

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO di INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE in INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

SPERIMENTAZIONE E CALIBRAZIONE DI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

**Progetto di una trasmissione CVT elettro-attuata per veicoli da
competizione e del suo sistema di controllo attraverso la validazione di un
modello matematico**

CANDIDATO
Antonio Bandello

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORI:
Prof. Davide Moro
Prof. Enrico Corti
Ing. Gianluca Bottini

Anno Accademico 2017/18

Sessione III

Sommario

INTRODUZIONE	4
1 TRASMISSIONE A VARIAZIONE CONTINUA DI VELOCITA'	6
1.1 Organi costitutivi	7
1.2 Cinghia di trasmissione	8
1.3 Pesi a rulli	9
1.4 Puleggia motrice	9
1.5 Puleggia condotta	11
1.6 Gruppo frizione	12
1.7 Funzionamento della trasmissione	12
1.8 Caratteristica di trazione per motori a combustione interna	14
1.9 Curva di cambiata ideale	15
1.10 Curva di cambiata per variatori continui di velocità	16
2 MODELLO MATEMATICO	19
2.1 Forze agenti sulla puleggia condotta	19
2.2 Forze agenti sui rami della cinghia	23
2.3 Forze agenti sulla puleggia motrice	26
2.4 Posizione della puleggia motrice	28
2.5 Relazione spostamento assiale-diametri di avvolgimento	29
3 VALIDAZIONE DEL MODELLO MATEMATICO	31
3.1 Scelta del motore e della trasmissione	31
3.2 Grandezze da rilevare	33
3.3 Ambienti di acquisizione	34
3.4 Acquisizione del segnale della cella di carico	39
3.5 Acquisizione giri freno	40
3.6 Acquisizione giri albero motore	41
3.7 Acquisizione giri puleggia condotta	42
3.8 Sistema di misura della posizione puleggia	43
3.9 Sensore di temperatura	47
3.10 Sensore TPS	48
3.11 Datalogger	50
3.12 Attività sperimentale	54
3.13 Validazione del modello matematico	61
4 PROGETTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO	64
4.1 Strategia basata sul modello fisico	64

4.2 Strategia basata su mappa.....	66
4.3 Valutazione della strategia più affidabile	67
4.4 Layout dell' hardware per test in Real-Time.....	73
5 PROGETTO DELLA PULEGGIA MOTRICE ELETTRICO-ATTUATA.....	76
5.1 Generalità del sistema	76
5.2 Sistema vite-madrevite.....	77
5.3 Puleggia motrice mobile	81
5.4 Sistema di trasmissione del moto	82
6 Conclusioni.....	87
Appendice	88
Bibliografia	94
Ringraziamenti.....	95

INTRODUZIONE

In questo lavoro viene descritta l'attività di tesi svolta durante i 6 mesi di tirocinio presso la Malossi S.p.A., che ha accettato di sviluppare un progetto iniziato da me personalmente dandomi l'opportunità di vederlo realizzato e funzionante allo stato di prototipo.

La sede attuale dell'azienda è sita in Calderara di Reno (BO) dove avviene la progettazione, la produzione, la sperimentazione, il collaudo e il controllo di gruppi termici, per cicli e motocicli, alberi motore, bielle, organi di trasmissione del moto (frizioni, variatori, ingranaggi, cinghie di trasmissione, correttori di coppia), accessori per carburatori, sistemi di alimentazione (pacchi lamellari, lamelle), sistemi di scarico e filtraggio, ammortizzatori e altri accessori per le competizioni e dove sono anche presenti gli uffici ed il magazzino impacchettamento e spedizioni.

Punto di forza dell'azienda è essere riuscita ad organizzare al suo interno l'intero ciclo di produzione, a partire dalla ricerca e dalla progettazione, fino alla costruzione degli stampi ed alle lavorazioni robotizzate, per terminare con i collaudi in sala prova e nei laboratori chimici e di metrologia.

Il target di questi mesi è stato quello di sviluppare una puleggia motrice per CVT elettro-attuata ed il suo sistema di controllo passando attraverso attività di progettazione, di simulazione e di testing in sala prova.

Per raggiungere l'obiettivo è stato dapprima approfondito un modello matematico statico di una trasmissione CVT che potesse essere utile su due differenti fronti: essere utilizzato come un tool di progettazione in grado di andare a definire quelli che sono i parametri fondamentali della trasmissione qualora se ne voglia progettare una ex-novo ed essere sfruttato come modello fisico per progettare e simulare il sistema di controllo.

E' stato necessario validare il modello attraverso una serie di attività sperimentali che permettessero l'acquisizione dei parametri fondamentali di funzionamento di una trasmissione CVT: sono stati quindi realizzati un motore sperimentale ed una apposita catena di misura in grado di fornire tali parametri.

I dati, una volta acquisiti, sono stati trattati e confrontati con quelli calcolati dal modello contenuto in uno script Matlab.

Successivamente il modello validato è stato utilizzato all'interno di un modello dinamico realizzato in Simulink: sono stati integrati anche un modello a scatola nera del motore utilizzato per la sperimentazione ed un modello del veicolo per permettere di simulare le velocità di cambiata per una data geometria della trasmissione e valutarne gli effetti sulla dinamica del veicolo in termini di accelerazione, velocità, giri motore.

Per ultimo, una parte del modello Simulink è stata utilizzata per valutare due differenti strategie di controllo per una puleggia elettro-attuata: una basata sul modello fisico validato ed una basata su mappe ottenibili sperimentalmente o dal modello Simulink stesso.

Parallelamente a queste attività è stato progettato e realizzato il prototipo di puleggia motrice elettro-attuata, applicabile specificatamente su un motore Malossi, il quale è stato testato insieme al controllo.

Tutto questo è stato possibile grazie all'azienda che, avendo una proprietà sempre volta alle novità ed al miglioramento delle performance dei propri prodotti, mi ha ospitato fornendomi tutti gli strumenti necessari al mio studio, all'ufficio tecnico ed in particolar modo all'ing. Gianluca Bottini, a tutti i ragazzi della produzione e del reparto esperienze.

In questi mesi sono stato seguito e guidato dal professor Nicolò Cavina che, con la sua passione, mi ha ispirato durante i corsi tenuti presso l'Università degli studi di Bologna aprendomi al mondo della sperimentazione e del controllo.

Capitolo 1

1 TRASMISSIONE A VARIAZIONE CONTINUA DI VELOCITA'

Il cambio CVT, acronimo di Continuously Variable Transmission, è classificabile tra quelli di tipo automatico e la sua caratteristica fondamentale è quella di garantire una variazione continua del rapporto di trasmissione: permette di avere a disposizione un numero teoricamente infinito di rapporti compresi tra un valore minimo ed un massimo, imposti dalla geometria costruttiva del cambio stesso. La possibilità di ottenere una variazione continua consente un ottimo abbinamento tra la curva di coppia del motore e quella resistente del veicolo massimizzandone così l'efficienza.

Le tecnologie utilizzate per ottenere queste caratteristiche sono diverse: esistono CVT a coni, a rotismo epicicloidale, idrostatici (ottenute abbinando delle pompe a portate variabili e motori idraulici), a toroidi ed infine a pulegge collegate da cinghia in gomma o metallica. Ad oggi i cambi CVT trovano differenti applicazioni quali aerogeneratori, mezzi agricoli, veicoli a due e tre ruote ed in campo automotive dove vengono utilizzati da alcune case costruttrici all'interno di powertrain ibridi.

Per questo studio è stato preso in esame un CVT del tipo a pulegge con cinghia trapezoidale, configurazione utilizzata sulla maggior parte degli scooter presenti in commercio.

Il cambio di rapporto di trasmissione è realizzato mediante la variazione dei diametri di lavoro della cinghia sulle pulegge: questo avviene grazie a pulegge costituite da flange mobili assialmente che risultano quindi in grado di avvicinarsi o allontanarsi tra loro determinando così la variazione di rapporto.

L'impiego dei variatori continui di velocità a cinghia trapezoidale è particolarmente diffuso per potenze fino a circa 25 kW. Pregio del sistema, oltre ad un costo iniziale relativamente basso, è quello di richiedere una manutenzione limitata e non specialistica.



Figura 1.1 - Trasmissione CVT nel suo alloggiamento

Il rendimento è relativamente buono (0,90÷0,94) entro i campi di velocità di normale utilizzo e anche i costi operativi sono contenuti. Inoltre si ricorda il vantaggio, tipico delle trasmissioni con flessibile, di far lavorare la cinghia di trasmissione

come elemento elastico parastrappi, essendo essa costituita in gomma vulcanizzata su di un inserto resistente.

1.1 Organi costitutivi

Generalmente la trasmissione è contenuta all'interno del semi-carter sinistro del motore, che funge anche da braccio oscillante. Si possono individuare due gruppi principali (fig. 1.2): connesso all'albero motore abbiamo il "gruppo motrice" (in rosso) mentre il "gruppo condotto" è composto dalle pulegge condotte (in verde) e dal gruppo frizione (in giallo); quest'ultimo è connesso ad un riduttore di velocità a due stadi che a sua volta è collegato alla ruota del ciclomotore.

Nello specifico la trasmissione si compone di:

- organo di trasmissione del moto, ovvero la cinghia dentata trapezoidale;
- organi di manovra;
- pulegge scorrevoli;
- organi accessori;

Le pulegge scorrevoli sono due di cui una calettata sull'albero motore ed una sull'albero condotto: ogni puleggia è formata da due semi-pulegge tronco coniche speculari di cui una fissa

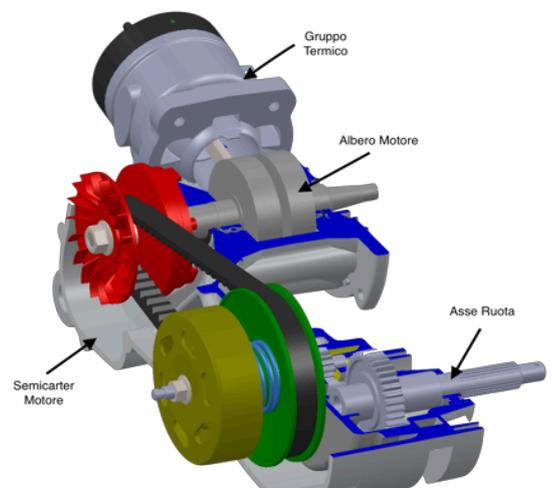


Figura 1.2 – Tipico layout di un motore da scooter dotato di CVT

ed una mobile assialmente. Gli organi di manovra, ovvero quelli che causano la variazione del diametro di avvolgimento, sono contenuti all'interno della semi-puleggia motrice mobile e sono di forma cilindrica: per mezzo di essi la semi-puleggia è in grado di traslare assialmente.

L'unico organo accessorio presente in questo caso è la molla di richiamo o di contrasto presente tra semi-puleggia condotta mobile e frizione centrifuga, il cui compito è quello di generare la giusta spinta assiale quando il rapporto di trasmissione è impostato su quello che viene chiamato in gergo "corto" ovvero quando il diametro di avvolgimento della puleggia motrice è minore di quello della condotta.

1. Albero motore - 2. Piastra fissa - 3. Masette
4. Semipuleggia motrice mobile - 5. Semipuleggia motrice fissa - 6. Campana frizione - 7. Frizione centrifuga - 8. Cinghia di trasmissione - 9. Molla di contrasto - 10. Semipuleggia condotta fissa - 11. Semipuleggia condotta fissa - 12. Albero condotto

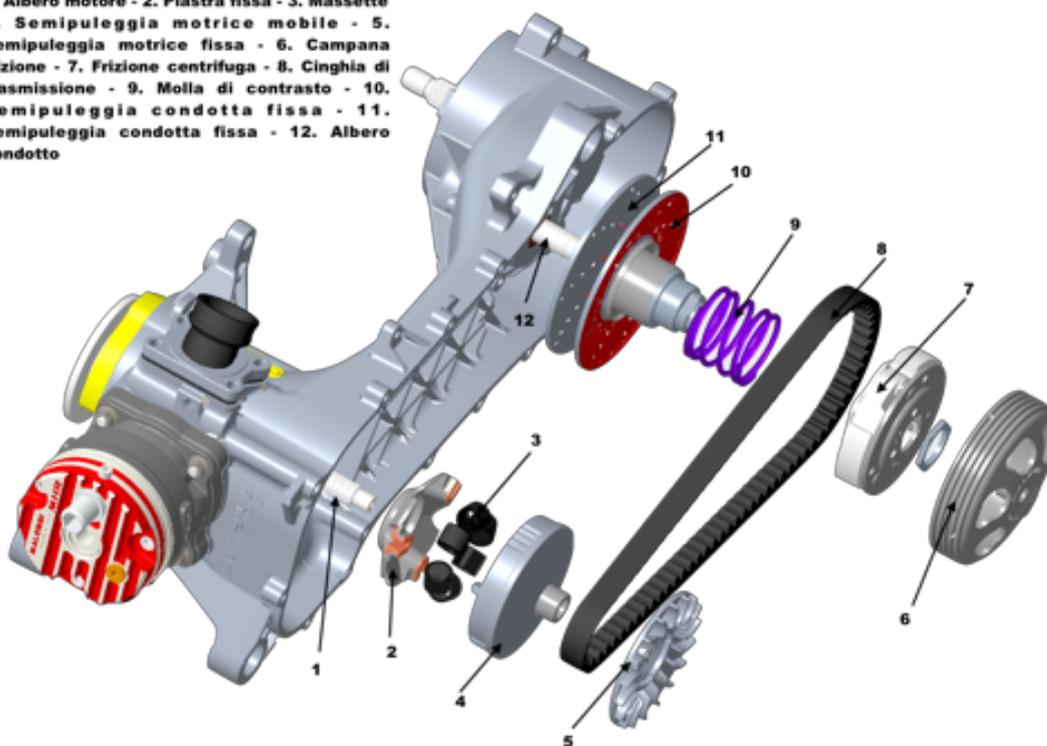


Figura 1.3 – Esploso della trasmissione CVT Malossi Over Range di cui è equipaggiato il motore RC-One

1.2 Cinghia di trasmissione

La cinghia utilizzata sui moderni ciclomotori risulta del tipo trapezoidale (fig. 1.4), dentata lungo tutto il suo sviluppo interno; tale dentellatura è indispensabile al fine di aumentare la superficie aderente sulle pulegge senza peggiorare la flessibilità longitudinale.

Le cinghie trapezoidali sono quindi caratterizzate da



Figura 1.4 – Cinghia di trasmissione

alta flessibilità longitudinale unita ad una elevata rigidità trasversale necessaria a resistere alla compressione esercitata sui fianchi della cinghia dalle flange mobili delle pulegge.

Nel campo delle competizioni, a causa dello sviluppo negli anni di gruppi termici con potenze sempre più elevate, si utilizzano anche cinghie che presentano una doppia dentellatura sia nello sviluppo interno che in quello esterno, che le rende ancor più flessibili longitudinalmente permettendo così l'utilizzo di sezioni maggiori o materiali più rigidi.

La cinghia è l'organo incaricato alla trasmissione del moto tra le due pulegge; il moto viene trasmesso grazie al contatto e all'aderenza dei soli fianchi della cinghia con le gole delle pulegge.

1.3 Pesi a rulli

I pesi a rulli sono alloggiati all'interno della semi-puleggia motrice mobile, sono di forma cilindrica, costituiti in generale da un nucleo metallico rivestito con materiale sintetico caratterizzato da alta resistenza e basso coefficiente di attrito (nylon, teflon, fibra di carbonio).



Figura 1.5 – Masse a cilindriche

I rulli costituiscono gli organi di manovra del variatore: quando l'albero è messo in rotazione agisce su di essi una forza centrifuga grazie alla quale tendono a spostarsi verso l'esterno lungo il profilo di scorrimento, causando così lo spostamento della semi-puleggia mobile e di conseguenza facendo variare il diametro di avvolgimento della cinghia. Bisogna sottolineare che tali rulli non rotolano lungo la pista di scorrimento, come si potrebbe pensare, bensì strisciano: questo è il motivo per cui si scelgono materiali di rivestimento ad alta resistenza all'usura.

1.4 Puleggia motrice

La puleggia motrice è costituita da due semi-pulegge, una fissa e l'altra mobile, generalmente realizzate in lega di alluminio e quella fissa è spesso dotata di alette che favoriscono il raffreddamento della trasmissione: entrambe possiedono un'inclinazione rispetto alla verticale

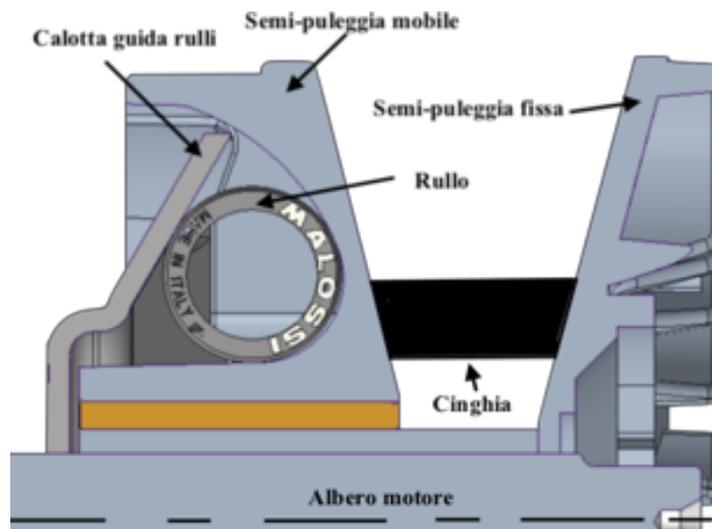


Figura 1.6 – Puleggia motrice sul rapporto corto

che permette l'alloggiamento dell'organo flessibile. La semi-puleggia mobile ospita al suo interno i pesi a rulli, necessari per muoverla, ed anche una calotta realizzata in lamiera stampata che è calettata sull'albero motore: questa è accoppiata tramite dei cursori che lasciano quindi la puleggia libera di muoversi in senso assiale ma la "trascinano" nel senso di rotazione dell'albero motore. Come detto nel paragrafo 1.3 i pesi a rulli scorrono lungo le cosiddette "piste di scorrimento" ed essendo la piastra fissa nello spazio fanno muovere assialmente la semi-puleggia dalla posizione in fig. 1.6 a quella in fig. 1.7 costringendo così la cinghia a cambiare il proprio diametro di lavoro.

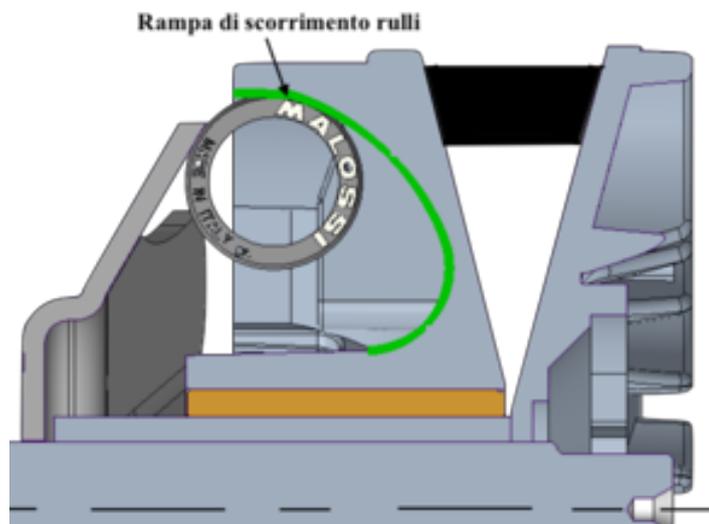


Figura 1.7 – Puleggia motrice sul rapporto lungo

Possiamo affermare che i pesi a rulli hanno quindi un duplice compito: far traslare la semi-puleggia mobile e garantire la giusta tensione della cinghia al fine di trasmettere il moto. Risultano anche evidenti i parametri costruttivi che influenzano la curva di cambiata e la potenza trasmissibile:

- Raggio di curvatura delle piste di scorrimento;
- Inclinazione della piastra fissa;
- Inclinazione della superficie di scorrimento della cinghia;

1.5 Puleggia condotta

Le due semi-pulegge costituenti la puleggia condotta sono generalmente realizzate in lamiera stampata e saldata ma si trovano in commercio anche pulegge interamente in alluminio. Anche qui troviamo una detta “fissa” su cui è calettata la frizione centrifuga ed una “mobile”.

L'accoppiamento prismatico tra le due semi-pulegge è realizzato tramite l'utilizzo di tre perni

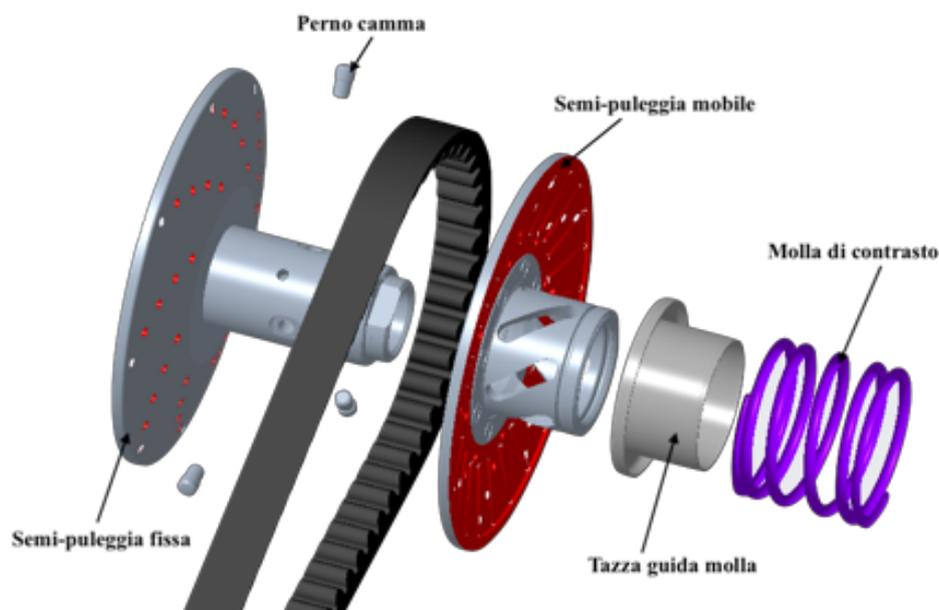


Figura 1.8 – Esploso della puleggia condotta Malossi da 134 mm

solidali alla semi-puleggia fissa condotta e sfasati di 120° che si impegnano in altrettante asole a sviluppo elicoidale ricavate sulla semi-puleggia mobile: questo le consente di ruotare attorno al proprio asse di simmetria e di traslare avanti e indietro lungo l'asse della semi-puleggia fissa permettendo così alla cinghia di muoversi in modo radiale facendo avvenire la variazione del rapporto di trasmissione.

Entrambe le pulegge sono inclinate di un angolo γ rispetto alla verticale per permettere l'alloggiamento della cinghia trapezoidale. Completa il sistema una molla elicoidale con passo e k costanti che interviene per lo più quando le coppie sono basse, vale a dire sul rapporto più lungo, mentre sul rapporto più corto il compito di garantire la giusta pressione sulla cinghia è affidato alle asole.

1.6 Gruppo frizione



Figura 1.9 – Frizione centrifuga Malossi Delta Clutch e relativa campana

La frizione è di tipo centrifugo: le ganasce per effetto della forza centrifuga, generata dalla rotazione della puleggia condotta, si espandono ed aderendo alla campana della frizione rendono solidale la puleggia condotta all'ingranaggio primario del riduttore finale presente a valle del CVT e a monte della ruota del veicolo. Affinché si possa avere la trasmissione del moto la puleggia condotta deve avere una velocità di rotazione tale che la forza centrifuga agente sulle ganasce sia sufficiente a farla espandere: questa è regolata tramite delle molle di richiamo presenti su ogni ceppo che ne garantiscono anche il corretto distacco in fase di rilascio.

1.7 Funzionamento della trasmissione

Quando il regime del motore è al minimo è automaticamente selezionato il rapporto più corto possibile (fig. 1.10, configurazione 1a). All'aumentare del numero di giri del motore i pesi a rulli generano la spinta necessaria a permettere lo spostamento assiale della semi-puleggia mobile motrice e provocare, quindi, una variazione del diametro di lavoro della cinghia sulla puleggia.

Poiché la cinghia ha una lunghezza prefissata, considerandola in prima approssimazione inestensibile, se essa è costretta a lavorare su di un diametro maggiore sulla puleggia motrice deve obbligatoriamente posizionarsi su di un diametro minore sulla puleggia condotta, si viene così a realizzare una variazione continua del rapporto di trasmissione passando automaticamente da un rapporto corto ad uno medio, ottenendo perciò un'analogia variazione continua di velocità.

Al raggiungimento del massimo numero di giri del motore la forza centrifuga sarà massima ed i rulli saranno nella posizione più lontana dall'asse di rotazione, perciò la cinghia si porterà a lavorare sul diametro massimo sulla puleggia motrice (fig. 1.10, configurazione 1c), mentre sulla puleggia condotta il diametro sarà il minore possibile: si ottiene così il rapporto di trasmissione più lungo.

Il punto di inizio della variazione del rapporto di trasmissione viene governato dal correttore di coppia. Esso realizza anche un aumento automatico di pressione delle superfici a contatto

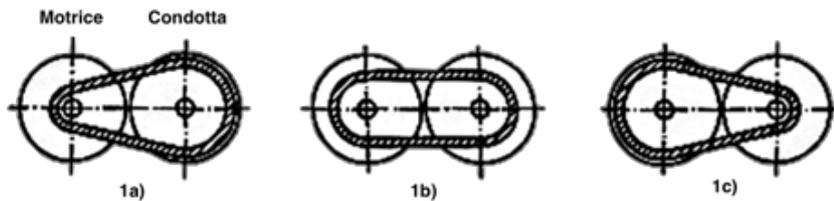


Figura 1.10 – Configurazioni principali assunte dalla trasmissione

dell'organo di trasmissione del moto in funzione della coppia resistente, riducendo ad un valore praticamente insignificante lo scorrimento all'accrescersi della coppia stessa e consentendo, pertanto, il trascinarsi della cinghia e quindi la trasmissione del moto per attrito.

Indicando con:

ω_m il numero di giri dell'albero motore;

ω_c il numero di giri dell'albero condotto;

definiamo il rapporto di trasmissione come:

$$i = \frac{\omega_m}{\omega_c} \quad (1.1)$$

Sempre in riferimento alla fig. 1.10 possiamo quindi dire, per le tre configurazioni:

1a) rappresenta il rapporto più corto, corrispondente alla $\omega_{c\min} < \omega_m$, e quindi $i_{\min} > 1$;

1b) rappresenta la condizione in cui $\omega_c = \omega_m$ e quindi $i_1 = 1$;

1c) rappresenta il rapporto più lungo, condizione in cui $\omega_{c\max} > \omega_m$ e quindi $i_{\max} < 1$.

Nell'intervallo compreso tra i_{\min} e i_1 , configurazione 1a, la trasmissione si comporta come un riduttore di velocità in quanto la velocità della puleggia condotta è sempre minore di quella motrice, mentre nell'intervallo tra i_1 e i_{\max} , essendo la velocità della puleggia condotta maggiore di quella della motrice, la trasmissione si comporta come un moltiplicatore di velocità, condizione 1c.

1.8 Caratteristica di trazione per motori a combustione interna

I motori a combustione interna generano una coppia M , riferendoci al pieno carico, che presenta un andamento convesso verso l'alto, con un massimo in una zona corrispondente ad un regime più o meno basso del campo di funzionamento del motore (fig. 1.11).

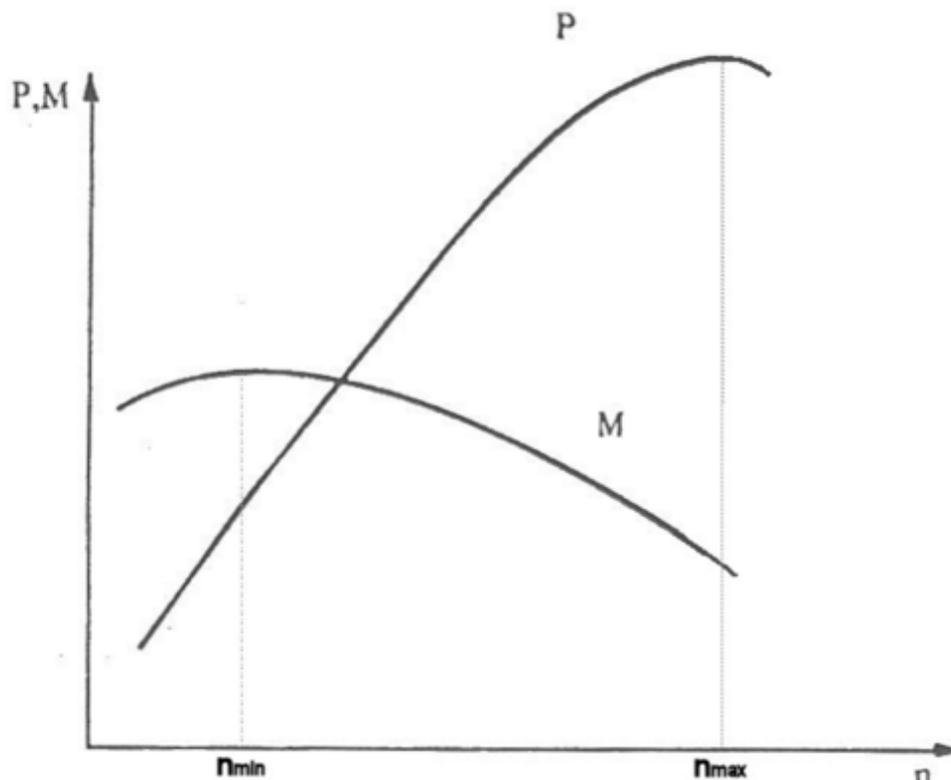


Figura 1.11 – Caratteristica di coppia e potenza per un motore a combustione interna

A questa curva di coppia corrisponde una curva della potenza P , in funzione del numero di giri, con andamento pressoché lineare e crescente, fino a raggiungere un proprio massimo, oltre il quale la diminuzione di coppia è così forte da non poter essere più bilanciata dall'aumento del numero di giri.

