3 + \beta_M)}{\eta * i_1^2 * i_2^2}\right)\dot{\theta_m} - \frac{K_M}{\eta^2 * i_1^2 * i_2^2}\theta_m + \frac{K_M}{\eta^2 * i_1 * i_2}\theta_T + \frac{\beta_M}{\eta^2 * i_1 * i_2}\dot{\theta_T} \quad \text{(a)}$$

dove i_2 è il rapporto di riduzione del secondo stadio del riduttore, che si ipotizza avere il medesimo rendimento η dello stadio precedentemente visto.

5.1.4 Quarto sottosistema

Per ultime verranno scritte le equazioni del moto che regolano il sistema a valle della molla, composto dal sistema tamburo-forcella di shift.

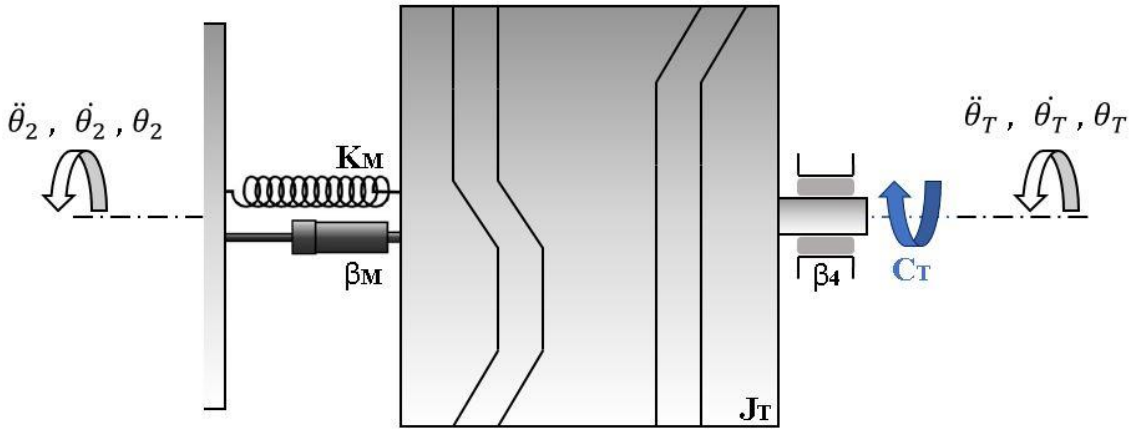

Figura 36 - Sottosistema 4

Sarà stilata l'equazione dinamica del moto che si ottiene durante le fasi di movimentazione della forcella, ossia quando è presente un effettivo scambio di forze sull'interfaccia fra la scanalatura della camma spaziale e il perno.

In caso contrario, quando si è in una fase nella quale la forcella dovrà permanere immobile in posizione neutra o di innesto completato sull'albero secondario, la coppia d'inerzia resistente sarà dovuta al contributo esclusivo del tamburo.

Si scriverà inizialmente l'equazione del moto del tamburo:

$$(J_T)\ddot{\theta}_T = -C_T - (\beta_4)\dot{\theta}_T - K_M(\theta_T - \theta_2) - \beta_M(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_2) \qquad (5.3)$$

in questo caso la coppia motrice arriverà dalla movimentazione della molla da parte del sistema a monte, mentre quella resistente arriverà dalla forcella connessa al tamburo tramite il suo perno.

5.1.5 Quinto sottosistema

Le equazioni del moto di questo sottosistema necessiteranno una particolare attenzione al contatto fra il perno ed il tamburo; il sottosistema è schematizzato nella figura a seguire.

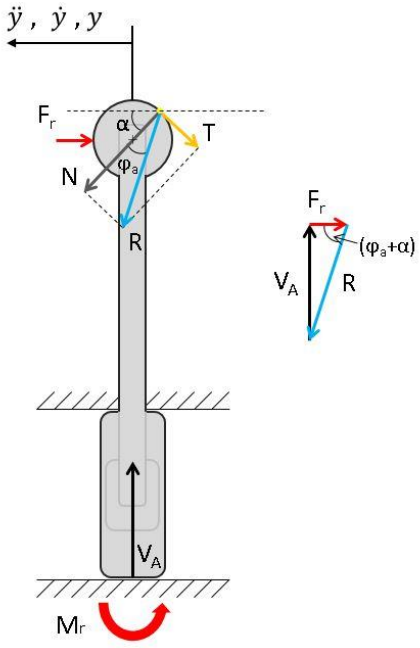

Figura 37 - Sottosistema 5

L'equazione del moto relativa a questa parte sarà:

$$m * \ddot{y} = R * \cos(\alpha + \varphi_a) - F_r \tag{5.4}$$

dove $\ddot{y}$ rappresenta l'accelerazione lineare della forcella, R la risultante delle forze scambiate all'interfaccia con il tamburo, α l'inclinazione della pista scanalata sul tamburo, φ_a l'angolo d'attrito e F_r rappresenta l'insieme delle forze che si oppongono al moto della forcella.

F_r è molto variabile nel tempo ed ingloba: attriti, forza d'inerzia del manicotto e soprattutto forze generate dagli urti durante l'innesto fra i dog clutch; il suo andamento sarà determinato in prossimi futuri sviluppi tramite uno studio dettagliato sulla peculiare meccanica d'innesto di questo accoppiamento dentato.

Per poter riportare l'equazione della forcella all'asse del tamburo vanno prima fatte alcune considerazioni sulla geometria del sistema.

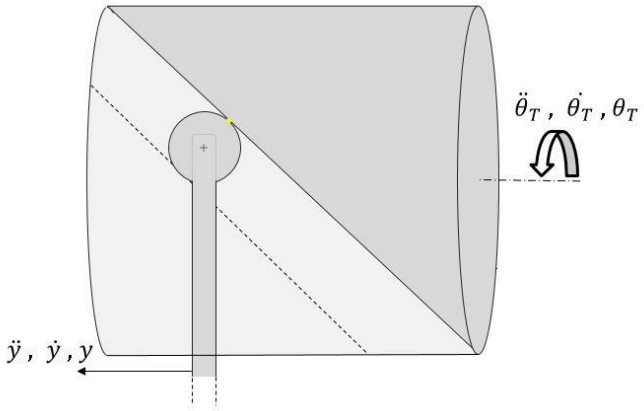

Figura 38 - Trasmissione tamburo-forcella

Il contatto fra perno e pista scanalata ha le caratteristiche di una trasmissione a vite, per tanto verrà utilizzata la semplificazione dei cunei equivalenti, mostrata in figura seguente dove il sistema risulta ruotato di 90° in verso orario, al fine di ricavare le equazioni necessarie al nostro scopo.

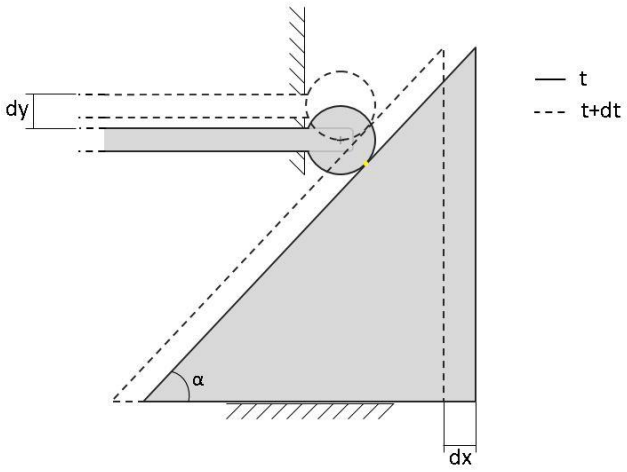

Figura 39 - Semplificazione con cunei equivalenti

Ad una traslazione dx del cuneo posto in basso corrisponde una precisa traslazione dy del perno, su tali assunzioni è possibile scrivere una relazione che lega i due spostamenti:

$$dy = dx * \tan\alpha$$

nel caso in esame dx rappresenta però un arco di circonferenza in quanto la movimentazione lineare del cuneo è in realtà una rotazione infinitesima del tamburo $d\theta$, ciò comporterà che:

$$dx = d\theta * r \quad \rightarrow \quad dy = d\theta * r * \tan\alpha$$

tale relazione integrata, ci permetterà di scrivere le equazioni di riporto del moto lineare a quello rotativo del tamburo che stavamo cercando:

$$y = \theta_T * r * \tan\alpha \ , \ \dot{y} = \dot{\theta_T} * r * \tan\alpha \ , \ \ddot{y} = \ddot{\theta_T} * r * \tan\alpha \qquad (5.5)$$

dove r è il raggio del tamburo limitato però al punto di contatto con il perno.

