

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II**



**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**  
**DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA**

**DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI**

**TESI DI DOTTORATO**

**SVILUPPO DI UN DIFFERENZIALE SEMIATTIVO A  
FLUIDO MAGNETOREOLOGICO**

COORDINATORE DEL  
DOTTORATO:

CH.MO PROF. ING.  
RAFFAELE TUCCILLO

TUTOR:

CH.MO PROF. ING.  
RICCARDO RUSSO

CO-RELATORE:

CH.MO PROF. ING.  
MICHELE RUSSO

CANDIDATO:

ING. MARIO TERZO

**XX CICLO – ANNO 2007**

# INDICE

<i>Introduzione</i> .....	1
<b>Capitolo 1 I Fluidi Magnetoreologici</b> .....	4
1.1 Generalità.....	4
1.2 Proprietà reologiche.....	7
1.3 Proprietà magnetiche.....	18
1.4 Tempi di risposta.....	21
1.5 Temperatura di funzionamento.....	24
1.6 Compatibilità con altri materiali e sedimentazione.....	25
1.7 Vita utile.....	26
1.8 Tipologie di scorrimento del fluido.....	27
1.9 Parametri di progettazione per dispositivi a tipologia shear mode.....	29
1.10 Comportamento in transitorio di un fluido MR impiegato per trasmettere coppia.....	38
1.11 Dimensionamento dei circuiti magnetici.....	42
1.12 Caratteristiche dei materiali ferromagnetici.....	48
1.13 Dispositivi impieganti fluidi MR.....	53
<b>Capitolo 2 Il Differenziale degli Autoveicoli</b> .....	66
2.1 Utilità del differenziale.....	66
2.2 Il differenziale ordinario.....	69
2.3 Differenziali autobloccanti.....	74
2.3.1 Differenziale autobloccante con giunto viscoso Ferguson.....	77
2.3.2 Differenziale autobloccante a lamelle precaricato.....	83
2.3.3 Differenziale autobloccante a lamelle Dana Trac - Loc®.....	85

2.3.4	Differenziale autobloccante Borg – Warner.....	88
2.3.5	Differenziale Torsen.....	89
2.4	Differenziali attivi.....	94
2.4.1	Differenziale autobloccante a fluido magnetoreologico.....	97
2.5	Effetti del differenziale sul comportamento dinamico del veicolo.....	106

### *Capitolo 3* **Logica di Controllo e Risultati delle**

	<b>Manovre Simulate.....</b>	<b>108</b>
3.1	Ambiente di calcolo e simulazioni in “Software in the Loop”.....	108
3.1.1	Software di calcolo.....	109
3.1.2	Simulatore di autoveicolo.....	111
3.1.3	Modello di differenziale.....	118
3.2	Logica di controllo.....	121
3.2.1	“Understeering_lower_external_wheel”.....	123
3.2.2	“Curve_cutoff”.....	131
3.2.3	“Spin_up”.....	132
3.3	Algoritmi di stima.....	133
3.3.1	Stima dell’angolo d’assetto del veicolo.....	134
3.3.2	Stima del valore di riferimento dell’angolo d’assetto del veicolo.....	136
3.3.3	Stima del valore di riferimento della velocità d’imbardata del veicolo.....	142
3.4	Descrizione delle manovre eseguite.....	144
3.4.1	“Chiocciola” in regime stazionario.....	145
3.4.2	“Steering pad”.....	155
3.4.3	Rilascio in curva.....	161
3.4.4	Transitorio di inserimento in curva.....	167
3.4.5	Spunto in salita in condizioni di $\mu$ -split.....	172

<i>Capitolo 4 Attività Sperimentale su un Giunto</i>	
<b>Impiegante Fluidi Magnetoreologici</b> .....	178
4.1 Descrizione del giunto impiegante fluidi magnetoreologici.....	178
4.2 Descrizione delle prove effettuate.....	188
4.2.1 Determinazione della caratteristica coppia - corrente.....	190
4.2.2 Influenza della velocità di rotazione sulla coppia trasmessa.....	192
4.2.3 Risposta ad un input a gradino.....	193
<i>Conclusioni</i> .....	196
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	198

## *Introduzione*

Negli ultimi anni, grazie ad un forte sviluppo tecnologico e ad un consolidarsi della presenza dell'elettronica nel settore della meccanica, si è assistito ad un consistente progresso della *driveline* degli autoveicoli, ossia del sottosistema che ha il compito di trasmettere il moto dal motore alle ruote. Basti pensare alla diffusione del cambio robotizzato o all'innovativo cambio *dual clutch*, due dispositivi che, grazie al controllo elettronico e a sofisticati sistemi di attuazione, favoriscono la guidabilità del veicolo.

Di pari passo sta aumentando la diffusione di differenziali non convenzionali, i cosiddetti differenziali autobloccanti, a bordo di berline e vetture sportive. Rispetto a quelli ordinari (non autobloccanti), tali differenziali rappresentano, infatti, un valido strumento per migliorare la capacità di trazione di un veicolo, nei casi in cui le ruote motrici si trovino in condizioni di aderenza diverse. L'interesse delle case automobilistiche per questi componenti è in aumento, ed è stato incoraggiato dalla recente diffusione dei sistemi di trazione integrale all'interno di segmenti di mercato fino a pochi anni fa quasi completamente esclusi, come quelli delle berline di fascia media e di lusso. L'effettiva possibilità di trasmettere a terra la potenza in uscita dal motore dipende dalle condizioni di aderenza degli pneumatici, unica interfaccia di un veicolo con la strada, e dalle modalità con cui la coppia viene ripartita tra le ruote motrici. Infatti, la massima forza di trazione che un veicolo può scambiare con il terreno dipende unicamente dai coefficienti di aderenza pneumatico - strada e dai carichi verticali gravanti, ma questa forza può essere effettivamente trasmessa a terra solo nel caso in cui gli organi della trasmissione siano in grado di applicare coppie motrici superiori alle ruote con aderenza migliore, in modo da sfruttare completamente la trazione disponibile sulla singola ruota. Al contrario dei differenziali ordinari, i differenziali autobloccanti permettono di realizzare una ripartizione ottimale del momento motore, variando il rapporto tra le coppie in uscita in funzione delle condizioni di aderenza delle ruote motrici, e rappresentano, quindi, un utile strumento per migliorare la capacità di trazione di un veicolo. I differenziali autobloccanti hanno importanti influenze anche sul comportamento direzionale di una vettura, poiché le

modalità della ripartizione della coppia tra le ruote motrici ne modificano il carattere sovra – sottosterzante e, nel caso di un differenziale montato sull'assale anteriore, hanno delle forti ripercussioni sul 'feeling' di sterzo. Esistono molte tipologie di differenziali autobloccanti e ognuna di esse influenza il comportamento dinamico di un veicolo in maniera diversa. L'analisi di queste influenze è molto importante, poiché fornisce indicazioni utili per la scelta del differenziale, in relazione alle condizioni di impiego e al tipo di veicolo cui è destinato.

La presente attività di tesi nasce da una idea innovativa consistente in un differenziale semiattivo che, per il suo funzionamento, impiega fluidi magnetoreologici, cioè fluidi che presentano un comportamento reologico variabile a seconda del campo magnetico a cui sono sottoposti. Al differenziale è stato dato il nome di MRF LSD (acronimo di MagnetoRheological Fluid Limited Slip Differential).

La tesi si articola in quattro capitoli. Il primo capitolo, analizzando la bibliografia reperita, approfondisce gli aspetti riguardanti il funzionamento dei fluidi magnetoreologici. Nel secondo capitolo, dopo aver descritto nel dettaglio il funzionamento di un differenziale convenzionale, si analizzano i differenziali autobloccanti ritenuti più significativi. Il capitolo si chiude con l'illustrazione di un primo prototipo virtuale di MRF LSD. Si passa, poi, nel terzo capitolo, all'implementazione del modello matematico di MRF LSD in ambiente Matlab/Simulink<sup>®</sup>, al fine di poter condurre, sulla base di simulazioni *software in the loop*, la progettazione e validazione di una logica di controllo sviluppata ad hoc per il nuovo differenziale. A tal fine, il modello di MRF LSD è stato interfacciato, da un lato, con un software di simulazione della dinamica del veicolo (*CarSim*<sup>®</sup>) e, dall'altro, con la logica di controllo, interamente sviluppata nell'ambito della presente attività di tesi.

Il quarto ed ultimo capitolo descrive una attività di carattere sperimentale. Si illustra la sperimentazione condotta su di un giunto, impiegante fluidi magnetoreologici, appositamente progettato e realizzato con un duplice obiettivo. Da un lato si vogliono approfondire le conoscenze sulle possibilità offerte dai fluidi MR nel campo della trasmissione di potenza, dall'altro si cercano spunti di miglioramento per il progetto del differenziale semiattivo MRF LSD.

Alla fine di questo lavoro sento il dovere di esprimere il mio ringraziamento a coloro che, con preziose indicazioni e suggerimenti efficaci, mi hanno guidato lungo questo percorso triennale: al Prof. Michele Russo e al Prof. Riccardo Russo della Facoltà d'Ingegneria dell'Università "Federico II" di Napoli. Desidero inoltre ringraziare l'Ing. Raffaele De Rosa, dottorando presso la stessa Facoltà, per la preziosa collaborazione. Un vivo ringraziamento va al Prof. Vittorio Isastia Cimino e all'Ing. Massimo Bellucci del Dipartimento di Ingegneria Elettrica della medesima Università.

## Capitolo 1

# I FLUIDI MAGNETOREOLOGICI

---

*Il presente capitolo mira a fornire una descrizione dettagliata dello stato dell'arte dei fluidi magnetoreologici. Avvalendosi della bibliografia reperita sul tema, saranno descritte le loro proprietà e saranno illustrate le teorie sulle modalità di scorrimento del fluido. Si analizzeranno gli aspetti concernenti la modellazione e s'illustreranno i principali dispositivi realizzati impieganti tale tipologia di fluido.*

---

### 1.1 Generalità

La scoperta dei fluidi magnetoreologici, in seguito **MRF**, risale alla fine degli anni quaranta ed è attribuita a *Jacob Rabinow*, ricercatore presso la US National Bureau of Standards.

L'interesse per questi fluidi è cresciuto con il passare degli anni grazie all'evolversi dell'elettronica di controllo.

Questi fluidi appartengono alla categoria dei materiali indicati nella letteratura anglosassone come *fluidi controllabili*, ovvero materiali le cui caratteristiche chimico-fisiche possono variare in maniera controllata.

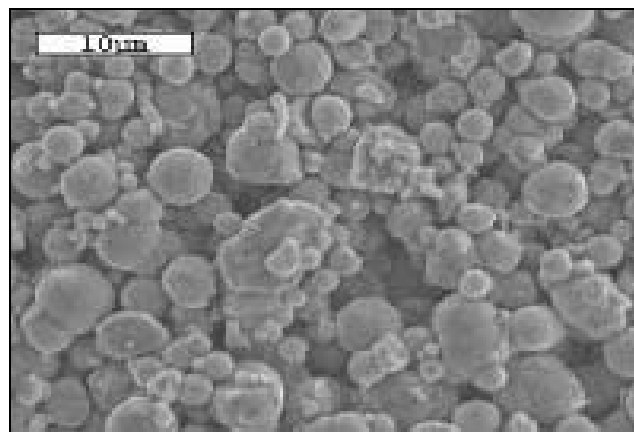
I fluidi MR riescono, infatti, a cambiare in maniera semplice, rapida, e soprattutto in modo reversibile, il loro comportamento reologico a seconda del campo magnetico al quale sono sottoposti.



In assenza di questo, il fluido si comporta come un liquido con viscosità paragonabile a quella di un olio, mentre, in seguito all'applicazione di un campo magnetico, assume l'aspetto di solido gelatinoso.

Il passaggio da uno stato all'altro è repentino ed avviene in pochi millisecondi.

I fluidi MR sono costituiti da fini particelle polarizzabili di materiale ferromagnetico in sospensione in un liquido di base, generalmente un olio o una soluzione acquosa. Le particelle hanno un diametro compreso tra 1 e 10  $\mu\text{m}$ . Nella figura che segue si riporta un ingrandimento con l'indicazione dell'ordine di grandezza delle particelle in sospensione; a tal proposito si vuole precisare che non si può considerare un fluido MR come una sospensione colloidale in quanto in questa le particelle hanno dimensioni molto inferiori (circa 1000 volte).

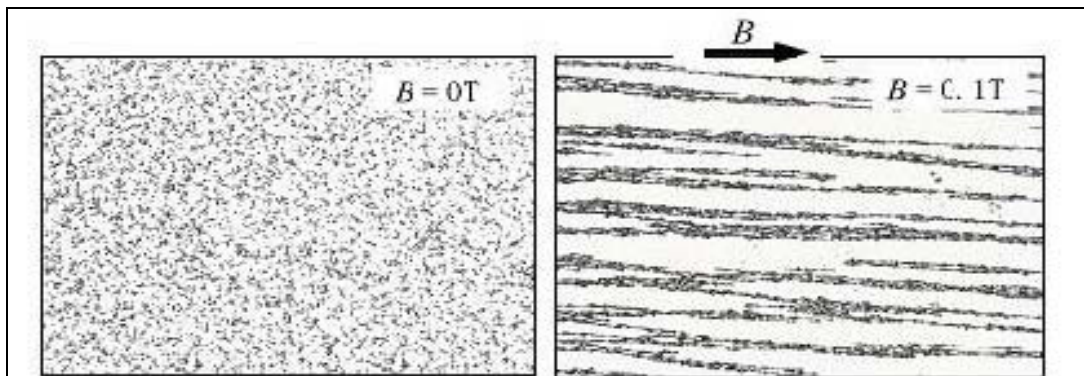


*Fig. 1.1*

Quando è presente un campo magnetico esterno, sulle particelle ferromagnetiche è indotto un momento magnetico. L'interazione magnetica tra i dipoli delle particelle porta il sistema in uno stato energetico di non equilibrio.

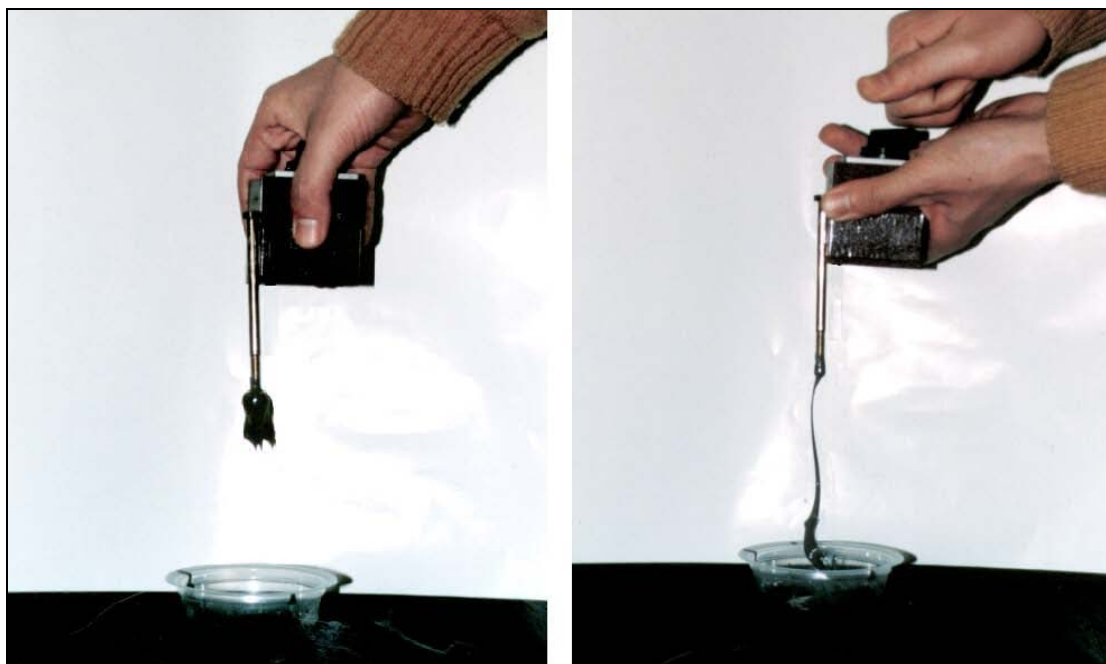
Le particelle tenderanno, quindi, a muoversi e riordinarsi per riportare il sistema in una nuova configurazione di minima energia.

Una disposizione energeticamente favorevole è quella con le particelle unite tra loro a formare delle catene parallele alle linee di flusso magnetico.



*Fig. 1.2*

All'aumentare del flusso queste catene si aggregano tra di loro per formare vere e proprie colonne. Tali colonne, riducendo la mobilità del fluido, sono responsabili del macroscopico aumento delle caratteristiche viscosive. Nella figura che segue si mostra il radicale cambiamento dello stato del fluido nel passaggio dalle condizioni di campo magnetico applicato a quelle di campo annullato.



$H \neq 0$

$H = 0$

*Fig. 1.3*

## **1.2 Proprietà reologiche**

La Reologia è la scienza che studia le proprietà di scorrimento fluido dei materiali, e, con accezione più ampia, la deformazione dei corpi continui anche se non accompagnata da fluire continuo. Le proprietà reologiche dei fluidi MR dipendono fortemente dalla concentrazione e densità delle particelle, dalla loro dimensione, dalle proprietà della fase continua, dagli additivi aggiunti al fluido, dal campo magnetico applicato, dalla temperatura, e da altri fattori secondari.

Lo strumento utilizzato per determinare le proprietà fondamentali dei fluidi MR è il *reometro*. Questo è un dispositivo costituito generalmente da due cilindri concentrici aventi una velocità angolare relativa. Nell'intercapedine tra i due organi rotanti viene inserito il fluido. Nell'ipotesi che lo spazio tra i due cilindri sia sufficientemente piccolo, se comparato al raggio dei cilindri, il flusso del fluido può essere considerato planare. L'ordine di grandezza dello spessore del fluido è dell'ordine di alcuni decimi di millimetro, mentre i diametri dei cilindri sono dell'ordine di decine di centimetri.

Inoltre è presente un circuito elettromagnetico in grado di generare un flusso magnetico ortogonale alle due superfici dell'intercapedine. Di solito si generano campi magnetici fino ad un valore massimo dell'ordine di un tesla.

Il gradiente della velocità tangenziale è un parametro controllato modificando sia lo spessore del gap tra le superfici, sia cambiando la loro velocità relativa. Sotto queste condizioni è possibile misurare la tensione di taglio del fluido, in funzione del flusso magnetico che attraversa lo strato di fluido.

In assenza di flusso magnetico, i fluidi MR mostrano un comportamento tipico dei fluidi newtoniani. La tensione tangenziale ha un andamento lineare in funzione del gradiente della velocità tangenziale nella direzione normale a quella del moto, ossia:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}$$

dove  $\tau$  è la tensione tangenziale,  $\eta$  la viscosità del fluido e  $\dot{\gamma}$  il gradiente di velocità.

Il gradiente di velocità è dato da:

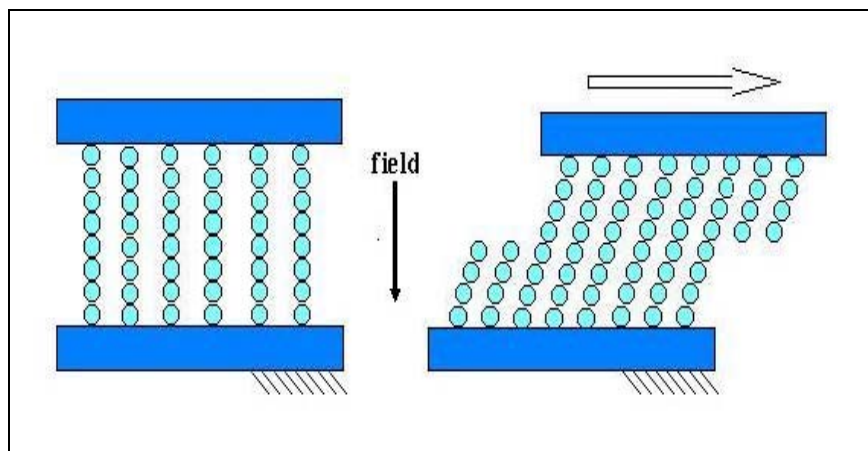
$$\dot{\gamma} = \frac{\partial V}{\partial y} \cong \frac{V}{g}$$

dove  $V$  è la velocità relativa tra le due superfici in movimento e  $g$  lo spessore del fluido. L'approssimazione utilizzata è valida solo se  $g$  è molto piccolo rispetto ai diametri dei rotori dello strumento di misura. Sotto queste ipotesi è possibile considerare che il moto del fluido sia laminare (moto di Poiseuille) e l'andamento della velocità sia lineare all'interno dello strato di fluido.

Si vuole a questo punto richiamare l'attenzione sull'unità di misura della viscosità  $\eta$ ; le sue dimensioni sono  $[\eta] = [ML^{-1}T^{-1}]$ , dunque nel **S.I.** la sua unità di misura è il  $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} = Pa \cdot s$ , detta anche *decapoise* = *daP*, essendo il poise (da Poiseuille) la corrispondente unità nel sistema CGS ( $1 poise = g \cdot cm^{-1} \cdot s^{-1}$ ).

L'andamento della tensione tangenziale in funzione del  $\dot{\gamma}$  per un fluido MR, a temperatura ambiente e in assenza di campo magnetico, ha un comportamento pressoché lineare e quindi la viscosità è una costante, indipendente dal gradiente di velocità tangenziale.

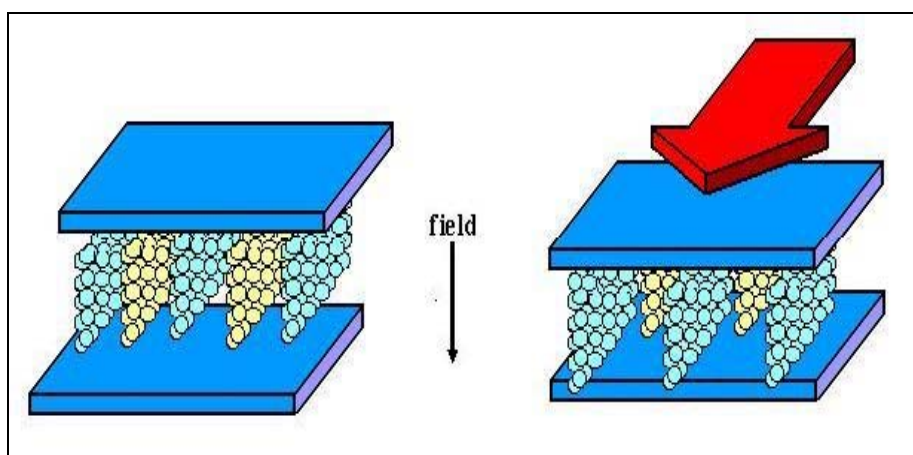
Quando invece viene applicato un campo magnetico, le particelle in sospensione si uniscono a formare delle catene parallele alle linee di flusso. La loro presenza contrasta il moto delle superfici. In particolare, per avere uno scorrimento relativo, occorre superare una certa soglia di forza tangenziale necessaria a rompere le catene. Quindi, durante un moto relativo, le colonne di particelle si rompono e si ricreano continuamente (vedi figura). Tale forza aumenta all'aumentare del campo magnetico applicato.



**Fig. 1.4**

Recenti studi condotti da Filisko ed Henley hanno mostrato che il fenomeno di rottura e successiva ricreazione delle colonne di particelle non è l'effetto primario che avviene nei fluidi MR.. Filisko ed Henley sostengono che le catene si uniscono a formare strutture geometriche compatte, definite *lamelle*, che aderiscono ad una delle due superfici e si assottigliano verso l'altra superficie.

Durante il moto relativo le lamelle rimangono intatte e scorrono, in corrispondenza di un'estremità, rispetto alla superficie, come è mostrato nella figura seguente.



**Fig. 1.5**

Quindi la forza tangenziale non è necessaria a rompere le catene, ma a vincere gli attriti che nascono dal movimento reciproco delle lamelle rispetto alla superficie su cui scorrono.

*La tensione tangenziale del fluido MR presenta, quindi, un valore di soglia, dipendente dal campo magnetico applicato, sotto il quale non esiste alcuno scorrimento relativo tra le superfici, questo valore è denominato **yield stress**.*

La transizione dalla fase di non scorrimento (fase solida) a quella di scorrimento (fase liquida), dovuta ad un progressivo aumento del  $\dot{\gamma}$ , avviene ad un diverso valore della tensione tangenziale rispetto alla transizione inversa da liquido a solido. Lo yield stress associato alla trasformazione da solido a liquido è definito **static yield stress**  $\tau_{y,s}$ ,

mentre quello associato all'opposta trasformazione è definito *dynamic yield stress*  $\tau_{y,d}$ .

Entrambi i valori di tensione tangenziale hanno lo stesso ordine di grandezza e sono molto simili, ma generalmente si ha che:  $\tau_{y,s} > \tau_{y,d}$ .

Il modello che meglio approssima il comportamento di un fluido MR soggetto a un campo magnetico esterno  $H$  è quello di **Bingham**, tipico dei materiali viscoplastici. Esso restituisce il valore dello sforzo di taglio che il fluido è in grado di trasmettere in presenza di scorrimento tra le superfici:

$$\dot{\gamma} \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} \tau \geq \tau_{y,d}(H) \\ \tau = \tau_{y,d}(H) + \eta \cdot \dot{\gamma} \end{cases}$$

dove  $\dot{\gamma}$  è il gradiente di velocità già introdotto e  $\eta$  la viscosità del fluido (assunta costante con il campo magnetico).

In sintesi si ha:

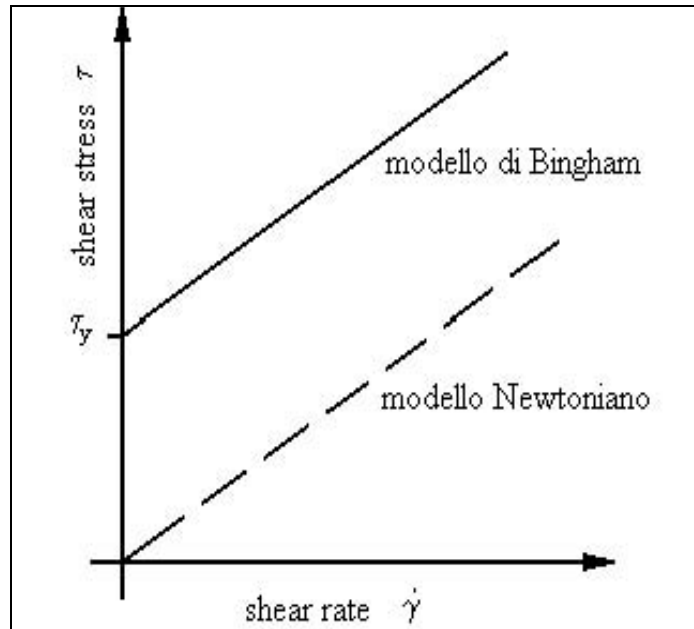
$$H=0 \Rightarrow \tau = \eta \cdot \dot{\gamma}$$

$$H \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} \dot{\gamma} = 0 \Rightarrow \begin{cases} \tau \leq \tau_{y,s}(H) \\ \tau = G \cdot \gamma \end{cases} \\ \dot{\gamma} \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} \tau \geq \tau_{y,d}(H) \\ \tau = \tau_{y,d}(H) + \eta \cdot \dot{\gamma} \end{cases} \end{cases}$$

In tali espressioni  $G$  è il modulo di elasticità tangenziale del fluido MR, mentre  $\gamma$  è la deformazione di scorrimento.

Per valori di tensione minori dello yield stress del fluido non si ha scorrimento e, quindi, il materiale MR si comporta come un solido. Se però si aumenta la tensione

tangenziale fino a portarla a valori maggiori di  $\tau_{y,s}(H)$  il liquido incomincia a muoversi, ossia  $\dot{\gamma} \neq 0$  e la tensione prende l'andamento sotto riportato.

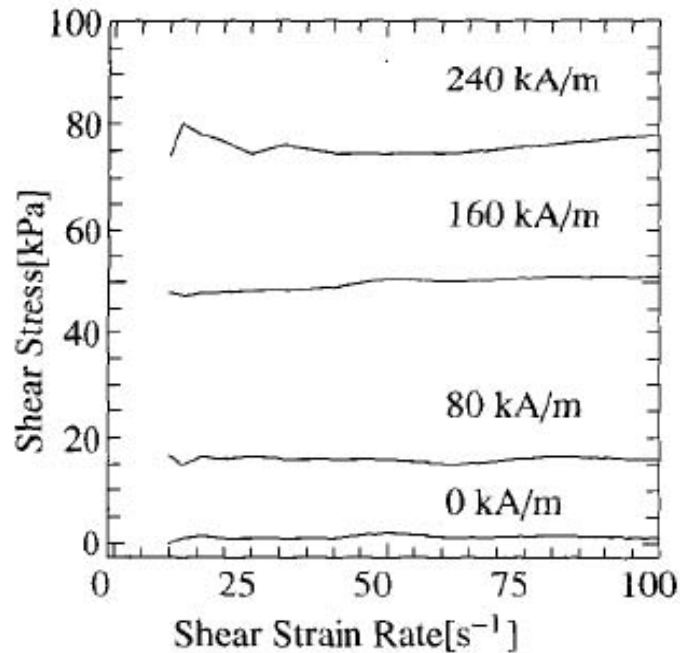


**Fig. 1.6**

Si è detto in precedenza che  $\tau_{y,s} \cong \tau_{y,d}$ , dunque, posto per tutto il prosieguo della trattazione  $\tau_{y,s} \cong \tau_{y,d} = \tau_y$ , la tensione tangenziale si può scrivere nella forma :

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \cdot \dot{\gamma} .$$

Da questa relazione si trae che, poiché per alti valori dell'induzione magnetica il valore dello yield stress diventa preponderante rispetto al termine newtoniano, la tensione tangenziale sarà in tal caso pressoché indipendente da  $\dot{\gamma}$  ed assume un valore circa uguale a  $\tau_y$ .



**Fig. 1.7**

Come si osserva dalla figura 1.7, i fluidi magnetoreologici riescono ad avere valori di yield stress dinamico notevolmente elevati, dell'ordine di 50-100 kPa con valori di intensità del campo magnetico  $H$  dell'ordine di 150-250 kA/m.

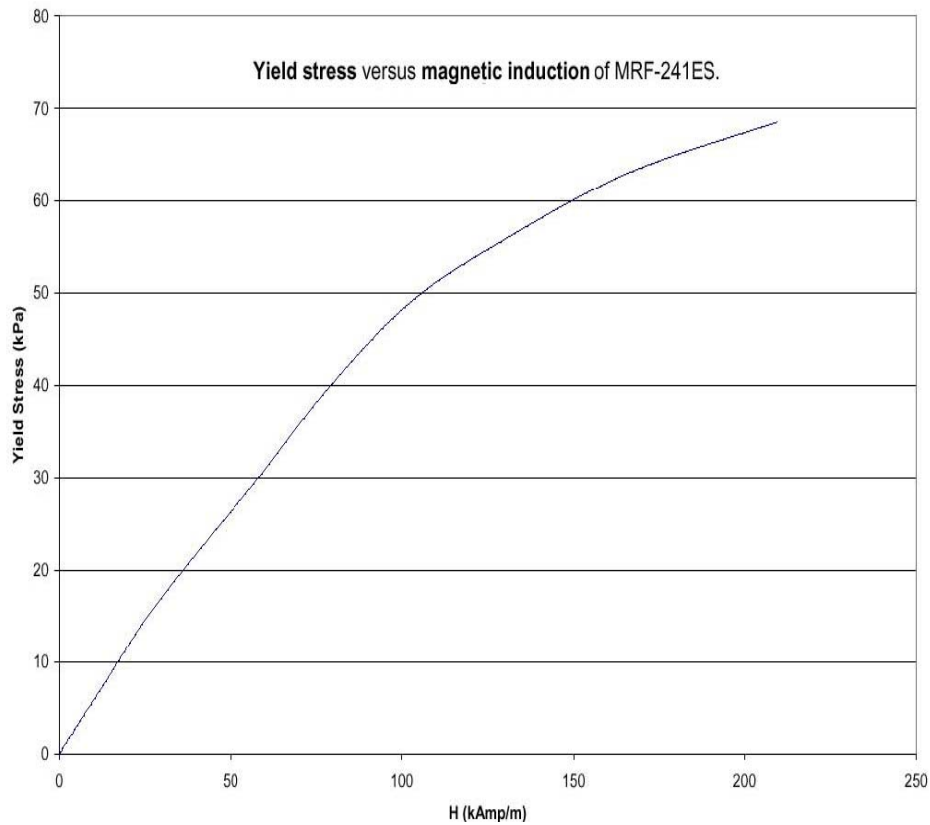
Come si vedrà più avanti il valore di yield stress è limitato, per i fluidi magnetoreologici, dalla saturazione magnetica.

È importante notare che lo yield stress non è una grandezza direttamente misurabile, ma può essere ottenuta estrapolando dal grafico il valore di  $\tau(\dot{\gamma})$  per  $\dot{\gamma} = 0$ .

Nella progettazione di dispositivi elettromeccanici, che fanno uso di fluidi MR, e' di fondamentale importanza conoscere la relazione che intercorre tra lo yield stress e il campo magnetico applicato.

Nella figura che segue è riportato l'andamento dello yield stress in funzione dell'intensità del campo magnetico, per un particolare fluido MR.



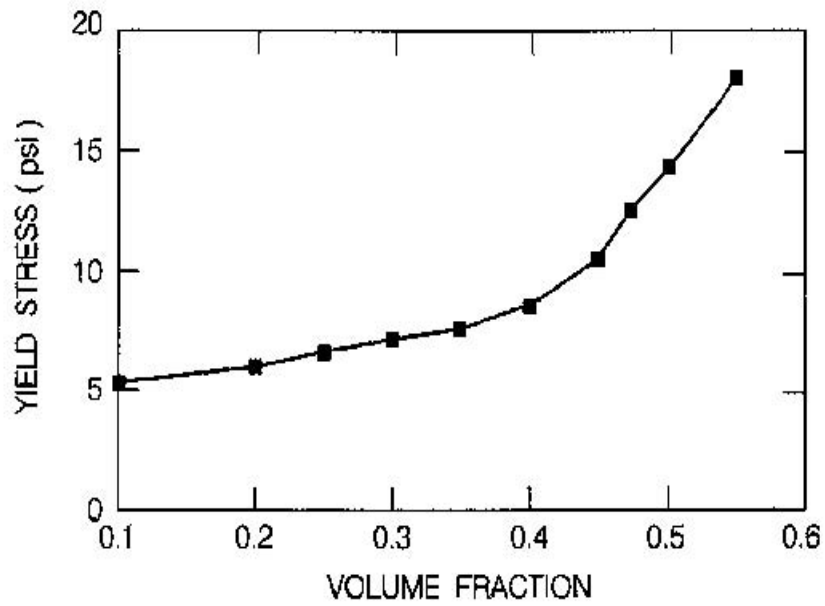


**Fig. 1.8**

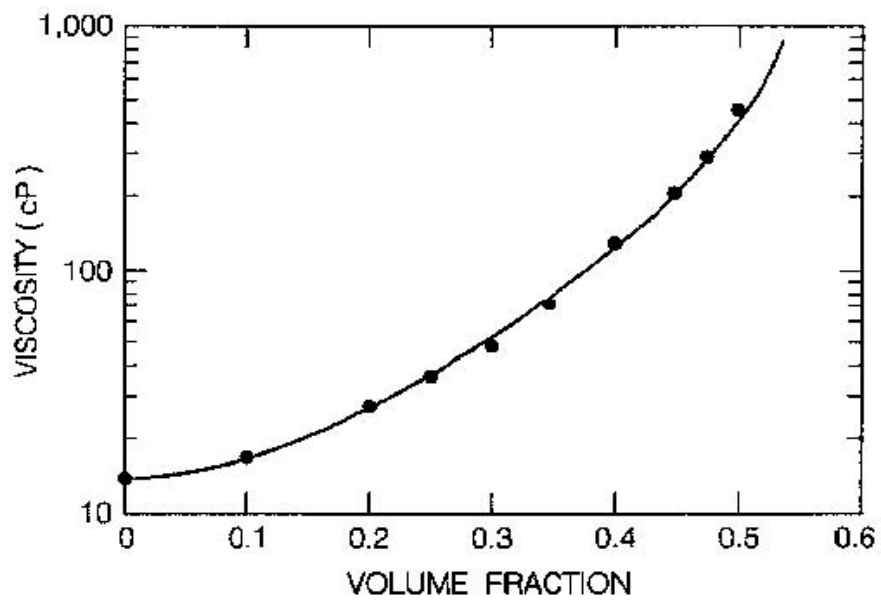
Un interessante studio sulla dipendenza tra la concentrazione del particolato, le tensioni tangenziali e la viscosità del fluido è stato condotto da *R. T. Foister*.

Si è dedotto che un aumento della percentuale in volume del particolato provoca un aumento dello yield stress a parità di campo di induzione nel fluido magnetoreologico. A tale aumento di percentuale in volume però, segue, in assenza di campo magnetico, un aumento della viscosità del fluido.

Di seguito sono riportati due grafici: il primo mostra la variazione dello yield stress al variare della percentuale in volume di particelle con un campo di induzione magnetica di 1 T; il secondo la variazione della viscosità al variare della percentuale in volume di particelle presenti in assenza di campo magnetico.



*Fig. 1.9 – Yield stress in funzione del volume di particolato per un fluido MR  
( $B = 1T$ )*



*Fig. 1.10 – Viscosità in funzione del volume di particolato per un fluido MR  
( $B = 0T$ )*

Dalle figure si deduce che mentre lo yield stress può essere raddoppiato aumentando la percentuale in volume di particolato da 0.1 a 0.45, la viscosità in questo intervallo va da 15 a 200 centipoise.

Foister dimostra che un metodo per aumentare il valore di yield stress di un fluido magnetoreologico, senza aumentarne drammaticamente la viscosità a campo magnetico nullo, è quella di utilizzare un fluido con una distribuzione bimodale della dimensione delle particelle.

In pratica si osserva che l'effetto migliore si ottiene utilizzando un gruppo di particelle "piccole", di una certa dimensione, e un secondo gruppo di particelle "grandi", di dimensione 5-10 volte superiore.

Per poter valutare al meglio quanto l'aumento della concentrazione del particolato influisca sulle prestazioni dei dispositivi è essenziale introdurre il **Rapporto Dinamico o Turn-up Ratio**, che esprime *il rapporto tra la massima coppia ottenuta in uscita da un dispositivo magnetoreologico e la coppia di uscita con campo magnetico nullo*.

Nella progettazione di dispositivi magnetoreologici si tende, generalmente, a massimizzare tale rapporto, rendendo così trascurabile la coppia residua a campo magnetico nullo. Per un fluido magnetoreologico monomodale, un aumento della percentuale in volume della fase dispersa provoca una diminuzione del Turn-up Ratio, perché l'incremento percentuale dello yield stress, all'aumentare della percentuale in volume di particolato, è inferiore all'incremento percentuale con cui cresce la viscosità del fluido a campo nullo.

Nei fluidi magnetoreologici bimodali, invece, si osserva un netto aumento del Turn-up Ratio all'aumentare della percentuale di particolato.

La principale azienda produttrice di fluidi magnetoreologici commerciali è la **LORD Corporation**. La composizione base di quattro suoi fluidi è la seguente:

<b>MRF COM_ MERCIALI</b>	<b>PERCENTUALE IN VOLUME PARTICOLATO</b>	<b>MATRICE FLUIDA</b>	<b>DENSITÀ [ g/cm<sup>3</sup> ]</b>
<b>MRX-126PD</b>	<b>26</b>	<b>Olio di idrocarburi</b>	<b>2.66</b>
<b>MRX-140ND</b>	<b>40</b>	<b>Olio di idrocarburi</b>	<b>3.64</b>
<b>MRX-242AS</b>	<b>42</b>	<b>acqua</b>	<b>3.88</b>
<b>MRX-336AG</b>	<b>36</b>	<b>Olio di silicone</b>	<b>3.47</b>

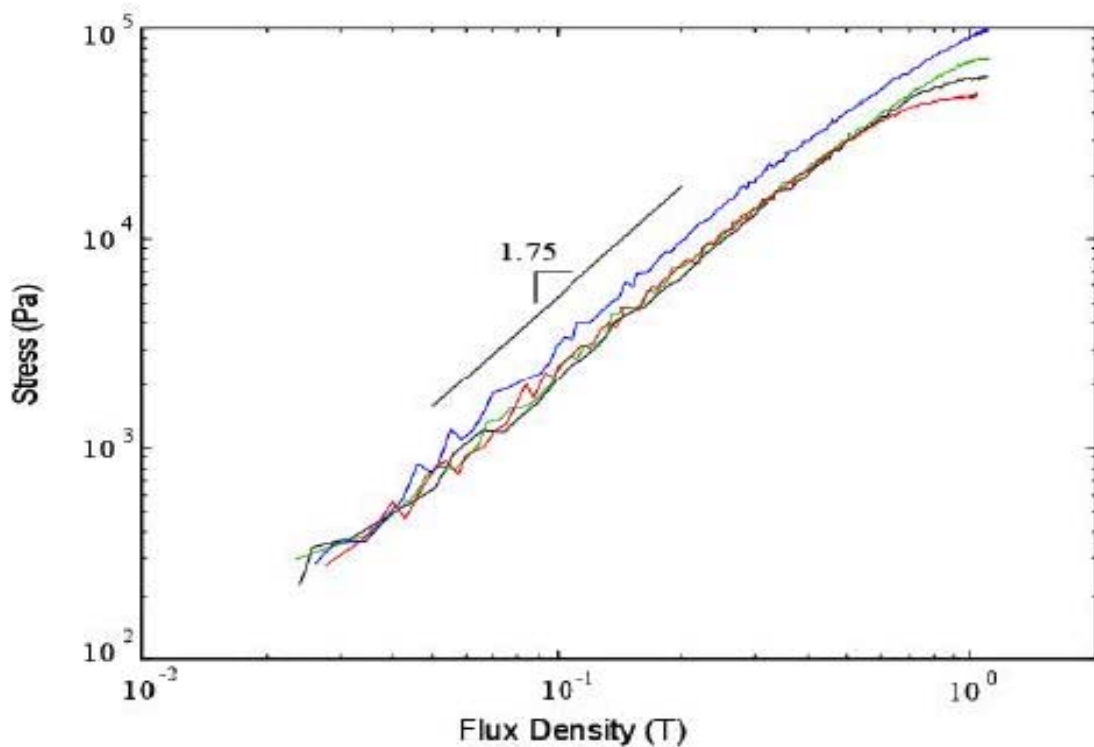
*Tab. 1.1*

Ricerche bibliografiche condotte hanno consentito di risalire alle prestazioni dei quattro fluidi in esame. Esse sono state misurate con un reometro sperimentale formato da due piatti paralleli del diametro di 46 mm con un gap di 1 mm. Il reometro è in grado di applicare un campo di induzione magnetica, attraverso il campione di fluido magnetoreologico, superiore ad 1 tesla.

La figura seguente illustra l'andamento della tensione tangenziale, in funzione della densità di flusso magnetico, ad una velocità di deformazione di 26s<sup>-1</sup>.

Il valore della tensione tangenziale, essendo  $\dot{\gamma}$  basso, è approssimativamente uguale al valore di soglia del fluido; dalla figura si osserva poi che quando l'intensità del flusso è medio bassa la tensione tangenziale assume una funzione a legge di potenza del tipo:

$$\tau \cong \tau_y \propto H^{1.75}.$$



**Fig. 1.11**

In tutte le formulazioni dei fluidi magnetoreologici, *la viscosità del fluido in assenza di campo magnetico è funzione principalmente della fase continua e della percentuale in volume di particelle in esso sospese.*

La viscosità dei quattro fluidi è stata misurata con un reometro TA Instrument CS500 utilizzando una geometria a cono e piatto (40 mm di diametro e  $1^\circ$  di angolo del cono).

In figura sono mostrate le viscosità dei quattro fluidi magnetoreologici in funzione della velocità di deformazione, per  $H=0$  e  $T= 25^\circ\text{C}$ .

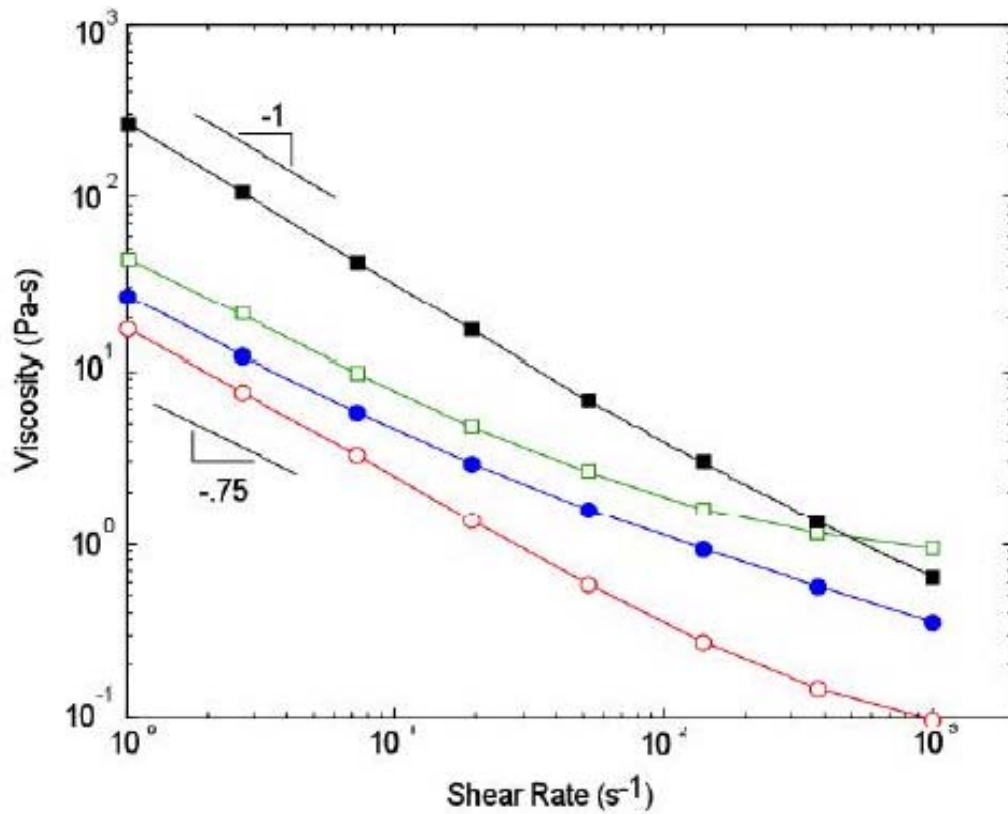


Fig. 1.12

La viscosità non dipende strettamente dalla percentuale in volume di ferro presente, quanto piuttosto dal tipo di composizione chimica del liquido portante.

### 1.3 Proprietà magnetiche

Prima di descrivere le caratteristiche magnetiche dei fluidi magnetoreologici è opportuno premettere qualche indispensabile richiamo di magnetismo nella materia.

L' intensità del campo magnetico  $H$  [A/m] è una grandezza indipendente dalle proprietà del mezzo che il campo attraversa; la relazione che lega il campo  $\vec{H}$  al campo di induzione  $\vec{B}$ , misurato in tesla  $1\text{T}=1\text{Wb/m}^2$ , è:

$$\vec{B} = \mu_r \cdot \mu_0 \cdot \vec{H} = \mu \cdot \vec{H}$$

dove  $\mu_r$  è la *permeabilità magnetica relativa* (adimensionale) specifica del mezzo attraversato dal campo  $\vec{H}$ ,  $\mu_0$  è la *permeabilità magnetica nel vuoto* data da

$$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \frac{Wb}{A} \text{ e } \mu \text{ la } \textit{permeabilità magnetica assoluta}.$$

La conoscenza delle caratteristiche magnetiche di un fluido magnetoreologico è essenziale per la progettazione dei dispositivi perché essi sono parte integrante del circuito magnetico e sono l'elemento che offre la più grande riluttanza.

Le curve di induzione magnetica dei quattro fluidi della LORD Corporation analizzati sono riportate nella figura seguente.

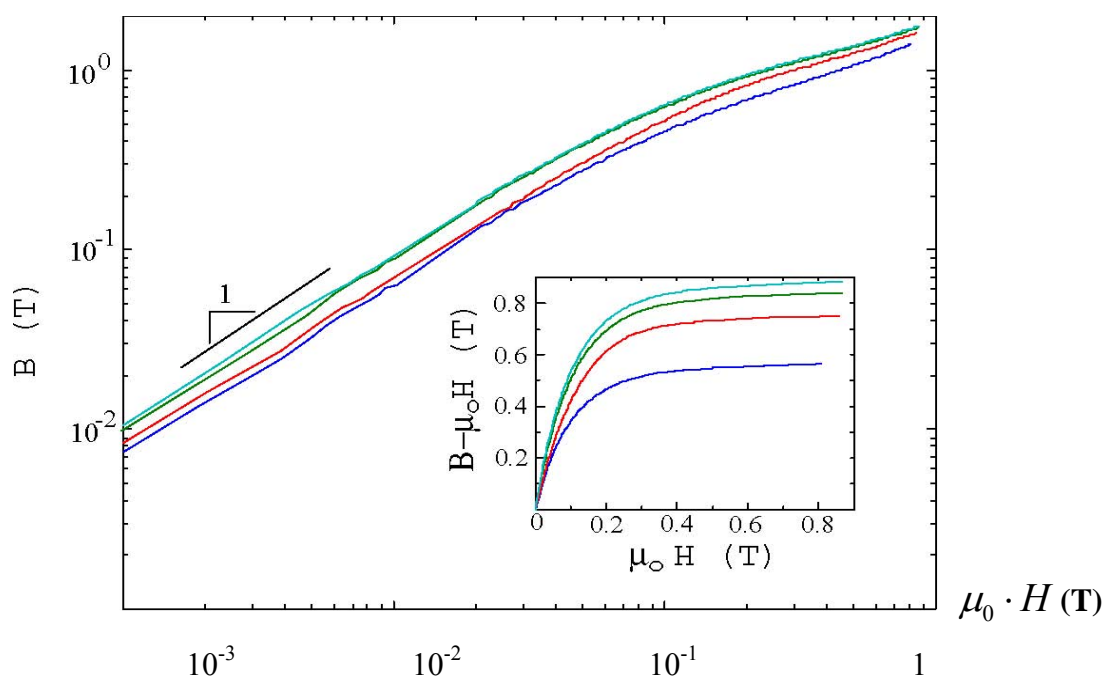


Fig. 1.13

L'ordine ascendente delle curve corrisponde ad un aumento della percentuale in volume di ferro nel fluido. L'andamento è pressoché lineare per valori di campo magnetico

applicato superiori a  $\frac{0.02 \text{ A}}{\mu_0 \text{ m}}$ .

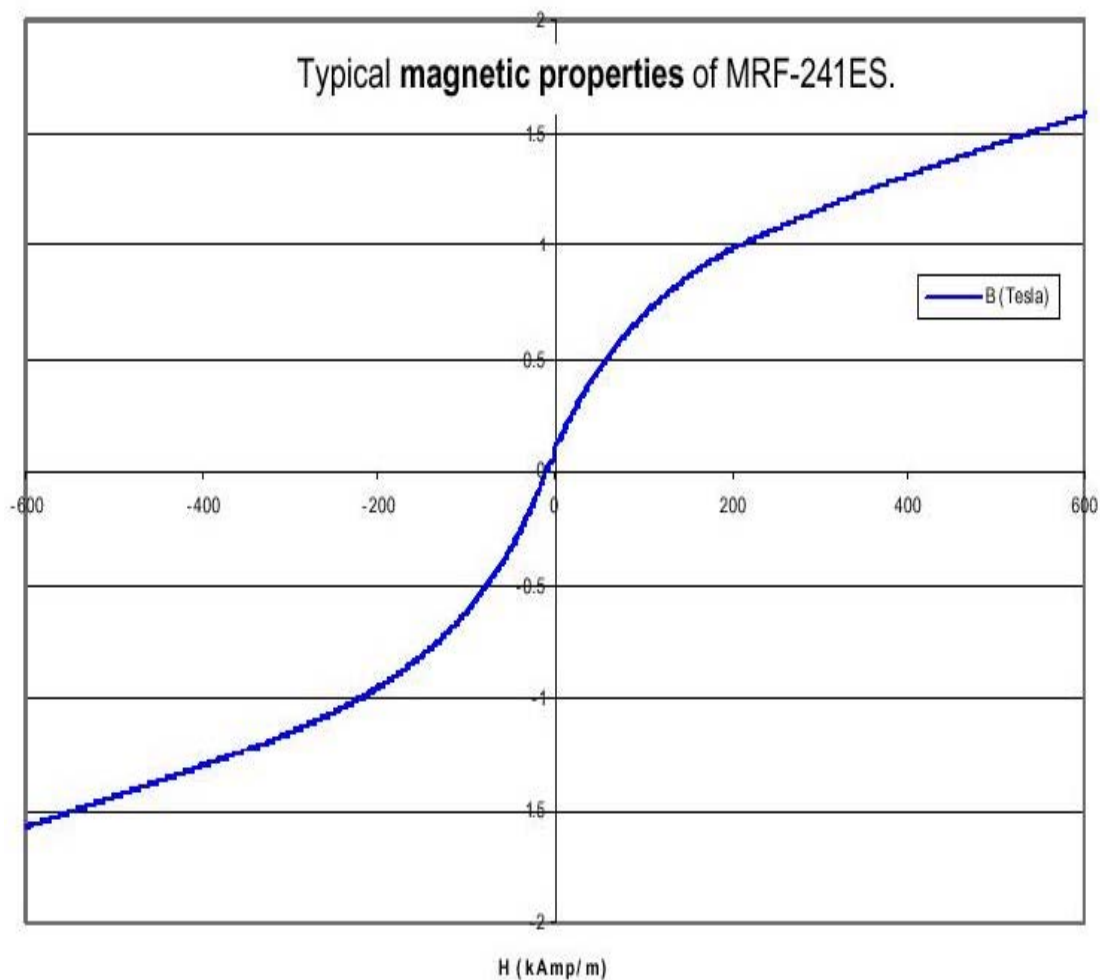
Dal grafico presentato si vede facilmente che la permeabilità  $\mu_r$  di un fluido magnetoreologico, corrispondente alla pendenza delle curve, è, per  $\mu_0 \cdot H \leq 0.2$ , relativamente costante, con valori che variano da 5 a 9 volte la permeabilità nel vuoto. A questo punto è utile ricordare che, definendo il **vettore intensità di polarizzazione magnetica**  $\vec{M}$  come il valore medio vettoriale del momento di dipolo magnetico posseduto dal materiale per unità di volume, risulta pure  $\vec{B} = \mu_0 \cdot \vec{M} + \mu_0 \cdot \vec{H}$ . Generalmente esiste un valore  $H_m$  di  $H$  oltre il quale l'intensità di polarizzazione magnetica raggiunge il suo massimo asintotico detto **valore di saturazione**; la completa saturazione, per i fluidi MR presentati, compare per campi magnetici superiori a  $\frac{0.4}{\mu_0} \frac{A}{m}$ .

La polarizzazione di saturazione di un fluido magnetoreologico risulta  $\phi \cdot H_m$  Tesla, dove  $\phi$  è la percentuale in volume di particelle nel mezzo continuo ed  $H_m$  è l'intensità di polarizzazione di saturazione del particolato.

Per esempio un fluido contenente il 30% in volume di ferro ( $H_m = 2.1$  Tesla) satura a circa  $0.3 \times 2.1 = 0.63$ T.

L'isteresi che può essere osservata è trascurabile ed in certi casi non apprezzabile. Nella figura seguente è riportata la curva caratteristica B-H di un fluido MR prodotto sempre dalla LORD Corporation.





**Fig. 1.14**

### ***1.4 Tempi di risposta***

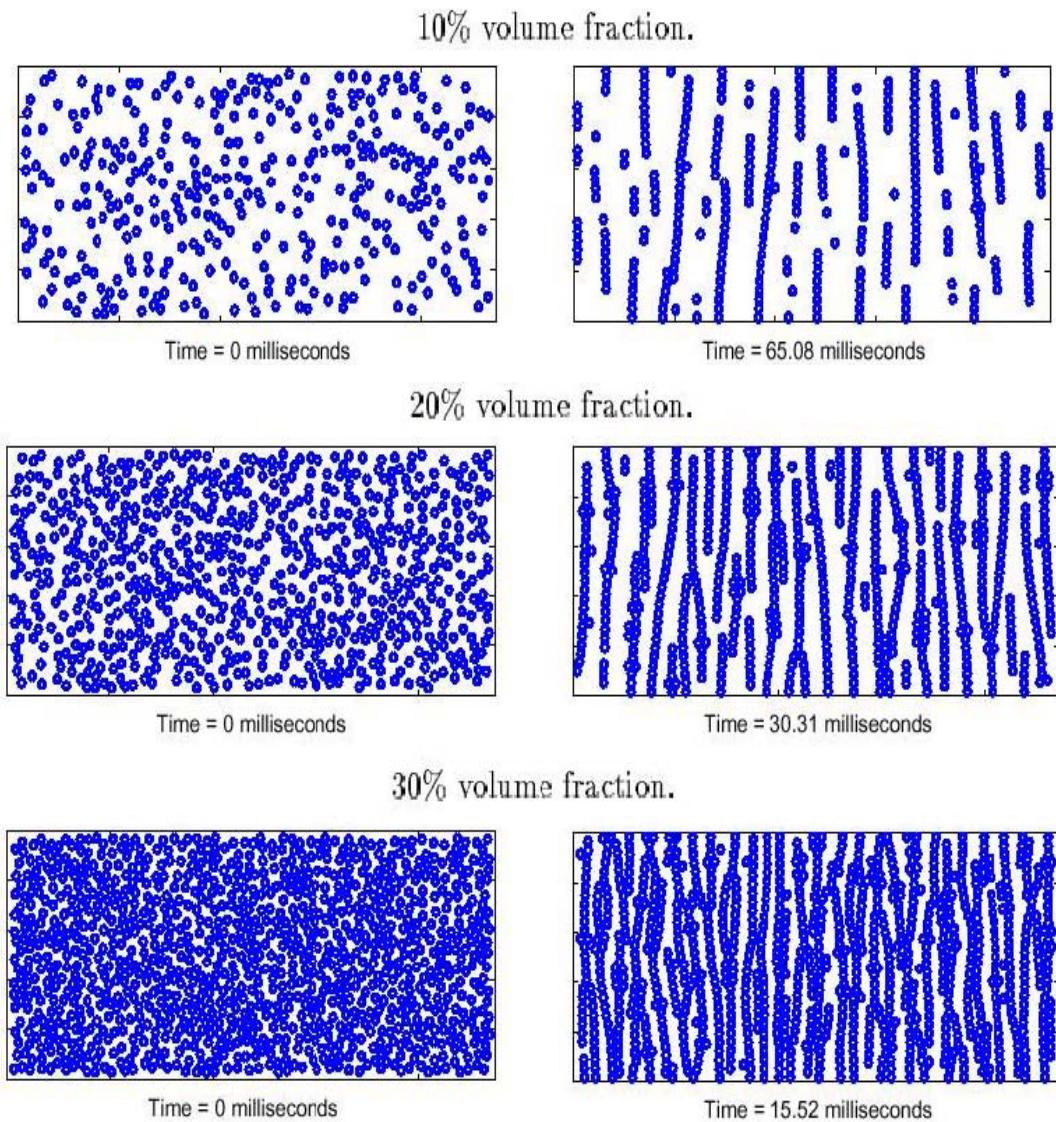
I fluidi magnetoreologici, sotto l'azione di un campo magnetico, sono in grado di cambiare il loro comportamento reologico in un intervallo di tempo dell'ordine di alcuni millisecondi. Nei dispositivi che sfruttano i fluidi MR, tale intervallo di tempo non rappresenta però l'unica fonte di ritardo tra il segnale d'ingresso e l'uscita desiderata. I tempi di risposta sono, infatti, influenzati anche dalle caratteristiche costruttive del sistema e dall'abilità di creare un adeguato campo magnetico.

Un interessante studio sui tempi di transizione del fluido, attraverso una simulazione dinamica, è stato condotto da alcuni ricercatori della North Carolina State University .

All'inizio le particelle formano delle corte e frammentarie catene orientate nella direzione del campo applicato. In seguito queste corte catene si uniscono tra loro per formare catene più lunghe. Con il passare del tempo queste catene continuano a crescere fino a raggiungere uno stato stazionario, in cui non sono osservabili sensibili variazioni della struttura.

Il tempo necessario per ordinare il particolato in colonne orientate è strettamente legato sia all'intensità dell'induzione magnetica applicata sia al rapporto in volume delle particelle nel fluido.

In figura si riporta un esempio del fenomeno per diversi valori di percentuale in volume di particelle.



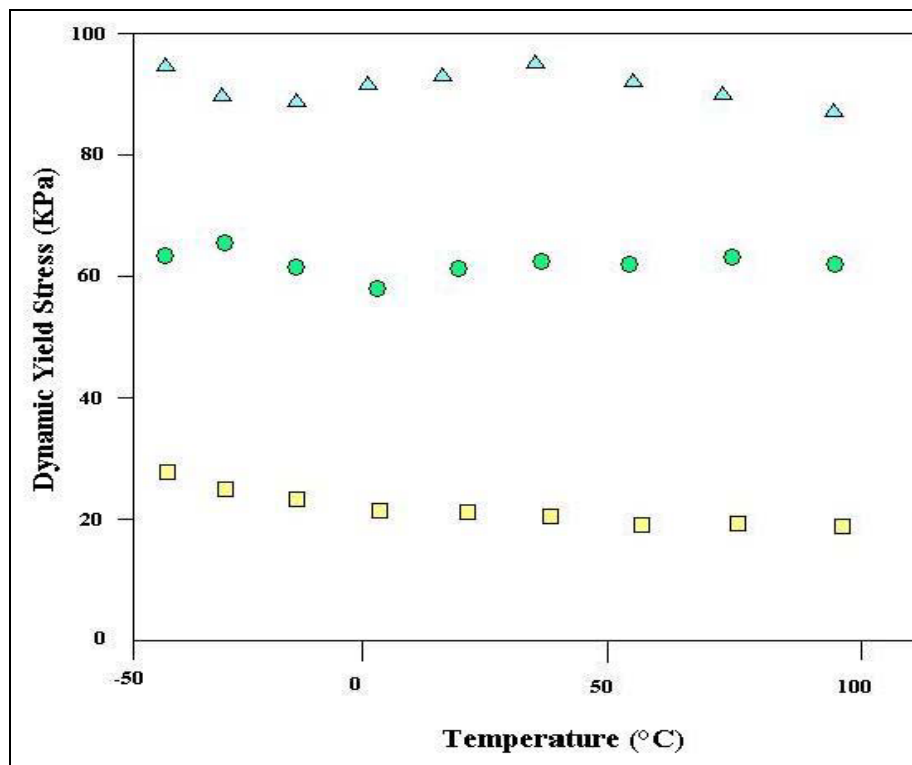
**Fig. 1.15**

Dalla figure si osserva che, per un dato valore di campo magnetico, il tempo necessario alle particelle per formare una struttura stabile è inversamente proporzionale alla concentrazione di queste nel fluido.

### **1.5 Temperatura di funzionamento**

I fluidi magnetoreologici sono in grado di operare, generalmente, in un range di temperatura compreso tra i  $-40^{\circ}\text{C}$  e i  $150^{\circ}\text{C}$ . Per questi fluidi l'elemento limitante sono le proprietà della fase continua.

In particolare se si utilizzano fluidi MR a base acquosa, la massima temperatura di funzionamento è inferiore ai  $100^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 1.16**

In figura 1.16 è riportato l'andamento dello yield stress dinamico in funzione della temperatura per tre diversi valori di campo magnetico ( $80\text{kA/m}$ ,  $160\text{kA/m}$  e  $240\text{kA/m}$ ). Solo una piccola variazione dello yield stress dinamico è osservabile nell'intero range di temperatura. Tale alterazione è da attribuirsi al cambiamento del volume del particolato causato dalla temperatura.

## **1.6 Compatibilità con altri materiali e sedimentazione**

I fluidi magnetoreologici presentano una certa abrasività che limita la durata delle parti del dispositivo a contatto con il fluido. Tale abrasività dipende da vari fattori, associabili al fluido magnetoreologico impiegato, al tipo di materiale con cui questo entra in contatto e alle scelte costruttive utilizzate per realizzare il dispositivo. D'altra parte un fluido magnetoreologico possiede proprietà anche lubrificanti. Ricerche bibliografiche hanno consentito di ricavare alcuni coefficienti di attrito relativi al contatto tra due materiali lubrificati.

<b>MRF COM_</b>	<b>ACCIAIO SU ACCIAIO</b>	<b>NYLON SU ACCIAIO</b>
<b>MERCIALI</b>		
<b>CONTATTO SECCO</b>	<b>0.18</b>	<b>0.19</b>
<b>MRX-126PD</b>	<b>0.04-0.07</b>	<b>0.04-0.07</b>
<b>MRX-140ND</b>	<b>0.07-0.09</b>	<b>0.05-0.07</b>
<b>MRX-242AS</b>	<b>0.05-0.07</b>	<b>0.06-0.07</b>
<b>MRX-336AG</b>	<b>0.08-0.11</b>	<b>0.08-0.11</b>

*Tab. 1.2*

I dati riportati sono stati misurati mediante un reometro Instron Model 4204, con una velocità di scorrimento di 2.6 mm/s e con forze normali variabili tra 10 N e 20 N (in assenza di campo magnetico). Si può vedere che la presenza del fluido magnetoreologico riduce il coefficiente d'attrito di un fattore che va da due a tre, rispetto al caso di contatto secco.

Inoltre nella tabella che segue è riportata la compatibilità dei quattro fluidi magnetoreologici in esame con i materiali utilizzati per le tenute.

MRF COM_MERCIALI	Gomma naturale	Gomma di nitrile	fluoroelastomeri	silicone	EPDM	Neoprene
MRX-126PD	bassa	buona	buona	discreta	bassa	buona
MRX-140ND	bassa	buona	buona	discreta	bassa	buona
MRX-242AS	buona	buona	buona	buona	buona	buona
MRX-336AG	buona	buona	buona	bassa	buona	buona

*Tab. 1.3 – Compatibilità degli MRF con alcuni materiali*

Come ogni sospensione di particelle microscopiche in un mezzo fluido a densità diversa, anche un fluido magnetoreologico è soggetto a sedimentazione.

Per certe applicazioni, come freni o frizioni, il problema della sedimentazione è trascurabile perché il fluido è in continuo movimento; viceversa, per altre applicazioni, come smorzatori sismici, la sedimentazione non è da trascurare.

In generale, la sedimentazione dipende dalle caratteristiche reologiche della fase continua, dalla superficie delle particelle e dalla presenza di agenti attivi su di essa.

## **1.7 Vita utile**

La vita utile per i fluidi MR è strettamente legata alle specifiche condizioni di utilizzo. In ogni caso, dopo un certo periodo di utilizzo, tutti i fluidi mostrano un certo grado di deterioramento che si manifesta con un addensamento del fluido, che provoca la perdita delle caratteristiche newtoniane del liquido MR in assenza di campo magnetico applicato.

Tale fenomeno dipende generalmente dal gradiente della velocità tangenziale, dalla temperatura a cui lavora il fluido e dalla durata dell'operazione. La LORD Corporation, per valutare la vita utile dei suoi fluidi per una particolare applicazione, consiglia di valutare la *lifetime dissipated energy (LDE)*:

$$LDE = \frac{1}{V} \cdot \int_0^{vita} P \cdot dt$$

Il valore LDE rappresenta una stima dell'energia meccanica convertita in calore, nell'unità di volume di fluido MR, durante l'intera vita del dispositivo. Nella formula  $P$  rappresenta la potenza meccanica convertita in calore, mentre  $V$  rappresenta il volume occupato dal fluido MR all'interno della macchina.

I migliori fluidi MR attualmente in commercio riescono a sostenere una LDE dell'ordine dei  $10^7$  J/cm<sup>3</sup>. Per valori superiori il sistema diventa poco controllabile a causa dell'addensarsi del liquido.

Generalmente la vita di sistemi rotativi risulta più breve rispetto a quelli lineari. Freni e frizioni rotanti vengono realizzati impiegando un limitato volume di fluido. Tale liquido è inoltre sempre tutto utilizzato per rispondere al compito per cui è stato progettato.

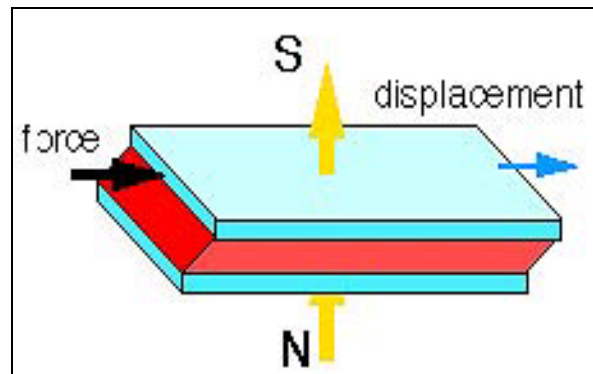
Al contrario i dispositivi lineari, quali ad esempio gli smorzatori dinamici, contengono una quantità di fluido molto maggiore rispetto a quella, che in un dato momento, è necessaria per far funzionare correttamente il sistema.