Il motore viene utilizzato solitamente in un tratto limitato, detto *campo di funzionamento*, compreso tra un regime minimo, corrispondente al numero di giri motore n_{min} , ed uno massimo, cui corrisponde il numero di giri n_{max} (fig. 1.11).

Per poter sfruttare in trazione questi motori è necessario interporre tra ruote e motore un meccanismo, il *cambio*, che consenta di utilizzare diversi rapporti di trasmissione, i quali, inseriti alternativamente, facciano corrispondere ad un dato valore di coppia all'albero del motore di volta in volta un diverso valore di coppia alle ruote.

La caratteristica di trazione $M_{ruote}(n_r)$, grazie all'interposizione del cambio si modifica così nelle m curve (fig. 1.12), dove m è il numero di rapporti del cambio.

Inserendo il rapporto desiderato, si può far funzionare il motore sui rami discendenti delle curve così ottenute che, nel loro complesso, non sono molto distanti da una caratteristica di trazione ideale.

La curva di trazione sarà tanto meglio approssimata quanto più alto è il numero di rapporti, fino alla condizione limite di trasmissione continua.

Avendo inserito un cambio si è modificata la correlazione tra il numero di giri del motore e quello delle ruote, la curva che rappresenta questa nuova relazione è detta *curva di cambiata*.

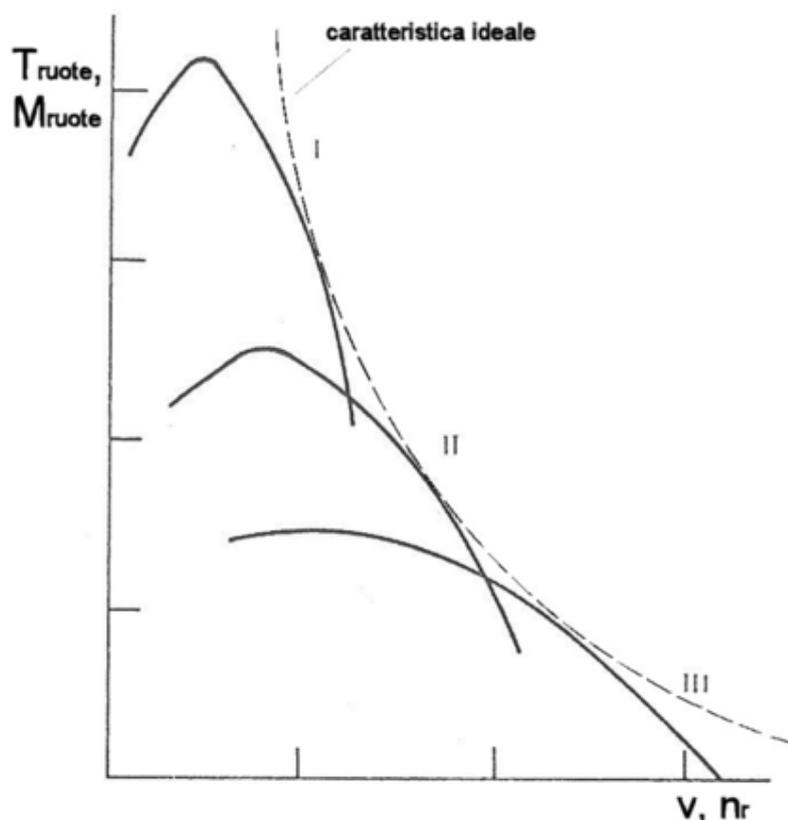


Figura 1.12 – Caratteristica di trazione per un veicolo con cambio a 3 rapporti

1.9 Curva di cambiata ideale

Nella fase di progetto di una trasmissione per motori a combustione interna si cerca di ottenere una curva di cambiata che approssimi al meglio una distribuzione di potenza utile alle ruote costante al variare della velocità del veicolo.

Ipotizzando di restringere il campo di funzionamento del motore, avvicinando tra loro il numero di giri minimo e massimo, i cambi marcia sarebbero sempre più ravvicinati, con conseguenza

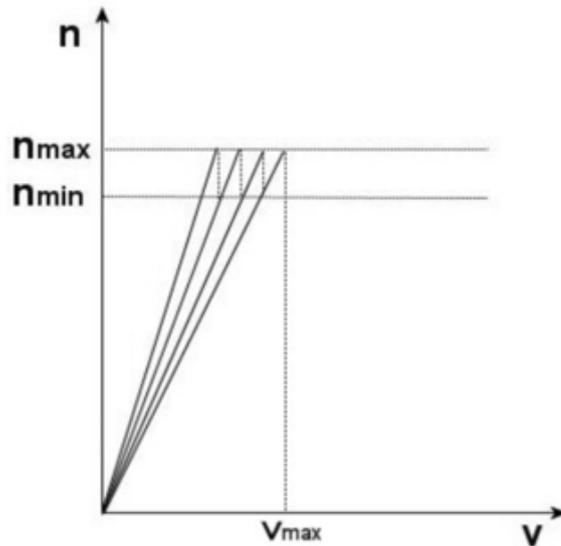


Figura 1.13 – Influenza del range di funzionamento sulla curva di cambiata

che i gradini della curva di cambiata seghettata tenderebbero a divenire sempre più piccoli (fig. 1.13). Naturalmente per raggiungere la medesima velocità massima sarà necessario aumentare il numero di rapporti.

Restrungendo sempre di più il range di funzionamento del motore, fino al caso ideale in cui si scelga un unico e prefissato valore di giri motore, i cambi marcia diverrebbero infinitesimi ed i rapporti infiniti, ottenendo sul diagramma velocità-giri motore una curva di cambiata ideale che sarebbe rappresentata da una retta parallela all'asse delle ascisse.

1.10 Curva di cambiata per variatori continui di velocità

Nel caso di variatori continui di velocità la curva ideale, nella configurazione ottimale per la trazione, si modifica a causa della configurazione stessa della trasmissione che include al suo interno anche la frizione centrifuga indispensabile per l'avviamento del moto.

Per la conformazione stessa del sistema si possono determinare due rapporti correlati al minimo ed al massimo diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia motrice, cui corrispondono, rispettivamente, la marcia corta e lunga (fig. 1.14).

Il passaggio dal rapporto corto a quello lungo avviene come se vi fossero infiniti rapporti tra i due, in modo continuo (fig. 1.15).

Il numero di giri motore a cui si fa avvenire la variazione del rapporto di trasmissione viene scelto in accordo con le curve di potenza e di coppia del motore. Il valore del numero di giri a cui si fa avvenire la variazione può essere stabilito secondo diverse esigenze.

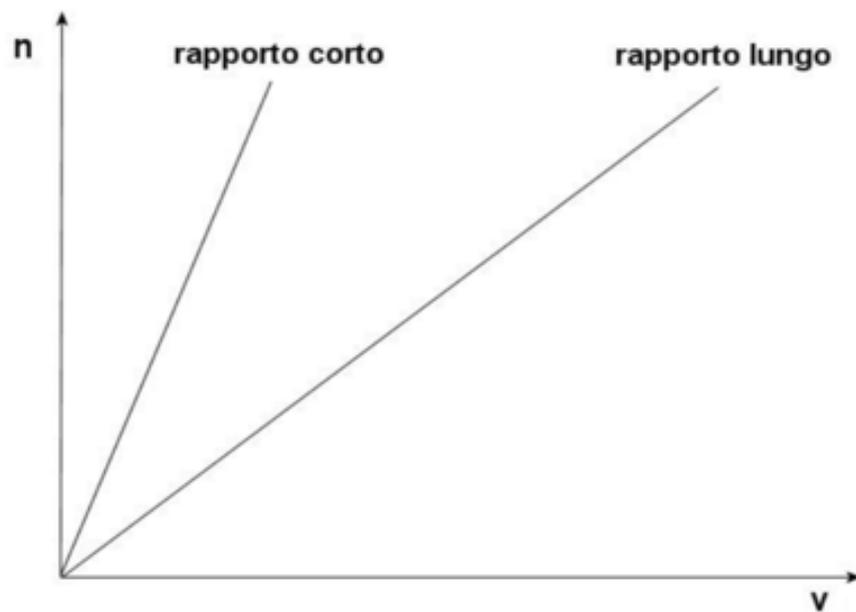


Figura 1.14 – Rapporti di marcia corta e lunga

Per sfruttare al meglio le prestazioni del propulsore può essere scelto un numero di giri motore pari a quello, n_{\max} , per cui si abbia la potenza massima; oppure, nel caso si vogliano prediligere i consumi di carburante, il numero di giri può essere fissato in corrispondenza della massima coppia o leggermente superiore. Si ottiene perciò che il campo di variazione del rapporto di trasmissione è, per quanto detto al paragrafo precedente, assimilabile ad un segmento parallelo all'asse delle ascisse.

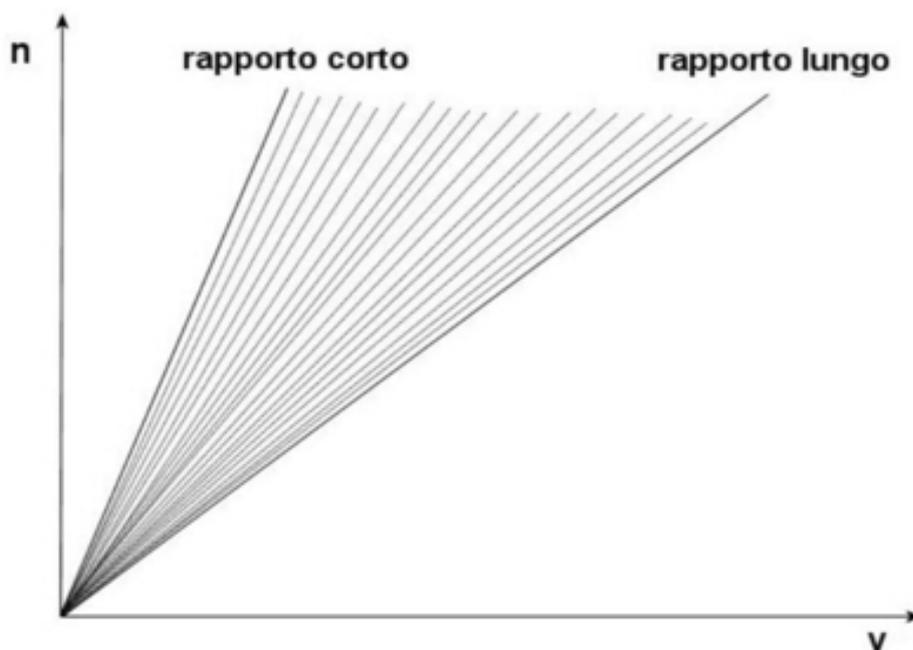


Figura 1.15 – Rapporti intermedi tra quello di marcia corta e quello di marcia lunga

In figura 1.16 si può vedere rappresentata una tipica curva di cambiata: sull'asse delle ascisse troviamo la velocità del veicolo mentre su quello delle ordinate abbiamo in numero di giri motore. Quello che si ottiene è il campo di variazione del rapporto di trasmissione.

Volendo descrivere la curva di cambiata possiamo individuare differenti segmenti: il tratto AB rappresenta la zona di lavoro della frizione mentre il successivo BC individua il tratto in cui il rapporto di trasmissione rimane costante sul più corto. Segue poi il tratto CD in cui si ha la

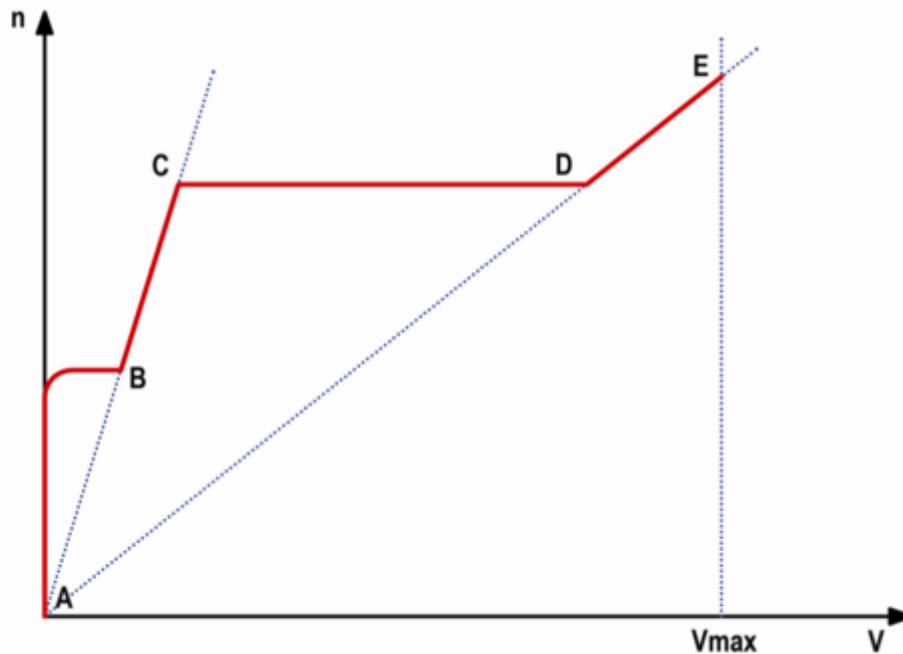


Figura 1.16 – Curva di cambiata ideale per veicolo dotato di CVT con frizione centrifuga

variazione del rapporto di trasmissione con i giri del motore che rimangono costanti e che, nel caso ideale, è una retta parallela all'asse delle ascisse. Nel tratto finale DE la trasmissione rimane bloccata nel rapporto più “lungo” in modo da consentire il raggiungimento della velocità massima.

Capitolo 2

2 MODELLO MATEMATICO

Il modello matematico è stato ottenuto andando ad analizzare le forze esercitate sui principali organi che costituiscono la trasmissione e come queste vengano scambiate tra di essi, in particolare si sono studiate:

- Forze agenti sulla puleggia motrice;
- Forze agenti sulla puleggia condotta, in particolare sul correttore di coppia;
- Forze agenti sui rami della cinghia;
- Andamento delle forze durante la variazione del rapporto di trasmissione.

2.1 Forze agenti sulla puleggia condotta

Per quanto riguarda il gruppo condotto non è stato trattato il funzionamento della frizione centrifuga e relativa campana ma ci si limita a descrivere il solo comportamento delle due semi-pulegge, essendo interessati di fatto alla fase di cambiata che avviene successivamente all'innesto completo della frizione.

La frizione centrifuga è rigidamente collegata alla semi-puleggia fissa mentre la campana è calettata sull'asse del primo ingranaggio del riduttore finale: l'innesto della frizione sulla campana permette la trasmissione della potenza al riduttore finale consentendo così al mezzo di muoversi; tale innesto avviene ad un ben determinato regime di rotazione del gruppo condotto e può essere deciso a priori agendo sugli organi costituenti la frizione ed anche sul rapporto di trasmissione iniziale.

Vogliamo adesso analizzare le forze che vengono scambiate tra cinghia e semi-puleggia mobile, ipotizzando che la coppia si ripartisca al 50% tra le due pulegge e che le 3 asole possano essere trattate come se fossero una sola sede inclinata di δ rispetto all'asse di rotazione.

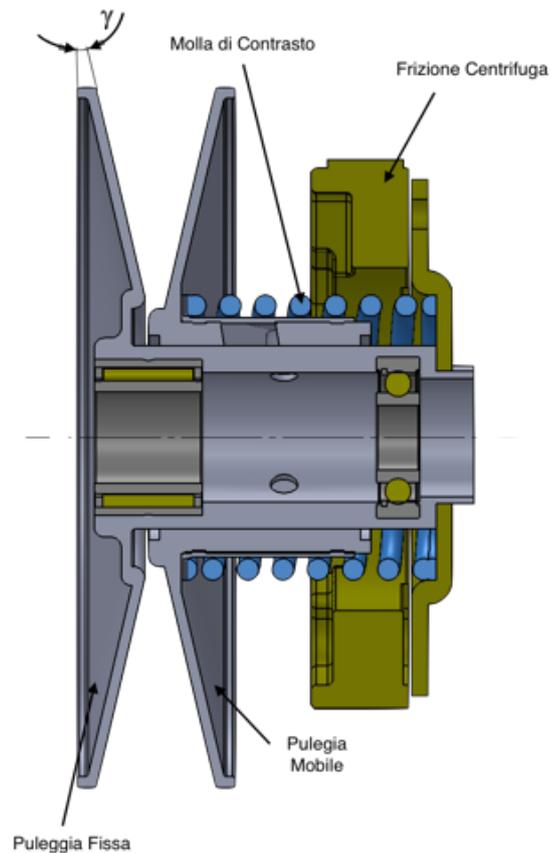


Figura 2.1 – Sezione del gruppo condotto

Il sistema può essere schematizzato come in fig. 2.2 tenendo presente che, nel momento in cui la semi-puleggia mobile si muove assialmente, si viene a creare una forza di attrito F_a dovuta alla reazione del perno di accoppiamento F_{pc} che dipende dal valore istantaneo di coppia trasmessa.

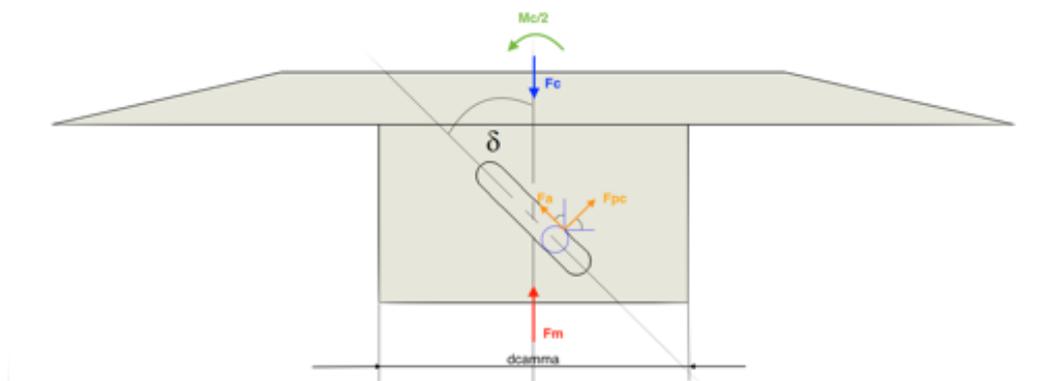


Figura 2.2 – Forze scambiate tra perno ed asola

Sulla semi-puleggia mobile troviamo anche la forza F_m dovuta alla molla di contrasto e la forza F_c dovuta alla reazione dell'organo flessibile.

Definendo con δ l'angolo formato dalla camma con l'asse di rotazione della semi-puleggia e con d_{camma} il diametro medio su cui è ricavata l'asola elicoidale possiamo effettuare l'equilibrio assiale e dei momenti, ottenendo:

$$F_c - F_m - F_{pc} \sin \delta - f_c F_{pc} \cos \delta = 0 \quad (2.1)$$

$$M_c + (f_c F_{pc} \sin \delta - F_{pc} \cos \delta) d_{\text{camma}} = 0 \quad (2.2)$$

dove f_c è il coefficiente di attrito tra perno ed asola ed M_c è la coppia trasmessa dalle tensioni che si esercitano sui rami della cinghia.

Risolviendo il sistema possiamo esprimere F_c che rappresenta la forza assiale trasmessa alla cinghia:

$$F_c = F_m - \frac{M_c}{d_{\text{camma}}} \cdot \frac{(f_c \cos \delta + \sin \delta)}{(f_c \sin \delta - \cos \delta)} \quad (2.3)$$

La forza della molla F_m della molla vale:

$$F_m = F_0 + k \cdot S_c \quad (2.4)$$

con F_0 che rappresenta il precarico iniziale posseduto dalla molla esprimibile come:

$$F_0 = k \cdot (L_0 - L_M) \quad (2.5)$$

dove L_0 rappresenta la lunghezza libera della molla, L_M la lunghezza della molla una volta che è stata alloggiata nella sua sede e k la costante di rigidezza espressa in [N/mm].

Il termine $k \cdot S_c$ rappresenta invece la forza di compressione generata dalla molla dovuta allo spostamento assiale della semipuleggia mobile, visibile in figura 2.3 .

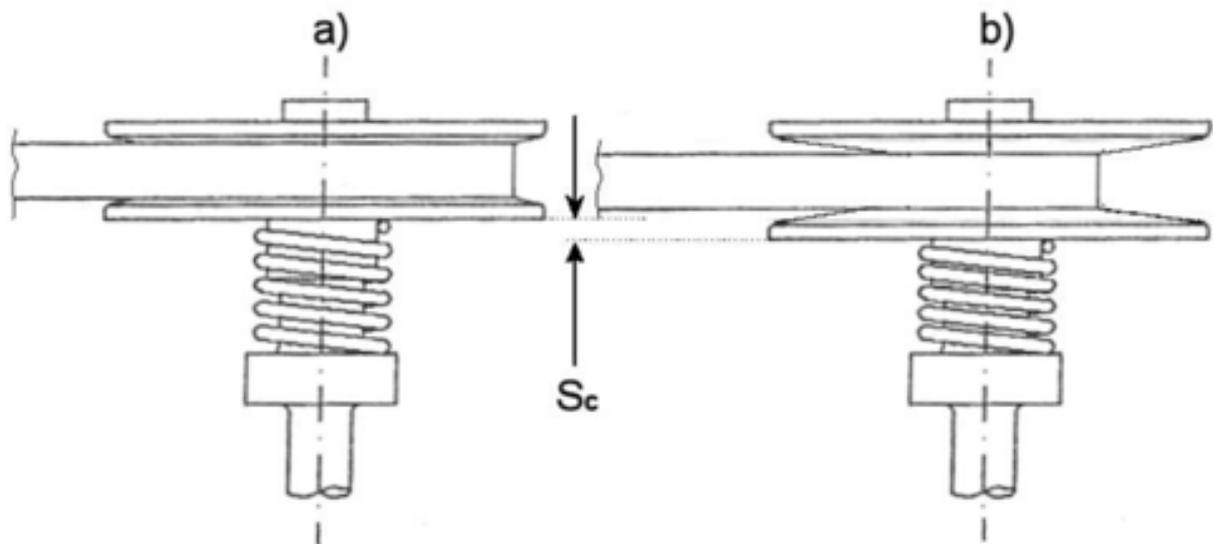


Figura 2.3 – Compressione della molla dovuta allo spostamento assiale della semi-puleggia

E' bene precisare che, fino a quando non avviene l'innesto della frizione centrifuga, la reazione delle camme è nulla ed è quindi la sola molla di contrasto a garantire il mantenimento del rapporto di trasmissione: è necessario, in fase di dimensionamento, assicurarsi che abbia il giusto precarico F_0 .

Il compito del sistema molla-asole è quello di assicurare il necessario grado di tensione della cinghia affinché possa avvenire la trasmissione del moto e nel contempo equilibrare la forza assiale generata dalla puleggia motrice in modo da mantenere il giusto rapporto di trasmissione in ogni fase della cambiata.

La F_c rappresenta quindi la forza risultante lungo l'asse della semi-puleggia mobile: questa fa nascere una forza tangenziale F_t (fig. 2.4) grazie alla quale si verifica la condizione di aderenza tra cinghia e semi-puleggia, e conseguentemente la trasmissione della coppia.

Volendo infine calcolare la coppia trasmissibile dalla puleggia, tenendo presente che la F_t si viene a creare su entrambe le semi-pulegge, possiamo scrivere:

$$F_t = F_n \cdot \mu \quad (2.6)$$

$$F_n = \frac{F_c}{\cos\gamma} \quad (2.7)$$

$$C_c = F_t D_c = \frac{F_c D_c \mu}{\cos\gamma} \quad (2.8)$$

Dove

- D_c , diametro di avvolgimento primitivo sulla condotta;
- μ , coefficiente di attrito in direzione tangenziale tra cinghia e puleggia;
- γ , semi-angolo di apertura della puleggia.

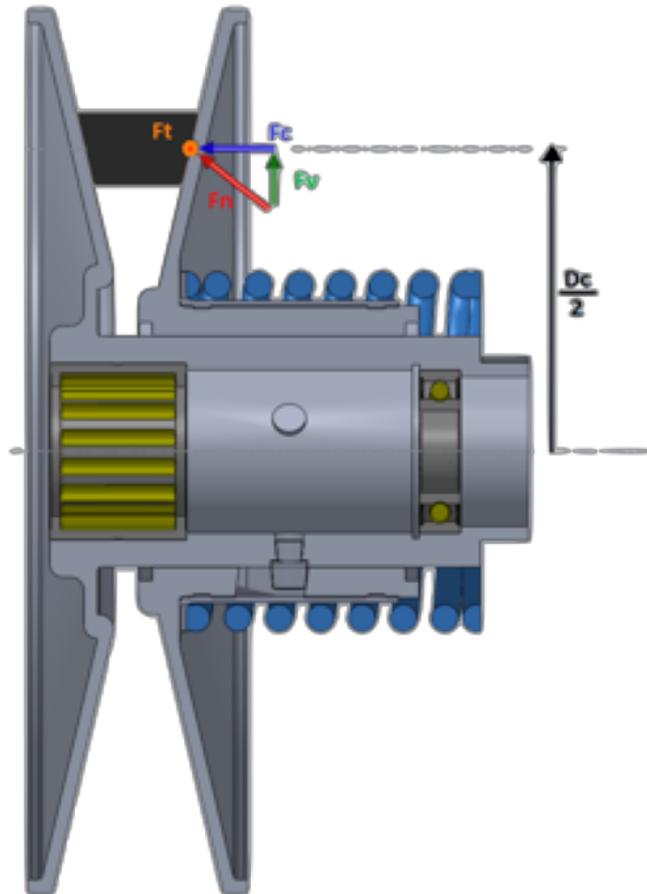


Figura 2.4 – Forze agenti sulla cinghia

2.2 Forze agenti sui rami della cinghia

Volendo studiare il funzionamento del variatore durante i transitori, ovvero durante la fase di cambiata, le relazioni note per determinare le tensioni agenti sui rami della cinghia nel caso di trasmissioni aperte sono valide solo nel caso statico. Nella realtà la cinghia si muove sia in direzione radiale che circonferenziale ed il moto radiale provoca una componente di forza d'attrito radiale e rende perciò non circolare la traiettoria della cinghia (fig. 2.5).

Per tenere conto di tale fenomeno si è introdotto un angolo di attrito ϕ_c , definito come l'angolo formato dalla direzione della velocità $v_{cinghia}$ della cinghia con la direzione della sua componente tangenziale v_{tang} .

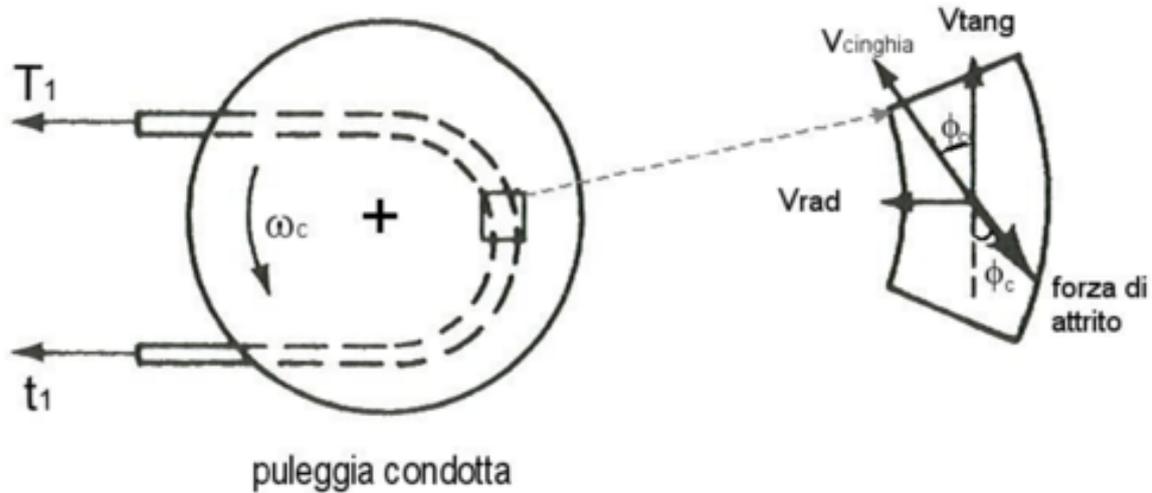


Figura 2.5 – Traiettoria della cinghia in fase di cambiata

Le tensioni T_1 e t_1 agenti sui rami della cinghia durante il transitorio vengono quindi determinate, attraverso una formula sperimentale, in funzione della forza assiale esercitata dal correttore di coppia e riferendosi alla puleggia condotta dato che il complesso del correttore è montato su quest'ultima.

Per il calcolo delle tensioni si utilizza la seguente formula, che tiene in considerazione sia la geometria della trasmissione che l'angolo φ_c di attrito:

$$\frac{T_1}{t_1} = \exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avv c} \cdot \cos\varphi_c}{f^* \cdot \sin\varphi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \sin\frac{\beta}{2}}\right) \quad (2.9)$$

Dove nella (2.9) si è indicato con:

- f^* coefficiente di attrito tra puleggia e cinghia
- $\alpha_{avv c}$ angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia condotta
- φ_c angolo di attrito
- β angolo della gola della puleggia

A questo punto scrivendo il sistema:

$$\begin{cases} \frac{T_1}{t_1} = \exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avv c} \cdot \cos\varphi_c}{f^* \cdot \sin\varphi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \sin\frac{\beta}{2}}\right) \\ M_c = (T_1 - t_1) \cdot \frac{D_c}{2} \\ M_m = (T_1 - t_1) \cdot \frac{D_m}{2} \end{cases} \quad (2.10)$$

Risolvendo tale sistema si ottengono le espressioni delle due tensioni

$$\begin{cases} T_1 = \frac{\exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avv c} \cdot \cos\varphi_c}{f^* \cdot \sin\varphi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \sin\frac{\beta}{2}}\right) \cdot M_m \cdot \frac{2}{D_m}}{\exp\left(\frac{f^* \cdot \alpha_{avv c} \cdot \cos\varphi_c}{f^* \cdot \sin\varphi_c \cdot \cos\frac{\beta}{2} + \sin\frac{\beta}{2}}\right) - 1} \\ t_1 = T_1 - M_m \cdot \frac{2}{D_m} \end{cases} \quad (2.11)$$

Nel sistema (2.11) l'unica incognita è l'angolo di attrito φ_c il quale può essere determinato, nota la geometria della trasmissione, utilizzando la formula sperimentale:

$$\varphi_c = \frac{\sin\beta + \sqrt{\sin^2\beta - 4 \cdot \left(4A + \sin^2\frac{\beta}{2}\right) \cdot \left(\cos^2\frac{\beta}{2} - 4f^{*2} \cdot A\right)}}{2f^* \cdot \left(4A + \sin^2\frac{\beta}{2}\right)} \quad (2.12)$$

Dove il termine A vale:

$$A = \left(\frac{F_c \cdot D_m}{M_m \cdot 2}\right)^2 \quad (2.13)$$

Il calcolo delle tensioni è utile al fine della determinazione delle forze assiali che si scambiano le due pulegge: queste infatti generano una forza che tende ad “avvicinare” i due alberi che causa in particolare una forza di attrito tra boccola di scorrimento della puleggia motrice e relativo mozzo. Tale forza tende a sottrarsi a quella assiale generata dalle masse cilindriche,

come si vedrà nel capitolo successivo.