Si riscrive adesso l'equazione del moto della forcella trasformando la risultante R vista nella (5.4) per evidenziare in essa la forza F_T applicata dal tamburo sul perno:

$$m * \ddot{y} = \frac{F_T}{\sin(\alpha + \varphi_a)} * \cos(\alpha + \varphi_a) - F_r$$

Si esplicita quindi F_T sostituendo nel contempo in essa le (5.5) in modo che l'equazione sia in funzione della rotazione del tamburo:

$$F_T = m * \ddot{\theta_T} * r * \tan\alpha * \tan(\alpha + \varphi_a) + F_r * \tan(\alpha + \varphi_a)$$

ottenuta tramite semplici passaggi matematici non riportati.

È quindi possibile sostituire quest'ultima nella (5.3), in quanto $C_T = F_T * r$, raggiungendo lo scopo prefissato, quello di ridurre l'intero sistema tamburo-forcella all'asse del tamburo stesso.

L'equazione del moto prenderà questa forma finale:

$$(J_T + \ m * r^2 * \tan\alpha * \tan(\alpha + \varphi_a))\ddot{\theta}_T = -F_r * r * \tan(\alpha + \varphi_a) - (\beta_4 + \beta_M)\dot{\theta_T} - K_M\theta_T + \frac{\beta_M}{i_1 * i_2}\dot{\theta_m} + \frac{K_M}{i_1 * i_2}\theta_m \qquad (b)$$

5.2 TRASFORMAZIONE DELLE EQUAZIONI DEL MOTO IN UN MODELLO SIMULINK

In questo paragrafo il modello dinamico elaborato nelle precedenti pagine e formalmente rappresentato dalle due equazioni del moto (a) e (b), che riportiamo di seguito:

$$\left(J_m + J_a + J_1 + \frac{(J_2 + J_A + J_3)}{\eta * i_1^2} + \frac{J_4}{\eta^2 * i_1^2 * i_2^2}\right)\ddot{\theta}_m = C_m - \left(\beta_m + \beta_1 + \frac{\beta_2}{\eta * i_1^2} + \frac{(\beta_3 + \beta_M)}{\eta * i_1^2 * i_2^2}\right)\dot{\theta_m} - \frac{K_M}{\eta^2 * i_1^2 * i_2^2}\theta_m + \frac{K_M}{\eta^2 * i_1 * i_2}\theta_T + \frac{\beta_M}{\eta^2 * i_1 * i_2}\dot{\theta_T} \quad \text{(a)}$$

$$(J_T + m * r^2 * \tan\alpha * \tan(\alpha + \varphi_a))\ddot{\theta}_T = -F_r * r * \tan(\alpha + \varphi_a) - (\beta_4 + \beta_M)\dot{\theta_T} - K_M\theta_T + \frac{\beta_M}{i_1 * i_2}\dot{\theta_m} + \frac{K_M}{i_1 * i_2}\theta_m \quad \text{(b)}$$

verrà trasposto mediante schema a blocchi in ambiente Simulink, al fine di essere successivamente disponibile all'azienda per la validazione virtuale del sistema di shift una volta definite le variabili ancora incerte al contorno.

Tramite la rappresentazione a blocchi è possibile, ad un occhio allenato, trarre un'immagine più nitida e diretta del sistema dinamico rispetto a quella ricavabile dall'equazione da cui è derivato.

Simulink è un software per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici, sviluppato dalla compagnia statunitense MathWorks.

Di seguito lo schema generale che mostra com'è suddiviso il modello:

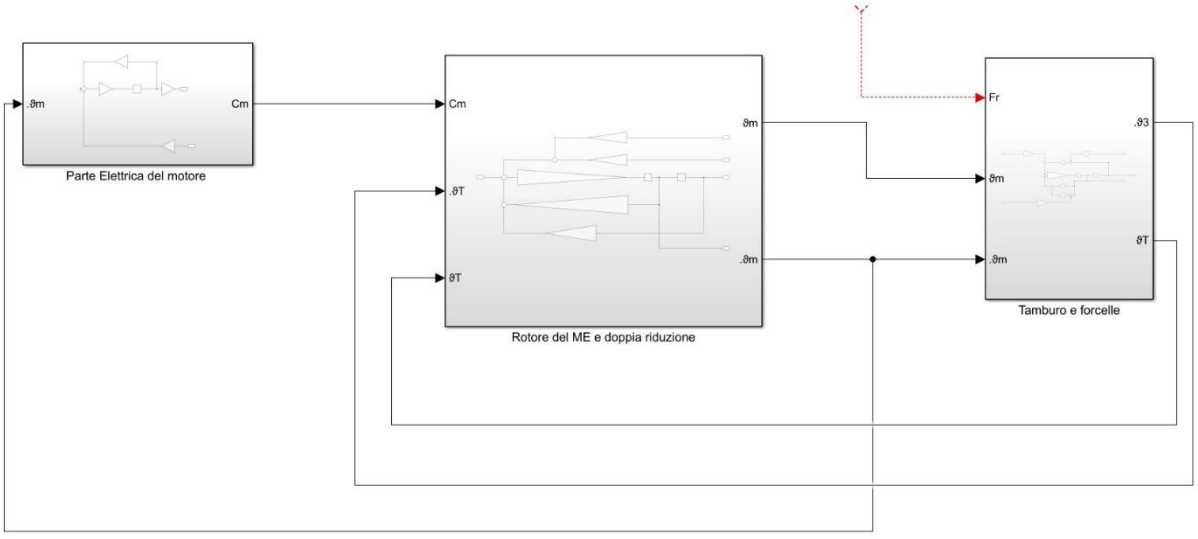

Figura 40 - Schema generale Simulink dell'EA_SYS

Dallo schema si possono cogliere subito i parametri che influenzano i singoli sottosistemi e che collegano fra di loro le equazioni del modello matematico.

F_r che conta come un ingresso nel sottosistema composto da tamburo e forcella è assente, in quanto necessiterà di una fase di studio dedicata alla modellazione degli urti proprio dell'innesto con dog clutch.

Si mostra ora il contenuto dei singoli blocchi.