In questo modo nei dispositivi lineari l'energia meccanica dissipata può essere suddivisa su un volume maggiore di fluido diminuendo così il valore della LDE.

## ***1.8 Tipologie di scorrimento del fluido***

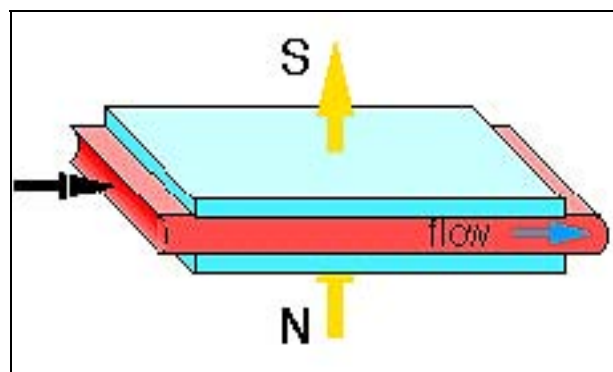
I dispositivi, che impiegano fluidi magnetoreologici, possono essere divisi in tre diverse categorie. Ogni categoria è caratterizzata da un differente modo di scorrimento del fluido all'interno delle superfici che lo contengono.

La prima tipologia di scorrimento è denominata ***Shear Mode***. In questo caso le superfici che delimitano il gap di fluido possiedono un moto relativo di tipo tangenziale e il campo magnetico applicato è ortogonale allo scorrimento come schematizzato in figura 1.17.



**Fig. 1.17 – Shear Mode**

Nella seconda tipologia di scorrimento, denominata **Flow Mode**, le superfici sono tra loro fisse mentre è il fluido che scorre rispetto ad esse. Anche in questa situazione il campo magnetico è ortogonale al moto relativo, come illustra la figura che segue. Questa tipologia di scorrimento viene utilizzata per sviluppare smorzatori dinamici o assorbitori d'urto.



**Fig. 1.18 – Flow Mode**

Infine la terza tipologia di scorrimento è denominata **Squeeze Mode**. Le due superfici possiedono un moto relativo normale al film di fluido e le linee di campo magnetico sono parallele allo spostamento relativo delle superfici. Questa terza tipologia, rappresentata in figura 1.19, pur essendo meno utilizzata rispetto alle altre due, è impiegata negli smorzatori di vibrazioni che richiedono corse di piccolissima ampiezza.



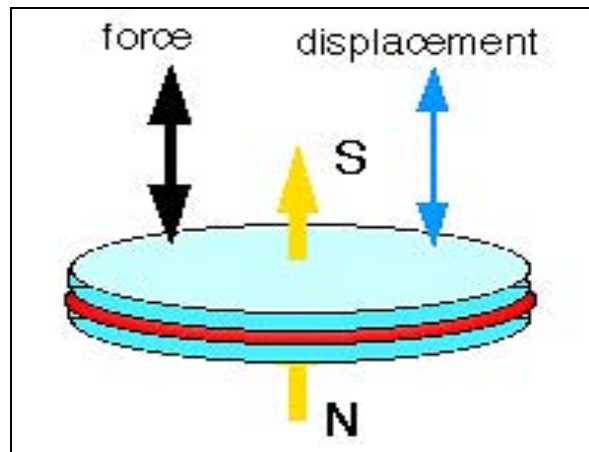


Fig. 1.19 – Squeeze Mode

### 1.9 Parametri di progettazione per dispositivi a tipologia *Shear Mode*

Il comportamento di un fluido magnetoreologico sottoposto all'azione di un campo magnetico, come precedentemente illustrato, è descrivibile attraverso il modello dei materiali viscoplastici di Bingham:

$$H \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} \dot{\gamma} = 0 \Rightarrow \begin{cases} \tau \leq \tau_{y,s}(H) \\ \tau = G \cdot \gamma \end{cases} \\ \dot{\gamma} \neq 0 \Rightarrow \begin{cases} \tau \geq \tau_{y,d}(H) \\ \tau = \tau_{y,d}(H) + \eta \cdot \dot{\gamma} \end{cases} \end{cases}$$

Nei dispositivi a geometria Shear Mode il comportamento altamente viscoso del fluido MR, sottoposto all'azione di un campo magnetico, limita fortemente il movimento relativo tra le due piastre. La forza esterna che deve essere imposta sul sistema per mantenere il moto relativo è data da:

$$F = \tau \cdot A$$

dove

$$\tau = \tau_y(H) + \eta \cdot \dot{\gamma} > \tau_y \text{ essendo } \dot{\gamma} \neq 0$$

$A$  è l'area di contatto tra il fluido e una delle due superfici (superficie attiva del sistema).

Per come è definita la tensione tangenziale dei fluidi MR, la forza  $F$  può essere pensata come somma di due termini: uno,  $F_\eta$ , di tipo viscoso, e un altro,  $F_H$ , dipendente dall'induzione magnetica. Si può cioè scrivere:

$$F = \frac{\eta \cdot v_s}{g} \cdot A + \tau_y(H) \cdot A = F_\eta + F_H \quad (*)$$

dove

$$\tau_H = \tau_y(H)$$

$$\tau_\eta = \eta \cdot \dot{\gamma} = \eta \cdot \frac{v_s}{g}$$

$v_s$  = la velocità di scorrimento

$g$  = spessore del meato di fluido

$\eta$  = viscosità in assenza di campo magnetico.

Nel determinare la forza  $F$  per un dato valore di induzione magnetica, il termine viscoso è trascurabile rispetto a quello magnetico; infatti, generalmente i due termini differiscono per due ordini di grandezza.

Ad esempio, per un dispositivo composto da due piastre piane con  $A=1\text{cm}^2$  distanti tra loro  $g=1\text{mm}$ , con una velocità relativa  $v_s = 0.5\text{m/s}$ , con un particolare fluido MR della Lord Corporation precedentemente descritto e applicando un campo magnetico  $H$  di  $100\text{kA/m}$ , è possibile calcolare i due termini della forza, necessaria a mantenere inalterato il moto del sistema. Conoscendo la velocità e lo spessore del meato si ricava che:

$$\dot{\gamma} = \frac{v_s}{g} = 500\text{s}^{-1}$$

Noto il gradiente di velocità, utilizzando il grafico relativo alla viscosità del fluido in funzione di  $\dot{\gamma}$ , si ricava una  $\eta \cong 0.6 \text{Pa}\cdot\text{s}$ , mentre dal grafico relativo allo yield stress in funzione di  $H$  si ricava un valore di soglia di  $\tau_y \cong 45 \text{kPa}$ .

I due termini della forza assumeranno quindi un valore pari a:

$$F = F_\eta + F_H = \frac{0.6 \cdot 0.5}{1 \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 10^{-4} + 45 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-4} = 0.03 + 4.5 = 4.53 \text{N} \cong F_H$$

La differenza tra i due valori è evidente.

Un parametro importante per la progettazione di una frizione o di un freno magnetoreologico è il **rapporto dinamico o di coppia controllata  $\lambda$** .

**Tale rapporto esprime il rapporto tra la forza o la coppia nominale e quella a campo nullo:**

$$\lambda = \frac{F_N}{F_0}$$

Dalle considerazioni svolte precedentemente sulla forza  $F$ , il rapporto dinamico può anche essere posto nella forma:

$$\lambda = \frac{F_N(H)}{F_0(H=0)} = \frac{F_\eta + F_H(H)}{F_\eta} \cong \frac{F_H(H)}{F_\eta}$$

Il rapporto di coppia controllata è una misura del range di coppia in cui il dispositivo può essere controllato. In genere si desidera che tale rapporto sia il più alto possibile, cioè che la coppia a vuoto sia la più trascurabile possibile rispetto alla coppia a campo applicato.

Al fine di non incorrere in costi eccessivi di realizzazione del dispositivo è sufficiente verificare che il rapporto di coppia controllata effettivo sia superiore, o al limite uguale,

a quello desiderato:  $\left(\frac{T_N}{T_0}\right)_{eff.} \geq \left(\frac{T_N}{T_0}\right)_{desid.}$ .

In base alla scelta del rapporto dinamico desiderato e della potenza  $W = F_H \cdot v_s$  richiesta, rielaborando l'espressione (\*) è possibile determinare il minimo volume di fluido,  $V = A \cdot g$ , utile all'applicazione in esame.

In particolare sostituendo nell'espressione (\*) l'espressione della tensione tangenziale di *Bingham* e quella della superficie attiva  $A$  in funzione di  $V$ , si ha :

$$W = \left[ \left( \underbrace{\frac{\eta \cdot v_s}{g}}_{\tau_\eta} + \underbrace{\tau_y(H)}_{\tau_H} \right) \cdot \left( \frac{V}{g} \right) \right] \cdot v_s$$

Trascurando a questo punto  $\tau_\eta$ , si può scrivere:

$$W = \tau_y(H) \cdot \left( \frac{V}{g} \right) \cdot v_s \quad (**)$$

Sarà anche:

$$\lambda \cong \frac{F_H}{F_\eta} = \frac{\tau_y}{\eta \cdot \frac{v_s}{g}} = \frac{g \cdot \tau_y}{\eta \cdot v_s}$$

da cui

$$\frac{v_s}{g} = \frac{\tau_y}{\lambda \cdot \eta}$$

che, sostituito nella (\*\*), dà:  $W = \frac{\tau_y \cdot V \cdot \tau_y}{\lambda \cdot \eta}$ , e ricavando  $V$  da questa:

$$V = \frac{W}{\tau_y^2(H)} \cdot \lambda \cdot \eta = \left[ \frac{\eta}{\tau_y^2(H)} \right] \cdot \lambda \cdot W$$

Dall'espressione del minimo volume  $V$  è poi possibile ricavare lo spessore  $g$  del gap necessario:

$$g = \frac{V}{A} = \frac{\eta}{\tau_y^2} \cdot \lambda \cdot \frac{F_H}{A} \cdot v_s = \frac{\eta}{\tau_y} \cdot \lambda \cdot v_s$$

Una volta stabilito il valore del rapporto  $\lambda$  che si vuole ottenere, il tipo di fluido che si vuole utilizzare e la potenza meccanica che il giunto dovrà trasmettere, si può determinare agevolmente il volume di fluido minimo necessario e il rapporto gap/raggio minimo necessario.

Un'osservazione rilevante è che, mentre il volume utile dipende dal rapporto tra la viscosità e il quadrato dello yield stress, i vincoli geometrici dipendono solo dal rapporto  $\frac{\eta}{\tau_y}$ .

Un altro parametro utilizzato nella progettazione è proprio l'inverso del primo rapporto, che ricavato dall'espressione di  $g$  si può scrivere nella forma:

$$F_1 = \frac{\tau_y^2}{\eta} = \lambda \cdot \frac{F_H}{A} \cdot \frac{v_s}{g} = \lambda \cdot \tau_y \cdot \dot{\gamma}$$

Si noti che tale rapporto è funzione del gradiente di velocità tangenziale  $\dot{\gamma}$ , e massimizzare  $F_1$  significa ridurre le dimensioni e i pesi dell'intero dispositivo.

Nel diagramma che segue sono riportati, in funzione di  $\dot{\gamma}$ , gli andamenti di  $F_1$  per i quattro fluidi della Lord Corporation analizzati; da esso si nota come all'aumentare dello *Shear Rate* si verifica un progressivo aumento del parametro  $F_1$ ; ciò è dovuto principalmente a una diminuzione della viscosità.

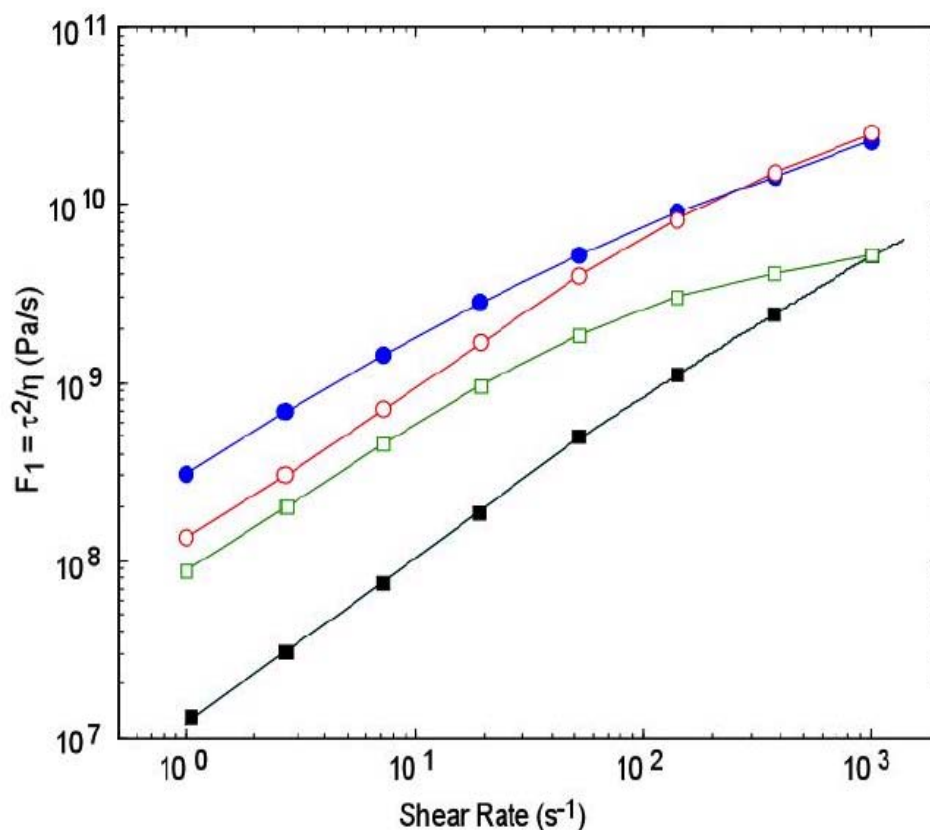


Fig. 1.20

Progettare dispositivi che hanno un range di funzionamento spostato verso alti valori di *Shear Rate* permette allora di realizzarli meno ingombranti e più leggeri.

La tipologia di scorrimento dei fluidi magnetoreologici a *Shear Mode* è particolarmente indicata per trasmettere, in modo controllato, energia meccanica tra l'organo d'ingresso e quello d'uscita. Generalmente i dispositivi che sfruttano questo principio si presentano divisi in due diverse configurazioni geometriche. Nella prima configurazione i rotori d'ingresso e d'uscita della frizione sono costituiti da dischi di ugual diametro affacciati, nella cui intercapedine è contenuto il fluido MR.

Nella seconda configurazione, invece, le due parti rotanti sono composte da cilindri di diverso diametro disposti concentricamente. Il fluido è inserito nella corona anulare. Nella figura successiva sono schematizzati i due diversi schemi di funzionamento.

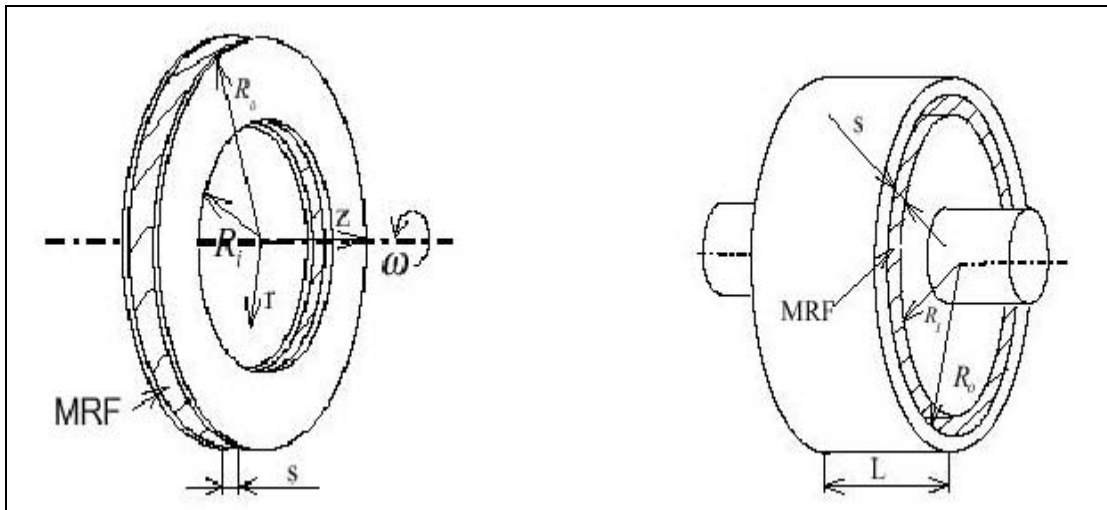


Fig. 1.21

Per quanto riguarda la soluzione a dischi, l'espressione della tensione tangenziale del fluido in funzione dei parametri geometrici riportati in figura, sarà:

$$\tau = \tau_{\eta} + \tau_H = \frac{\eta \cdot r \cdot (\omega_2 - \omega_1)}{s} + \tau_y(H) = \tau(r)$$

essendo  $(\omega_2 - \omega_1)$  la velocità relativa tra i due dischi,  $r$  il raggio generico all'interno della corona circolare individuata dai raggi  $R_i$  ed  $R_o$  ed  $s$  lo spessore tra i dischi come risulta dalla figura.

In base a quanto descritto precedentemente, risulta  $\tau \cong \tau_H = \tau_y(H)$  e la coppia nominale può essere calcolata trascurando il termine viscoso della tensione tangenziale. Di conseguenza l'espressione della **coppia nominale** in funzione dei parametri geometrici diventa:

$$T_N = \int_{R_i}^{R_o} \tau_y(H) \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dr = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \tau_y(H) \cdot (R_o^3 - R_i^3)$$

Al contrario, la coppia a campo nullo tiene conto solo del termine viscoso:  $\tau = \tau_\eta = \tau(r)$ . È importante osservare che tale termine dipende da  $r$  e in particolare la tensione tangenziale cresce in modo lineare all'aumentare di  $r$ . Come diretta conseguenza l'espressione della **coppia a campo nullo** ha una diversa dipendenza dai parametri geometrici rispetto a quella nominale:

$$T_0 = \int_{R_i}^{R_e} \frac{\eta \cdot (\omega_2 - \omega_1)}{s} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^3 \cdot dr = \frac{1}{2 \cdot s} \cdot \pi \cdot \eta \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot (R_e^4 - R_i^4)$$

L'espressione del **rapporto dinamico** è allora:

$$\lambda = \frac{T_N}{T_0} = \frac{4 \cdot s \cdot \tau_y(H)}{3 \cdot \eta \cdot (\omega_2 - \omega_1)} \cdot \frac{(R_e^3 - R_i^3)}{(R_e^4 - R_i^4)}$$

Analoghe considerazioni, discendenti dalla circostanza che  $\tau \cong \tau_H = \tau_y(H)$ , possono essere ripetute per la configurazione geometrica a cilindri. In questo caso, inoltre, se il meato in cui è contenuto il fluido è piccolo rispetto al diametro dei due cilindri, la tensione tangenziale del fluido può essere considerata indipendente da  $r$ , per

cui posto  $R_m = \frac{R_e + R_i}{2}$ , risulta  $\tau = \frac{\eta \cdot R_m \cdot (\omega_2 - \omega_1)}{\underbrace{R_e - R_i}_s} + \tau_y(H)$ , e l'espressione

della **coppia nominale** è:

$$T_N = \int_0^L \tau_y(H) \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_m^2 \cdot dl = \frac{\pi}{2} \cdot \tau_y(H) \cdot L \cdot (R_e + R_i)^2$$

mentre la **coppia a campo magnetico nullo** è espressa da :



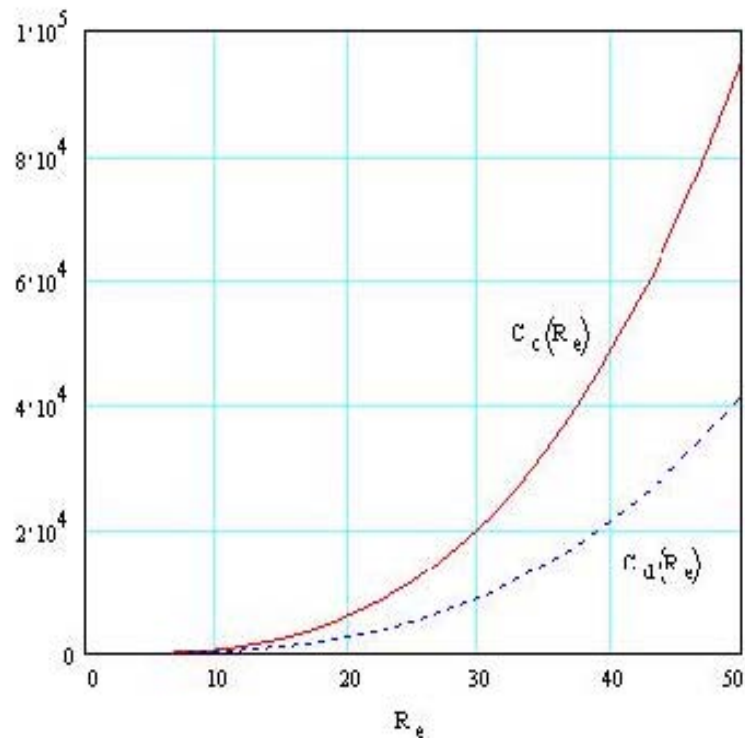
$$T_0 = \int_0^L \frac{\eta \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot R_m}{R_e - R_i} \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_m^2 \cdot dl = 4 \cdot \pi \cdot \eta \cdot L \cdot (\omega_2 - \omega_1) \cdot \frac{R_m^4}{(R_e^2 - R_i^2)}$$

ed infine il **rapporto dinamico** per questo tipo di configurazione risulta:

$$\lambda = \frac{T_N}{T_0} = \frac{2 \cdot \tau_y(H)}{\eta \cdot (\omega_2 - \omega_1)} \cdot \frac{(R_e - R_i)}{(R_e + R_i)}$$

Gli attuali dispositivi a fluidi MR ricercano, generalmente, soluzioni costruttive che impiegano più dischi o cilindri per trasmettere la coppia desiderata. Un criterio per valutare quale, tra le due configurazioni analizzate, sia di preferibile utilizzo è quello di determinare la coppia che ciascuna soluzione è in grado di trasmettere, a parità di volume occupato dai dischi o dai cilindri. Si può calcolare analiticamente la coppia che è possibile trasmettere in entrambi i casi e si trova che al variare dei parametri geometrici che determinano l'ingombro dei due dispositivi, la soluzione a cilindri coassiali è sempre in grado di fornire una coppia maggiore.

In particolare il confronto tra la coppia trasmessa  $C_c(R_e)$  dalla soluzione con i cilindri con quella  $C_d(R_e)$  trasmessa dalla soluzione a dischi, fornisce il risultato di seguito diagrammato.



**Fig. 1.22**

Un altro vantaggio circa l'adozione del rotore a cilindri, piuttosto che a dischi, è rappresentato dalla maggiore semplicità di montaggio dell'intero dispositivo.

### ***1.10 Comportamento in transitorio di un fluido MR impiegato per trasmettere coppia***

Se la trasmissione avviene senza che esista movimento relativo tra i due organi che delimitano il vano contenente il fluido, allora il fluido MR assume un comportamento simile a quello di un solido. Si vuole sottolineare il fatto che per ***stato solido del fluido MR*** si intende che le colonne di particelle ferromagnetiche si *tendono ma non si rompono*.

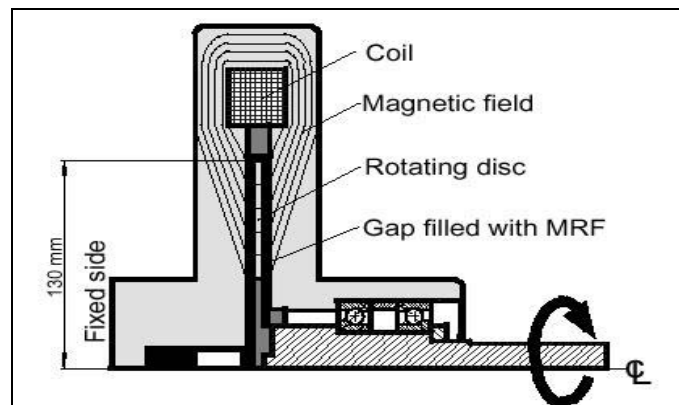
Al contrario, se gli organi rotanti possiedono un movimento relativo, le colonne del fluido si rompono e quindi lo stato in cui si trova il fluido MR è completamente diverso da quello solido. Questa nuova condizione si definisce ***stato liquido del fluido MR***.

Da queste considerazioni è possibile estrapolare due parametri interessanti per il dimensionamento dei dispositivi che utilizzano tali fluidi: la **massima coppia statica**  $T_{\max,stat.}$  e la **minima coppia dinamica**  $T_{\min,din.}$ .

Il primo parametro è riferito al fluido MR nelle *condizioni di funzionamento nello stato solido* e rappresenta la massima coppia che il fluido MR è in grado di trasmettere prima che le catene al suo interno si rompano e si crei un movimento relativo tra l'ingresso e l'uscita del dispositivo.

Il secondo parametro rappresenta, invece, la minima coppia che può essere trasmessa, *durante il funzionamento con scorrimento relativo*, e cioè col fluido che lavora nello stato liquido. Per valori inferiori a tale coppia, le colonne di particelle, all'interno del meato di fluido, si riformano senza rompersi e il sistema assume un comportamento senza moto relativo tra le superfici.

Un interessante studio sperimentale su questo fenomeno è stato condotto da *D. Lampe*, ricercatore presso la Dresden University of Technology . Per le prove sperimentali si è utilizzata la frizione a dischi mostrata in figura 1.23.

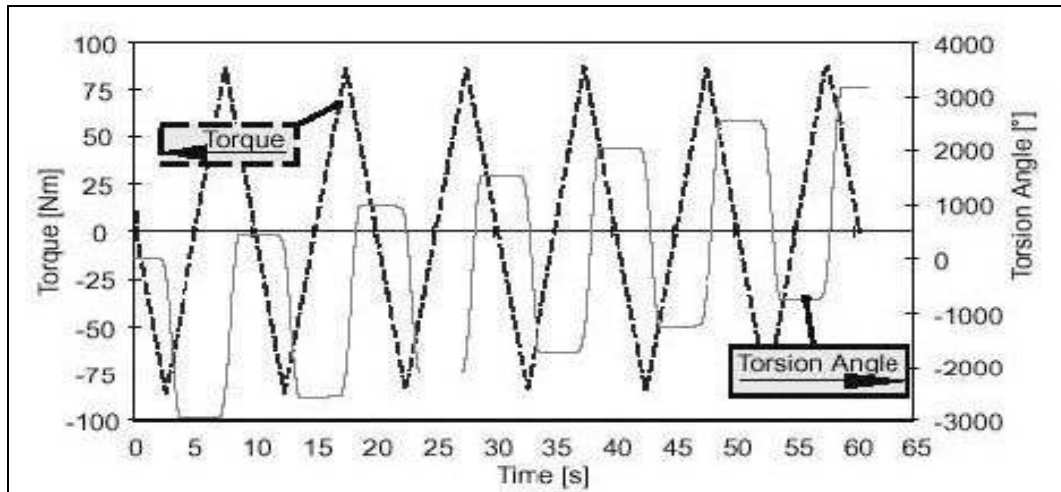


**Fig. 1.23**

Lo scopo della ricerca è stato quello di quantificare l'intensità delle due coppie in funzione del campo magnetico. La frizione dispone di due superfici attive aventi entrambi un gap di 1.75 mm in cui è contenuto un fluido MR della Lord Corporation.

Il sistema è in grado di registrare, alla frequenza di 50Hz, il tempo, le correnti nelle bobine, la coppia e la rotazione del rotore rispetto alla posizione iniziale. La coppia in

ingresso, fornita da un servomotore, varia nel tempo secondo la legge mostrata con linea a tratti in figura 1.24.



**Fig. 1.24**

Sotto queste condizioni il rotore comincerà a muoversi quando la coppia supererà un certo valore di coppia  $T_{\max,stat.}$  e si fermerà quando la coppia scenderà al di sotto di un altro determinato valore  $T_{\min,din.}$ . L'andamento della posizione angolare del rotore è riportata in figura con la linea continua.

Un'osservazione importante è che i due valori di coppia ottenuti  $T_{\max,stat.}$  e  $T_{\min,din.}$  sono indipendenti dalla frequenza con cui viene applicata la coppia.

In figura 1.25 vengono riportati, per diversi valori della frequenza e in funzione della rotazione angolare subita dal disco, i valori della coppia in corrispondenza della quale il rotore comincia a muoversi e a fermarsi.

Si osserva che la coppia è sempre la stessa indipendentemente dalla frequenza.

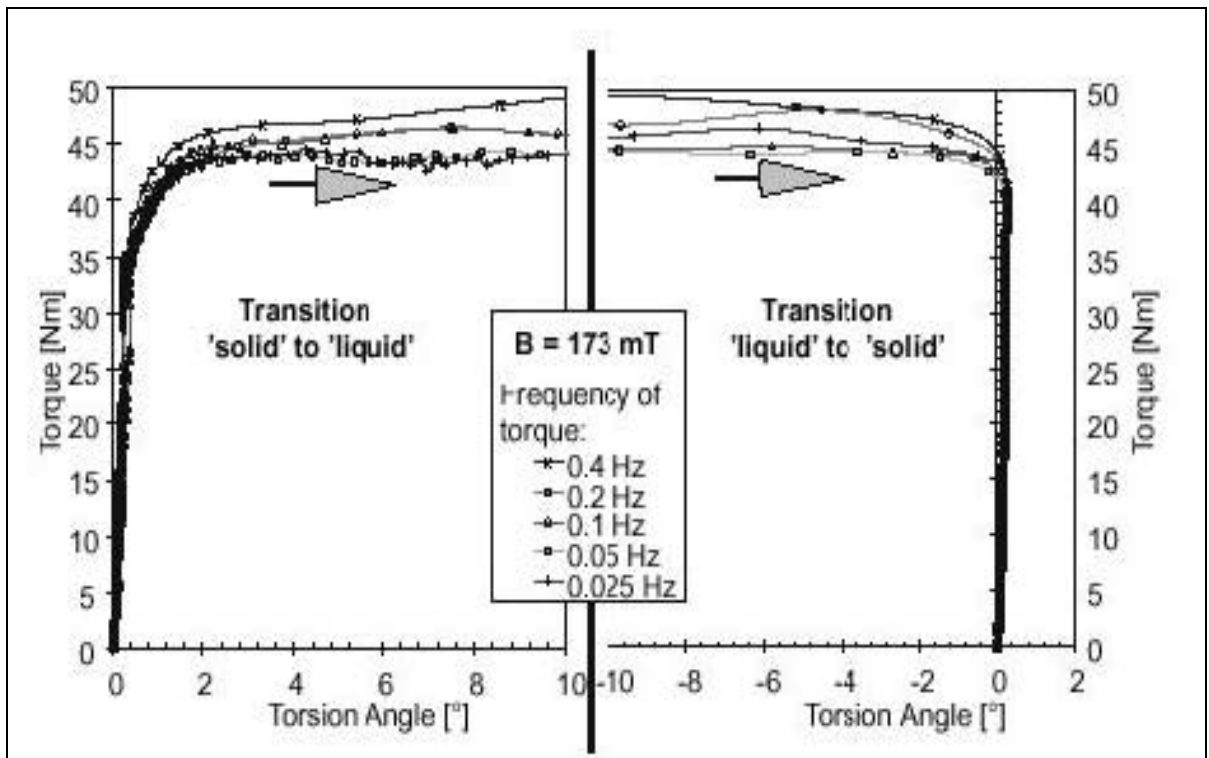
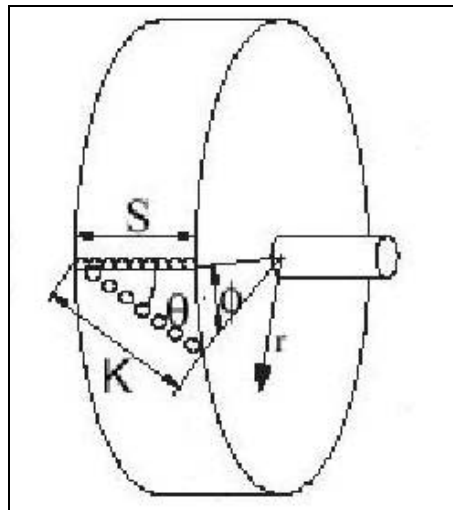


Fig. 1.25

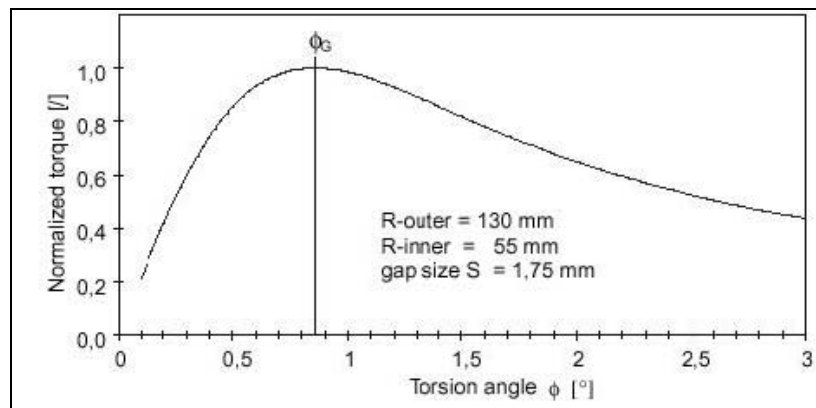
Nel passaggio da solido a liquido il valore di coppia massimo si presenterà per un determinato valore angolare  $\phi_G$  del disco rispetto alla sua posizione iniziale, superato il quale si avrà una diminuzione della coppia trasmessa.

La diminuzione è attribuibile alla rottura delle colonne di particelle nel fluido e al conseguente passaggio allo stato liquido del materiale MR. Le colonne, soggette ad una coppia esterna crescente, prima di rompersi assumeranno una configurazione inclinata di un angolo  $\vartheta$  rispetto alla direzione delle linee di flusso, come mostra la figura seguente.



**Fig. 1.26**

Come esempio di quanto ora esposto si riporta l' andamento della coppia in funzione dell'angolo di rotazione, sotto opportune condizioni della geometria, delle caratteristiche del fluido e dell'intensità del campo magnetico applicato.

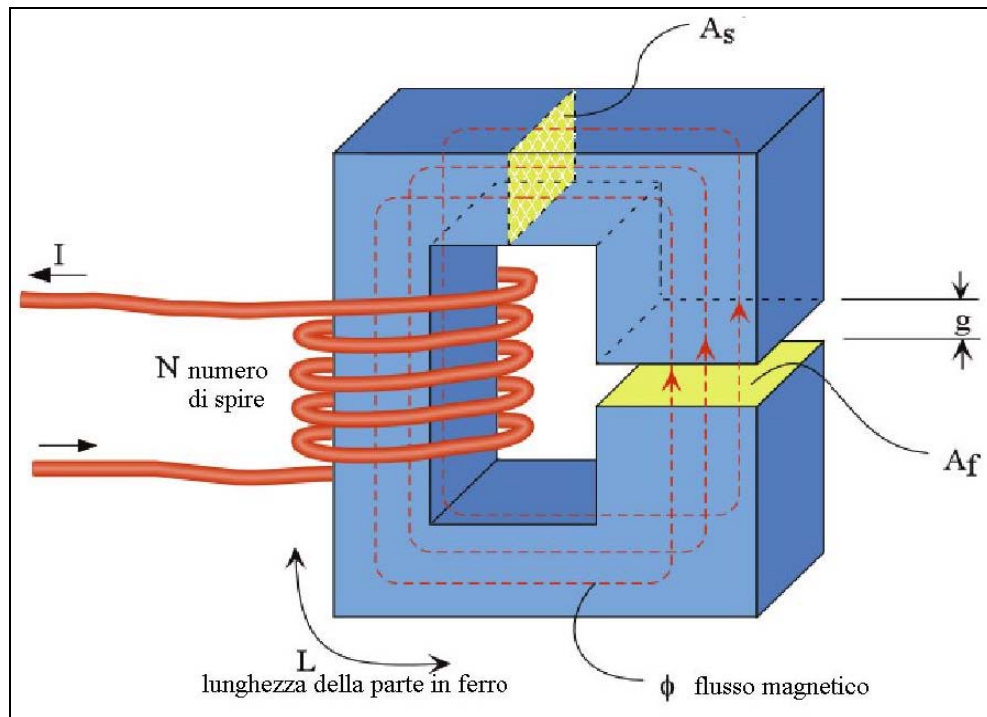


**Fig. 1.27**

### ***1.11 Dimensionamento dei circuiti magnetici***

Nella progettazione di dispositivi basati sui fluidi magnetoreologici è di particolare importanza la progettazione del circuito magnetico. La presenza del circuito magnetico

è necessaria a generare un opportuno campo magnetico nel fluido MR, a partire da una corrente elettrica di comando del dispositivo.



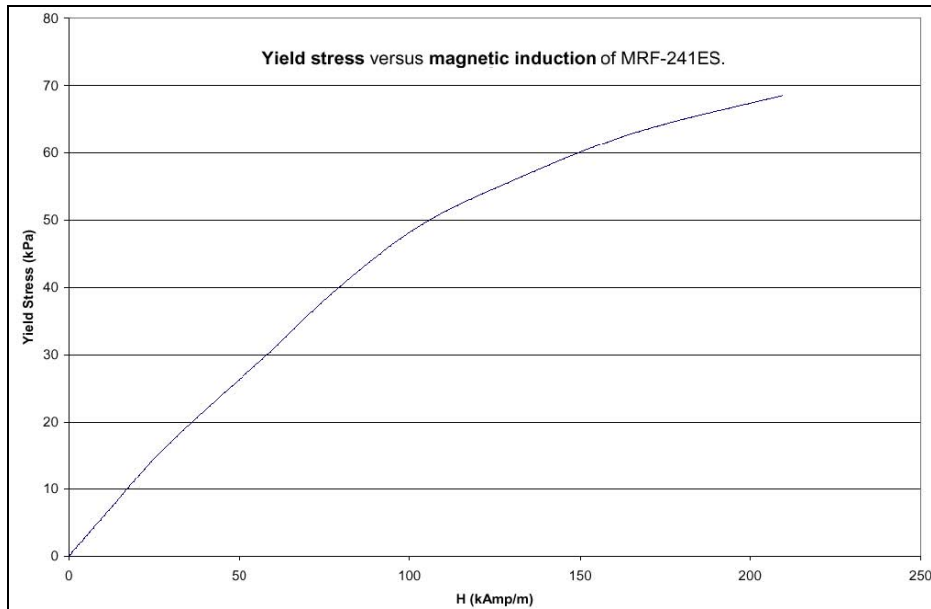
**Fig. 1.28**

Il più semplice circuito elettromagnetico, che può essere preso come riferimento per l'analisi e la progettazione, è quello illustrato nella precedente figura. Il circuito magnetico è costituito da un elemento di materiale ferromagnetico sagomato a forma di C e da una intercapedine di altezza  $g$  in cui è contenuto il fluido MR.

Le superfici  $A_f$ , in contatto con il fluido, rappresentano le superfici attive del dispositivo. Il flusso magnetico, le cui linee sono riportate in figura, è generato da  $N$  spire in cui scorre una corrente  $I$ . Generalmente la progettazione del circuito elettromagnetico inizia con la scelta del punto di lavoro del fluido ( $H_f, B_f$ ).

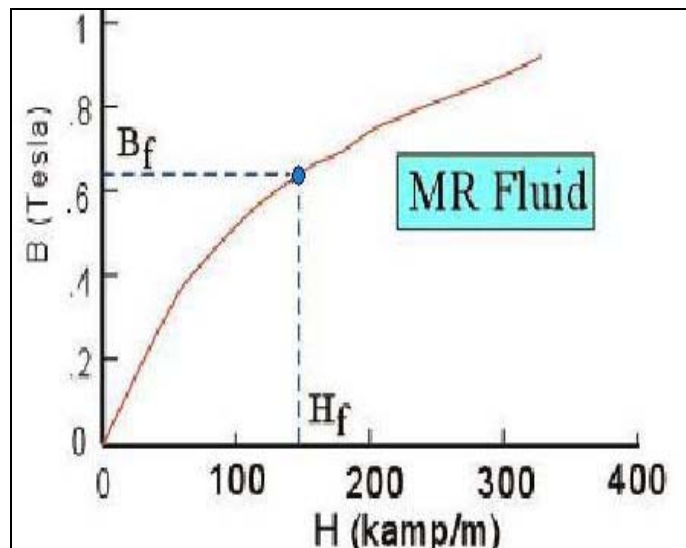
La coppia nominale  $T_N$  è funzione del valore assunto dallo *yield stress*  $\tau_y$ ; d' altra parte, per quanto esposto nei paragrafi precedenti, esiste una legge ben precisa tra la

tensione tangenziale di soglia (*yield stress*)  $\tau_y$  e il campo magnetico che attraversa il fluido, come mostra il diagramma già visto che qui si ripropone.



**Fig. 1.29**

In questo modo è possibile associare ad ogni valore della coppia  $T_N$  un valore di  $H$ , e dal grafico  $B$ - $H$  dell'induzione magnetica risalire al corrispondente valore di  $B$ , determinando così il punto di lavoro  $B_f$ - $H_f$ .



**Fig. 1.30**



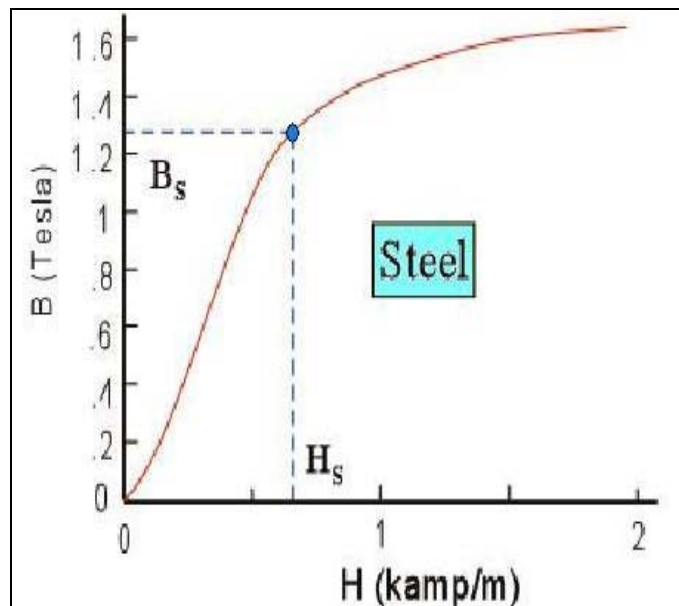
Il flusso magnetico totale risulta:  $\Phi = B_f \cdot A_f$ , dove  $A_f$  è la sezione del circuito in contatto con il fluido; tale flusso è costante in ogni sezione del circuito, risulta cioè:

$$\Phi = \Phi_{fluido} = \Phi_{ferro\_1} = \Phi_{ferro\_2} = \dots$$

E' poi possibile ricavare il punto di lavoro del materiale ferromagnetico per ogni ramo del circuito. Infatti, dalla costanza del flusso si ricava che il campo magnetico  $B_s$ , nel ramo s del circuito, è dato da:

$$B_s = \frac{\Phi}{A_s} = B_f \cdot \frac{A_f}{A_s}$$

essendo  $A_s$  la sezione del tratto di lunghezza s. Analogamente, dalla legge di induzione magnetica per il materiale ferromagnetico, si determina anche il valore di  $H_s$ .



**Fig. 1.31**

Utilizzando il *teorema di Ampère* è infine possibile ricavare il numero di Ampère-spire necessarie per ottenere il valore di  $B_f$  richiesto nel gap.

Secondo tale teorema il valore della circuitazione di  $\vec{H}$  relativa ad una curva chiusa  $Z$  equivale al *flusso di corrente* uscente attraverso la superficie  $W$  che ha come bordo tale curva  $Z$ , ovvero:

$$\oint_Z \vec{H} \cdot d\vec{l} = \iint_W \vec{J} \cdot d\vec{S}$$

Nell'ipotesi di lavorare entro i limiti della zona lineare dell'induzione magnetica sia del materiale ferromagnetico sia del fluido MR, è accettabile considerare le due rispettive permeabilità costanti. Sotto queste condizioni è allora possibile scrivere che

$$H = \frac{B}{\mu}$$

ed essendo  $B = \frac{\Phi}{A}$ , risulta  $H = \frac{\Phi}{\mu \cdot A}$ .

Il **teorema di Ampère** può essere allora portato nella forma:

$$N \cdot I = \sum H_i L_i$$

$$N \cdot I = H_f \cdot g + \sum H_s \cdot L_s$$

$$N \cdot I = \frac{\Phi}{\mu_0} \cdot \left( \frac{g}{\mu_f \cdot A_f} + \sum \frac{L_s}{\mu_s \cdot A_s} \right)$$

essendo  $L_s$  la lunghezza del ramo s-esimo del circuito.

Oppure introducendo la **riluttanza**  $R = \oint_Z \frac{dl}{\mu \cdot A}$  del circuito il teorema di Ampère

diventa:

$$\oint_Z \vec{H} \cdot d\vec{l} = \Phi \oint_Z \frac{dl}{\mu \cdot A} = N \cdot I$$

e quindi :

$$N \cdot I = R \cdot \Phi$$

$$N \cdot I = \Phi \cdot (R_f + R_s)$$

$$N \cdot I = \frac{\Phi}{\mu_0} \cdot \left( \frac{g}{\mu_f \cdot A_f} + \sum \frac{L_s}{\mu_s \cdot A_s} \right)$$

essendo  $R_f$  ed  $R_s$  rispettivamente la riluttanza del gap di fluido e del circuito a  $C$  di materiale ferromagnetico. Per minimizzare il numero di Ampère-spire è importante ridurre al minimo la riluttanza totale del circuito. Generalmente il traferro contribuisce maggiormente al valore della riluttanza complessiva del circuito. Infatti i materiali impiegati per realizzare elettromagneti hanno una permeabilità dell'ordine di alcune migliaia di volte maggiore di quella del vuoto, mentre la permeabilità del fluido MR arriva al massimo ad essere 9 volte  $\mu_0$ .

Ad esempio, se le sezioni sono all'incirca costanti e  $L/g \cong 100$  si ottiene che la riluttanza del fluido risulta 10 volte maggiore di quella del circuito, come si vede dalle

relazioni seguenti:

$$\frac{R_f}{R_s} = \frac{\frac{g}{\mu_f}}{\frac{L}{\mu_{ferro}}} \cong \frac{g}{L} \cdot \frac{\mu_{ferro}}{\mu_f} \cong \frac{1}{100} \cdot 1000 = 10$$

Pertanto, in prima approssimazione, la legge di Ampère che regola il sistema può essere scritta:

$$N \cdot I = \Phi \cdot \frac{g}{\mu \cdot A_f} = B_f \cdot \frac{g}{\mu}$$

Una seconda condizione che generalmente viene richiesta al circuito ferromagnetico è che il suo peso non vada ad incidere troppo sul peso totale del dispositivo. Per ridurre il peso è necessario diminuire le sezioni  $A_s$  in ogni ramo del circuito, senza però spostare il punto di lavoro del fluido. Se il flusso è costante in ogni ramo,  $\Phi = B_f \cdot A_f = B_s \cdot A_s$ , l'unico modo per ridurre  $A_s$  è avere alti valori di

campo magnetico all'interno di ogni singolo tratto, al limite  $B_s$  potrebbe essere uguale al valore di saturazione del campo magnetico per il materiale utilizzato. È però indispensabile che non si verifichi mai la completa saturazione di un'intera sezione.

Sotto queste condizioni nasce quindi l'esigenza di scegliere un materiale ferromagnetico che abbia il punto di saturazione del campo magnetico il più alto possibile.

È infine importante osservare che quanto fin qui riportato deve sempre essere verificato attraverso un'analisi magnetica agli elementi finiti del circuito, in modo da garantire una migliore corrispondenza tra i dati teorici stimati e quelli reali.

### ***1.12 Caratteristiche dei materiali ferromagnetici***

I materiali ferromagnetici sono materiali aventi la capacità di essere magnetizzati da bassi valori del campo magnetico e di ritornare, una volta rimosso il campo, a un stato di induzione magnetica residua bassa. Materiali aventi queste caratteristiche sono essenziali per la costruzione di dispositivi in cui sono richieste variazioni della induzione magnetica, come solenoidi, relè, motori, generatori, trasformatori, ecc. In seguito sono riportate le caratteristiche dei più diffusi materiali ferromagnetici presenti in commercio.

Tipiche caratteristiche dei materiali ferromagnetici sono:

*Alto valore del coefficiente di permeabilità magnetica*

*Alto valore dell'induzione magnetica di saturazione*

*Bassa perdita di energia per isteresi*

*Bassa perdita a causa della nascita di correnti parassite in applicazioni con flussi magnetici alternati.*

*Valore del coefficiente di permeabilità magnetica il più costante possibile al variare del campo magnetico applicato e della temperatura.*

I materiali ferromagnetici più diffusi sono:

Ferro puro

Acciai a basso tenore di carbonio

Acciai al silicio

Acciaio inossidabile

Leghe ferro/nickel

Leghe ferro/cobalto

I principali costituenti dei materiali ferromagnetici sono ferro, nickel o cobalto. Oltre questi materiali, nelle leghe vengono in genere usati degli elementi addizionali per esaltare certe caratteristiche. Alcuni materiali, infatti, possono aumentare la resistività elettrica della lega, in modo da ridurre la formazione di correnti parassite in dispositivi funzionanti in corrente alternata. Per esempio il ferro puro possiede delle ottime proprietà magnetiche, ma il suo basso valore di resistività provoca alte perdite per correnti parassite in applicazioni in corrente alternata.

Si riportano di seguito le principali caratteristiche delle più diffuse leghe ferromagnetiche esistenti in commercio.

### ***Ferro puro***

Il ferro puro reperibile in commercio possiede un grado di purezza che va da 99.1% Fe a 99.8% Fe. Nella tabella seguente sono riportate le principali caratteristiche magnetiche.

Induzione di saturazione	2.158 T
Permeabilità magnetica	$1.7 \cdot 10^4$
Forza coercitiva	20 A/m
Resistività	$9.8 \mu\Omega \cdot \text{cm}$

***Tab. 1.4 – Caratteristiche magnetiche del ferro puro***

### ***Acciai a basso tenore di carbonio***

Sono materiali che possiedono proprietà magnetiche meno competitive rispetto a molte altre leghe, ma sono spesso usati per il loro basso costo. Questi acciai non sono, in genere, impiegati per le loro qualità magnetiche. In genere questi acciai ricevono un

miglioramento delle caratteristiche ferromagnetiche se viene effettuato, dopo la lavorazione, un trattamento di ricottura. Nella tabella seguente sono riportate le caratteristiche magnetiche di un tipico acciaio a basso tenore di carbonio.

Permeabilità massima	3800
Magnetismo residuo (da 1.5 T)	0.9 T
Forza coercitiva	80-160 A/m
Induzione di saturazione	2.15 T
Resistività	13 $\mu\Omega\cdot\text{cm}$

**Tab. 1.5 –**

***magnetiche dell'acciaio 1010***

***Caratteristiche***

***Acciai al silicio (Prodotti laminati)***

Gli effetti benefici dovuti all'aggiunta di silicio al ferro sono:

- Aumento della resistività elettrica con conseguente riduzione della formazione di correnti parassite.
- Sviluppo di orientazioni preferenziali nella struttura dei grani.

D'altra parte l'introduzione del silicio porta degli svantaggi:

- Diminuzione del valore dell'induzione di saturazione.
- Abbassamento della temperatura di Curie.
- Diminuzione della duttilità della lega ottenuta.

A livelli di silicio superiori a 4% la lega diventa difficilmente laminabile a freddo, per cui quasi tutte le leghe commerciali vengono prodotte con un contenuto di silicio inferiore al 3.5%. Sono reperibili lamierini di acciaio al silicio orientati e non orientati. Gli acciai non orientati hanno una struttura molecolare isotropa, mentre gli orientati possiedono una struttura molecolare orientata in modo che lungo una certa direzione le prestazioni magnetiche siano ottime.

Le leghe orientate subiscono le più alte variazioni dell'induzione magnetica al variare dell'angolo di applicazione del campo magnetico, ma, allo stesso tempo, sono quelle che riescono a raggiungere valori dell'induzione di saturazione più elevati.

### ***Acciai inossidabili***

Gli acciai inossidabili ferritici sono ferromagnetici, e vengono generalmente usati per la fabbricazione di sedi di solenoidi e circuiti magnetici.

Le loro caratteristiche magnetiche sono decisamente peggiori delle convenzionali leghe ferromagnetiche, e vengono usati per la costruzione di dispositivi che lavorano in ambienti corrosivi.

### ***Leghe Ferro-Nickel***

Le due principali classi di leghe Ferro-Nickel presenti in commercio sono:

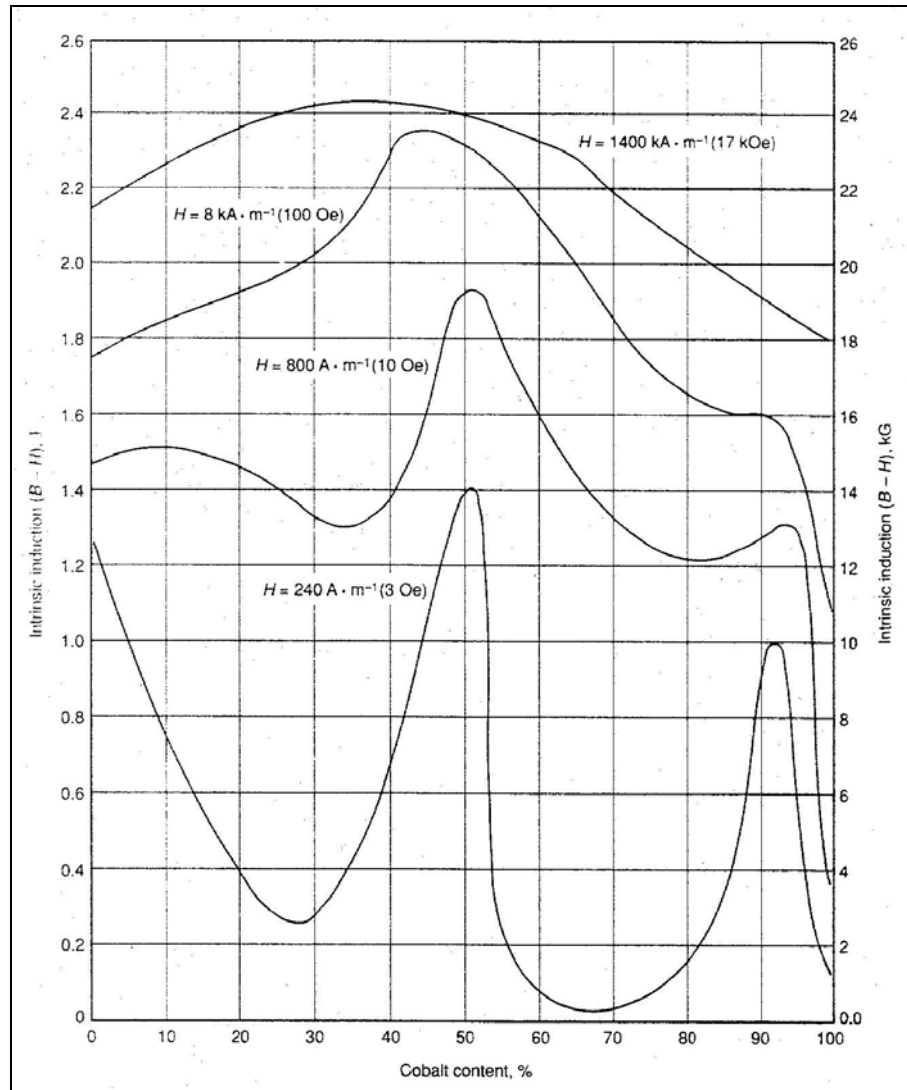
- Leghe ad alto tenore di Nickel( circa 79% Ni).  
Queste leghe possiedono valori molto alti della permeabilità magnetica (dell' ordine di  $6.5 \cdot 10^4$ ) e perdite per isteresi molto contenute.  
Di contro possiedono valori molto bassi della induzione di saturazione (circa 0.8 T).
- Leghe a basso tenore di Nickel( da 45% a 50% Ni).  
Possiedono una permeabilità magnetica inferiore a quella delle leghe ad alto tenore (dell' ordine di  $1.2 \cdot 10^4$ ), ma comunque superiore a quella delle leghe Ferro-Silicio. L' induzione di saturazione è notevolmente superiore rispetto alle leghe Ferro-Nickel ad alto tenore di Nickel (circa 1.5 T).

### ***Leghe Ferro-Cobalto***

Valori di induzione di saturazione superiori a quelli del ferro puro (circa 2.15T) possono essere ottenuti soltanto con leghe di ferro e cobalto. Il più alto valore di induzione di saturazione raggiunto ad oggi è circa 2.46 T ed è stato ottenuto con una lega contenente circa il 35% di cobalto. Nella figura seguente sono mostrati gli andamenti dell'induzione magnetica al variare della percentuale di cobalto contenuto nella lega per vari valori del campo magnetico applicato.

La lega costituita da circa il 50% di cobalto risulta particolarmente interessante per l'elevato valore di induzione di saturazione raggiunto. Alcune di queste leghe sono prodotte dalla ditta tedesca Vacuumschmelze e vengono vendute in barre, o in nastri di

vari spessori. Nella tabella sono riportati, per queste leghe, i valori del campo magnetico in funzione dell'induzione magnetica.



**Fig. 1.32**



Static values for stacked rings (0.35 mm thickness*)					
	VACOFLUX 48	VACOFLUX 50	VACODUR 50 with optimum magnetic properties	VACODUR 50 with optimum mechanical properties	VACOFLUX 17
B bei 3 A/cm (T)	2.05	1.9	1.8	1.7	1.2
B bei 8 A/cm (T)	2.15	2.1	2.05	2.0	1.5
B bei 16 A/cm (T)	2.25	2.2	2.15	2.1	1.6
B bei 40 A/cm (T)	2.27	2.25	2.2	2.18	1.75
B bei 80 A/cm (T)	2.3	2.27	2.28	2.25	1.9
B bei 160 A/cm (T)	-	2.3	-	-	2.05

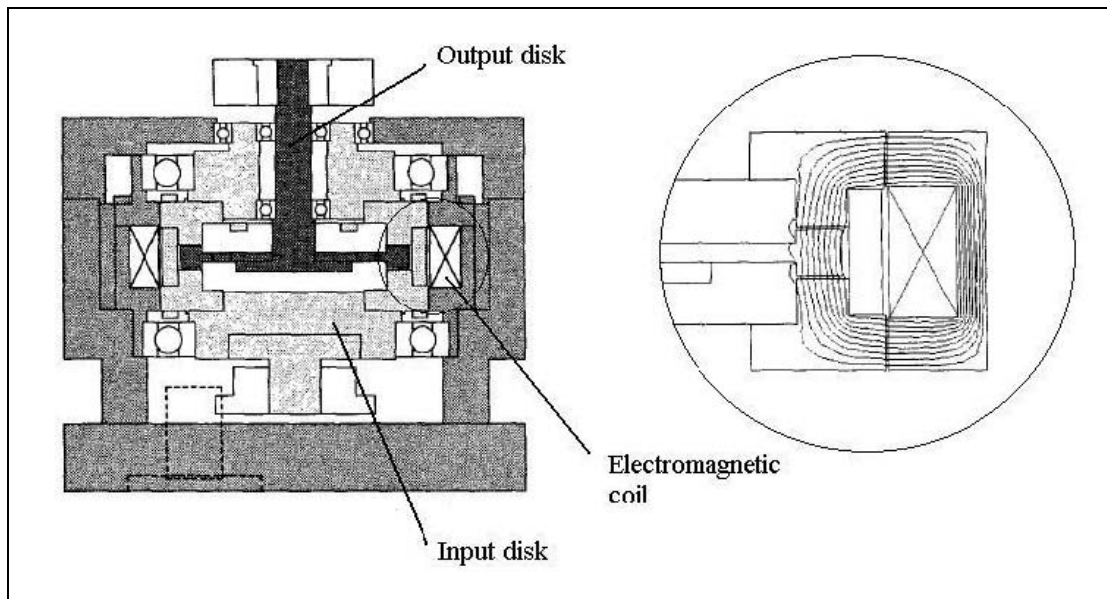
*Tab. 1.6 – Valori del campo magnetico in funzione dell'induzione magnetica, per alcune leghe prodotte dalla Vacuumschmelze*

### ***1.13 Dispositivi impieganti fluidi MR***

#### ***Frizione a fluidi MR realizzata dalla Osaka University***

La frizione è stata ideata e sperimentata per realizzare un nuovo tipo di attuatore che utilizzi i fluidi magnetoreologici per il controllo delle coppie. Per la trasmissione della coppia è utilizzata una configurazione a shear mode. L'organo d'uscita è composto da un semplice disco, mentre quello di entrata ha una costruzione più complessa per potersi affacciare su entrambe le superfici del disco. In questo modo il dispositivo può sfruttare due superfici attive per la trasmissione della coppia.

Nell'intercapedine tra i due organi rotanti è contenuto il fluido MR della Lord Corporation MRF-132LD. Il circuito elettromagnetico, necessario a portare l'adeguato campo magnetico nel gap, è costituito di materiale ferromagnetico SS400. Le parti non interessate al circuito sono invece di alluminio, mentre il carter esterno è di plastica.



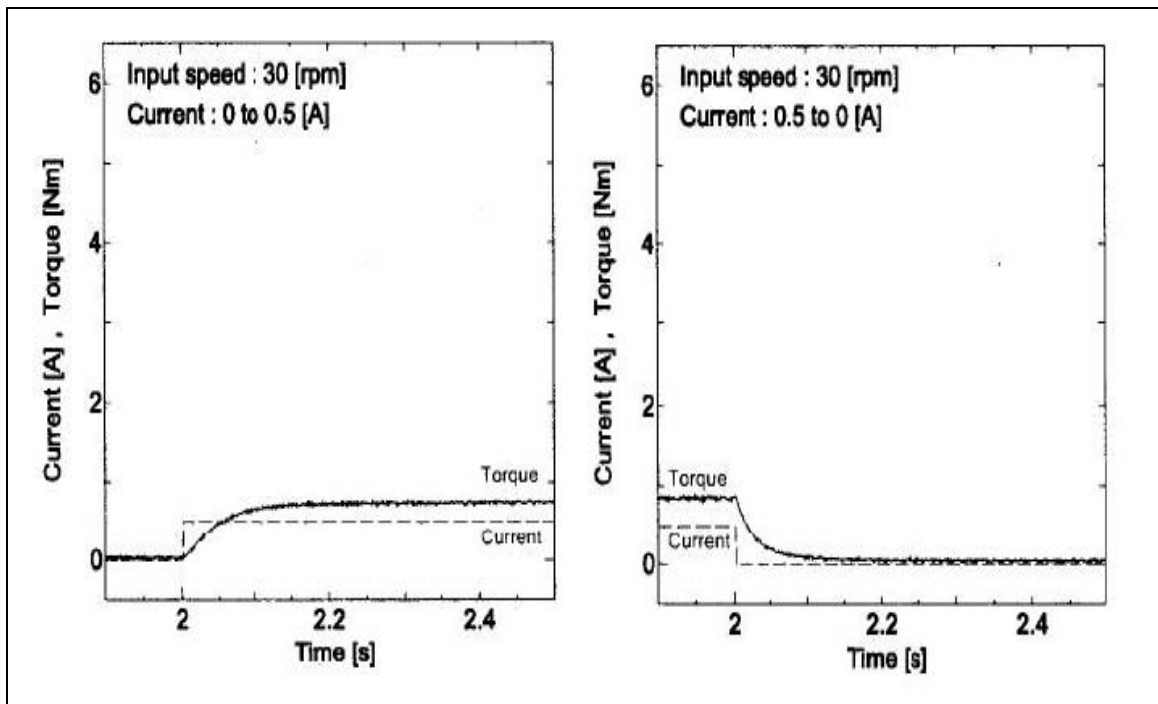
**Fig. 1.33 – Frizione con ingrandimento relativo alle linee di flusso del campo magnetico**

In tabella sono riportate le specifiche tecniche della frizione.

Diameter	150 [mm]
Height	286 [mm] (with motor)
Weight	about 5 [kg]
Output torque	5 [N·m] (when 2 [A] )
Power consumption	about 9 [W]
Magnetic field	about 150 [kA/m]
Inertia of output disk	$1.23 \times 10^{-5}$ [kg·m <sup>2</sup> ]

**Tab. 1.7**

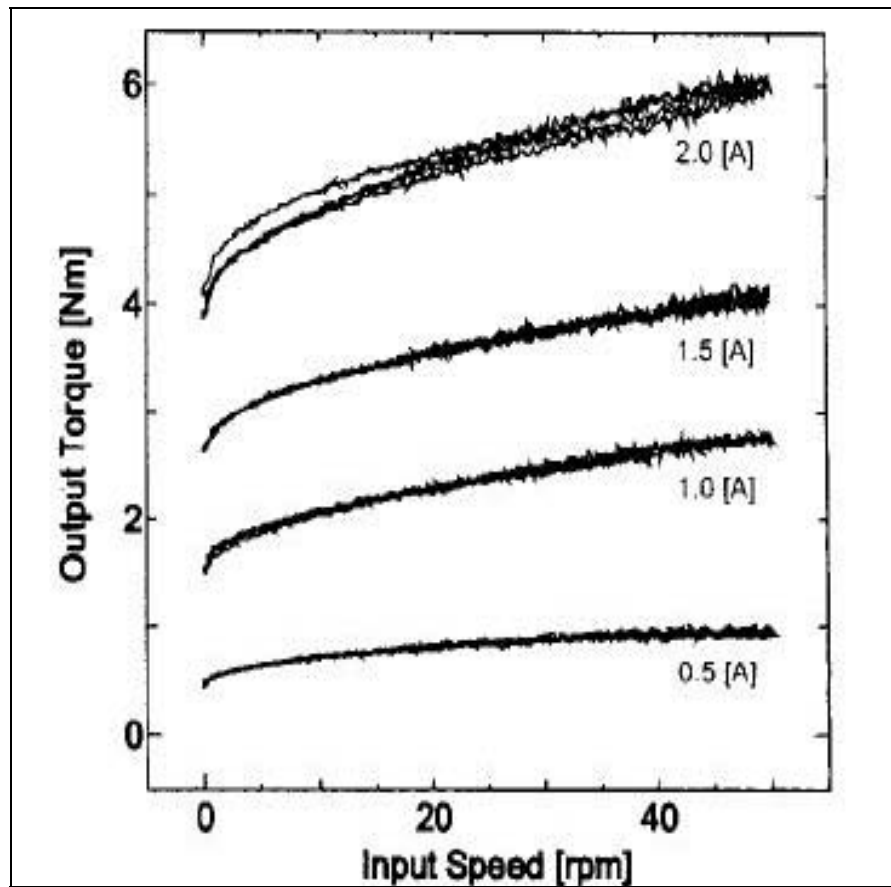
Per caratterizzare le prestazioni della frizione è stato realizzato un sistema di prova. L'ingresso della frizione è mantenuto in rotazione ad una certa velocità da un DC motor. La coppia viene trasmessa all'uscita applicando una certa corrente alla bobina. Per misurare tale coppia è stato montato in uscita dalla frizione un sensore di forza. In questo modo è stato possibile determinare gli andamenti della coppia in funzione del tempo.



*Fig. 1.34*

Nella figura 1.34 sono riportati gli andamenti della risposta nel caso sia applicata una variazione di corrente da 0 A a 0.5 A e viceversa, sempre all'istante 2 sec, per una velocità dell'organo di ingresso di 30 rpm. Una seconda prova mostra l'influenza della velocità di rotazione dell'albero di ingresso sulla coppia in uscita.

In questa prova la corrente delle bobine è mantenuta costante a 0.5, 1, 1.5 e 2 A mentre la velocità di rotazione viene gradualmente aumentata fino ad arrivare ad un valore di 50 rpm. I risultati sono riportati in figura 1.35.



*Fig. 1.35*

Dalla figura si osserva che la coppia d'uscita è, con ottima approssimazione, indipendente dalla velocità di rotazione dell'organo d'ingresso in tutto il range di velocità scelto, e questo accade anche al variare della corrente di eccitazione.

#### ***Giunto magnetoreologico di accoppiamento***

Il brevetto seguente è relativo ad una frizione/freno magnetoreologica di proprietà della GSE.