2.3 Forze agenti sulla puleggia motrice

Avendo già esposto nel paragrafo 1.4 il funzionamento della puleggia motrice ed i parametri costruttivi che ne influenzano il comportamento procediamo quindi ad esaminare le forze agenti sulla singola massetta contenuta all'interno della puleggia mobile visto che costituisce l'unico organo di manovra presente nella puleggia mobile ed è responsabile del movimento della puleggia in senso assiale.

Facendo riferimento alla fig. 2.6, per l'equilibrio deve valere:

$$F_c - F_{cr} \sin \beta - F_n \sin \alpha = 0 \quad (2.14)$$

$$F_{cr} \cos \beta - F_n \cos \alpha = 0 \quad (2.15)$$

$$F_c = m\omega^2 Y_r \quad (2.16)$$

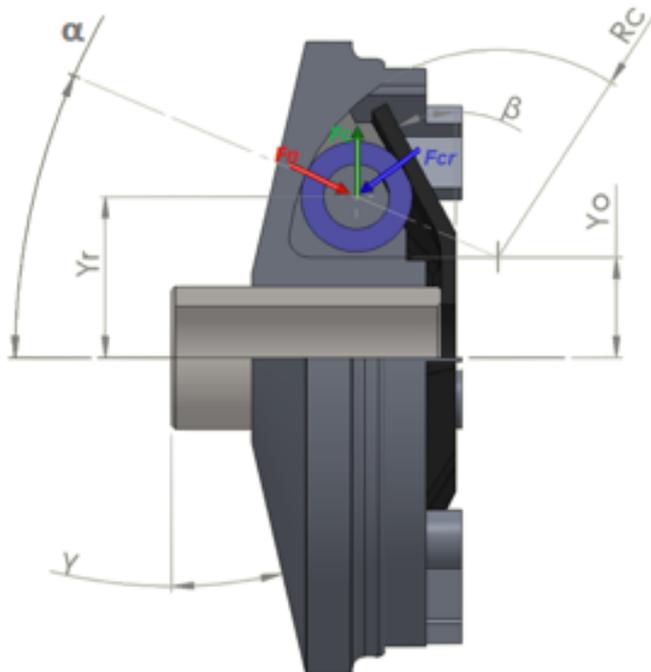


Figura 2.6 – Forze agenti sulla singola massa cilindrica

dove

$$Y_r = Y_0 + \left(R_c - \frac{\phi_{rullo}}{2} \right) sen\alpha \quad (2.17)$$

A questo punto siamo in grado di ricavare la forza esercitata dalla singola massetta sulla puleggia mobile:

$$F_n = \frac{m\omega^2 Y_r}{cosatan\beta + sen\alpha} \quad (2.18)$$

moltiplicando questa forza per il numero di massette presenti nella puleggia (generalmente 6 o 9) si è in grado di conoscere la forza totale agente sulla puleggia per mezzo di queste ultime e

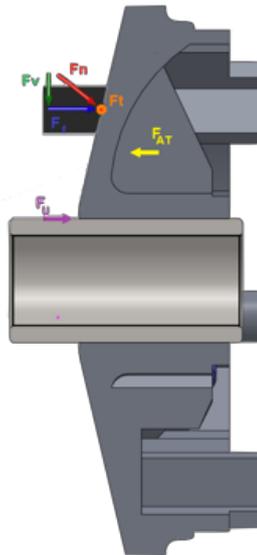


Figura 2.7 – Forze agenti sulla semipuleggia mobile

che le permette sia di traslare sul mozzo sia di trasmettere la potenza e che quindi risulta pari a

$$F_{AT} = nF_n cos\alpha \quad (2.19)$$

Esaminiamo adesso le forze agenti sulla puleggia mobile (fig. 2.7):

- F_u è la forza di attrito tra mozzo e puleggia mobile;
- F_{AT} rappresenta la forza assiale totale generata dalle massette;

- F_f è la componente orizzontale della forza che l'organo flessibile imprime sulla superficie della puleggia.

A questo punto, volendo valutare l'equilibrio assiale della puleggia mobile, avremo che

$$F_f + F_u - F_{AT} = 0 \quad (2.20)$$

in particolare la forza F_f è la stessa che, nell'analisi della puleggia condotta, è stata denominata F_c per cui la puleggia condotta ha un effetto diretto su quella mobile: anche qui, infatti, fino a quando la sommatoria di F_{AT} e di F_u non supera il valore di F_f non si ha alcuna variazione del rapporto ed inoltre se quest'ultima ha un valore più elevato del necessario si ha dissipazione di potenza e slittamento dell'organo flessibile sulla puleggia mobile con relativo innalzamento della temperatura.

Infine possiamo esprimere la coppia trasmissibile dalla puleggia come:

$$C = \frac{(F_{AT} - F_f - F_u)\mu}{\cos\gamma} \cdot D_m \quad (2.21)$$

dove D_m rappresenta il diametro di avvolgimento e μ è il coefficiente di attrito tra l'organo flessibile e la superficie delle pulegge.

2.4 Posizione della puleggia motrice

Le masse cilindriche presenti all'interno della puleggia mobile hanno anche il compito di determinare la posizione della stessa e di farla muovere in senso assiale. Vogliamo quindi definire la relazione che intercorre tra la posizione della singola massa cilindrica e quella assiale

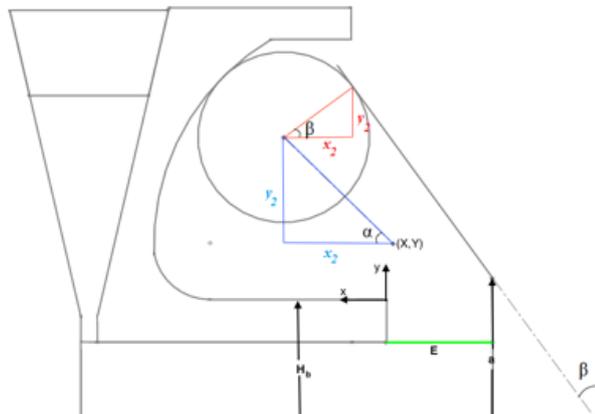


Figura 2.8 – Geometria della semi-puleggia mobile

della puleggia. Osservando la figura notiamo che lo spostamento assiale è caratterizzato sia dal raggio di curvatura R_c della pista di scorrimento, avente centro in (X, Y) e che assumiamo essere costante, sia dall'inclinazione della calotta, determinando le relazioni geometriche tra questi parametri si è quindi in grado di definire lo spostamento assiale della puleggia mobile E rispetto alla calotta (evidenziato in verde):

$$Y_R = Y_2 + Y = (R_c - \frac{d_r}{2}) \cdot \text{sen}\alpha + Y \quad (2.22)$$

$$X_R = X_2 - X = (R_c - \frac{d_r}{2}) \cdot \text{cos}\alpha - X \quad (2.23)$$

$$Y_C = Y_R + Y_2 = Y_R + \frac{d_r}{2} \cdot \text{sen}\beta \quad (2.24)$$

$$X_C = X_R - X_2 = X_R - \frac{d_r}{2} \cdot \text{cos}\beta \quad (2.25)$$

Le quattro coordinate trovate sono tutte riferite al sistema di coordinate (x, y) posizionato sulla puleggia mobile, a questo punto è possibile trovare la distanza cercata come:

$$E_v = \frac{(Y_C + H_b - a)}{\tan(\pi - \beta)} - X_C \quad (2.26)$$

Questa grandezza rappresenta l'escursione della semi-puleggia motrice: una volta nota, come si vedrà nel paragrafo successivo, si è in grado di stabilire il corrispondente diametro di avvolgimento della cinghia sulla puleggia.

2.5 Relazione spostamento assiale-diametri di avvolgimento

In questo paragrafo si vuole determinare la relazione esistente tra lo spostamento assiale della puleggia mobile ed il relativo diametro di avvolgimento occupato dalla cinghia.

Facendo riferimento al caso della puleggia motrice, fig. 2.9, durante la fase di accelerazione in

cui si passa da un rapporto corto ad uno più lungo il diametro primitivo di avvolgimento della cinghia va aumentando, passando, ad esempio, da d_{pm1} a d_{pm2} .

Come si osserva dalla fig. 2.10 il valore dello spostamento assiale S_{m12} (corrispondente alla distanza E_v trovata nel precedente paragrafo), che si verifica quando il diametro primitivo passa da d_{pm1} a d_{pm2} , può essere scritto come:

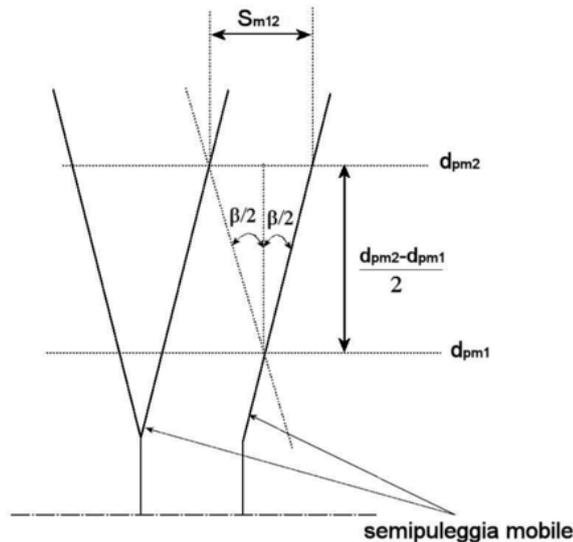


Figura 2.10 - Relazione tra spostamento assiale della puleggia e radiale della cinghia

$$S_{m12} = (d_{pm2} - d_{pm1}) \cdot \tan \frac{\beta}{2} \quad (2.27)$$

Nella formula (2.27) sostituendo al posto del diametro d_{pm2} il valore del diametro d_{pm-max} di avvolgimento massimo della cinghia sulla puleggia ed al posto del diametro d_{pm1} il diametro i -esimo d_{pmi} assunto dalla cinghia nell'istante i -esimo si ottiene l'andamento dello spostamento durante tutta la fase di accelerazione.

L'andamento dello spostamento assiale delle flange mobili, durante la fase di accelerazione in cui si rileva la curva di cambiata, risulta per la semi-puleggia motrice decrescente e per quella condotta crescente, ciò è dovuto al fatto che i diametri di avvolgimento sulle due pulegge vanno, rispettivamente per la motrice e la condotta, aumentando e diminuendo

In tal modo è perfettamente nota la geometria della trasmissione per ogni istante, ovvero per ogni numero di giri della puleggia motrice.

Capitolo 3

3 VALIDAZIONE DEL MODELLO MATEMATICO

Al fine di validare il modello matematico esposto nel capitolo 2 è stato necessario eseguire una serie di attività sperimentali con lo scopo di acquisire i dati rappresentativi delle condizioni di funzionamento di una trasmissione CVT.

A tale scopo sono stati scelti, in accordo con il reparto esperienze, un motore ed una trasmissione prodotti dall'azienda i quali sono stati adeguatamente strumentati: è stato quindi necessario studiare i sistemi di acquisizione esistenti nelle sale prova Malossi e capire come integrarli con i sensori scelti per le rilevazioni realizzando anche un modulo di interfaccia apposito.

Infine i dati acquisiti sono stati trattati attraverso l'utilizzo di alcuni script Matlab e confrontati con quelli calcolati dal modello matematico nelle stesse condizioni operative delle prove.

3.1 Scelta del motore e della trasmissione

Per l'allestimento del motore sperimentale sono stati utilizzati dei carter motore Malossi modello MHR C-ONE, prodotto destinato alle competizioni per veicoli Piaggio: questi sono stati lavorati per permettere l'alloggiamento dei sensori e, come si vedrà successivamente, per l'inserimento della puleggia motrice elettro-attuata.

Tale scelta si giustifica con il fatto che i carter sono in grado di ospitare tutte le famiglie di gruppi termici prodotti dall'azienda consentendo così la massima libertà di scelta anche per attività sperimentali future.



Figura 3.2 - Motore sperimentale utilizzato per le attività

Il gruppo termico utilizzato si colloca nella fascia intermedia di prestazioni all'interno della gamma Malossi e presenta le seguenti caratteristiche:

- Alesaggio: 47 mm;
- Corsa 39.3 mm;
- Potenza Massima 6.6 kW a 8500 Rpm;
- Coppia Massima 7.35 Nm a 8000 Rpm;

La scelta di un gruppo termico non troppo esuberante in termini di prestazioni è stata concordata insieme ai tecnici Malossi che hanno sottolineato come la trasmissione abbia un punto di equilibrio meno stabile con elevate coppie sviluppate e caratteristiche del motore più esasperate come quella dei motori due tempi ad alte prestazioni (che presentano il punto di coppia massima e quello di potenza massima molto vicini): essendo lo scopo principale di questo studio la validazione di un modello matematico è stato naturale scegliere un gruppo termico meno esasperato durante le acquisizioni.

La trasmissione su cui si è effettuata l'attività di sperimentazione è la MHR Over-Range, top di gamma per quanto riguarda i gruppi termici da 70cc ed utilizzata anche su cubature più impegnative che arrivano a 94cc e che presenta le seguenti caratteristiche:

- Rapporto di trasmissione teorico $3.5 \div 0.8$;

- Interasse 270 mm;
- Puleggia condotta in alluminio, Ø 134 mm con due diverse inclinazioni delle camme;
- Puleggia motrice in alluminio, Ø 101 mm;
- Cinghia di trasmissione in kevlar®;
- Boccola di scorrimento in materiale sinterizzato ed autolubrificante;



Figura 3.3 - Trasmissione Malossi MHR Over Range

Le superfici di scorrimento della cinghia hanno una particolare diamantatura, ottenuta durante una delle fasi di lavorazione, che garantisce maggiore durata e prestazioni.

Il motore è stato infine corredato con un impianto di alimentazione con diametro del diffusore da 21mm ed una accensione ad anticipo variabile. La riduzione finale è stata ottenuta con degli ingranaggi a denti dritti e rapporto di trasmissione pari a 7,7.

3.2 Grandezze da rilevare

Al fine di analizzare nel dettaglio il comportamento dei singoli componenti della trasmissione è stata realizzata un'apposita catena di misura utilizzando alcuni strumenti presenti in azienda ed acquistandone di nuovi per permettere di acquisire:

- coppia in uscita dalla puleggia condotta;
- velocità angolare della puleggia motrice;

- velocità angolare della puleggia condotta;
- diametro di avvolgimento sulla puleggia motrice;
- diametro di avvolgimento sulla puleggia condotta;
- temperatura della cinghia;
- apertura farfalla;

I segnali relativi a tali grandezze, una volta acquisiti, sono state elaborati e trattati in Matlab attraverso uno script in modo da poter essere confrontati con gli output generati dal modello matematico.

3.3 Ambienti di acquisizione

Il reparto esperienze dell'azienda dispone di un ampio spazio per permettere tutte le attività di test e sviluppo di nuovi componenti oltre che della messa a punto di quelli già prodotti dall'azienda.



Figura 3.4 - Sala di controllo con le 3 postazioni

E' composto da una prima sezione in cui sono presenti 3 sale prova di cui una destinata a prove di tipo statico come la calibrazione dell'anticipo di accensione, la rilevazione delle curve di coppia e potenza, prove comparative di diversi componenti, e due utilizzate per svolgere prove

dinamiche quali rilevazione delle curve di cambiata, test di durata dei componenti e messa a punto delle trasmissioni.

Delle due sale prova dinamiche una in particolare risulta automatizzata: è presente infatti un braccio robotico per il controllo del comando del gas in modo da escludere la presenza dell'operatore all'interno della cella.

Una seconda parte invece è destinata all'officina: sono presenti quattro banchi di lavoro attrezzati dove vengono preparati i motori su cui si effettuano i test e studiati quelli per i quali bisogna produrre nuovi componenti.

Per le attività relative a questo studio sono state utilizzate due delle tre celle, in particolare le celle N°2 e N°3.



Figura 3.5 - Officina

Struttura principale cella N°2

La cella N°2 è dotata di un freno a correnti parassite API COM FR100BRL utilizzato in azienda per attività di sperimentazione, rodaggio motori, calibrazione dell'anticipo di accensione ed è stata utilizzata per le prove di tipo statico relative a questo lavoro.

Il freno in questione presenta la caratteristica visibile in figura 3.5, dalla quale si possono notare:

- Potenza massima 73,5 kW;
- Coppia massima 500Nm;
- Velocità di rotazione massima 12000 Rpm;

Sulla flangia posteriore del freno è collocata una ruota fonica a 60 denti accoppiata con un pick-up magnetico tipo Red Lion MP-62TA i cui impulsi vengono trasmessi attraverso un convertitore frequenza-tensione allo strumento di misura.

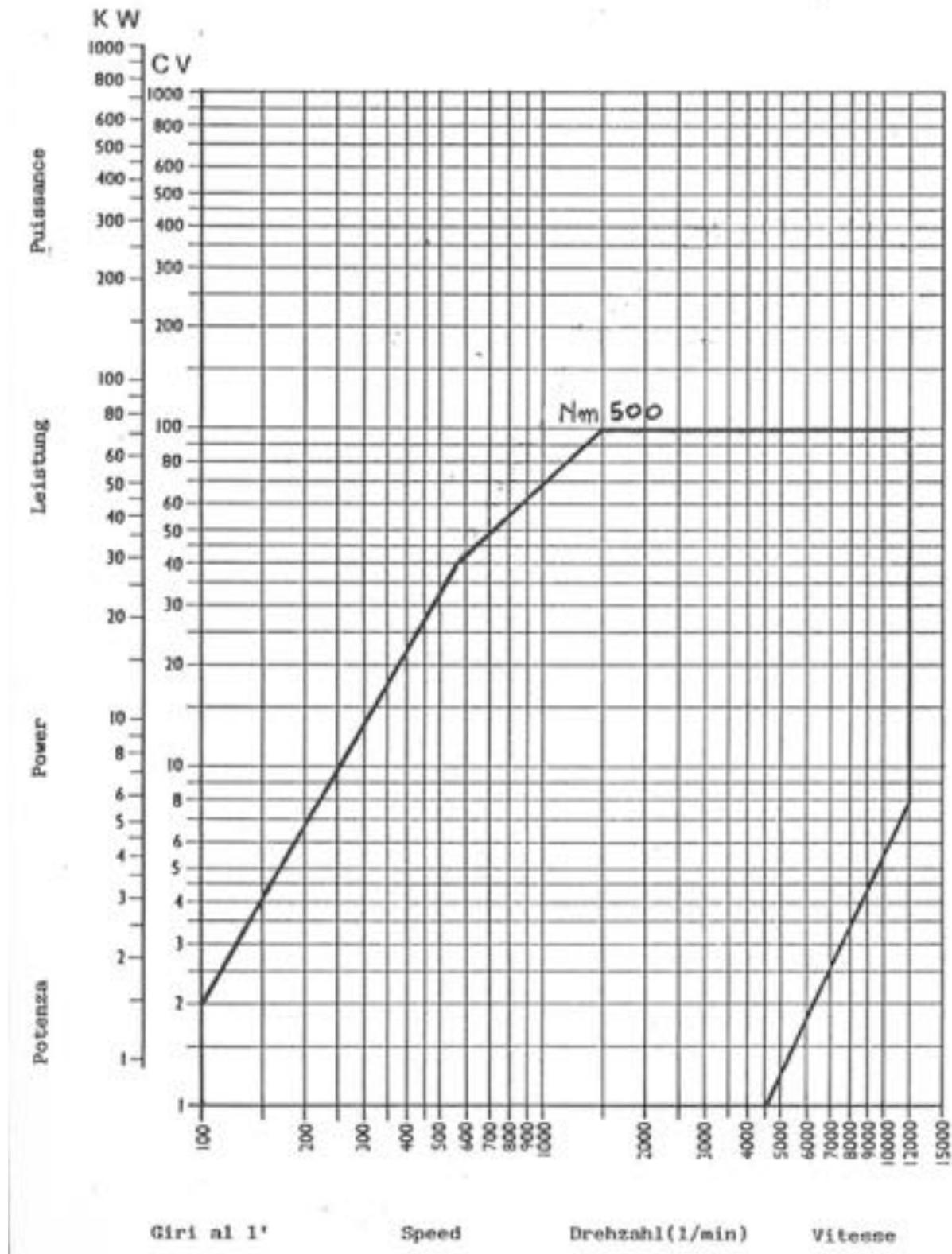


Figura 3.6 - Caratteristica del freno APICOM FR100BRL

Il rilevamento della coppia frenante è invece affidato ad una cella di carico della Revere Transducers che presenta un output nominale di 3.0 mV/V per un carico di 1000 kg.



Figura 3.7 - Vista generale sulla cella N°2

La sala è inoltre dotata di:

- Sistema di ventilazione per simulare il vento di corsa, importante soprattutto quando si effettuano prove su un motore a 2 tempi che spesso risulta avere lo scarico esposto e che quindi raffreddandosi varia il suo funzionamento;
- Sistema di trattamento dell'aria comburente che viene situato nei pressi dell'aspirazione in modo da "inglobarla" e mantenere condizioni di temperatura e pressione costanti;
- Sensore di pressione piezoelettrico sotto candela e relativo amplificatore di carica per la rilevazione di eventi detonanti;
- Modulo di interfaccia con termocoppie tipo K (fino ad 8);

Per questa attività non è stato utilizzato l'ambiente di acquisizione della sala prova bensì un datalogger esterno a cui è stata collegata tutta la sensoristica: questa scelta è stata fatta per avere una maggiore libertà nella gestione degli ingressi e nel successivo trattamento dei segnali, acquisendo tutti i dati in un unico ambiente e trattandoli attraverso degli script in Matlab.

Struttura principale cella N°3

La sala prova è dotata di freno a correnti parassite di tipo dinamico e, come accennato in precedenza, viene utilizzata principalmente per attività sulle trasmissioni quali:

- Rilevamento della curva di cambiata di variatori di primo equipaggiamento;
- Sperimentazione di prototipi con nuove rampe di scorrimento rulli;
- Messa a punto finale, tipicamente con prove a pieno carico.
- Rilevamento curve di potenza alla ruota

Oltre a questo vengono anche effettuate delle operazioni di calibrazione di centraline prodotte dall'azienda che possono essere installate aftermarket sui veicoli e che tipicamente vanno ad interfacciarsi con sensori presenti sul veicolo come TPS e sonda lambda.



Figura 3.8 - Vista della cella N°3

Anche in questo caso è presente un sistema di ventilazione che va a simulare il vento di corsa e degli ingressi di tipo K per monitorare fino ad 8 temperature.

Per quello che riguarda questa attività di tesi, la sala prove in questione è stata utilizzata per acquisire le curve di cambiata in diverse condizioni di carico al fine di confrontarle con quelle calcolate dal modello Simulink.

3.4 Acquisizione del segnale della cella di carico

Come detto precedentemente, a causa dei pochi ingressi disponibili nell'ambiente di acquisizione della cella N°2, si è optato per un datalogger esterno a cui poter collegare tutti i sensori necessari ad acquisire i dati per il presente studio. Tra questi vi è la cella di carico il cui segnale viene amplificato in una scatola situata ai piedi del freno a correnti parassite (fig. 3.8)



Figura 3.9 - Cella di carico e scatola di amplificazione del segnale

ed inviato alla cabina in cui è presente il controller del freno e la strumentazione che elabora i segnali visibili sul PC: l'amplificazione a valle del sensore è fatta per scongiurare interferenze, dovendo percorrere diversi metri prima di arrivare all'acquisitore; l'operazione di amplificazione rende il segnale più robusto e meno affetto dai disturbi che sono sempre presenti in una sala prove di questo tipo.

Essendo l'operazione di installazione di una nuova cella di carico scomoda e costosa si è provveduto a consultare la documentazione della strumentazione di cella per capire se il segnale di interesse potesse essere prelevato (già amplificato) senza andare ad interferire con il controller del freno. Sono stati così individuati i pin 5 e 7 del connettore CA4 ai cui capi è misurabile una tensione da 0 a 10 Volt.

Si è provveduto a realizzare un apposito connettore interposto tra il cablaggio proveniente dall'interno della sala ed il connettore presente nella cabina della strumentazione che provvede a prelevare il segnale ed inviarlo al datalogger.

Nota la costante di conversione Nm/Volt è così possibile ottenere una misura della coppia che il freno applica in ogni istante durante le prove.



Figura 3.9 – Vista dell'ingresso CA4 con il connettore per il prelievo del segnale

3.5 Acquisizione giri freno

Per rilevare i giri del freno, e poter quindi ricavare la misura di potenza, si è provveduto ad installare un sensore ad effetto Hall aggiuntivo visto che, a differenza della cella di carico, non è stato possibile prelevarlo dalla strumentazione di cella.

Il motore utilizzato per l'attività sperimentale presenta una velocità di rotazione massima di 9000 Rpm mentre i motori a più alta potenza sfiorano i 14000 Rpm. Durante le prove in stazionario, per la rilevazione della potenza, si utilizza una trasmissione a cinghia dentata 1:1 tra albero motore e albero puleggia condotta ed una riduzione 1:7 tra quest'ultimo e l'asse ruota collegato con il freno.

Noti questi dati ed il numero di denti della ruota fonica pari a 60 si può facilmente calcolare la frequenza massima del segnale da elaborare pari a 2kHz.

Il sensore scelto è della Honeywell serie SNDH e presenta una frequenza di lavoro che va da 1 Hz a 15 kHz e può essere alimentato con una tensione che va da 4.5 a 18 Volt.

Infine è stato realizzato un apposito staffaggio che permetta un ancoraggio stabile sul corpo del freno e la regolazione del gap dai denti della ruota.



Figura 3.10 - Sensore aggiuntivo Honeywell installato sul freno

3.6 Acquisizione giri albero motore

Il motore utilizzato è stato equipaggiato con un'accensione a rotore interno ad anticipo variabile con centralina dotata di microprocessore basato su uP STM-8 8bit.



Figura 3.11 – Modulo di interfaccia giri motore

Per evitare scomode installazioni di magneti sulle pulegge o di ruote foniche sull'albero motore, visti anche gli spazi ristretti, si è deciso di prelevare il segnale di giri dal sistema di accensione attraverso un'interfaccia che va ad interporsi tra la bobina di accensione e centralina e che rileva il segnale di comando per la chiusura del circuito di avvolgimento primario presente sulla bobina, restituendo un segnale digitale che ha la stessa frequenza dei giri motore.

3.7 Acquisizione giri puleggia condotta

Quando la frizione centrifuga è completamente innestata è possibile risalire alla velocità di rotazione della puleggia condotta tramite quella dell'asse ruota, noto il rapporto di trasmissione finale: quindi, nel caso di prove statiche, la misurazione avviene mediante il sensore posto sulla ruota fonica del freno.

Se invece si è in una fase in cui la frizione non è perfettamente innestata allora la misura non può essere effettuata come sopra descritto: al fine di avere una visione più ampia dei fenomeni che avvengono all'interno ed all'esterno della fase di cambiata si è deciso di installare un sensore che legge in maniera diretta la velocità della puleggia condotta.

Come accennato in precedenza la puleggia è costituita da una parte fissa ed una mobile, entrambe in alluminio ed accoppiate con la rispettiva parte in acciaio.



Figura 3.12 - Puleggia condotta fissa con i relativi magneti

Dopo aver effettuato una valutazione degli spazi disponibili tramite CAD si è scelto di ricavare 4 sedi per dei magneti al neodimio-ferro-boro sulla parte in acciaio della puleggia fissa: questi vengono rilevati da un sensore ad effetto Hall situato sul carter che racchiude gli ingranaggi di riduzione finale sul quale è stato ricavato un alloggiamento dedicato.

Anche in questo caso si è fatta una breve analisi sulla frequenza del segnale che si va a rilevare: ipotizzando infatti una velocità di rotazione dell'albero motore di 14000 Rpm ed un rapporto di trasmissione della CVT di 0.8 si avrebbe una frequenza di 1.2 kHz.

Il sensore utilizzato è prodotto dalla Hamlin, caratterizzato da dimensioni molto ridotte e da una frequenza di lavoro che può spingersi fino a 10 kHz, la tensione di alimentazione può andare da 3.8 a 24 Volt.