5.2.1 Modello Rotore e Riduzione

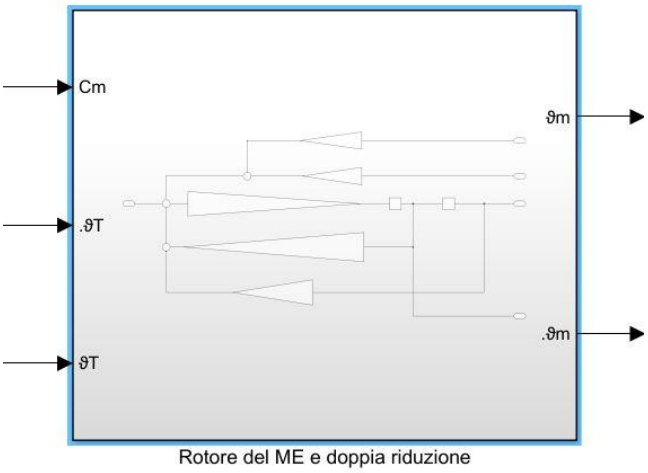

Figura 41 - Blocco rotore e riduttore

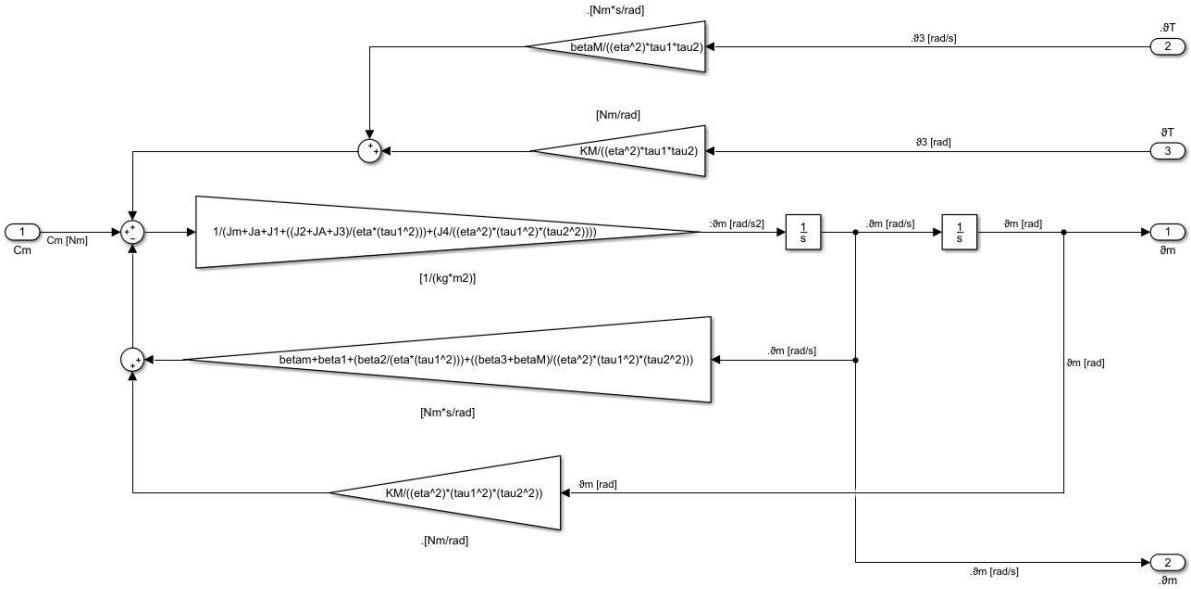

Figura 42 – Schema a blocchi del rotore e riduttore

Lo schema rappresenta fedelmente l'equazione del moto dinamica (a) da cui è ricavato; riceve in ingresso la coppia motrice, la posizione e la velocità angolare del tamburo.

Come uscite restituisce la posizione e la velocità del rotore del motore elettrico.