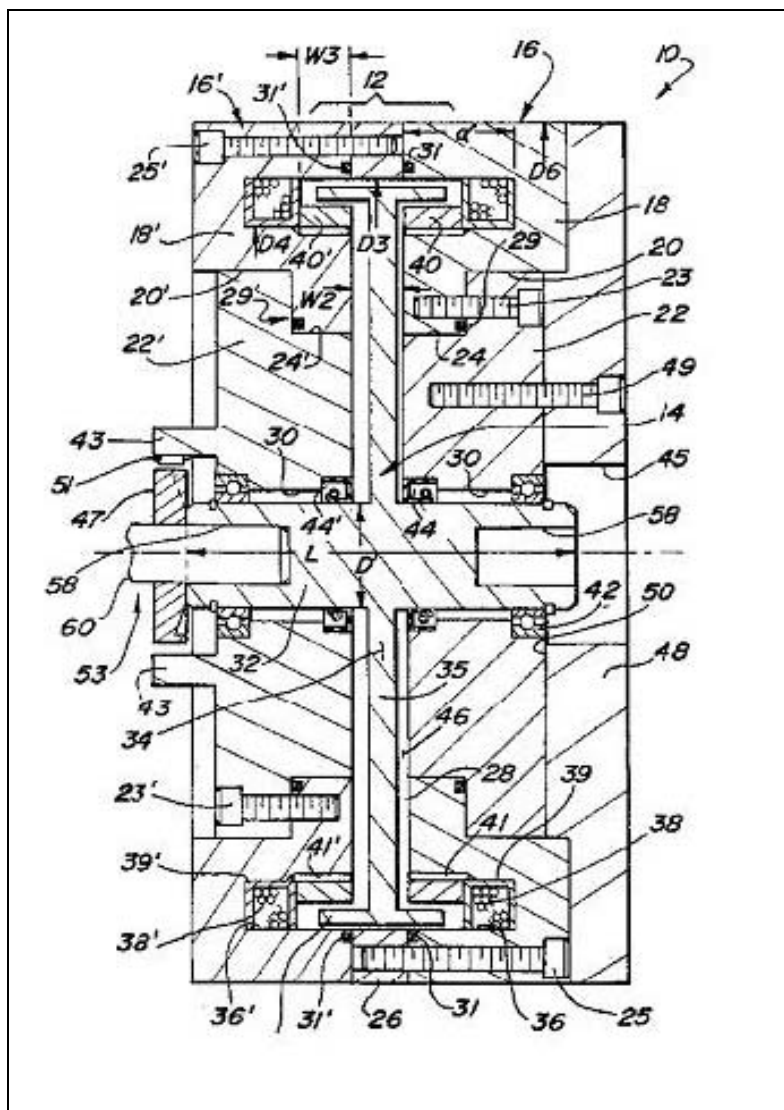
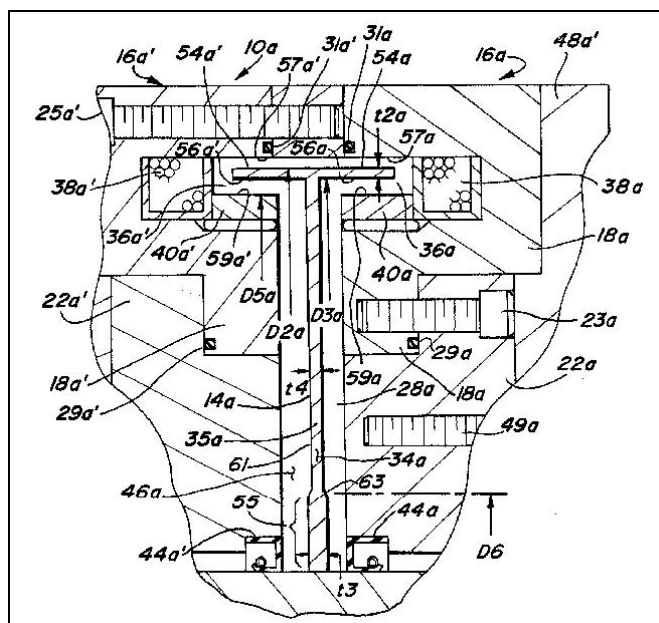


Fig. 1.36

Il dispositivo in figura può essere utilizzato in svariate applicazioni, come freno, frizione o come giunto di accoppiamento tra due dispositivi. In figura è visibile uno statore 12 e un rotore 14. Nel setto di separazione tra rotore e statore è presente un fluido magnetoreologico.

Lo statore è composto da una parte frontale e una posteriore sostanzialmente identiche. Ogni parte è formata dall'assemblaggio di due particolari di materiale diverso: un pezzo 18 di materiale ferromagnetico, che costituisce il circuito magnetico e una parte 22 di materiale non magnetico. Due bobine 38 e 38' generano un campo elettrico radiale

rispetto alle superfici cilindriche attive del rotore. In figura 1.37 sono mostrate le superfici attive in maggior dettaglio.

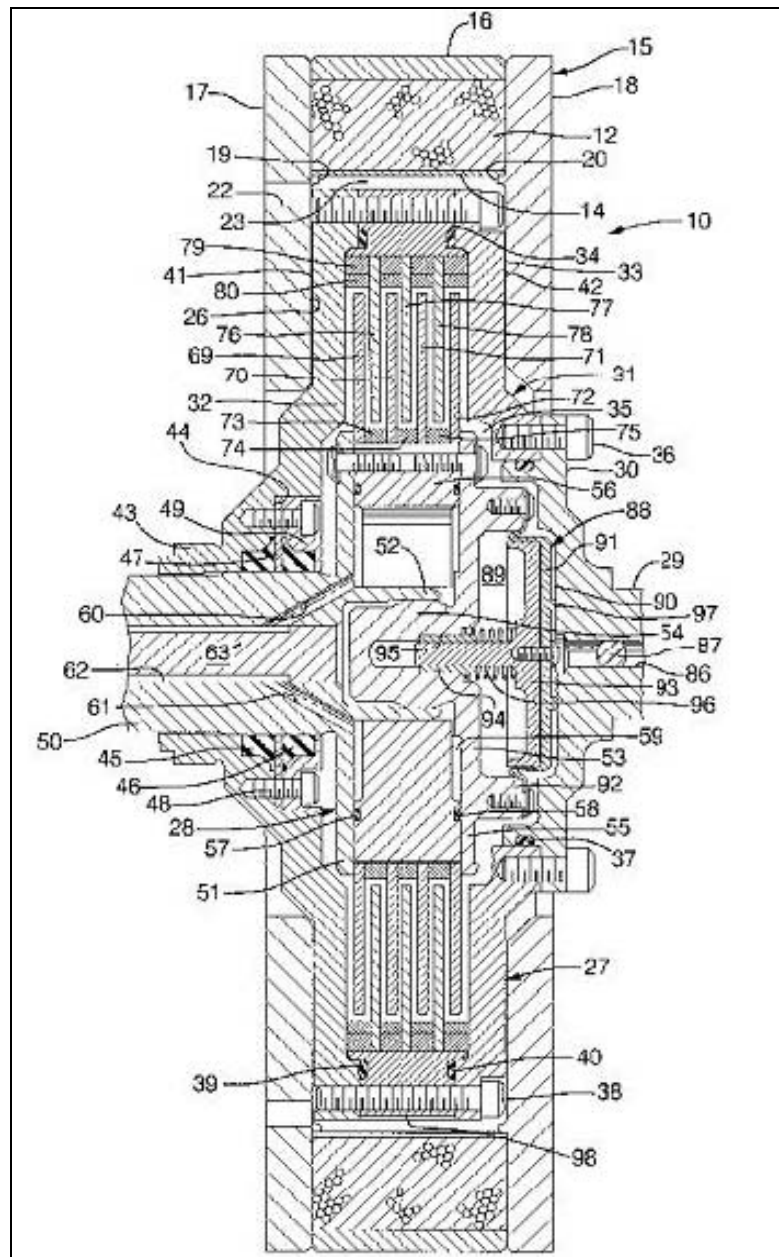


**Fig. 1.37**

Quando il fluido non è attraversato dal campo magnetico il giunto trasmette una coppia trascurabile. Al contrario applicando una certa corrente alle bobine il dispositivo è in grado di trasmettere una coppia proporzionale all'entità del campo e quindi della corrente che attraversa le bobine.

***Frizione magnetoreologica General Motors***

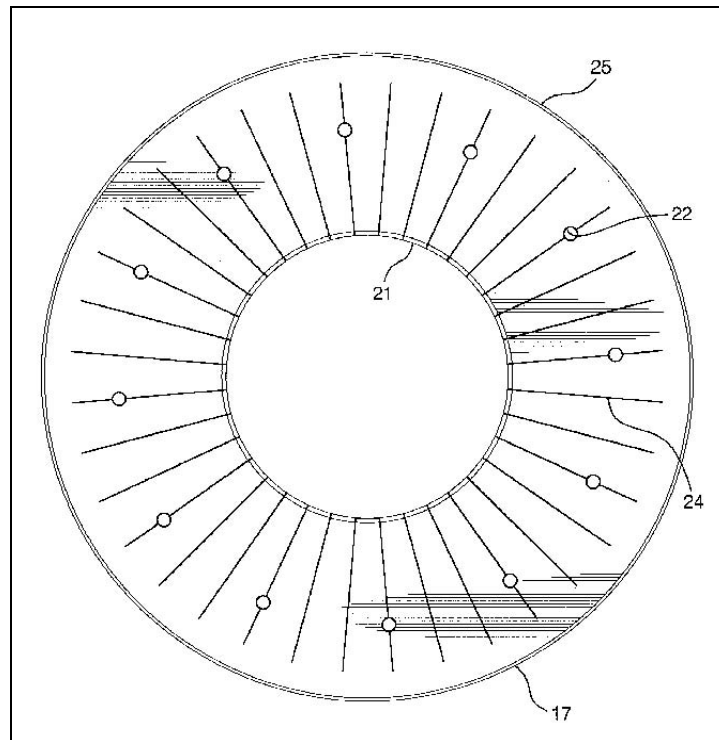
Il seguente brevetto è relativo ad una frizione magnetoreologica per applicazioni automobilistiche, ed è di proprietà della General Motors Corporation, Detroit, mentre gli inventori del dispositivo sono: Gopalswamy, Swaminathan, Jones, Gary Lee. (US 5,954,245).



**Fig. 1.38**

Con riferimento alla figura 1.38 è possibile dividere la frizione in tre parti principali: un albero di ingresso 63 collegato con un rotore a dischi 56, un albero di uscita 43, e una parte fissa 22 che alloggia la bobina 12. E' interessante sottolineare alcuni accorgimenti del dispositivo per risolvere le criticità tipiche della frizione per usi automobilistici. Uno dei principali problemi è lo smaltimento del calore sviluppato. Con riferimento alla figura seguente, dove è mostrata una vista del particolare 17, sono stati previsti dei fori

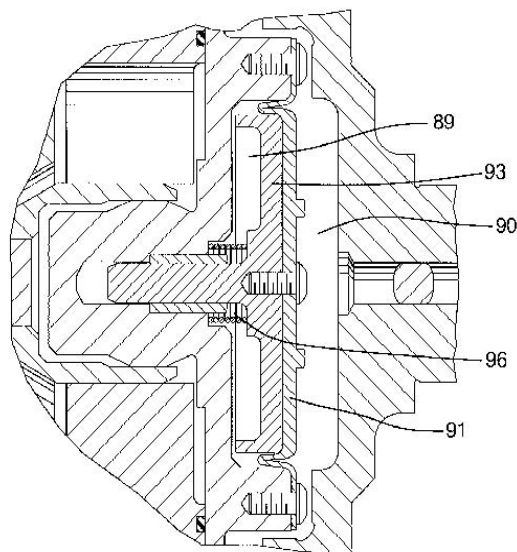
assiali 22 sulla parte fissa del dispositivo allo scopo di permettere un raffreddamento ad aria o a liquido. I tagli radiali visibili in figura sono stati previsti per limitare lo sviluppo di correnti parassite che, per effetto Joule, aumentano il calore sviluppato dal dispositivo.



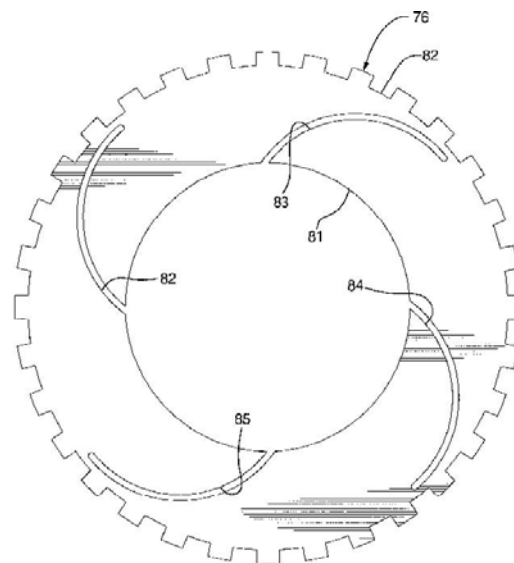
**Fig. 1.39**

Il problema della dilatazione del fluido magnetoreologico a causa dell'aumento di temperatura è stato risolto prevedendo delle camere piene di gas separate dalla zona lambita dal fluido mediante diaframmi elastici. Nella figura 1.40a è mostrata in dettaglio la camera di espansione.





**Fig. 1.40a**

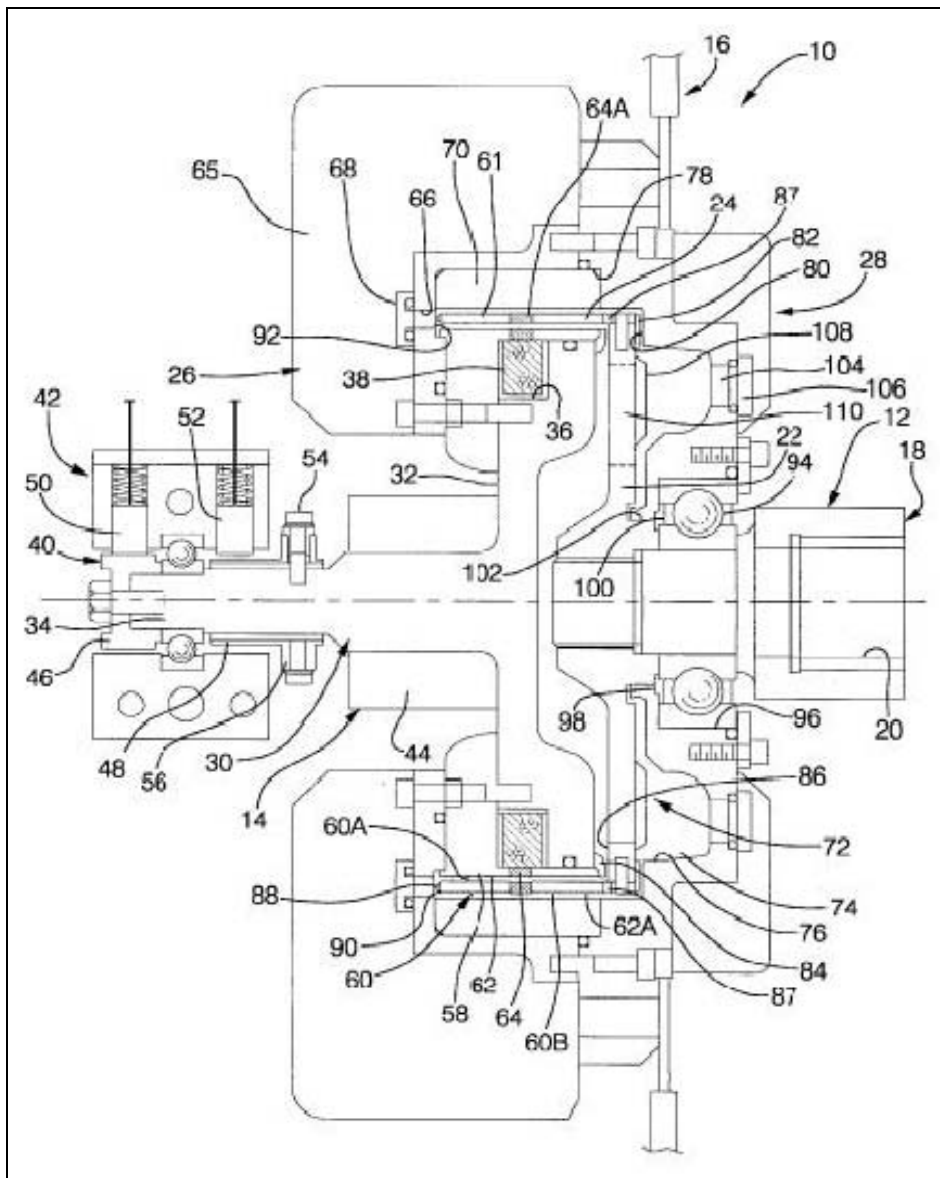


**Fig. 1.40b**

Infine, un altro accorgimento degno di nota sono le scanalature curve previste nei dischi del rotore di uscita, visibili nella figura 1.40b. Ciò deriva dalla necessità di prevedere un corretto rimescolamento del fluido magnetoreologico al fine di evitare il più possibile fenomeni di sedimentazione.

***Frizione magnetoreologica per il controllo della ventola di raffreddamento di un radiatore automobilistico.***

Il seguente brevetto è relativo ad una frizione magnetoreologica dedicata alla regolazione della ventola di raffreddamento nelle automobili, ed è anche questa di proprietà della General Motors Corporation, Detroit. Gli inventori del dispositivo sono: P.B. Usuro, A.L. Smith e Chi-Kuan Kao. (US,6,318,531)



**Fig. 1.41**

Generalmente le ventole di raffreddamento del radiatore vengono controllate in base alla velocità stessa del motore. Un fluido viscoso, generalmente silicone, viene inserito tra l'ingresso e l'uscita della frizione che regola la ventola. La capacità di trasmettere coppia è affidata alla viscosità del liquido utilizzato. In questo caso non è realizzabile un controllo della velocità e della coppia. Con l'introduzione delle frizioni a fluidi magnetoreologici è possibile migliorare l'efficienza del sistema di raffreddamento in quanto è possibile, istante per istante, far variare la viscosità del fluido e quindi

controllare la coppia e la velocità in uscita. La figura precedente mostra una sezione della frizione magnetoreologica.

Il dispositivo è formato da un ingresso *12* avente una estensione cilindrica *24* destinata alla trasmissione della coppia. La struttura del rotore d'uscita *14* è tale da creare una cavità assiale in cui ruota la parte cilindrica dell'entrata. Nell'intercapedine tra i due cilindri viene inserito il fluido. In questo modo si generano due superfici attive. Il campo magnetico viene generato da una bobina *38* montata sull'uscita. Essendo l'uscita rotante, per portare la corrente dall'esterno alla bobina è necessario utilizzare dei contatti striscianti formati dagli anelli *46* e *48* e dalle spazzole *50* e *52*.

***Freno magnetoreologico LORD MRB-2107-3.***

Il seguente brevetto relativo ad un freno magnetoreologico è proprietà della LORD Corporation (WO 98/00649).

Nella figura 1.42 viene mostrata una fotografia del freno magnetoreologico MRB-2107-3 commercializzato.



***Fig. 1.42***

Nella figura seguente è rappresentata una sezione del freno magnetoreologico. E' presente una sede *22a* ed un rotore *28a* a forma di disco.

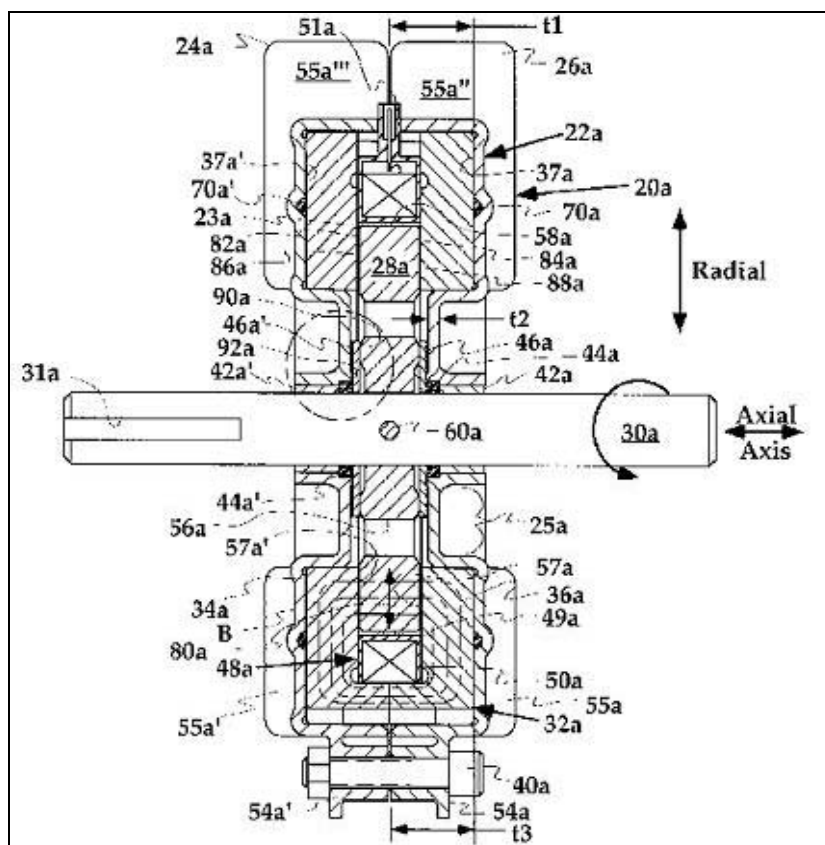


Fig. 1.43

Una bobina genera un campo magnetico che attraversa il fluido magnetoreologico all'interno del dispositivo in direzione assiale. In figura è chiaramente visibile l'andamento delle linee di flusso del campo di induzione magnetica generato dalla bobina.

Dalla figura si osserva pure che il circuito magnetico è formato da due parti 34a e 36a bloccate tra loro assialmente tramite la vite 40a. Il dispositivo presenta un accorgimento per eliminare eventuali giochi assiali tra le parti del circuito magnetico causate dalle tolleranze di fabbricazione.

Questa situazione deve essere assolutamente evitata perché la presenza di un gap d'aria all'interno del circuito magnetico riduce drasticamente le prestazioni del freno MR. Infatti dalla relazione precedentemente utilizzata  $N \cdot I = R \cdot \Phi$  si intuisce che se la riluttanza  $R$  aumenta a causa della presenza di un gap d'aria, la densità di flusso magnetico si riduce, a parità della corrente di eccitazione  $I$ , e così anche la massima

coppia trasmessa. Per evitare questo fenomeno il costruttore ha previsto due O-ring 70a e 70a' montati tra la parte del circuito magnetico e il carter esterno.

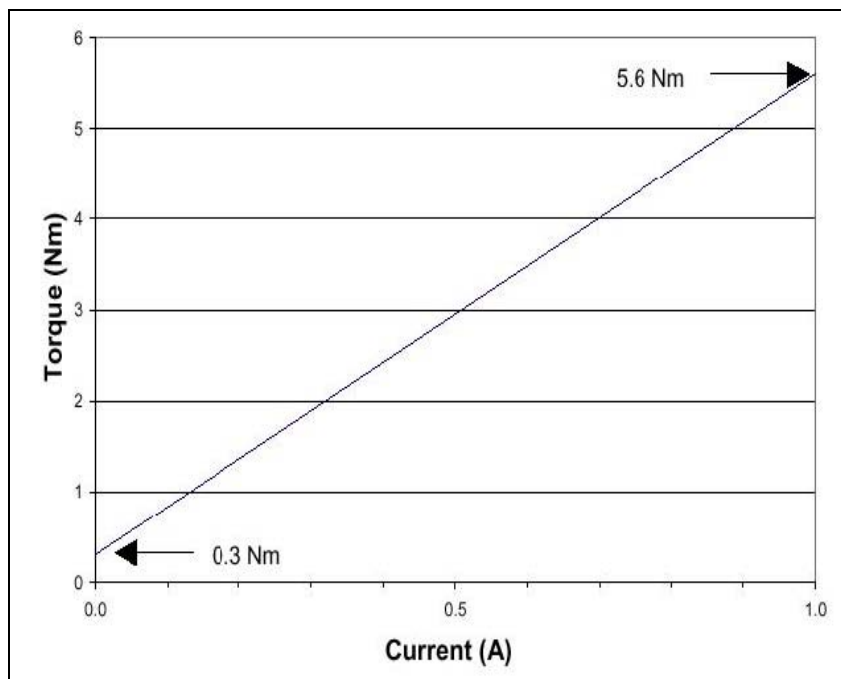
Questi si comportano come molle in senso assiale; infatti quando la vite viene serrata si comprimono creando delle forze assiali che garantiscono il contatto tra le due parti del circuito.

Si riportano di seguito le specifiche tecniche del freno MRB-2107-3.

Diameter	3.63 in (92.2 mm)
Length	1.44 in (36.6 mm)
Weight	3.1 lb (1.41 kg)
Maximum on-state torque	50 in-lb (5.6 Nm)
Minimum off-state torque	<3 in-lb (<0.3 Nm)
Maximum current	1.0 Amp
Resistance	8 ohms
Maximum operating speed	1000 RPM
Inductance	150 mH
Operating temperature range	-20° to 160° F (-30° to 70°C)

**Tab. 1.8**

La figura 1.44 riporta, infine, la curva caratteristica della coppia in funzione della corrente.



**Fig. 1.44**

## Capitolo 2

# IL DIFFERENZIALE DEGLI AUTOVEICOLI

---

*Nel presente capitolo si procede ad una descrizione dell' differenziale ordinario, mettendone in luce pregi e difetti. Saranno poi illustrati i differenziali autobloccanti passivi oggi più diffusi, tutti costituenti una evoluzione del differenziale classico, mirata a favorire, fondamentalmente, la motricità del veicolo. Gli ultimi sviluppi che riguardano tali dispositivi derivano dall'intento di realizzare differenziali adattivi, ossia in grado di adeguarsi alle diverse condizioni operative. Nascono, quindi, i differenziali controllabili, capaci di ottimizzare, allo stesso tempo, motricità, comportamento direzionale e stabilità del veicolo. Appartenente a tale categoria è il differenziale semiattivo a fluidi magnetoreologici, oggetto del presente lavoro. Il capitolo si chiude con una analisi dell'influenza del differenziale sul comportamento dinamico del veicolo.*

---

### 2.1 Utilità del differenziale

Tra i vari organi del sistema di trasmissione di una autovettura, particolare importanza riveste il differenziale.

L'invenzione del differenziale viene attribuita al francese Onesiforo Pecqueur che lo realizzò nel 1827 per risolvere un problema che affliggeva il carro di Cugnot: esso, infatti, si bloccava non appena tentava di sterzare. Tale dispositivo fu applicato per la prima volta ad un veicolo nel 1898.

Storicamente, la necessità del differenziale nasce nel passaggio della carrozza tirata da cavalli ad un veicolo "automotore". Infatti, mentre la trazione animale esterna consentiva l'uso di ruote folli sul proprio asse, quindi con possibilità di differenti velocità di rotazione in funzione delle necessità, la presenza di un motore a bordo, che forniva potenza alle ruote, comportava la scelta di una soluzione compatibile con la cinematica del veicolo in curva.

Le due semplici soluzioni, che vennero sicuramente in mente, sono la trasmissione della coppia fornita dal motore ad una sola ruota, oppure la trasmissione ad un assale sul quale sono vincolate rigidamente le ruote.

Oggi nessuna di queste due tecniche è applicata ad autoveicoli stradali; la prima è molto spesso usata per i giocattoli e la seconda trova impiego nei kart.

Gli inconvenienti della trazione applicata ad una ruota singola appaiono immediatamente evidenti, in quanto, sia con trazione posteriore che anteriore, il veicolo sarebbe costantemente spinto, o tirato, su un singolo lato con una sensibile coppia d'imbardata.

La seconda soluzione, mentre può essere accettabile nei kart dove da un lato l'impiego è limitato nel tempo e dall'altro l'assenza di sospensioni fa sì che in curva la ruota interna tenda a distaccarsi dal terreno, neutralizzando così il problema di garantire due diverse velocità di rotazione per le due ruote dell'assale, non è assolutamente pensabile per un veicolo. Infatti, non solo si avrebbero usure anomale e precoci degli pneumatici, ma non si rispetterebbe la condizione cinematica di percorrenza di una curva da parte del veicolo, con conseguente nascita di coppie imbardanti sullo stesso.

Il differenziale ha, quindi, il compito di ricevere dal cambio la potenza in uscita dal motore e ripartirla tra le due ruote motrici di uno stesso assale, o, nel caso dei veicoli a trazione integrale, ai due alberi che portano il moto all'assale anteriore e all'assale posteriore; inoltre, il differenziale deve permettere la libera rotazione dei due alberi condotti, che devono poter ruotare a velocità diversa.

Quest'ultima caratteristica è di fondamentale importanza per ottenere un contatto corretto ed una buona aderenza tra le ruote motrici e la strada durante le curve. Un contatto corretto tra pneumatico e strada presuppone la nascita di piccoli strisciamenti locali, mentre lo slittamento macroscopico della ruota sul terreno causa forte usura del

battistrada e limita la possibilità di trasmettere forze elevate a terra, sia in direzione longitudinale che laterale<sup>1</sup>. E, quindi, sempre consigliabile evitare lo slittamento macroscopico del pneumatico sulla strada. In assenza di slittamenti macroscopici, durante una curva le due ruote di uno stesso assale devono percorrere nello stesso intervallo di tempo traiettorie di lunghezza diversa: la ruota esterna alla curva, che deve percorrere una traiettoria di raggio superiore, deve quindi ruotare ad una velocità maggiore di quella della ruota interna.

Il comportamento di un differenziale ha, poi, importanti conseguenze sul comportamento dinamico di un veicolo. Infatti, la modalità con cui un differenziale ripartisce la coppia motrice tra i due alberi di uscita influisce notevolmente sul carattere sovra-sottosterzante del veicolo, e, nel caso di un differenziale montato tra due ruote sterzanti, ha importanti ripercussioni sul ‘feeling’ di sterzo. Inoltre, le caratteristiche di funzionamento del differenziale influiscono notevolmente sulla capacità di trazione di un veicolo, cioè sulla sua attitudine a trasmettere effettivamente la coppia motrice a terra. La maggior parte delle autovetture con due ruote motrici attualmente in circolazione è equipaggiata con differenziali di tipo ordinario, cosiddetti ‘open’ o liberi, che in ogni condizione di funzionamento ripartiscono equamente la coppia motrice tra i due alberi di uscita. Questa caratteristica penalizza fortemente la capacità di trazione del veicolo, poiché se le due ruote motrici si trovano in condizioni di aderenza diverse, la massima forza longitudinale che complessivamente può essere trasmessa a terra è limitata a circa il doppio della massima forza che può trasmettere la ruota con minore aderenza.

Diversamente da un differenziale open, un differenziale completamente bloccato costringe i due alberi in uscita a ruotare sempre alla stessa velocità, ed è in grado di ripartire la coppia motrice tra di essi in qualsiasi rapporto. Il comportamento dei pneumatici durante le curve è però fortemente penalizzato, ed il veicolo può perdere quasi completamente la capacità direzionale. Una soluzione intermedia è costituita dai differenziali cosiddetti autobloccanti. Essi sono stati appunto sviluppati con lo scopo di superare i limiti propri sia del differenziale open che del differenziale bloccato, ovvero

---

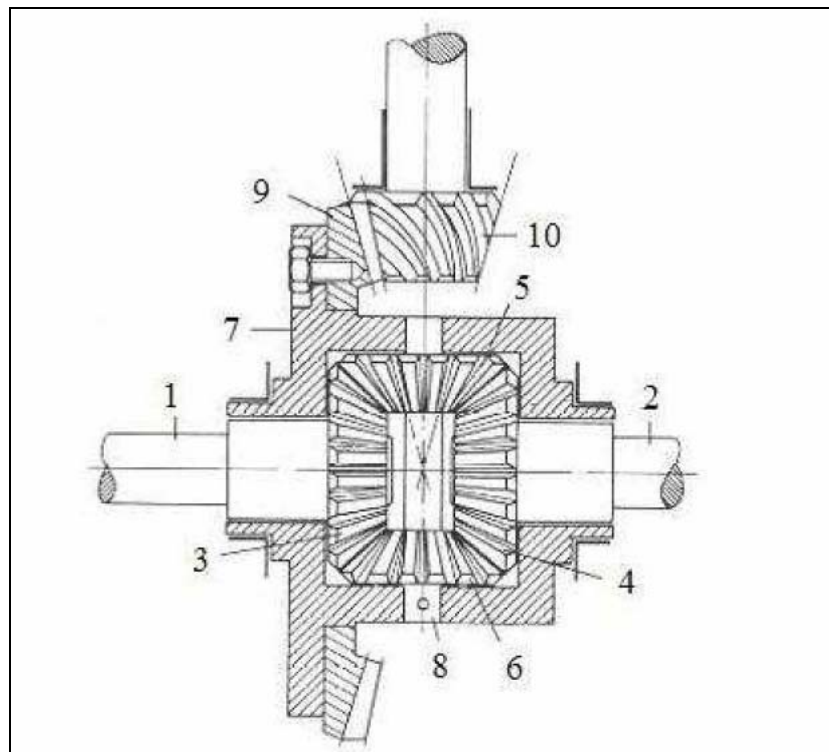
<sup>1</sup> Con riferimento alle forze scambiate tra pneumatico e strada, i termini longitudinale e laterale sono sempre riferiti allo pneumatico e non al veicolo.



di permettere una ripartizione asimmetrica della coppia motrice nei casi in cui i pneumatici si trovino in condizioni di aderenza diverse, senza d'altra parte costringere i due alberi di uscita ad assumere la stessa velocità di rotazione.

## ***2.2 Il differenziale ordinario***

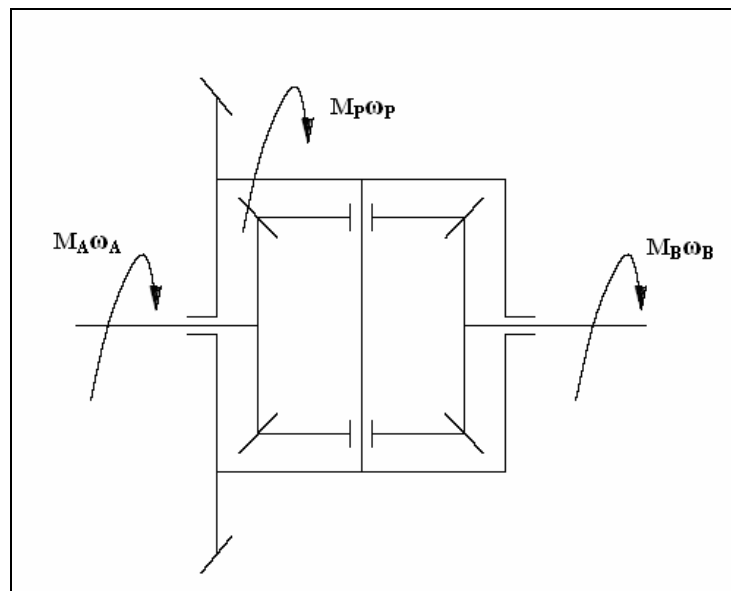
La figura 1.1 riporta, in forma schematica, la struttura di un differenziale ordinario utilizzato per la trasmissione di potenza alle due ruote di uno stesso assale. Nel portatreno del differenziale 7 sono alloggiati due ruote dentate (solari) 3 e 4, collegate con accoppiamento torsionale ai due alberi di uscita 1 e 2. I solari ingranano con due (o quattro per impieghi diversi) satelliti 5 e 6, montati su di un alberino centrale 8 tramite boccole. L'alberino centrale, a sua volta, è alloggiato in due sedi ricavate nel portatreno. Il cambio trasmette il moto alla ruota 10, che a sua volta è in presa con la corona 9 solidale al portatreno del differenziale. Quest'ultimo è montato nella scatola centrale del ponte su cuscinetti a rulli conici non rappresentati in figura.



***Fig. 2.1 – Differenziale ordinario***

Nelle autovetture in cui il motore e il cambio sono disposti longitudinalmente, la coppia 10-9 è una coppia rochetto conico-ruota ipoidale; nel caso di vetture con motore e cambio disposti trasversalmente, le due ruote sono cilindriche a denti dritti o elicoidali. Nella letteratura anglosassone questo differenziale è detto ‘open’, poiché in esso non vengono intenzionalmente inseriti elementi capaci di determinarne il bloccaggio. In questa trattazione i due termini ‘ordinario’ e ‘open’ saranno sempre considerati equivalenti. Inoltre, nel seguito si farà spesso riferimento all’asse di rotazione del differenziale: esso coincide con l’asse comune ai due alberi di uscita 1 e 2 e al portatreno 7.

Per comprendere il principio di funzionamento di questo meccanismo, è utile riferirsi allo schema riportato in figura 2.2.



**Fig. 2.2 – Schema di un differenziale ordinario con  $\varepsilon_0 = -1$**

Con  $M_P$ ,  $M_A$  e  $M_B$  vengono indicate, rispettivamente, la coppia agente sul portatreno, e le due coppie agenti sui solari; con  $\omega_P$ ,  $\omega_A$  ed  $\omega_B$  sono, invece, indicate le velocità angolari dei predetti elementi.

Per convenzione si assume che le coppie e le velocità angolari siano positive se hanno il verso disegnato in figura, se cioè il flusso di potenza è diretto dal motore alle ruote.

Nello studio dei rotismi epicycloidali è utile introdurre il rapporto di trasmissione  $\varepsilon_0$  del rotismo reso ordinario, cioè del rotismo ottenuto da quello di partenza, in cui si

consideri fisso il portasatelliti: nel caso del differenziale automobilistico il portasatelliti coincide con il portatreno. Applicando la formula di Willis al rotismo di figura 2.2, e indicando con  $z_A$  e  $z_B$  il numero di denti dei due solari, si ottiene:

$$\varepsilon_0 = -\frac{z_B}{z_A} = \frac{\omega_A - \omega_P}{\omega_B - \omega_P} = -1$$

Da tale espressione si ricava:

$$\omega_P = \frac{\omega_A + \omega_B}{2} \quad (2.1)$$

La (2.1) indica che la velocità angolare del portatreno  $P$  è sempre uguale alla media aritmetica delle velocità dei due solari A e B.

Le espressioni che legano le due coppie  $M_A$  e  $M_B$  alla coppia in ingresso  $M_P$  possono essere ricavate utilizzando tre relazioni: l'equazione di equilibrio alla rotazione dell'intero meccanismo, l'equazione dell'energia cinetica e la formula di Willis. Nel caso in cui si studi il comportamento del differenziale a regime, queste tre equazioni forniscono il seguente sistema:

$$\begin{cases} M_P - M_A - M_B = 0 \\ M_P \omega_P - M_A \omega_A - M_B \omega_B - W_f = 0 \\ \omega_P = \frac{\omega_A + \omega_B}{2} \end{cases} \quad (2.2)$$

Con  $W_f$  è stata indicata la potenza dissipata a causa degli attriti interni presenti in un differenziale reale; essa è sempre positiva o al più nulla. Risolvendo il sistema si ottiene:

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{M_P}{2} - \frac{W_f}{\omega_A - \omega_B} \\ M_B &= \frac{M_P}{2} + \frac{W_f}{\omega_A - \omega_B} \end{aligned} \quad (2.3)$$

E' possibile a questo punto esprimere la potenza dissipata per attrito come il prodotto di una coppia di attrito interna al differenziale  $M_f$ , sempre positiva per definizione, e la differenza di velocità angolare tra i due alberi di uscita:

$$W_f = M_f |\omega_A - \omega_B|$$

Sulla base dell'equazione appena scritta, è possibile ricavare le espressioni delle due coppie  $M_A$  e  $M_B$ :

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{M_P}{2} - M_f \frac{|\omega_A - \omega_B|}{\omega_A - \omega_B} \\ M_B &= \frac{M_P}{2} + M_f \frac{|\omega_A - \omega_B|}{\omega_A - \omega_B} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Nel caso in cui le velocità dei due alberi siano diverse, le coppie trasmesse all'esterno valgono quindi:

- se  $\omega_A > \omega_P > \omega_B$

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{M_P}{2} - M_f \\ M_B &= \frac{M_P}{2} + M_f \end{aligned} \quad (2.5)$$

- se  $\omega_A < \omega_P < \omega_B$

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{M_P}{2} + M_f \\ M_B &= \frac{M_P}{2} - M_f \end{aligned} \quad (2.6)$$

Le equazioni appena ricavate mostrano che, a causa delle perdite interne, il differenziale trasmette sempre una coppia maggiore all'albero di uscita che ruota a velocità inferiore.

Il caso  $\omega_A = \omega_B$  merita alcune considerazioni particolari. Infatti, le (2.4) contengono una forma indeterminata del tipo  $\frac{0}{0}$ , e devono essere valutate al limite per  $\omega_A$  tendente ad

$\omega_B$  da destra e da sinistra. In questo caso si ottiene quindi:

$$\begin{aligned} M_A &= \frac{M_P}{2} \pm M_f \\ M_B &= \frac{M_P}{2} \mp M_f \end{aligned} \quad (2.7)$$

In base alle (2.5), o alle (2.6), il legame tra le coppie  $M_P$ ,  $M_A$  ed  $M_B$  è il seguente:

$$|M_A - M_B| = 2M_f \quad (2.8)$$

In un differenziale open nascono delle forze di attrito di tipo coulombiano nel contatto tra i denti in presa delle ruote dentate, in tutte le boccole e in tutti i cuscinetti; la

presenza dell'olio lubrificante causa, inoltre, la nascita di forze di attrito di tipo viscoso. La presenza di queste forze di attrito ostacola la nascita di movimenti relativi tra i membri del differenziale.

Nel differenziale ordinario, d'altra parte, la differenza tra le due coppie  $M_A$  e  $M_B$  trasmesse all'esterno è molto piccola, essendo molto piccola la coppia di attrito interna. In pratica,  $M_f$  è dovuta ai soli attriti presenti nei cuscinetti e nelle boccole, e nel contatto tra i denti delle ruote coniche. Un ordine di grandezza di  $M_f$  potrebbe essere  $M_f=(0.05\div 0.09)M_P$ . Un differenziale open montato su di un veicolo tra le due ruote di uno stesso assale assicura, quindi, alle due ruote coppie quasi uguali. Questa caratteristica del differenziale ordinario è spesso apprezzata in quanto una ripartizione simmetrica della coppia, e quindi delle forze longitudinali che si scambiano nel contatto ruote motrici e strada, non dà contributi significativi alla nascita di momenti di imbardata, e non ha dunque effetti sul comportamento direzionale della vettura, sia in fase di accelerazione che di rilascio. Al contrario, un differenziale completamente bloccato o autobloccante ripartisce asimmetricamente la coppia motrice tra le ruote, generando, quindi, un momento di imbardata sul veicolo che spesso ne accentua il carattere sottosterzante.

Il differenziale open presenta, tuttavia, un grosso svantaggio: poiché la ripartizione della coppia motrice tra le due ruote di uno stesso assale è simmetrica o quasi, la capacità di trazione del veicolo è fortemente limitata da quella della ruota con minore aderenza. Si consideri il caso estremo in cui una delle due ruote motrici perda completamente aderenza. Il differenziale non può che ripartire equamente la coppia motrice tra le due ruote, e quindi, per garantire l'equilibrio alla rotazione della ruota che ha perso aderenza, trasmette due coppie quasi nulle. La ruota che ha mantenuto aderenza con il terreno, ricevendo dal differenziale una coppia motrice molto bassa, rallenta, mentre la ruota che ha perso aderenza aumenta la propria velocità di rotazione. Se questa condizione persiste, la differenza tra le velocità di rotazione delle due ruote continua ad aumentare, fino ad arrivare in breve tempo all'arresto completo della ruota con buona aderenza; l'altra ruota, per la formula di Willis, continua a girare ad una velocità pari al doppio di quella del portatreno. In questo modo, la capacità di trazione

della ruota con migliore aderenza non viene sfruttata in pieno, compromettendo la motricità del veicolo.

### ***2.3 Differenziali autobloccanti***

La capacità di trazione di un veicolo può essere notevolmente migliorata aumentando l'entità della coppia di attrito  $M_f$  interna al differenziale. All'aumentare della coppia di attrito, aumenta la differenza tra le due coppie trasmesse agli alberi di uscita del differenziale, cioè aumenta la asimmetria nella ripartizione della coppia motrice. Nel caso in cui le due ruote si trovino in condizioni di aderenza diverse, la ruota con migliore aderenza può ricevere dal differenziale una coppia motrice superiore a quella della ruota con minore aderenza. Grazie alla presenza della coppia di attrito interna  $M_f$ , il differenziale si oppone alla nascita di movimenti relativi tra i suoi organi e trasmette una coppia motrice inferiore alla ruota che tende a girare con velocità maggiore, cioè alla ruota che ha minore aderenza. Il differenziale previene quindi lo slittamento della ruota con aderenza peggiore, e ne limita lo slittamento nel caso in cui la ruota perda comunque aderenza e inizi a slittare; contemporaneamente, il differenziale indirizza una maggiore percentuale della coppia motrice verso la ruota con migliore aderenza, cioè verso l'utilizzatore che può meglio trasmettere potenza a terra. In questo modo la capacità di trazione di entrambe le ruote è meglio sfruttata.

La possibilità di migliorare la trazione di un veicolo, aumentando intenzionalmente la coppia di attrito  $M_f$  del differenziale, è la ragione che ha spinto verso il progetto dei cosiddetti differenziali autobloccanti; questi differenziali sono, infatti, caratterizzati dalla presenza di forze di attrito interne molto più elevate di quelle che si trovano normalmente in un differenziale open.

La coppia d'attrito può essere generata in diversi modi. In particolare:

- 1) attraverso dischi di frizione che strisciano fra loro quando le velocità di rotazione dei semialberi si differenziano;

- 2) utilizzando fluidi viscosi introdotti all'interno della scatola del differenziale: in questo caso la coppia d'attrito complessiva è generata dalla resistenza del fluido che si oppone al moto relativo dei due solari;
- 3) utilizzando ingranaggi a basso rendimento che generano forze d'attrito elevate.

Nei sistemi a frizione, all'indubbio vantaggio della semplicità costruttiva si affianca lo svantaggio connesso all'usura del materiale d'attrito che comporta la perdita progressiva di efficacia.

Nel secondo caso lo svantaggio principale consiste nel fatto che la risposta del dispositivo avviene solo in presenza di elevate velocità relative.

Il grande vantaggio dei differenziali autobloccanti appartenenti alla terza categoria, ovvero quelli basati su forze d'attrito tra gli ingranaggi, consiste nella loro azione progressiva al crescere del momento motore trasmesso alle ruote, in quanto le forze d'attrito si incrementano al crescere delle forze agenti negli ingranaggi. Lo svantaggio di questi tipi di differenziali sta nel fatto che, dovendosi generare grosse forze d'attrito, si avrà necessariamente un basso rendimento del rotismo ordinario associato al differenziale.

Un'altra classificazione degli autobloccanti può essere effettuata sulla base della grandezza fisica che innesca la differenziazione di coppia sui semialberi. Esistono tre categorie:

- 1) differenziali sensibili alla velocità relativa tra i solari (*speed sensitive*);
- 2) differenziali sensibili alla coppia trasmessa (*power sensitive*);
- 3) differenziali semiattivi.

Alla prima categoria appartengono quei differenziali che, in presenza di una elevata velocità relativa tra i semialberi, tendono ad aumentare le dissipazioni per attrito.

Nella seconda categoria rientrano i differenziali che differenziano la coppia sui semialberi in maniera proporzionale alla coppia fornita dal motore.

L'ultima categoria è costituita dai più recenti differenziali con controllo elettronico. Un tipico esempio è costituito da differenziali con dischi di frizione attuati idraulicamente.

Grazie alla forza di chiusura applicata ai dischi da un pistone, a sua volta azionato da olio in pressione, si riescono ad ottenere diversi valori della coppia d'attrito  $M_f$  in funzione delle esigenze.

Le varie tipologie di differenziali autobloccanti rappresentano quindi tutte una evoluzione del differenziale ordinario, e differiscono tra di loro esclusivamente per la particolare soluzione costruttiva adottata allo scopo di incrementare le forze di attrito interne. La trattazione svolta nel paragrafo precedente, relativa al differenziale open, può quindi essere applicata ad ognuno dei differenziali autobloccanti che saranno presentati in questo capitolo, e costituisce la base fondamentale per comprenderne il principio di funzionamento.

Nello studio dei differenziali autobloccanti è utile introdurre il concetto di sbilanciamento di coppia, da intendersi come grado di asimmetria nella ripartizione della coppia motrice che il differenziale è in grado di determinare. Facendo riferimento al caso in cui il flusso di potenza sia diretto dal motore alle ruote, e la coppia  $M_P$  sia quindi positiva, questo concetto può essere espresso sulla base del parametro  $TBR$  (Torque Bias Ratio), definito come il rapporto tra la coppia più alta e la coppia più bassa in uscita dal differenziale. Il rapporto  $TBR$  vale quindi:

$$TBR = \frac{\frac{M_P}{2} + M_f}{\frac{M_P}{2} - M_f} \quad (2.9)$$

Un altro parametro utilizzato per descrivere il comportamento di un differenziale autobloccante è l'indice di bloccaggio  $b$ , definito dalla relazione:

$$b = \frac{|M_A - M_B|}{|M_P|} \quad (2.10)$$

La relazione che lega  $TBR$  e  $b$  è la seguente:

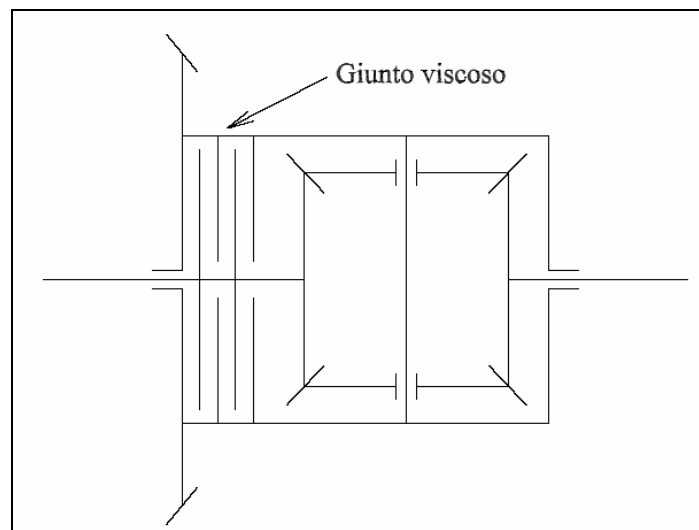
$$b = \frac{TBR - 1}{TBR + 1} \quad (2.11)$$

Nel seguito saranno illustrate le tipologie di differenziali autobloccanti ritenute più significative.



### **2.3.1 Differenziale autobloccante con giunto viscoso Ferguson**

Esso appartiene alla categoria dei differenziali ‘*speed sensitive*’, ovvero sensibili alla velocità relativa tra i solari. Un differenziale autobloccante con giunto viscoso è, dal punto di vista costruttivo, molto simile ad un open. L’effetto autobloccante è ottenuto attraverso l’impiego di un fluido viscoso che aumenta la coppia di attrito interna al differenziale. Nella figura 2.3 è riportato lo schema di un differenziale autobloccante con giunto viscoso collocato tra il portatreno ed un solare. Il giunto, che svolge in realtà la funzione di freno, è costituito da una serie di dischi torsionalmente solidali alla scatola del differenziale, alternati a dischi solidali a uno dei due alberi di uscita. Al contrario di quanto accade nel caso di una frizione, i dischi non sono però compressi gli uni sugli altri, ma tra un disco e quello adiacente è presente un piccolo gioco assiale. Gli interstizi tra i dischi vengono riempiti con uno speciale fluido siliconico, e il giunto è chiuso ermeticamente verso l’esterno.

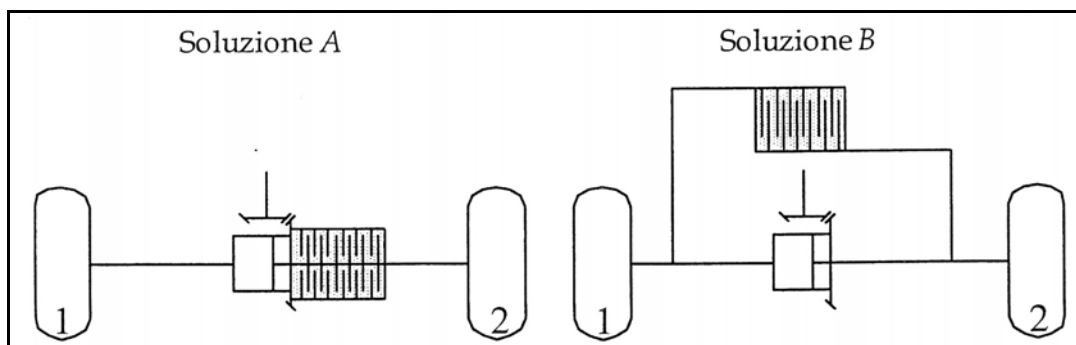


**Fig. 2.3 – Differenziale autobloccante con giunto viscoso**

Poiché per aumentare gli attriti interni viene sfruttata la viscosità di un fluido, la coppia  $M_f$  aumenta al crescere degli scorrimenti relativi tra le superfici che racchiudono il fluido stesso, e, quindi, all’aumentare della differenza tra le velocità angolari dei due alberi di uscita. Elevate coppie di attrito possono generarsi solo nel caso in cui la

differenza  $|\omega_A - \omega_B|$  sia cospicua, mentre in tutte le altre situazioni il comportamento del differenziale è molto simile a quello di un open.

Avendo come obiettivo quello di opporsi ad una differenza di velocità tra i semialberi, il giunto viscoso può essere abbinato ad un differenziale libero secondo due configurazioni principali. Una, già vista in precedenza, consente una realizzazione molto più semplice e prevede il posizionamento del giunto fra la scatola del portatreno ed uno dei solari. Un'altra, decisamente più complessa da realizzare, prevede il collegamento del giunto, mediante opportuni rinvii, fra i due solari. Le due soluzioni descritte sono riportate schematicamente in figura 2.4 ed indicate come "soluzione A" e "soluzione B" rispettivamente. La soluzione A viene tipicamente denominata "in serie", mentre la soluzione B "in parallelo".



**Fig. 2.4 – Disposizione “in serie” (Soluzione A) ed “in parallelo” (Soluzione B) del giunto viscoso**

Esempi costruttivi delle due soluzioni sono riportati in figura 2.5, nella quale sono evidenziati anche i flussi di coppia.

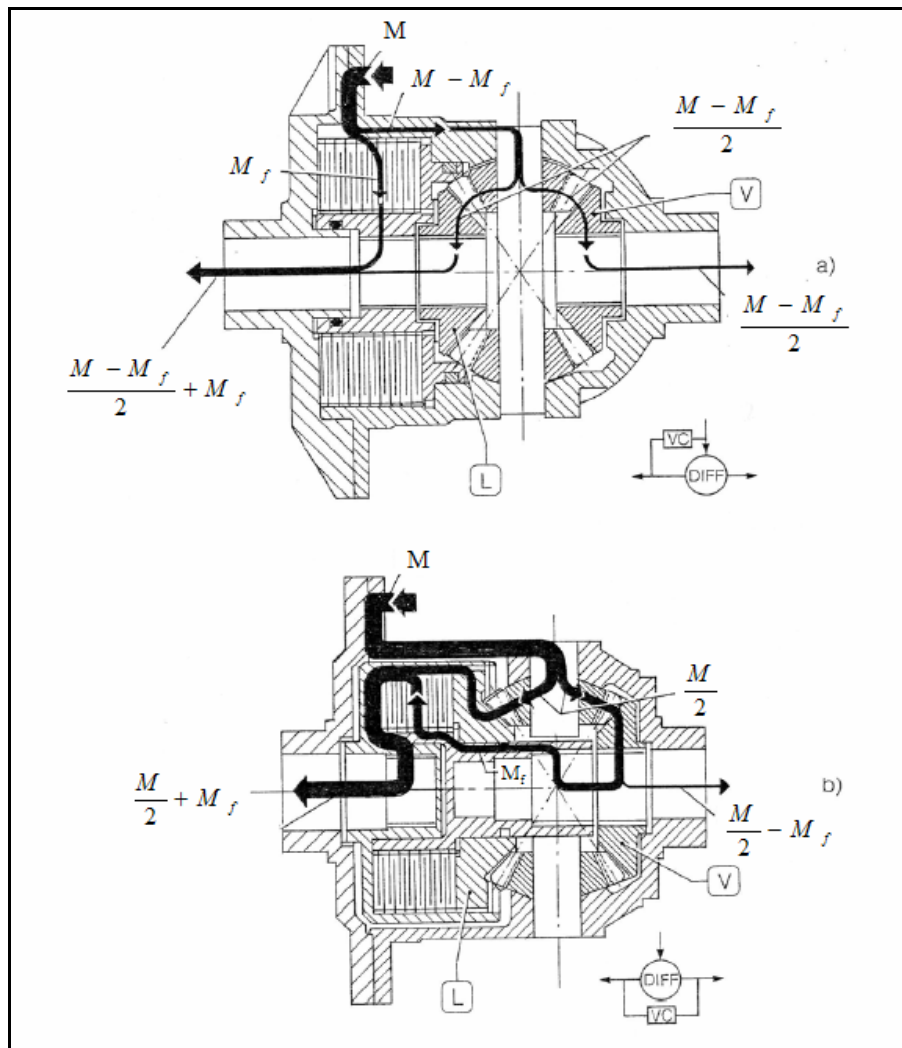


Fig. 2.5 – a) Soluzione “in serie”; b) Soluzione “in parallelo”

In particolare, per la soluzione in parallelo, essendo la sorgente d’attrito localizzata tra i due solari, la potenza dissipata vale:

$$W_f = M_f |\omega_A - \omega_B|$$

Sono valide, pertanto, le espressioni (2.5) e (2.6) relative alle coppie agenti sui semialberi.

Per la soluzione in serie, nell’ipotesi che il giunto agisca tra il portatreno ed il solare A, avremo:

$$W_f = M_f |\omega_A - \omega_P|$$

In tal caso le (2.4) diventano:

$$\begin{aligned}
 M_A &= \frac{M_P}{2} - M_f \frac{|\omega_A - \omega_P|}{\omega_A - \omega_B} \\
 M_B &= \frac{M_P}{2} + M_f \frac{|\omega_A - \omega_P|}{\omega_A - \omega_B}
 \end{aligned}
 \tag{2.12}$$

Tenuto conto che:

$$\frac{\omega_A - \omega_P}{\omega_B - \omega_P} = -1$$

si ha

$$\frac{|\omega_A - \omega_P|}{\omega_A - \omega_B} = \frac{|\omega_A - \omega_P|}{\omega_A - \omega_B + \omega_P - \omega_P} = \frac{|\omega_A - \omega_P|}{2(\omega_A - \omega_P)}$$

Pertanto le (2.12) divengono:

- se  $\omega_A > \omega_P > \omega_B$

$$\begin{aligned}
 M_A &= \frac{M_P}{2} - \frac{M_f}{2} \\
 M_B &= \frac{M_P}{2} + \frac{M_f}{2}
 \end{aligned}
 \tag{2.13}$$

- se  $\omega_A < \omega_P < \omega_B$

$$\begin{aligned}
 M_A &= \frac{M_P}{2} + \frac{M_f}{2} \\
 M_B &= \frac{M_P}{2} - \frac{M_f}{2}
 \end{aligned}
 \tag{2.14}$$

Note le espressioni delle coppie agenti sui semialberi, è possibile ricavare l'indice di bloccaggio  $b$ .

Per la soluzione in parallelo avremo:

$$b = \frac{|M_A - M_B|}{|M_P|} = \frac{2M_f}{M_P}
 \tag{2.15}$$

Per la soluzione in serie:

$$b = \frac{|M_A - M_B|}{|M_P|} = \frac{M_f}{M_P}
 \tag{2.16}$$

La disposizione in parallelo consente di ottenere un indice di bloccaggio doppio rispetto a quello che si ha con la soluzione in serie. Ciò è una diretta conseguenza del fatto che,

con la soluzione in parallelo, doppio risulta essere il valore di coppia che i due semialberi sono in grado di trasmettersi.

Per la determinazione dell'espressione della coppia di attrito occorre fare riferimento alla legge di Newton:

$$|\tau| = \frac{\mu \cdot \Delta v}{s} \quad (2.17)$$

essendo  $\tau$  lo sforzo di taglio,  $\mu$  la viscosità dinamica del fluido,  $\Delta v$  la velocità relativa fra le superfici affacciate ed  $s$  la distanza fra le stesse.

Di conseguenza, nel caso di due dischi piani con rotazione relativa  $\Delta\omega$ , di raggio interno  $r_i$  ed esterno  $r_e$ , si ottiene la seguente espressione per il momento di attrito:

$$M_f = \frac{\pi \cdot \Delta\omega \cdot \mu}{2s} (r_e^4 - r_i^4) = k \cdot \Delta\omega \quad (2.18)$$

essendo  $k$  costante per una assegnata geometria.

Naturalmente la coppia  $M_f$  è vista come frenante dall'albero più veloce, e motrice da quello più lento. Se i dischi sono  $n$  la coppia di attrito diventa:

$$M_f = \frac{n \cdot \pi \cdot \Delta\omega \cdot \mu}{2s} (r_e^4 - r_i^4) = k_n \cdot \Delta\omega \quad (2.19)$$

Dalla (2.18) e (2.19) si evince come l'indice di bloccaggio dipenda direttamente dalla differenza di velocità tra i due semialberi. Questa caratteristica può considerarsi vantaggiosa, poiché il dispositivo si comporta quasi come un open in presenza di piccole differenze tra le velocità delle ruote motrici, come ad esempio accade durante una curva ad ampio raggio; in questi casi, quindi, il differenziale non influenza apprezzabilmente il carattere sovra-sottosterzante del veicolo, e non causa la nascita di coppie significative sul volante. Da questo punto di vista, il differenziale dotato di giunto viscoso raggiunge un buon compromesso tra le due opposte esigenze di ogni differenziale autobloccante: la capacità di limitare lo slittamento di una ruota con scarsa aderenza, e la possibilità di garantire la rotazione libera ed indipendente delle ruote motrici durante le curve.

Il differenziale con giunto viscoso presenta, però, anche degli svantaggi, alcuni dei quali particolarmente gravosi.

Innanzitutto, sviluppando una coppia di attrito interna non trascurabile solo in presenza di una differenza elevata tra le velocità dei due alberi di uscita, esso interviene solo dopo che una delle ruote abbia iniziato a slittare.

Il differenziale non riesce cioè ad impedire la nascita di slittamenti di una delle ruote motrici, ma si limita a ridurre uno slittamento in corso.

Il comportamento del fluido impiegato nei giunti viscosi presenta un'importante differenza rispetto a quello degli oli lubrificanti di comune impiego: in un certo range di temperature, infatti, la sua viscosità aumenta all'aumentare della temperatura stessa. Questa caratteristica influisce notevolmente sul comportamento del giunto, perché può portare ad una particolare condizione di funzionamento detta 'humping' e determinare il completo blocco del differenziale.

Il fenomeno dell'humping è caratterizzato da un certo ritardo di risposta, che rende inefficace l'intervento del differenziale nel caso frequente in cui lo slittamento di una ruota debba essere ridotto in tempi brevi. Il secondo svantaggio del differenziale con giunto viscoso è che elevate forze di attrito interne al differenziale possono realizzarsi con l'aumento della temperatura del fluido siliconico. Un aumento della temperatura del fluido è possibile, d'altra parte, anche per effetto dei cambiamenti di temperatura dell'ambiente esterno, oppure potrebbe essere indotto dalla presenza di piccole differenze di velocità protratte per lungo tempo, come nel caso in cui la vettura percorra un tratto di strada ricco di curve. È quindi possibile che l'azione di bloccaggio del differenziale si presenti anche in assenza dello slittamento di una delle ruote motrici.

Infine, l'azione di un differenziale "speed sensitive" può interferire con quella dei sistemi di controllo attivo della dinamica del veicolo. Tali sistemi mirano ad ottimizzare il comportamento dinamico del veicolo basandosi, tipicamente, su di un controllo indipendente delle quattro ruote. Ciò presuppone, però, la possibilità che le ruote motrici possano ruotare a velocità diverse, senza alcun ostacolo al moto relativo. Al contrario, un differenziale "speed sensitive" tende ad uniformare la velocità delle ruote motrici appena nasce una differenza tra di esse, indipendentemente dal fatto che la vettura si trovi in accelerazione o in frenata. Quando il sistema di trasmissione forza le

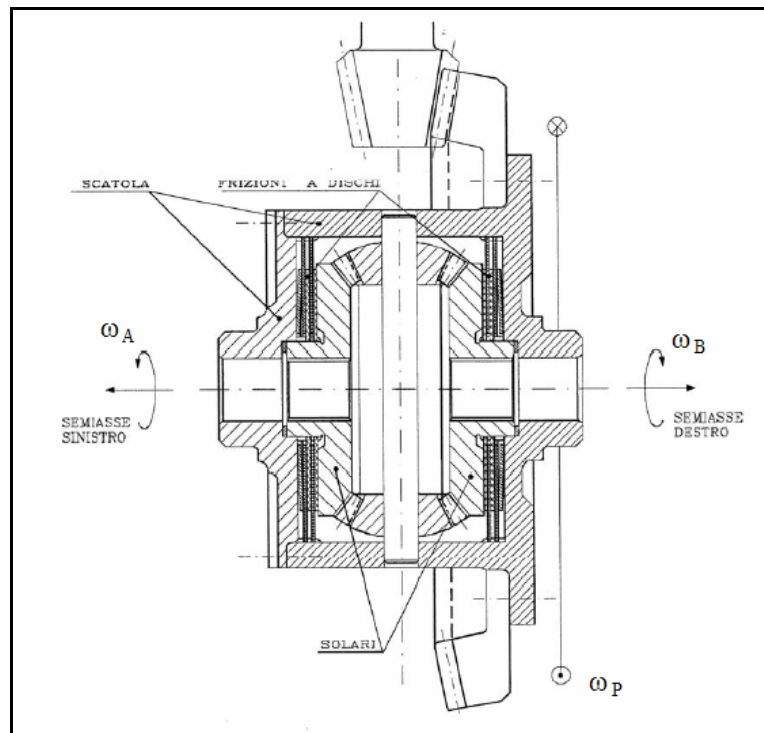
ruote motrici a muoversi alla stessa velocità rende impossibile un corretto controllo del veicolo da parte dei dispositivi a ciò adibiti.

### ***2.3.2 Differenziale autobloccante a lamelle precaricato***

Nei differenziali a lamelle la coppia di attrito interna  $M_f$  viene intenzionalmente incrementata attraverso l'impiego di frizioni multidisco posizionate tra la scatola del differenziale e uno o entrambi gli alberi di uscita. E' possibile classificare i differenziali che appartengono a questa categoria sulla base del meccanismo che consente la chiusura, totale o parziale, di queste frizioni.

In particolare, i differenziali precaricati utilizzano due frizioni a lamelle disposte ai due lati del differenziale e realizzate alternando tra di loro dischi di frizione torsionalmente solidali ai due alberi di uscita a dischi torsionalmente solidali al portatreno.

Tutti i dischi possono scorrere lungo l'asse di rotazione del differenziale in quanto sono montati su scanalature ricavate sui due alberi di uscita e sulla scatola. I due pacchi lamellari vengono precaricati utilizzando alcune molle Belleville poste tra i dischi di attrito. In questo modo la frizione tende a mantenere bloccato il differenziale con una coppia di attrito  $M_f$  circa costante al variare delle condizioni di funzionamento del meccanismo, e proporzionale all'entità del precarico imposto.



**Fig. 2.6 – Differenziale autobloccante precaricato**

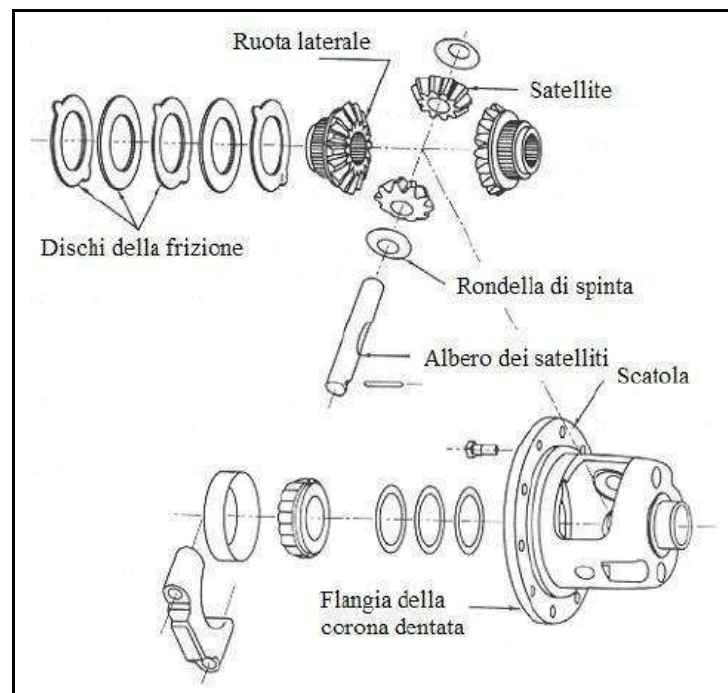
La coppia  $M_f$  è, quindi, indipendente dall'entità della coppia motrice che il differenziale trasmette. Il precarico genera quindi una coppia di attrito costante che si oppone, in ogni situazione, alla nascita di rotazioni relative tra i due alberi di uscita, generando quindi delle interferenze con i sistemi di controllo attivo della dinamica del veicolo per le ragioni già esposte a proposito del differenziale con giunto viscoso.