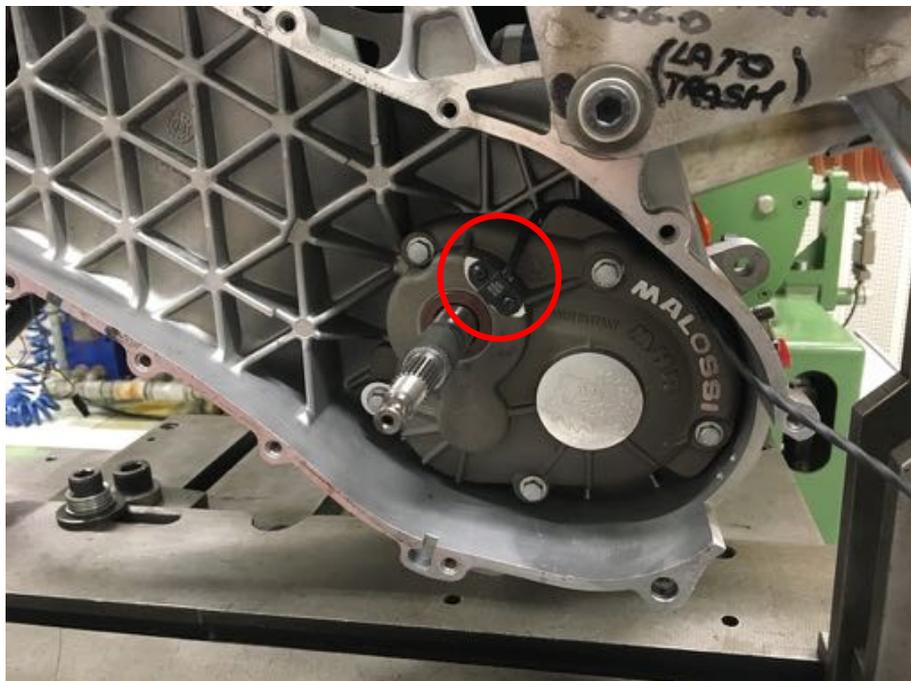


Figura 3.13 - Sensore ad effetto Hall installato sul carter che racchiude il riduttore finale

3.8 Sistema di misura della posizione puleggia

Le semi-pulegge mobili della trasmissione presa in esame sono in grado di compiere una traslazione assiale di 14 mm per permettere la variazione del rapporto di trasmissione. Il fatto che entrambe siano accoppiate con una controparte fissa e che gli spazi all'interno del carter siano molto ristretti rendono difficoltosa la misura diretta del loro spostamento: per questo motivo si è scelto di andare a misurare la variazione di diametro della cinghia sulle pulegge e calcolare la corrispondente posizione assiale, effettuando di fatto una misura indiretta: lo

spostamento assiale della puleggia e la variazione di diametro di avvolgimento della cinghia sono legati dalla formula 2.27 esposta nel capitolo 2:

$$S_{m12} = (d_{pm2} - d_{pm1}) \cdot \tan \frac{\beta}{2}$$

Inoltre per uno spostamento assiale di 14 mm la variazione di diametro è pari a 45mm per cui si è in grado effettuare la misura all'interno di un campo di misura più ampio.

Al fine di effettuare tale rilevazione senza alcun contatto è stato scelto un sensore a triangolazione laser il cui funzionamento è mostrato in figura 3.13.

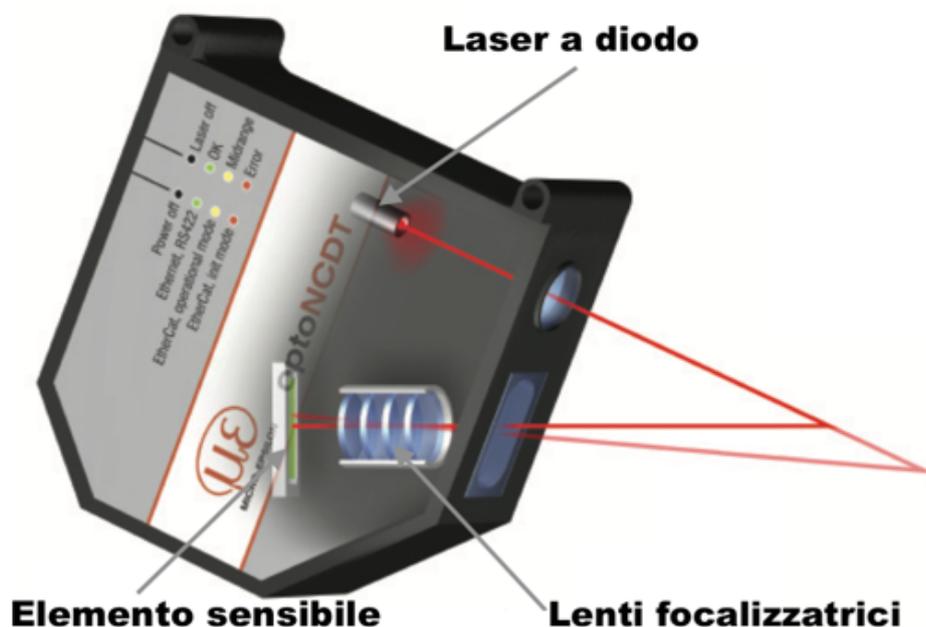


Figura 3.14 – Sensore a triangolazione laser

Una sorgente laser a diodo proietta un fascio di luce visibile e caratterizzato da un diametro del fascio che va a colpire l'oggetto di cui bisogna misurare lo spostamento molto ristretto. La luce riflessa viene ricevuta da un sistema ottico ad una o più lenti che la convogliano su un elemento sensibile allo spostamento: se lo spot cambia posizione i lati del triangolo variano ed in particolare l'ipotenusa si muove all'interno dell'elemento sensibile.

I sensori scelti sono degli OPTO NCDT-1320 prodotti dalla Micro Epsilon che presentano le seguenti caratteristiche:

- Range di rilevazione 50mm (distanza minima 35mm, distanza massima 85mm);
- Dimensioni massime dello spot 630 x 820 μm ;
- Ripetibilità 5 μm ;

- Frequenza di misura settabile a 0.25kHz/0.5kHz/1kHz/2kHz;
- Uscita analogica in corrente 4-20 mA a 12 bit o digitale a 16 bit;

La scelta del posizionamento dei sensori non è stata banale: la cinghia infatti, nella fase di variazione di rapporto e quindi di diametro di avvolgimento, non risulta mai perfettamente centrata con l'asse di rotazione della puleggia, come spiegato nel capitolo 2. Per questo motivo si è scelto di far puntare entrambi i sensori in modo perpendicolare rispetto all'asse di rotazione di entrambe le pulegge in modo da effettuare una misura media.

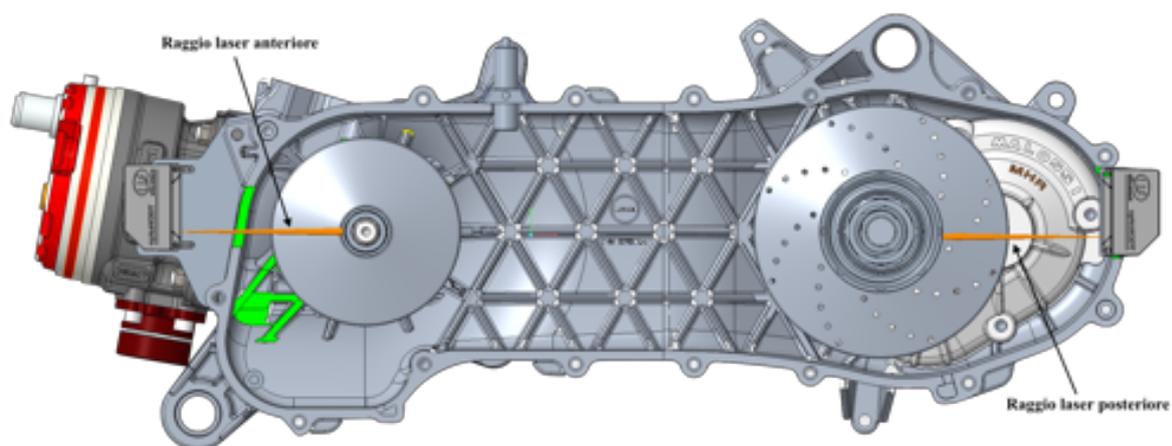


Figura 3.15 - Posizionamento dei due sensori laser all'interno del carter trasmissione

Questo tipo di sensore, essendo a triangolazione, ha bisogno di uno spazio libero più ampio rispetto alla dimensione del fascio, poiché la sorgente laser ed il sistema di ricezione del raggio riflesso sono ad una distanza di 40mm : per questo sono state ricavate due “finestre” di fronte

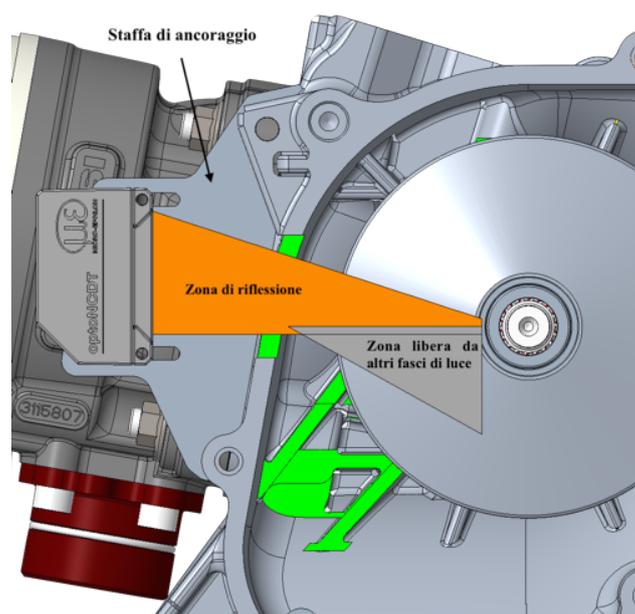


Figura 3.16 – Zone di ingombro del fascio laser

alla zona di installazione che rispettassero i vincoli dati dal costruttore, in particolare per il sensore anteriore che è alloggiato esternamente al vano trasmissione.

A valle del sensore è stato realizzato un piccolo circuito composto da una resistenza ed un condensatore che permette di rilevare un segnale analogico 0-12 V poichè il datalogger utilizzato per l'acquisizione dei dati è dotato di 4 ingressi analogici in tensione.



Figura 3.17 - Sensore di posizione della puleggia motrice durante la fase di calibrazione



Figura 3.18 - Sensore di posizione e sensore di velocità della puleggia condotta

3.9 Sensore di temperatura

Il sensore utilizzato per il monitoraggio della temperatura dell'organo flessibile era già a disposizione dell'azienda in quanto utilizzato per altre attività di sperimentazione, ed è una termocoppia di tipo K ad infrarosso caratterizzata da dimensioni relativamente piccole in grado di rilevare una temperatura che va dai 50°C ai 110°C.



Figura 3.19 - Sensore di temperatura Exergen

Il FOV (Field Of View) del sensore presenta un angolo di 20° che in questa specifica applicazione ha escluso a priori la possibilità di monitorare la temperatura della cinghia quando questa si trova avvolta sulle pulegge: infatti ad una distanza di montaggio X di 80mm (che è la minima a cui fosse possibile installare il sensore visti i diametri delle pulegge) il diametro Y sarebbe stato di 25mm, nettamente maggiore rispetto alla larghezza della cinghia, andando così ad effettuare una misura di temperatura mediata tra puleggia e cinghia.

Il sensore è stato quindi installato in prossimità della puleggia motrice in un punto dove la cinghia compie uno spostamento in senso verticale (figura 3.19) molto piccolo: in questo modo

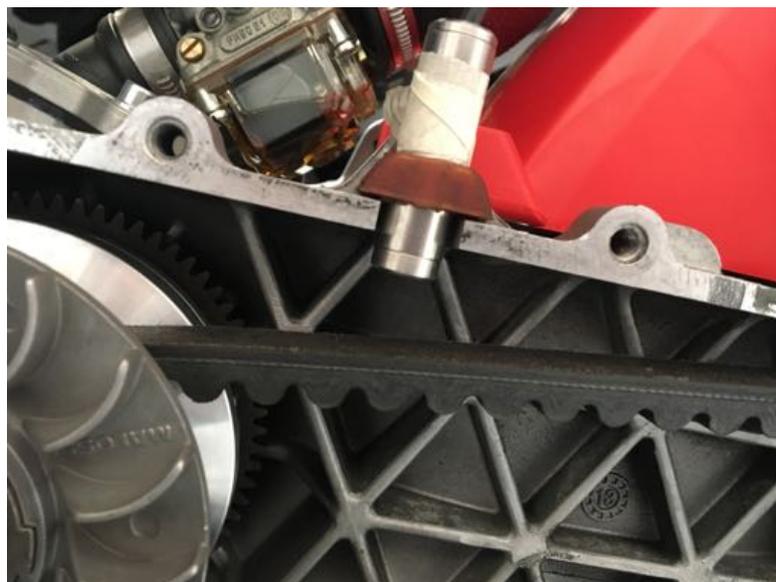


Figura 3.20 - Sensore di temperatura alloggiato nel vano trasmissione

si è potuta realizzare una installazione a distanza molto ravvicinata che ha escluso il problema della misura mediata con quella di altri componenti vicini.

3.10 Sensore TPS

Per il sensore di apertura farfalla, in previsione di sperimentazioni future su motori a maggiore cubatura, è stato acquistato un sistema prodotto dalla Dell'Orto Carburatori integrabile sui diffusori da 26mm e 28mm utilizzati sui motori C-ONE ed RC-ONE.



Figura 3.21 - Sistema TPS DELL'ORTO

Il sistema consiste in uno specifico cappuccio sul quale viene installato un sensore di posizione rotativo collegato ad un albero in ottone: su quest'ultimo si trova un leveraggio che va a contatto con la valvola gas, nel momento in cui la valvola si muove il leveraggio mette in rotazione il sensore che restituisce in uscita una tensione compresa tra 1 V e 4.5 V, proporzionale allo spostamento.

Avendo utilizzato un diffusore da 21 mm è stato necessario realizzare un cappuccio apposito che consentisse l'utilizzo del sensore rotativo andando a mantenere la stessa caratteristica lineare che ha sul cappuccio per diffusori da 28 mm: questo è stato ottenuto mantenendo le medesime quote di distanza dell'asse di rotazione del sensore dall'asse di traslazione della valvola gas e l'altezza della leva che va a contatto con quest'ultima, in questo modo la leva segue lo stesso arco di circonferenza descritto nel sistema Dell'Orto.

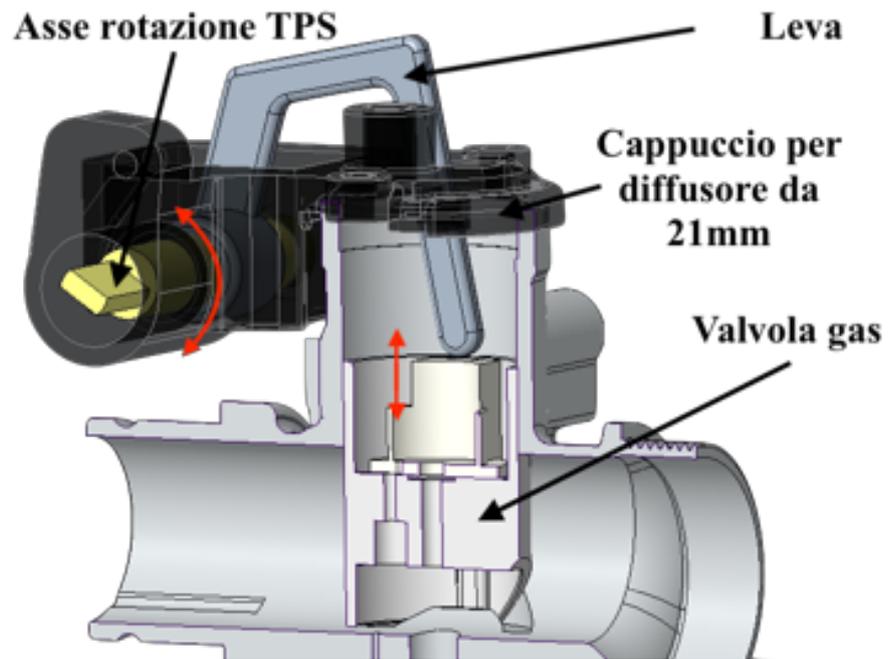


Figura 3.22 - Sistema TPS per il diffusore da 21mm

Il cappuccio, visibile nelle figure 3.21 e 3.22, è stato disegnato al CAD valutando gli ingombri del diffusore da 21mm e realizzato utilizzando la stampante 3D presente in azienda.



Figura 3.23 - Sistema di alimentazione e TPS montati sul motore sperimentale

3.11 Datalogger

Come accennato nel paragrafo 3.3 l'assenza di sufficienti porte analogiche disponibili sull'acquisitore della sala prove ha portato alla scelta di utilizzare un datalogger esterno, al fine di acquisire i segnali dei sensori esposti precedentemente sono infatti risultate necessarie:

- 2 porte analogiche in tensione per i sensori di posizione;
- 1 porta analogica in tensione per il TPS;
- 1 porta analogica in tensione per il segnale della cella di carico;
- 3 ingressi in frequenza per i giri pulegge e freno;
- 1 ingresso per termocoppie tipo K relativa al sensore di temperatura cinghia.

Dopo alcune valutazioni effettuate insieme al personale dell'ufficio tecnico si è scelto di utilizzare il sistema della Racelogic, un V-box V3i, già in possesso dell'azienda ed utilizzato per prove su strada o pista come telemetria.



Figura 3.24 - Datalogger Vbox

Il sistema è composto da un dispositivo principale visibile in figura 3.23 al quale è possibile collegare dei moduli aggiuntivi per l'acquisizione di svariati segnali.

Il Vbox è dotato principalmente di:

- 4 ingressi analogici in tensione differenziale con risoluzione a 24 bit e accuratezza di 400 μ V, utilizzabili simultaneamente e configurabile dall'utente;
- 2 uscite analogiche a 16 bit;
- 2 porte CAN-bus configurabili a 125kbit/s, 250 kbit/s, 500 kbit/s, 1 Mbit/s;
- Comunicazione via USB, bluetooth o attraverso porta RS232;
- Frequenza di log impostabile a 100Hz, 50Hz, 20Hz, 5HZ, 1Hz;

- Possibilità di logging su memoria Compact Flash;

Il Vbox soddisfa quindi a pieno le richieste in termini di porte analogiche ma è stato necessario utilizzare anche il modulo per segnali in frequenza FIM-03 che presenta le seguenti caratteristiche:

- 4 ingressi in frequenza con range da 1Hz a 20kHz;
- Connessione diretta con sensori di tipo induttivo;
- Possibilità di impostare il calcolo automatico di Rpm o velocità ruota;
- Possibilità di scalare o dare offset internamente attraverso il software di configurazione fornito dalla Racelogic;
- Tensione operativa 6-24 V DC e comunicazione via CAN-bus;



Figura 3.25 - Modulo di frequenza per il datalogger

Infine, per interfacciarsi con il sensore di temperatura, è stato utilizzato anche il modulo TC8 specifico per l'applicazione di termocoppie e che presenta le seguenti caratteristiche:

- 8 canali di ingresso per termocoppie tipo K;
- Supporto di frame con formato standard ed esteso;
- CAN settabile fino a 1 Mbit/s

I due moduli ed il V-box comunicano attraverso la linea CAN-bus fornendo quindi i dati in maniera sincrona.

Con l'utilizzo di questa strumentazione è stato possibile acquisire tutti i segnali in maniera indipendente dal sistema di banco che è stato quindi utilizzato solo per controllare i dispositivi presenti in sala prove.

Nella catena di misura, interposto tra il datalogger ed i sensori è stata collocata un'interfaccia hardware in grado di svolgere diversi compiti:



Figura 3.26 - Modulo di interfaccia per le termocoppie

- Alimentazione di tutti i sensori utilizzati per lo studio, ingresso a 12 V;
- Comunicazione con il datalogger;
- Schermatura dai disturbi presenti in sala prova;

Si è proceduto andando a studiare il singolo pinout e le caratteristiche di ogni sensore in modo da garantirne il corretto funzionamento, successivamente sono stati selezionati i connettori più opportuni da utilizzare ed infine è stata realizzata la documentazione che descrivesse il layout della scheda contenuta all'interno dell'interfaccia.

La realizzazione dell'hardware appena progettato è stata affidata ad un noto fornitore dell'azienda ed il risultato finale è visibile in figura 3.26, mentre in figura 3.27 è illustrato il layout finale della catena di misura.



Figura 3.27 – Hardware di interfaccia sensori-datalogger

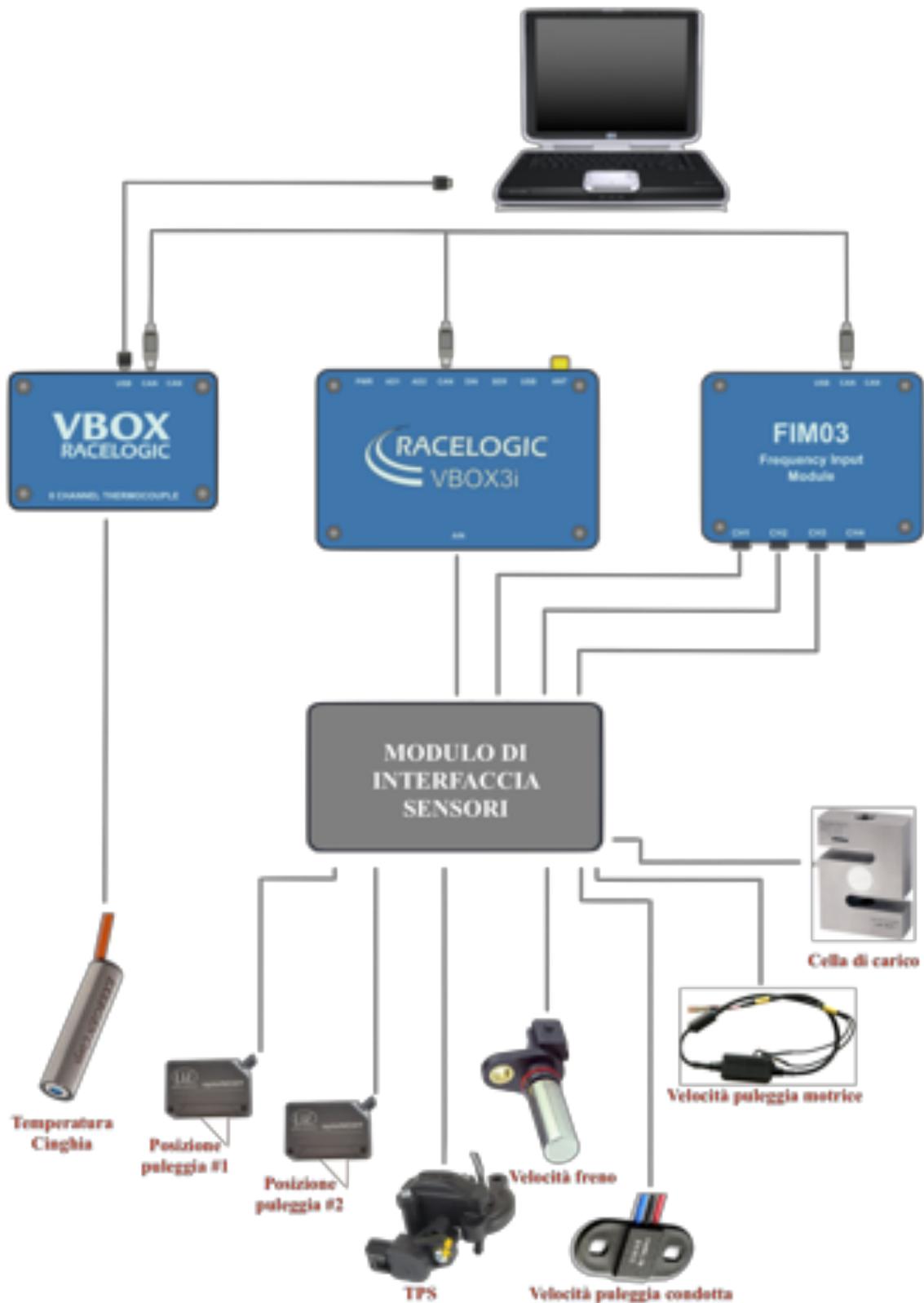


Figura 3.28 - Layout della catena di misura

3.12 Attività sperimentale

Le attività all'interno della sala prova N°2 hanno richiesto un totale di 7 giorni, inclusi 2 giorni per il montaggio del motore e relativo staffaggio al banco, del suo rodaggio e della sua messa appunto in termini di carburazione.

In fig. 3.28 è possibile vedere il motore durante la fase di montaggio sul banco statico: in primo piano ci sono l'albero motore (su cui viene fissato il variatore) e l'albero condotto che coincide anche con l'albero primario del riduttore di velocità. Si nota poi una parte dell'asse ruota, coincidente con l'albero finale del riduttore, il quale risulta rigidamente collegato con l'asse del freno.

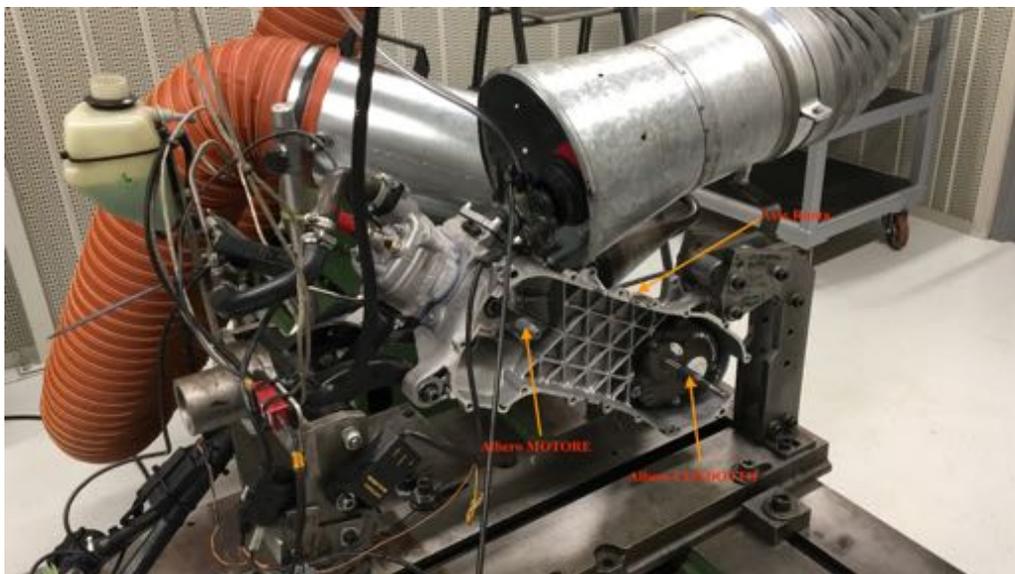


Figura 3.29 - Motore in fase di montaggio sul banco prova

Il primo giorno di test è stato dedicato all'acquisizione delle curve di coppia/potenza del motore, per questo è stata smontata la CVT ed installata una trasmissione a cinghia dentata 1:1 tra albero motore ed albero condotto. Il campo di funzionamento esplorato è di circa 8000 Rpm con intervalli di 500 Rpm per i primi 4000 Rpm ed infittendo poi, per carichi del 40%, 60%, 80% e 100%, la caratteristica del motore è visibile in figura 3.29.

Si nota anche che, mentre per le condizioni di 100%, 80% e 60% di carico l'andamento delle curve è abbastanza simile, la curva al 40% presenta notevoli differenze poiché le fasature di aspirazione e scarico, che in motore a due tempi ad aspirazione lamellare sono tipicamente fisse, non sono ottimizzate per lavorare in tali condizioni di apertura farfalla. In aggiunta vi è anche una questione legata all'anticipo di accensione: questo viene variato infatti solo in funzione dei giri motore indipendentemente dall'apertura della farfalla ed è ottimizzato per la

condizione di pieno carico, ne consegue che al 40% di apertura farfalla si ha un anticipo ritardato rispetto alla condizione ideale spostando il ciclo verso la fase di scarico e peggiorando ulteriormente le prestazioni.

Tali dati sono stati utilizzati in fase di validazione del modello per interpolare la coppia motrice erogata dal motore in funzione del carico e dei giri motore.

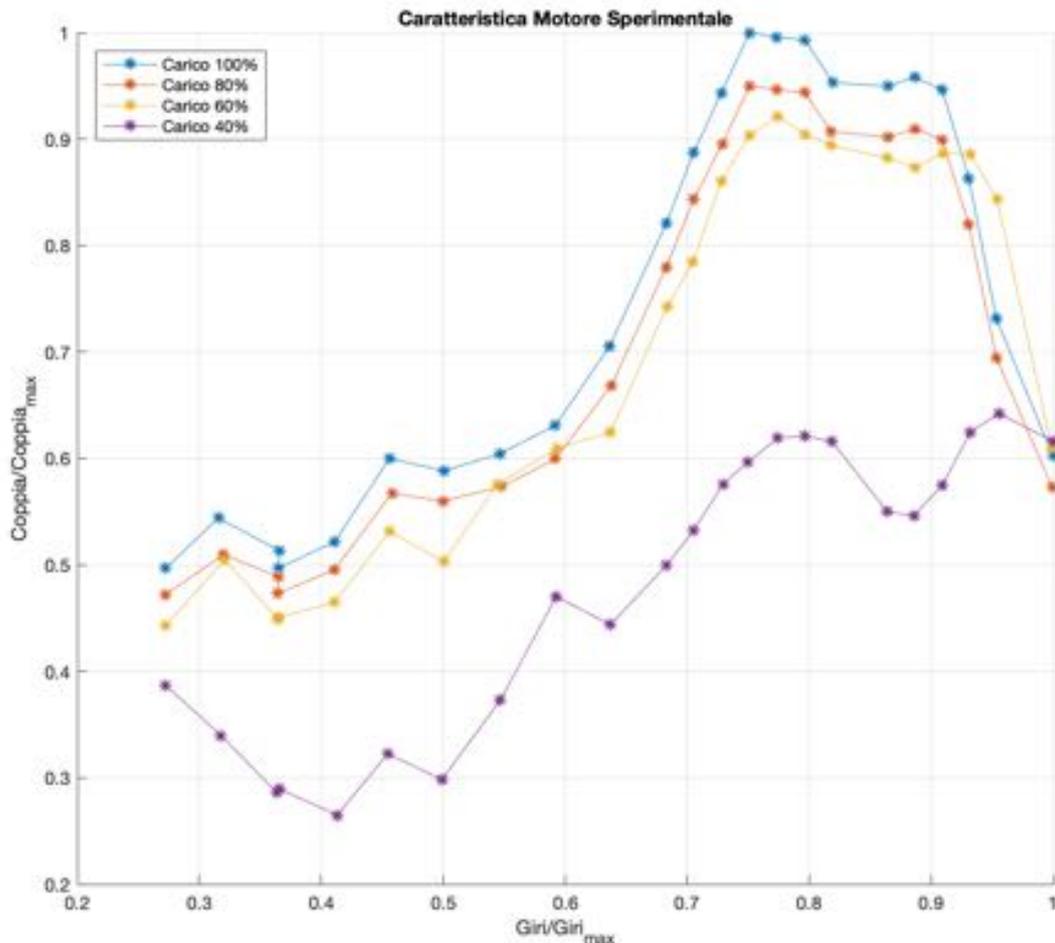


Figura 3.30 - Caratteristica di coppia del motore sperimentale

Una volta eseguite le misure di coppia e potenza è stata montata la trasmissione CVT: i test sono stati eseguiti alle stesse percentuali di carico utilizzate per le prove di potenza e controllando il freno in giri per ottenere una data omega dell'asse finale del riduttore corrispondente ad una velocità ruota.