5.2.2 Modello Tamburo e Forcelle

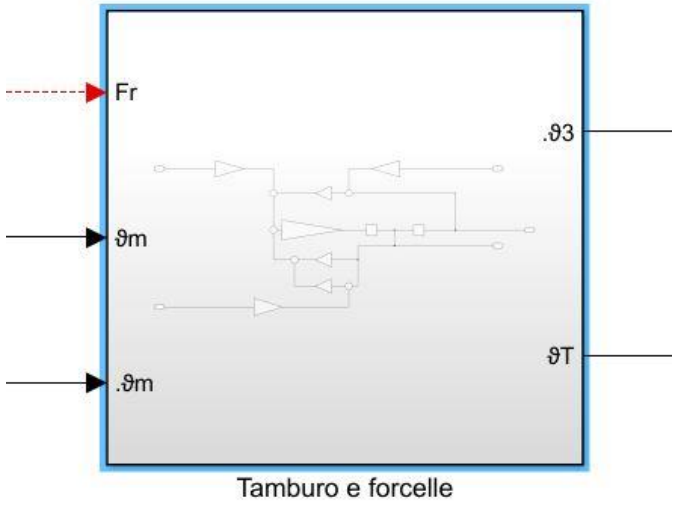

Figura 43 - Blocco tamburo e forcelle

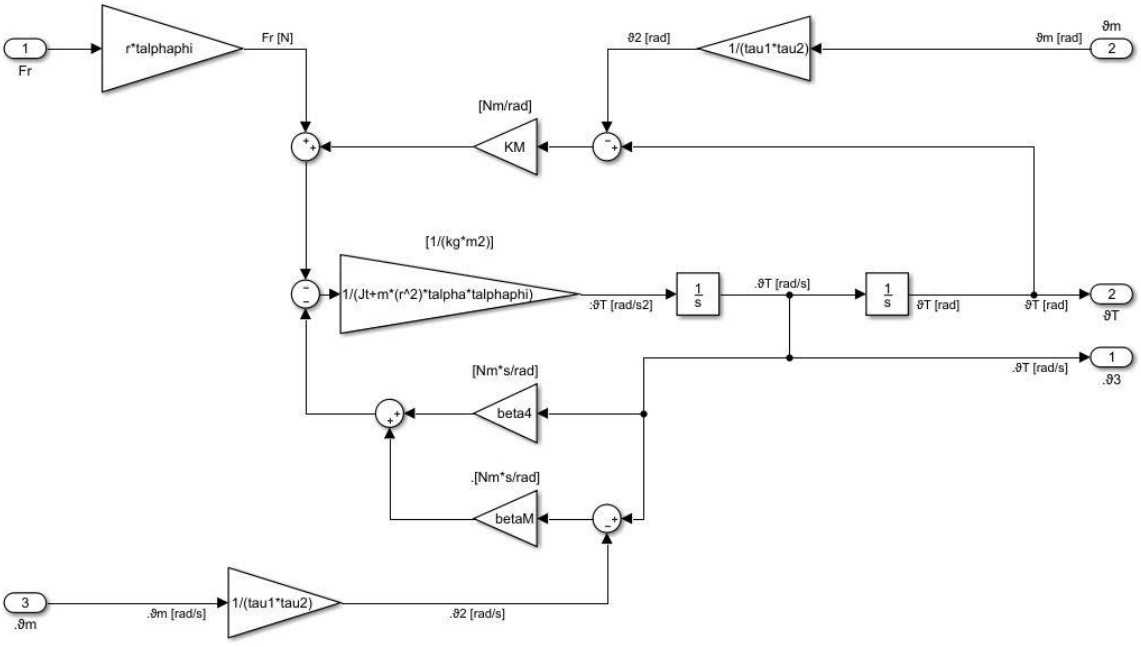

Figura 44 - Schema a blocchi di tamburo e forcelle

Schema a blocchi rappresentativo dell'equazione del moto dinamica (b) da cui è ricavato; riceve in ingresso l'insieme delle forze Fr che si oppongono al moto della forcella, la posizione e la velocità angolare del rotore del motore elettrico.

Come uscite restituisce la posizione e la velocità del tamburo.

6 CONCLUSIONI

L'obiettivo dell'elaborato è uno studio preliminare del progetto di un sistema elettromeccanico di attuazione dei manicotti d'innesto di una trasmissione per autoveicoli commerciali di taglia medio-piccola.

A fronte di uno studio approfondito dell'innovativo sistema motopropulsivo e dei suoi vantaggi e problematiche intrinseche, si sono sintetizzate delle specifiche guida per la realizzazione del sistema di shift.

Si è sviluppata quindi l'idea di un'architettura elettromeccanica e attraverso una prima analisi di tipo statico ci si è accertati che rispondesse coerentemente ai determinati vincoli dettati da specifica, si è quindi elaborato un modello dinamico rappresentativo del sistema ideato trasposto poi in ambiente Simulink.

Si sono gettate le basi per un prosieguo aziendale e si suggeriscono i seguenti passi futuri per lo sviluppo del progetto:

- Modellazione fisico-matematica della dinamica d'innesto dei dog clutch;
- Analisi dinamica del sistema completo per valutare i requisiti dinamici delle varie componenti;
- Dimensionamento finale delle componenti facenti parte del sistema con i dati ottenuti dalle simulazioni dinamiche;
- Realizzazione di un banco prova fine alla validazione del modello attraverso un dettagliato piano di tests.

BIBLIOGRAFIA

- [1] D. A. Crolla, "*Automotive Engineering – Powertrain, chassis system and vehicle body*", Elsevier, 2009;
- [2] AA. VV., "*HORIZON 2020 in breve: Il programma quadro dell'UE per la ricerca e l'innovazione*", Unione Europea, 2014;
- [3] C. Del Prete, "*Materiale del corso di Powertrain components design*", Politecnico di Torino;
- [4] G. Genta – L. Morello, "*L'autotelaio – progetto dei componenti – Vol. 1"*", ATA, 2007;
- [5] A. Rivola, "Meccanica e dinamica delle macchine LM", Università degli Studi di Bologna;
- [6] C. Ferraresi - T. Raparelli, "*Meccanica Applicata*", CLUT, 2007;
- [7] M. Velardocchia, "*Materiale del corso di Meccanica del veicolo*", Politecnico di Torino;
- [8] AA. VV., "*HORIZON 2020 – WORK PROGRAMME 2014-2015 - Smart, green and integrated transport"*, Unione Europea, 2014;

SITOGRAFIA

- [s.1]https://infodrones.it/differenza-tra-motori-brushed-e-brushless/
- [s.2]https://auto.howstuffworks.com/transmission-pictures.htm and cvt2.htm
- [s.3]https://practicalmotoring.com.au/car-advice/continuously-variable-transmission-explained/
- [s.4]https://www.caricos.com/cars/m/mercedes-benz/2017_mercedes-benz_glc_coupe/images/50.html
- [s.5]https://autoportal.hr/clanak/pogresni_izrazi_11_automatski_mjenjac_s_dvije_spojke
- [s.6]http://www.corrierepievese.it/il-primo-cambio-automatico-fu-progettato-a-citta-della-pieve-negli-anni-trenta-ma-non-solo/