Anche il comportamento del veicolo in curva è profondamente influenzato dall'azione del differenziale, il quale, trasferendo una coppia maggiore alla ruota più lenta, può esaltare il carattere sottosterzante in determinate condizioni. L'entità del precarico va quindi scelta come soluzione di compromesso tra due opposte esigenze: quella di aumentare la capacità di trazione del veicolo, tanto migliore quanto maggiore è il precarico, e quella di consentire la rotazione libera e indipendente delle ruote motrici in curva, che presuppone la totale assenza di precarico. Inoltre, i dischi della frizione sono soggetti a forte usura e generano calore; è quindi spesso necessario equipaggiare il differenziale con un opportuno sistema di raffreddamento.



### **2.3.3 Differenziale autobloccante a lamelle Dana Trac-Loc®**

I componenti principali di un differenziale Dana Trac-Loc® sono riportati nella figura 2.7. Anche questo differenziale è provvisto di una serie di dischi di frizione, solidali torsionalmente ai due alberi di uscita, che vengono spinti a contatto con altrettanti dischi solidali alla scatola del differenziale. Le due ruote coniche laterali sono montate sugli alberi di uscita con profili scanalati, e vengono spinte verso l'esterno dalla componente assiale della forza di contatto che esse scambiano con i satelliti, andando così a chiudere le due frizioni. In questo modo nasce una coppia di attrito interna  $M_f$  proporzionale al modulo della coppia  $M_P$  in ingresso al differenziale. Infatti  $M_f$  è proporzionale alle forze che i satelliti esercitano, attraverso il contatto con i denti, sulle due ruote coniche calettate sugli alberi di uscita; poiché il portatreno trasmette interamente la coppia in ingresso  $M_P$  ai due alberi di uscita attraverso i satelliti, i moduli delle forze di contatto ai denti che i satelliti esercitano sulle due ruote coniche sono proporzionali al modulo della coppia in ingresso al differenziale. Il rapporto  $TBR$  si mantiene quindi costante al variare della coppia in ingresso.



**Fig. 2.7 – Componenti di un differenziale Dana Trac-Loc®**

All'azione bloccante, proporzionale alla coppia in ingresso al differenziale, può sommarsi quella costante dovuta ad un eventuale precarico. Quest'ultimo può essere generato precaricando le due frizioni attraverso molle Belleville poste tra i dischi di attrito, oppure utilizzando una molla a elica posta tra le due ruote coniche di uscita. In questo modo il differenziale si oppone alla nascita di una velocità relativa tra i propri membri anche quando il cambio non applica nessuna coppia alla scatola. Utilizzando delle molle Belleville poste tra i dischi di frizione, all'aumentare della coppia in ingresso  $M_P$  la resistenza che il differenziale oppone allo sblocco resta costante fino a quando la forza di separazione tra ruote laterali e satelliti non uguaglia la forza di precarico delle molle; da questo punto in poi, ogni ulteriore aumento della coppia in ingresso al differenziale fa aumentare la coppia di attrito interna con legge lineare. Posizionando invece una molla ad elica tra le due ruote coniche laterali, il precarico si somma sempre alle forze di separazione tra le ruote laterali stesse ed i satelliti.

Quando il differenziale non riceve nessuna coppia dal cambio, la coppia di attrito interna è determinata dal solo precarico della molla; appena il cambio inizia a trasmettere coppia, anche la coppia di attrito aumenta, e con legge proporzionale. In figura 2.8 viene rappresentato sinteticamente il comportamento del differenziale nei vari casi discussi; con  $M_{f0}$  è stata indicata la coppia di attrito interna dovuta al precarico.

La caratteristica  $(\Delta M - \Delta \omega)$  di un differenziale Dana Trac-Loc<sup>®</sup> viene mostrata in dettaglio in figura 2.9. All'aumentare della coppia  $M_P$  globalmente trasmessa dal differenziale, aumenta il gradino della funzione  $(M_B - M_A)$  in corrispondenza del bloccaggio e, per valori molto alti della coppia in ingresso, le forze di attrito che si generano nelle due frizioni possono essere talmente elevate da bloccare completamente il differenziale.

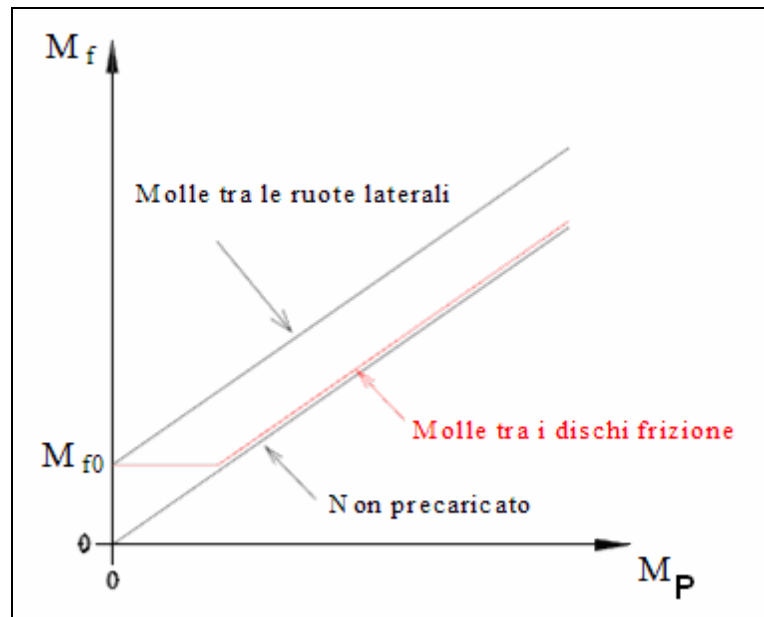


Fig. 2.8 – Andamento della coppia di attrito in funzione della coppia agente sul portatreno

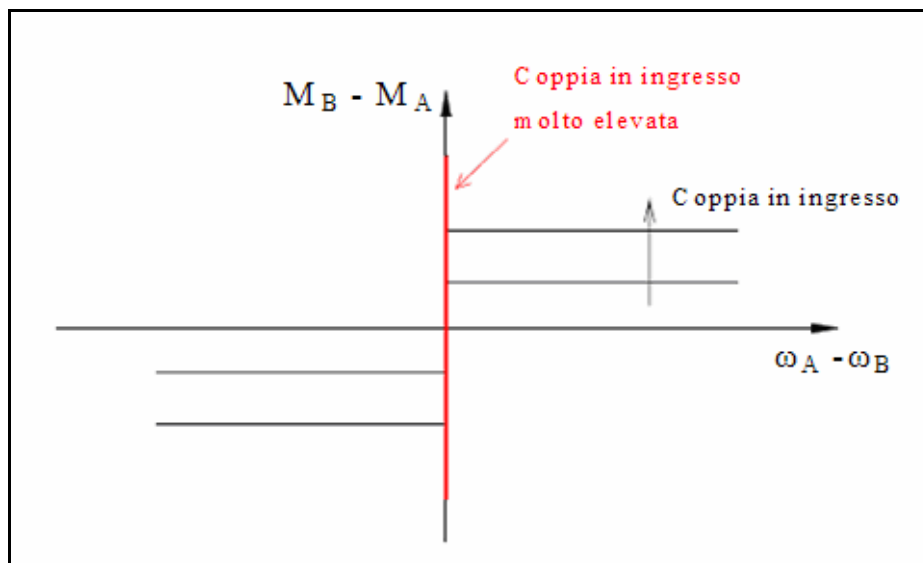


Fig. 2.9 – Caratteristica di un differenziale Dana Trac-Loc<sup>®</sup>

Il precarico delle due frizioni è indispensabile per mantenere la capacità di trazione del veicolo su terreni con aderenza molto bassa. Infatti l'azione di bloccaggio, totale o parziale, del differenziale è possibile solo se i due alberi di uscita oppongono una qualche resistenza alla coppia applicata al portatreno, in modo da consentire la nascita

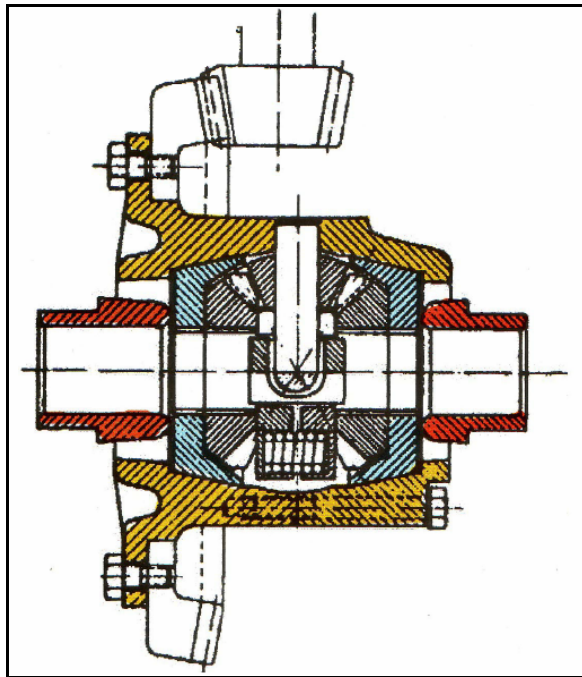
di forze di contatto tra i denti in presa dei satelliti e delle ruote laterali. Si consideri ad esempio il caso di un veicolo che parta da fermo con una ruota con aderenza nulla, ad esempio sul ghiaccio. In assenza di precarico, il differenziale si comporta inizialmente come un open, poiché non esiste alcuna forza trasmessa tra i suoi membri. Un differenziale open collegato ad una ruota con aderenza nulla non trasmette a terra nessuna coppia, quindi è nulla anche la coppia di attrito interna, e il differenziale resta open: non esiste infatti nessuna forza che inneschi la chiusura delle frizioni. L'eventuale precarico, invece, permette, fin dalla partenza, questa chiusura, e permette quindi di trasmettere potenza a terra attraverso la ruota che ha mantenuto l'aderenza con il terreno. Contrariamente al differenziale dotato di giunto viscoso, il Dana Trac-Loc<sup>®</sup> non genera una coppia di attrito interna proporzionale alla differenza di velocità di rotazione tra i suoi membri, bensì proporzionale alla coppia che il differenziale trasmette globalmente verso l'esterno; il differenziale con giunto viscoso è, cioè, "speed sensitive", mentre il Dana Trac-Loc<sup>®</sup> è "power sensitive".

Durante la frenatura del veicolo, il motore agisce da freno sugli organi della trasmissione. Sul portatreno agirà, quindi, una coppia  $M_P$  negativa; l'entità di questa coppia è, in genere, relativamente piccola. Se poi la frenatura del veicolo avviene con la frizione disinserita, la coppia  $M_P$  trasmessa alla scatola del differenziale è nulla. Quindi, poiché durante la frenatura del veicolo vengono trasmesse alla scatola del differenziale coppie relativamente basse, questo tipo di differenziale non interferisce in maniera significativa con l'azione del sistema ABS. Quest'ultima importante caratteristica è tipica di tutti i differenziali autobloccanti cosiddetti "power sensitive", e ne ha permesso una larga diffusione a scapito del più economico differenziale dotato di giunto viscoso. Anche nel caso in cui il differenziale sia precaricato, l'entità del precarico può essere mantenuta a livelli bassi, in modo da ridurre l'influenza del differenziale sul veicolo in fase di frenatura.

### ***2.3.4 Differenziale autobloccante Borg-Warner***

Il differenziale autobloccante Borg-Warner (figura 2.10) è, essenzialmente, un differenziale classico con l'aggiunta di due freni conici, montati adiacenti ai solari, sui

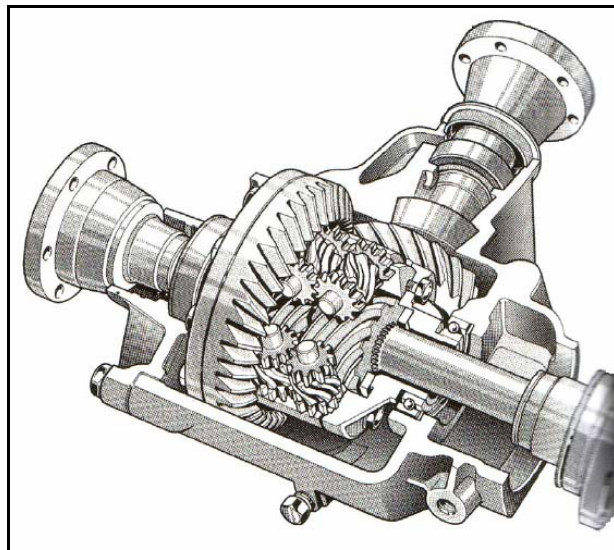
quali viene applicato un carico assiale attraverso una serie di molle elicoidali. Questo fornisce un carico preliminare per garantire un adeguato valore di trazione alla ruota con buona aderenza anche in condizioni di attrito sull'altra estremamente basse. Quando poi alla trasmissione è applicata una coppia, al precarico indotto dalle molle si aggiunge una ulteriore azione dovuta alla componente assiale della forza di contatto fra satelliti e solari, che fa aumentare la resistenza di attrito nel differenziale.



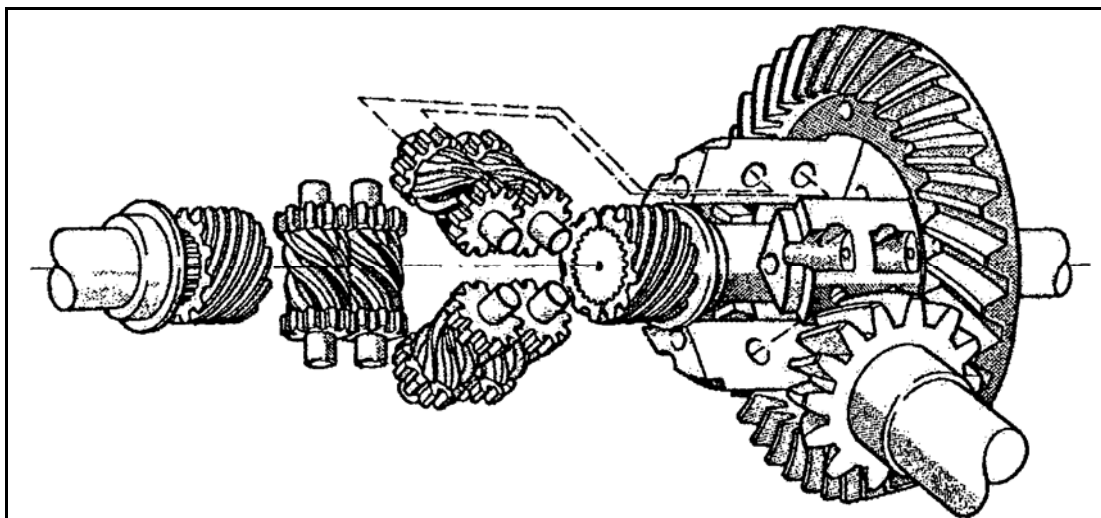
*Fig. 2.10 – Differenziale autobloccante Borg-Warner*

### ***2.3.5 Differenziale Torsen***

L'invenzione del differenziale Torsen (acronimo di Torque sensing), rappresentato nello spaccato in figura 2.11 e nella vista esplosa in figura 2.12, è dell'americano Vernon Gleasman, che già nel 1958 ne brevettò il principio.



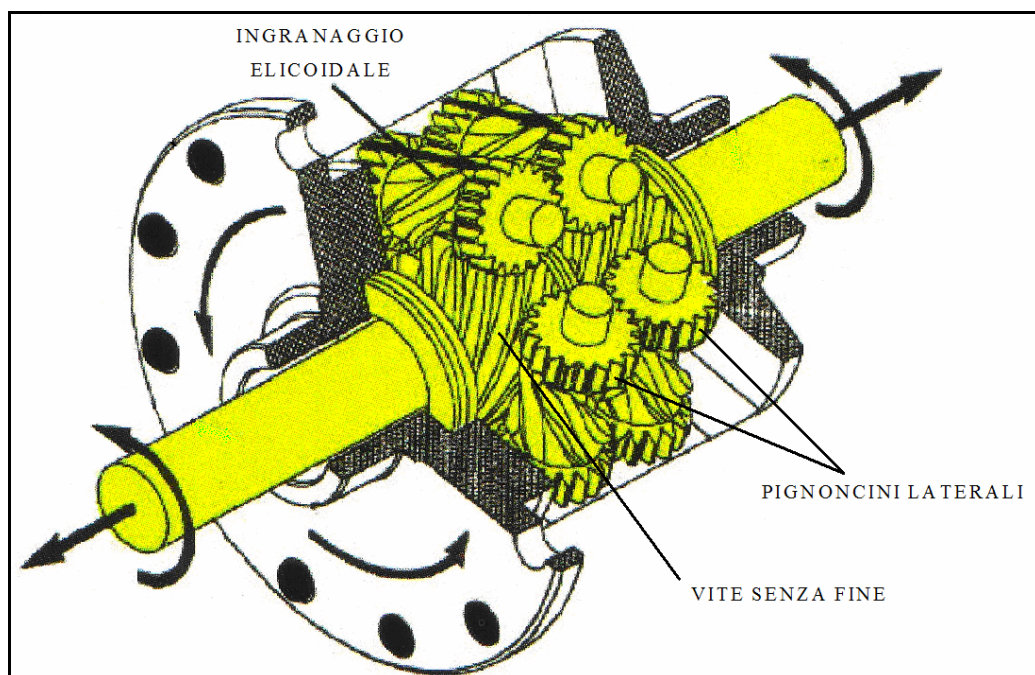
*Fig. 2.11 – Differenziale Torsen*



*Fig. 2.12 – Esploso di un differenziale Torsen*

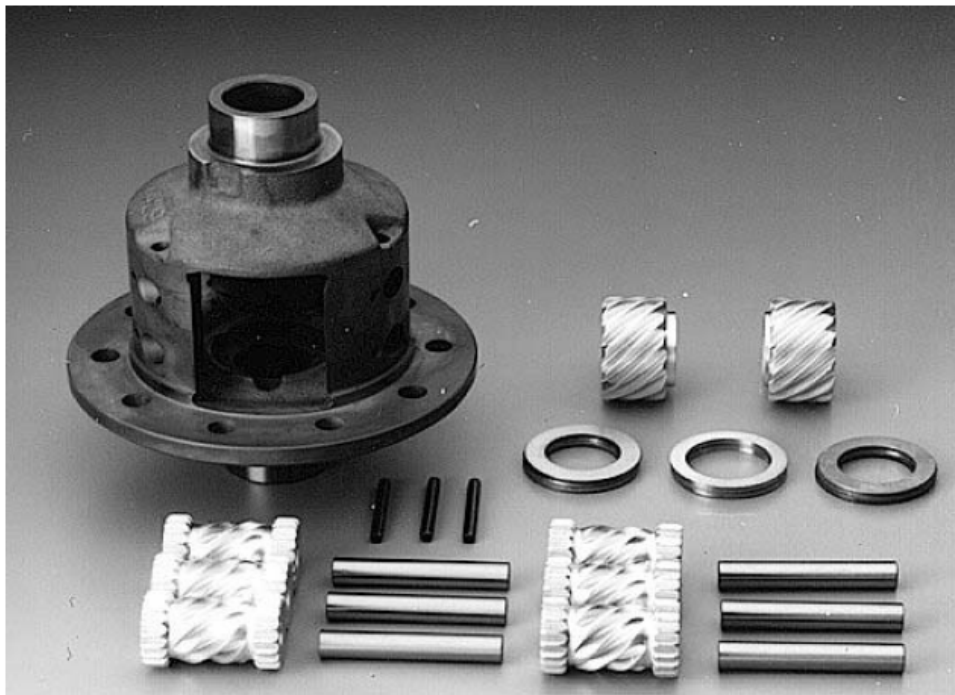
Come appare evidente dalle figure, per la sua realizzazione occorrono speciali dentature per consentire da una parte il corretto comportamento cinematico e dall'altra un ingranamento tale da evitare precoci usure. Gleasman, pertanto, si rivolse alla GLEASON Works (attualmente Toyoda-Koki Automotive Torsen North America Inc.), una società specializzata nella costruzione di ingranaggi e, in particolare, di differenziali; tale società sviluppò un nuovo tipo di dentatura conosciuta come “Invex”.

Il principio di base del Torsen consiste nello sfruttamento del basso rendimento dell'accoppiamento vite senza fine ruotale elicoidale. Pertanto, ciascun solare è costituito da una vite senza fine; le due viti sono tra di loro identiche e sono montate con eliche equiverse. Ciascuna vite ingrana poi con due o tre ruote a dentatura elicoidale (satelliti), a seconda dell'impiego cui è destinato il differenziale: nel caso in cui le potenze in gioco siano basse, ogni vite ingrana con due satelliti diametralmente opposti, mentre nel caso di alte potenze da trasmettere, i satelliti in presa con ciascuna vite sono tre, disposti tra loro a  $120^\circ$  e tangenzialmente al solare. I satelliti in presa con le viti, tutti identici, sono montati su perni a loro volta sostenuti dal portatreno che li porta in rotazione esattamente come accade ai satelliti di un comune differenziale. I satelliti ingranano tra di loro a due a due, con rapporto di trasmissione unitario, attraverso dei pignoncini laterali ad essi solidali (figura 2.13). In questo modo, in presenza di moto relativo tra i solari, i satelliti tra loro ingrananti ruotano in verso opposto. Anche in tal caso il rapporto di trasmissione del rotismo reso ordinario vale -1.



**Fig. 2.13 – Differenziale Torsen**

Nel differenziale Torsen la coppia di attrito, responsabile dell'asimmetria nella ripartizione della coppia motrice, viene ottenuta sfruttando le forti resistenze di attrito, tipiche della coppia vite senza fine-ruota elicoidale. Il rendimento di questa coppia è, infatti, notevolmente più basso di quello che normalmente si ottiene con le ruote cilindriche e coniche, a causa delle elevate velocità di strisciamento in corrispondenza del contatto tra i denti. Inoltre, in aggiunta alle forze di attrito che si sviluppano nel contatto vite senza fine-ruota elicoidale, possono essere sfruttate anche quelle che si generano nel contatto tra le due superfici laterali affacciate delle due viti senza fine, tra le superfici laterali delle due viti ed il portatreno, e tra le superfici estreme dei satelliti ed il portatreno: infatti, sui denti di tutte le ruote presenti nel differenziale agiscono forze di contatto con componenti non nulle lungo i rispettivi assi, che vanno a scaricarsi, nel caso dei solari, su opportune rondelle di spinta poste sulle superfici di base delle ruote (si veda, a tal proposito, il disegno dei componenti di figura 2.14).



**Fig. 2.14 – Componenti di un differenziale Torsen**

Poiché le forze di attrito sono direttamente proporzionali al modulo della coppia che viene globalmente trasmessa dal differenziale, anche la coppia di attrito che si oppone



alla nascita di una velocità relativa tra i due assali aumenta proporzionalmente al crescere della coppia trasmessa, ed il rapporto di sbilanciamento di coppia (TBR) è (circa) costante. Quando vengono trasmesse piccole coppie, le forze di contatto tra i denti delle viti senza fine ed i denti dei satelliti sono piccole, ed il differenziale ha un comportamento molto simile a quello di un open; all'aumentare della coppia trasmessa, i denti vengono serrati tra di loro da forze sempre più grandi.

Tale differenziale può essere definito “power sensitive”, poiché sviluppa coppie di attrito interne proporzionali alla coppia agente sul portatreno.

A causa del basso rendimento, la coppia vite senza fine-ruota a dentatura elicoidale può essere irreversibile<sup>2</sup>, cioè può essere in grado di girare solo quando il moto arriva dalla vite senza fine, ma non quando l'elemento motore della coppia è la ruota a dentatura elicoidale.

Se il veicolo procede in rettilineo, con fondo stradale buono ed uniforme, la coppia sulla trasmissione viene erogata dal motore. L'unico movimento possibile è con tutti gli elementi solidalmente bloccati: i due semialberi vengono portati in rotazione dalla corona come se si trattasse di un unico assale rigido.

Se, invece, il veicolo si trova in curva, la cinematica dello stesso impone che la ruota esterna debba ruotare ad una velocità maggiore rispetto a quella della ruota interna. Poiché i satelliti tra loro ingrananti possono ruotare in verso opposto tramite l'accoppiamento dei due pignoncini ad essi solidali, il moto relativo è possibile. Il differenziale permette, quindi, la nascita di una differenza di velocità tra le due ruote dello stesso assale opponendo, però, una resistenza non nulla al moto relativo. E' possibile, d'altra parte, mantenere le resistenze di attrito a livelli relativamente bassi, in modo da non influenzare in modo significativo il comportamento del veicolo in curva.

Nel caso del Torsen, inoltre, è possibile ottenere due coefficienti di bloccaggio diversi, a seconda del verso del flusso di potenza tra il motore e le ruote. Infatti le due viti senza fine laterali sono montate con le eliche equiverse, e quando il flusso di potenza è diretto dal motore alle ruote (coppia motrice agente sulle ruote), vengono spinte entrambe contro una delle superfici di estremità del portatreno; durante il rilascio (coppie frenanti

---

<sup>2</sup> Se l'angolo dell'elica, il coefficiente d'attrito fra i denti in presa e gli altri attriti da strisciamento raggiungono valori opportuni.

agenti sulle ruote), invece, le due viti vengono spinte entrambe contro la superficie opposta. Se i coefficienti di attrito dei due contatti sono diversi, è possibile ottenere due diversi coefficienti di bloccaggio del differenziale. Ciò può essere realizzato avvalendosi di due rondelle di materiale diverso. Da questa peculiarità, ossia la sensibilità nei riguardi del verso della coppia agente sul portatreno, scaturisce il nome Torsen (che, come detto, è un acronimo di “Torque-sensing”). In genere, si fa in modo che il coefficiente di bloccaggio più piccolo corrisponda alle fasi di rilascio, per ridurre ulteriormente le interferenze del differenziale con i sistemi di controllo attivo della dinamica del veicolo, in particolar modo con il sistema anti-bloccaggio.

Inoltre, al contrario di un differenziale dotato di giunto viscoso, il Torsen previene lo slittamento della ruota con minore aderenza, e la sua azione di bloccaggio è progressiva.

Gli unici svantaggi del Torsen rispetto ad un differenziale autobloccante viscoso sono il costo elevato dei componenti meccanici ed il maggior peso.

Il differenziale Torsen viene costruito in molte versioni, tutte derivate da quella originaria. Inoltre, esso può essere impiegato sia per trasmettere potenza alle due ruote di uno stesso assale, sia come differenziale centrale nei veicoli a trazione integrale.

## ***2.4 Differenziali attivi***

I dispositivi fin qui esaminati hanno la peculiarità di essere passivi, ossia con caratteristiche costanti. Viceversa, un dispositivo attivo presenta delle caratteristiche che variano in funzione dell'energia che gli viene fornita. In tal modo il dispositivo, corredato con un opportuno sistema di controllo, diviene adattativo, in quanto è in grado di “adattare” le proprie caratteristiche in funzione delle condizioni operative.

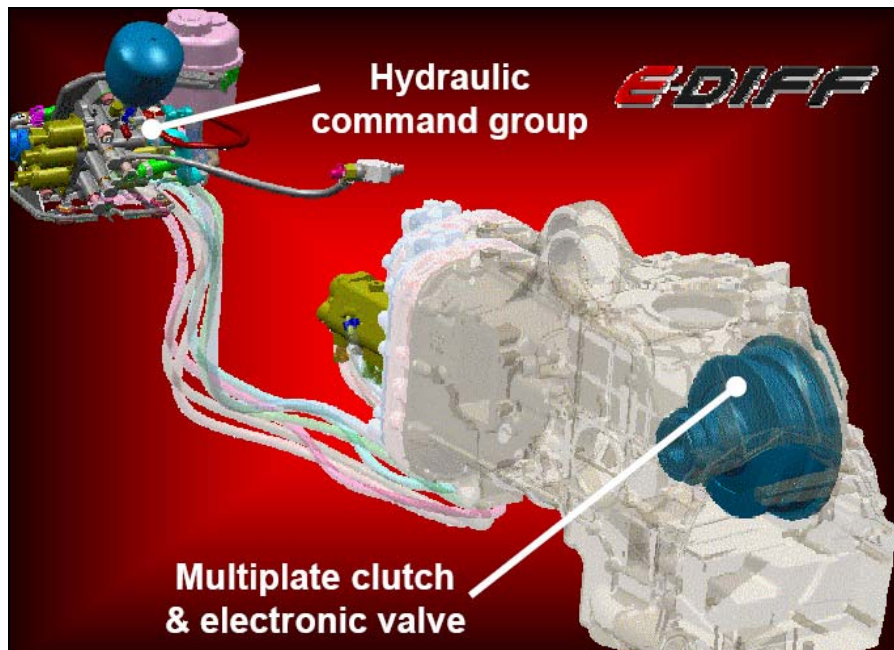
Un tipico esempio di sistema di questo tipo è costituito da un differenziale caratterizzato dalla presenza di dischi di frizione azionati attraverso un sistema di attuazione idraulico.

Regolando l'azione di questi attuatori, è possibile ottenere il trasferimento di coppia ottimale in ogni condizione di funzionamento: modificando l'intensità della forza con cui vengono chiuse le frizioni è, infatti, possibile modificare il coefficiente di

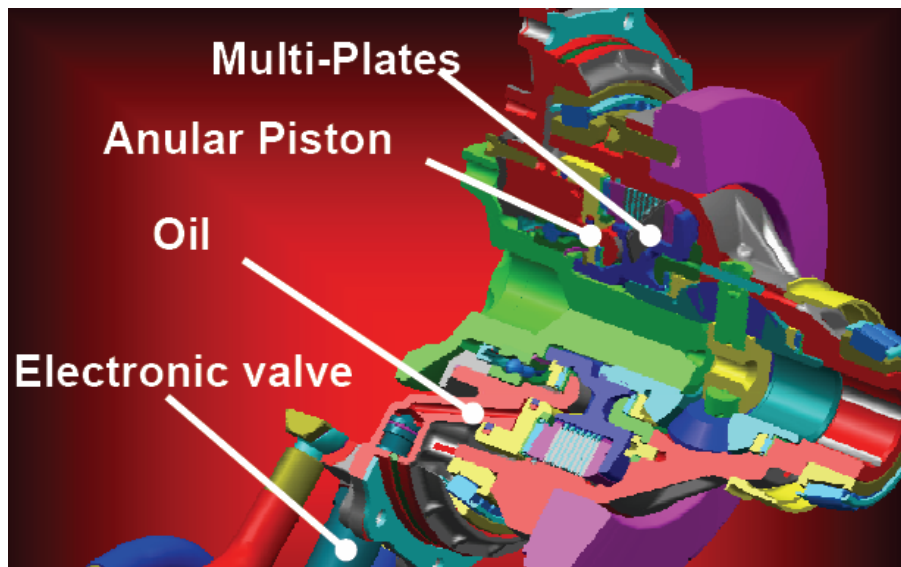
bloccaggio ed ottenere un differenziale in grado di fungere da open o da autobloccante a seconda delle esigenze. Il grado di bloccaggio, infatti, può essere continuamente variato in funzione delle effettive condizioni del veicolo.

Il differenziale, pertanto, garantisce allo stesso tempo manovrabilità, trazione e consente di ottimizzare il comportamento direzionale del veicolo: diversamente da un dispositivo passivo, non risulta necessario giungere a compromessi tra queste diverse esigenze.

Una opportuna logica di controllo presente in centralina, note le informazioni provenienti da una sensoristica installata a bordo veicolo, stabilisce l'entità delle forze di chiusura delle frizioni e, quindi, il grado di bloccaggio. Le informazioni necessarie per il controllo del dispositivo sono tipicamente: velocità del motore e delle ruote, la coppia motrice erogata, il grado di apertura della valvola a farfalla, la velocità di imbardata, l'accelerazione laterale del veicolo e l'angolo volante. Un dispositivo di tal tipo, godendo della peculiarità di essere adattativo, si integra con gli altri sistemi di controllo attivo della dinamica del veicolo (sistema antibloccaggio, sistema di controllo della trazione e della stabilità) non determinando, pertanto, la nascita di incompatibilità. Nel seguito si riportano alcune immagini relative al differenziale attivo “*E-Diff*” Ferrari. Esso consta di una unità idraulica di comando, per azionare le frizioni presenti al suo interno, e di un sistema di controllo comprendente valvole, sensori ed una centralina elettronica.



*Fig. 2.15 – Differenziale “E-Diff” ed unità idraulica di comando*



*Fig. 2.16 – Differenziale “E-Diff”*

Oltre alle frizioni multidisco attuate idraulicamente, in alcuni differenziali attivi è possibile trovare delle frizioni magnetiche che, ai vantaggi delle frizioni idrauliche appena descritte, uniscono l'ulteriore pregio di presentare ritardi di risposta particolarmente contenuti.

L'utilizzo dell'elettronica per il controllo del bloccaggio dei differenziali è oggi molto appetibile, anche grazie ai bassi costi ed all'elevata affidabilità dei componenti elettronici; è, inoltre, molto sentita l'esigenza di integrare tra di loro i vari sistemi di controllo presenti a bordo veicolo al fine di accrescere la sicurezza attiva, la capacità di trazione e la maneggevolezza.

Nel paragrafo successivo si procede alla descrizione del differenziale oggetto del presente lavoro di tesi.

#### ***2.4.1 Differenziale autobloccante a fluido magnetoreologico***

Il dispositivo in oggetto, nel seguito richiamato avvalendosi dell'acronimo MRF LSD (MagnetoRheological Fluid Limited Slip Differential), è costituito da un differenziale morfologicamente riconducibile al differenziale autobloccante con giunto viscoso (cfr. par. 2.3.1). La differenza sostanziale consiste nell'impiego di un fluido magnetoreologico in luogo di un comune fluido siliconico. Un fluido magnetoreologico, come già descritto nel capitolo precedente, è costituito da un liquido contenente in sospensione delle particelle micrometriche di materiale ferromagnetico. L'applicazione di un campo magnetico comporta una magnetizzazione delle particelle che tendono ad allinearsi formando delle catene: tale fenomeno determina una variazione nel comportamento reologico del fluido stesso.

Sfruttando tale caratteristica, è possibile generare coppie d'attrito all'interno del differenziale mediante la generazione di un opportuno campo magnetico.

Al fine di ottenere un maggior indice di bloccaggio (cfr. par. 2.3.1), si è pensato ad una disposizione "in parallelo" invece della più diffusa soluzione con disposizione "in serie" che presenta, però, l'indiscutibile vantaggio di una maggiore semplicità costruttiva.

Mentre in un differenziale con giunto Ferguson classico la coppia d'attrito cresce con l'aumentare della velocità relativa e della temperatura, per l'MRF LSD la coppia d'attrito dipende, fondamentalmente, dal campo magnetico applicato. Il dispositivo è, quindi, semiattivo, ossia fornendo energia allo stesso è possibile variarne le caratteristiche. Ciò richiede la presenza di una logica di controllo, descritta nel capitolo

terzo, che sia in grado di stabilire l'entità del campo magnetico da generare a seconda delle diverse condizioni dinamiche in cui il veicolo può venire a trovarsi. Il sistema di controllo dovrà, ovviamente, comprendere una sensoristica "on board" che provveda a fornire le informazioni necessarie alla logica. L'MRF LSD, in quanto dispositivo adattativo, consente di ottimizzare motricità, comportamento direzionale e stabilità del veicolo. Va, inoltre, sottolineato che, considerata la bassa viscosità del fluido magnetoreologico in assenza di campo magnetico, le coppie d'attrito che si generano in tale condizione sono alquanto contenute, a tal punto da non influire negativamente sul comportamento dinamico del veicolo in tutte le circostanze in cui non viene richiesta una ripartizione asimmetrica di coppia motrice.

Inoltre, il contenuto ritardo di risposta (circa 5ms) e la bassa induzione magnetica residua rendono tale tipologia di fluidi idonea per l'applicazione in oggetto.

Nel quarto capitolo verranno descritte le prove sperimentali effettuate per valutare l'effettiva propensione dei fluidi MR ad essere impiegati all'interno di un giunto il cui fine sia quello di generare coppie d'attrito in un differenziale.

Come già visto, un modello che descrive in maniera sufficientemente accurata il comportamento reologico di tali sostanze è quello di Bingham. In base ad esso, in presenza di moto relativo tra le particelle, lo sforzo di taglio è dato da:

$$\begin{cases} \tau\left(\frac{d\gamma}{dt}, H\right) = \tau_y(H) + \eta \frac{d\gamma}{dt} & \tau > \tau_y \\ \frac{d\gamma}{dt} = 0 & \tau < \tau_y \end{cases} \quad (2.20)$$

dove  $\tau$  rappresenta lo sforzo di taglio,  $\frac{d\gamma}{dt}$  il gradiente di velocità,  $H$  l'intensità del campo magnetico,  $\tau_y$  lo Yield Stress e  $\eta$  la viscosità del fluido non magnetizzato.

Al crescere dell'intensità del campo applicato, per il fenomeno di orientamento delle particelle presenti nel fluido, si ha una crescita notevole dello Yield Stress.

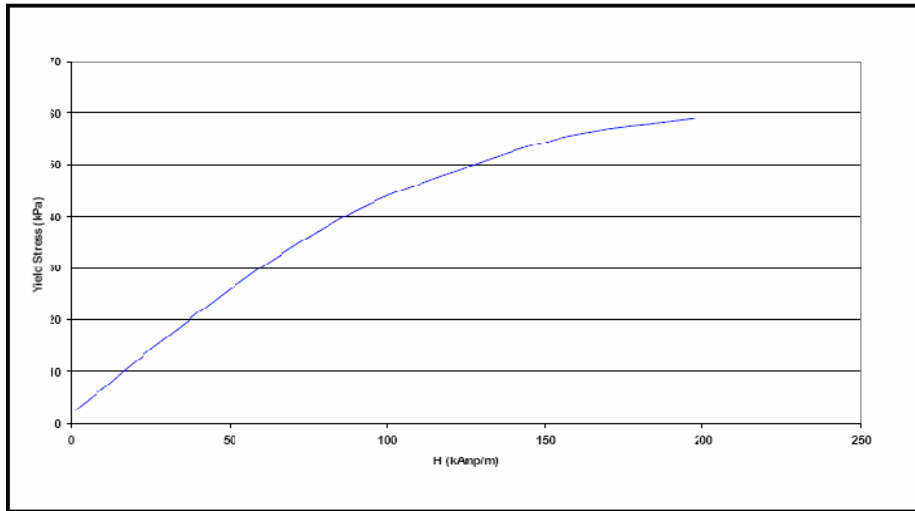
Nella fattispecie, il  $\frac{d\gamma}{dt}$  può essere espresso come  $\frac{\Omega r}{d}$ , dove  $\Omega$  rappresenta la differenza di velocità angolare tra i dischi in moto relativo,  $r$  il raggio generico e  $d$  la distanza tra essi.

Pertanto, al fine di determinare l'espressione della coppia di attrito, occorre integrare tale espressione sull'angolo giro e tra il raggio interno e quello esterno, ottenendo:

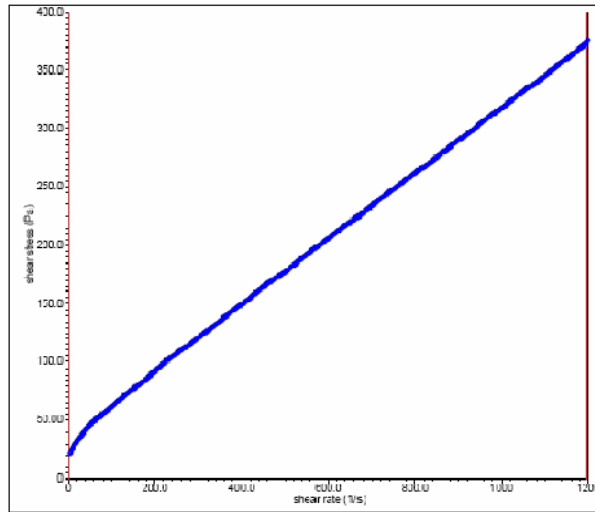
$$M_f = n \left\{ \int_{r_i}^{r_e} \left[ \tau_y(H) + \eta \frac{\Omega r}{d} \right] r^2 dr \int_0^{2\pi} d\alpha \right\} = 2\pi n \left\{ \frac{1}{3} \tau_y(H) r_e^3 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^3 \right] + \frac{1}{4d} \eta \Omega r_e^4 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^4 \right] \right\} \quad (2.21)$$

dove  $M_f$  è il momento di attrito,  $n$  il numero di superfici di attrito.

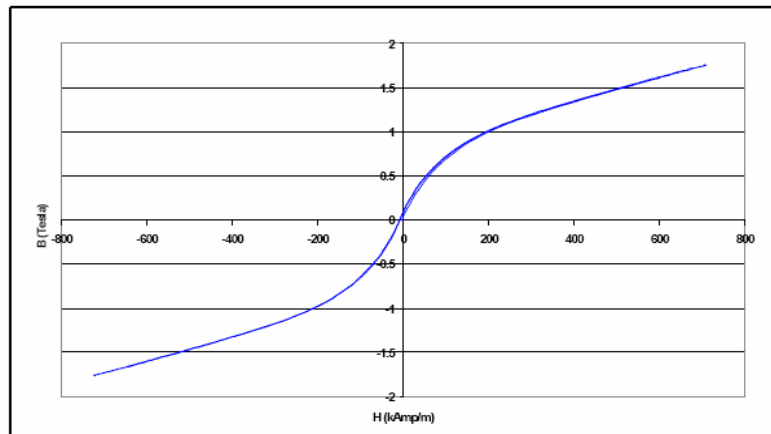
La scelta del tipo di fluido è stata effettuata valutando le caratteristiche presenti sui *data sheet* della Lord Corporation, casa produttrice di fluidi magnetoreologici. Tra le varie alternative, le sostanze in grado di raggiungere i valori più alti di Yield Stress (superiore ai 50 kPa) sono l'MRF-140CG (figura 2.17), l' MRF-336AG (figura 2.18) e l'MRF-241ES (figura 2.19). Quest'ultimo, però, avendo come fluido di base l'acqua, presenta l'inconveniente di non poter essere utilizzato al di sopra dei 70°C, rendendone impossibile l'impiego per LSD proposto.



**Yield stress vs. magnetic field strength.**



**Shear stress as a function of shear rate with no magnetic field applied at 40° C.**



**Fig. 2.17 – Caratteristiche MRF 140CG**



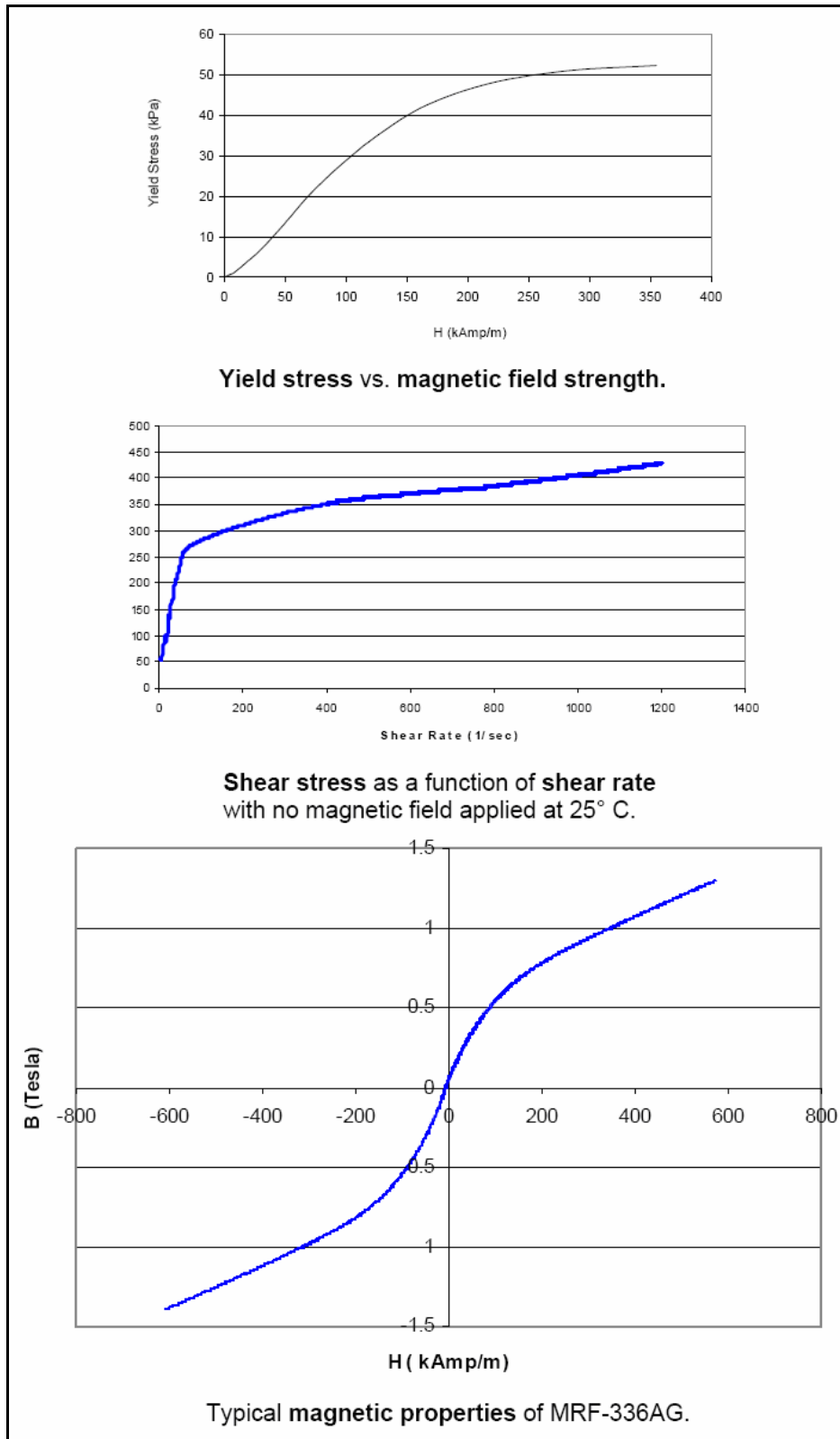
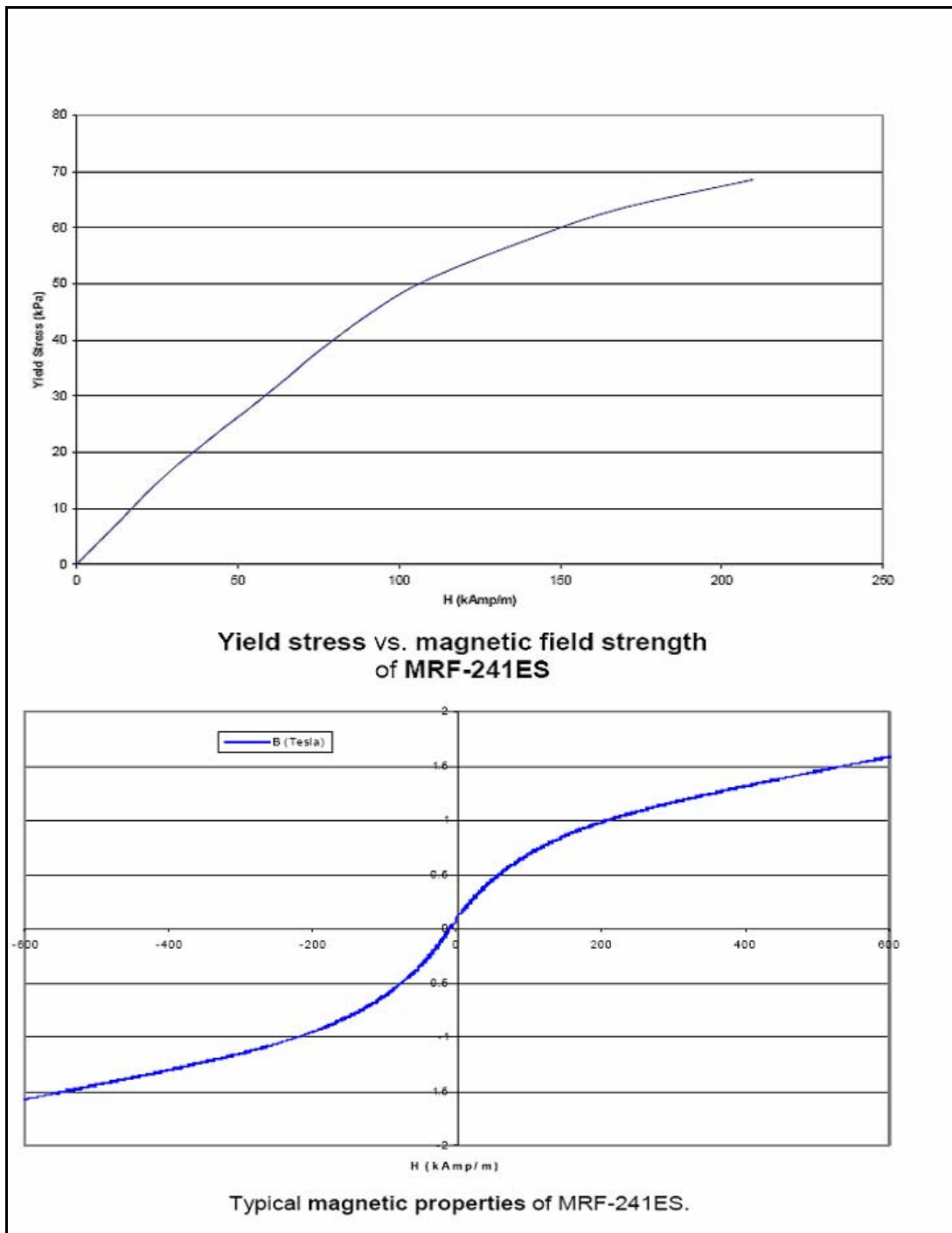


Fig. 2.18 – Caratteristiche MRF 336AG



**Fig. 2.19 – Caratteristiche MRF 241ES**

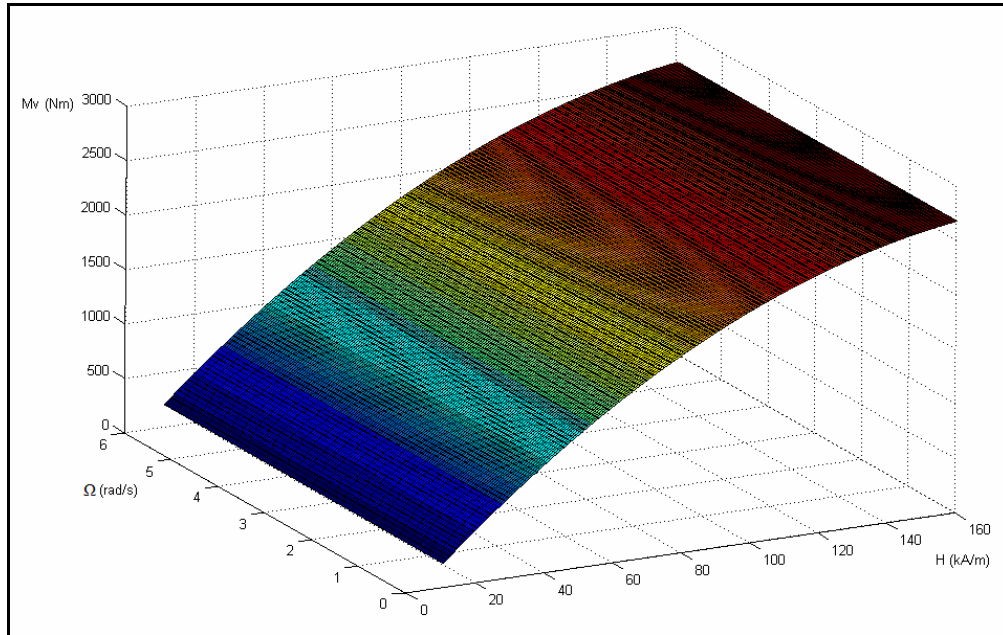
Per quanto riguarda la scelta tra i primi due prodotti, occorre fare riferimento alle curve allegare alle tabelle illustrative degli stessi; da esse si osserva che, per avere, ad

esempio, un valore dello Yield Stress di 50 KPa<sup>3</sup>, nel primo caso sono necessari 125 kAmp/m mentre nel secondo è necessario un valore doppio (250 kAmp/m). Pertanto appare preferibile il primo fluido.

Scelto il fluido e fissate le dimensioni del giunto, è possibile visualizzare, mediante il diagramma riportato in figura 2.20, la scarsa influenza del contributo newtoniano sulla coppia d'attrito. Come già accennato, ciò deriva dai bassi valori della viscosità del fluido in assenza di campo magnetico (~0.35 Pa s). Da tali considerazioni scaturisce che nell'espressione della coppia d'attrito tale contributo può essere trascurato ottenendo quindi:

$$M_f = \frac{2}{3} \pi n \tau_y (H) r_e^3 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^3 \right] \quad (2.22)$$

Nel differenziale che si intende realizzare, la coppia di bloccaggio può essere considerata indipendente dal moto relativo e dalla coppia in ingresso, essendo funzione della sola intensità del campo magnetico applicato, nonché della fissata geometria.



**Fig. 2.20 – Coppia d'attrito in funzione della velocità relativa e del campo magnetico**

<sup>3</sup> Valore oltre il quale ha luogo un fenomeno di saturazione.

Analogamente, per quanto riguarda l'indice di bloccaggio si ottiene la seguente espressione<sup>4</sup>:

$$b = \frac{2M_f}{M_p} = \frac{\frac{4}{3} \pi m \tau_y (H) r_e^3 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^3 \right]}{M_p} \quad (2.23)$$

Per quanto concerne le dimensioni del giunto, non avendo dei precisi vincoli dimensionali<sup>5</sup>, si è ritenuto opportuno impiegare valori ragionevoli per raggio interno ed esterno delle superfici d'attrito, nonché della distanza  $d$ . Il numero di superfici di attrito è stato, invece, fissato in modo tale da consentire di ottenere i valori richiesti di coppia d'attrito compatibilmente con i valori di corrente, necessari alla generazione del campo magnetico, che un comune impianto presente a bordo veicolo è in grado di erogare. Individuate le condizioni dinamiche più gravose ai fini della richiesta di coppia d'attrito, si è potuto procedere alla definizione del parametro  $n$ . Nel seguito si riportano i valori:

$n = 6$  (numero superfici di attrito)

$r_e = 0,1$  m (raggio esterno superfici d'attrito)

$r_i = 0,07$  m (raggio interno superfici d'attrito)

$d = 0,0018$  m (distanza tra le superfici d'attrito)

Va precisato che i predetti valori sono suscettibili di modifiche a seconda delle diverse esigenze costruttive che possono verificarsi, non costituendo quindi una condizione necessaria per un corretto intervento del dispositivo ma, bensì, una soluzione di compromesso valida per poter procedere alla progettazione della logica di controllo.

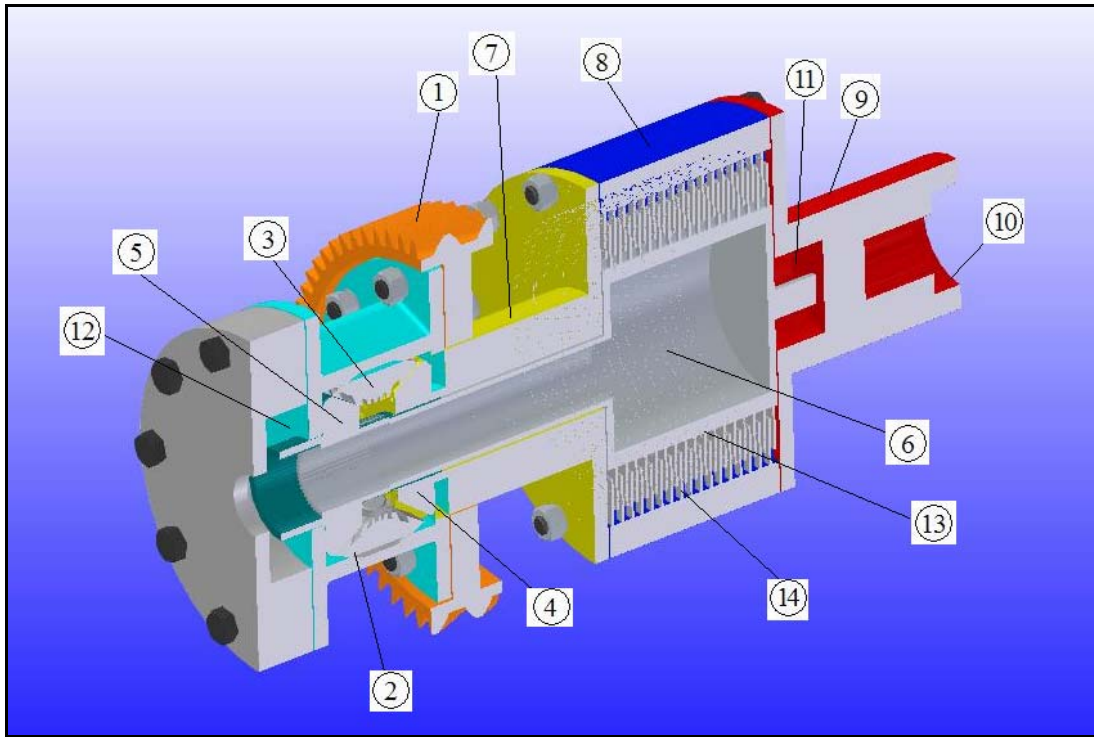
Una prima idea concernente un possibile *layout* dell' MRF LSD viene nel seguito illustrata (figura 2.21). Essa consta di un differenziale con un giunto (in realtà con funzione di freno) posto esternamente al portatreno e costituito da un rotore interno 6),

---

<sup>4</sup> Relativa al caso di disposizione in parallelo.

<sup>5</sup> Non è stato definito alcun veicolo per il quale il dispositivo è destinato.

solidale al solare 5), e da un rotore esterno 8), solidale al solare 4). In figura non è illustrata la scatola esterna contenente gli avvolgimenti.



1) Corona riduzione finale 2) Satelliti 3) Spinotti satelliti 4) Solare 5) Solare 6) Rotore interno 7), 8), 9) Parti costituenti il rotore esterno 10), 11), 12) Cave alloggiamento cuscinetti 13) Dischi interni 14) Dischi esterni

**Fig. 2.21 – Sezione MRF LSD**

Con tale disposizione è di certo possibile utilizzare dischi con diametro esterno maggiore rispetto a quello che si avrebbe scegliendo la soluzione riportata in figura 2.5 b), a beneficio della coppia di attrito (2.22) che viene a generarsi.

Volendo procedere ad una stima del volume di fluido che dovrebbe impiegarsi, ciascuno vano può essere considerato come una corona circolare compresa tra il raggio esterno e quello interno. Pertanto il volume di ciascuno di essi sarà dato dall'area della sezione circolare per lo spessore  $d$  del vano, cioè:

$$V_u = \pi(r_e^2 - r_i^2)d = 0,0000288252m^3$$

Essendo il volume totale pari ad  $nV_u$  si ottiene, nel caso di 6 superfici di attrito, un volume di circa 180 ml.

## ***2.5 Effetti del differenziale sul comportamento dinamico del veicolo***

Come già accennato nel corso del presente capitolo, la modalità con cui un differenziale ripartisce la coppia motrice tra i due alberi di uscita influisce notevolmente sul carattere sovra-sottosterzante del veicolo.

Occorre, prima di tutto, precisare che eventuali coppie di attrito all'interno del differenziale possono avere effetti sul comportamento dinamico del veicolo solo se si è in presenza di diverse velocità tra i due alberi di uscita. In tal caso, la conseguenza immediata di coppie d'attrito interne al differenziale consiste nella nascita di un momento imbardante, dovuto alla differenza delle forze longitudinali agenti sulle ruote motrici, che condiziona il moto d'imbardata del veicolo stesso. Come già precisato sulla base delle (2.5) e (2.6), in presenza di coppie d'attrito interne, la maggiore coppia viene inviata alla ruota motrice più lenta.

In base alla cinematica dell'assale in curva, se ci si riferisce a due ruote folli, la ruota più lenta è sempre quella interna. Nel caso di ruote motrici, invece, la ruota interna è più lenta fino ad un determinato valore di accelerazione laterale (funzione delle condizioni di aderenza, della coppia motrice e dell'altezza del baricentro). Oltrepassato tale valore, il trasferimento di carico trasversale è tale da far assumere alla ruota interna uno scorrimento maggiore rispetto a quello della ruota esterna. La ruota interna diviene, quindi, più veloce di quella esterna.

Pertanto, per valori di accelerazione laterale minori di tale soglia, la maggiore coppia verrebbe trasferita alla ruota interna, mentre per valori maggiori, alla ruota esterna.

La diversificazione dei flussi di coppia determina una variazione nel verso del momento imbardante che si genera su veicolo. Per bassi valori di accelerazione laterale, il momento sarà di tipo "sottosterzante"; viceversa, per valori di accelerazione tali che risulti la ruota esterna ad essere più lenta, il momento sarà di tipo "sovrasterzante".

Ad esempio, nell'ipotesi di veicolo sottosterzante, l'influenza di una ripartizione asimmetrica di coppia sarà tale da indurre un incremento della tendenza sottosterzante in presenza di una velocità della ruota interna minore di quella della ruota esterna. La

tendenza sottosterzante verrebbe ad attenuarsi quando, per valori maggiori di accelerazione laterale, la ruota esterna diviene più lenta.

Discorso analogo vale se si considera un veicolo sovrasterzante. Tipicamente, tale comportamento si manifesta per alti valori di accelerazione laterale, ossia al crescere di quest'ultima il comportamento, da sottosterzante, diviene sovrasterzante. Conseguentemente sarebbe la ruota motrice esterna a ricevere maggior coppia, con un incremento della tendenza sovrasterzante.

Tali circostanze sono di certo da tenere in considerazione nella fase di scrittura della logica di controllo di un sistema attivo/semiattivo. Il vantaggio di un dispositivo di tal tipo consiste, di sicuro, nella possibilità di inibire una asimmetria nella ripartizione di coppia in tutte le circostanze in cui non risulta benefica ai fini del comportamento direzionale e della stabilità del veicolo. Tale possibilità non viene di certo offerta da un dispositivo passivo.

## Capitolo 3

# LOGICA DI CONTROLLO E RISULTATI DELLE MANOVRE SIMULATE

---

*Lo sviluppo di un differenziale semiattivo non può prescindere da simulazioni condotte in appositi ambienti di calcolo che hanno come fine quello di valutare le prestazioni del dispositivo e la logica che lo controlla. In questo capitolo, dopo una breve descrizione degli strumenti software utilizzati nella presente attività di ricerca, si procede alla descrizione della logica di controllo progettata e validata. Sono inoltre illustrati i risultati delle manovre eseguite in simulazione per testare il differenziale proposto e le logiche che lo controllano.*

---

### ***3.1 Ambiente di calcolo e simulazioni in “Software in the Loop”***

La logica di controllo che sarà presentata in questo lavoro di tesi è stata testata in simulazioni cosiddette “*Software in the Loop*”, vale a dire senza utilizzare alcun componente hardware effettivo dell'autoveicolo. Essa, dopo essere stata implementata al calcolatore, è stata interfacciata ad un modello di dinamica del veicolo e ad un modello per la simulazione del differenziale semiattivo a fluido magnetoreologico.



### **3.1.1 Software di calcolo**

La strategia di controllo dell'*MRF LSD* è stata implementata e testata in ambiente *Matlab/Simulink* (*MathWorks Inc.*), software capace di riassumere molte delle caratteristiche richieste per questa attività di ricerca.

Questo programma si è imposto a livello mondiale in ambito ingegneristico, universitario ed aziendale come strumento per la simulazione e l'analisi di sistemi lineari e non lineari e, più in generale, come versatile strumento per l'analisi numerica.

L'ambiente di sviluppo di Matlab comprende: una *Command Window*, all'interno della quale l'utente può lanciare applicazioni, richiamare funzioni o visualizzare i risultati; una *Command History* che tiene traccia di tutti i comandi impartiti dall'utente; un *Browser* per la visualizzazione delle variabili, dei file e della directory di lavoro.

Il sistema sfrutta una libreria completa di funzioni matematiche e prevede inoltre l'utilizzo di vari moduli, chiamati *Toolbox*, ciascuno dei quali è una libreria di funzioni dedicate alla soluzione di problemi in campi specifici. Esistono, ad esempio, dei toolbox per lo sviluppo e la prototipazione di sistemi di controllo, per l'analisi dei dati, per la soluzione di equazioni differenziali alle derivate parziali, ecc..

*Simulink* è un toolbox di Matlab orientato alla modellazione e alla simulazione di sistemi dinamici lineari e non, a tempo continuo e a tempo discreto. Per la simulazione si possono scegliere diversi algoritmi di integrazione, che in pratica coprono tutto lo spettro di equazioni differenziali comunemente incontrate nell'ambito della modellazione dei sistemi.

*Stateflow* estende il campo di applicazione di Simulink alla progettazione e alla simulazione dei sistemi cosiddetti "event-driven"<sup>1</sup>. È un tool grafico che fornisce un metodo efficiente di controllo degli eventi e della logica all'interno del modello Simulink.

Con l'ausilio di *Real Time Workshop* è possibile infine trasferire la logica di controllo su una centralina prototipale, perfettamente sostituibile alla ECU presente

---

<sup>1</sup> Sistemi che devono rispondere in maniera certa ed affidabile agli eventi esterni che determinano l'ordine di esecuzione delle operazioni.

nell'autoveicolo, per passare a test su strada o a simulazioni cosiddette “*Hardware in the Loop*”.

L'attività di simulazione condotta prevede la presenza di tre macroblocchi illustrati nella figura che segue.

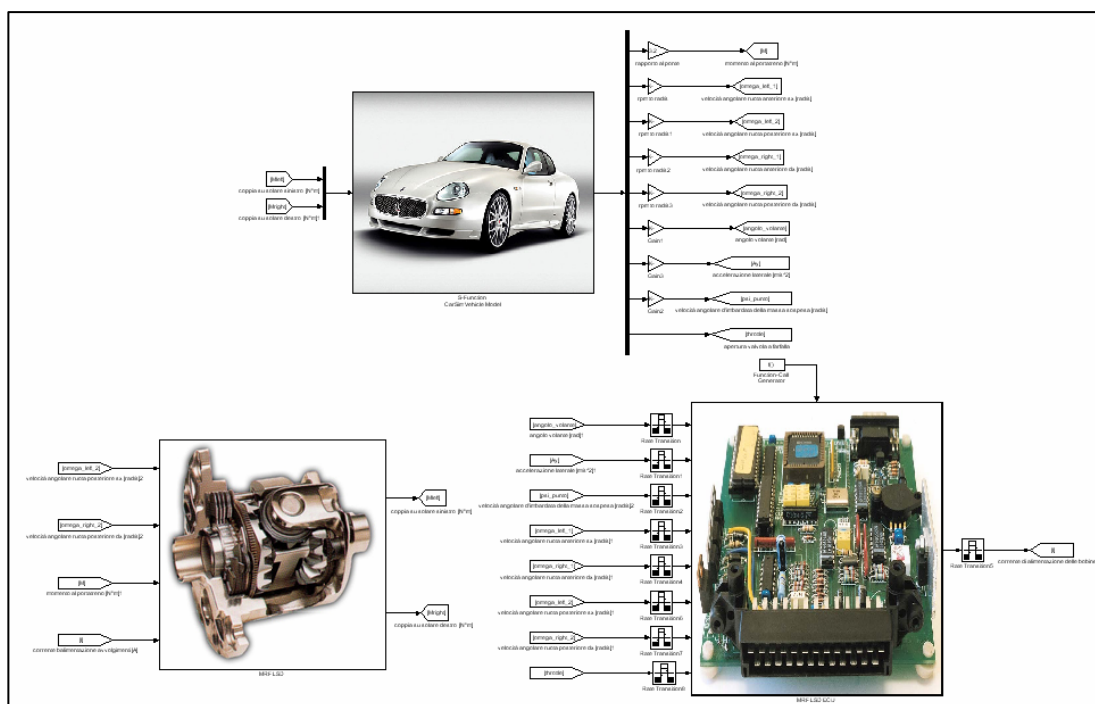


Fig. 3.1 – Schema a blocchi relativo alla co-simulazione CarSim-Simulink

La fig. 3.1 illustra l'architettura Simulink, sotto forma di diagramma a blocchi, dell'intero modello di veicolo dotato di differenziale semiattivo a fluidi magnetoreologici. Da questo schema è possibile comprendere quali siano le variabili di ingresso e di uscita dei tre sottomodelli (CarSim Vehicle Model, MRF LSD e MRF LSD ECU) e come si chiude il *loop* della co-simulazione.

In particolare, si distingue in alto il simulatore di autoveicolo (CarSim Vehicle Model), in basso a sinistra il modello di differenziale a fluidi magnetoreologici (MRF LSD) ed in basso a destra la logica di controllo (MRF LSD ECU).

Il modello di differenziale riceve in ingresso dal simulatore di autoveicolo le velocità delle ruote motrici (le posteriori per il modello di veicolo considerato) e la coppia al portatreno. La corrente di alimentazione degli avvolgimenti, necessaria per la

generazione del campo magnetico e, quindi, della coppia d'attrito tra i solari, viene fornita al modello di differenziale dalla logica di controllo (MRF LSD ECU). A tal riguardo si sottolinea che, onde tener conto del ritardo di risposta del fluido magnetoreologico e del dispositivo hardware atto a fornire la corrente richiesta, la coppia d'attrito viene determinata con un ritardo di 5ms a partire dalla definizione della corrente di alimentazione degli avvolgimenti da parte della logica di controllo.