Operativamente, una volta portato il motore alla sua temperatura di esercizio, è stata fissata la posizione della farfalla e portato il freno in 22 differenti punti di velocità per un tempo di 4 secondi: il datalogger ha quindi registrato 4 prove (una per ogni percentuale di carico) ad una frequenza di 100Hz, per questo in fase di post-elaborazione dei dati è stato necessario andare ad effettuare una finestra per ogni segnale acquisito in modo da poter mediare i dati per ogni punto motore.

Prendendo in esame il segnale relativo ai giri motore, in figura 3.30, è possibile osservare il dato ottenuto e le tre fasi principali di ogni test.

I valori di inizio e fine finestra, evidenziati dalle rette arancioni, sono stati ottenuti andando ad osservare il segnale dei giri motore ed escludendo le zone di riscaldamento e cooldown: questa

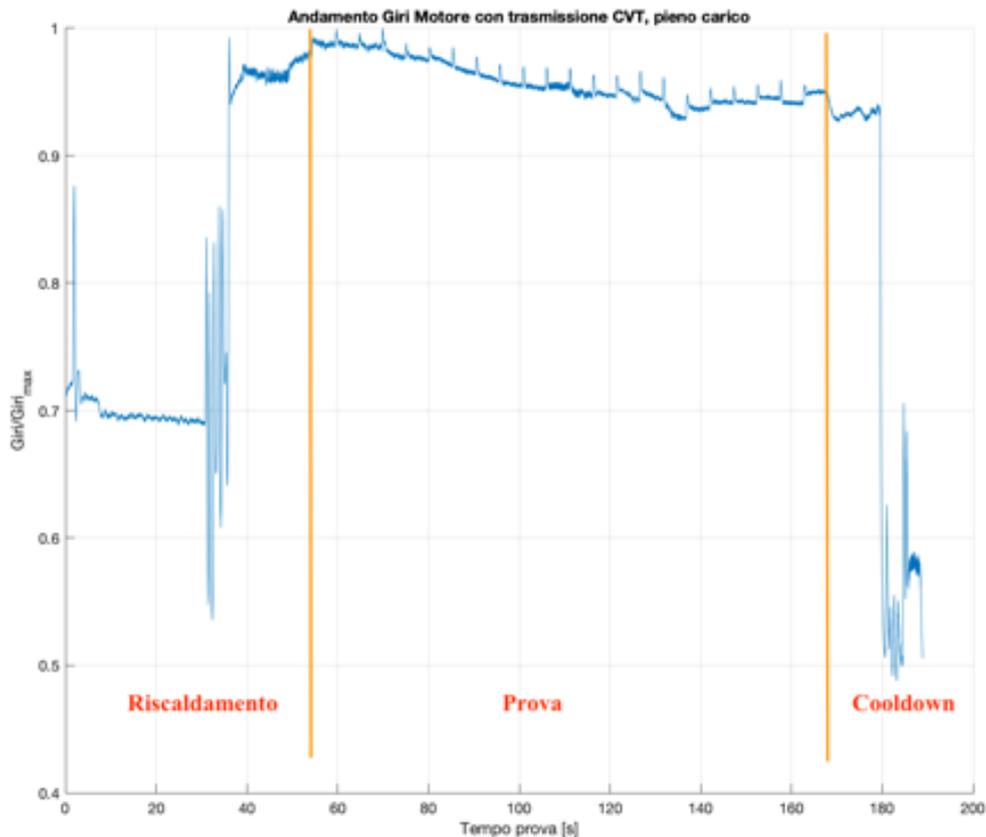


Figura 3.31 - Dati grezzi di una prova a pieno carico sul banco statico

operazione è stata effettuata manualmente visto che l'input per l'inizio e la fine del log dei dati era dato manualmente.

Una volta effettuata la finestrazione, note la frequenza di acquisizione e la durata di ogni punto, sono noti il numero di campioni acquisiti per ognuno di essi, per cui attraverso la funzione di reshape in Matlab è stato possibile riorganizzare ogni vettore di dati in una matrice in cui ogni riga corrispondesse ad uno dei 22 punti di prova: escludendo i primi 50 campioni ed effettuando la media dei valori presenti su ogni riga è stato possibile ottenere il valore rappresentativo di ogni grandezza acquisita.

L'operazione di esclusione dei primi 50 campioni è dovuta al fatto che, nel passaggio da un punto a quello successivo, la trasmissione ed il motore hanno un transitorio in cui vanno a raggiungere un nuovo punto di equilibrio che dall'osservazione dei dati è risultato durare mediamente 0.5 secondi (visibile in fig. 3.31): il numero di campioni escluso è relativo proprio a questa fase (acquisizione a 100 Hz).

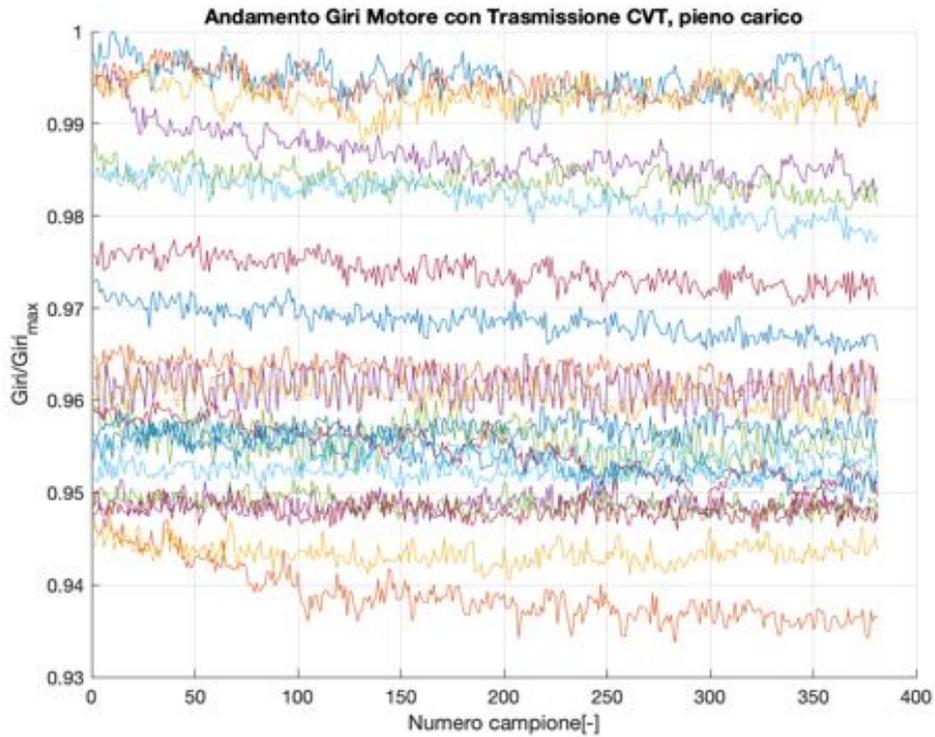


Figura 3.32- Valori dei giri motore della prova di figura 3.30, finestrati e decurtati dei primi 50 campioni



Figura 3.33 - Valori di giri mediati relativi alla figura 3.30

I dati acquisiti hanno evidenziato alcuni aspetti interessanti per quanto riguarda le temperature di esercizio, il rapporto di trasmissione realizzato e il rendimento della trasmissione.

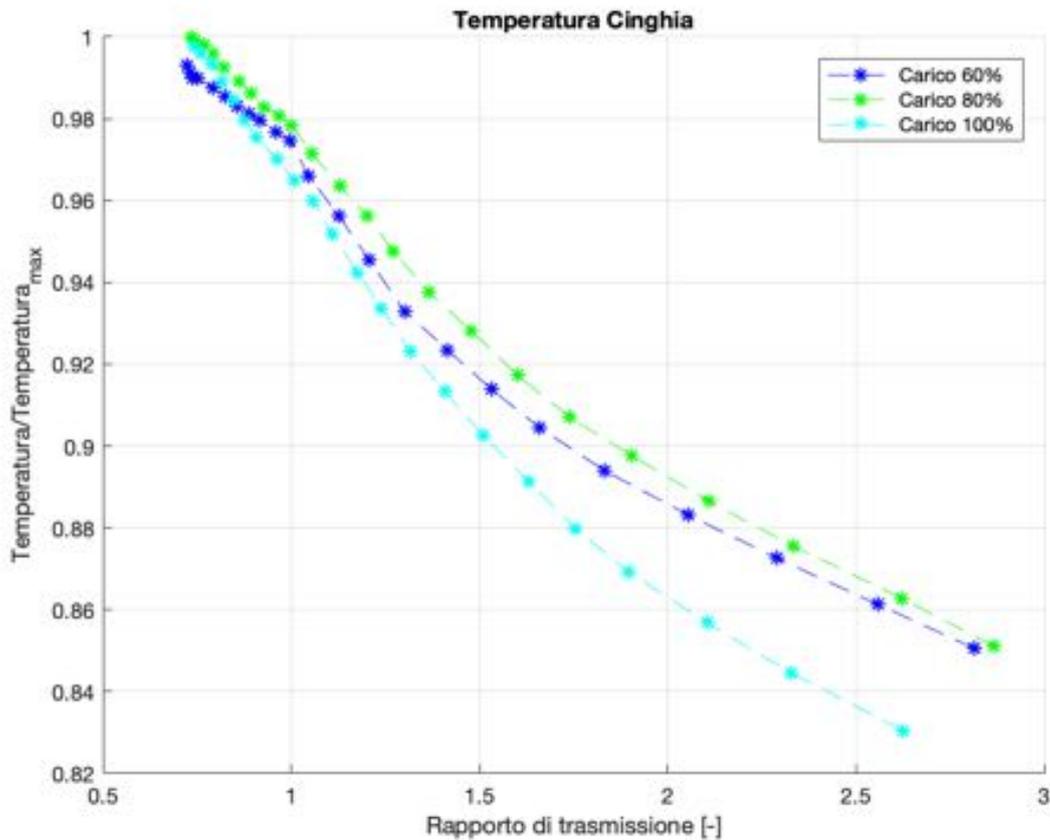


Figura 3.34 - Temperature della cinghia a diversi carichi

Osservando la figura 3.33 relativa all'andamento delle temperature della cinghia si può notare come queste, soprattutto sui rapporti corti, siano più basse quando il carico è massimo: questo si spiega con il fatto che la trasmissione è ottimizzata per il funzionamento a pieno carico, in virtù dell'utilizzo di questo tipo di motori.

Un altro aspetto interessante che si può notare è la forte dipendenza delle temperature dal rapporto di trasmissione più che dal carico: si è osservato infatti un delta di circa 10 °C per ognuna delle 3 curve con un massimo in prossimità del rapporto più lungo ovvero quando la molla di contrasto subisce la massima compressione e quindi la spinta assiale sulle pulegge posteriori è maggiore, Si può quindi notare che la molla di contrasto incide molto sulla dissipazione di energia all'interno della trasmissione.

Passando alla fig. 3.34, sono rappresentati il rapporto di trasmissione ideale, ottenuto dalla misura dei diametri di avvolgimento della cinghia sulle rispettive pulegge, ed il rapporto di trasmissione reale, ottenuto dalle misure di velocità di rotazione.

Si può notare che per i rapporti più corti le due curve sono differenti e tendono a convergere verso gli stessi valori man mano che ci si avvicina verso il rapporto unitario: questo è dovuto in particolare ai diametri di avvolgimento della puleggia motrice che risultano essere troppo

bassi per riuscire a trasmettere tutta la coppia erogata dal motore (vedere il paragrafo 3.13 relativo alla validazione del modello).

Una volta ultimata la fase dei test statici il motore è stato smontato dal banco nella cella N°2, montato su un telaio provvedendo ad installare il sistema di raffreddamento e la ruota posteriore

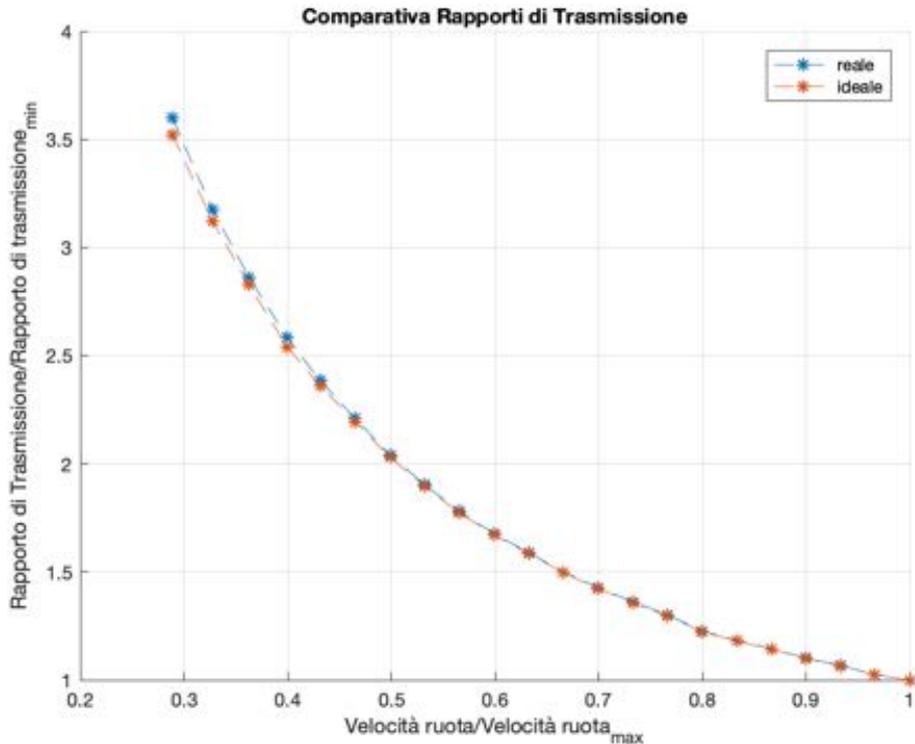


Figura 3.35 - Confronto tra il rapporto di trasmissione ideale e quello reale

in modo da poter essere testato nella cella N°3, in cui è presente il freno dinamico.

Per questi test sono stati utilizzati tutti i sensori visti in precedenza fatta eccezione per il segnale della cella di carico: infatti lo scopo principale di questa seconda attività è stato quello di ottenere delle curve di cambiata agli stessi carichi utilizzati nelle prove di tipo statico senza misurazioni di potenza alla ruota. Inoltre il sensore di velocità che era montato sulla ruota fonica del freno nella cella N°2 è stato spostato sulla campana frizione ed utilizzato per rilevare la velocità della ruota.

Sono quindi state effettuate delle prove di accelerazione ed anche in questo caso si è proceduto ad acquisire i dati in maniera indipendente dal sistema presente in cella che è stato quindi utilizzato solo per gestire la frenatura del rullo.

I dati di giri motore e velocità del veicolo acquisiti sono stati poi confrontati con quelli calcolati da un modello Simulink all'interno del quale è stato integrato il modello della CVT validato.

In fig. 3.35 è possibile vedere le tre velocità di rotazione acquisite durante le prove di cambiata, dove è possibile osservare alcune interessanti caratteristiche della trasmissione.

Si nota in particolare che nel momento in cui viene aperta la farfalla i giri motore aumentano in maniera repentina fino al punto A: questo è dovuto al fatto che la frizione non è ancora innestata (i giri della campana frizione sono nulli e la ruota è ferma) per cui l'unico carico visto dal motore è rappresentato dalle inerzie delle due pulegge e della frizione centrifuga.

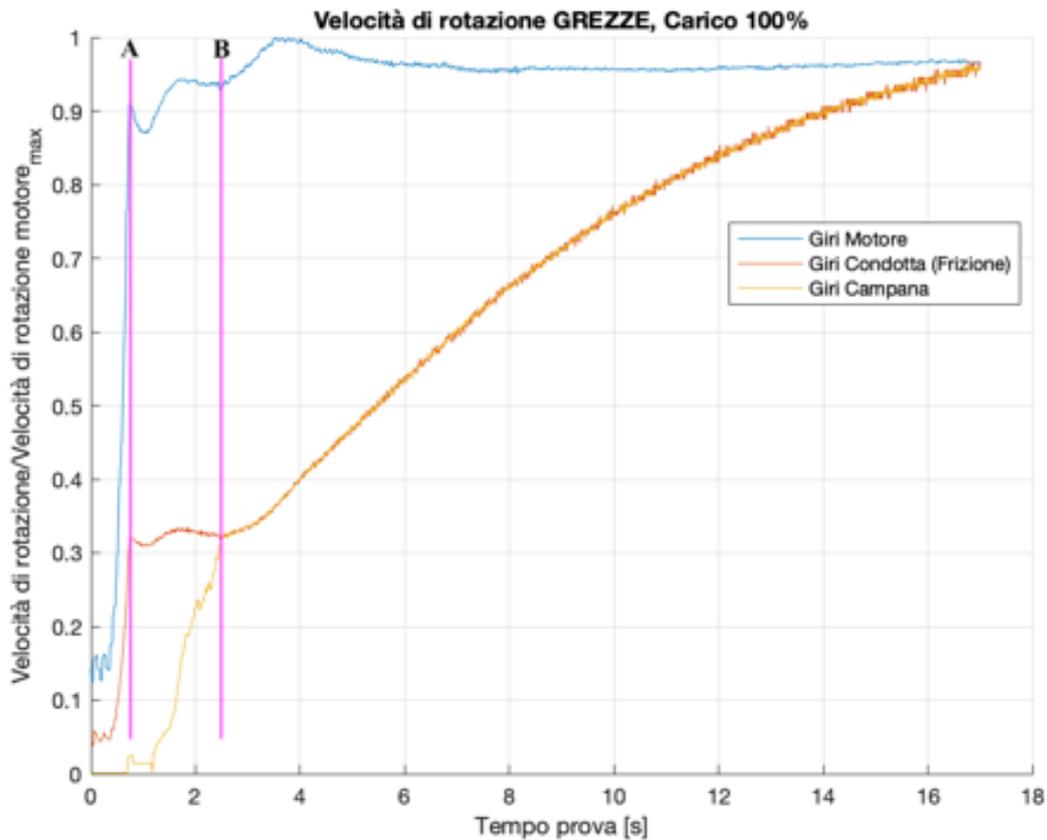


Figura 3.36 - Dati grezzi delle velocità di rotazione rilevati durante una curva di cambiata

Successivamente, dal punto A al punto B, si può notare la fase di innesto della frizione centrifuga che si conclude quando la velocità della campana e della puleggia condotta coincidono e che risulta essere una fase poco regolare in cui l'albero motore accelera e decelera a causa dell'innesto non propriamente regolare della frizione, tipicamente prima del completamento della fase di innesto della frizione il rapporto di trasmissione rimane costante. Infine, superato il transitorio di innesto il cambio automatico comincia a variare rapporto di trasmissione e si può notare come questa non si regolarizzi subito al regime stabilito ma è presente una zona in cui vi è un picco: in questo tipo di motori, la rampa dei rulli è studiata in maniera da spostare il regime del motore leggermente più in alto in virtù del fatto che, come visto in precedenza, nei rapporti più corti difficilmente si riesce a trasmettere tutta la coppia erogata dal motore. Si preferisce quindi spostarsi in una zona in cui la coppia è minore per evitare di surriscaldare in maniera eccessiva l'organo di trasmissione senza penalizzare troppo la velocità (il rapporto è più corto ma i giri motore sono maggiori).

3.13 Validazione del modello matematico

Per validare il modello matematico è stato realizzato uno script Matlab che riceve in ingresso:

- Caratteristica di coppia del motore in funzione di giri e carico;
- Coordinate geometriche della rampa di scorrimento del rullo;
- Configurazione della trasmissione (molla, pesi a rulli, inclinazione camme);
- Un file .mat che contiene le condizioni di funzionamento misurate durante le prove: diametri di avvolgimento delle pulegge, giri motore, apertura farfalla e coppia misurata al freno.

A questo punto il modello effettua i calcoli delle forze assiali e delle tensioni che si scambiano le due pulegge alle condizioni di prova contenute nel file .mat fornendo in output anche il rendimento e la coppia trasmissibile stimate.

Gli output valutati ai fini della validazione del modello sono:

- La coppia trasmissibile, che deve essere pari a quella misurata dal freno durante le prove;
- Le forze assiali delle due pulegge che, essendo le prove effettuate di tipo statico, devono essere teoricamente uguali per ogni punto o comunque molto vicine tra di loro.

Andando ad esaminare la figura 3.36, relativa ad una prova a pieno carico, si nota che la differenza tra la coppia trasmissibile calcolata e quella misurata durante le prove è minima, con un errore massimo inferiore al 5% e che il calcolo risulta abbastanza preciso nella zona con rapporto unitario.

Relativamente alla stessa prova, si può osservare in figura 3.37 l'andamento delle forze assiali calcolato dal modello: si nota che la condizione ideale di equilibrio delle forze è stata raggiunta solo in una zona, che è relativa all'intorno del rapporto di trasmissione unitario, con una differenza massima che non supera il 10%, ritenuta accettabile se si considera che non vi è nessun modello di attrito in funzione della temperatura e che i 5 coefficienti sono quindi tutti costanti.

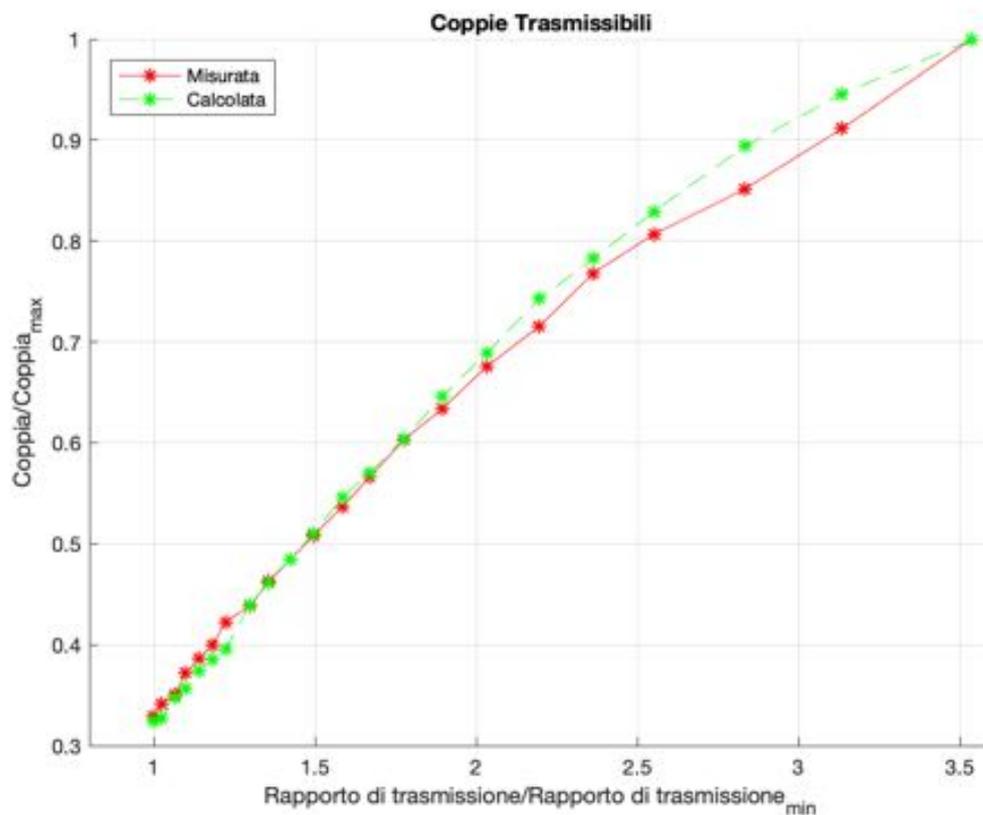


Figura 3.37 - Confronto tra la coppia trasmessa misurata al freno e quella calcolata dal modello

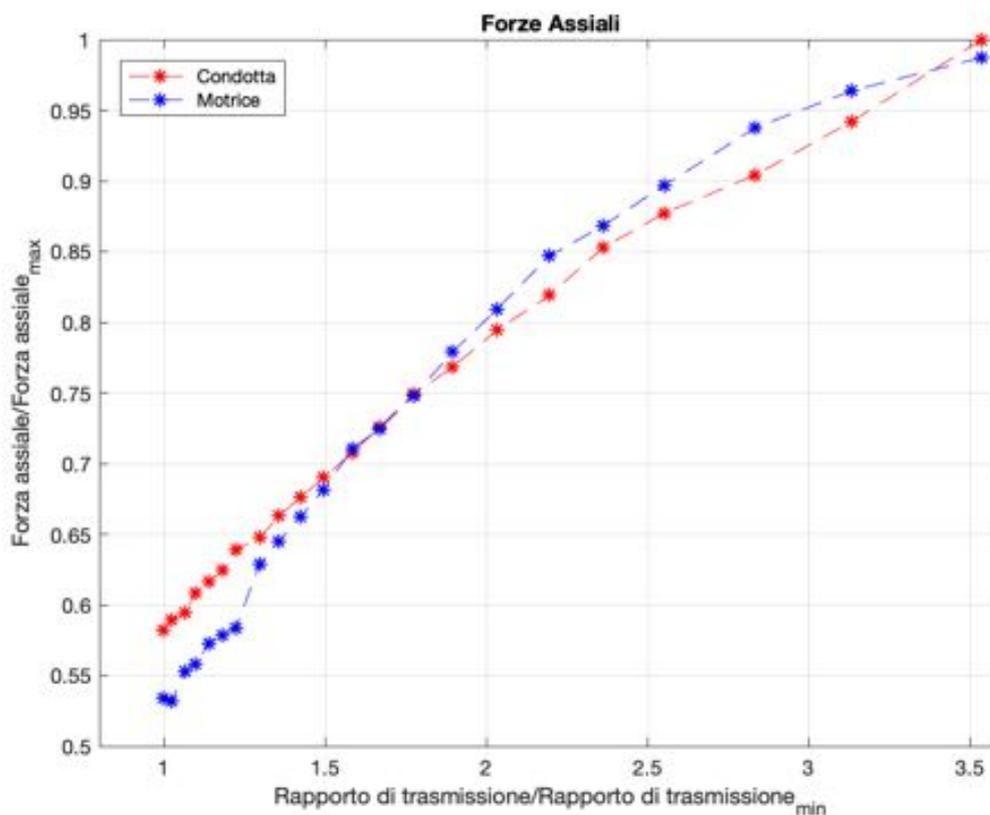


Figura 3.38 - Andamento delle forze assiali calcolato dal modello

Avendo validato il modello matematico si è andati ad osservare le coppie trasmissibili dalle singole pulegge osservando che, come preannunciato anche dai tecnici Malossi, quella che risulta limitante a livello di prestazioni della trasmissione è la puleggia motrice.

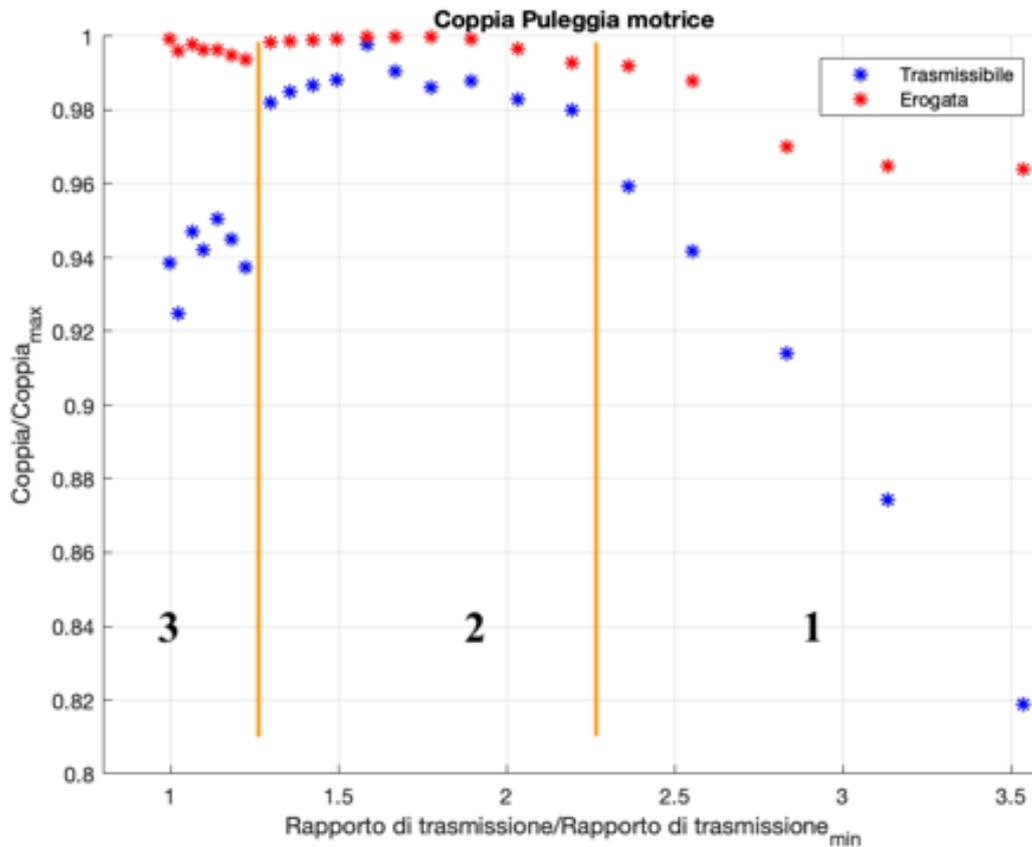


Figura 3.39 - Coppia erogata dal motore confrontata con la coppia trasmissibile dalla puleggia motrice

In fig. 3.38 sono messe a confronto la coppia erogata dal motore con quella trasmissibile dalla puleggia, riferiti alle condizioni reali di prova al 100% di apertura farfalla: si può notare che sui rapporti corti (zona 1) la differenza è molto accentuata ed è sostanzialmente dovuta ai diametri di avvolgimento dell'elemento flessibile che in questa specifica fase sono abbastanza piccoli; questo è anche in linea con quanto visto nel paragrafo 3.12 riguardo alla differenza tra rapporto di trasmissione ideale e reale nei rapporti più corti, dovuto proprio allo slittamento della cinghia. Proseguendo verso il rapporto unitario (zona 2) si nota che la differenza tra le due curve si riduce, infatti i diametri di avvolgimento sulla puleggia motrice aumentano ed i rami della cinghia tendono a diventare paralleli andando ad aumentare l'angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia.

Infine si ha un nuovo aumento del divario tra le due curve dovuto al fatto che le rampe del rullo si inclinano molto per permettere l'innesto della marcia più lunga (zona 3).

Capitolo 4

4 PROGETTO DEL SISTEMA DI CONTROLLO

Per il progetto del sistema di controllo sono state valutate due differenti alternative: una prima strada è rappresentata da un controllo model-based, che possa sfruttare il modello matematico esposto e validato nei precedenti capitoli.

La seconda alternativa è rappresentata invece da un controllo basato su mappa che vada a stabilire il rapporto di trasmissione ideale ed attuare la posizione puleggia desiderata.

Per studiare entrambe le alternative è stato realizzato anche un modello Simulink contenente un modello black-box del motore ed un modello di resistenza del veicolo all'interno del quale è stato inserito prima il modello matematico della CVT ed in seguito le due strategie di controllo per valutarne i comportamenti.

Infine, una volta scelto lo schema di controllo tra le due alternative, si è proceduto con l'implementazione nel modello della parte relativa all'attuazione per iniziare una prima calibrazione del controllore proporzionale che determina velocità e verso di rotazione del motore DC di attuazione.

4.1 Strategia basata sul modello fisico

La strategia basata su un controllo di questo tipo sfrutta, come accennato in precedenza, il modello matematico che è stato validato per andare a calcolare la posizione che deve assumere la puleggia motrice, questo implica che il controllo debba contenere al suo interno le informazioni costruttive della trasmissione quali:

- Coordinate (x,y) della rampa di scorrimento dei rulli;
- Inclinazione delle camme della puleggia condotta;
- Dimensioni e rigidità della molla;
- Interasse della trasmissione ed inclinazioni delle pulegge;

- Coefficienti di attrito;
- Mappa del motore (caratteristica di coppia in funzione di giri e carico);

Un controllo di questo tipo renderebbe possibile la creazione di una sorta di “emulatore” dove è possibile caricare in memoria tutte le configurazioni di rampe-camme-molla desiderate ed, impostando il peso delle masse a rulli, avere a disposizione tutti i variatori di tipo meccanico racchiusi in un unico dispositivo; oltre a questo, se il controllo risultasse abbastanza fedele nel replicare le curve di cambiata ottenute con i variatori meccanici, si potrebbe anche pensare di utilizzarlo come banco per testare nuove rampe prima ancora di realizzarle sui variatori classici andando a ridurre i tempi di sviluppo ed anche i costi.

In figura 4.1 viene riportato il livello superiore dello schema di controllo model-based, costituito da due macro blocchi.

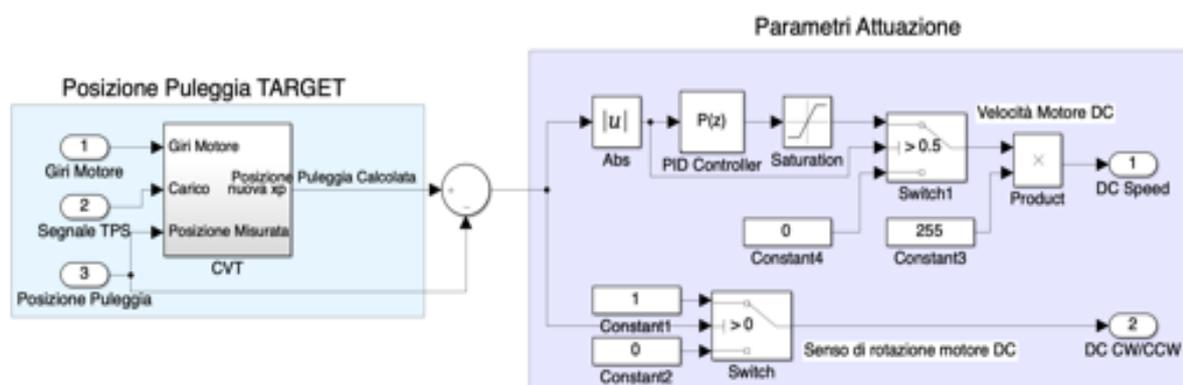


Figura 4.1 - Schema di controllo basato sul modello fisico

Nel blocco a destra, evidenziato in azzurro, si trova la parte contenente il modello fisico che prende in ingresso il segnale dei giri motore e quello del TPS: questi due dati servono al controllo sia per stimare la coppia che il motore sta erogando al dato istante (e che viene trasmessa tramite la cinghia alla puleggia posteriore), sia per il calcolo della forza centrifuga agente sui rulli (nota la posizione assunta dalla puleggia, che deve essere misurata).

A questo punto il modello effettua un bilancio di forze assiali tra la puleggia motrice e quella condotta andando a stabilire la nuova posizione della puleggia: questa posizione viene confrontata con quella misurata calcolando così un errore che viene passato al secondo blocco. Nel secondo blocco si trovano due rami: il ramo in alto prende in ingresso il valore assoluto dell'errore tra posizione target e posizione misurata e, attraverso un controllore proporzionale ($P(z)$), stabilisce il valore del duty-cycle del segnale PWM da inviare alla porta del driver di potenza che controlla il motore DC di attuazione gestendo di fatto la velocità di avanzamento della puleggia la quale sarà tanto maggiore quanto più sarà ampio l'errore. E' inserito anche uno switch che passa una velocità pari a 0 nel caso in cui l'errore fosse inferiore ad un certo

valore (nella figura è pari a 0.5) per evitare eccessive oscillazioni del sistema attorno al punto di equilibrio.

Il ramo in basso invece riceve l'errore ed il relativo segno e, basandosi su quest'ultimo, stabilisce il senso di rotazione del motore DC (0 o 1) da inviare alla seconda porta del driver di potenza.

4.2 Strategia basata su mappa

Parallelamente al controllo model-based è stato deciso di seguire una strada alternativa basta su mappe di cambiata: questa rappresenta sicuramente una soluzione meno flessibile rispetto alla prima, essendo di tipo "black-box" ma allo stesso tempo sono richieste molte meno informazioni e lo stesso numero di sensori/segnali per il corretto funzionamento.

Inoltre in ottica di un utilizzo su un motore da gara, che come descritto nell'introduzione è il target principale di questo progetto, un controllo basato su mappa risulta di più facile utilizzo: la mappa viene infatti compilata andando a definire i giri motore target in funzione dell'apertura farfalla e della velocità del veicolo, per cui nel caso non si ottenesse la curva di cambiata desiderata basterebbe andare a variare i questo parametro nel punto desiderato mentre per il controllo basato su modello fisico bisognerebbe andare a rivedere la rampa di scorrimento.

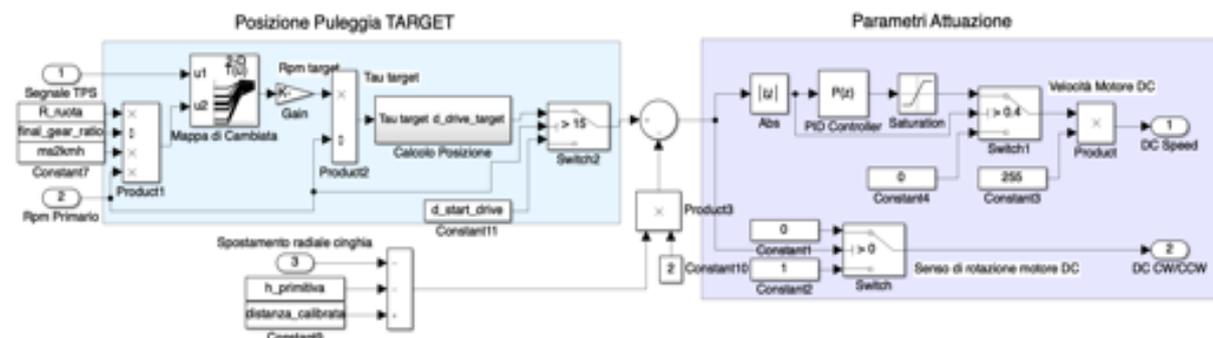


Figura 4.2 - Schema di controllo basato su MAPPA

Riferendosi alla figura 4.2 si nota anche in questo caso che il controllo è composto da due macro blocchi di cui uno coincidente con lo schema visto nel paragrafo 4.1, ovvero quello relativo ad i parametri di attuazione.

La parte relativa al calcolo della posizione puleggia target prende in ingresso il segnale di apertura farfalla ed i giri della campana frizione da cui, noti il raggio della ruota ed il rapporto di riduzione finale, è in grado di ricavare la velocità del veicolo: a questo punto viene interpolato nella mappa il numero di giri motore ideale che confrontato con i giri dell'albero primario

(coincidenti con quelli della puleggia motrice) permette di determinare il rapporto di trasmissione target.

Per la fase di sperimentazione del controllo si sono utilizzati i sensori di posizione laser, che permettono di misurare la posizione della cinghia e non quella della puleggia, per cui è stato interposto un blocco che determina un diametro di avvolgimento target che viene confrontato con quello misurato: a questo punto l'informazione di errore viene passata al blocco che determina i parametri di attuazione.

Infine, in un controllo di questo tipo, aggiungendo un riferimento al segnale dei giri motore si potrebbe pensare di realizzare una retroazione che tenga conto dell'errore tra il rapporto di trasmissione reale e quello ideale o pensare di aggiungere una funzione di autoapprendimento basata su tale differenza che vada a correggere lo spostamento della puleggia in determinate zone della cambiata, tenendo anche conto del consumo della cinghia.

4.3 Valutazione della strategia più affidabile

Al fine di valutare quale delle due strategie determina in maniera più robusta ed affidabile la posizione della puleggia sono stati creati dei vettori in base tempo contenenti l'andamento dei segnali acquisiti durante le prove di cambiata sul banco prova dinamico, nello specifico: segnali TPS e giri motore per il controllo model-based, segnali TPS e velocità del veicolo per il sistema basato su mappa, tutti relativi ad una stessa prova effettuata a pieno carico.

Successivamente tali vettori sono stati dati in ingresso ai relativi schemi di controllo in Simulink, simulando di fatto la situazione in cui il controllo è collegato fisicamente ai sensori, ne riceve i segnali e deve determinare le attuazioni: l'istante t_0 di tali vettori corrisponde a quello immediatamente successivo all'innesto completo della frizione centrifuga visto che il suo funzionamento non è stato modellato in questo lavoro.

In figura 4.3 sono rappresentati i risultati delle suddette simulazioni dove si può osservare che entrambi i modelli calcolano una posizione puleggia differente da quella reale ma mentre il calcolo con la mappa presenta uno scostamento circa costante per tutta l'escursione (e quindi facilmente compensabile), quello effettuato dal modello fisico presenta scostamenti maggiori ed irregolari ed in particolar modo si può notare che:

- Ad inizio cambiata la puleggia rimane ferma più al lungo del dovuto, segno che il modello calcola una forza assiale della puleggia condotta maggiore (coerentemente con la fig. del capitolo 3.13 relativa alle forze assiali);

- Vi è una zona ristretta in cui lo spostamento calcolato e quello misurato assumono valori simili, coincidente con il rapporto vicino all'unità;
- Successivamente lo spostamento calcolato diventa maggiore di quello reale, questo induce a pensare che il modello fisico utilizzato in maniera dinamica abbia bisogno al suo interno di riferimenti al rendimento della trasmissione per il dato rapporto realizzato

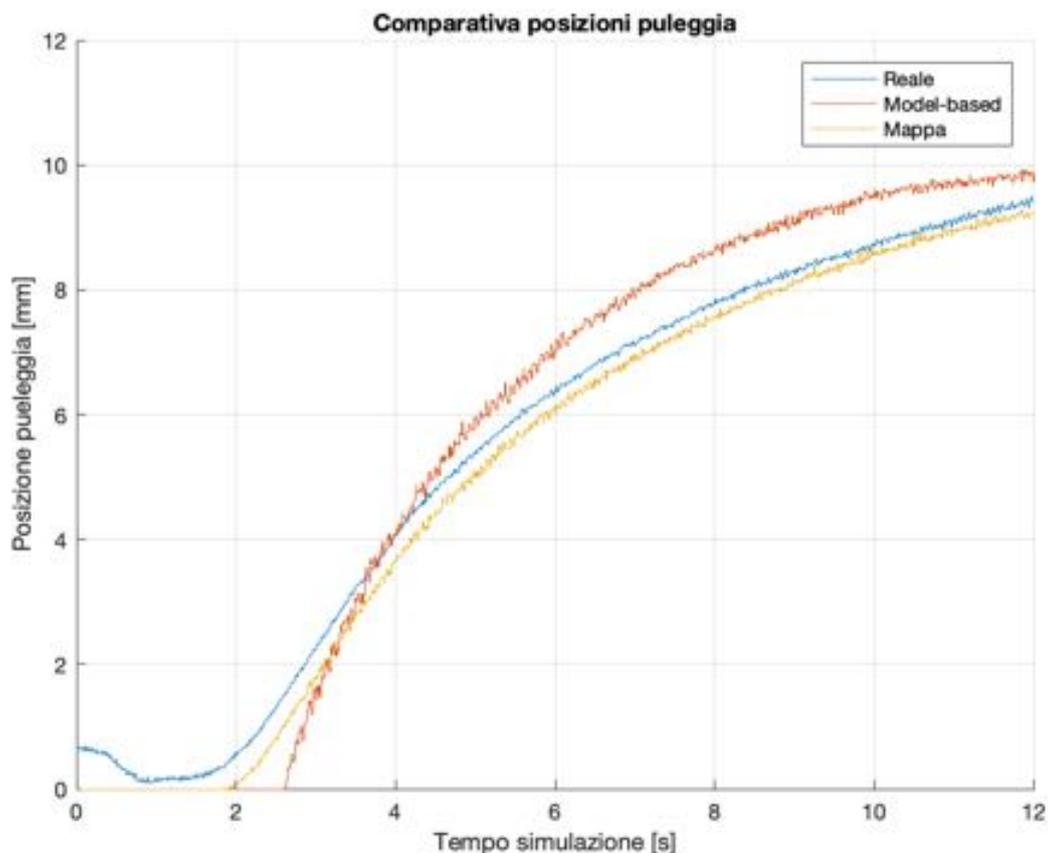


Figura 4.3 - Confronto tra le posizioni calcolate dai due modelli e quella reale

Alla luce di questi risultati si è ritenuto di proseguire con lo schema di controllo basato su mappa, dimostratosi più robusto e vicino ai dati reali.

4.3 Implementazione del controllo basato su mappa

Una volta stabilito il modello di controllo da sviluppare si è proceduto ad implementarlo all'interno di un modello Simulink: lo scopo di questa modellazione era quello di ottenere un ambiente di simulazione all'interno del quale sviluppare le varie parti del controllo come ad esempio la funzione che mantiene il rapporto corto fino all'innesto completo della frizione, rifinire le mappe di cambiata ottenute dai dati sperimentali ed effettuare una prima calibrazione

del parametro proporzionale del controllore PID prima di andare a testare tutto il sistema in sala prova.

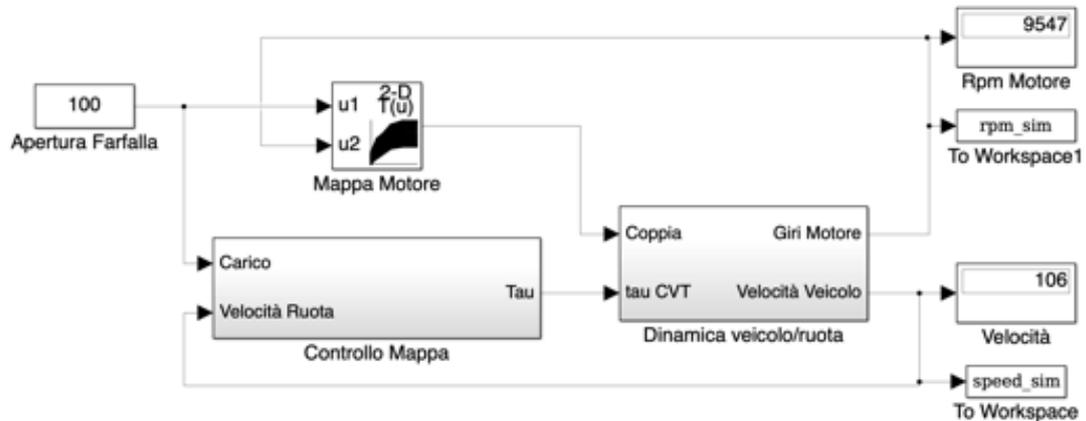


Figura 4.4 - Modello di simulazione dinamica del veicolo

In figura 4.4 è visibile lo schema principale in cui è presente un modello a scatola nera del motore che consiste in una mappa, ottenuta attraverso la misurazione di potenza effettuata durante le prove sperimentali, la quale restituisce la coppia erogata dal motore una volta ricevuti in ingresso i dati di apertura farfalla e giri motore.

In basso a destra si trova il blocco relativo alla dinamica longitudinale del veicolo: per realizzarla è stato ipotizzato che la forza che si oppone all'avanzamento del veicolo sia composta da due termini, uno dovuto alla resistenza aerodinamica ed uno all'attrito degli pneumatici sull'asfalto, secondo la formula:

$$F = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot v_{vehicle}^2 \cdot S \cdot C_x + m_{vehicle} \cdot g \cdot f \quad (4.1)$$

dove ρ_{air} , $v_{vehicle}$, S , C_x , $m_{vehicle}$, g ed f rappresentano rispettivamente la densità dell'aria, la velocità del veicolo, il coefficiente di penetrazione aerodinamica, la massa del veicolo, l'accelerazione di gravità e il coefficiente d'attrito tra pneumatico ed asfalto.

Per quanto riguarda invece le equazioni differenziali che permettono il calcolo della velocità di rotazione del motore e di quella di avanzamento del veicolo, occupandoci solo della fase successiva all'innesto della frizione centrifuga, si ha una sola equazione da risolvere:

$$C_{eng} \cdot \tau_{CVT} - C_{res} = \left(\frac{J_{vehicle}}{\tau_f^2} + J_{bell} + J_{clutch} + J_{eng} \cdot \tau_{CVT}^2 \right) \cdot \frac{d\omega_{bell}}{dt} \quad (4.2)$$

Nella quale:

- C_{eng} : coppia fornita dal motore;
- C_{res} : coppia resistente dovuta all'attrito degli pneumatici ed alla resistenza aerodinamica;
- J_{eng} : momento d'inerzia del motore, volano di accensione e puleggia motrice;
- $J_{vehicle}$: momento d'inerzia del veicolo e delle ruote;
- J_{bell} : momento d'inerzia della campana frizione e degli ingranaggi di riduzione finale;
- J_{clutch} : momento d'inerzia della frizione e della puleggia condotta;
- ω_{bell} : velocità di rotazione della campana frizione;
- τ_f : rapporto di trasmissione finale tra ruota e puleggia condotta;

Ricordando che quando la frizione è perfettamente innestata ed in assenza di slittamenti della cinghia di trasmissione la velocità del motore e quella della campana sono legati da:

$$\frac{\omega_{eng}}{\tau_{CVT}} = \omega_{bell} \quad (4.3)$$

E che per il calcolo della velocità del veicolo possiamo sfruttare:

$$v_{vehicle} = \frac{\omega_{bell}}{\tau_f} \cdot R_{wheel} \quad (4.4)$$

I momenti d'inerzia dei componenti della trasmissione e del motore esposti sono stati ricavati utilizzando i file CAD, mentre per quello relativo alle ruote si è proceduto attraverso la tecnica della scansione 3D e successivamente pesandole per avere una misura media della densità da inserire nel file CAD (noto il volume dopo la scansione).



Figura 4.5 - Scansione 3D del cerchio posteriore da 10"

Infine in figura 4.8 è possibile osservare un confronto, che parte dall'istante successivo all'innesto della frizione, tra la velocità simulata dal modello Simulink sopra esposto e quella reale del veicolo ottenuta durante i test al banco dinamico. La mappa relativa a questa simulazione è quella che è stata utilizzata per i test del sistema elettro-attuato.

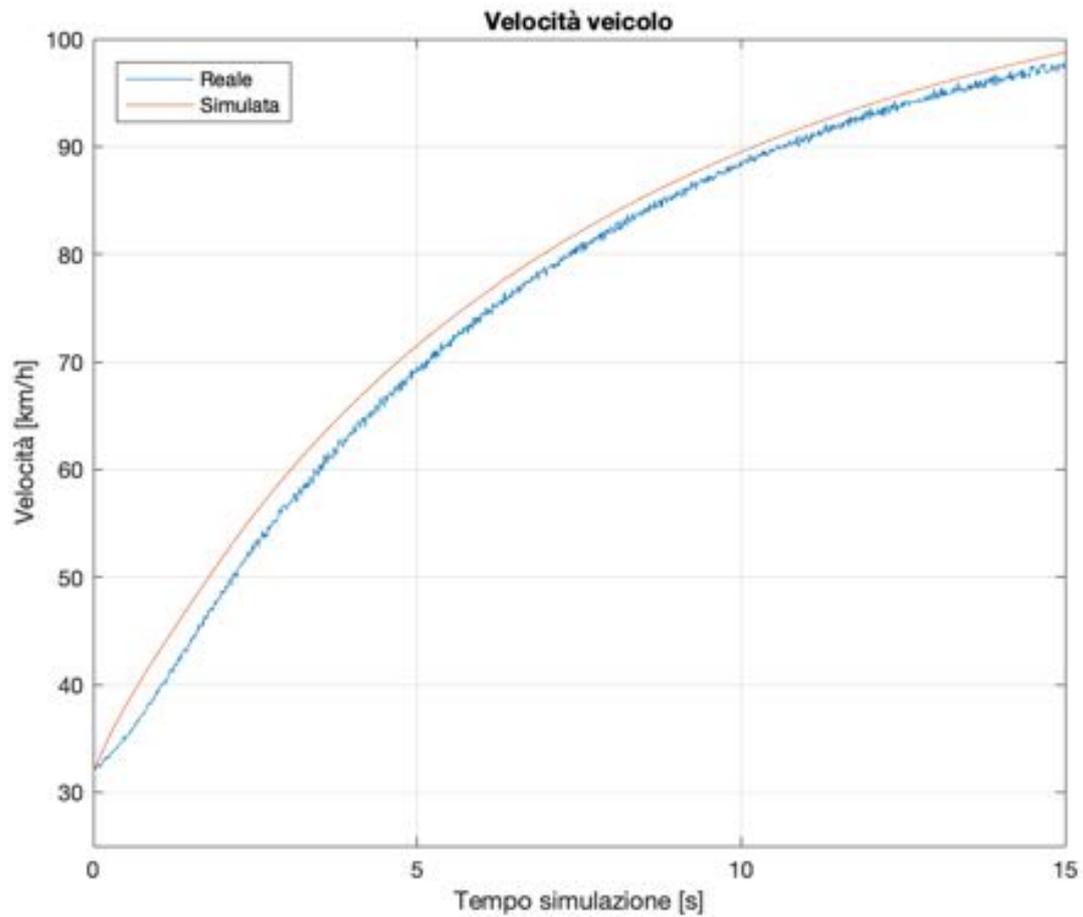


Figura 4.8 - Confronto tra velocità simulata dal modello e velocità reale del veicolo

4.4 Layout dell' hardware per test in Real-Time

In questo paragrafo si va a descrivere il layout dell'hardware utilizzato per il test in sala prove di tutto il sistema elettro-attuato e le principali caratteristiche dei componenti.

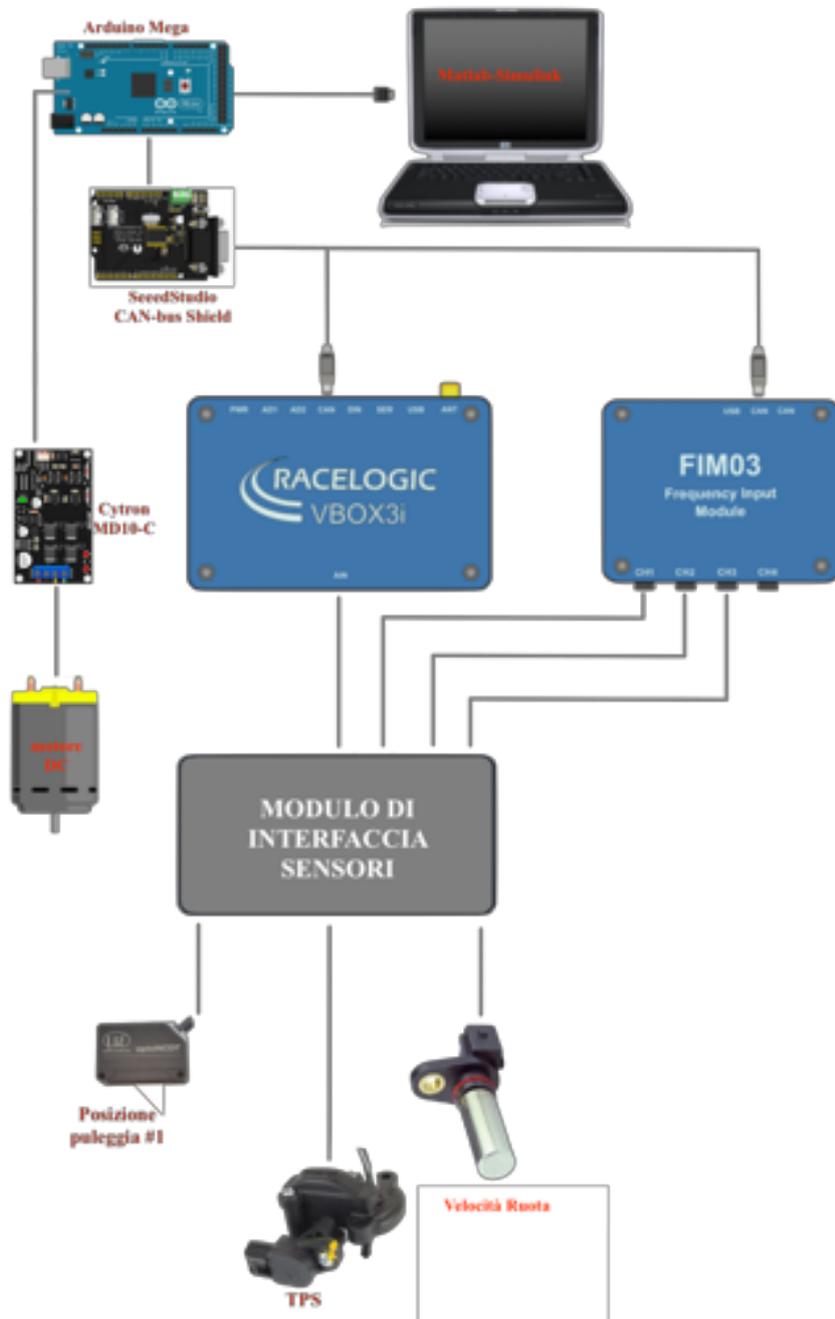


Figura 4.8 - Layout dell'hardware utilizzato per il test del sistema del controllo

Nella parte bassa della figura si trovano alcuni componenti della strumentazione utilizzata per le prove sperimentali illustrate nel capitolo 3: vi sono infatti il sensore di posizione, il TPS ed il sensore ad effetto Hall i quali comunicano con il datalogger ed il modulo di frequenza attraverso l'hardware di interfaccia.

Nella parte superiore troviamo invece la scheda utilizzata per il test in real-time del controllo elaborato in Simulink: si tratta di una Arduino Mega dotata di microcontrollore Atmega-2560, 54 pin digitali e 16 analogici ed una Flash Memory di 256 KB alla quale è quindi demandato il compito di leggere gli ingressi ed attuare le uscite una volta che Simulink avrà compilato automaticamente il codice dello schema visto precedentemente e lo avrà caricato consentendo anche di visualizzare ingressi ed attuazioni in tempo reale.

Allo scopo di fornire ad Arduino i segnali dei tre sensori presenti è stato interposto un modulo prodotto dalla SeedStudio il quale permette l'interfaccia via CAN con il datalogger permettendo quindi di ricevere direttamente i dati dal Vbox e bypassando la problematica di dover realizzare una scheda per l'interfaccia tra sensori ed Arduino.

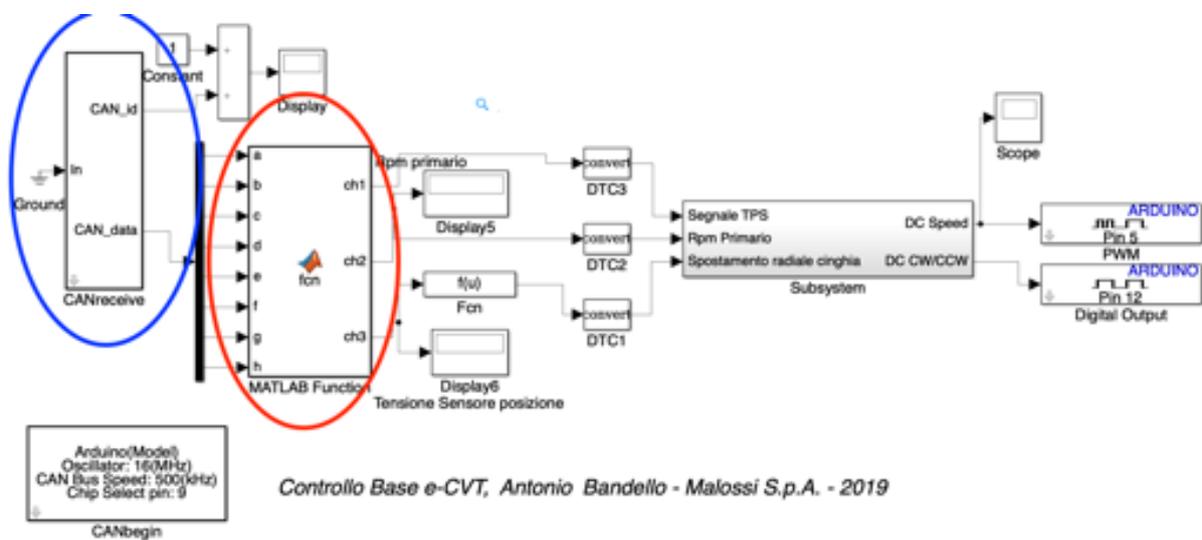


Figura 4.9 - implementazione della comunicazione CAN-bus

E' stato necessario implementare la comunicazione via CAN anche via software utilizzando una libreria presente su Simulink (figura 4.9, evidenziato in blu) la quale fornisce gli 8 Byte in binario e l'ID del messaggio: quest'ultimo è strutturato secondo il protocollo IEEE-754 ed è stato necessario scrivere una Matlab Function (figura 4.9, evidenziata in rosso) che effettuasse la conversione secondo tale standard prima di inviare i dati in ingresso al controllo.