Gli output del modello di differenziale sono costituiti dai momenti sui due semialberi che costituiscono gli unici due input per il simulatore di autoveicolo.

Il blocco MRF LSD ECU, contenente la logica di controllo, prevede in input le seguenti grandezze, ognuna delle quali costituisce un output del simulatore di autoveicolo:

- angolo volante
- accelerazione laterale
- velocità angolare d'imbardata
- velocità angolari delle quattro ruote
- angolo di apertura della valvola a farfalla.

### **3.1.2 Simulatore di autoveicolo**

Come modello analitico di veicolo è stato utilizzato il software di simulazione *CarSim*, sviluppato dalla *MSC (Mechanical Simulation Corporation)*.

Il simulatore modella la risposta di un autoveicolo ad input provenienti dal guidatore e dall'ambiente circostante (strada e vento) e produce gli stessi tipi di output rilevabili conducendo costose prove sperimentali con veicoli strumentati.

Le simulazioni girano in tempi rapidissimi (spesso inferiori al tempo reale del fenomeno fisico che si vuole simulare) su un ordinario PC e i risultati sono caratterizzati da una soddisfacente accuratezza.

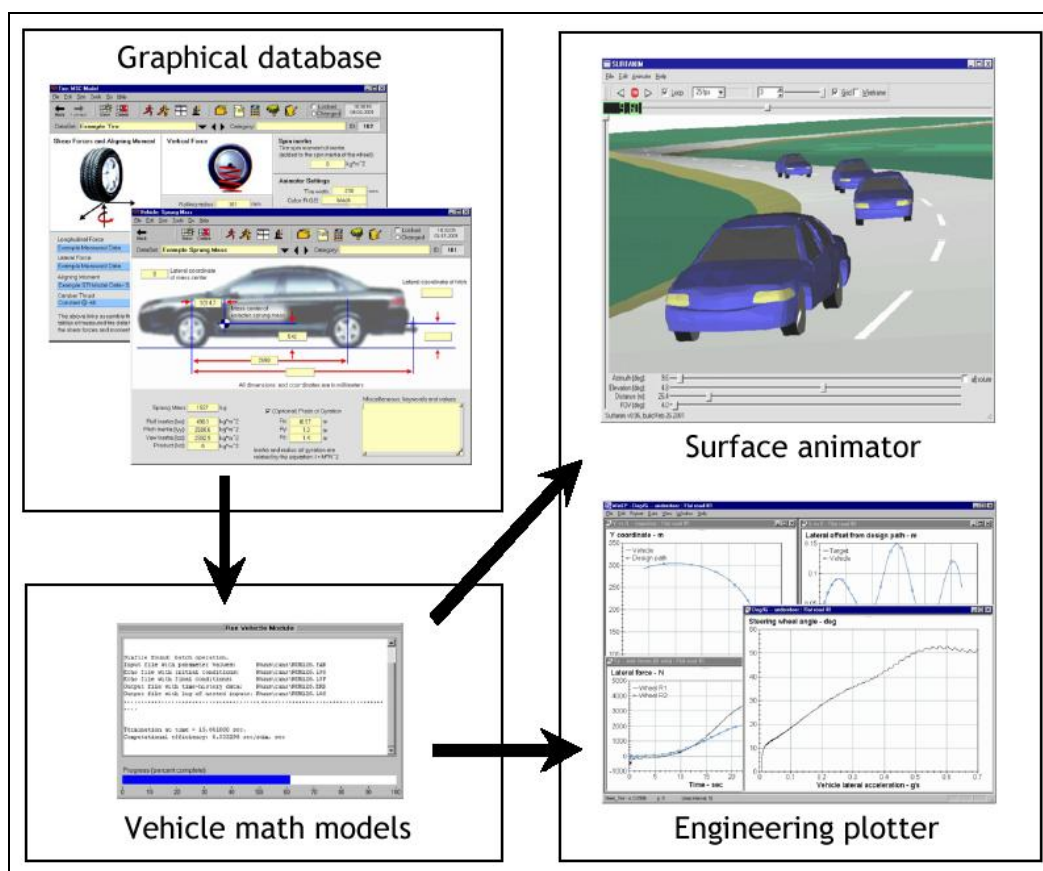
Caratteristica peculiare di questo simulatore è l'estrema flessibilità: è possibile cambiare rapidamente, grazie ad un'interfaccia grafica "user friendly", le caratteristiche dei principali componenti del veicolo quali pneumatici, sospensioni, freni, masse sospese e non sospese, ecc.

Inoltre CarSim è stato progettato per poter lavorare in “*co-simulazione*” con Matlab/Simulink, dunque si presta ottimamente per l’attività in oggetto.

Le informazioni presenti nell’interfaccia grafica relative all’autoveicolo e ai vari input vengono combinate con il modello matematico per simulare il comportamento dell’auto nelle varie situazioni. I risultati possono essere diagrammati e l’intera simulazione può anche essere visualizzata come animazione 3D.

Il simulatore si compone di quattro parti fondamentali (fig. 3.2):

- *Data Screens* (schermate di interfaccia grafica);
- *Math Models* (modelli analitici per la dinamica del veicolo);
- *Windows Engineer Plotter* (per il plottaggio degli output);
- *Surface Animator* (animatore 3D).



**Fig. 3.2 – Componenti del simulatore CarSim**

Gli input fondamentali riguardano frenatura, sterzata e velocità.

- L'input relativo alla frenatura è costituito da una legge di pressione idraulica al Master Cylinder in funzione del tempo, corrispondente all'azione del pilota sul pedale freno.
- Per quanto concerne l'input relativo alla sterzata, CarSim può lavorare sia in modalità *closed-loop* che *open-loop*. In *closed-loop* si fissa una traiettoria desiderata (*target path*) relativa alla linea di mezzzeria della strada (*centerline*) e si utilizza il *Driver Model* presente nel simulatore, il quale varierà dinamicamente l'angolo di sterzo per cercare di seguire la traiettoria voluta; in *open-loop*, invece, si specifica l'angolo di sterzo al variare del tempo.
- Anche per la velocità del veicolo e l'accelerazione longitudinale il simulatore può lavorare in due modi: si può utilizzare un controllo *closed-loop* del motore per ottenere una velocità stabilita; oppure specificare la legge di apertura della farfalla al variare del tempo, corrispondente all'azione del pilota sull'acceleratore.

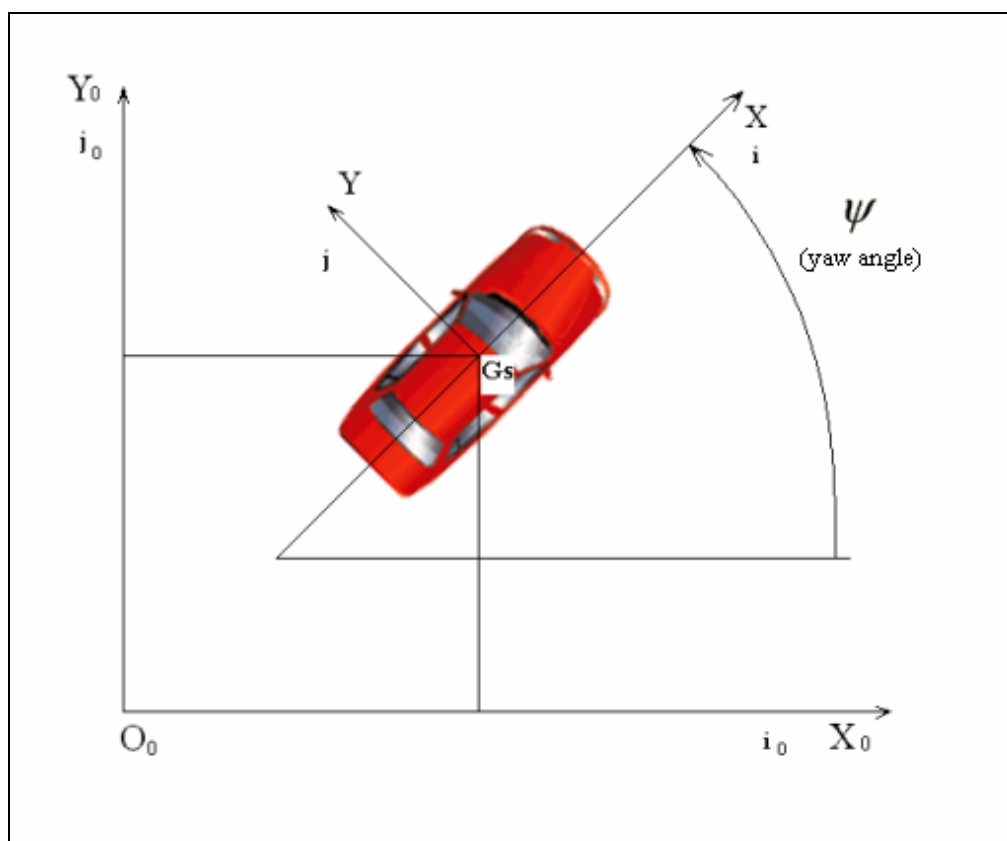
Per quanto riguarda gli input esterni o ambientali, vengono considerati gli effetti aerodinamici e l'eventuale presenza di vento, ma soprattutto è possibile fornire un'accurata descrizione tridimensionale del manto stradale, sia in termini geometrici (presenza di curve, elevazioni, buche, ostacoli) che di coefficiente di attrito.

Il modello matematico di autoveicolo è a 15 gradi di libertà: 6 per la massa sospesa (supposta infinitamente rigida), 4 gradi di libertà rotazionali più 4 traslazionali verticali per le quattro ruote e 1 per le due ruote sterzanti. Nella ricostruzione della dinamica vengono presi in considerazione i principali complessi effetti dovuti all'elastocinematica delle sospensioni (ad esempio la variazione dell'angolo di camber e dell'angolo di incidenza con lo spostamento verticale del centro ruota) e al cinematismo di sterzata. Molti dei componenti che hanno i maggiori effetti sulla frenatura, sull'handling e sull'accelerazione sono rappresentati mediante tabelle di dati sperimentali ottenute con prove su veicoli veri e sono facilmente sostituibili per simulare diversi veicoli reali.

Il software contiene due modelli matematici differenti relativi alle due più diffuse configurazioni di sospensioni: un modello per veicolo con sospensioni anteriori indipendenti e sospensioni posteriori interconnesse (assale rigido); un altro modello per veicolo con sospensioni indipendenti all'anteriore e al posteriore.

Il moto del veicolo viene descritto rispetto ad un riferimento solidale alla strada, indicato in fig. 3.3 con  $(X_0, Y_0, Z_0; O_0)$  e di versori  $(\mathbf{i}_0, \mathbf{j}_0, \mathbf{k}_0)$ , con l'asse  $Z_0$  verticale e diretto verso l'alto. Si tratta del cosiddetto riferimento *assi suolo* (*earth-fixed axis system*). Per gli scopi della dinamica dei veicoli può essere considerato inerziale, trascurando l'effetto della rotazione terrestre.

Si definisce inoltre un sistema di riferimento solidale al veicolo  $(X, Y, Z; G_s)$ , di versori  $(\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k})$ , e quindi detto di *assi corpo* (*vehicle axis system*).

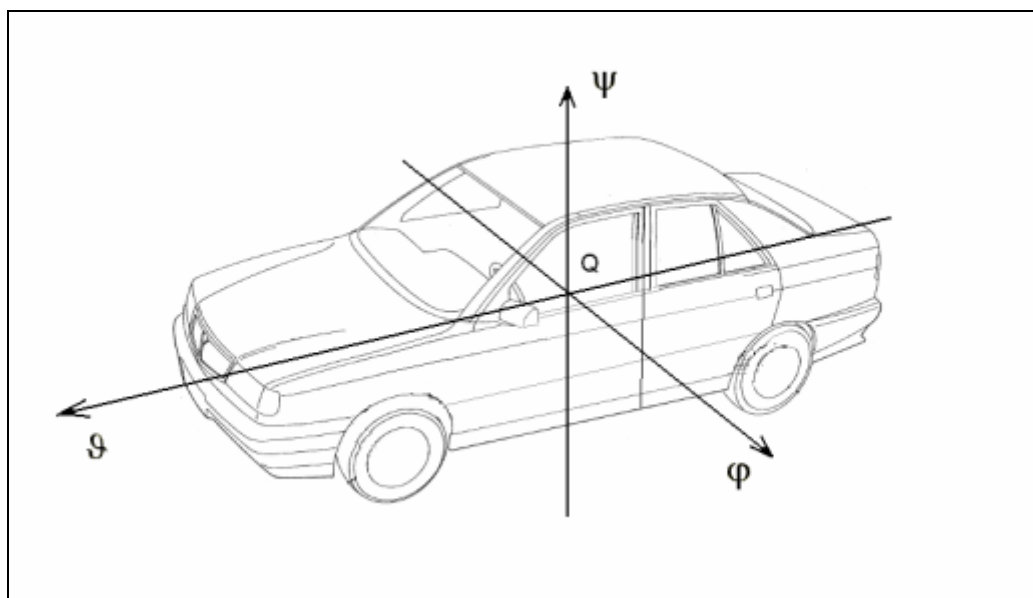


**Fig. 3.3 – Rappresentazione dei sistemi di riferimento (assi suolo ed assi corpo)**

L'origine viene fissata nel baricentro  $G_s$  della massa sospesa  $m_s$ . Posto il veicolo in condizioni di moto rettilineo uniforme su strada piana, si assume l'asse X parallelo alla strada e diretto in avanti, l'asse Z ortogonale alla strada e diretto verso l'alto e l'asse Y perpendicolare agli altri due e diretto verso sinistra (ISO 8855). Quindi, in queste condizioni, sia X che Y sono ortogonali a  $Z_0$ .

In generale, questo sistema di riferimento di assi corpo non coincide con la terna centrale d'inerzia della massa sospesa. Se però si assume che il veicolo sia simmetrico rispetto al piano longitudinale contenente i due assi X e Z, almeno l'asse Y è centrale d'inerzia e quindi si annullano i prodotti di inerzia  $J_{XY}$  e  $J_{YZ}$  mentre è in generale non nullo il prodotto d'inerzia  $J_{ZX}$ . Il vantaggio degli assi corpo nella dinamica dei corpi rigidi è che rispetto ad essi i momenti d'inerzia  $J_X$ ,  $J_Y$  e  $J_Z$ , ed i prodotti d'inerzia sono costanti durante il moto (anche se non di facile misurazione in un veicolo reale).

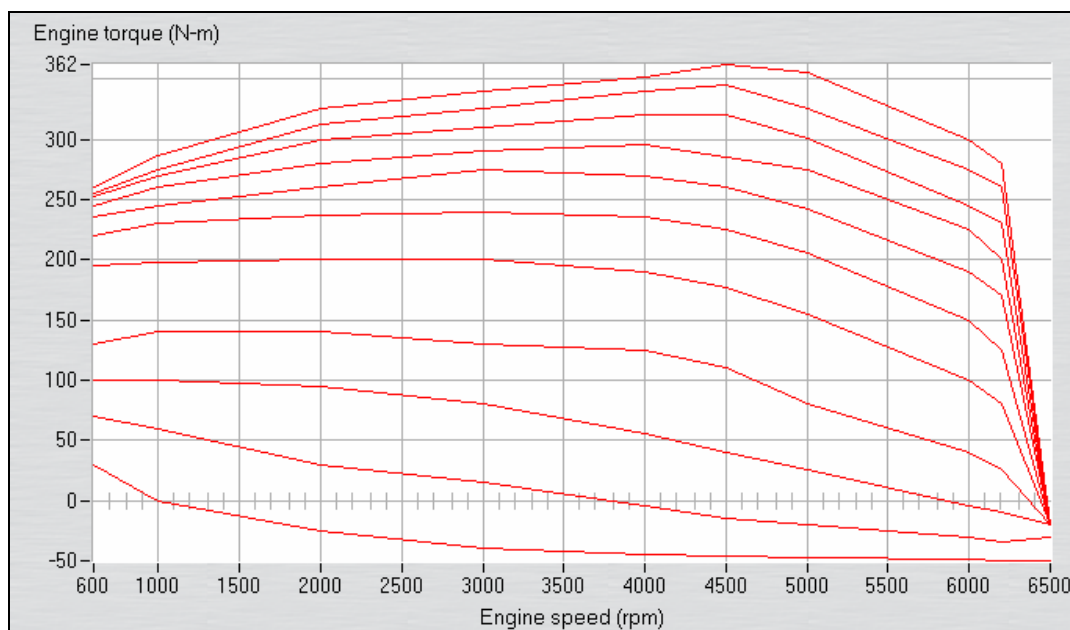
La posizione e l'orientazione della cassa, considerata un corpo rigido, rispetto al riferimento fisso solidale alla strada sono dunque individuate da sei coordinate  $(X_0, Y_0, Z_0, \vartheta, \phi, \psi)$ . L'angolo  $\vartheta$  è l'angolo di rollio (*roll angle*), l'angolo  $\phi$  è l'angolo di beccheggio (*pitch angle*), l'angolo  $\psi$  è l'angolo d'imbardata (*yaw angle*). Tutte le rotazioni sono positive se antiorarie (fig. 3.4).



**Fig. 3.4 – Assi di rollio, beccheggio ed imbardata**

Il modello di veicolo scelto per questa attività fa riferimento ad una vettura ad alte prestazioni con **trazione posteriore** e con sospensioni indipendenti sia all'avantreno che al retrotreno.

Nel seguito si riportano le curve di coppia motrice parametrizzate rispetto all'angolo di apertura della valvola a farfalla.



**Fig. 3.5 – Curve di coppia motrice**

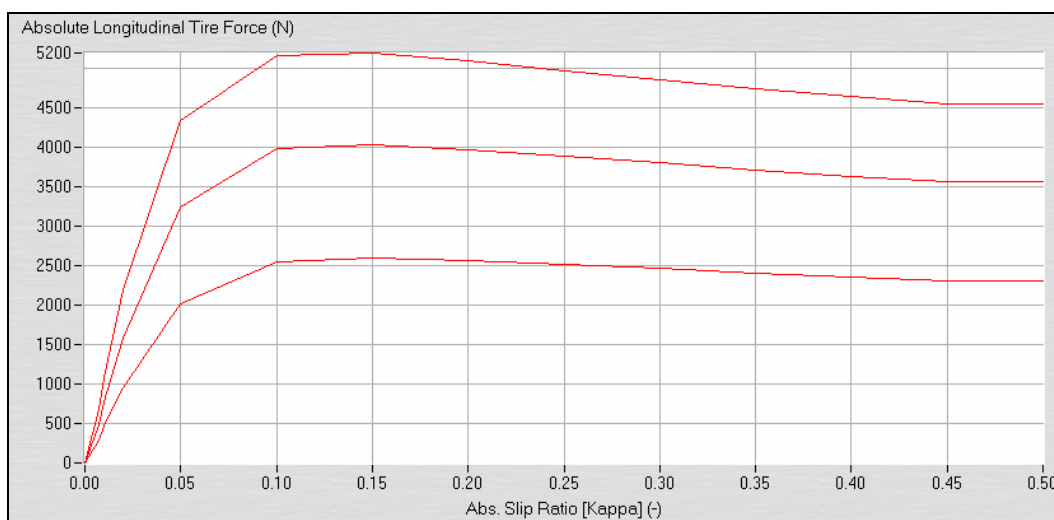
In fig. 3.6 e 3.7 sono riportate rispettivamente la **caratteristica d'interazione longitudinale pura** e la **caratteristica d'interazione laterale pura** degli pneumatici utilizzati, per diversi valori del carico normale, in condizioni di alta aderenza.

Il modello matematico utilizza le caratteristiche pure e, per tenere conto della reciproca influenza tra interazione longitudinale e laterale, effettua alcune interpolazioni e modifiche per “costruire” le caratteristiche in interazione combinata. Vengono inoltre utilizzati dei fattori di scala moltiplicativi sia delle ordinate che delle ascisse per ottenere le caratteristiche a diversi valori del coefficiente di aderenza.

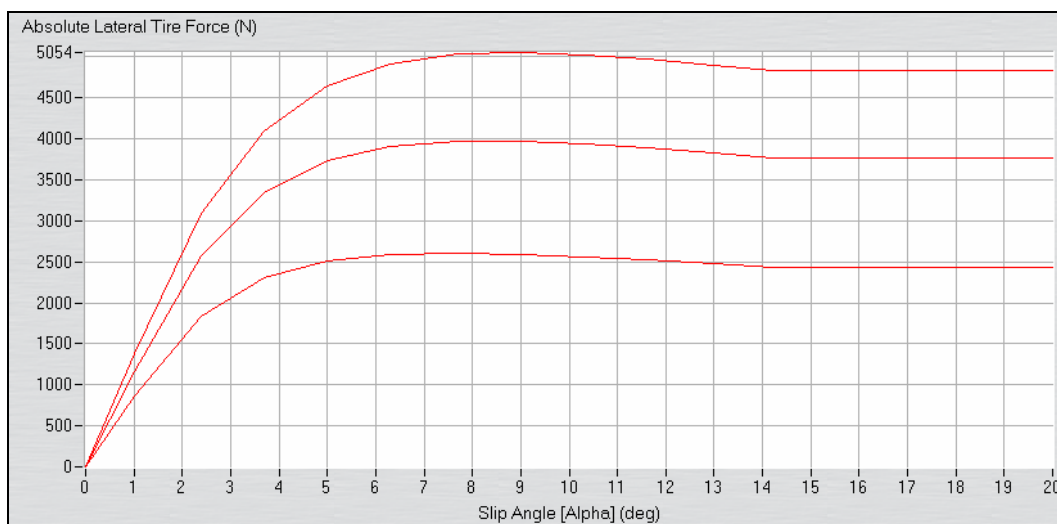
Nel modello viene anche considerato il comportamento in transitorio dello pneumatico, introducendo la cosiddetta “**lunghezza di rilassamento**” (*tire lag*), per tener conto del fatto che, per la natura fortemente composita e per la cedevolezza dei materiali di cui è



costituito, il pneumatico non è in grado di esplicitare “istantaneamente” la necessaria interazione con il suolo, ma ha una risposta “ritardata” alle sollecitazioni e quindi un tempo di ritardo nel raggiungere l’interazione di regime a partire dal valore iniziale.



**Fig. 3.6 – Caratteristica longitudinale in alta aderenza degli pneumatici utilizzati nel modello**



**Fig. 3.7 - Caratteristica laterale in alta aderenza degli pneumatici utilizzati nel modello**

Per valutare le prestazioni del differenziale proposto e testarne la logica di controllo, come si è detto, è stato necessario “integrare” il modello di veicolo con un modello di centralina elettronica con logica di controllo ed un modello di differenziale, entrambi implementati in ambiente Matlab/Simulink.

La co-simulazione CarSim-Simulink avviene mediante l’introduzione in Simulink di una *S-Function*, che rende possibile l’interazione e lo scambio di informazioni tra i modelli.

In generale, CarSim e Simulink possono scambiarsi in co-simulazione:

- fino a 139 diverse grandezze in input al modello CarSim (output dal modello Simulink), quali forze e momenti generati dalle ruote motrici, impianto frenante, cinematisimo di sterzo, pneumatici, alcuni componenti delle sospensioni;
- fino a 466 diverse grandezze in output dal modello CarSim (input al modello Simulink).

### **3.1.3 Modello di differenziale**

In questa attività, in luogo del modello di differenziale previsto dal simulatore CarSim, è stato impiegato un modello compilato in ambiente Matlab/Simulink. Quest’ultimo consente di valutare la risposta di un differenziale attivo a fluidi magnetoreologici, di un differenziale *autobloccante* passivo e di un differenziale ordinario.

La risposta del differenziale viene modellata avvalendosi delle espressioni ricavate nel capitolo precedente, nel seguito riportate:

$$\begin{cases} M_A = \frac{M_P}{2} - M_f \\ M_B = \frac{M_P}{2} + M_f \end{cases} \quad \text{se } \omega_A > \omega_B \quad (3.1)$$

$$\begin{cases} M_A = \frac{M_P}{2} + M_f \\ M_B = \frac{M_P}{2} - M_f \end{cases} \quad \text{se } \omega_A < \omega_B \quad (3.2)$$

avendo indicato con  $A$  e  $B$  i due solari, con  $M_f$  la coppia di attrito agente tra di essi e con  $M_P$  la coppia agente al portatreno. Per un differenziale autobloccante la coppia d'attrito  $M_f$  dipende dalla sorgente d'attrito localizzata all'interno del rotismo, mentre per un differenziale ordinario il valore di tale coppia è pressoché nullo (a meno delle dissipazioni dovute agli attriti interni). Per il differenziale a fluidi magnetoreologici proposto, l'espressione della coppia d'attrito, come visto nel capitolo precedente, è la seguente:

$$M_f = 2\pi n \left\{ \frac{1}{3} \tau_y(H) r_e^3 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^3 \right] + \frac{1}{4d} \eta \Omega r_e^4 \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_e} \right)^4 \right] \right\}. \quad (3.3)$$

dove

$n = 6$  (numero superfici di attrito)

$r_e = 0,1$  m (raggio esterno superfici d'attrito)

$r_i = 0,07$  m (raggio interno superfici d'attrito)

$d = 0,0018$  m (distanza tra le superfici d'attrito)

$\eta = 0,35$  Pa s (viscosità del fluido in assenza di campo magnetico applicato)

$\Omega =$  velocità relativa tra i due solari (rad/s)

$\tau_y =$  valore di Yield Stress (Pa), funzione del campo magnetico  $H$ .

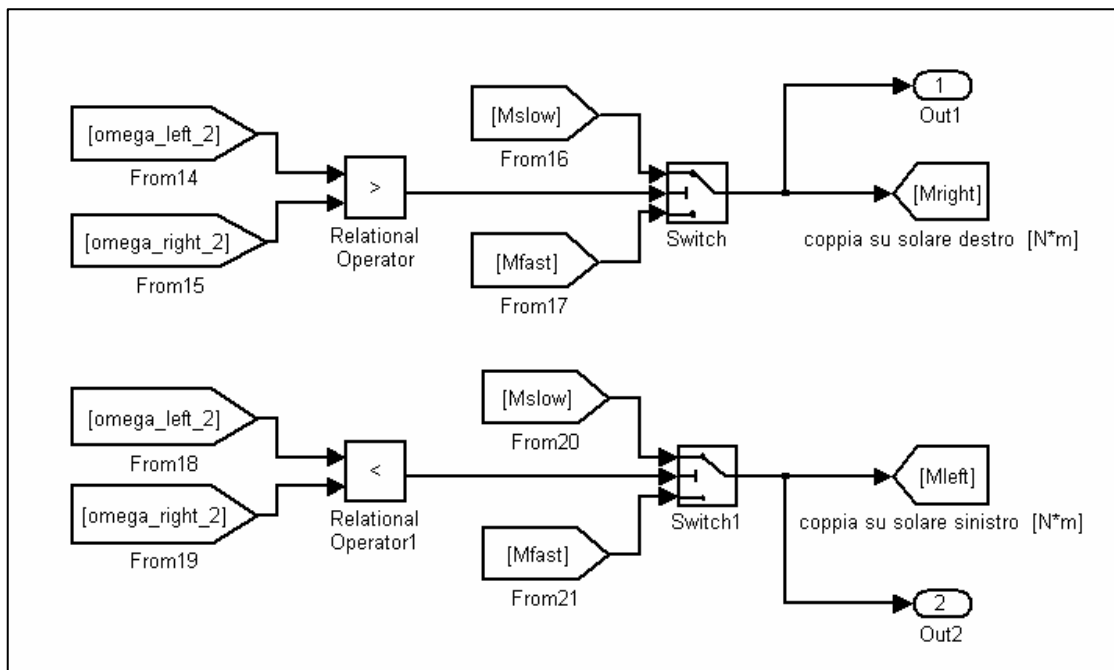


Fig. 3.8 – Schema Simulink della ripartizione di coppia tra le ruote motrici

Il valore di coppia d’attrito da generare è funzione delle condizioni dinamiche del veicolo e viene determinato dalla logica di controllo che verrà nel seguito descritta. In particolare, l’output della logica di controllo costituisce il valore della corrente di alimentazione che occorre fornire agli avvolgimenti ai fini della generazione del campo magnetico. A tal riguardo, si è ipotizzata una dispersione in termini di campo magnetico del 50% e la presenza di quattro avvolgimenti disposti in serie. Nell’ipotesi di solenoide con dimensione assiale molto maggiore di quella radiale (solenoide “infinito”), l’espressione del campo magnetico è, quindi, la seguente:

$$H = 4NI \times 0.5 = 2NI \quad (\text{A/m}) \quad (3.4)$$

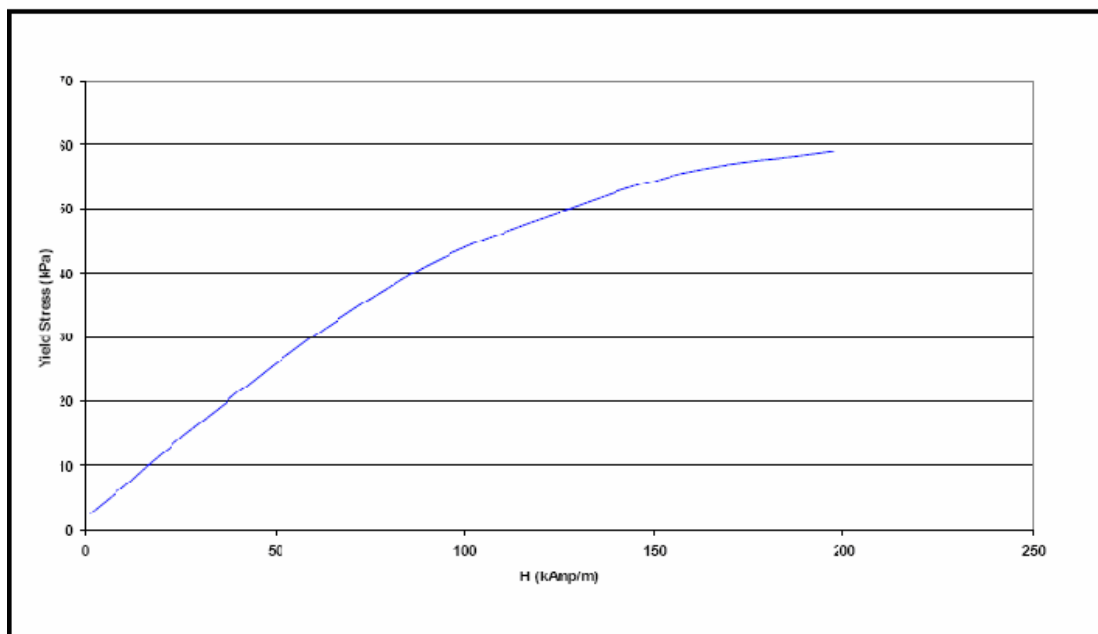
in cui:

$N$  = numero di spire per unità di lunghezza (spire/m)

$I$  = intensità di corrente (A).

Noto il valore del campo magnetico, è possibile determinare lo Yield Stress del fluido magnetoreologico sulla base della caratteristica *Yield Stress – Campo magnetico*. Nel

seguito viene riportata la caratteristica del fluido MRF 140-CG prodotto dalla *Lord* e considerato per le simulazioni svolte.



**Fig. 3.9 – Yield Stress (kPa) vs Campo Magnetico (kAmp/m) per il fluido MRF-140 CG**

Il modello di differenziale, nota la coppia agente sul portatreno ( $M$ ), che costituisce un output del simulatore di autoveicolo, fornisce in uscita le coppie agenti sui solari ( $M_A$  ed  $M_B$ ). Tali valori costituiscono gli unici due input al simulatore di autoveicolo.

### **3.2 Logica di controllo**

La logica di controllo (MRF LSD ECU), sviluppata per il differenziale a fluidi magnetoreologici, prevede quattro stati di controllo. Ognuno di essi corrisponde ad una determinata condizione dinamica del veicolo, per riconoscere la quale ci si avvale di una sensoristica ormai standard disponibile a bordo.

Si è proceduto alla costruzione di una variabile di stato (*MRF\_State*), il cui valore identifica lo stato di controllo in cui la logica opera. Gli stati di controllo ed i corrispondenti valori della variabile sono nel seguito riportati.

Disattivo	<i>MRF_State</i> = 0
Understeering_lower_external_wheel	<i>MRF_State</i> = 1
Curve_cutoff	<i>MRF_State</i> = 2
Spin_up	<i>MRF_State</i> = 3

Tab. 3.1 – Stati di controllo

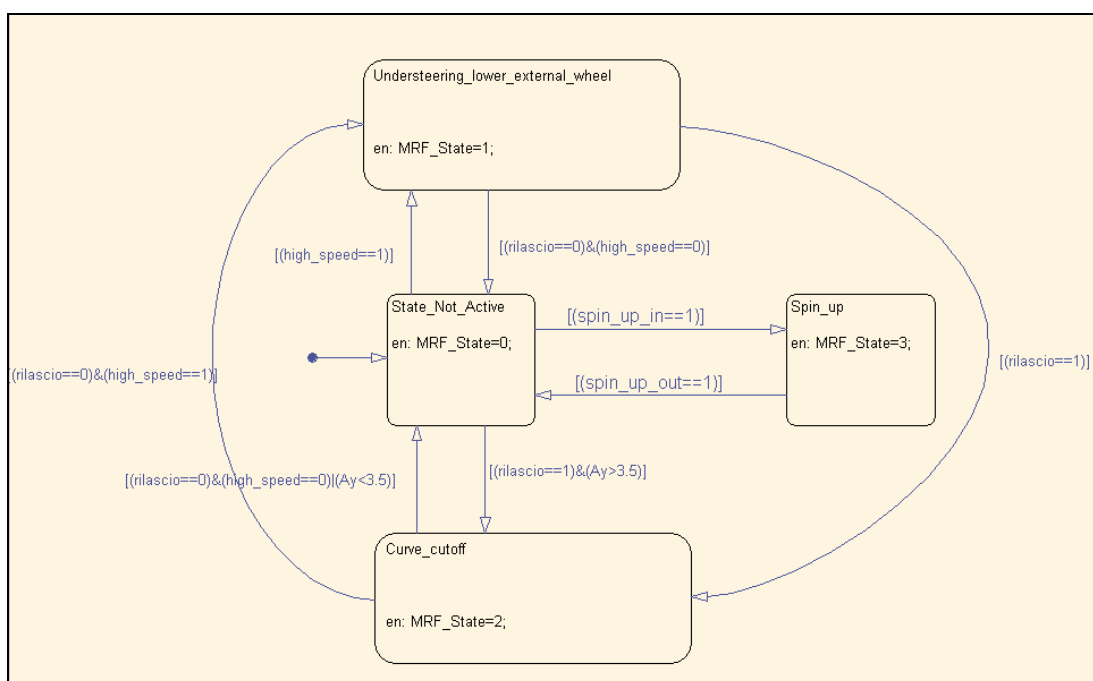


Fig. 3.10 – Schema Stateflow per la generazione della variabile di stato *MRF\_State*

In fase di progettazione del software si stabiliscono le condizioni di ingresso e di uscita da ciascuno stato, nonché le transizioni possibili.

Lo stato di *default*, individuato dalla freccia collegata al punto nero nello schema *Stateflow*, è costituito dallo stato non attivo. Da tale stato si può transitare, in funzione delle condizioni dinamiche del veicolo, verso gli altri tre stati di controllo. Nel seguito

si descriveranno nel dettaglio i singoli stati di controllo e le condizioni che ne determinano le attivazioni.

Mediante un *Function Call Generator* la logica di controllo viene richiamata con una frequenza di campionamento tipica di una centralina.

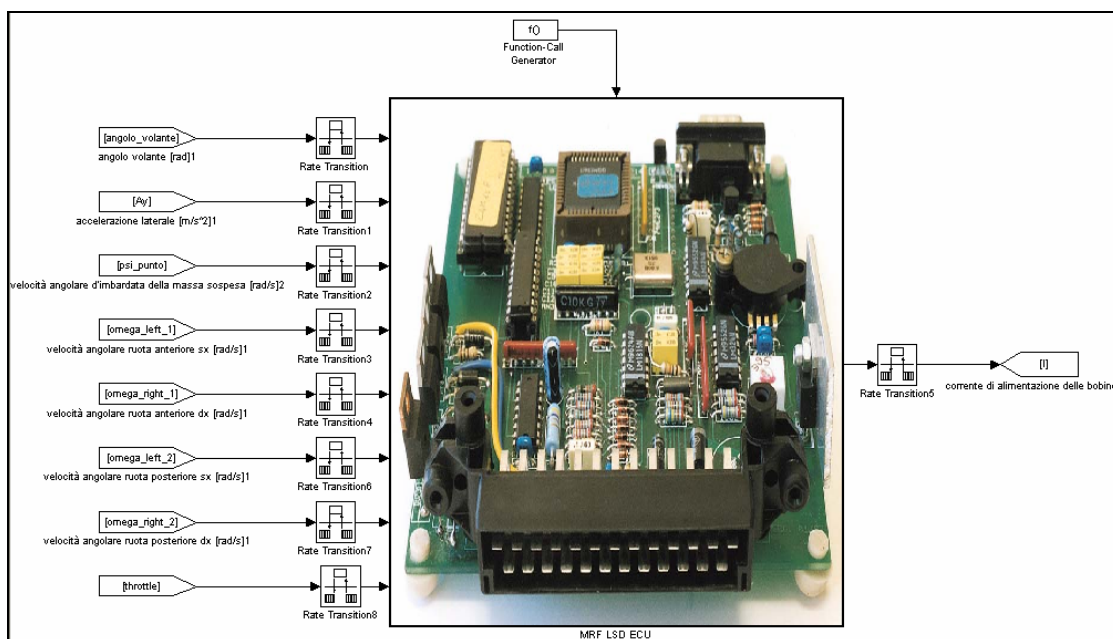


Fig. 3.11 – Blocco Simulink della logica di controllo con *Function Call Generator*

### 3.2.1 “Understeering\_lower\_external\_wheel”

Lo stato “*Understeering\_lower\_external\_wheel*” si attiva al fine di ottimizzare il comportamento direzionale del veicolo. In particolare, l’obiettivo è quello di ridurre la tendenza sottosterzante inviando una maggior coppia motrice verso la ruota esterna e determinando, quindi, l’insorgere di un momento sovrasterzante. Tale stato si attiva se sono verificate contemporaneamente le seguenti condizioni:

- a) lo scarto tra la velocità d’imbardata corrente del veicolo ed il corrispondente valore di riferimento supera una soglia prestabilita;
- b) lo scarto tra l’angolo d’assetto corrente del veicolo ed il corrispondente valore di riferimento supera una determinata soglia. Tale condizione, insieme a quella

- precedente, mira a far attivare il dispositivo solo se il comportamento dinamico del veicolo tende a discostarsi di una certa entità da quello nominale;
- c) la velocità angolare della ruota motrice interna risulta maggiore della velocità angolare della ruota motrice esterna. Va ricordato, infatti, che il dispositivo in esame, quando attivato, trasferisce maggiore coppia motrice alla ruota più lenta. Ai fini del controllo direzionale in condizioni di sottosterzo, è fondamentale che la maggiore coppia venga trasferita verso la ruota esterna;
  - d) il veicolo presenta un comportamento sottosterzante (con riferimento ad una manovra in regime stazionario). In presenza di un comportamento direzionale di tal tipo, il trasferimento di maggior coppia motrice verso la ruota esterna (più lenta) tende a ridurre la tendenza sottosterzante. Viene riconosciuta una tendenza sottosterzante se il valore dell'angolo d'assetto del veicolo è minore del corrispondente valore di riferimento;
  - e) la velocità di avanzamento è maggiore di un valore prefissato. Tale condizione mira a prevenire l'attivazione della logica in situazioni in cui non si apprezzerebbero benefici (basse velocità);
  - f) la derivata della differenza tra le velocità angolari delle ruote motrici è inferiore ad un valore soglia. Si evita in tal modo l'attivazione del dispositivo in condizioni di instabilità già manifestatasi. Si fa riferimento, in particolare, al tipico testa-coda in curva per effetto di eccessiva coppia motrice. In tal caso la ruota interna viene a trovarsi in condizioni di pattinamento per il ridotto carico verticale (trasferimento di carico in curva) e quindi la maggior coppia sarebbe indirizzata verso la ruota esterna. Tale circostanza comprometterebbe ulteriormente la dinamica rendendo difficoltoso il recupero da parte del guidatore.

Con riferimento alla condizione c), va detto che il riconoscimento della ruota interna o, analogamente, di quella esterna, viene effettuato tenendo conto del segno dell'angolo volante (misurato a bordo).

Va precisato che la condizione dinamica in cui il veicolo manifesta un comportamento sovrasterzante non risulta gestibile dal dispositivo in esame. Sulla base delle



simulazioni effettuate, l'eventuale sovrasterzo emerge per alti valori di accelerazione laterale, in corrispondenza dei quali la ruota motrice esterna risulta, tipicamente, più lenta di quella interna. Una maggiore coppia motrice su quest'ultima non favorirebbe il comportamento dinamico del veicolo.

La logica di controllo sviluppata, alla base dello stato “*Understeering\_lower\_external\_wheel*”, è caratterizzata da un controllore tipo PID (Proporzionale-Integrale-Derivativo). Gli input alla logica, come già detto precedentemente, sono:

- angolo volante
- accelerazione laterale
- velocità angolare d'imbardata
- velocità angolari delle quattro ruote
- angolo di apertura della valvola a farfalla.

Le prime quattro grandezze misurate risultano funzionali al controllore PID. L'angolo di apertura della valvola a farfalla viene, invece, impiegato per il riconoscimento di una manovra di rilascio (cfr. par. 3.2.2).

La logica effettua una stima della velocità d'imbardata di riferimento, dell'angolo d'assetto corrente e del corrispondente valore di riferimento. Si procede, poi, alla valutazione dello scarto tra l'angolo d'assetto di riferimento ed il corrispondente valore nominale e dello scarto tra la velocità d'imbardata di riferimento ed il corrispondente valore misurato a bordo veicolo. La figura che segue riporta uno schema della logica impiegata per il controllore PID.

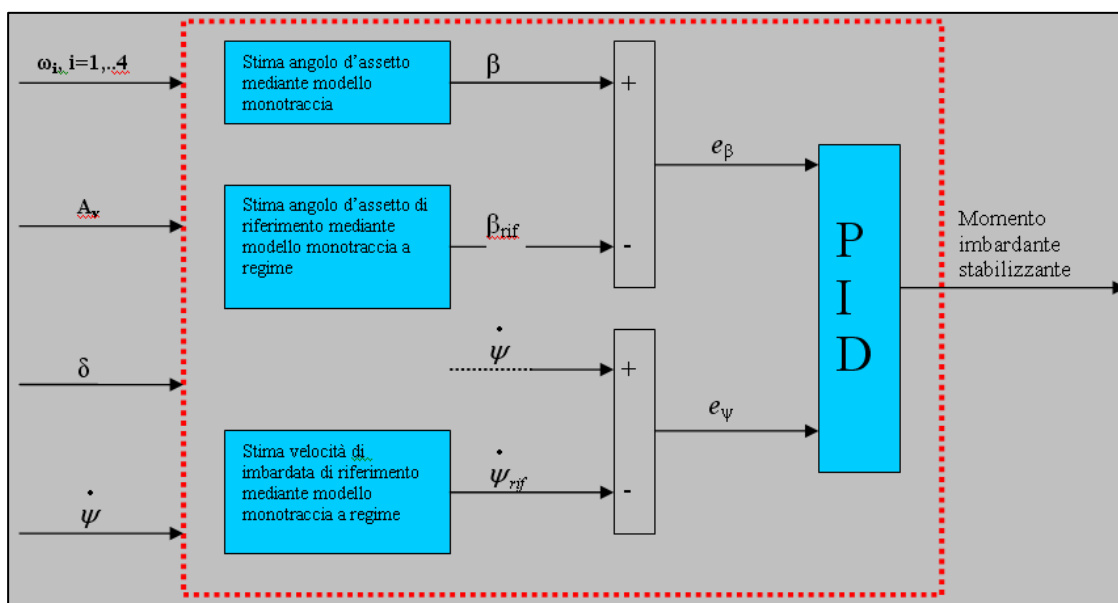


Fig. 3.12 – Schema del controllore PID impiegato

Come si evince dallo schema, il controllore PID fornisce il momento imbardante stabilizzante, ovvero il momento imbardante da generare sul veicolo per ottimizzarne il comportamento direzionale e prevenirne l'instabilità. La formulazione risulta la seguente:

$$\Delta M_{yaw} = P_{\beta} \cdot e_{\beta} + D_{\beta} \cdot \frac{de_{\beta}}{dt} + I_{\beta} \cdot \int e_{\beta} dt + P_{\psi} \cdot e_{\psi} + D_{\psi} \cdot \frac{de_{\psi}}{dt} + I_{\psi} \cdot \int e_{\psi} dt \quad (3.5)$$

In cui:

$$e_{\beta} = |\beta - \beta_{rif}| \quad (3.6)$$

$$e_{\psi} = |\dot{\psi} - \dot{\psi}_{rif}| \quad (3.7)$$

$\beta$  = angolo d'assetto del veicolo (rad)

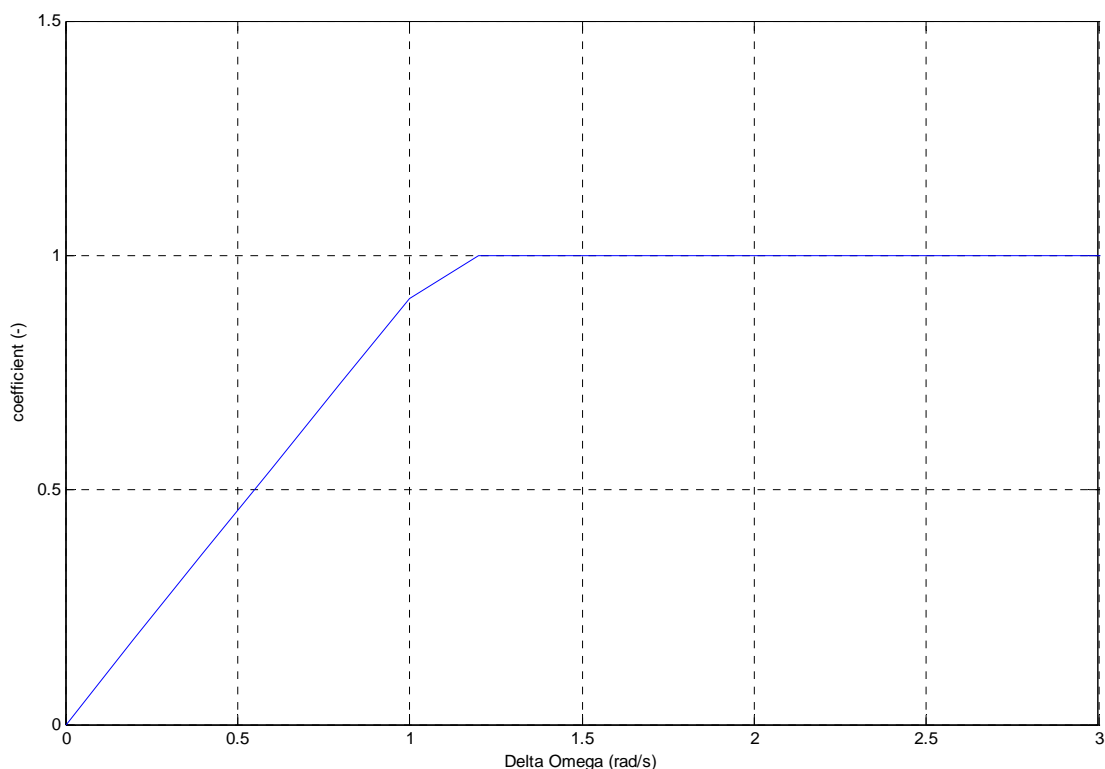
$\beta_{rif}$  = valore di riferimento dell'angolo d'assetto del veicolo (rad)

$\dot{\psi}$  = velocità d'imbardata del veicolo (rad/s)

$\dot{\psi}_{rif}$  = valore di riferimento della velocità d'imbardata del veicolo (rad/s)

$P_{\beta}, P_{\psi}, D_{\beta}, D_{\psi}, I_{\beta}, I_{\psi}$  = coefficienti del PID.

Il momento imbardante stabilizzante fornito dal PID viene poi moltiplicato per un opportuno coefficiente, funzione della differenza tra le velocità angolari delle ruote motrici ( $\Delta\omega$ ), al fine di attenuare l'entità di coppia imbardante per bassi valori del  $\Delta\omega$ . Come è descritto nel seguito, la coppia imbardante viene ottenuta mediante la generazione di una coppia d'attrito tra i due solari e, quindi, mediante una ripartizione differenziata di coppia sulle due ruote motrici. Per bassi valori del  $\Delta\omega$ , una eccessiva coppia d'attrito può provocare un funzionamento instabile del dispositivo in oggetto che si manifesta attraverso il trasferimento della maggiore coppia alternativamente sulle due ruote motrici. La ruota più lenta, ricevendo maggiore coppia, ed essendo il  $\Delta\omega$  ridotto, diverrebbe la più veloce, determinando una inversione del flusso di coppia verso l'altra ruota. Un taglio di coppia in tali circostanze evita l'indesiderato fenomeno riscontrato in fase di simulazione. Si precisa, inoltre, che un'altra soluzione poteva consistere nel modificare i coefficienti del PID al fine di ottenere un controllo meno brusco. Tale modalità non è stata preferita per non modificare la risposta del controllore nelle altre circostanze (elevati valori del  $\Delta\omega$ ). Allo stesso tempo non si è voluta implementare una variabilità dei coefficienti con il  $\Delta\omega$  per ragioni di semplicità, optando per la generazione di un unico coefficiente il cui unico fine fosse quello di prevenire il fenomeno suddetto.



***Fig. 3.13 – Andamento del coefficiente moltiplicativo della coppia imbarcante stabilizzante fornita dal PID***

Il momento imbarcante viene generato mediante una differenziazione delle coppie sulle ruote motrici. Ciò viene ottenuto, come già accennato, attraverso la generazione di una coppia d'attrito  $M_f$  tra i due solari del differenziale.

Con riferimento alla figura seguente, si sono indicate con  $F_A$  e con  $F_B$  le forze traenti agenti sul veicolo dovute ad una ripartizione differenziata di coppia motrice. In particolare, si è indicata con  $F_o$  la forza d'interazione che si avrebbe in presenza di un differenziale ordinario ( $\Delta F=0$ ). In condizioni di regime (coppia d'inerzia nulla), tali forze generano una coppia sulla ruota che bilancia quella motrice. Con riferimento alle 3.2 ( $\omega_A > \omega_B$ ), avendo indicato con  $R$  il raggio di rotolamento effettivo, si può scrivere quanto segue:

$$F_A R = (F_0 + \Delta F) R = \frac{M}{2} + M_f \quad (3.8)$$

$$F_B R = (F_0 - \Delta F) R = \frac{M}{2} - M_f \quad (3.9)$$

La forza  $\Delta F$  costituisce quella aliquota della forza d'interazione che scaturisce per effetto della coppia d'attrito  $M_f$ . Può quindi scriversi:

$$\Delta F = \frac{M_f}{R} \quad (3.10)$$

La quantità  $\Delta F$  può anche essere espressa, con riferimento alla figura 3.14, come segue:

$$\Delta F = \frac{\Delta M_{Yaw}}{t} \quad (3.11)$$

La coppia d'attrito, necessaria per la generazione di un momento imbardante stabilizzante, si ricava sostituendo la 3.11 nella 3.10:

$$M_f = \frac{\Delta M_{Yaw} R}{t} \quad (3.12)$$

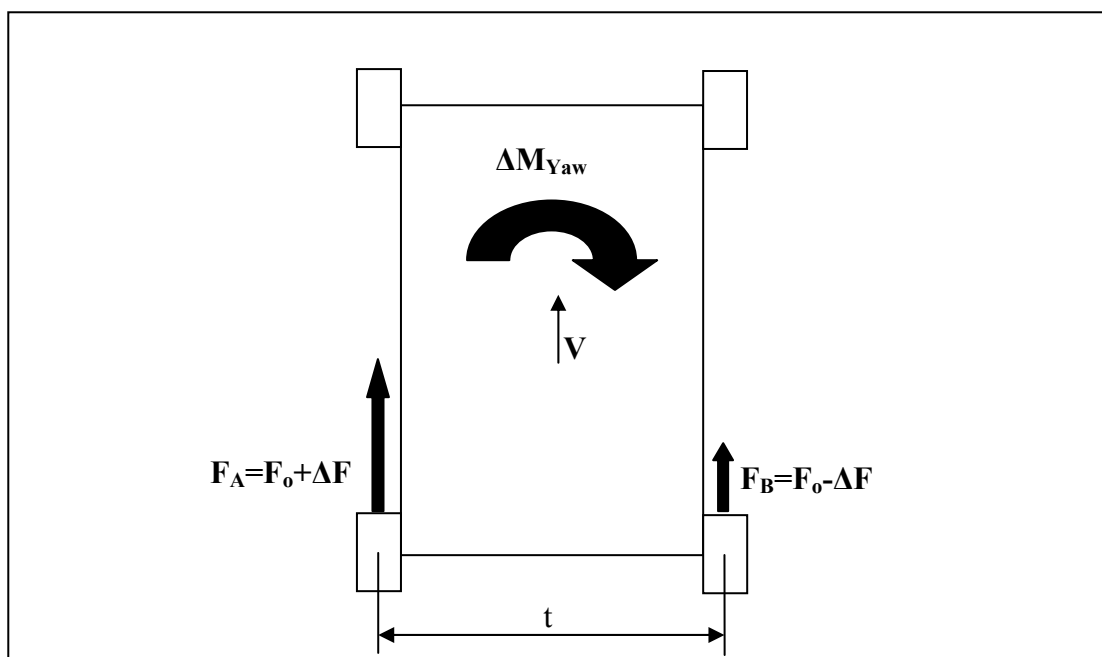
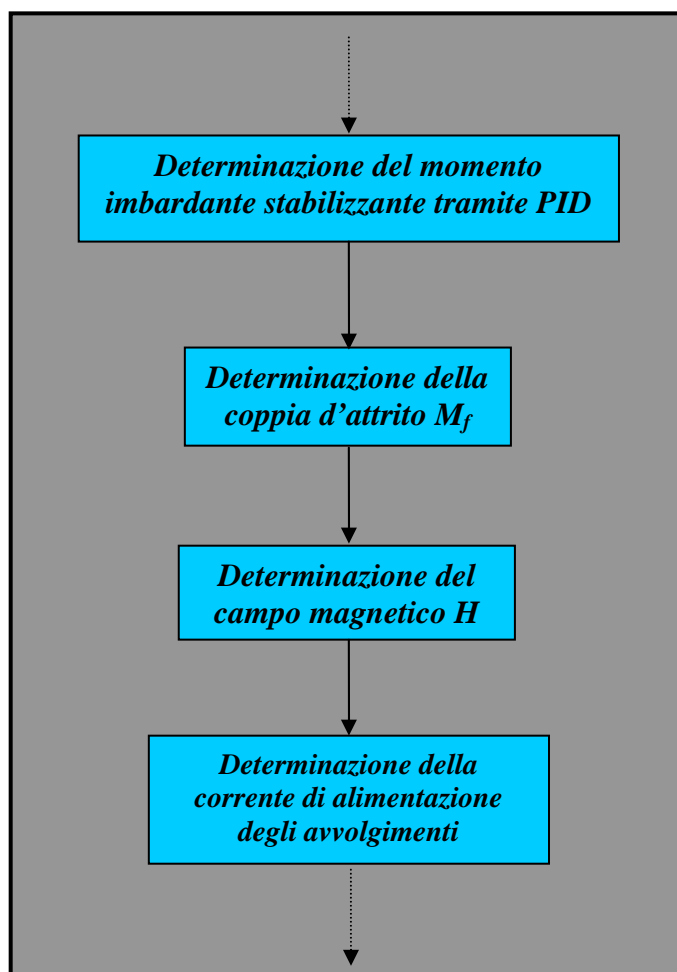


Fig. 3.14 – Momento imbardante su veicolo per effetto di una differenziazione di coppia motrice sulle ruote

La coppia d'attrito deve essere realizzata mediante la magnetizzazione della parte del dispositivo contenente il fluido magnetoreologico. L'intensità del campo magnetico viene ricavata avvalendosi della espressione 3.3, mediante la quale, noto il valore della coppia d'attrito  $M_f$  e della velocità relativa tra i solari, è possibile desumere il valore di Yield Stress ( $\tau_y$ ). Da questo, sulla base della caratteristica del fluido (fig 3.12), si ricava l'intensità del campo magnetico  $H$  da realizzare. La relazione (3.4) consente poi di ricavare il valore d'intensità di corrente con cui alimentare gli avvolgimenti.

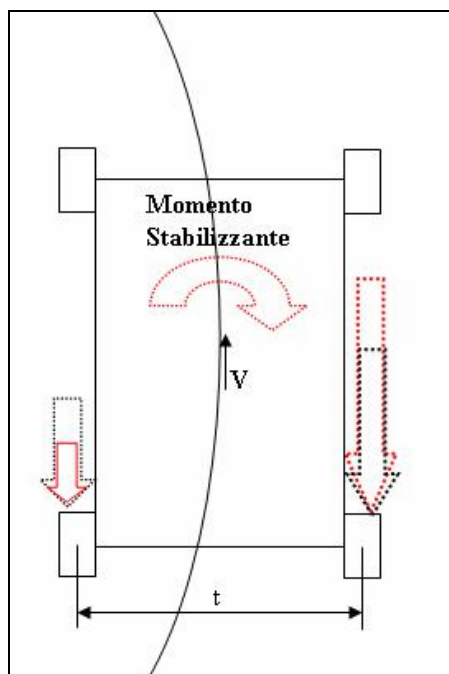


*Fig. 3.15 – Schema della logica di controllo*

### **3.2.2 “Curve\_cutoff”**

Lo stato di controllo “*Curve\_cutoff*” è finalizzato a prevenire l’instabilità del veicolo durante una manovra di rilascio in curva. In tali condizioni, per effetto del trasferimento di carico longitudinale, si possono innescare pericolosi fenomeni di instabilità del veicolo. In tal caso, l’effetto del differenziale semiattivo consiste nel ridurre l’entità del moto d’imbardata del veicolo mediante la generazione di un momento imbardante stabilizzante.

Durante una brusca manovra di rilascio, la ruota posteriore interna, per effetto di una coppia frenante (freno motore) e per effetto di un minor carico verticale (trasferimento di carico in curva), tende ad assumere una velocità di rotazione inferiore rispetto a quella della ruota esterna. In tali condizioni il differenziale semiattivo fornisce alla ruota interna una coppia motrice che si oppone, quindi, alla coppia dovuta all’azione frenante del motore. Ciò si traduce in una riduzione della azione frenante sulla ruota interna ed in un incremento della stessa sulla ruota esterna. L’insorgere di un momento imbardante limita, quindi, la tendenza al testa-coda del veicolo (fig. 3.16).



**Fig. 3.16 – Momento stabilizzante su veicolo per effetto di una ripartizione di coppia non omogenea durante una manovra di rilascio in curva**

Tale stato si attiva se sono verificate contemporaneamente le seguenti condizioni:

- a) lo scarto tra la velocità d'imbardata corrente del veicolo ed il corrispondente valore di riferimento supera una soglia prestabilita;
- b) lo scarto tra l'angolo d'assetto corrente del veicolo ed il corrispondente valore di riferimento supera una determinata soglia. Tale condizione, insieme a quella precedente, mira a far attivare il dispositivo solo se il comportamento dinamico del veicolo tende a discostarsi da quello nominale;
- c) la ruota motrice interna risulta più lenta di quella esterna;
- d) la valvola a farfalla è in una posizione di chiusura;
- e) l'accelerazione laterale del veicolo supera una determinata soglia. Tale condizione è finalizzata a prevenire attivazioni indesiderate durante la percorrenza di curve a velocità moderata.

Analogamente allo stato “*Understeering\_lower\_external\_wheel*”, lo stato “*Curve\_cutoff*” si basa sul controllore standard tipo PID descritto in precedenza e sulla medesima logica che porta alla determinazione della corrente da fornire agli avvolgimenti.

### **3.2.3 “*Spin\_up*”**

Lo stato “*Spin\_up*” costituisce l'ultimo stato di controllo previsto per l'MRF LSD. Esso è destinato al controllo del differenziale in condizioni di eccessivo pattinamento di una delle ruote motrici (a causa, ad esempio, di un basso coefficiente di aderenza) e mira a favorire la motricità del veicolo.

Le condizioni che ne determinano l'attivazione sono le seguenti:

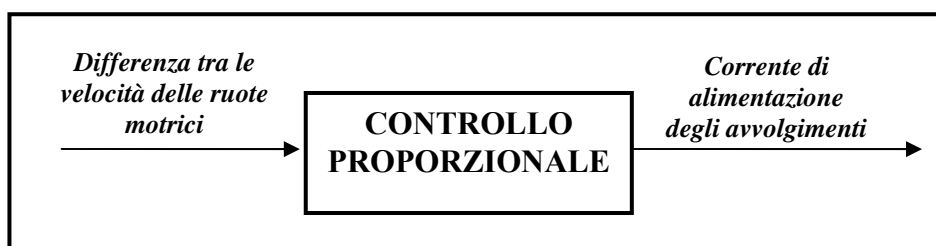
- a) la differenza tra le velocità delle ruote motrici supera una determinata soglia;
- b) la velocità di avanzamento del veicolo si trova al di sotto di un valore prefissato.

Il caso in cui il pattinamento del veicolo si verifichi a velocità più sostenuta è contemplato dallo stato di controllo “*Understeering\_lower\_external\_wheel*”. Un tipico



esempio è la circostanza in cui la ruota interna tende a pattinare per effetto combinato della coppia motrice e del trasferimento di carico che si ha in curva.

La logica alla base del controllo “*Spin\_up*” si basa su di un controllo di tipo proporzionale caratterizzato da un coefficiente costante. L’ingresso è costituito dalla differenza tra le velocità angolari delle ruote motrici, mentre l’uscita è costituita dalla corrente di alimentazione degli avvolgimenti.



**Fig. 3.17 – Logica di “*Spin\_up*”**

Dallo stato non attivo si può transitare verso i tre stati appena descritti. Analogamente è consentita la transizione dallo stato “*Understeering\_lower\_external\_wheel*” verso lo stato “*Curve\_cutoff*” e viceversa. Questi ultimi due stati si attivano tipicamente a velocità relativamente più elevate rispetto a quelle che si possono avere durante un controllo nello stato di “*Spin\_up*”. Ciò giustifica l’assenza di transizioni tra lo stato “*Spin\_up*” e gli altri due, come si evince dallo schema *Stateflow* riportato in fig. 3.10. Nel paragrafo successivo si procederà alla descrizione degli algoritmi per la stima delle grandezze non misurate direttamente a bordo veicolo, ma funzionali per il controllo.

### **3.3 Algoritmi di stima**

A partire dalle grandezze misurate a bordo veicolo, la logica deve effettuare una stima delle altre variabili che consentano di riconoscere la condizione dinamica del veicolo. Ciò viene realizzato mediante algoritmi cosiddetti “*di stima*”, che si basano sulle relazioni desunte dai modelli per lo studio della dinamica del veicolo. La logica sarà poi

corredata con algoritmi di “*diagnosi*”, atti a valutare la plausibilità dei segnali forniti dagli strumenti di misura, e con algoritmi di “*recovery*”, destinati, invece, a fornire il valore di una grandezza, mediante stima della stessa, nel caso di *fault* del sensore destinato alla sua misura.

### 3.3.1 Stima dell'angolo d'assetto del veicolo

Con riferimento al modello monotraccia di veicolo, possiamo definire l'angolo d'assetto ( $\beta$ ) quell'angolo formato dall'asse longitudinale del veicolo e la direzione del vettore velocità del baricentro (fig. 3.18).

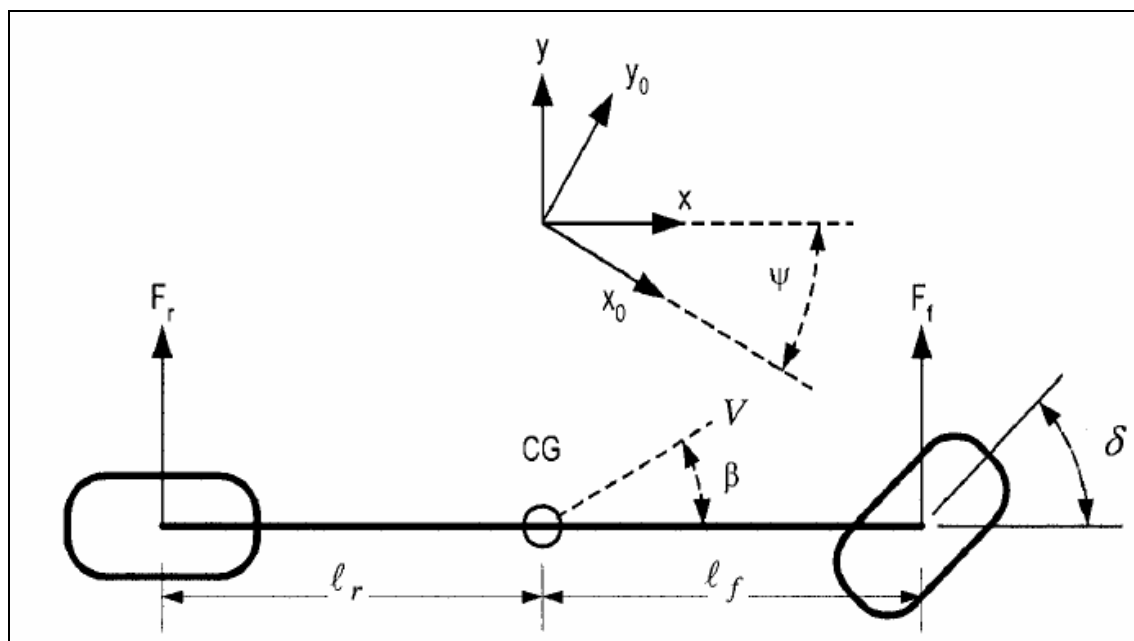


Fig. 3.18 – Modello monotraccia del veicolo

Esso risulta essere dato da:

$$\beta = \arctg\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad (3.13)$$

in cui:

- $V_y$  è la componente del vettore velocità del baricentro lungo l'asse  $y$  del riferimento solidale al veicolo;
- $V_x$  è la componente del vettore velocità del baricentro lungo l'asse  $x$  del riferimento solidale al veicolo.

Per la velocità longitudinale del veicolo si è considerata la media delle velocità periferiche delle ruote non motrici:

$$V_x = (\omega_{fl} + \omega_{fr}) R/2 \quad (3.14)$$

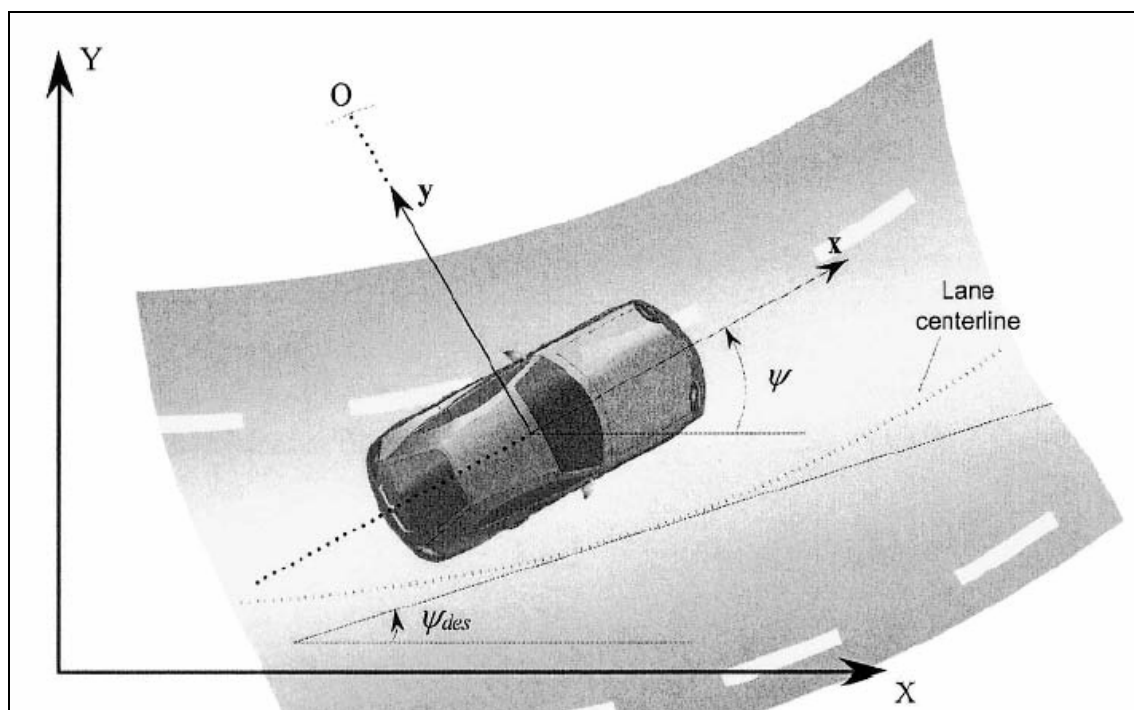
in cui  $\omega_{fl}$  ed  $\omega_{fr}$  sono, rispettivamente, la velocità angolare della ruota anteriore sinistra e la velocità angolare della ruota anteriore destra.