Una volta ricevuti i dati in ingresso ed elaborati secondo lo schema di controllo, la scheda Arduino comunica al driver di potenza del motore DC la direzione e la velocità di rotazione: il driver è stato scelto in modo da soddisfare le caratteristiche del motore utilizzato per la movimentazione; è prodotto dalla Cytron, modello MD10-C, e consente un utilizzo con correnti continue di 13 A per motori con tensioni da 5V a 30V.

Infine sia la linea di comunicazione CAN-bus tra modulo SeedStudio e Vbox che quella tra modulo Cytron ed Arduino sono state adeguatamente schermate per evitare i disturbi dovuti ai rumori presenti in sala prova ed è stato deciso di tenere la scheda Arduino nei pressi della

postazione dell'operatore trattandosi di un dispositivo senza alcuna schermatura di protezione e per tanto non adatta a questo genere di ambiente e non essendo immune ai disturbi dovuti ai campi magnetici generati dalla strumentazione presente in sala (soprattutto al freno a correnti parassite), a quelli generati dalla candela di accensione e dal sistema di accensione stesso ed infine al rumore di fondo presente in sala.

Capitolo 5

5 PROGETTO DELLA PULEGGIA MOTRICE ELETTRO-ATTUATA

In questo capitolo si vogliono illustrare le fasi di progettazione e produzione del prototipo di puleggia motrice elettro-attuata sviluppato durante i 6 mesi presso la Malossi S.p.A.

Per arrivare al risultato finale è stato necessario stabilire i vincoli progettuali:

- Il sistema deve garantire lo stesso intervallo di rapporto di trasmissione;
- Il sistema deve poter essere installato all'interno del carter motore C-ONE;
- Il sistema deve garantire la stessa curva di cambiata di quello tradizionale.

Tutti i componenti progettati sono stati interamente realizzati in azienda utilizzando diverse tecniche di lavorazione e macchine come torni e frese tradizionali, tornio a 5 assi, elettroerosione.

5.1 Generalità del sistema

L'idea alla base del progetto è quella di andare a sostituire il sistema di movimentazione presente nella puleggia motrice tradizionale, in cui la funzione di traslazione assiale è demandata ai rulli, con un sistema che sfrutti un accoppiamento vite-madrevite: infatti, ponendola in rotazione, la madrevite è in grado di avanzare o arretrare in maniera più o meno rapida in funzione del passo convertendo il movimento rotatorio in traslante.

In figura 5.1 si possono notare i principali componenti, esposti in anticipo per consentire una migliore comprensione dei paragrafi successivi: si possono notare il sistema vite-madrevite, l'attuazione (composta da due stadi di riduzione ed un motore DC) e la nuova semi-puleggia mobile con una differente calotta ed un componente aggiuntivo (in verde) il cui compito viene chiarito più avanti.

Il motore DC è azionato dal sistema di controllo: quando viene attuato mette in rotazione l'ingranaggio z_2 (e quindi anche z_3) facendo ruotare l'ingranaggio più grande (z_4) il quale è solidale alla vite. La madrevite avanza o indietreggia a seconda del verso di rotazione del motore DC ed attraverso il trascinatore è possibile trasmettere il moto assiale di quest'ultima alla semi-puleggia mobile.

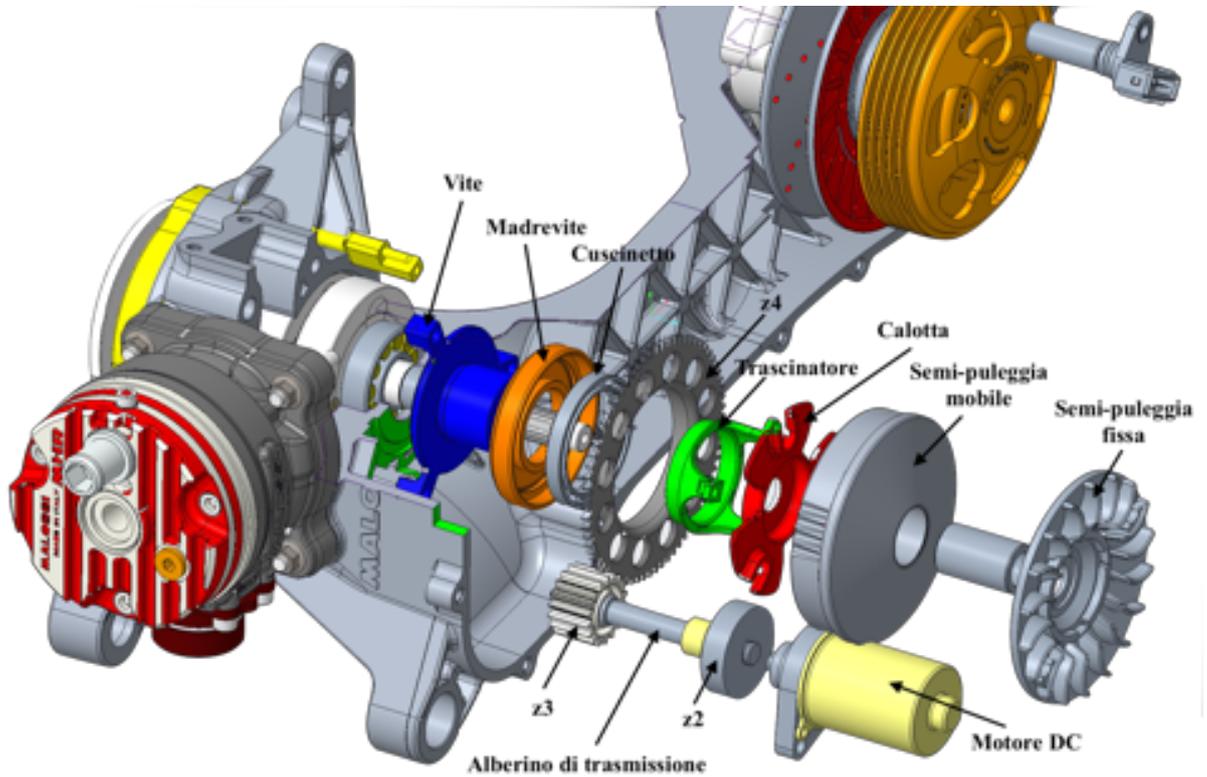


Figura 5.1 - Esploso del sistema elettro-attuato

5.2 Sistema vite-madrevite

La progettazione del sistema è iniziata con il dimensionamento di vite e madrevite per il quale è stato necessario determinare:

- Diametro, lunghezza e passo del filetto;
- Modalità di ancoraggio della vite sul carter motore e relativo centraggio;
- Accoppiamento della madrevite con l'ingranaggio di riduzione.

La vite si presenta con tre bracci radiali sfasati di 120° con all'estremo altrettanti fori: questi vengono utilizzati per l'accoppiamento sul carter motore attraverso 3 viti M6, rendendo i due componenti solidali; i fori filettati sono stati ricavati utilizzando un tornio a 5 assi durante la fase di preparazione del carter motore per la sperimentazione.

Per quanto riguarda il diametro del filetto questo risulta limitato inferiormente dal diametro dell'albero motore (che, come si può vedere nell'esploso di figura 5.1, attraversa la vite) e superiormente dal diametro di accoppiamento dell'ingranaggio di riduzione della madrevite: tenendo conto di questi fattori si è proceduto con un diametro nominale di primo tentativo $D_n = 34\text{mm}$.

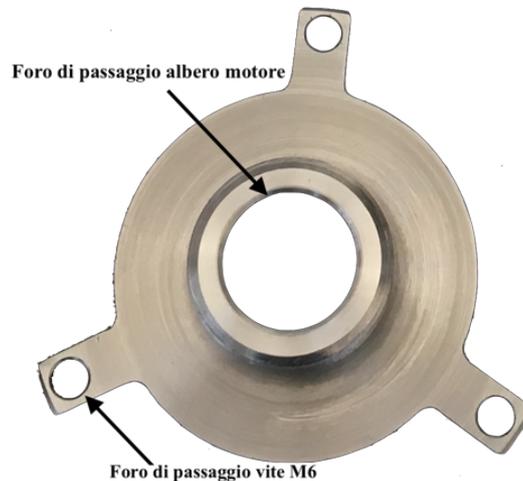


Figura 5.2 - Vite

Il passo del filetto, di tipo metrico, è stato scelto compatibilmente con il grado di precisione desiderato per il movimento di traslazione assiale, tenendo conto della riduzione interposta tra motore di attuazione e madrevite si è optato per un passo di 1.5 mm.

Per il dimensionamento e la verifica del filetto (effettuato sulla vite) si è proceduto con il calcolo delle forze assiali agenti sulla puleggia, attraverso le equazioni viste nel capitolo 3, individuando una componente massima $F = 1350\text{ N}$.

Noti quindi il diametro nominale, l'angolo d'elica ed il diametro interno del foro della vite si è proceduto con il calcolo delle tensioni normale e di taglio:

$$\sigma_N = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{W_t} \cdot \frac{D_N}{2} \cdot \tan(\alpha_{filetto} + \alpha_{attrito})$$

Dove si indicano con:

- A: area resistente del filetto;
- W_t : modulo di resistenza a torsione della sezione;
- $\alpha_{filetto}$ ed $\alpha_{attrito}$: angolo di inclinazione del filetto ed angolo di attrito dinamico;

La tensione equivalente calcolata secondo Von Mises è risultata pari a:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{3\tau^2 + \sigma_N^2} = 26 \text{ MPa}$$

Il materiale utilizzato per realizzare vite e madrevite è un acciaio 39NiCrMoPb bonificato che presenta una tensione di snervamento di 700 MPa, ben più alto della tensione ideale appena calcolata.

Sempre per quanto riguarda la vite è stato necessario prevedere un anello di centraggio, situato esternamente al paraolio dell'albero motore che ne consenta un corretto montaggio, in asse con quest'ultimo: anche in questo caso la sede di centraggio sul carter è stata ricavata utilizzando il tornio a 5 assi.

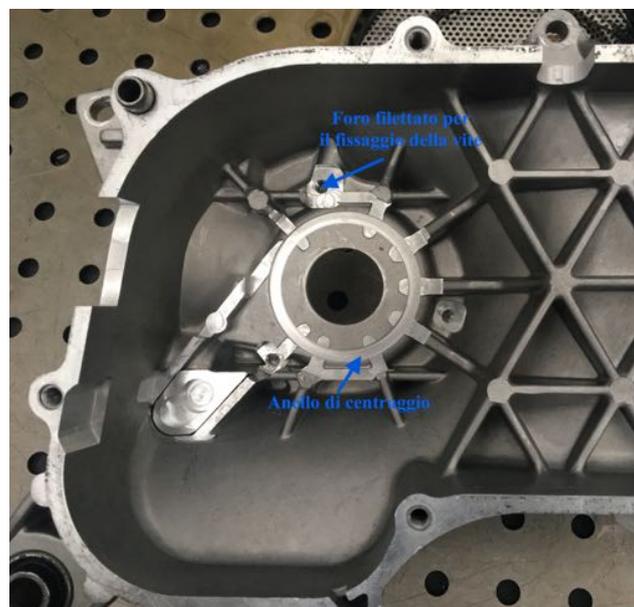


Figura 5.3 - Zona di alloggiamento della puleggia motrice

Passando all'esame della madrevite, come esposto in precedenza, questa viene movimentata attraverso un ingranaggio che fa parte della catena di riduzione di velocità: l'ingranaggio in questione (visibile in figura 5.4) è derivato da un sistema di avviamento motore, così come la gran parte della riduzione interposta tra madrevite e motore di attuazione, e presenta una sporgenza con un diametro $D_f = 65 \text{ mm}$ di lunghezza $L_f = 7 \text{ mm}$ la quale è stata utilizzata come superficie di accoppiamento forzato con la madrevite.

Per la scelta del campo di tolleranze relativa a tale accoppiamento si è proceduto andando a calcolare le pressioni di accoppiamento minima e massima per garantire che i due componenti non abbiano moto relativo e che il materiale della madrevite non venga portato a snervamento:

$$p_{min} = \frac{2 \cdot C_f}{\pi \cdot D_f^2 \cdot L_f \cdot c_{att}}$$

$$p_{max} = \frac{2 \cdot S_y}{(1 - Q_H^2)}$$

Dove si indicano con:

- C_f : coppia agente sul filetto, dovuta alla forza assiale F;
- c_{att} : coefficiente di attrito tangenziale tra ruota dentata e madrevite;
- S_y : tensione di snervamento del materiale della madrevite;
- Q_H : rapporto d'aspetto della madrevite;

A questo punto le due pressioni sono state inserite nella formula per il calcolo dell'interferenza diametrale per accoppiamenti albero mozzo in cui non sia presente l'effetto della velocità di rotazione (l'accoppiamento ruota a velocità ridotte ed in modo intermittente) in cui l'albero è rappresentato dalla ruota dentata ed il mozzo dalla madrevite:

$$z_{tot D} = p \cdot \frac{D_f}{2} \cdot \left[\frac{1}{E_H} \cdot \left(\frac{1 + Q_H^2}{1 - Q_H^2} + \nu_H^2 \right) + \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{1 + Q_S^2}{1 - Q_S^2} - \nu_S^2 \right) \right]$$

Dove E_H, ν_h ed E_S, ν_s sono i moduli di elasticità ed il coefficiente di Poisson rispettivamente della madrevite e della ruota dentata.

Note quindi le interferenze diametrali minima e massima è stato stabilito un accoppiamento in base foro H7/s6.



Figura 5.4 - Madrevite accoppiata con l'ingranaggio di trasmissione del moto

Nella madrevite è stata anche ricavata una sede di battuta per il cuscinetto che la rende folle rispetto alla puleggia mobile (visibile in figura 5.4), visto che quest'ultima ruota insieme all'albero motore: il cuscinetto installato è stato dimensionato e verificato come da manuale SKF, con particolare attenzione al carico assiale.

5.3 Puleggia motrice mobile

La puleggia motrice presenta, come nel caso della trasmissione tradizionale, una parte fissa, una mobile assialmente che scorre su di un mozzo in acciaio cementato ed una calotta; questi due ultimi componenti presentano però delle differenze sostanziali che andiamo ad elencare:

- La puleggia motrice mobile non presenta più le rampe di scorrimento dei rulli, il suo ingombro assiale sull'albero è inferiore;
- La calotta è sprovvista della parete inclinata non dovendo più guidare i rulli ed anche il suo ingombro assiale è stato ridotto, ne risulta che il suo compito è quello di trascinare la semi-puleggia mobile nel senso di rotazione dell'albero motore per permettere la trasmissione della coppia.

La semi-puleggia mobile è stata ottenuta partendo da una tradizionale prodotta dall'azienda la quale ha subito delle lavorazioni di asportazione di materiale utilizzando un tornio a 5 assi per permettere l'alloggiamento della nuova calotta: si possono notare inoltre 3 fori filettati, anche questi realizzati per mezzo del tornio che servono a fissare un componente aggiuntivo, visibile

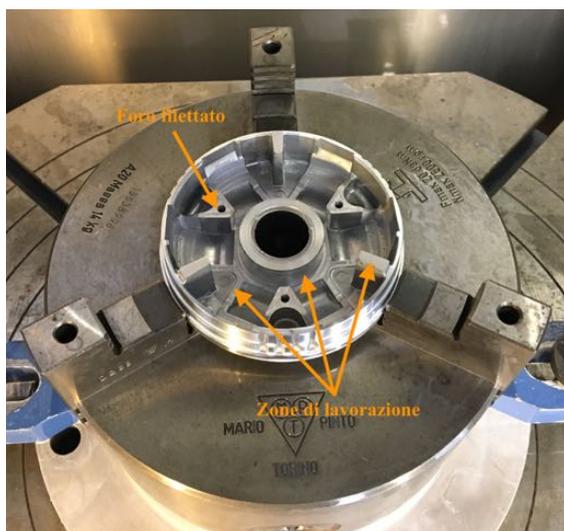


Figura 5.5 – Semi-puleggia mobile in lavorazione

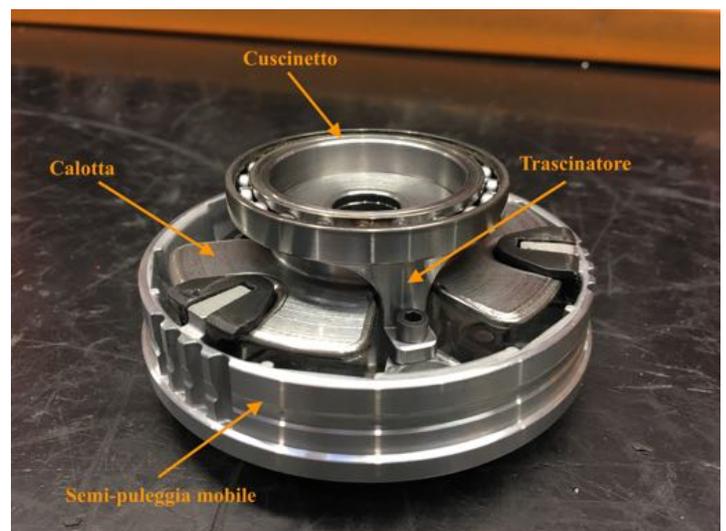


Figura 5.6 – Assemblaggio del gruppo motrice

in figura 5.6, che svolge due compiti: permette di trasferire il moto traslatorio della madrevite alla semi-puleggia mobile e la rende folle rispetto alla madrevite.

Questo componente è stato ottenuto dal pieno, durante la sua progettazione si è cercato di renderlo il più leggero possibile, mantenendo comunque uno spessore adeguato, vista la sua forma e tenuto conto del fatto che questo ruota alla stessa velocità dell'albero motore. Su di esso viene accoppiato l'anello interno del cuscinetto menzionato nel paragrafo 5.2.



Figura 5.7 - Calotta

Passando ad esaminare la calotta (figura 5.7), anche questa è stata ricavata dal pieno ed oltre a non essere dotata della superficie inclinata si può vedere come questa presenti delle zone cave per permettere il passaggio al componente che trascina la puleggia mobile: l'unico compito che assolve la calotta è quindi quello di mettere in rotazione la semi-puleggia mobile permettendo la trasmissione della coppia erogata dal motore.

Per il progetto di questo componente non sono state seguite particolari procedure di progettazione ma ci si è basati sugli spessori e le dimensioni delle calotte classiche adattandoli alla nuova.

5.4 Sistema di trasmissione del moto

Come anticipato la movimentazione del sistema vite-madrevite è affidata ad un motore DC a 12V attuato dal sistema di controllo: in figura 5.8 è possibile osservare una sezione dell'assieme per meglio comprendere la struttura dell'attuazione.

Il motore è posizionato all'esterno del vano trasmissione, una scelta dettata da questioni di ingombri dovuta al fatto che sul carter motore C-ONE la zona in cui alloggia la puleggia motrice non ha ulteriori spazi per l'installazione di organi accessori (come invece accade sui carter originali Piaggio): tali ingombri sono dovuti principalmente alle dimensioni del corpo del

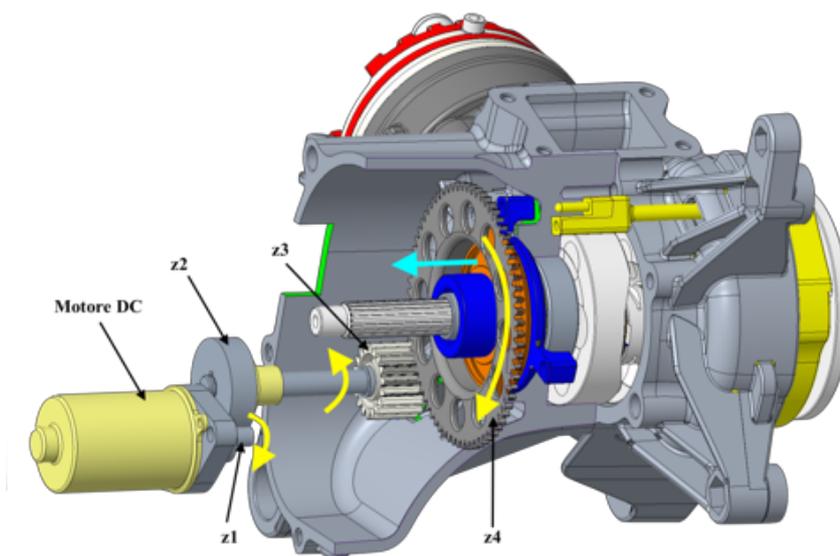


Figura 5.8 - Vista sul sistema di movimentazione della madrevite

motore DC ma anche agli ingranaggi di riduzione, necessari per diminuire la velocità di rotazione della madrevite che, in caso di un presa diretta con il motore sarebbe stata troppo elevata. Per questo sono stati inseriti due stadi di riduzione: il primo si trova all'esterno del vano trasmissione (z1 e z2), fissato sul carter che fa da copertura, il secondo invece è all'interno del vano (z3 e z4) ed è collegato al primo attraverso un alberino.

Tutti ingranaggi di riduzione sono derivati da un sistema di avviamento per motori 50cc Minarelli, ad eccezione dell'ingranaggio z3 che è stato ricavato dal pieno utilizzando un tornio a 5 assi una volta rilevata l'evolvente di z4: il rapporto di riduzione è quindi uno dei parametri fissati per il dimensionamento del motore DC ed ha un valore $\tau_{att} = 25.6$.



Figura 5.9 - Fase di produzione dell'ingranaggio z3 sul tornio a 5 assi

Per garantire una corretta velocità di avanzamento della puleggia, conoscendo quella media di cambiata in una trasmissione tradizionale che è pari ad 1.5 mm/s e noti il valore della riduzione interposta e del passo della vite si può calcolare la velocità di rotazione minima del motore DC, pari a 2000 Rpm.

Per il calcolo della coppia minima che il motore deve possedere per riuscire a far ruotare il sistema vite-madrevite si è utilizzata nuovamente la forza assiale massima F vista nel paragrafo 5.2, attraverso la seguente formula:

$$C_{att} = C.S. \cdot \frac{F}{\tau_{att}} \cdot \frac{D_N}{2} \cdot \tan(\alpha_{filetto} + \alpha_{attrito}) = 86.5 \text{ Nmm}$$

Dove C.S. rappresenta il coefficiente di sicurezza utilizzato, pari ad 1.5.

Noti quindi questi dati è stato scelto un motore adeguato, che è risultato coincidere con quello tipicamente utilizzato per l'avviamento di motori scooteristici Piaggio a 2 tempi e quindi facilmente reperibile in azienda anche in caso di guasti durante il collaudo del sistema.

Come detto in precedenza, la mancanza di spazio all'interno del vano trasmissione ha portato alla ricerca di un posizionamento alternativo per il motore: è stato scelto di collocare quest'ultimo sul carter copri-trasmissione obbligando ad allontanare il primo stadio di riduzione (in cui il pignone coincide con l'asse del motore DC) dal secondo che deve essere necessariamente all'interno del carter visto che la corona di quest'ultimo è solidale alla madrevite. Per farlo è stato necessario realizzare un alberino su cui collegare gli ingranaggi z2 e z3: tale alberino presenta un primo supporto realizzato con una boccia autolubrificante

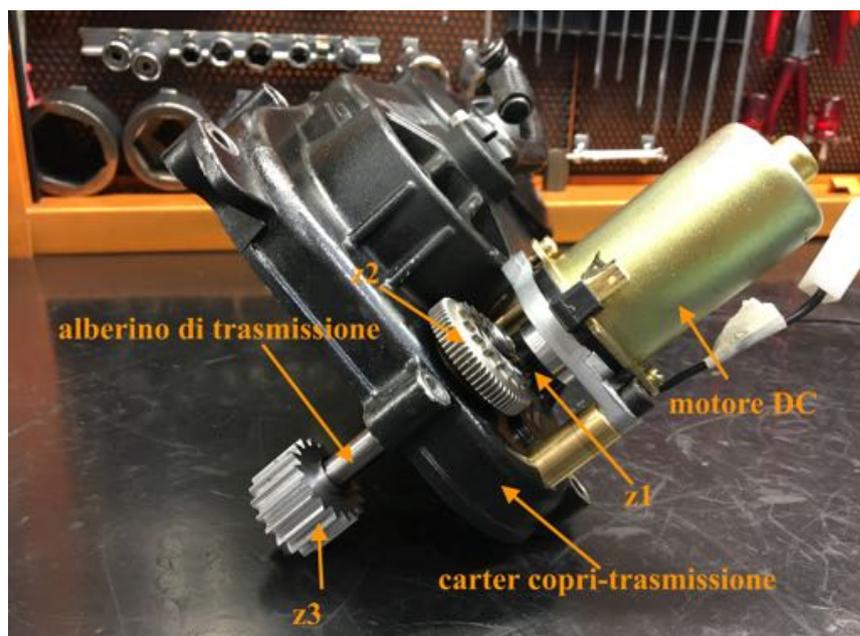


Figura 5.10 - Sistema di attuazione montato sul carter copri-trasmissione

fissata sul carter copri-trasmissione mentre il secondo supporto è costituito da un cuscinetto fissato all'interno del vano trasmissione.

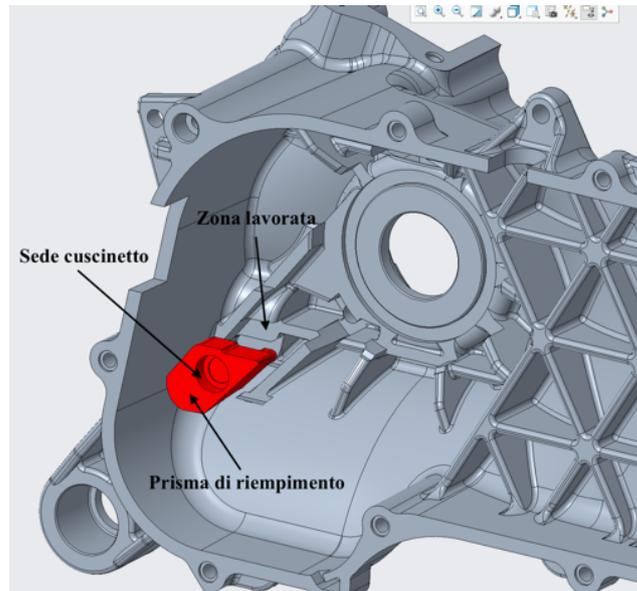


Figura 5.11 - Zona di installazione del cuscinetto vista al CAD

Mentre per la creazione della sede della boccola è bastato asportare del materiale quella del cuscinetto ha richiesto un maggiore sforzo a livello progettuale in quanto la zona in cui è stato alloggiato il cuscinetto era priva di materiale: la soluzione adottata è stata quella di lavorare la zona evidenziata in arancio in figura 5.12 in modo da darle una forma ben precisa e studiata al CAD. Tale forma è stata replicata su di un cubetto di alluminio che quindi, una volta inserito nella cava, ha creato la zona con il materiale necessario per la realizzazione della sede cuscinetto, il risultato è visibile in figura 5.12 a destra evidenziato in arancio .

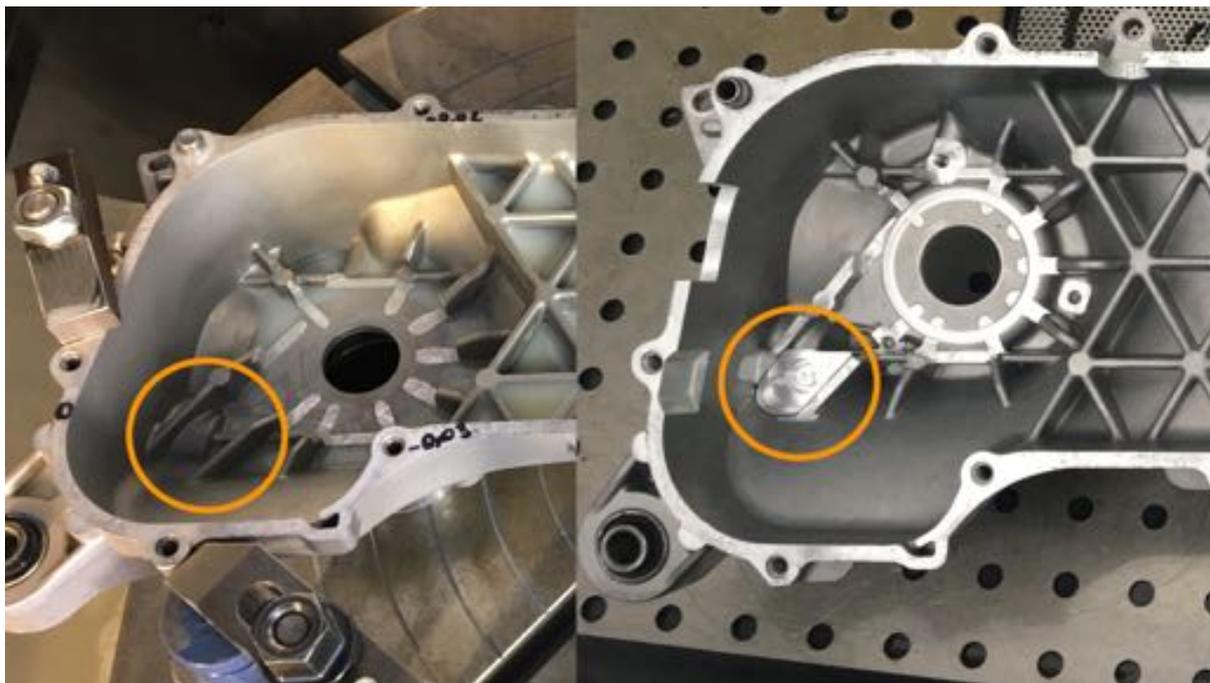


Figura 5.12 – Zona del cuscinetto prima e dopo le operazioni di lavorazione

La produzione di tutti i componenti e le lavorazioni per la loro installazione sono state effettuate in sede, nell'officina di produzione dell'azienda, dove ho seguito personalmente tutte le fasi dei lavori al fianco dell'operatore che gestisce le macchine utilizzate e che ha dato anche indicazioni su alcune modifiche da effettuare per facilitare la produzione di alcuni dei componenti sopra esposti.