La velocità laterale del veicolo può essere determinata a partire dal valore di accelerazione laterale che risulta noto, per ipotesi, in quanto misurato a bordo veicolo.

Considerando l'espressione dell'accelerazione laterale

$$a_y = \dot{V}_y + \dot{\psi} V_x \quad (3.15)$$

in cui compare il contributo dovuto al moto lungo  $y$  ed il contributo centripeto, mediante integrazione si risale al valore di  $V_y$ , noto anche il valore della velocità d'imbardata  $\dot{\psi}$  (input per la logica nel caso in esame).



**Fig. 3.19 – Angolo d'imbardata del veicolo**

### **3.3.2 Stima del valore di riferimento dell'angolo d'assetto del veicolo**

Il valore di riferimento dell'angolo d'assetto del veicolo viene ricavato a partire dall'angolo volante, anch'esso misurato a bordo veicolo. Tale grandezza, insieme alla velocità d'imbardata di riferimento, va intesa come espressione della volontà del guidatore. Esso rappresenta, quindi, l'angolo d'assetto che il veicolo dovrebbe assumere in conseguenza di un determinato input al volante fornito dal guidatore. Per fare ciò si ricorre al modello monotraccia in condizioni di regime.

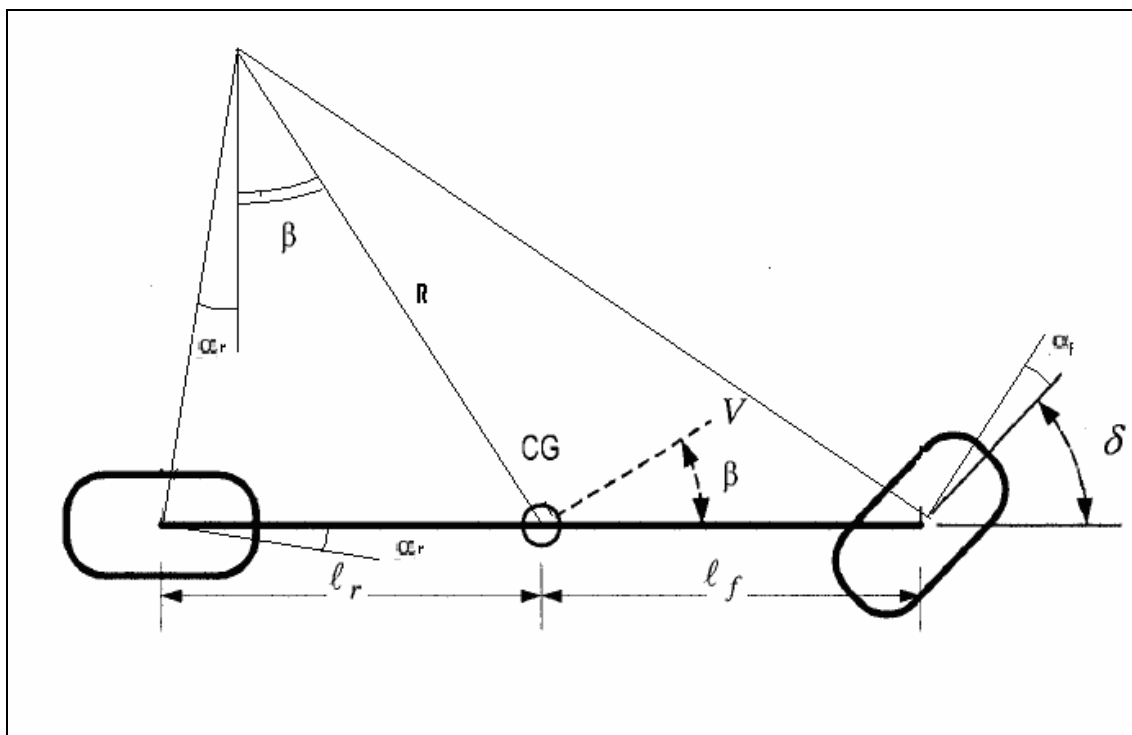


Fig. 3.20 – Modello monotraccia del veicolo

Dalla figura 3.18 è possibile desumere la seguente relazione:

$$\beta_{rif} = \frac{l_r}{R} - \alpha_r \quad (3.16)$$

Con riferimento alla figura 3.18, l'equazione di equilibrio del moto nella direzione trasversale risulta:

$$m(\ddot{y} + \dot{\psi} V_x) = F_{yf} + F_{yr} \quad (3.17)$$

In condizioni di regime la (3.17) diviene:

$$m\dot{\psi} V_x = F_{yf} + F_{yr}$$

ovvero

$$m \frac{V_x^2}{R} = F_{yf} + F_{yr} \quad (3.18)$$

L'equazione di equilibrio alla rotazione fornisce

$$F_{yf} l_f - F_{yr} l_r = 0 \quad (3.19)$$

da cui si ricava

$$F_{yf} = \frac{\ell_r}{\ell_f} F_{yr} \quad (3.20)$$

Tenendo conto della 3.20, la 3.18 diviene:

$$F_{yr} = m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{R} \quad (3.21)$$

Allo stesso modo risulta:

$$F_{yf} = m \frac{\ell_r}{L} \frac{V_x^2}{R}.$$

Per piccoli angoli di deriva risulta valida l'ipotesi di linearità della forza d'interazione laterale al variare dell'angolo di deriva. Per ogni assale potrà quindi scriversi:

$$\alpha_f = \frac{F_{yf}}{2C_{\alpha f}} = m \frac{\ell_r}{L} \frac{V_x^2}{2C_{\alpha f} R}; \quad (3.22)$$

$$\alpha_r = \frac{F_{yr}}{2C_{\alpha r}} = m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{2C_{\alpha r} R} \quad (3.23)$$

in cui  $C_{\alpha f}$  e  $C_{\alpha r}$  sono, rispettivamente, la rigidezza di deriva dello pneumatico all'avantreno e quella dello pneumatico al retrotreno.

La 3.16 può, quindi, essere scritta come segue:

$$\beta_{rif} = \frac{\ell_r}{R} - \alpha_r = \frac{\ell_r}{R} - m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{2C_{\alpha r} R}. \quad (3.24)$$

Con riferimento alla figura che segue, nell'ipotesi di raggio di curvatura molto maggiore del passo del veicolo ( $R \gg L$ ), è possibile desumere la seguente relazione:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r. \quad (3.25)$$

L'angolo  $\delta$  sta ad indicare l'angolo di sterzo, in condizioni di regime, necessario per descrivere una traiettoria con raggio di curvatura pari ad  $R$ . La (3.25), sulla base della (3.23) e della (3.24) può essere riscritta nel seguente modo:

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = \frac{L}{R} + \frac{m}{L} \left( \frac{\ell_r}{2C_{\alpha f}} - \frac{\ell_f}{2C_{\alpha r}} \right) \frac{V_x^2}{R} \quad (3.26)$$

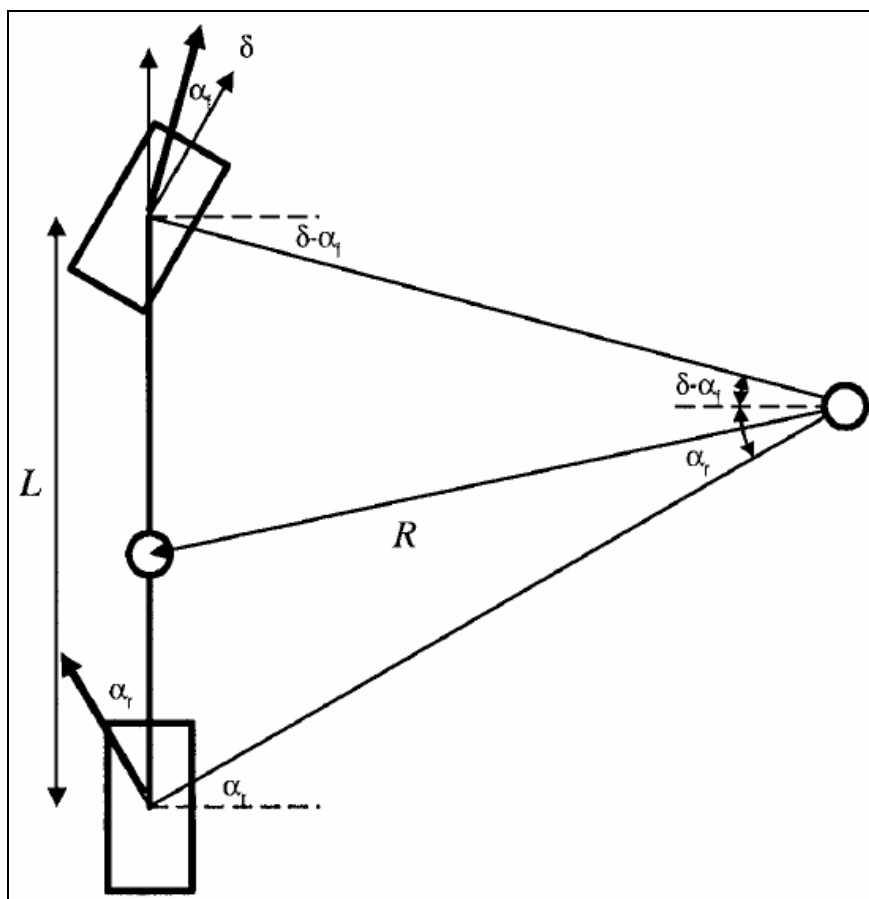
ovvero

$$\delta = \frac{L}{R} + K_v a_y \quad (3.27)$$

in cui

$$K_v = \frac{m}{L} \left( \frac{\ell_r}{2C_{\alpha_f}} - \frac{\ell_f}{2C_{\alpha_r}} \right) \quad (3.28)$$

è il *gradiente di sottosterzo* ed  $a_y = \frac{V_x^2}{R}$  l'accelerazione laterale.



**Fig. 3.21 – Modello monotraccia del veicolo in condizioni di sterzata dinamica**

L'intento è quello di poter ricavare il valore di riferimento dell'angolo d'assetto del veicolo a partire dall'angolo volante, misurato a bordo veicolo.

Per tal motivo la 3.24 può essere riscritta andando a sostituire alla quantità  $1/R$  ciò che si ricava dalla 3.26. Dalla 3.26 si ricava:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta}{L + \frac{m}{L} \left( \frac{\ell_r}{2C_{af}} - \frac{\ell_f}{2C_{ar}} \right) V_x^2} \quad (3.29)$$

La 3.29 può essere sostituita nella 3.24 che riscriviamo nel seguente modo:

$$\beta_{rif} = \frac{1}{R} \left( \ell_r - m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{2C_{ar}} \right) \quad (3.30)$$

Sostituendo la 3.29 nella 3.30 si ottiene

$$\beta_{rif} = \frac{\delta}{L + \frac{m}{L} \left( \frac{\ell_r}{2C_{af}} - \frac{\ell_f}{2C_{ar}} \right) V_x^2} \left( \ell_r - m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{2C_{ar}} \right) \quad (3.31)$$

che, tenendo conto della 3.28, diventa

$$\beta_{rif} = \frac{\delta}{L + K_v V_x^2} \left( \ell_r - m \frac{\ell_f}{L} \frac{V_x^2}{2C_{ar}} \right). \quad (\text{rad}) \quad (3.32)$$

Tale espressione consente di ricavare il valore di riferimento dell'angolo d'assetto corrispondente ad un determinato valore dell'angolo volante e della velocità d'avanzamento del veicolo. Essendo quest'ultima una grandezza rappresentativa della volontà del guidatore, l'angolo d'assetto che se ne ricava costituisce, quindi, un valore di target. Nel seguito vengono ricapitolate le grandezze che compaiono nella 3.32, precisandone le rispettive unità di misura

$\delta$  = angolo di sterzata ruota (rad) fig. 3.21

$L$  = passo veicolo (m) fig. 3.21

$K_v$  = gradiente di sottosterzo riferito all'angolo di sterzata ruote [rad/(m/s<sup>2</sup>)]

$V_x$  = velocità longitudinale del veicolo (m/s)

$\ell_r$  = semipasso posteriore del veicolo (m) fig. 3.20

$\ell_f$  = semipasso anteriore del veicolo (m) fig. 3.20

$m$  = massa del veicolo (Kg)

$C_{ar}$  = rigidità di deriva pneumatici posteriori (N/rad).



Il valore di riferimento dell'angolo d'assetto fornito dalla 3.32 non può essere raggiunto dal veicolo qualunque sia la condizione del fondo stradale. Per bassi valori del coefficiente di aderenza, le forze d'interazione al suolo non sono tali da consentire al veicolo il raggiungimento di elevati angoli d'assetto. Il valore fornito dalla 3.32 deve essere, quindi, opportunamente limitato superiormente. In caso contrario si potrebbero avere valori di riferimento non compatibili con le condizioni di aderenza e per i quali il controllo potrebbe indurre il veicolo verso comportamenti instabili.

In letteratura [21] si trova per il valore dell'angolo d'assetto di riferimento la seguente espressione, di natura empirica, che consiste in un limite superiore:

$$\beta_{\text{lim\_sup}} = \text{arctg}(0.02\mu_y g) \quad (3.33)$$

Tale relazione restituisce per l'angolo d'assetto un valore limite di 10° in corrispondenza di  $\mu_y=0.9$  ed un valore di 4° per  $\mu_y=0.35$ .

Il valore di riferimento dell'angolo d'assetto corrisponde, quindi, al valore nominale fornito dalla 3.32, se non viene oltrepassato il limite superiore definito dalla 3.33, oppure al limite superiore stesso se quest'ultimo risulta minore del valore nominale.

Avremo pertanto:

$$\beta_{\text{target}} = \begin{cases} \beta_{\text{rif}} - \text{se}_{-} |\beta_{\text{rif}}| \leq \beta_{\text{lim\_sup}} \\ \beta_{\text{lim\_sup}} \text{sgn}(\beta_{\text{rif}}) - \text{se}_{-} |\beta_{\text{rif}}| > \beta_{\text{lim\_sup}} \end{cases} \quad (3.34)$$

L'aderenza sfruttata in direzione trasversale ( $\mu_y$ ) viene stimata nella logica avvalendosi di semplici considerazioni.

Indicando con  $F_y$  la risultante delle forze d'interazione laterale agenti sul veicolo (trascurando, però, eventuali azioni aerodinamiche) può scriversi:

$$F_y = m a_y$$

in cui  $m$  è la massa del veicolo ed  $a_y$  l'accelerazione laterale.

Considerando la forza peso agente sul veicolo

$$P = m g$$

si ha:

$$\mu_y = F_y/P = a_y/g$$

Si ricorda che l'accelerazione laterale  $a_y$ , misurata a bordo veicolo, costituisce un input per la logica di controllo.

### **3.3.3 Stima del valore di riferimento della velocità d'imbardata del veicolo**

Lo scarto tra la velocità d'imbardata, misurata a bordo veicolo, ed il corrispondente valore di riferimento costituisce un input per il controllore PID impiegato. Il valore di riferimento della velocità d'imbardata viene ricavato riferendosi ad un modello monotraccia in condizioni di regime, come fatto per il valore target dell'angolo d'assetto. Il valore di riferimento della velocità d'imbardata può essere così espresso:

$$\dot{\psi}_{rif} = \frac{V_x}{R}. \quad (3.35)$$

Tenendo conto della 3.29 si ha:

$$\dot{\psi}_{rif} = \frac{V_x}{R} = \frac{\delta}{L + \frac{m}{L} \left( \frac{\ell_r}{2C_{\alpha_f}} - \frac{\ell_f}{2C_{\alpha_r}} \right) V_x^2} V_x. \quad (3.36)$$

Con riferimento alla 3.28, la 3.36 diviene:

$$\dot{\psi}_{rif} = \frac{V_x}{R} = \frac{\delta}{L + K_v V_x^2} V_x \quad (\text{rad/s}) \quad (3.37)$$

in cui

$\delta$  = angolo di sterzata ruota (rad) indicato in fig. 3.19

$L$  = passo veicolo (m) riportato in fig. 3.19

$K_v$  = gradiente di sottosterzo riferito all'angolo di sterzata ruote (rad/(m/s<sup>2</sup>))

$V_x$  = velocità longitudinale del veicolo (m/s).

Analogamente a quanto detto per il valore di riferimento dell'angolo d'assetto del veicolo, anche per la velocità d'imbardata il valore di riferimento deve essere limitato superiormente. Il valore nominale fornito dalla 3.37 potrebbe non essere raggiunto dal

veicolo a causa di un basso valore del coefficiente di aderenza. Occorre quindi saturare il valore di riferimento della velocità d'imbardata del veicolo tenendo in considerazione le condizioni di aderenza.

A tal fine, ricordando l'espressione della accelerazione laterale

$$a_y = \dot{V}_y + \dot{\psi} V_x$$

ed essendo in base alla 3.13

$$V_y = V_x \cdot \text{tg}(\beta)$$

si ha

$$a_y = \dot{\psi} V_x + \dot{V}_x \text{tg}(\beta) + V_x \dot{\beta} [1 + \text{tg}^2(\beta)] \quad (3.38)$$

L'accelerazione laterale è ovviamente dipendente dalle condizioni di aderenza valendo, infatti, la seguente relazione:

$$a_y \leq \mu_y g \quad (3.39)$$

Occorre precisare che nella 3.38 il secondo ed il terzo addendo contribuiscono in misura inferiore a causa dei valori tipici dell'angolo d'assetto e della sua derivata.

Tipicamente [21], onde semplificare l'espressione, si ipotizza che tali termini contribuiscano in misura del 15% sulla accelerazione laterale. Può scriversi pertanto:

$$0.85 a_y = \dot{\psi} V_x \quad (3.40)$$

Combinando la 3.39 con la 3.40 si ottiene:

$$\dot{\psi} \leq 0.85 \frac{\mu_y g}{V_x} \quad (3.41)$$

che consente di definire il limite superiore della velocità d'imbardata di riferimento.

Avremo:

$$\dot{\psi}_{\text{lim\_sup}} = 0.85 \frac{\mu_y g}{V_x} \quad (3.42)$$

Il valore di riferimento della velocità d'imbardata del veicolo sarà dato da:

$$\dot{\psi}_{\text{target}} = \begin{cases} \dot{\psi}_{\text{rif\_se}} - \left| \dot{\psi}_{\text{rif}} \right| \leq \dot{\psi}_{\text{lim\_sup}} \\ \dot{\psi}_{\text{lim\_sup}} \text{sgn}(\dot{\psi}_{\text{rif}}) - \left| \dot{\psi}_{\text{rif}} \right| > \dot{\psi}_{\text{lim\_sup}} \end{cases} \quad (3.43)$$

### **3.4 Descrizione delle manovre eseguite**

Nel presente paragrafo vengono descritte tutte le manovre effettuate per valutare le prestazioni dell' MRF LSD e testarne la logica di controllo.

Tale analisi viene condotta andando ad analizzare il comportamento dinamico della vettura nelle diverse condizioni di prova. La valutazione del comportamento dinamico viene, nella realtà, sempre eseguita effettuando prove su strada ed è affidata, oggi come molti anni fa, alla sensibilità di collaudatori esperti. Il confronto in simulazione può offrire, però, più del confronto tra i risultati sperimentali (inevitabilmente affetti da rumore o imprecisioni dovuti a perturbazioni non eliminabili), indicazioni sui limiti di utilizzo, sugli aspetti della strategia di controllo che possono essere migliorati e sulla direzione verso la quale devono essere indirizzati i successivi sviluppi.

Pertanto, risulta necessario in certi casi utilizzare un modello matematico di guidatore (manovre *closed loop* par. 3.1.2). Occorre precisare che non esiste un modello unificato che consenta di ottenere una valutazione oggettiva del comportamento dinamico dell'autovettura: basti pensare all'impossibilità di tradurre in formule matematiche concetti quali il *feeling* di guida o il *comfort* del guidatore. Si trovano pertanto in letteratura numerosi modelli.

Per le simulazioni SIL è stato utilizzato il modello di guidatore presente nel simulatore CarSim. In tali manovre il guidatore deve necessariamente agire sullo sterzo per mantenere la traiettoria impostata. La scelta di condurre manovre in *closed loop*, invece di assegnare la legge di variazione dell'angolo volante, discerne dalla considerazione che la logica che controlla l'MRF LSD si avvale, come segnale in input, della misura dell'angolo volante. E' preferibile, quindi, progettare la logica e, successivamente, testarla avvalendosi di azioni quanto più realistiche sull'angolo volante.

Esiste poi una seconda classificazione delle manovre di test: *prove in regime stazionario* e *prove in regime instazionario*.

In accordo con la terminologia in campo handling pubblicata nel glossario SAE J670e [-], "il regime stazionario sussiste quando la risposta dinamica periodica (o costante) ad azioni di controllo del pilota e/o rumori esterni di disturbo periodici (o costanti), non cambia per un tempo arbitrariamente lungo".

Nelle manovre in regime instazionario o dinamiche, invece, vengono apportate azioni di controllo dal pilota oppure vengono applicati disturbi esterni, estranei alle intenzioni del conducente, che influenzano sensibilmente il moto del veicolo. Si tratta di modalità di prova concepite in modo da far operare la vettura in regime transitorio, considerato che uno stato transitorio si manifesta quando i parametri caratterizzanti il movimento del veicolo, in risposta all'azione di carichi esterni su di esso agenti, cambiano in un breve intervallo di tempo. Tali modalità di esecuzione dei test corrispondono a situazioni di guida su strada in cui sono riscontrabili accelerazioni lungo le direzioni longitudinale, laterale e di imbardata del moto.

Si sono effettuate, in definitiva, prove in *closed loop* sia in regime instazionario che in regime stazionario.

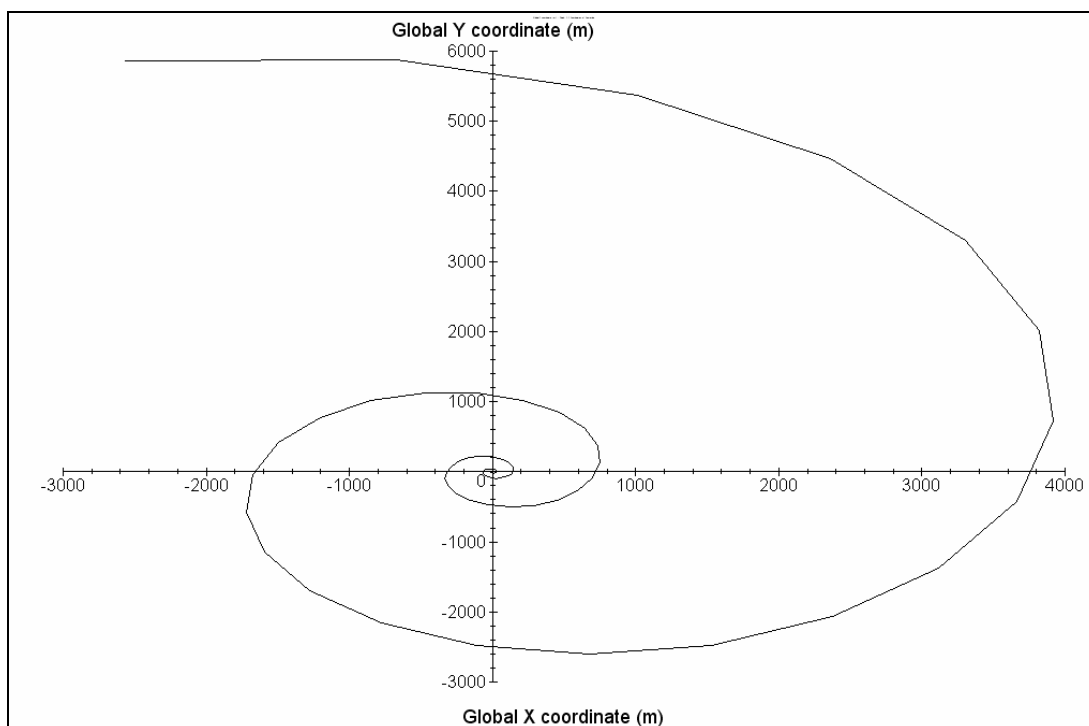
### **3.4.1 “Chiocciola” in regime stazionario**

Tale manovra prevede una traiettoria costituita da una spirale logaritmica riportata nella figura 3.22 e caratterizzata, in tal caso, da un raggio di curvatura lentamente variabile.

Ciò si traduce, in pratica, in un basso valore della derivata  $dR/ds$ , intendendo con  $s$  l'ascissa curvilinea e con  $R$  il raggio di curvatura. In un sistema di coordinate polari ( $R, \theta$ ) l'equazione della curva è la seguente:

$$R = \rho^{K\theta}$$

in cui  $\rho$  e  $K$  sono costanti.

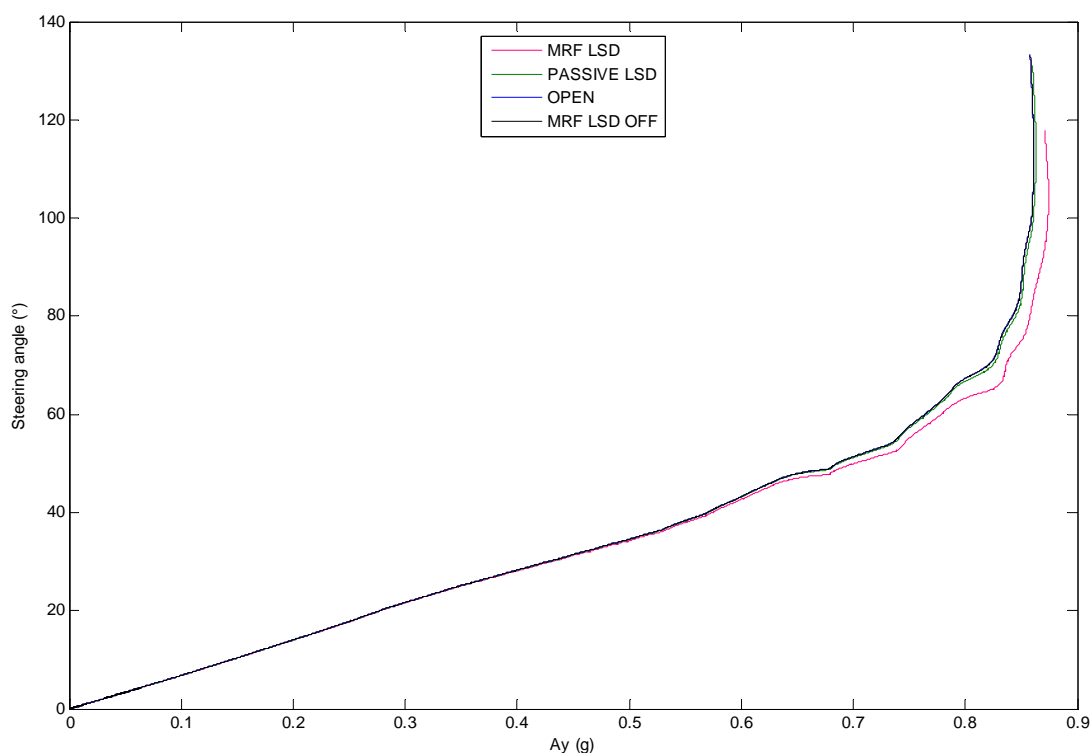


**Fig. 3.22 – Spirale logaritmica**

Tale manovra, condotta ad una velocità costante di 160 km/h in condizioni di alta aderenza ( $\mu=0.9$ ), ha consentito di determinare la caratteristica di sottosterzo del veicolo per quattro diversi tipi di differenziale:

- differenziale *open*
- differenziale semiattivo *MRF LSD*
- differenziale semiattivo *MRF LSD* disattivato
- differenziale *autobloccante* passivo

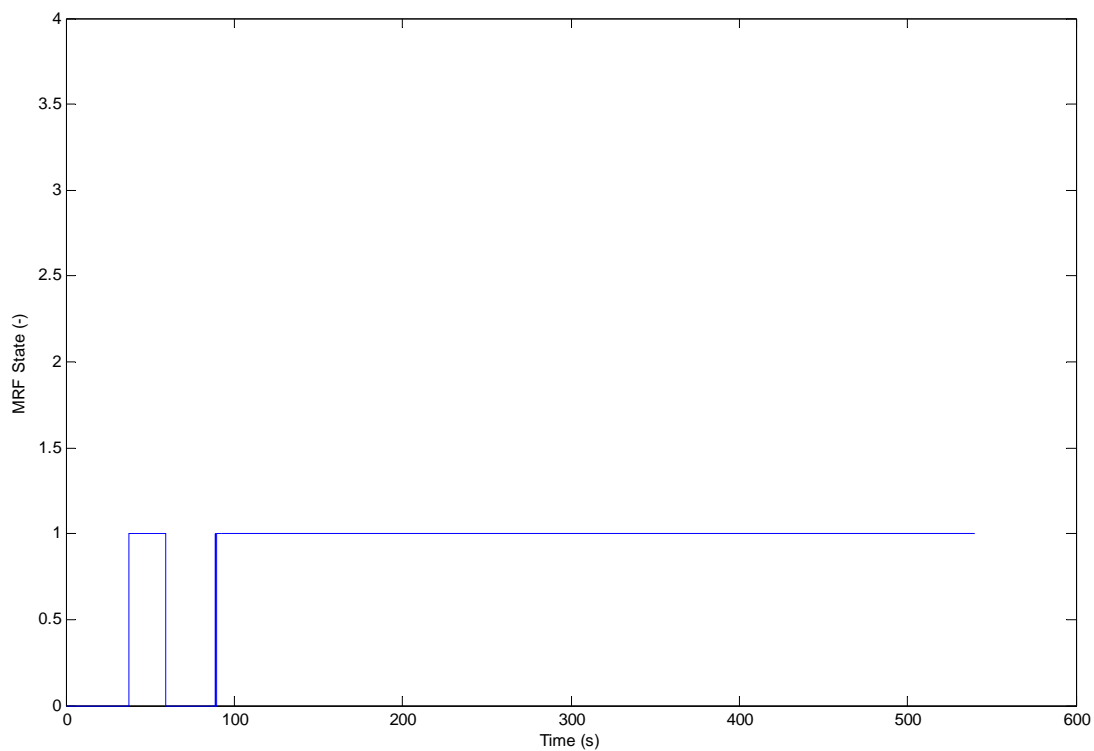
Relativamente al differenziale autobloccante passivo, il modello preso in considerazione in questa attività fa riferimento ad un tradizionale differenziale con giunto viscoso tipo *Ferguson*, in cui la coppia d'attrito tra i semialberi è dipendente linearmente dalla differenza di velocità dei solari.



**Fig. 3.23 – Caratteristiche di sottosterzo**

La figura evidenzia come la presenza dell'MRF LSD riduca il comportamento sottosterzante del veicolo. Infatti, per effetto di una maggiore coppia motrice sulla ruota esterna (ruota sinistra), si genera sul veicolo un momento imbardante che lo porta a chiudere la traiettoria. Raggiunto il limite di tenuta laterale, si innesca una instabilità d'avantreno (degenerazione di un comportamento sottosterzante) durante la quale il dispositivo continua ad essere attivo al fine di indurre sul veicolo un momento imbardante che lo porti a seguire la traiettoria. Lo stesso differenziale, non attivato, è tale da far assumere al veicolo un comportamento confrontabile con quello che si ha in presenza di un differenziale OPEN. Ciò è dovuto alle ridotte dissipazioni che si hanno quando il fluido magnetoreologico non viene magnetizzato. Tale risultato viene riportato al fine di mettere in luce un fondamentale vantaggio del dispositivo in esame. In assenza di magnetizzazione, la viscosità del fluido è tale da non impedire un'equa ripartizione di coppia motrice (fig. 3.26). Viceversa, in presenza di un campo magnetico, si possono ottenere indici di bloccaggio diversi fino a ricoprire, qualora le esigenze lo richiedano, un vasto intervallo.

Si riportano nel seguito il segnale relativo allo stato di controllo e le coppie motrici. Lo stato che si attiva è “*Understeering\_lower\_external\_wheel*” (*MRF\_State*=1), finalizzato alla ottimizzazione del comportamento direzionale.



***Fig. 3.24 – Stato di controllo***



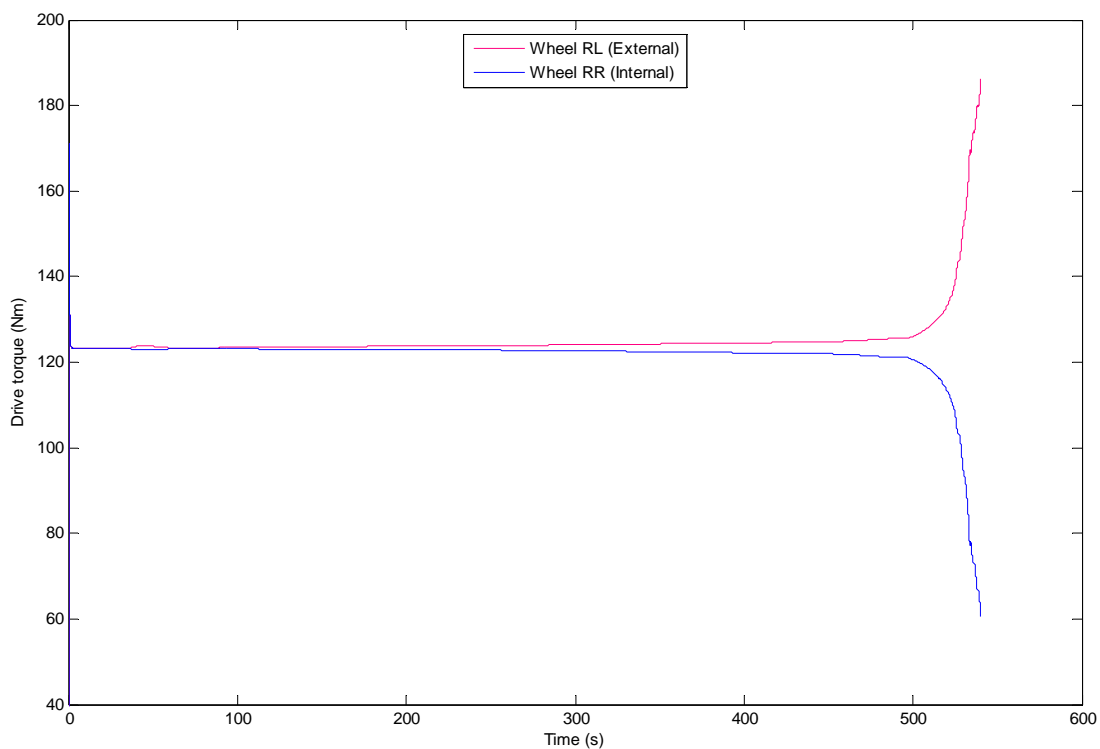


Fig. 3.25 – Coppie motrici con MRF LSD

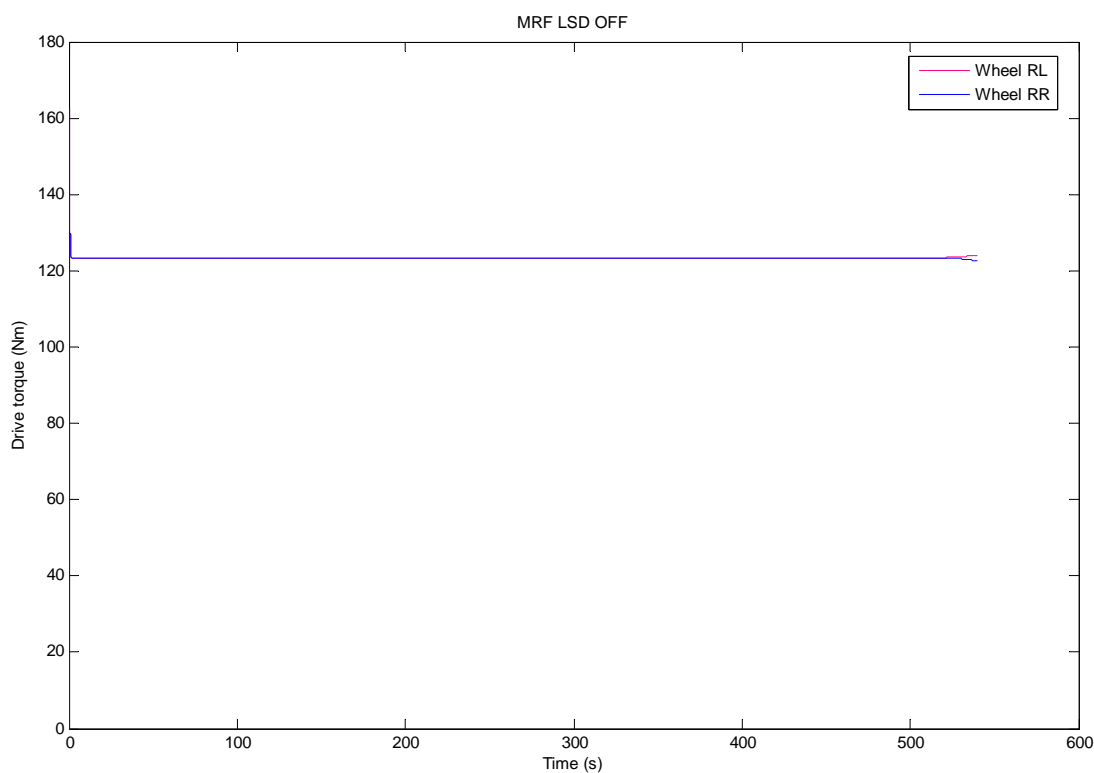
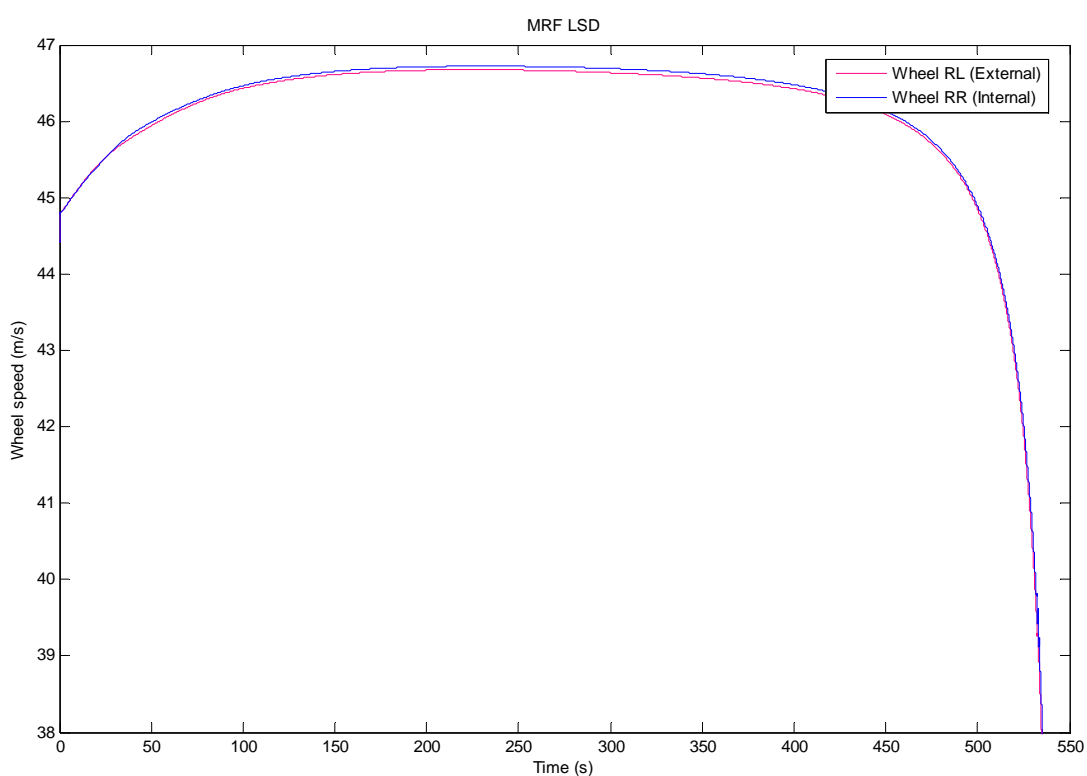


Fig. 3.26 – Coppie motrici con MRF LSD disattivato

Nel seguito si riportano gli andamenti di:

- velocità ruote motrici
- angolo volante
- accelerazione laterale
- angolo d'assetto
- corrente di alimentazione degli avvolgimenti
- coppia di bloccaggio dell'MRF LSD



**Fig. 3.27 – Velocità periferica delle ruote motrici**

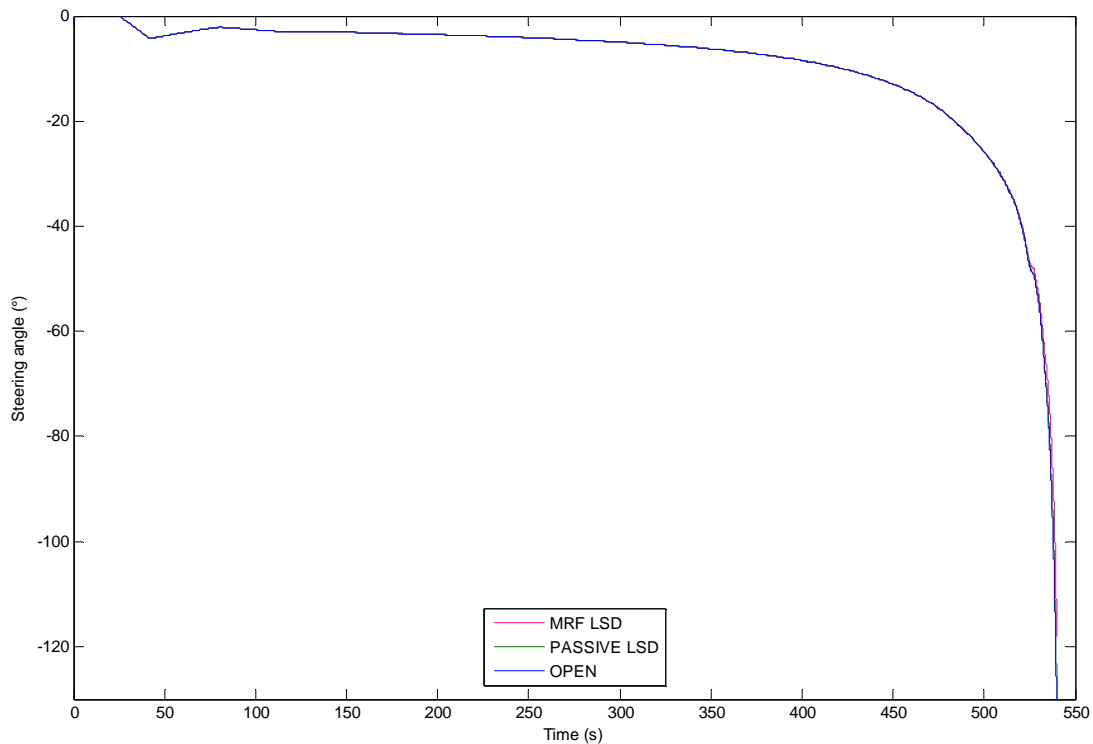


Fig. 3.28 – Angolo volante

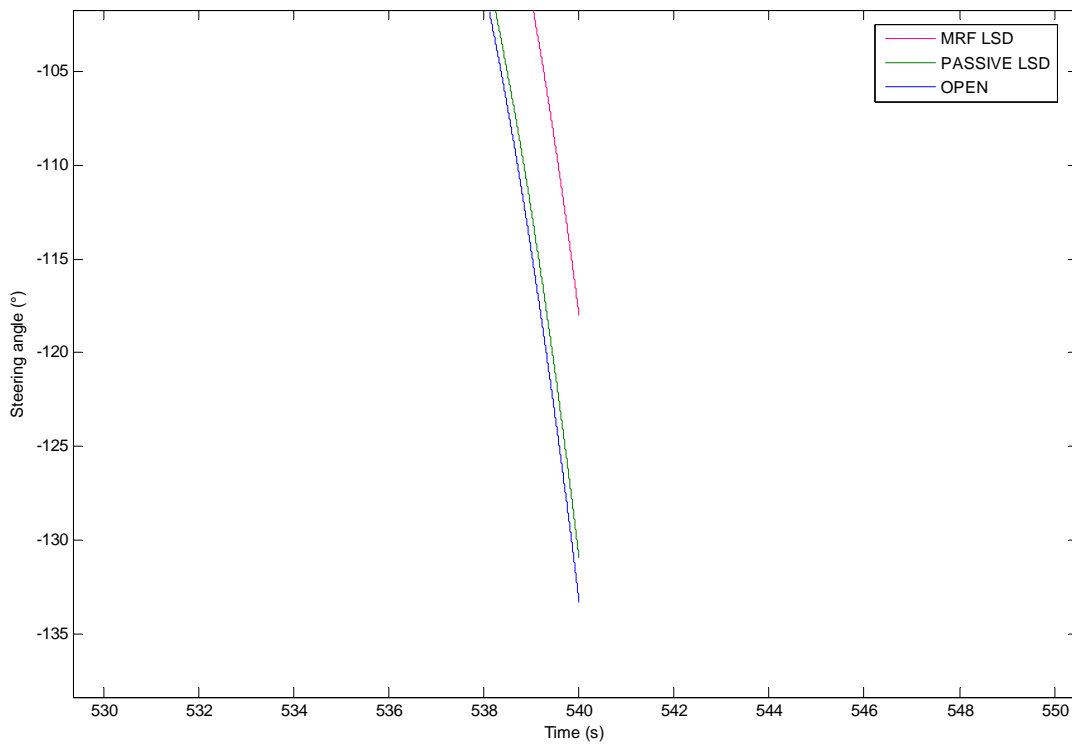


Fig. 3.29 – Angolo volante (zoom)

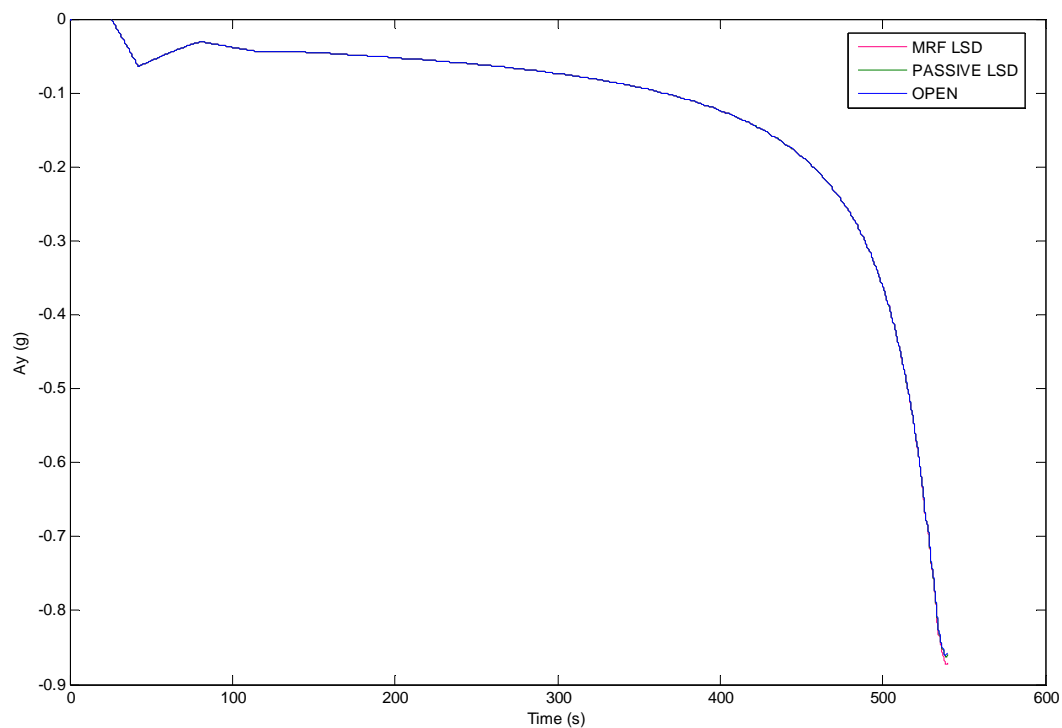


Fig. 3.30 – Accelerazione laterale

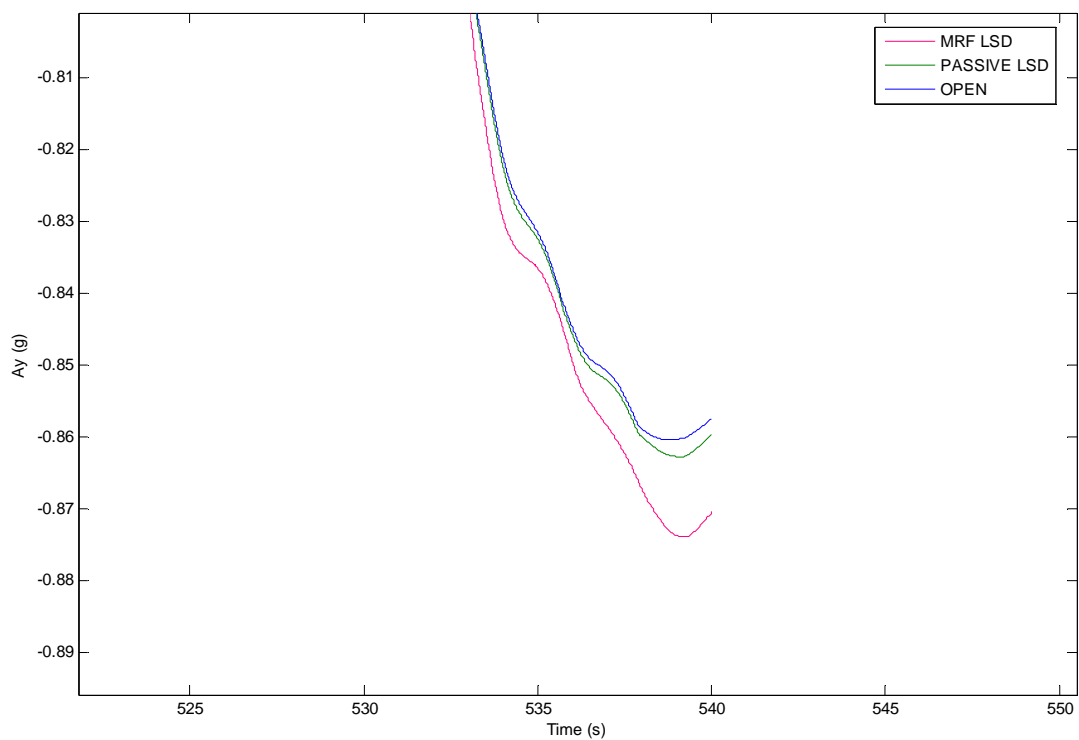


Fig. 3.31 – Accelerazione laterale (zoom)

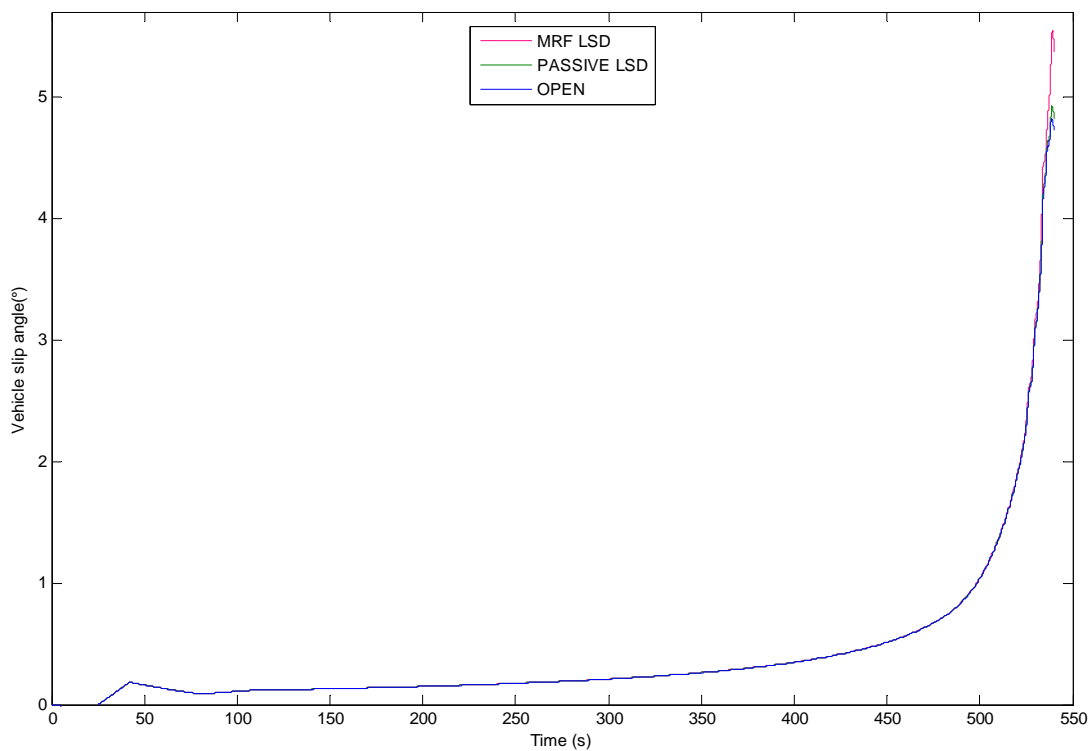


Fig. 3.32 – Angolo d'assetto del veicolo

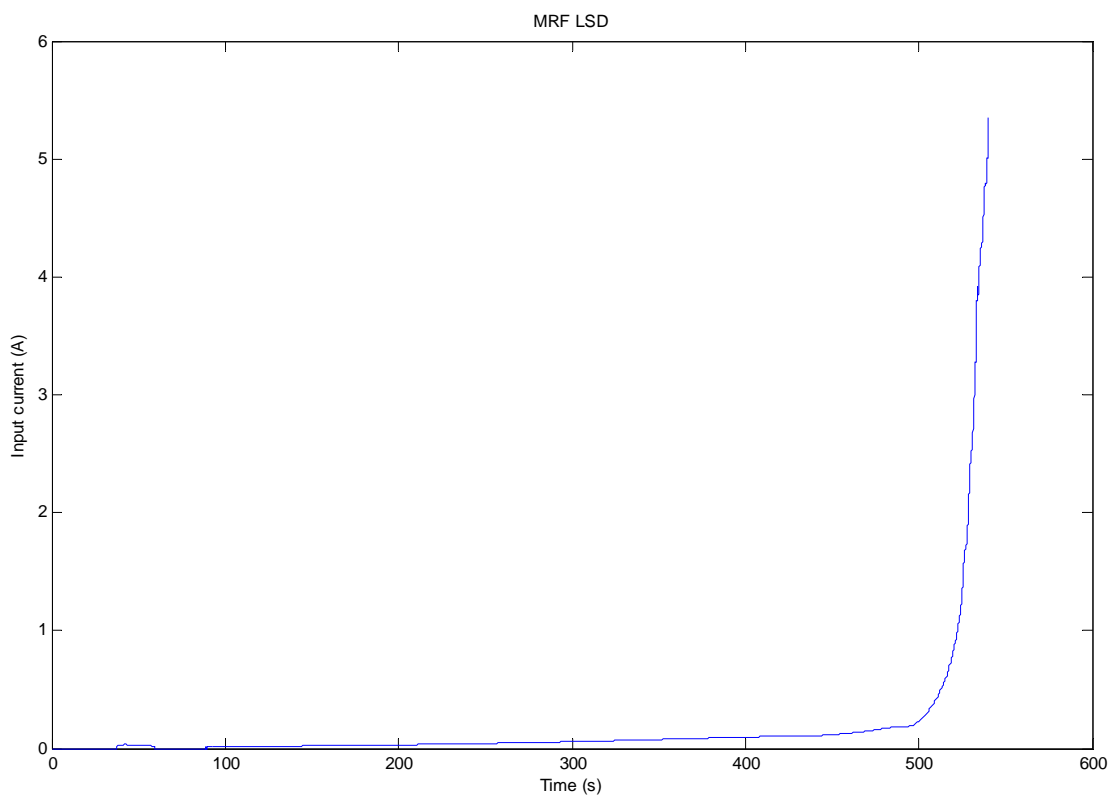
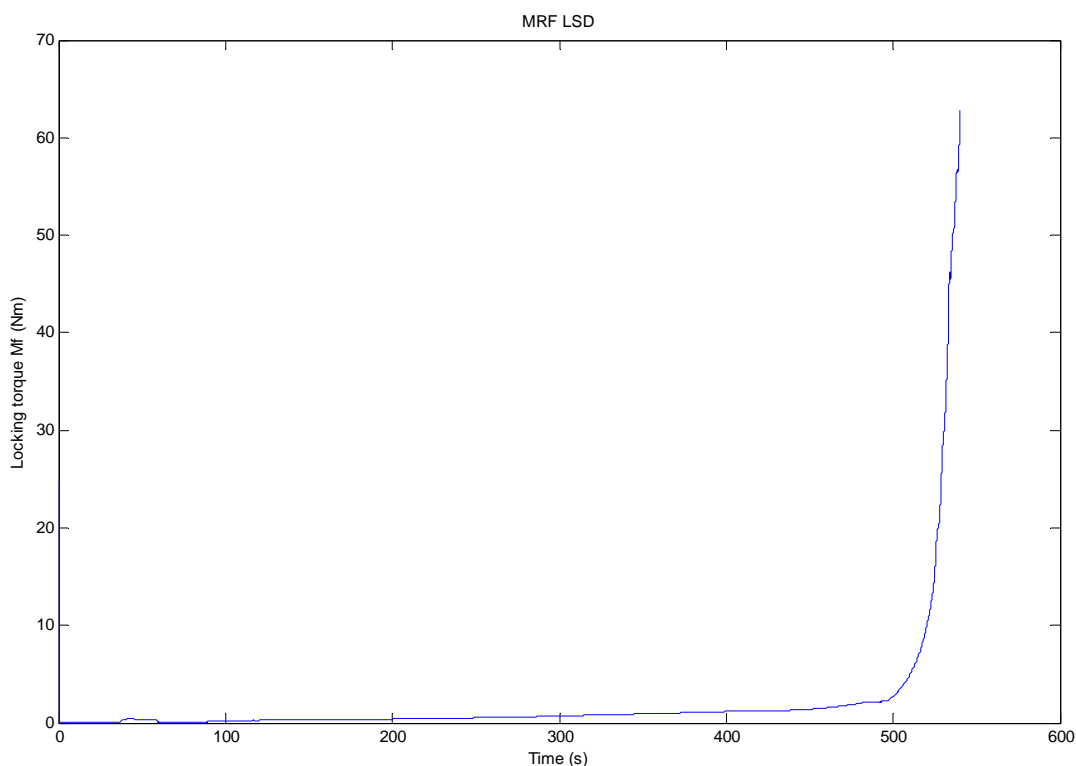


Fig. 3.33 – Corrente di alimentazione degli avvolgimenti



**Fig. 3.34 – Coppia di bloccaggio dell’MRF LSD**

Dalle curve si evince che il veicolo con differenziale MRF LSD richiede al guidatore un minor angolo volante ed è caratterizzato da una maggiore tenuta laterale. Ciò si riscontra dall’esame delle figure 3.31 e 3.32 relative all’angolo d’assetto del veicolo ed alla accelerazione laterale. L’incremento di tenuta laterale è attribuibile al minor angolo volante e, quindi, a minori angoli di deriva all’avantreno in corrispondenza dei quali si avrebbero maggiori valori di forza laterale (tratto discendente della caratteristica d’interazione laterale).

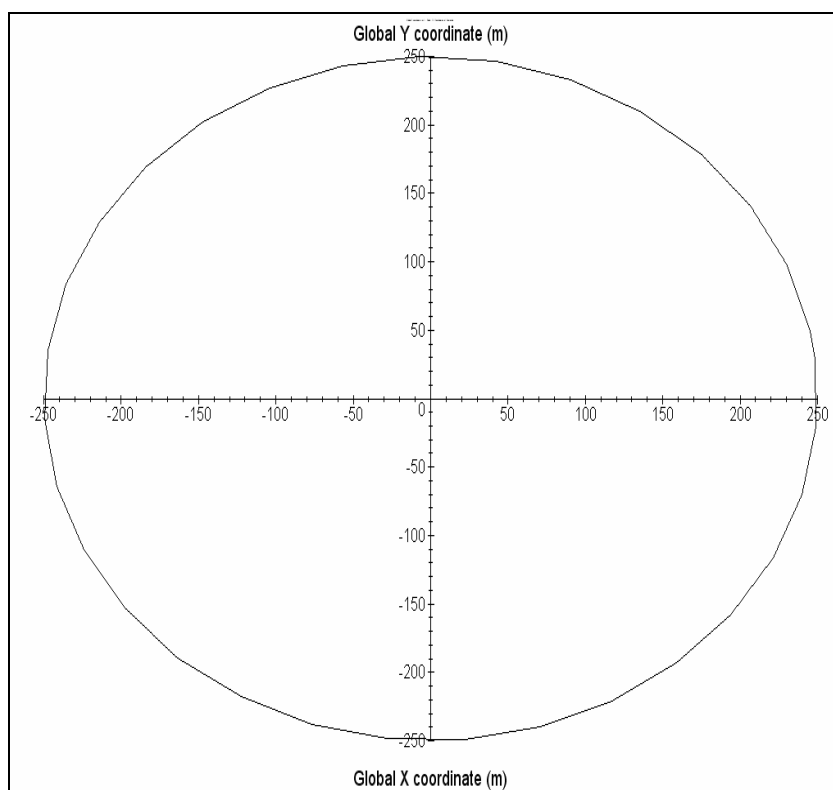
La prestazione ottenuta ha richiesto una corrente di alimentazione che non ha raggiunto i 6 A, valore pienamente accettabile in considerazione delle capacità dei moderni accumulatori disponibili a bordo veicolo.

Inoltre, si ritiene opportuno sottolineare che la risposta di un differenziale autobloccante passivo difficilmente risulterà confrontabile, in termini di prestazioni, con quella di un dispositivo di tipo semiattivo. Quest’ultimo, infatti, grazie ad un controllore che lo gestisce, tende ad adeguarsi al meglio alle diverse condizioni operative che vengono riconosciute mediante la sensoristica considerata e le successive elaborazioni della

logica di controllo. Un dispositivo passivo, viceversa, avrà delle caratteristiche costanti ed è, quindi, intrinsecamente impossibilitato ad essere adattativo. Ci si riserva, quindi, la possibilità di poter effettuare in futuro un confronto con un'altra tipologia di differenziale semiattivo.

### 3.4.2 “Steering pad”

La manovra di *steering pad* è una manovra in regime stazionario, caratterizzata da una traiettoria circolare di raggio pari a 250 m percorsa a velocità lentamente crescente in condizioni di alta aderenza ( $\mu=0.9$ ).



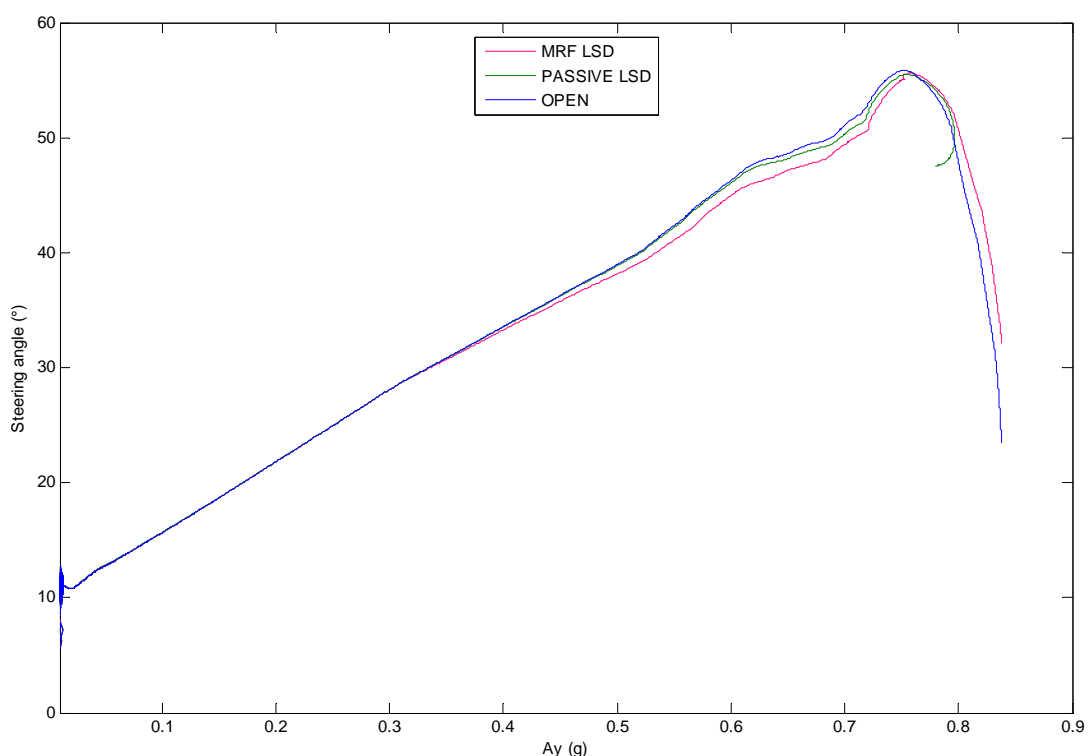
**Fig. 3.35 – Manovra di “steering pad”**

Nel seguito si riportano i risultati ottenuti. Occorre evidenziare che in tale manovra il veicolo ha manifestato una tendenza sottosterzante, per bassi valori di accelerazione laterale, che si è mutata poi in sovrasterzante in prossimità del limite di tenuta laterale.

Tale comportamento non è inatteso tenuto conto che il veicolo in esame è a trazione posteriore.

Tale manovra ha consentito di testare la capacità della logica di riconoscere una inversione nel comportamento direzionale del veicolo e di disattivarsi qualora lo stesso fosse di tipo sovrasterzante. Infatti, come già detto in precedenza, in condizioni di sovrasterzo ed in presenza di una velocità della ruota esterna minore di quella della ruota interna, il dispositivo non apporterebbe benefici.

Analogamente alla manovra precedente, lo stato che si attiva è “*Understeering\_lower\_external\_wheel*”. Il veicolo dotato di MRF LSD ha manifestato un minor comportamento sottosterzante nel primo tratto della caratteristica. L’angolo volante richiesto al guidatore risulta minore rispetto ai valori conseguiti in presenza di differenziale OPEN e di un autobloccante passivo. Come si evince inoltre dalla fig. 3.37, la logica si è mostrata in grado di riconoscere un comportamento sovrasterzante determinando, pertanto, la disattivazione del dispositivo ( $MRF\_State=0$ ).



**Fig. 3.36 – Caratteristiche di sottosterzo**



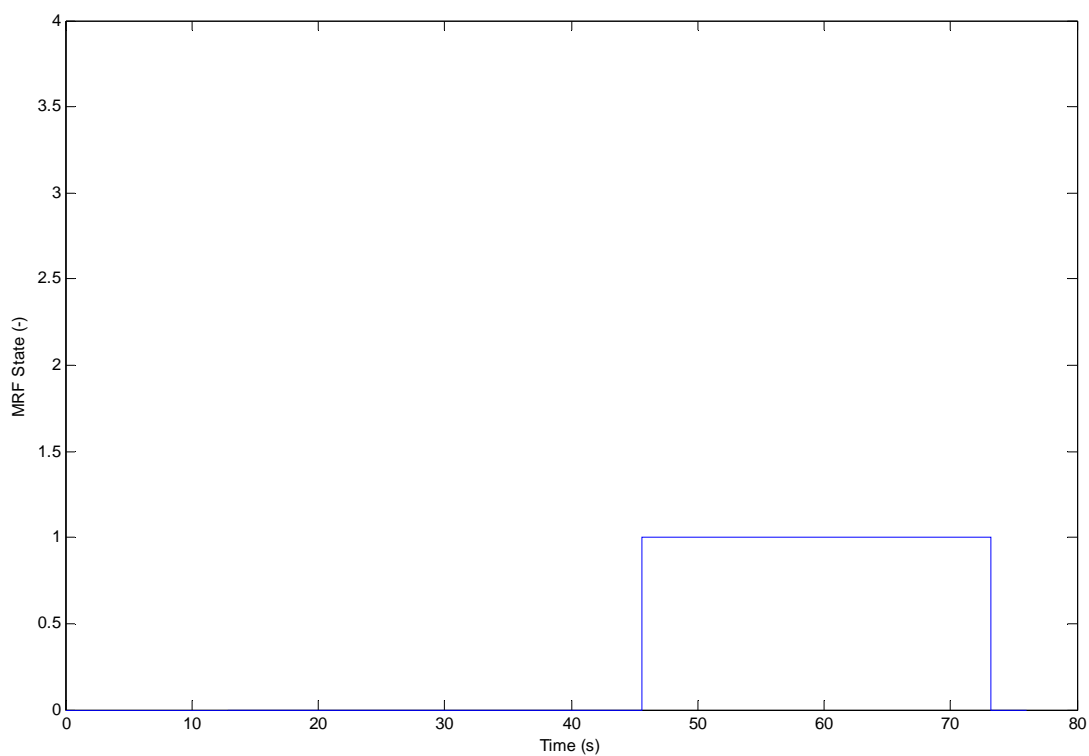


Fig. 3.37 – Stato di controllo

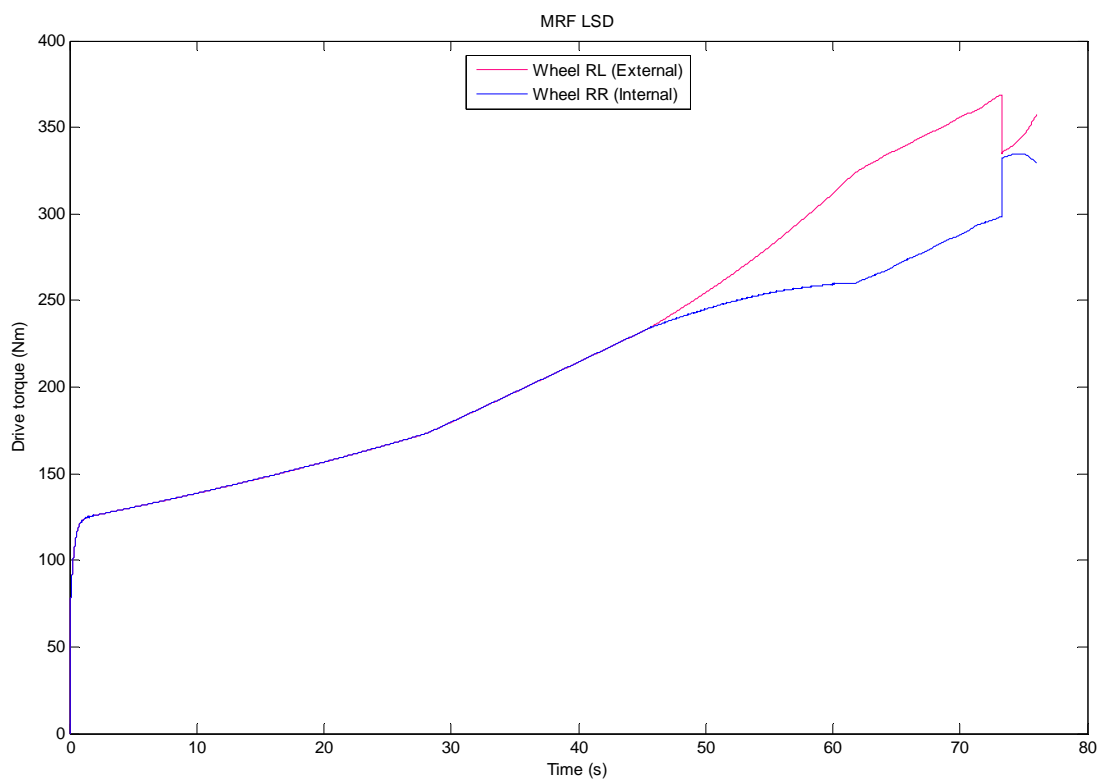


Fig. 3.38 – Coppie motrici con MRF LSD

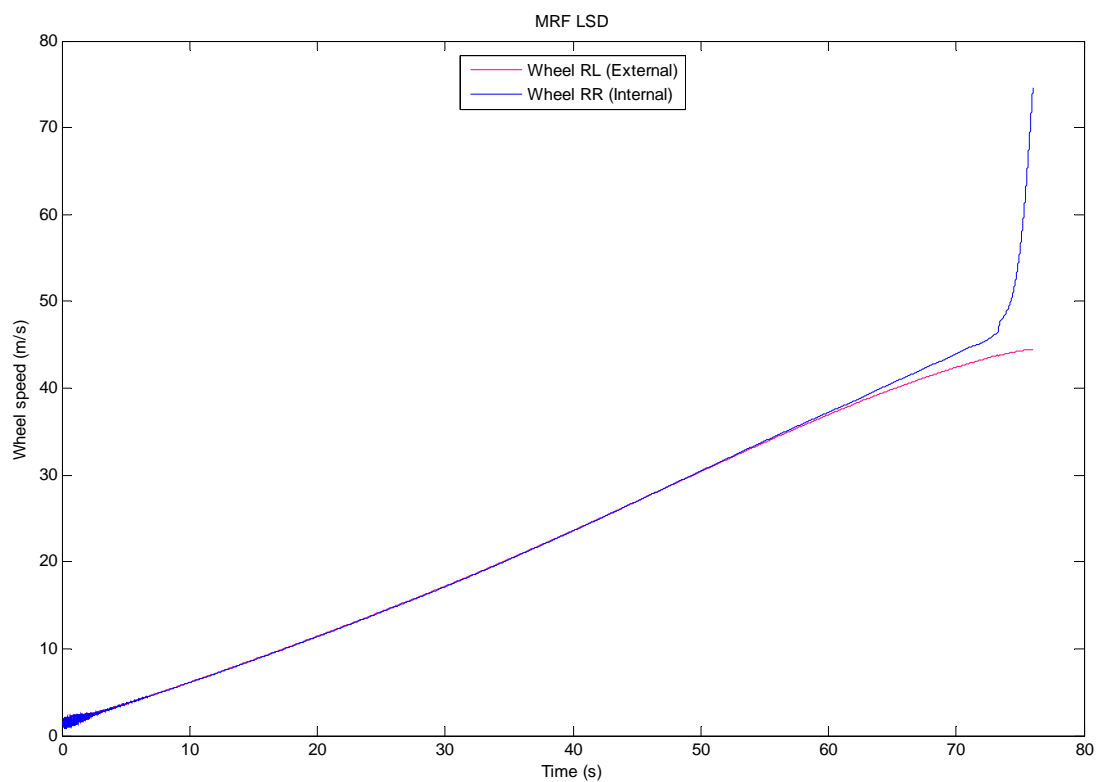


Fig. 3.39 – Velocità periferica delle ruote motrici

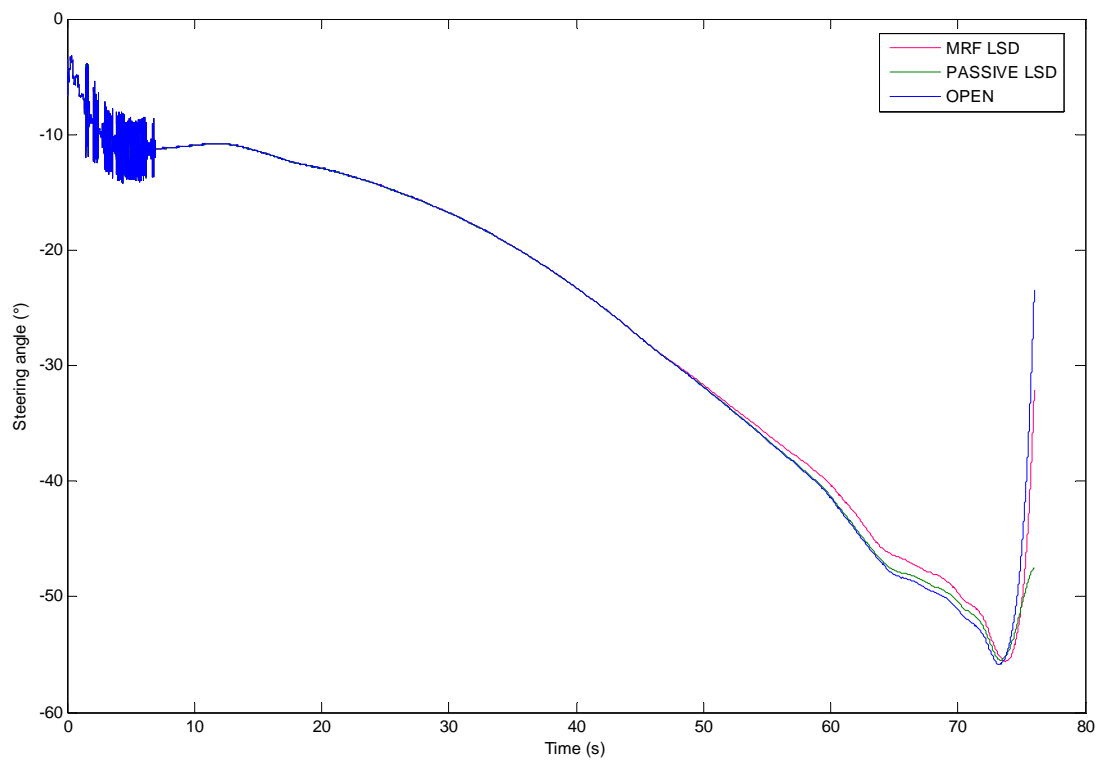


Fig. 3.40 – Angolo volante

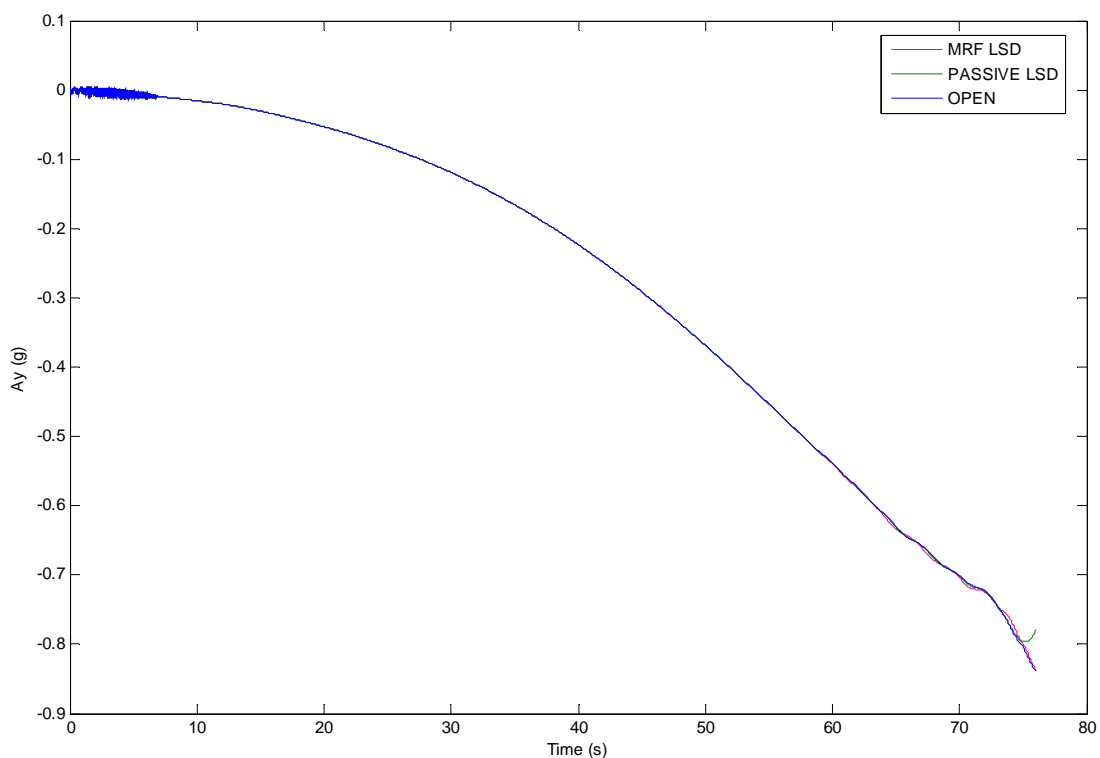


Fig. 3.41 – Accelerazione laterale

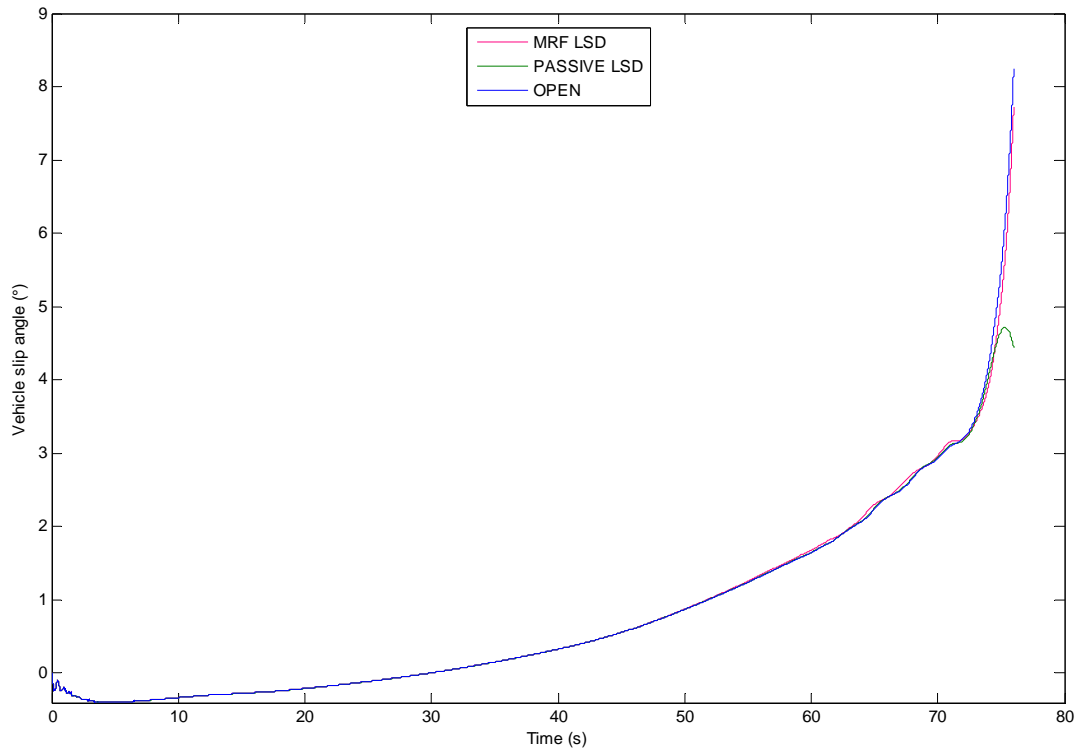
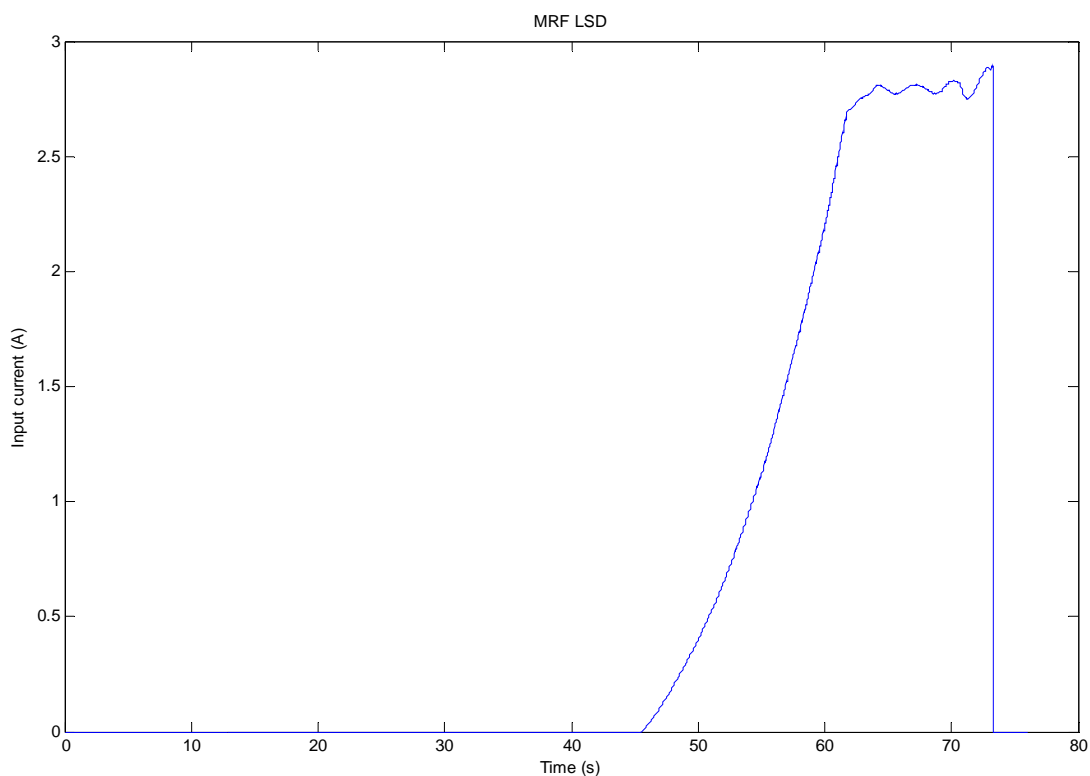
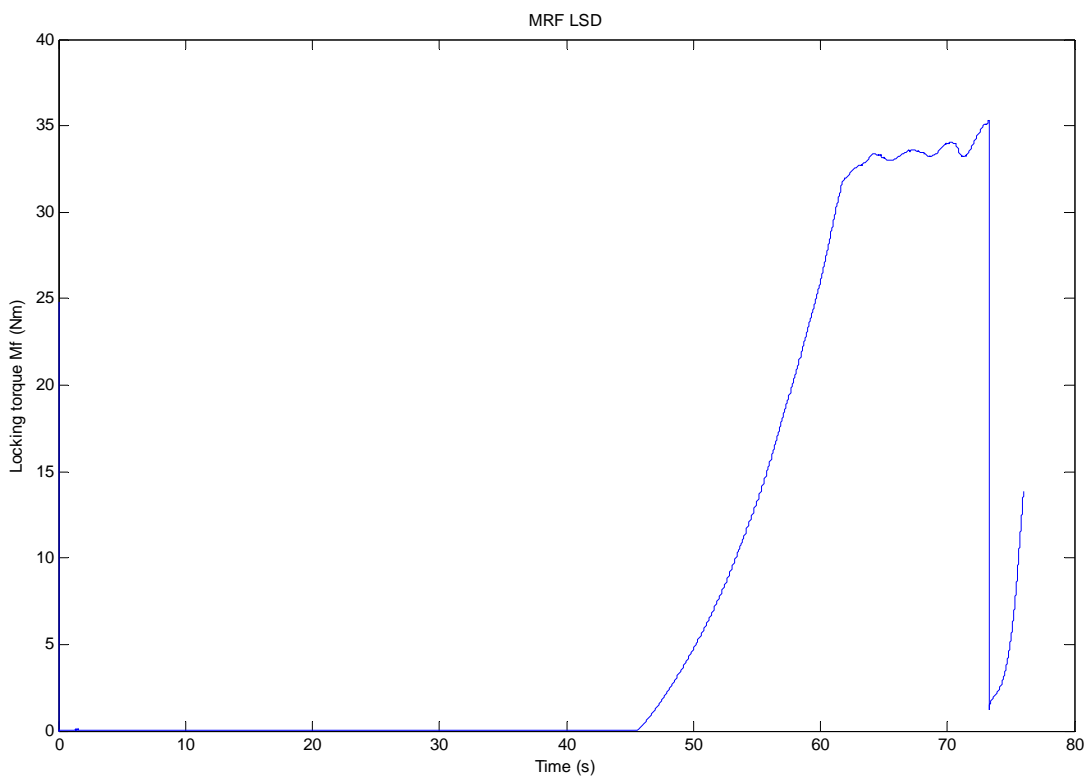


Fig. 3.42 – Angolo d'assetto del veicolo



**Fig. 3.43 – Corrente di alimentazione degli avvolgimenti**



**Fig. 3.44 – Coppia di bloccaggio dell'MRF LSD**

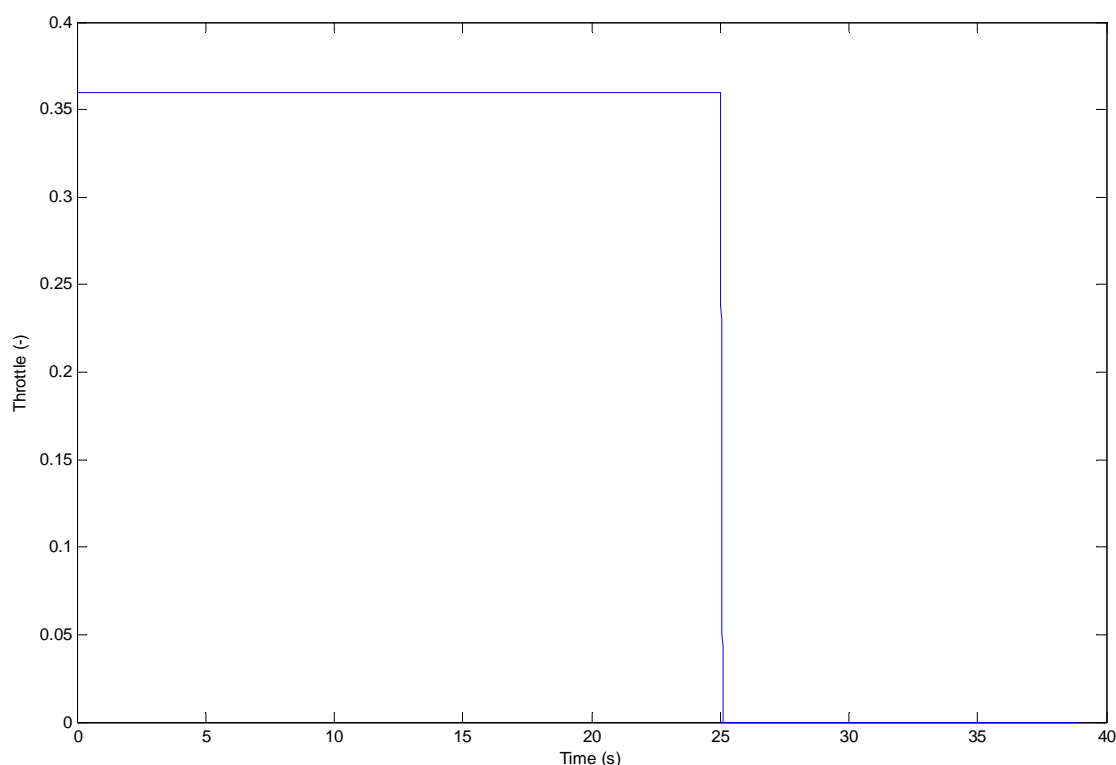
### **3.4.3 Rilascio in curva**

La manovra in oggetto è del tipo “instazionario” e consiste nel rilascio del pedale acceleratore (ovvero chiusura della valvola parzializzatrice) durante la percorrenza di una curva. Come già illustrato in precedenza, l’effetto del differenziale semiattivo consiste nel ridurre l’entità del moto d’imbardata del veicolo mediante la generazione di un momento imbardante stabilizzante.

La logica di controllo, riconosciuta la condizione dinamica, determina l’attivazione dello stato di controllo “*Curve\_cutoff*” (*MRF\_State=2*).

I vantaggi del dispositivo MRF LSD riscontrati in questa manovra consistono in un moto d’imbardata del veicolo caratterizzato da una minor velocità (fig. 3.50) e in una richiesta volante più contenuta (fig. 3.51). Il veicolo si scompone di meno ed il guidatore è chiamato ad agire sul volante in misura più contenuta.

Si riportano nel seguito i risultati ottenuti in fase di simulazione.



**Fig. 3.45 – Apertura valvola a farfalla**

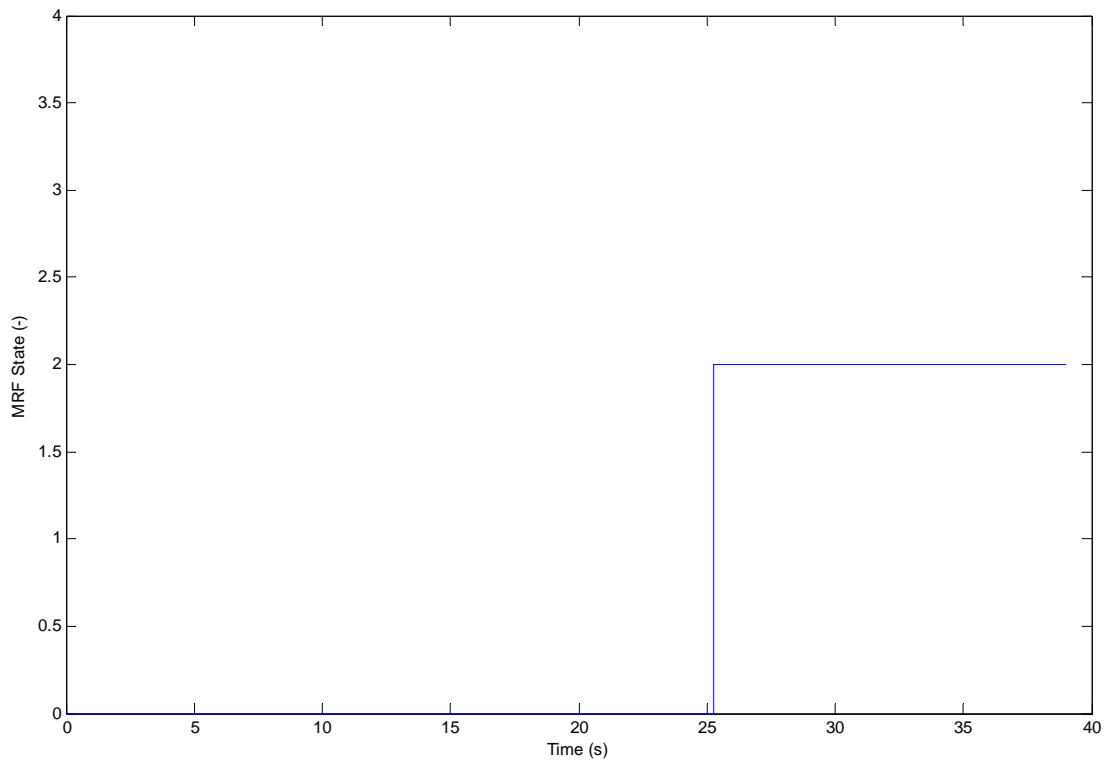


Fig. 3.46 – Stato di controllo

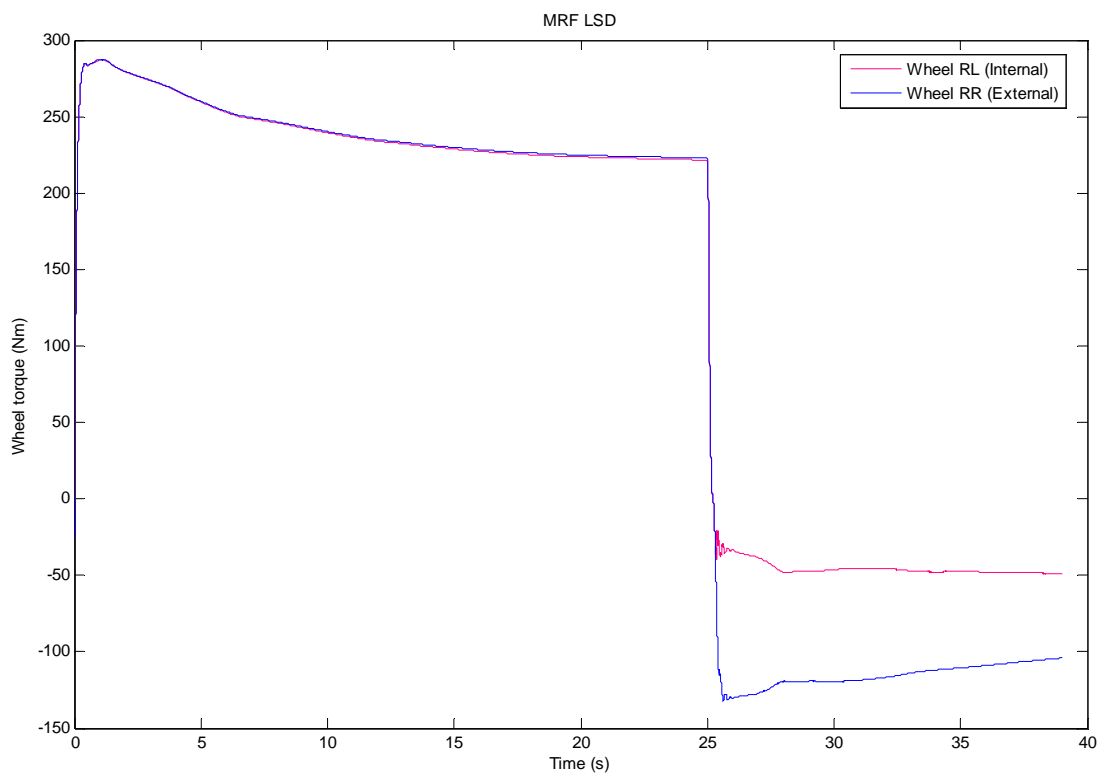


Fig. 3.47 – Coppie alle ruote con MRF LSD

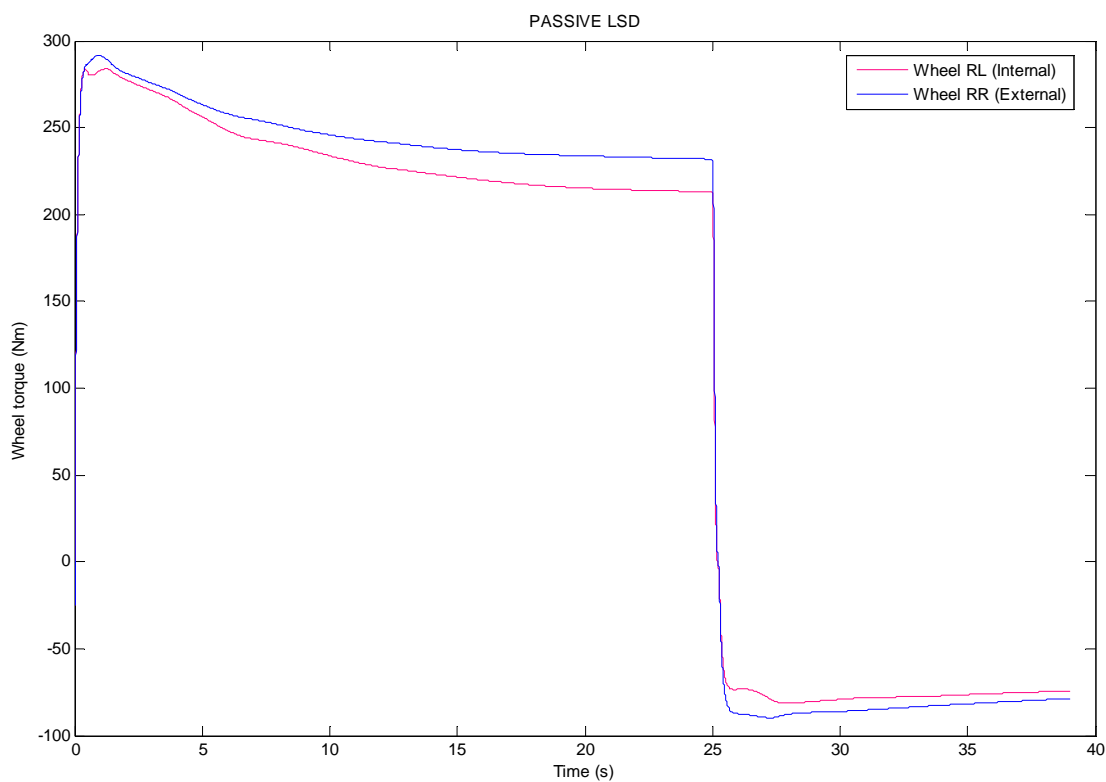


Fig. 3.48 – Coppie alle ruote con differenziale autobloccante passivo

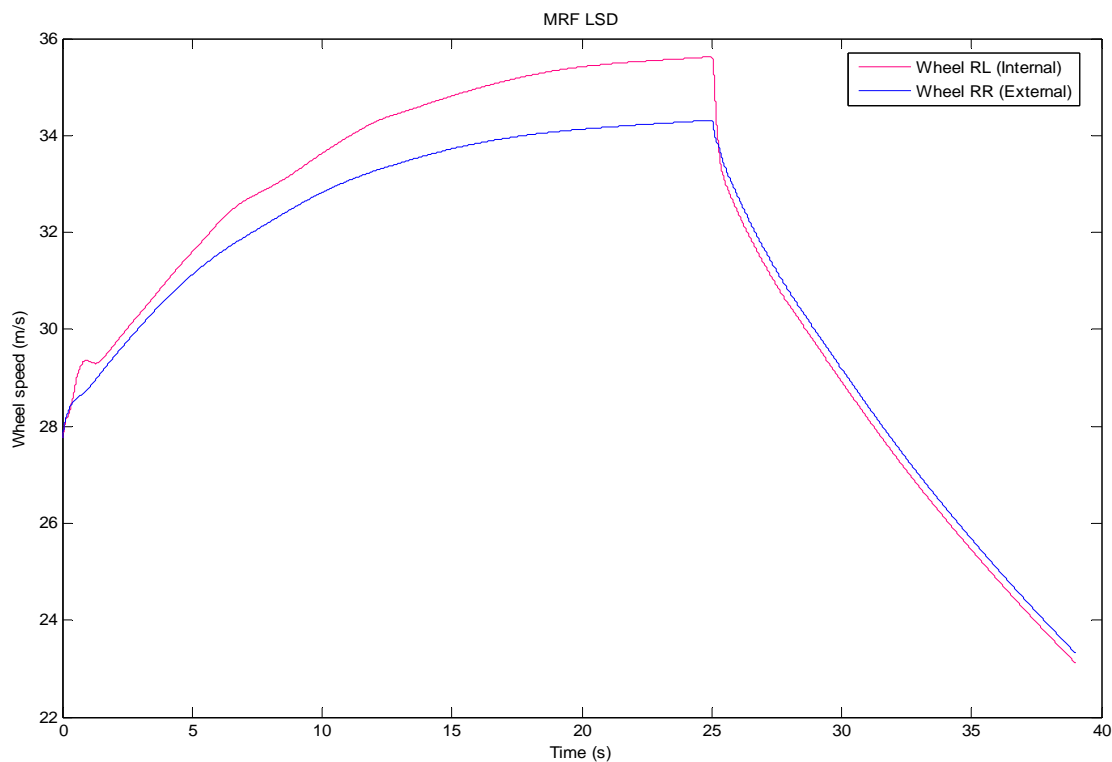


Fig. 3.49 – Velocità periferica delle ruote motrici con MRF LSD

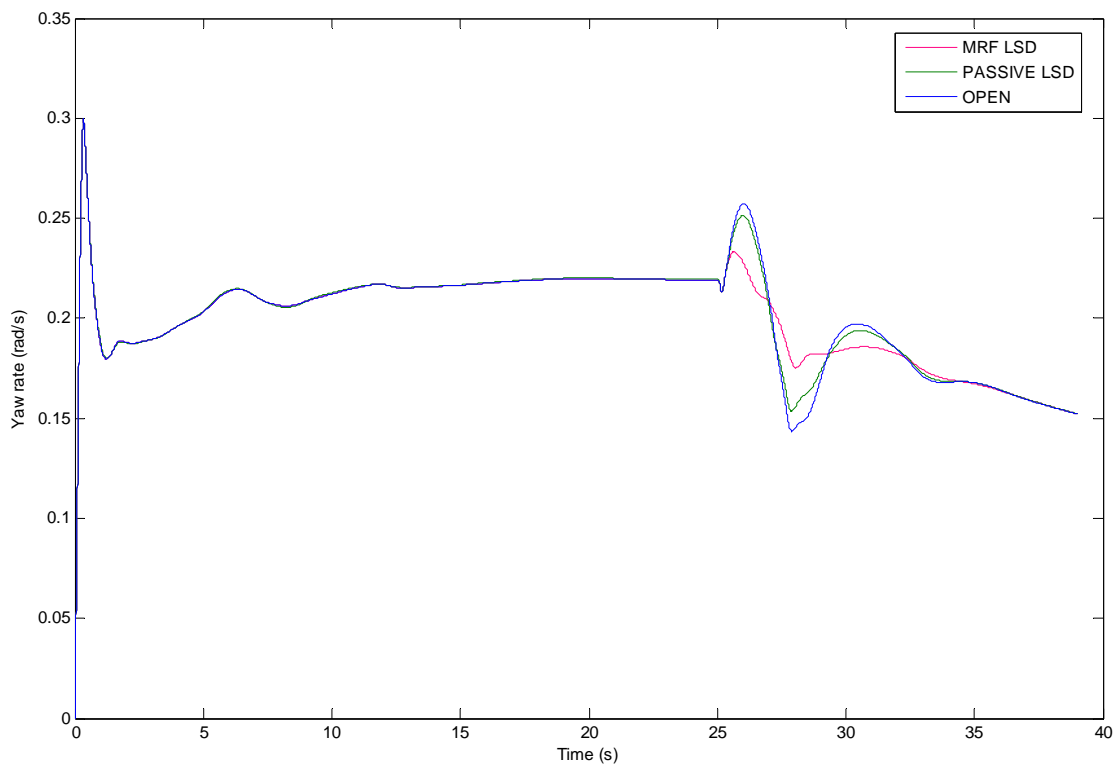


Fig. 3.50 – Velocità d'imbardata

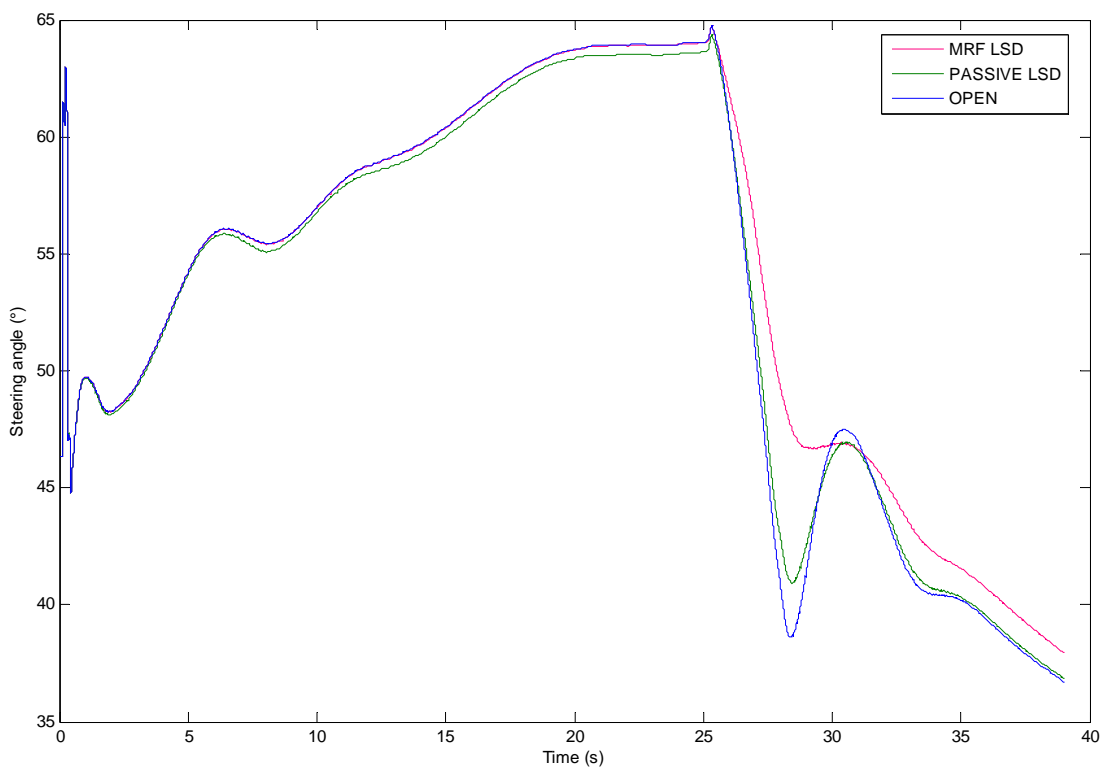


Fig. 3.51 – Angolo volante



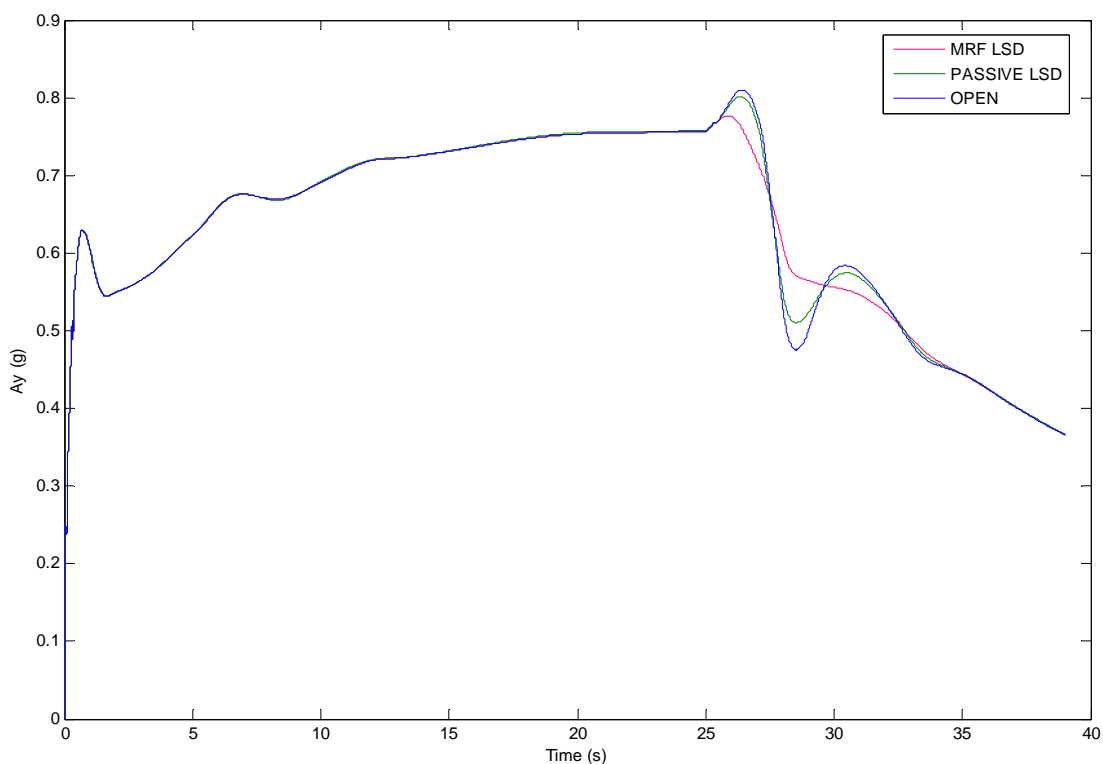


Fig. 3.52 – Accelerazione laterale

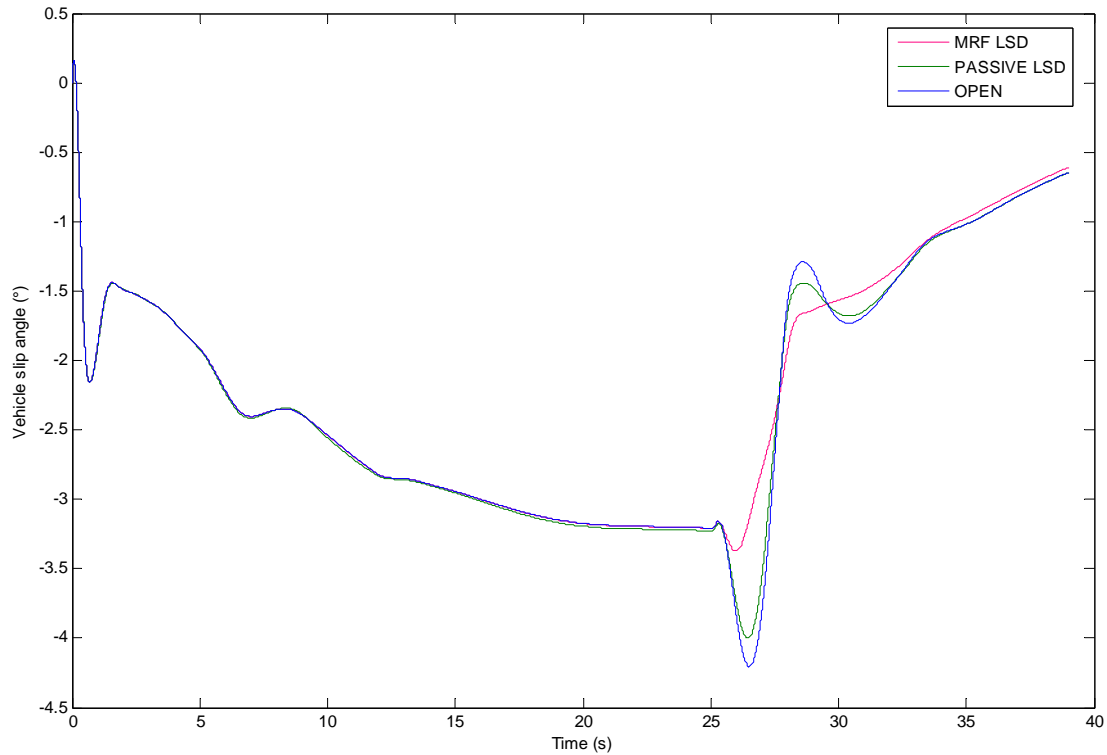
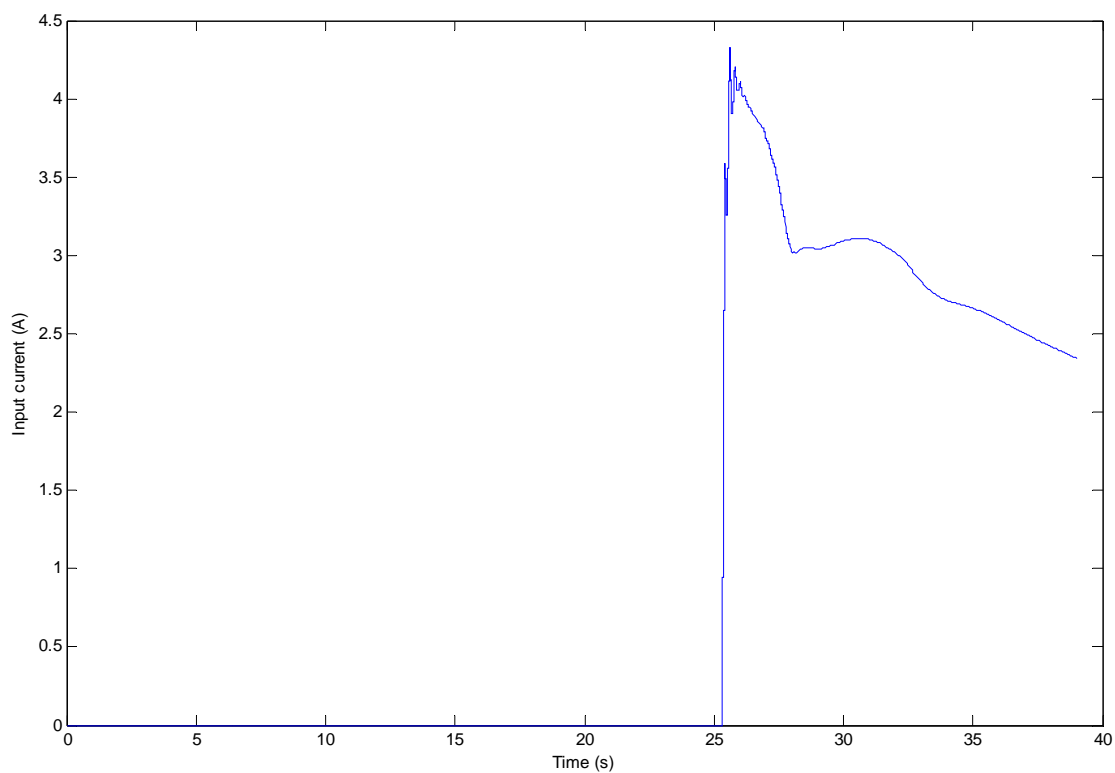
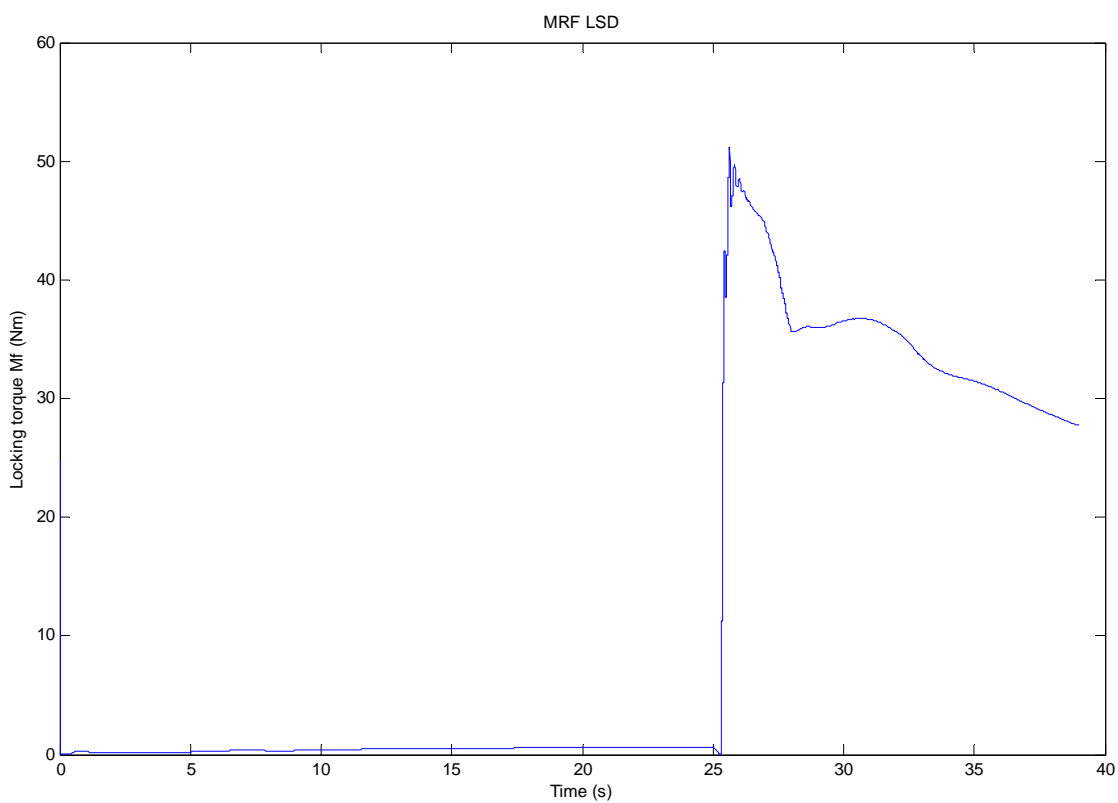


Fig. 3.53 – Angolo d'assetto del veicolo



**Fig. 3.54 – Corrente di alimentazione degli avvolgimenti**

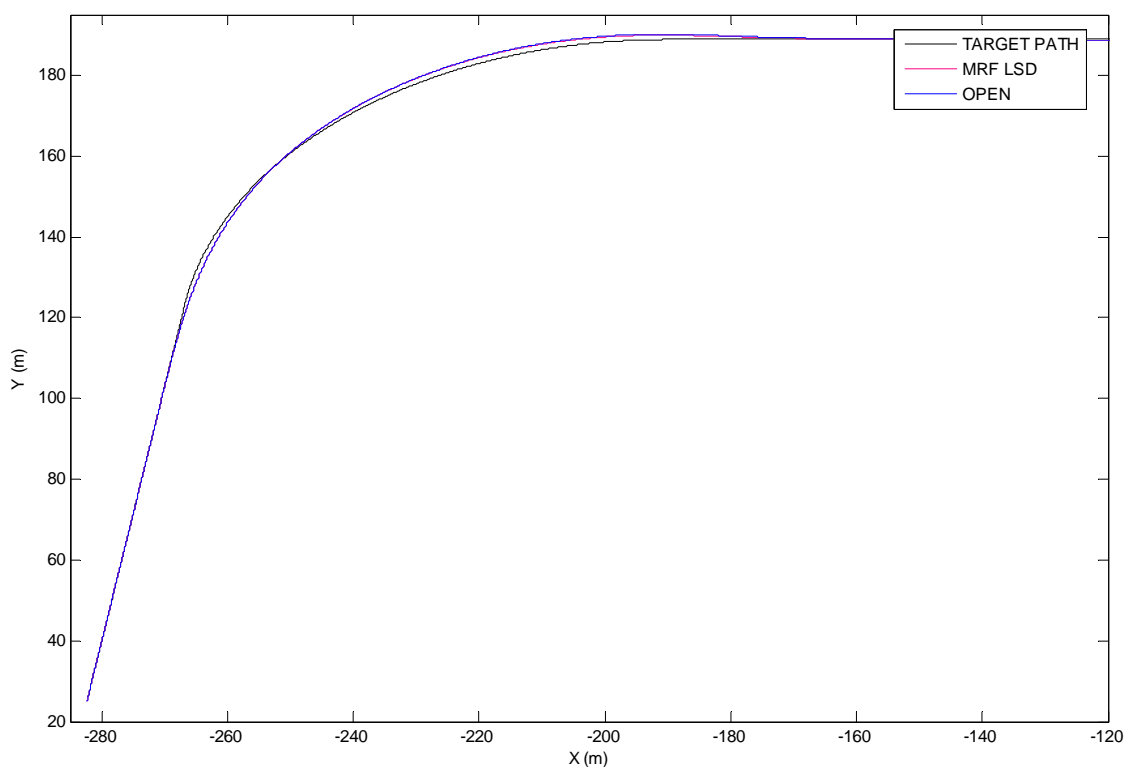


**Fig. 3.55 – Coppia di bloccaggio dell'MRF LSD**

### **3.4.4 Transitorio di inserimento in curva**

Tale manovra, condotta in regime transitorio, consiste in un inserimento in curva e mira a valutare la maneggevolezza del veicolo. La presenza dell'MRF LSD ha indotto nel veicolo una dinamica sostanzialmente sovrapponibile a quella ottenuta nel caso di differenziale OPEN e nel caso di autobloccante passivo. Si apprezza, però, un minor angolo volante richiesto al guidatore derivante dalla ripartizione asimmetrica controllata di coppia alle ruote motrici. La maggiore coppia motrice che la ruota esterna riceve, una volta divenuta più lenta di quella interna, determina nel veicolo un effetto sterzante. Lo stato di controllo attivo è *“Understeering\_lower\_external\_wheel”*.

Nel seguito si riportano i risultati.



**Fig. 3.56 – Traiettorie a confronto**

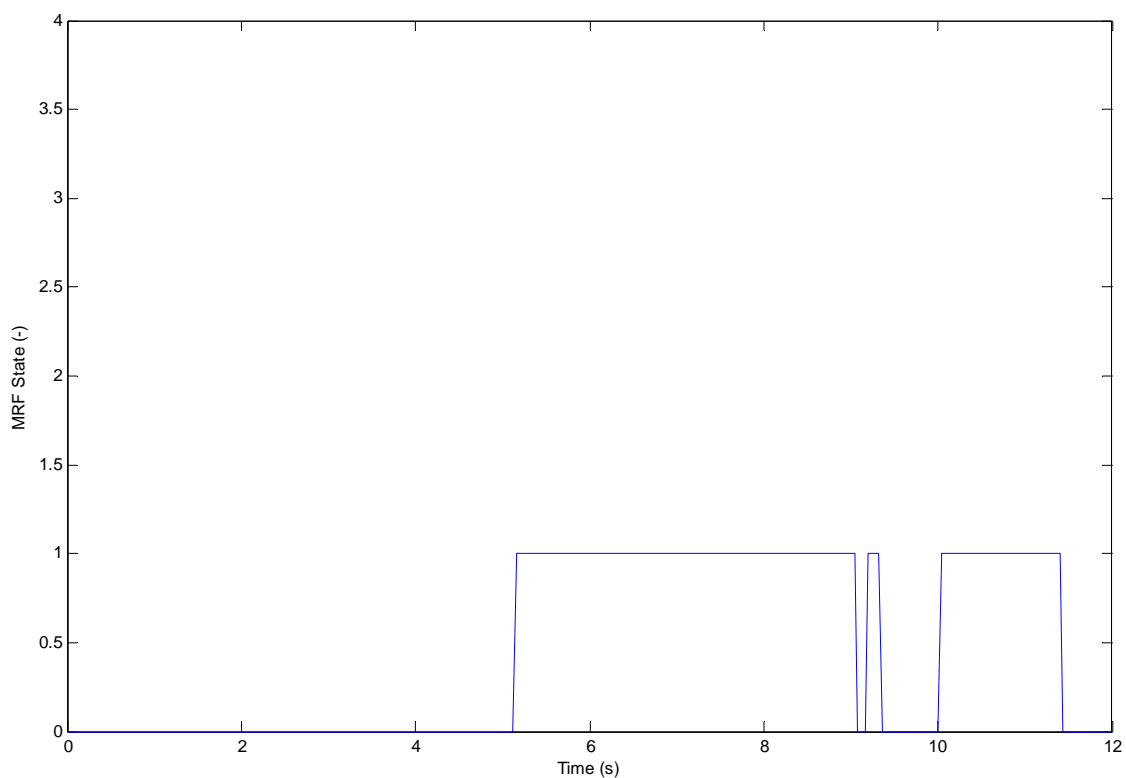


Fig. 3.57 – Stato di controllo

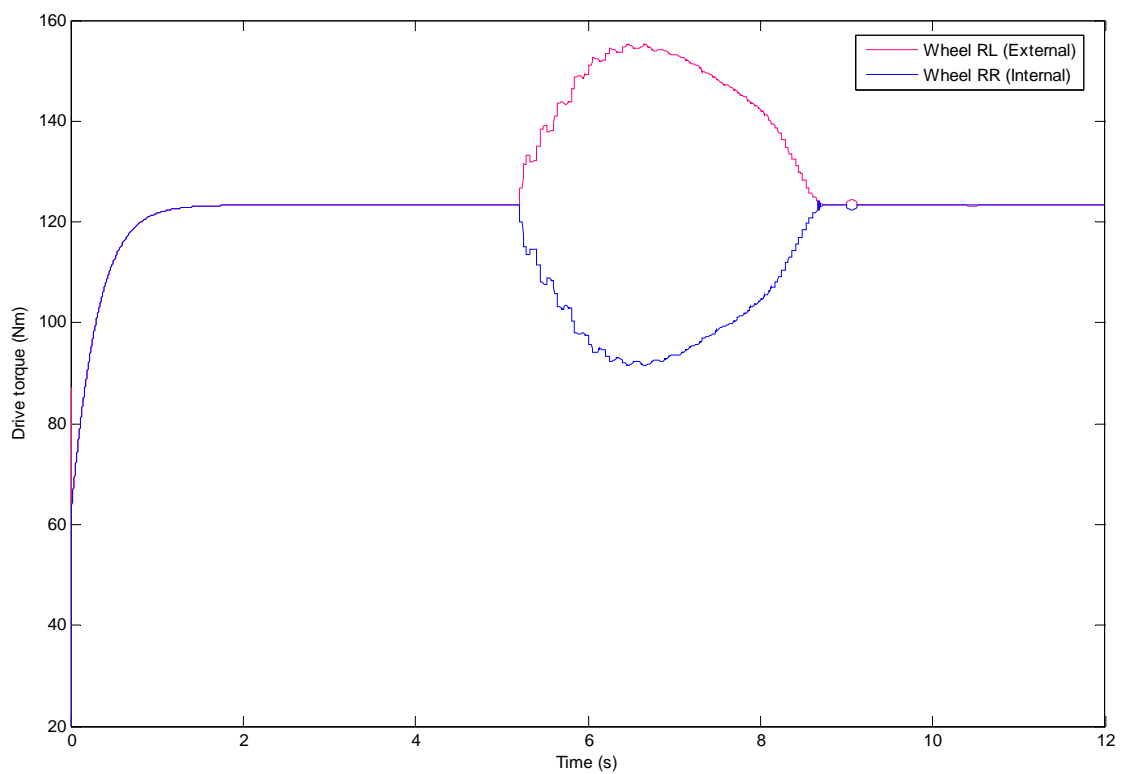


Fig. 3.58 – Coppie alle ruote

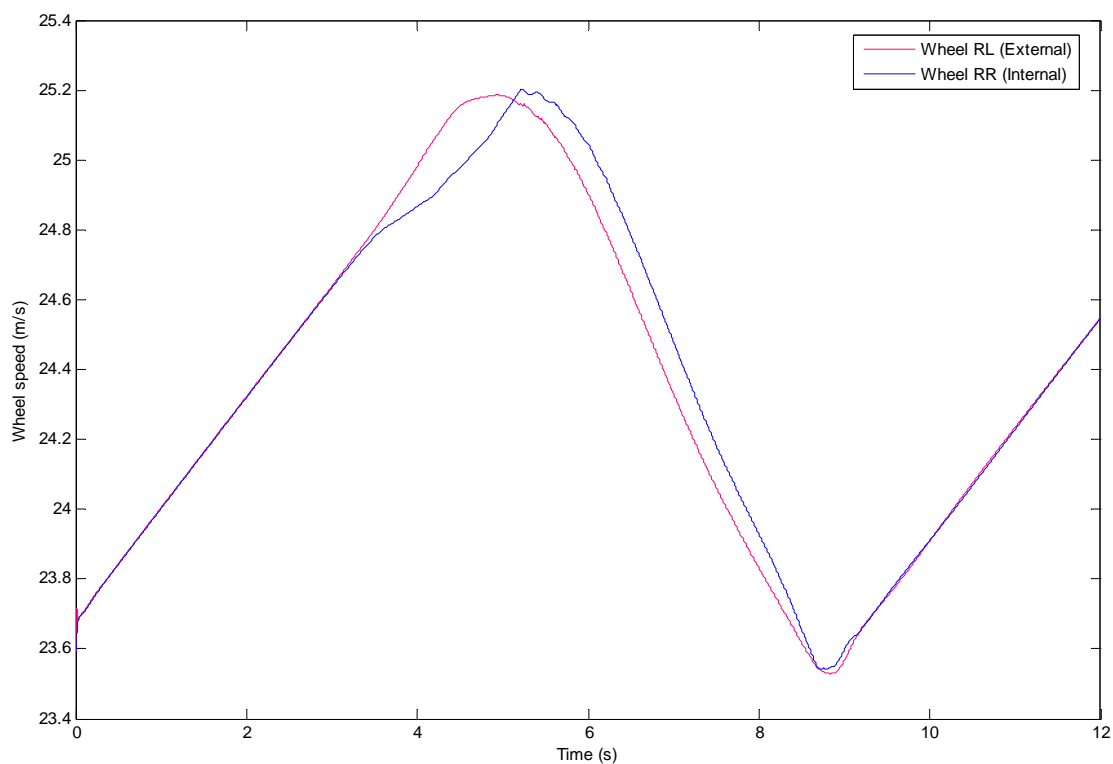


Fig. 3.59 – Velocità periferica delle ruote motrici

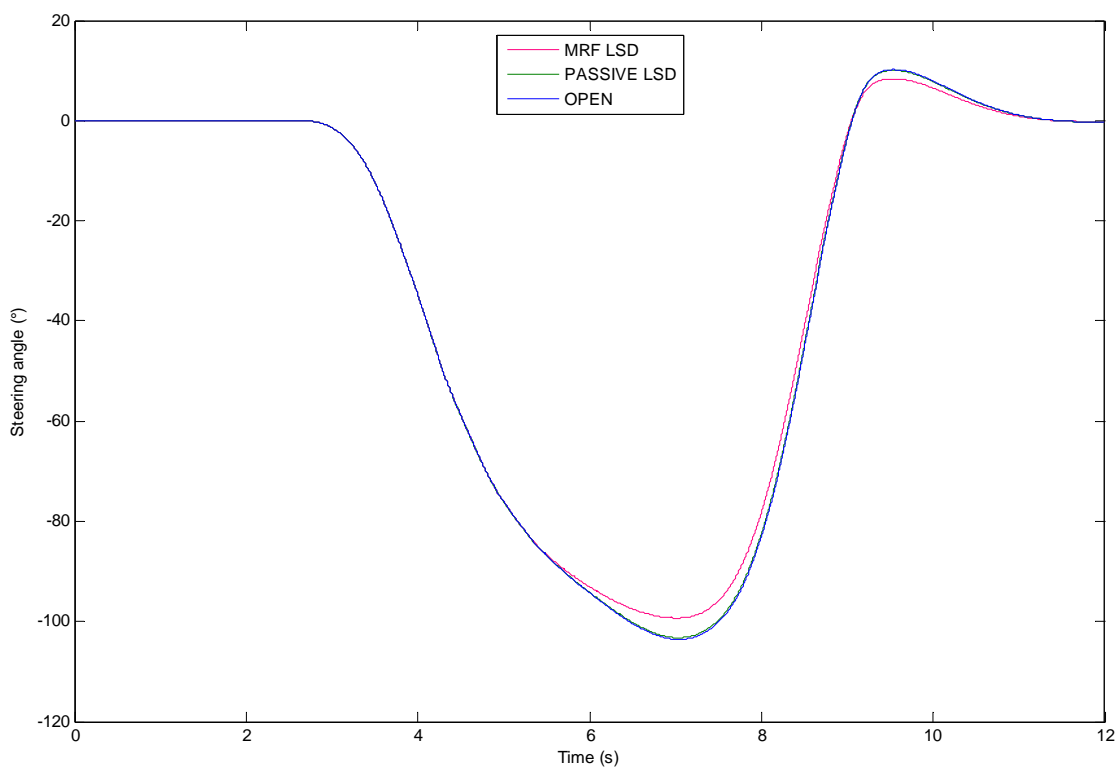


Fig. 3.60 – Angolo volante

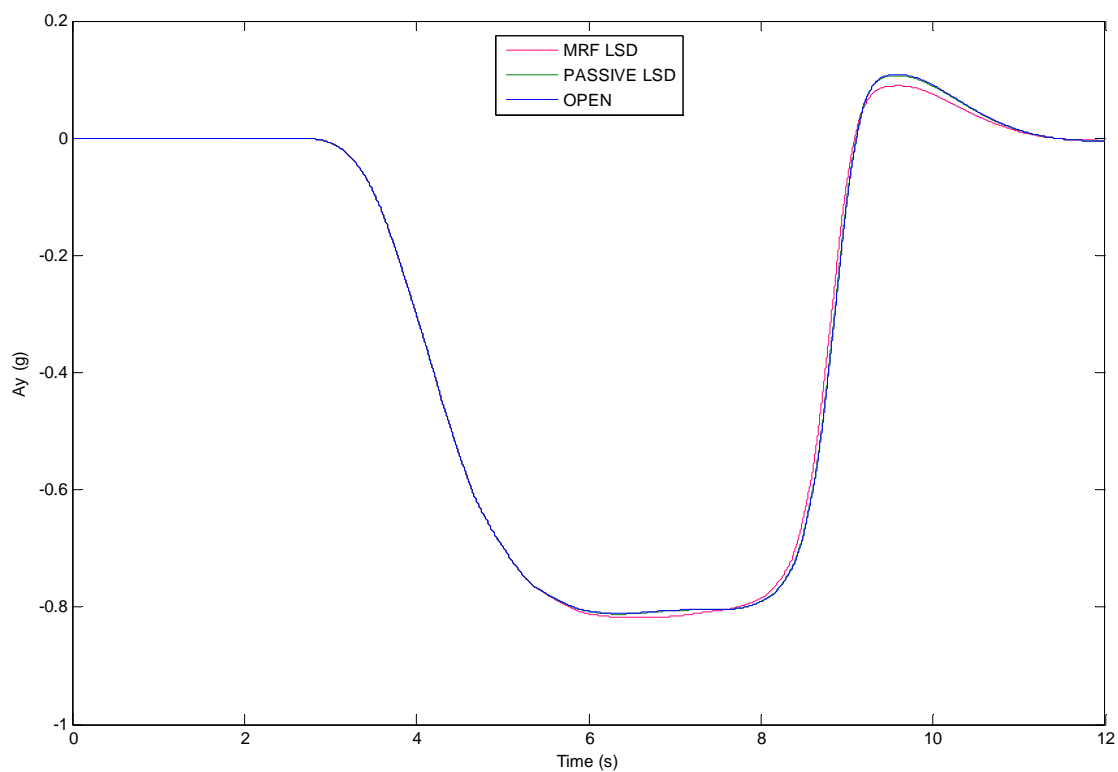


Fig. 3.61 – Accelerazione laterale

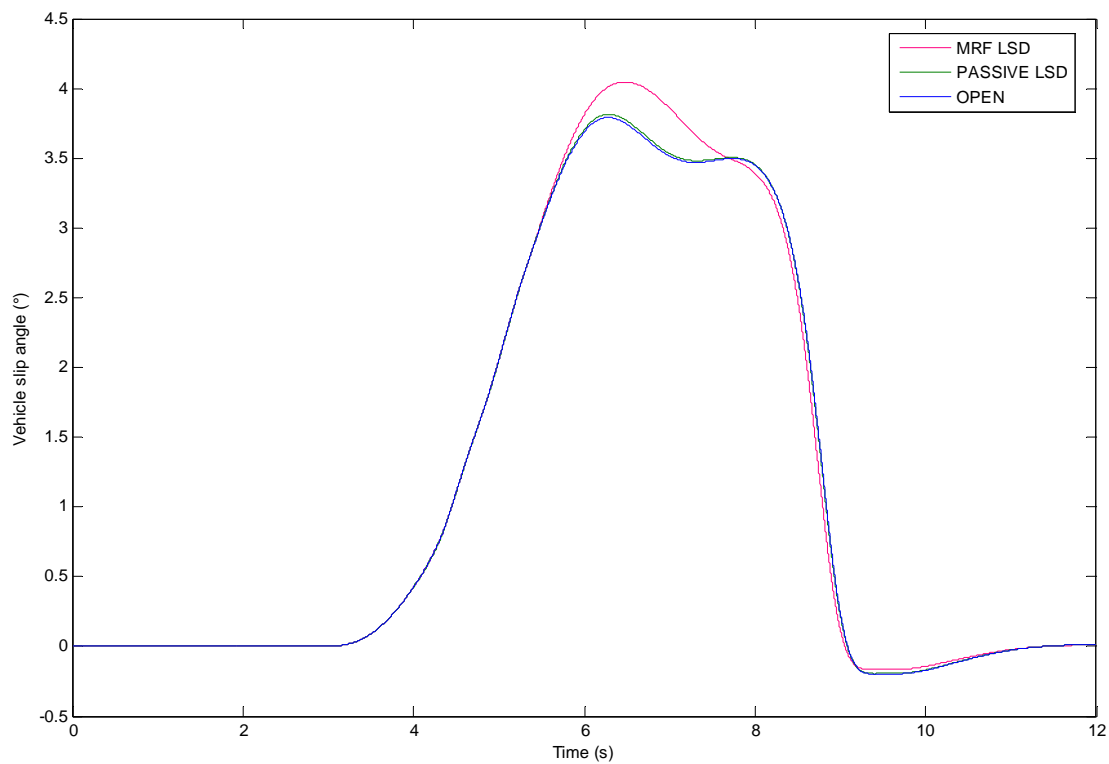
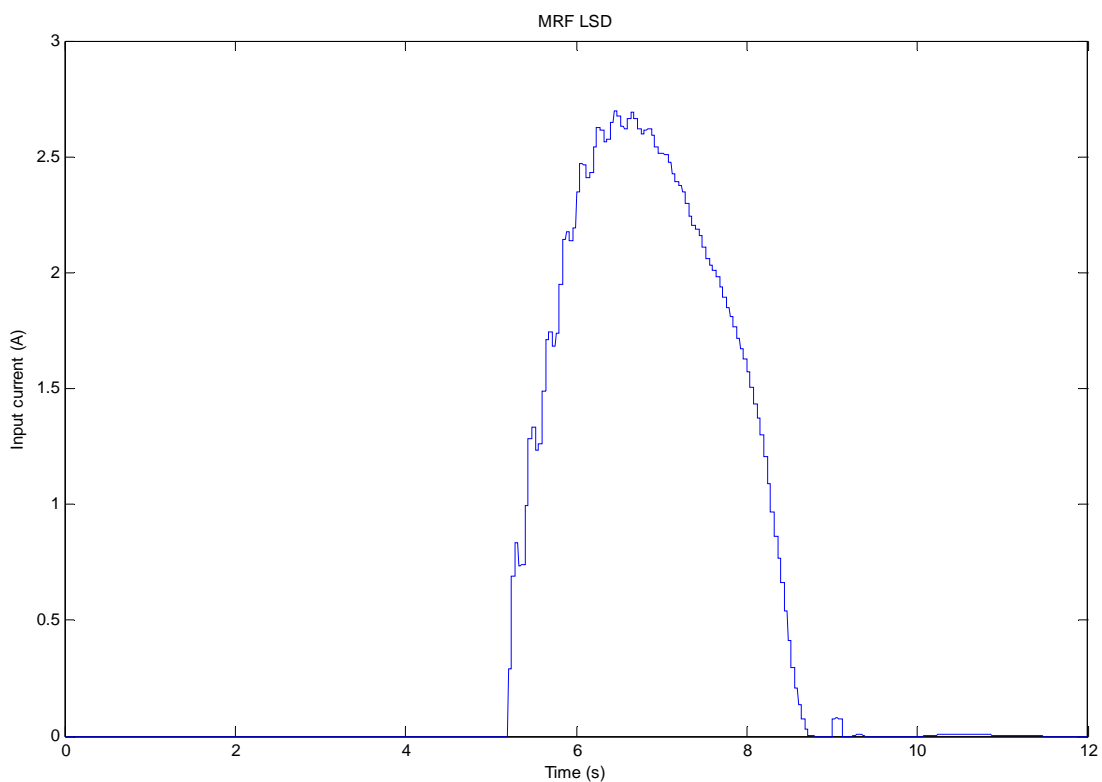
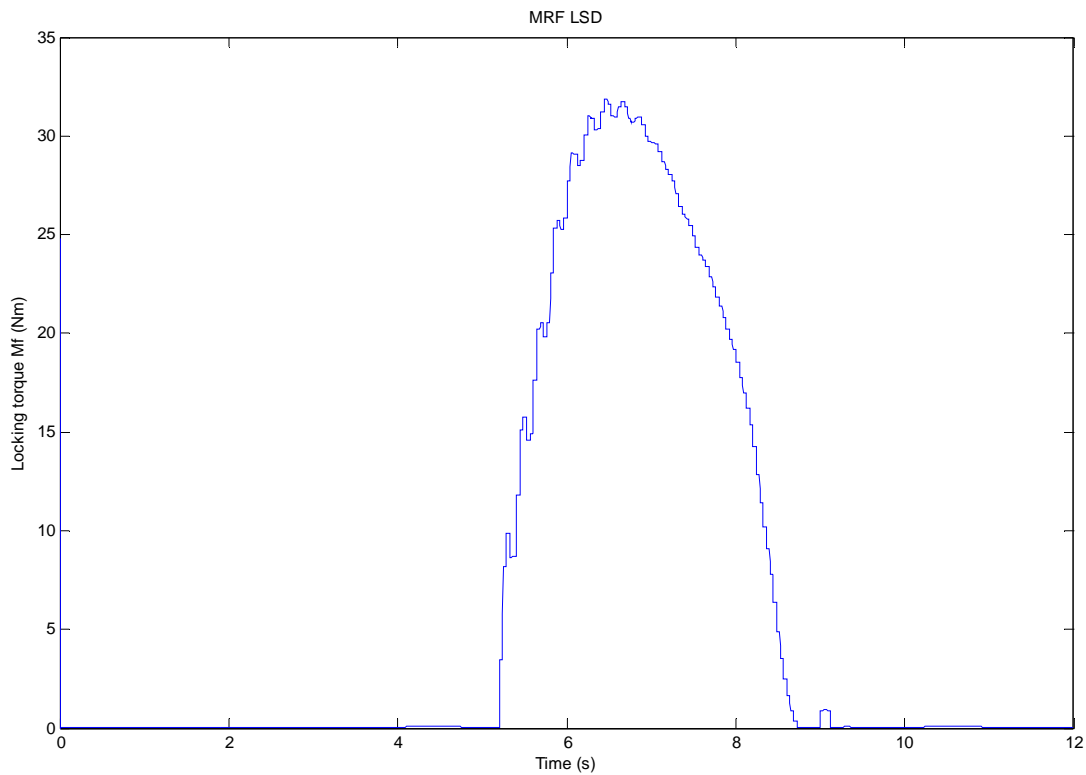