E' possibile consultare la documentazione prodotta per questa fase in appendice.

6 Conclusioni

L'attività svolta ha portato allo sviluppo di un modello matematico, di tipo statico, che è in grado di fornire indicazioni sulla progettazione degli organi caratteristici di una trasmissione CVT come quella studiata ed utilizzabile quindi per dimensionare le rampe di scorrimento delle masse centrifughe, processo che spesso viene effettuato in via sperimentale testando diverse soluzioni.

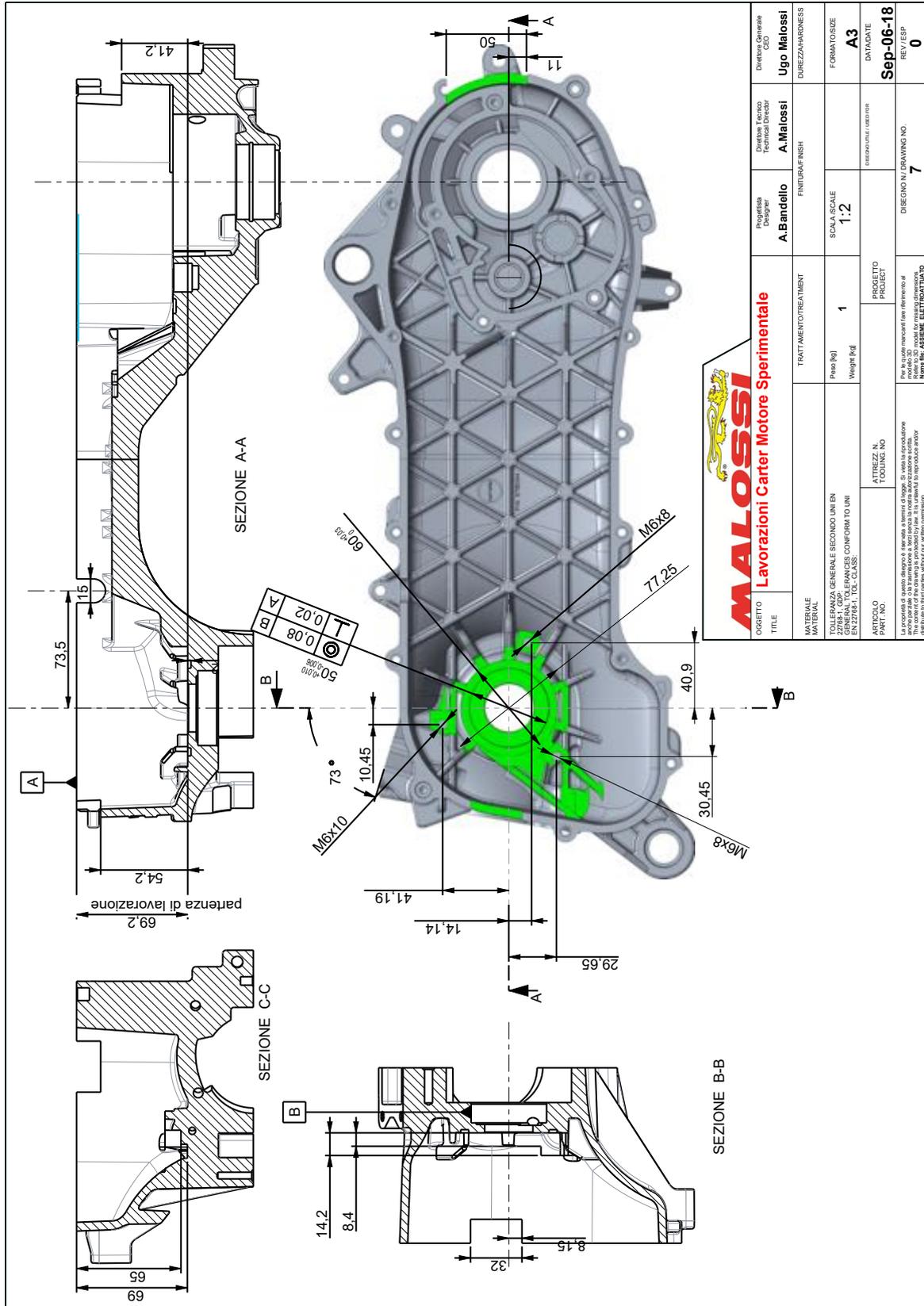
La catena di misura utilizzata per la validazione del modello matematico si è dimostrata robusta, di facile utilizzo ed in grado di fornire informazioni utili sul funzionamento della trasmissione: è uno strumento che sicuramente è utilizzabile dall'azienda per sperimentazioni future e che è facilmente implementabile all'interno dell'acquisizione di banco.

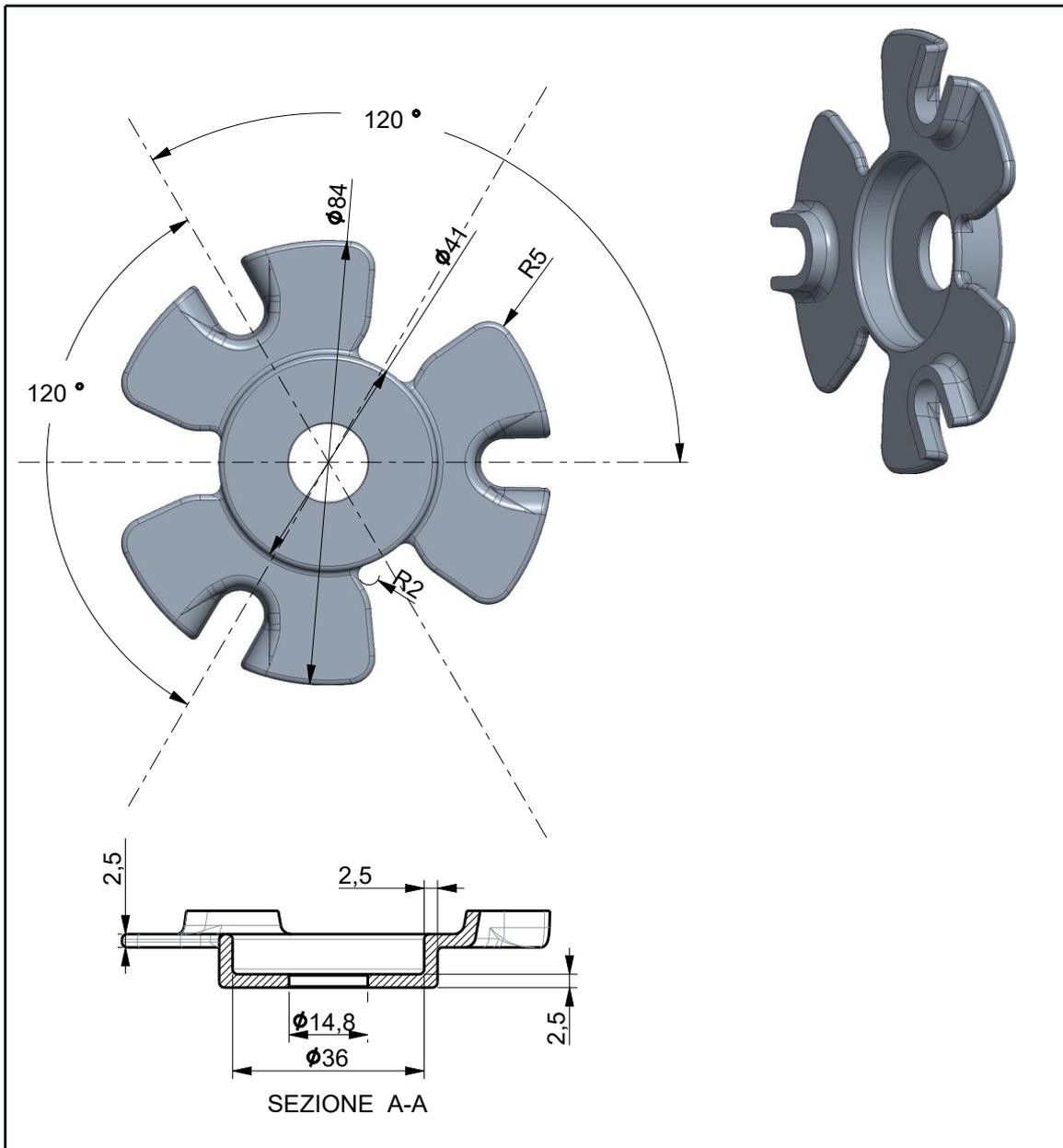
Il modello Simulink sviluppato è in grado di prevedere la curva di accelerazione del veicolo e l'andamento dei giri motore con buona approssimazione, risulta però più affidabile a pieno carico ed un possibile sviluppo può essere quello di introdurre un blocco che tenga conto del rendimento della trasmissione per migliorarne i risultati anche qualora si vogliano simulare situazioni a basso carico.

I test del sistema elettro-attuato, da poco iniziati, hanno evidenziato un buon dimensionamento della parte meccanica e soprattutto del motore di attuazione che risponde in maniera veloce e riesce a garantire la coppia necessaria per arrivare fino al rapporto più lungo, ottenendo curve di cambiata vicine a quelle delle trasmissioni tradizionali.

Il sistema di controllo si è dimostrato affidabile ma necessita di una calibrazione più approfondita che tenga conto di alcune problematiche legate all'hardware come ad esempio lo stato di carica della batteria che alimenta il motore di attuazione.

Appendice

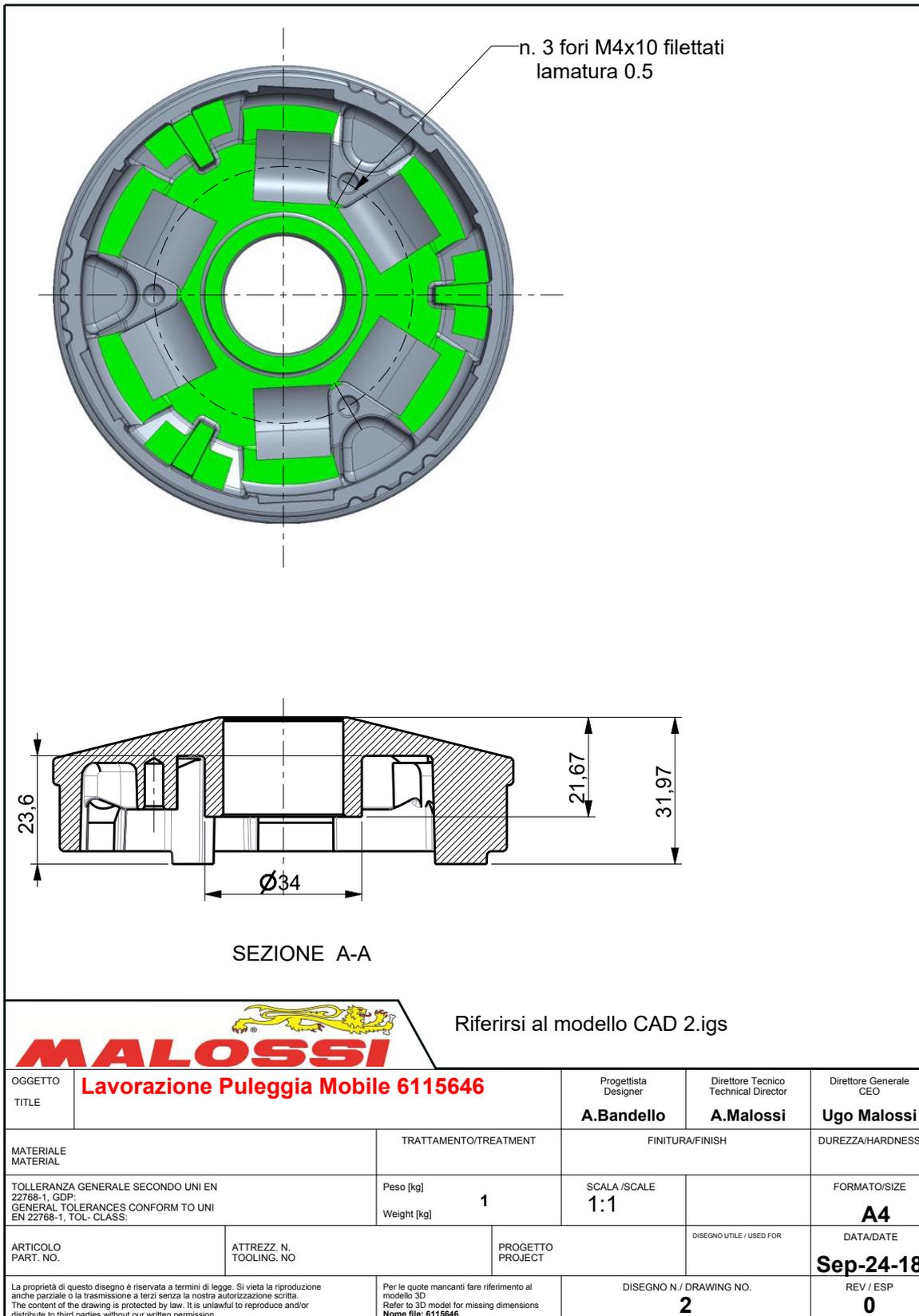


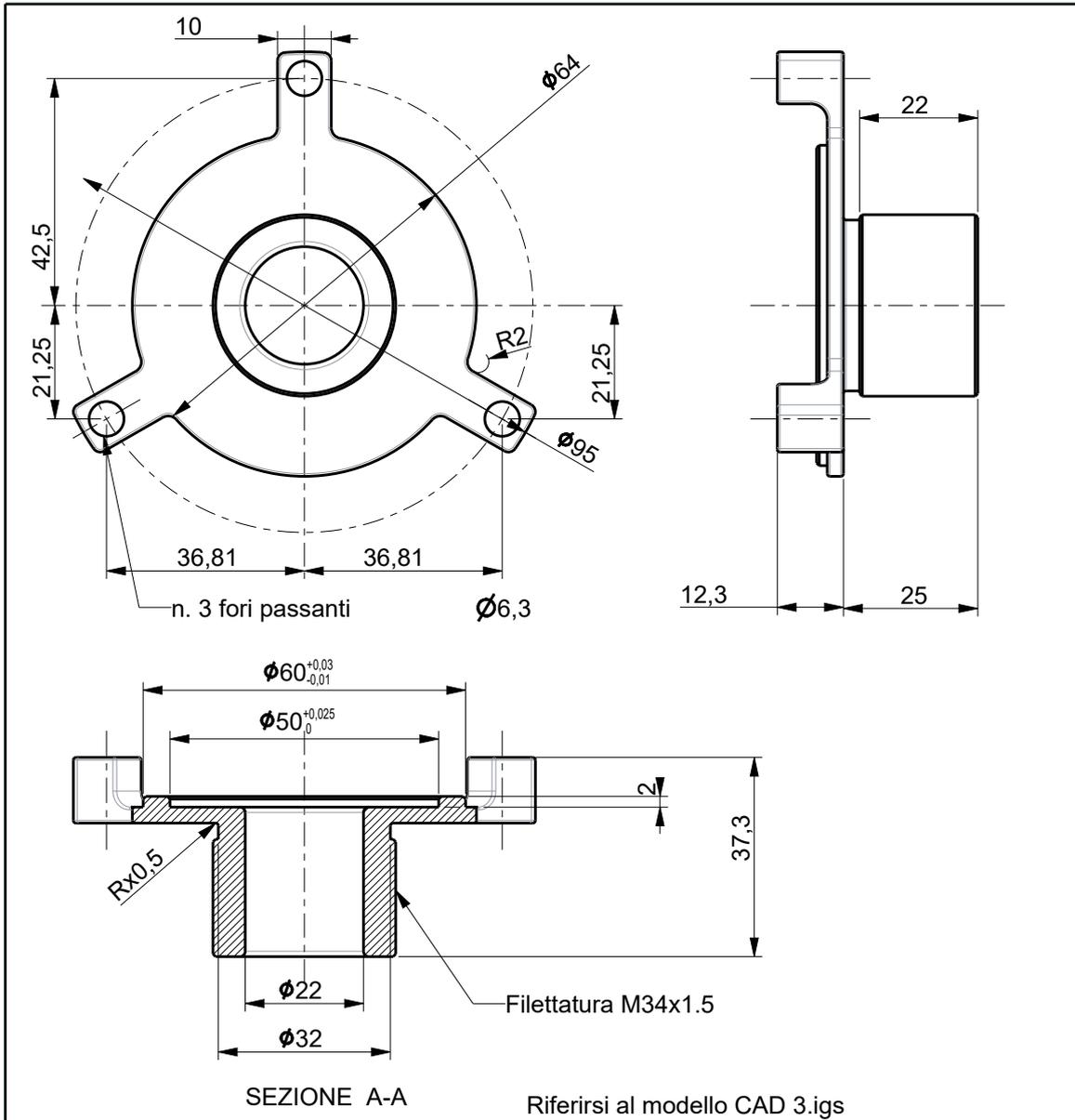


Riferirsi al modello CAD 1.igs

MALOSSSI

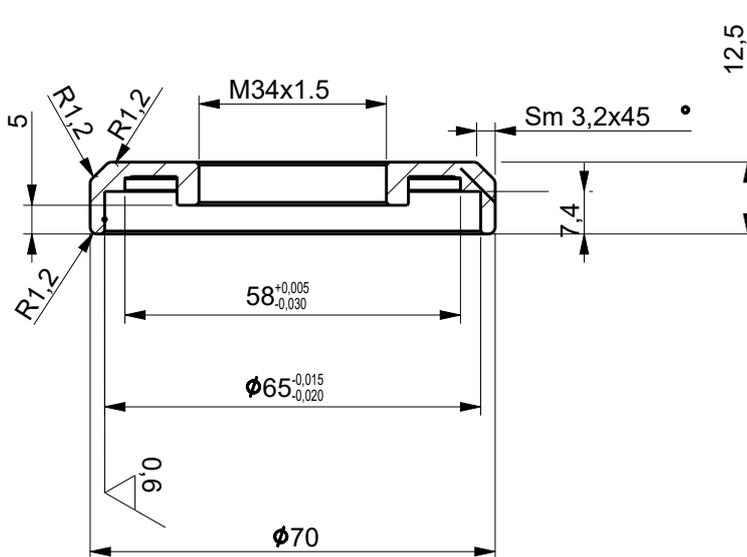
OGGETTO TITLE	Calotta Puleggia Elettroattuata		Progettista Designer	Direttore Tecnico Technical Director	Direttore Generale CEO
MATERIALE MATERIAL	11SMnPb37	TRATTAMENTO/TREATMENT	A.Bandello	A.Malossi	Ugo Malossi
TOLLERANZA GENERALE SECONDO UNI EN 22768-1, GDP- GENERAL TOLERANCES CONFORM TO UNI EN 22768-1, TOL- CLASS:		Peso [kg] Weight [kg]	SCALA /SCALE	DUREZZA/HARDNESS	FORMATO/SIZE
		1	1:1		A4
ARTICOLO PART. NO.	ATTREZZ. N. TOOLING. NO	PROGETTO PROJECT	DISEGNO UTILE / USED FOR	DATA/DATE	
				Sep-24-18	
La proprietà di questo disegno è riservata a termini di legge. Si vieta la riproduzione anche parziale o la trasmissione a terzi senza la nostra autorizzazione scritta. The content of the drawing is protected by law. It is unlawful to reproduce and/or distribute to third parties without our written permission		Per le quote mancanti fare riferimento al modello 3D Refer to 3D model for missing dimensions Nome file: CALOTTA_GUIDA		DISEGNO N. / DRAWING NO.	REV / ESP
				1	0





Smussi non quotati 0.5x45
Raccordi non quotati R1

OGGETTO TITLE	Vite Movimentazione Puleggia		Progettista Designer	Direttore Tecnico Technical Director	Direttore Generale CEO
MATERIALE MATERIAL	39NiCrMo3Pb	TRATTAMENTO/TREATMENT	A.Bandello	A.Malossi	Ugo Malossi
TOLLERANZA GENERALE SECONDO UNI EN 22768-1, GDP- GENERAL TOLERANCES CONFORM TO UNI EN 22768-1, TOL- CLASS:	Peso [kg] Weight [kg]	1	SCALA /SCALE	1:1	FORMATO/SIZE A4
ARTICOLO PART. NO.	ATTREZZ. N. TOOLING. NO.	PROGETTO PROJECT	DISEGNO UTILE / USED FOR		DATA/DATE Sep-24-18
La proprietà di questo disegno è riservata a termini di legge. Si vieta la riproduzione anche parziale o la trasmissione a terzi senza la nostra autorizzazione scritta. The content of the drawing is protected by law. It is unlawful to reproduce and/or distribute to third parties without our written permission		Per le quote mancanti fare riferimento al modello 3D Refer to 3D model for missing dimensions Nome file: VITE	DISEGNO N. / DRAWING NO. 3		REV / ESP 0

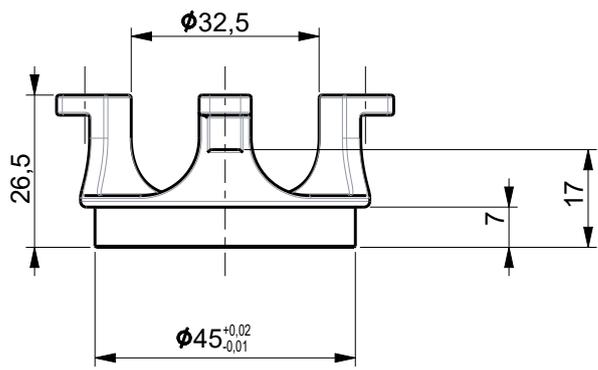
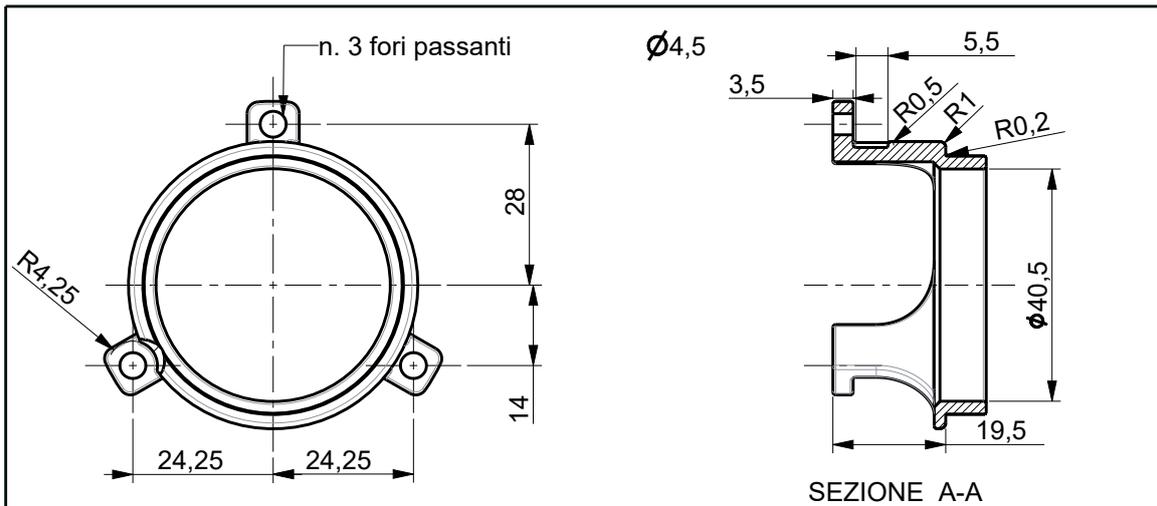


Riferirsi al modello CAD 4.igs

Raccordi non quotati R0.2
Smussi non quotati 0.2x45



OGGETTO TITLE	Madrevite Guide Puleggia Elettroattuata		Progettista Designer A. Bandello	Direttore Tecnico Technical Director A. Malossi	Direttore Generale CEO Ugo Malossi
MATERIALE MATERIAL	39NiCrMo3Pb	TRATTAMENTO/TREATMENT	FINITURA/FINISH		DUREZZA/HARDNESS
TOLLERANZA GENERALE SECONDO UNI EN 22768-1, GDP- GENERAL TOLERANCES CONFORM TO UNI EN 22768-1, TOL- CLASS:	Peso [kg] Weight [kg]	1.0	SCALA /SCALE 1:1	FORMATO/SIZE A4	
ARTICOLO PART. NO.	ATTREZZ. N. TOOLING. NO.	PROGETTO PROJECT	DISEGNO UTILE / USED FOR		DATA/DATE Aug-30-18
La proprietà di questo disegno è riservata a termini di legge. Si vieta la riproduzione anche parziale o la trasmissione a terzi senza la nostra autorizzazione scritta. The content of the drawing is protected by law. It is unlawful to reproduce and/or distribute to third parties without our written permission		Per le quote mancanti fare riferimento al modello 3D Refer to 3D model for missing dimensions Nome file: MADREVITE	DISEGNO N. / DRAWING NO. 4		REV / ESP 0



Riferirsi al modello CAD 5.igs

Raccordi non quotati R1
Smussi non quotati 0.5x45



OGGETTO TITLE	Trascinatore Puleggia Elettroattuatora		Progettista Designer A. Bandello	Direttore Tecnico Technical Director A. Malossi	Direttore Generale CEO Ugo Malossi
MATERIALE MATERIAL	39NiCrMo3Pb	TRATTAMENTO/TREATMENT	FINITURA/FINISH		DUREZZA/HARDNESS
TOLLERANZA GENERALE SECONDO UNI EN 22768-1, GDP- GENERAL TOLERANCES CONFORM TO UNI EN 22768-1, TOL-CLASS:	Peso [kg] Weight [kg]	1	SCALA /SCALE 1:1	FORMATO/SIZE A4	
ARTICOLO PART. NO.	ATTREZZ. N. TOOLING. NO.	PROGETTO PROJECT	DISEGNO UTILE / USED FOR		DATA/DATE Sep-25-18
La proprietà di questo disegno è riservata a termini di legge. Si vieta la riproduzione anche parziale o la trasmissione a terzi senza la nostra autorizzazione scritta. The content of the drawing is protected by law. It is unlawful to reproduce and/or distribute to third parties without our written permission		Per le quote mancanti fare riferimento al modello 3D Refer to 3D model for missing dimensions Nome file: TRASCINATORE	DISEGNO N. / DRAWING NO. 5		REV / ESP 0

Bibliografia

- Mario Cicognani – “Trasmissioni con cinghie; piatte, trapezoidali, sincrone”. Hoepli
- Giancarlo Ferrari – “Motori a combustione interna”. Il Capitello
- Nuovo Colombo – “Manuale dell’ingegnere”. Hoepli
- Luigi Mangialardi, Giacomo Mantriota – “Rendimento del CVT a pulegge espandibili”. Organi di Trasmissione, luglio 1999
- Enrico Corti, Francesco Migliore and Davide Moro, Development of A Control-Oriented Model of Engine, Transmission and Vehicle Systems for Motor Scooter HIL Testing, SAE 2009-01-1779, 2009
- Larry R. Oliver, C. O. Johnson, W. F. Breig – “Agricultural V-belt drive design”. Dayco Corporation
- Luigi Mangialardi, Giuseppe Carbone, Giacomo Mantriota – “Theoretical model of metal V-belt driver durino rapid ratio changing”. ASME Journal of mechanical design, marzo 2001 vol.123
- Sew – Eurodrive, “Manuale degli organi di Comando”, Tecniche Nuove, 1985

Ringraziamenti

Desidero innanzitutto ringraziare la Malossi S.p.A. per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro ed in particolare Andrea ed Ugo Malossi per la loro disponibilità in ogni mia richiesta.

Ringrazio l'ing. Gianluca Bottini che mi ha seguito in questi mesi e tutti i ragazzi dell'ufficio tecnico, Silvio e Riccardo che si sono occupati della produzione del primo prototipo, Fabio del reparto sperimentazione per aver condiviso con me tutta la sua esperienza, Matteo ed Andrea per avermi aiutato in officina durante le varie prove di assemblaggio e l'allestimento del motore al banco, Valerio per avermi fornito supporto durante le riprese delle attività, Lucia e Rosario per la loro simpatia e tutti i ragazzi del reparto produzione.

Un sentito ringraziamento va al professor Nicolò Cavina per aver accettato di seguirmi in questo progetto e per avermi trasmesso l'interesse verso il mondo del controllo durante le sue lezioni tenute sempre con grande passione e motivazione nei confronti di noi studenti.

Un grazie infinito ad Elena per avermi spronato dal primo giorno in cui l'ho conosciuta e per essersi spesso sacrificata pur di vedermi raggiungere il mio obiettivo.

Un ringraziamento particolare va a mia madre, a mio padre e a mia sorella che hanno compiuto innumerevoli sacrifici per permettermi di raggiungere questo obiettivo, e a tutta la mia famiglia che mi ha sempre sostenuto: spero di averli resi orgogliosi di me.

Ringrazio l'ing. Tommaso Savioli che mi ha presentato all'azienda e con cui ho cominciato a testare, oramai più di due anni fa, un primo e rudimentale sistema di controllo con l'aiuto del nostro amico Solla che ha donato la parte meccanica per il bene della "ricerca": grazie anche a lui ed al suo F15.

Voglio anche ringraziare tutti i miei amici, vicini e lontani, che mi hanno sempre incoraggiato a migliorare, in particolare Vito, Andrea e Fabrizio con i quali ho condiviso questi due anni di corsi.

Infine ma non meno importante, vorrei ringraziare il mio amico Antonio detto "Biccio" per i pomeriggi passati insieme a lavorare sul nostro veicolo per gare di accelerazione (rigorosamente equipaggiato con motore Malossi 77cc) dal quale tutto è cominciato.