Fig. 3.62 – Angolo d'assetto del veicolo



**Fig. 3.63 – Corrente di alimentazione degli avvolgimenti**



**Fig. 3.64 – Coppia di bloccaggio dell'MRF LSD**

### ***3.4.5 Spunto in salita in condizioni di $\mu$ -split***

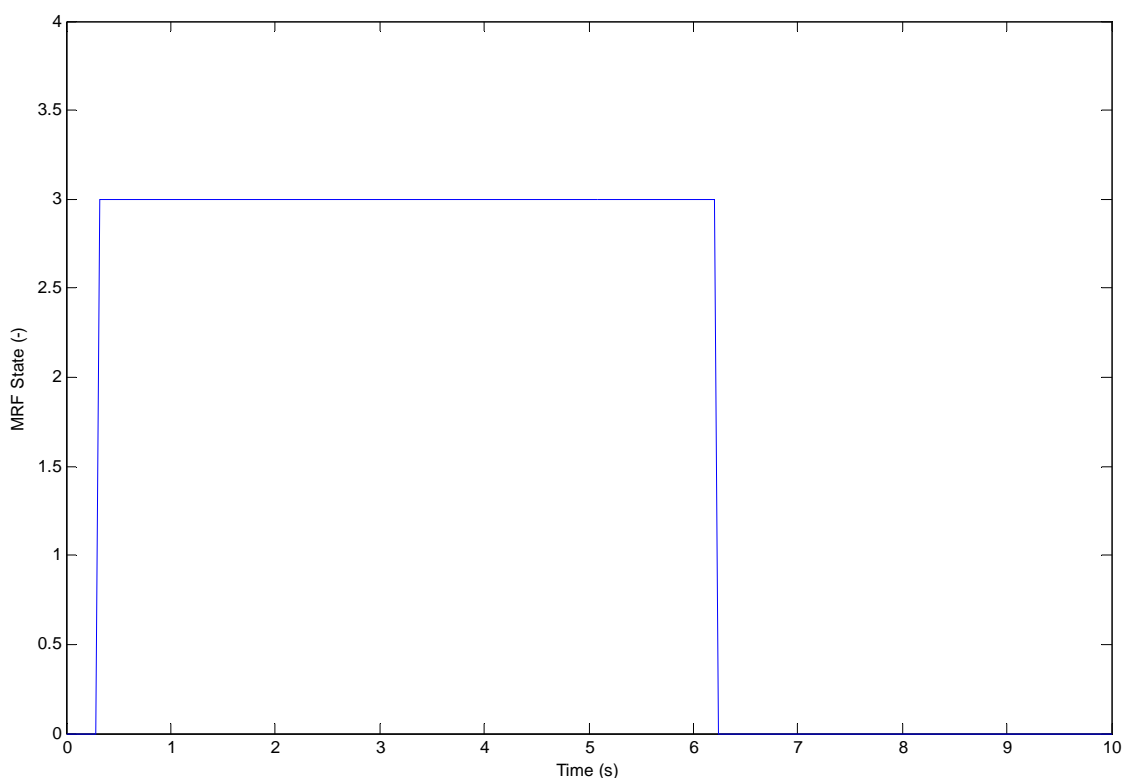
Tale manovra ha avuto come obiettivo quello di testare l'MRF LSD simulando una partenza da fermo in salita in condizioni di aderenza differenziata. Si è, infatti, riprodotta una condizione di scarsa aderenza sul lato sinistro del veicolo ( $\mu = 0.1$ ) ed una di buona aderenza sul lato destro ( $\mu = 0.9$ ) per una distanza di 15 m. Oltre tale distanza si ritorna in condizioni di aderenza omogenea con  $\mu = 0.9$ . In tali condizioni, un differenziale OPEN può compromettere la motricità del veicolo a causa di una ridotta coppia resistente sulla ruota motrice in condizioni di scarsa aderenza. Viceversa, un dispositivo semi-attivo è in grado di inviare una maggior coppia motrice alla ruota in alta aderenza, consentendo l'avanzamento del veicolo. Medesimo risultato può essere ottenuto anche con un dispositivo passivo con il limite connesso al fatto che un differenziale di questo tipo sarà ottimizzato per uno specifico obiettivo (es. motricità) a scapito di un corretto intervento in altre circostanze (es. ottimizzazione del comportamento direzionale).



***Fig. 3.65 – Manovra di spunto in condizioni di  $\mu$ -split***



I risultati riportati nel seguito evidenziano un corretto intervento dell'MRF LSD, grazie al quale viene favorita la motricità del veicolo. Il dispositivo interviene una volta riconosciuta la condizione di *spin up* ( $MRF\_State=3$ ), ossia quando la differenza tra le velocità angolari delle ruote motrici supera una determinata soglia. Il maggior flusso di coppia alla ruota in alta aderenza favorisce l'avanzamento del veicolo, prestazione che invece non è conseguita in presenza del differenziale OPEN. La transizione verso condizioni di aderenza omogenea determina la disattivazione dell'MRF LSD.



**Fig. 3.66 – Stato di controllo**

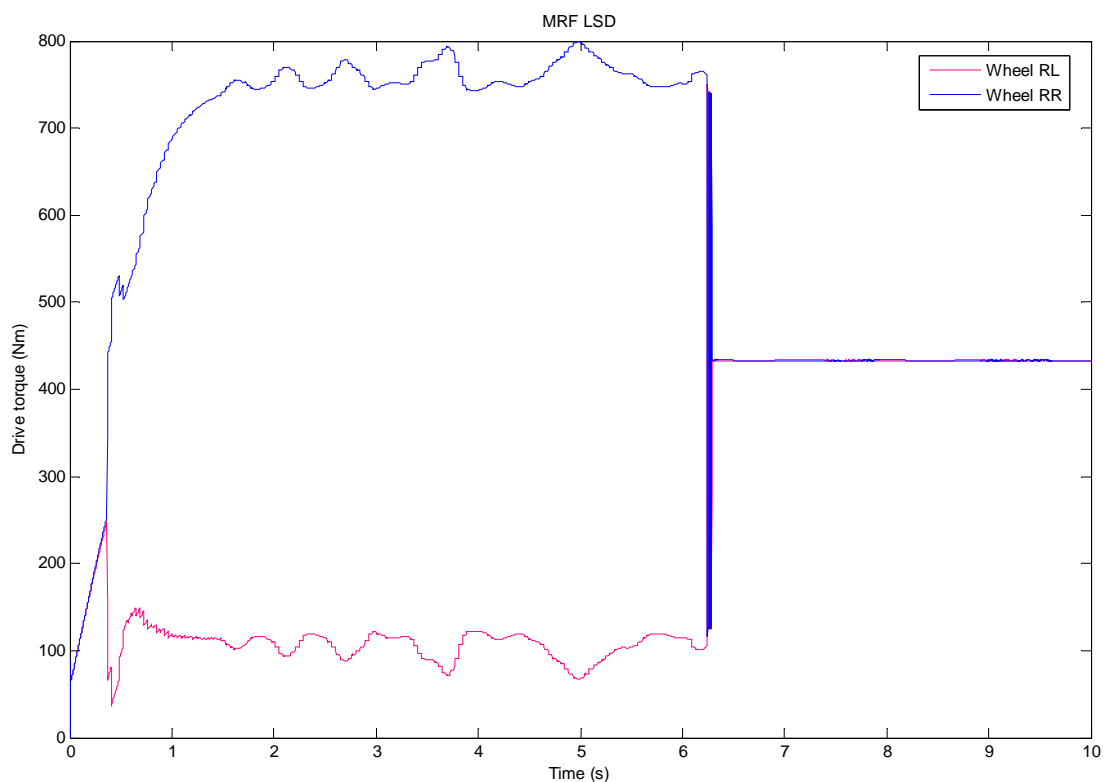


Fig. 3.67 – Coppie alle ruote con MRF LSD

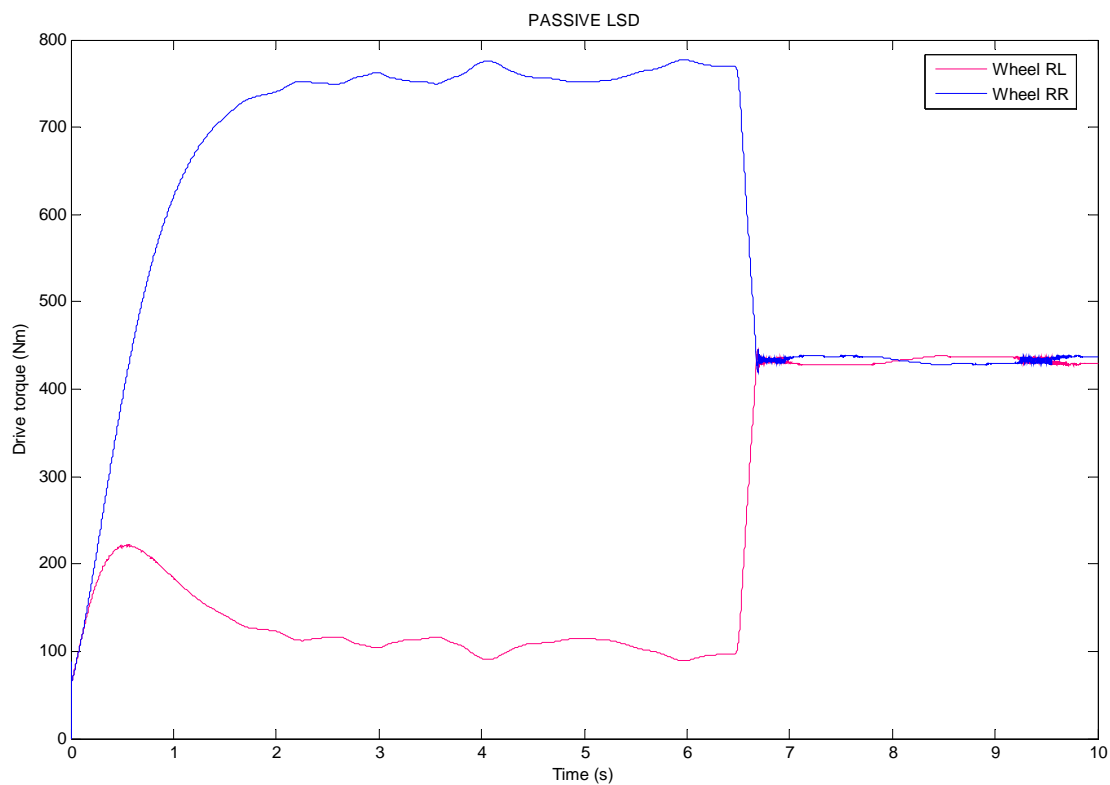


Fig. 3.68 – Coppie alle ruote con PASSIVE LSD

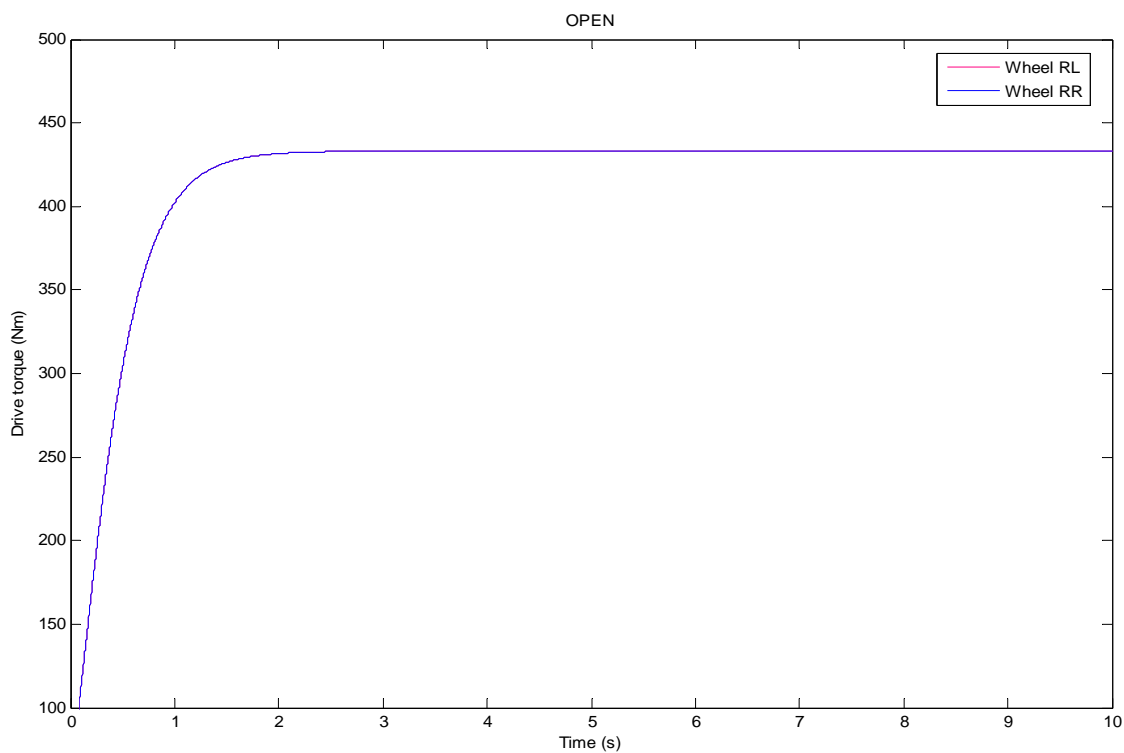


Fig. 3.69 – Coppie alle ruote con differenziale OPEN

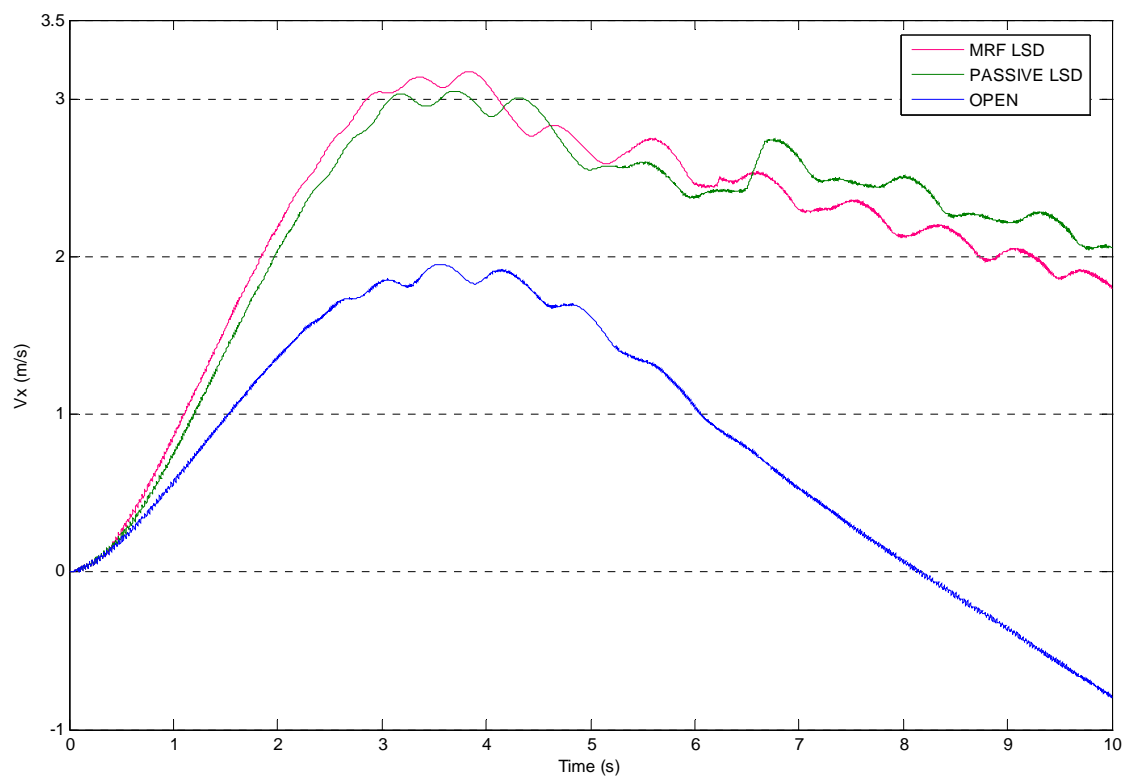


Fig. 3.70 – Velocità di avanzamento del veicolo

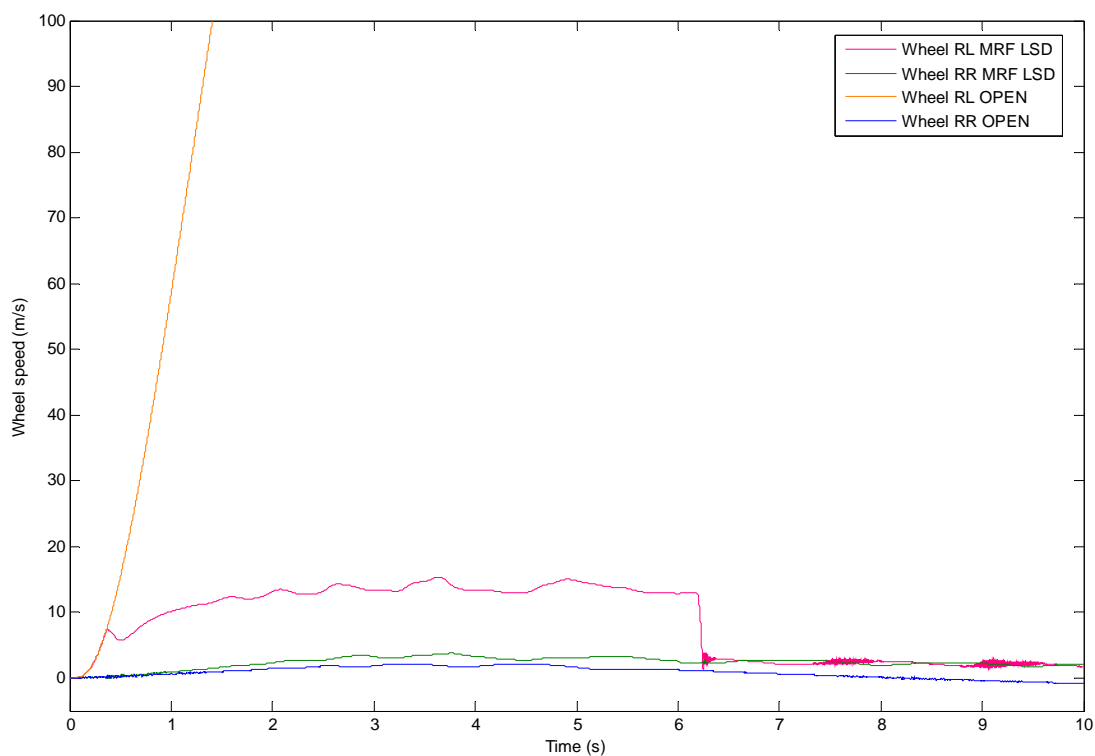


Fig. 3.71 – Velocità periferica delle ruote motrici

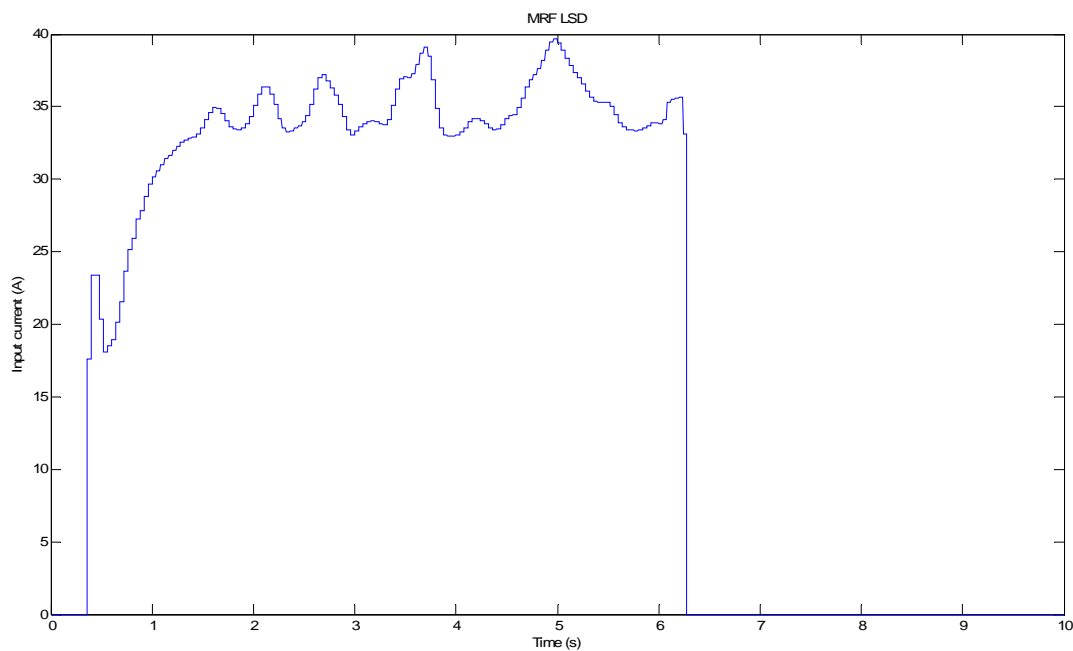
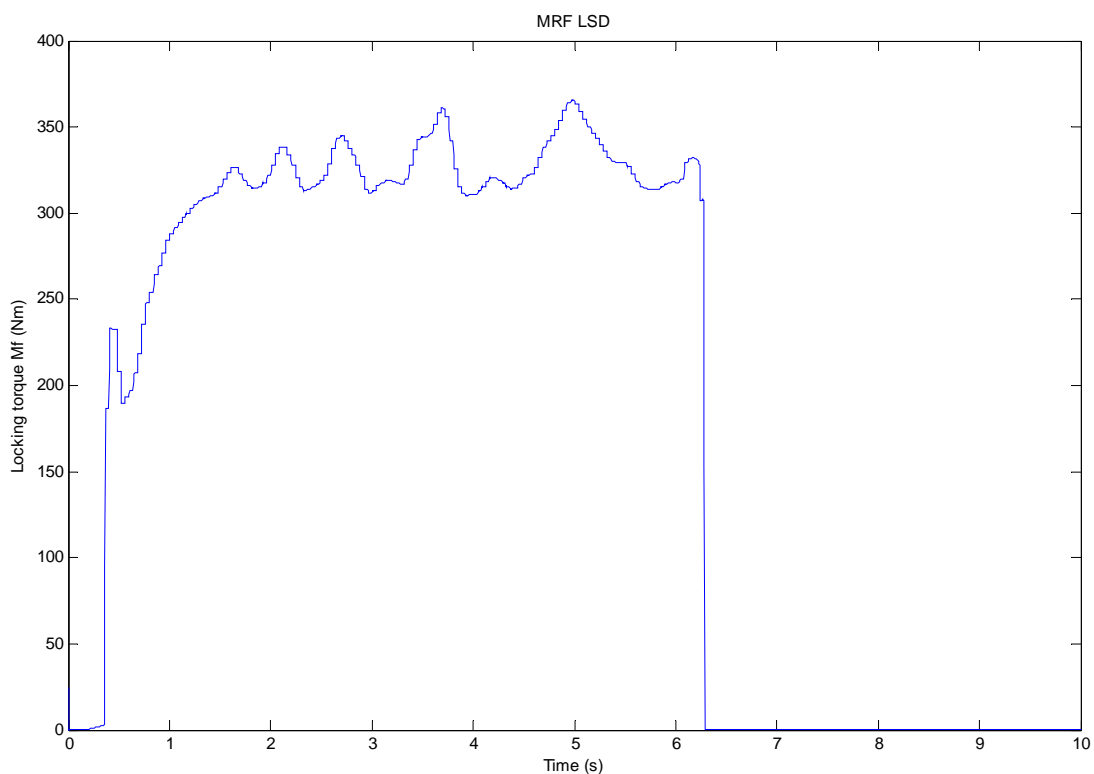


Fig. 3.72 – Corrente di alimentazione degli avvolgimenti



***Fig. 3.73 – Coppia di bloccaggio dell’MRF LSD***

Nel corso della manovra in esame, la logica di controllo (par. 3.2.2) ha richiesto una intensità di corrente superiore a quella necessaria nelle altre circostanze. La definizione delle caratteristiche dell’apparato hardware atto ad alimentare il dispositivo, nonché la caratterizzazione dello stesso in termini di smaltimento del calore, consentiranno di definire un valore limite per la corrente di alimentazione.

I risultati ottenuti nel corso delle simulazioni illustrate hanno mostrato i benefici apportati dall’MRF LSD in termini di comportamento direzionale del veicolo, di stabilità ed in termini di motricità. La logica di controllo si è mostrata capace di discernere le varie condizioni dinamiche e non ha mostrato incertezze nelle fasi di attivazione/disattivazione.

## Capitolo 4

# ATTIVITA' SPERIMENTALE SU UN GIUNTO IMPIEGANTE FLUIDI MAGNETOREOLOGICI

---

*Nel presente capitolo viene descritta un'attività di carattere sperimentale condotta su un prototipo di giunto impiegante fluidi magnetoreologici. Le prime prove svolte hanno messo in evidenza la notevole capacità dei fluidi MR nel trasmettere potenza e, allo stesso tempo, hanno fatto emergere svariati aspetti da tener presente nel corso della progettazione del differenziale MRF LSD, nonché aspetti sui quali investigare in una prossima attività sperimentale.*

---

### ***4.1 Descrizione del giunto impiegante fluidi magnetoreologici***

Nell'introduzione si è detto che la sperimentazione, inizialmente, sarà condotta su un prototipo di giunto impiegante fluidi magnetoreologici, e non direttamente sul prototipo dell'MRF LSD illustrato. L'obiettivo è quello di approfondire le conoscenze sulle possibilità offerte dai fluidi MR nel campo della trasmissione di potenza e trarre spunti di miglioramento per il progetto del differenziale stesso.

Il giunto realizzato (figura 4.1) presenta dei dischi solidali ad un rotore interno alternati a dei dischi solidali ad un rotore esterno, coassiale con il primo. Esso è morfologicamente uguale al giunto destinato a generare coppie d'attrito all'interno dell'

MRF LSD, ma è caratterizzato da dimensioni diverse per consentirne una più agevole sperimentazione in laboratorio.

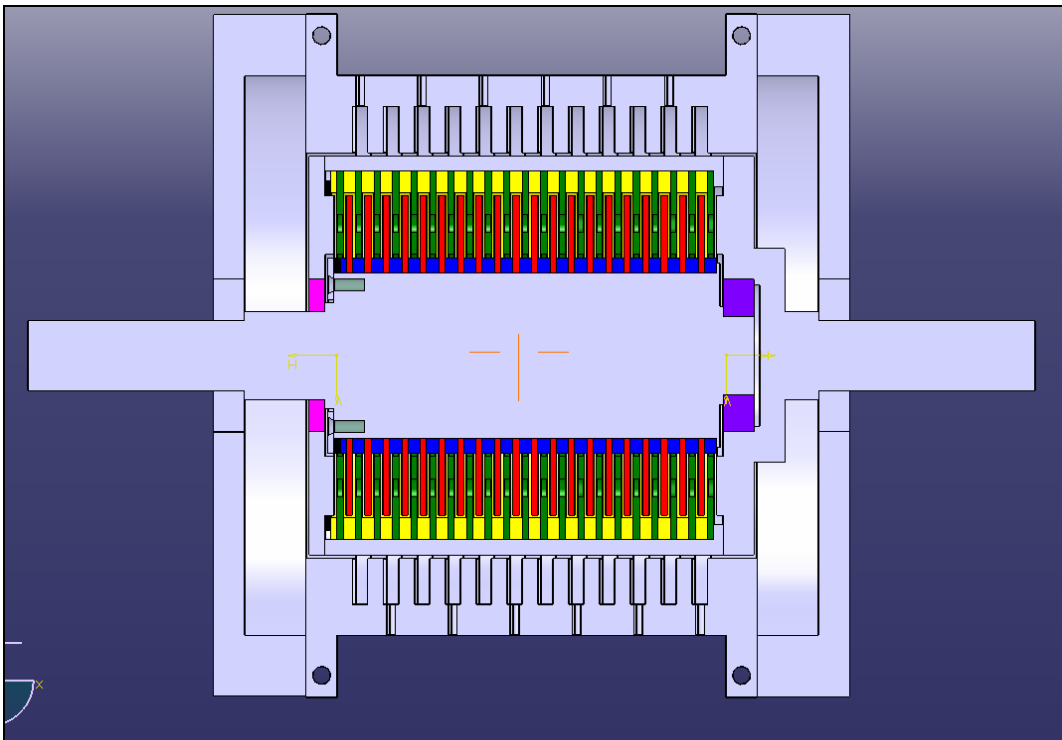
I dischi solidali al rotore interno, ed analogamente quelli solidali al rotore esterno, sono distanziati tra loro mediante opportuni elementi distanziali. In tal modo si creano dei vani per consentire una alternanza delle due tipologie di dischi. I dischi tra loro adiacenti non sono a contatto, ma vi è uno spazio destinato a contenere il fluido magnetoreologico. L'introduzione del fluido avviene grazie a due fori (uno per l'adduzione del fluido e l'altro per lo spurgo), ciascuno dei quali praticato su una delle due flange di chiusura dello statore. Inoltre, sui dischi solidali al rotore esterno sono stati praticati dei fori per consentire il riempimento del giunto.

La tipologia di scorrimento del fluido è, quindi, **Shear Mode** (cfr. par. 1.8), ossia le superfici che delimitano il gap di fluido possiedono un moto relativo di tipo tangenziale e il campo magnetico applicato è ortogonale allo scorrimento.

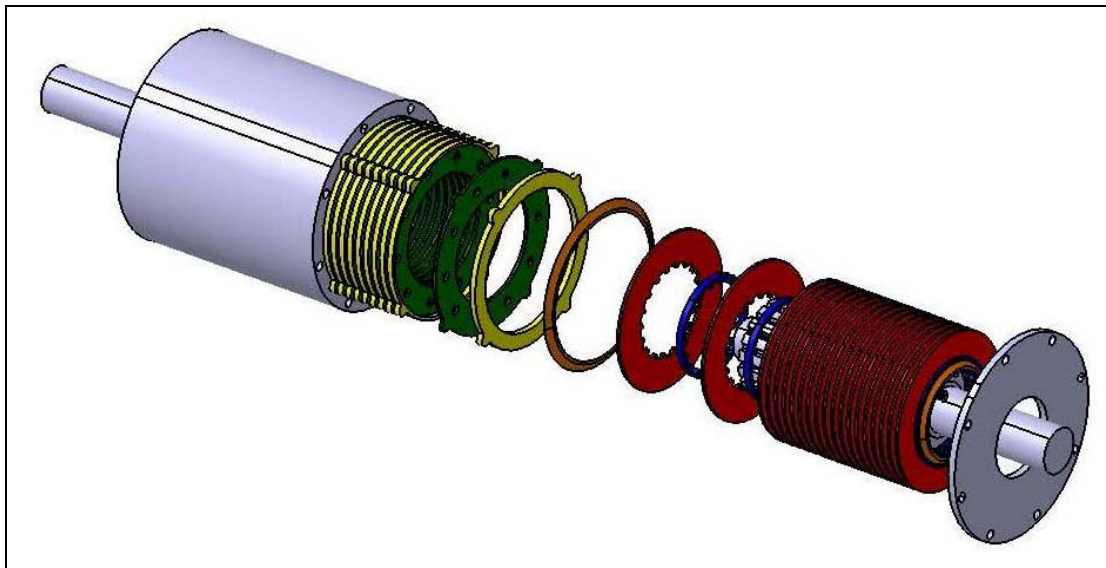
Il montaggio dei dischi avviene grazie alla presenza di scanalature praticate su entrambi i rotori.

Esternamente vi è una carcassa fissa, realizzata in due semiparti, in cui sono state ricavate le cave destinate a contenere gli avvolgimenti in rame, necessari per la magnetizzazione del fluido.

Il giunto è stato dimensionato per consentire di trasmettere una coppia massima pari a 150 Nm.

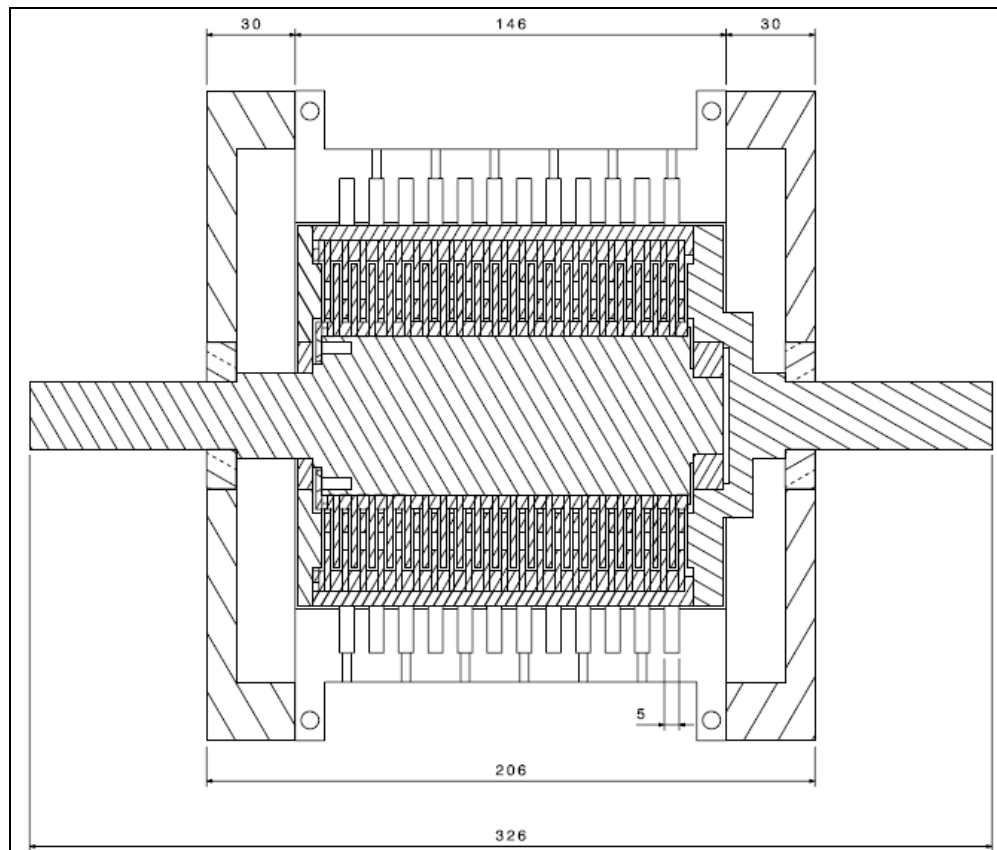


*Fig. 4.1 – Sezione del giunto in cui si distinguono in particolare: dischi solidali al rotore interno (rosso), dischi solidali al rotore esterno (verde), distanziali rotore interno (blu), distanziali rotore esterno (giallo)*



*Fig. 4.2 – Vista esplosa del giunto: dischi rotore interno (rosso), dischi rotore esterno (verde), distanziali rotore interno (blu), distanziali rotore esterno (giallo)*





**Fig. 4.3 – Sezione del giunto (dimensioni in mm)**

Nel seguito si riportano i parametri caratteristici del giunto realizzato e le foto dei componenti.

$n = 40$  (numero superfici di attrito)

$r_e = 0,052$  m (raggio esterno superfici d'attrito)

$r_i = 0,033$  m (raggio interno superfici d'attrito)

$d = 0,001$  m (distanza tra le superfici d'attrito)



*Fig. 4.4 – Gruppo rotore interno – rotore esterno*



*Fig. 4.4 – Disco rotore interno*



*Fig. 4.5 – Disco rotore esterno*



*Fig. 4.6 – Distanziale rotore interno*



*Fig. 4.7 – Distanziale rotore esterno*



*Fig. 4.8 – Cassa portavvolgimenti*

Al fine di ottenere la magnetizzazione del fluido, è stato necessario effettuare una scelta accurata dei materiali dei singoli componenti. In tal modo si è condizionato il percorso delle linee di flusso al fine di ottenere la distribuzione ottimale del campo magnetico nelle zone d'interesse. E' stato scelto un materiale con buone caratteristiche magnetiche (acciaio ad elevato tenore di silicio) per gli elementi facenti parte del circuito magnetico; i restanti componenti sono stati realizzati in materiale amagnetico (alluminio). In materiale magnetico sono stati realizzati: la cassa contenente gli avvolgimenti (eccetto le flange di chiusura), le flange estreme di chiusura del rotore esterno ed i dischi.

Dalle figure 4.1 e 4.3 si può osservare che, per mantenere la simmetria di distribuzione del campo magnetico, i fori realizzati per consentire il passaggio dei cavi delle singole matasse sono realizzati in posizioni diametralmente opposte, alternandosi nella direzione assiale. Le figure che seguono illustrano il circuito magnetico e la distribuzione del campo. Tali risultati sono stati ottenuti eseguendo delle simulazioni mediante il software “*Maxwell 3D*” della Ansoft, tenendo conto delle caratteristiche magnetiche del fluido magnetoreologico (MRF 140CG della *Lord Corporation*).

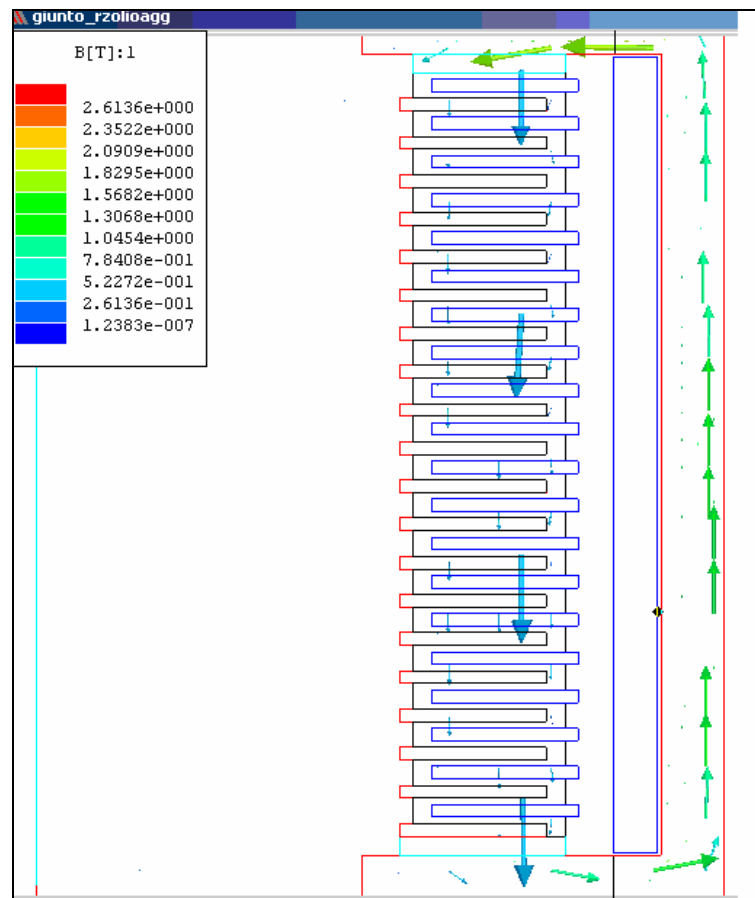
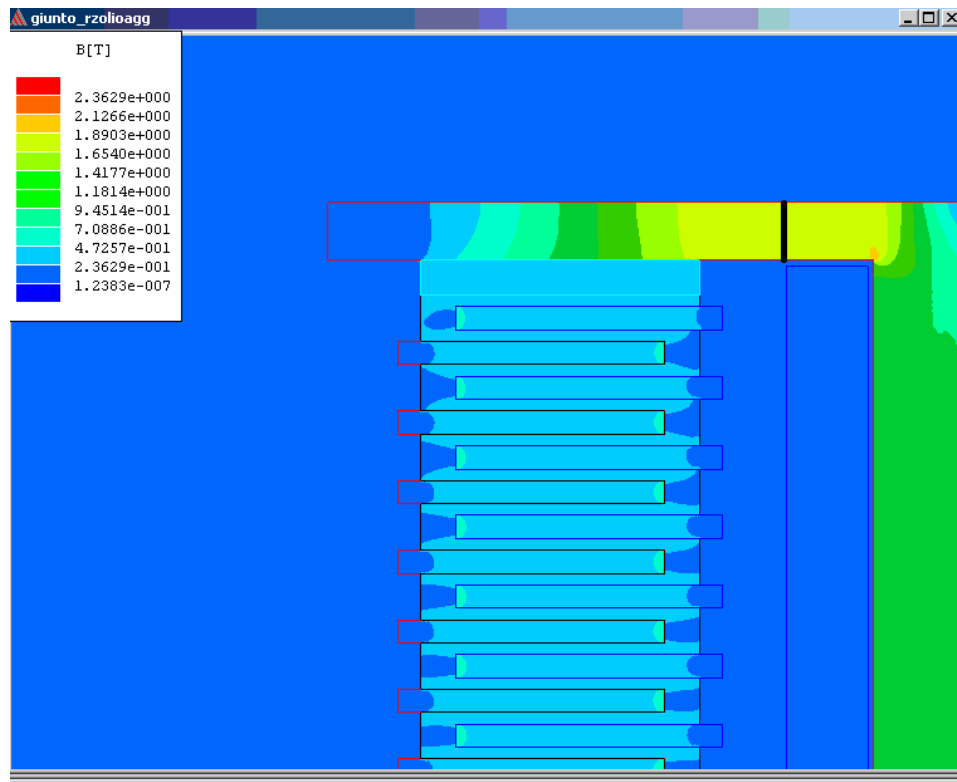


Fig. 4.9 – Circuito magnetico



**Fig. 4.10 – Distribuzione del campo induzione magnetica**

Le simulazioni hanno evidenziato, per il fluido MRF-140CG, un comportamento con buona approssimazione lineare al variare della forza magnetomotrice, fino alla saturazione.

La distribuzione di induzione magnetica è sufficientemente addensata nella zona centrale del fluido, mentre risulta alquanto scarsa in tutti i punti non compresi tra due dischi affacciati. Questo indica che, nell'ottica di massimizzare le prestazioni del dispositivo, occorre ridurre gli spazi in direzione radiale tra i dischi ed i distanziali, nonché eventuali trasferri presenti.

Il dimensionamento degli avvolgimenti è stato effettuato con l'obiettivo di trasmettere il valore massimo di coppia voluto (150 Nm). Si sono realizzate 12 cave, ognuna delle quali contiene un avvolgimento costituito da 30 spire. I vari avvolgimenti sono disposti in serie tra loro.

Le simulazioni effettuate hanno messo in evidenza che con una tensione di alimentazione di circa 12V ed una corrente di 6,55A si raggiungono valori dell'induzione magnetica nella massa fluida tali da consentire la trasmissione della coppia

voluta. La tabella nel seguito riportata è riassuntiva delle caratteristiche elettriche del dispositivo.

<i>Fattore di riempimento cava</i>	60%
<i>Densità di corrente ammissibile</i>	5A/mm <sup>2</sup>
<i>Sezione conduttore</i>	1,5mm <sup>2</sup>
<i>Numero spire in cava</i>	30
<i>Corrente massima di alimentazione</i>	7A
<i>Raggio medio spira</i>	75mm
<i>Tensione di alimentazione</i>	12V

*Tab. 4.1 – Caratteristiche elettriche*

## **4.2 Descrizione delle prove effettuate**

Al fine di condurre dei test sperimentali sul giunto in esame, si è allestito un banco di prova costituito da un motore elettrico, comandato da inverter, e da un freno dinamometrico a correnti parassite. Il motore elettrico è del tipo asincrono tirifase, con potenza pari a 7,5 kW. Le grandezze che si sono acquisite consistono nelle velocità di rotazione delle due macchine e nella coppia resistente offerta dal freno. Le velocità sono state misurate mediante trasduttori di prossimità; la coppia resistente viene ottenuta attraverso una cella di carico vincolata alla carcassa oscillante del freno. Il giunto è stato alimentato mediante un alimentatore variabile al fine di effettuare prove a diversi valori di intensità di corrente.





*Fig. 4.11 – Banco di prova (motore asincrono e freno a correnti parassite)*



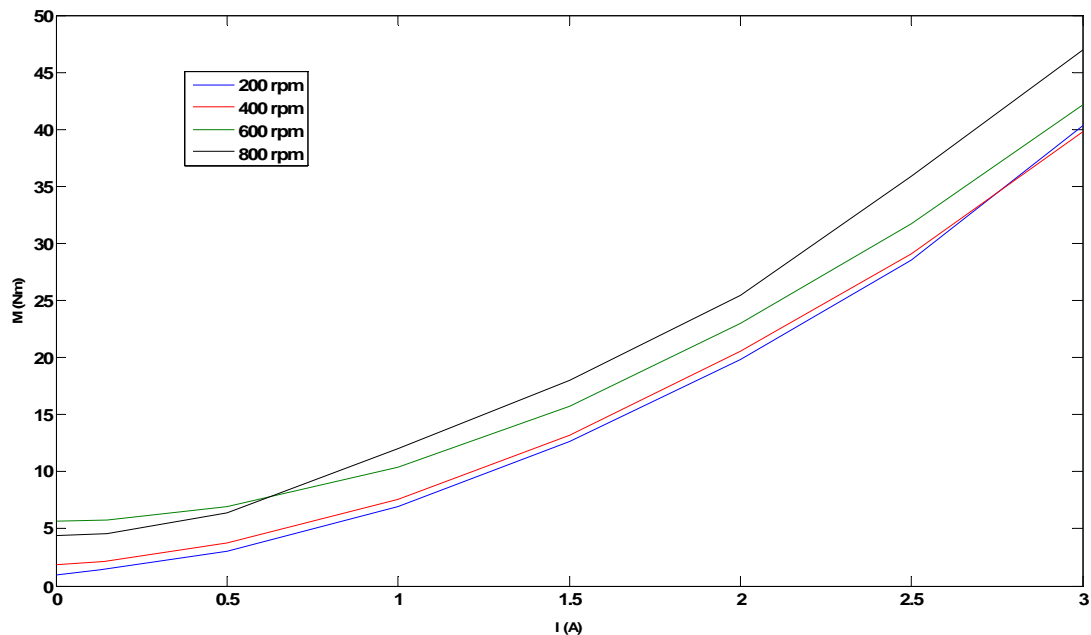
*Fig. 4.12 – Unità di comando del banco*

### **4.2.1 Determinazione della caratteristica coppia – corrente**

Le prime prove, condotte, come precedentemente detto, impiegando il fluido MRF 140CG, hanno consentito di determinare la coppia trasmissibile dal giunto al variare della corrente di alimentazione, per diversi valori di scorrimento (moto relativo tra i due rotori). Nel seguito vengono riportate, a scopo riepilogativo, alcune delle caratteristiche del fluido impiegato.

<i>Fluido di base</i>	Olio lubrificante
<i>Temperatura di funzionamento</i>	-40 ÷ 130 °C
<i>Densità</i>	3.54 ÷ 3.74 g/cm <sup>3</sup>
<i>Percentuale in peso parte solida</i>	85.44%
<i>Viscosità</i>	0.35 Pa s

**Tab. 4.2 – Caratteristiche del fluido MRF 140CG**

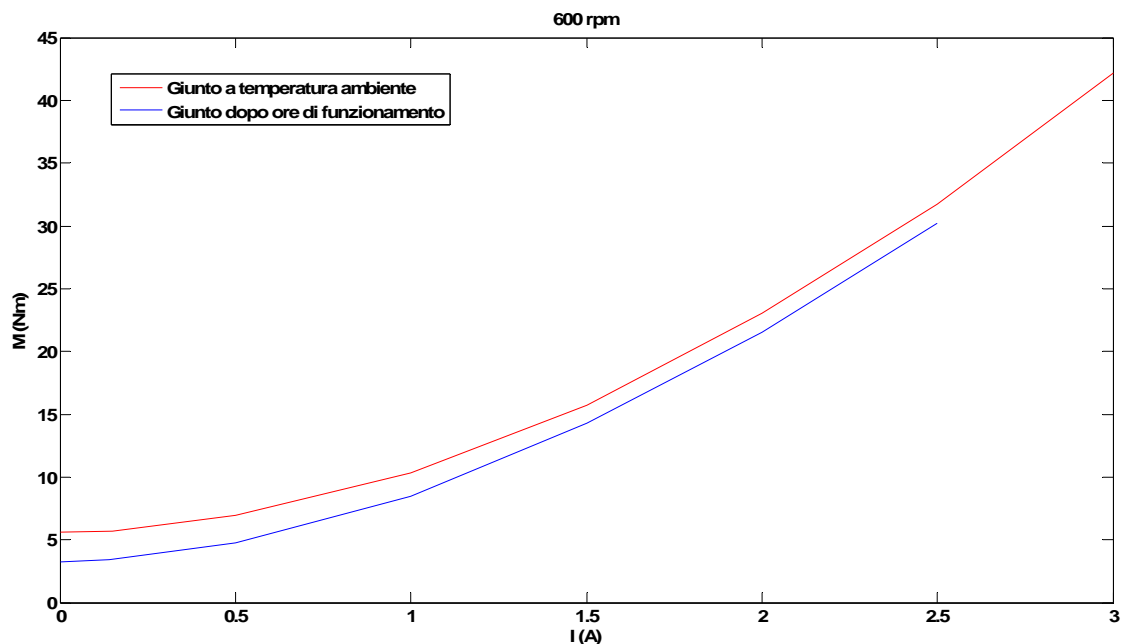


**Fig. 4.13 – Caratteristica coppia – corrente per diversi valori di scorrimento**

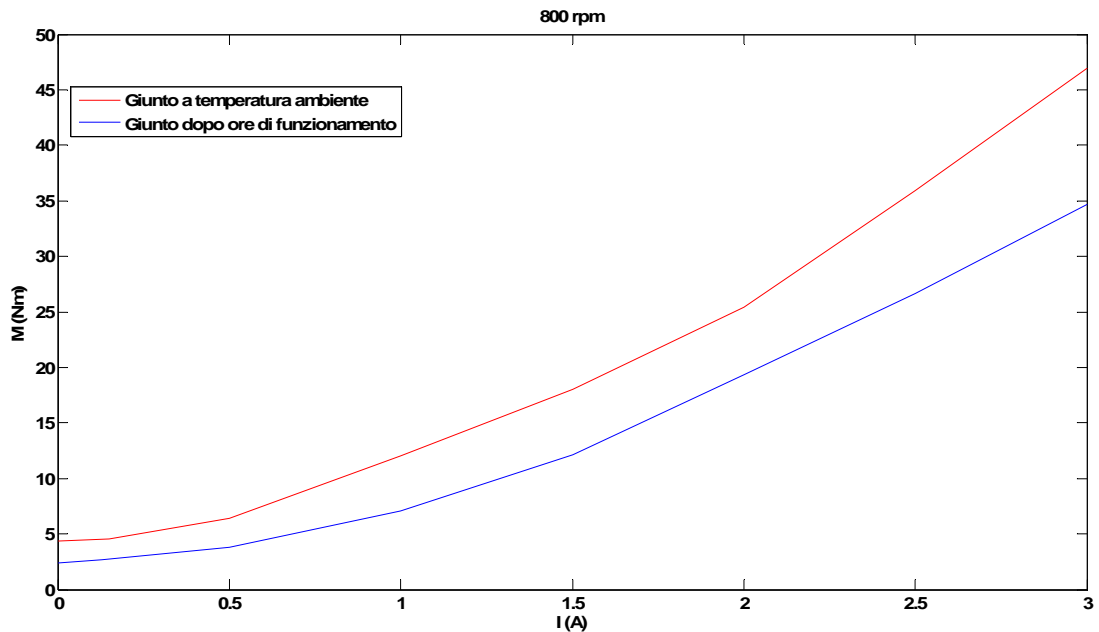
I risultati evidenziano un andamento della coppia trasmessa in funzione della corrente di alimentazione che risulta, con buona approssimazione, di tipo quadratico. Si osserva, inoltre, una influenza non trascurabile del contributo newtoniano sulla coppia trasmessa.

Le prove sono state condotte senza monitorare la temperatura del giunto. In ogni caso, si è constatato un notevole surriscaldamento del dispositivo per effetto Joule e, al fine di rilevare una eventuale influenza della temperatura sulla coppia trasmessa, si sono confrontati i risultati ottenuti con giunto “freddo” (a temperatura ambiente) con quelli ottenuti con giunto “caldo” (dopo ore di funzionamento). Tali confronti, di certo qualitativi, mostrano una dipendenza della coppia trasmessa dalla temperatura. Non può affermarsi, almeno in tale fase, che la temperatura abbia raggiunto valori che esulano dal range di funzionamento dichiarato dal produttore; pertanto s’intende procedere ad una sperimentazione più rigorosa circa l’influenza della temperatura sulla coppia trasmissibile.

La figura 4.14 mostra un confronto fatto con uno scorrimento pari a 600 rpm, mentre la figura 4.15 è relativa ad uno scorrimento pari a 800 rpm.



**Fig. 4.14 – Caratteristica coppia – corrente in due diverse condizioni operative del giunto (scorrimento pari a 600 rpm)**



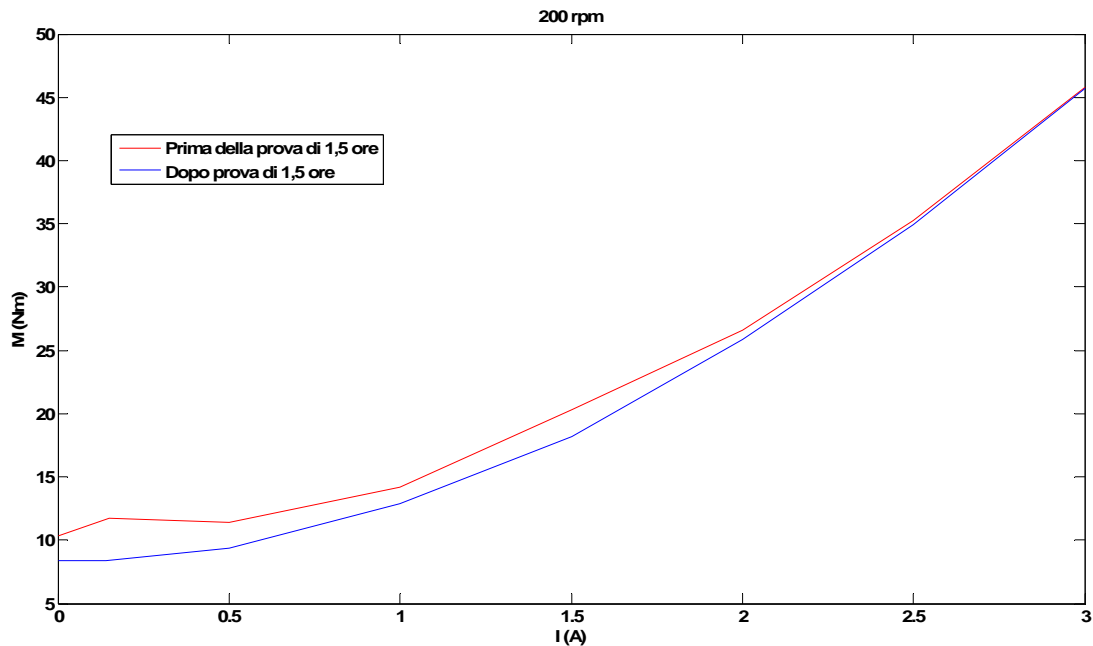
**Fig. 4.15 – Caratteristica coppia – corrente in due diverse condizioni operative del giunto (scorrimento pari a 800 rpm)**

Come risulta dalle precedenti figure, la differenza in termini di coppia trasmessa è sicuramente più marcata nel caso di scorrimento pari ad 800 rpm.

#### **4.2.2 Influenza della velocità di rotazione sulla coppia trasmessa**

Uno dei principali obiettivi della sperimentazione condotta è stato quello di verificare l'esistenza di eventuali decadimenti di coppia trasmessa ad elevate velocità di rotazione. La modalità di scorrimento del fluido (*shear mode*) e la geometria del giunto sono, infatti, tali da favorire la centrifugazione delle particelle ferromagnetiche ed, eventualmente, variazioni in termini di coppia trasmessa.

Il risultato emerso consente, invece, di escludere tale fenomeno. Si sono messe a confronto le caratteristiche coppia – corrente ricavate, con uno scorrimento di 200 rpm, prima e dopo aver messo il giunto rigidamente in rotazione (800 rpm) per 1,5 ore e in assenza di alimentazione. La figura seguente mostra che non sono emerse differenze significative. Scostamenti possono essere imputati a variazioni di temperatura.



**Fig. 4.16 – Confronto tra le caratteristiche ottenute prima e dopo aver messo il giunto rigidamente in rotazione (800 rpm)**

La caratteristica riportata in rosso in figura, ottenuta con giunto a temperatura ambiente, dovrebbe essere in teoria sovrapponibile con quella riportata in figura 4.13 in colore blu. In realtà, come si può vedere, le curve risultano diverse. Ciò sarebbe imputabile ad una variazione di risposta del giunto derivante, presumibilmente, da trafilamento dei vapori del liquido di base nel corso delle svariate ore di funzionamento. Ciò potrebbe aver comportato un aumento della concentrazione di particolato ed un conseguente aumento della viscosità del fluido.

### **4.2.3 Risposta ad un input a gradino**

La prova in esame ha consentito di determinare la risposta del giunto ad un input di tensione del tipo a gradino, fissato il valore di scorrimento (200 rpm). La figura 4.17 riporta in verde la curva relativa alla tensione ai capi degli avvolgimenti e in blu la curva relativa alla coppia trasmessa dal giunto.

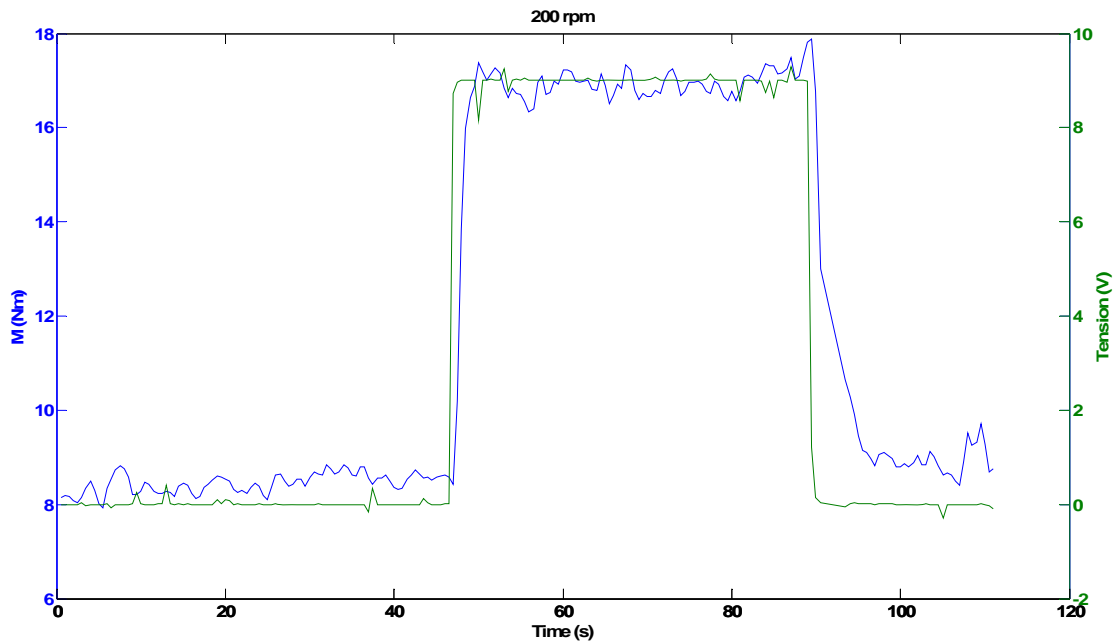


Fig. 4.17 – Risposta ad un input a gradino

Il ritardo di attivazione del fluido è sicuramente dell'ordine dei millesimi di secondo. Con un periodo di campionamento di 0,01 s si è riscontrato, infatti, un ritardo dello stesso valore. Tale valore viene ricavato considerando gli istanti d'inizio delle due rampe riportate in figura e non quelli corrispondenti ai valori a regime. La pendenza della rampa della coppia trasmessa dipende, infatti, non solo dal comportamento in transitorio del fluido, ma anche dal ritardo di risposta del freno a correnti parassite e dalle inerzie dei rotori. Una modifica del sistema di acquisizione consentirà di effettuare, in maniera più rigorosa, la determinazione del predetto valore.

In conclusione, sulla base di questa prima campagna di prove, si può di certo affermare che le prestazioni offerte dai fluidi MR rendono gli stessi idonei all'impiego in oggetto (MRF LSD). L'assenza di decadimenti di coppia, in presenza di elevate velocità di rotazione, consente di affermare che la tipologia di scorrimento *shear mode*, all'interno del giunto a dischi, risulta valida per il dispositivo semiattivo ideato. Svariati sono gli aspetti da approfondire. Uno dei primi consiste nel valutare la necessità di un sistema di raffreddamento ad aria al fine di favorire lo smaltimento del calore generato per attrito tra le particelle di fluido. Occorre, poi, procedere ad una ottimizzazione del circuito

magnetico onde ridurre le componenti di flusso disperso. L'apertura del giunto e l'esame dei componenti permetterà di valutare il potere abrasivo del fluido sui componenti con esso a contatto.

## *Conclusioni*

Il presente lavoro di tesi, nato sulla base di una idea innovativa riguardante lo sviluppo di un differenziale semiattivo a fluido magnetoreologico, ha consentito di valutare, mediante preliminari simulazioni, i benefici che è possibile trarre dalla applicazione in oggetto. I risultati delle manovre simulate hanno messo in evidenza la capacità del dispositivo di ottimizzare direzionalità, stabilità e motricità del veicolo.

Un dispositivo attivo, o semiattivo, presenta delle caratteristiche che variano in funzione dell'energia che gli viene fornita. In tal modo il dispositivo, corredato con un opportuno sistema di controllo, diviene adattativo, in quanto è in grado di "adattare" le proprie caratteristiche in funzione delle condizioni operative.

Il differenziale, pertanto, garantisce allo stesso tempo manovrabilità, trazione e consente di ottimizzare il comportamento direzionale del veicolo: diversamente da un dispositivo passivo, non risulta necessario giungere a compromessi tra queste diverse esigenze.

Un dispositivo di tal tipo, godendo della peculiarità di essere adattativo, si integra con gli altri sistemi di controllo attivo della dinamica del veicolo (sistema antibloccaggio, sistema di controllo della trazione e della stabilità) non determinando, pertanto, l'insorgere d'incompatibilità.

Mentre in un differenziale con giunto Ferguson classico la coppia d'attrito cresce con l'aumentare della velocità relativa e della temperatura, per l'MRF LSD (MagnetoRheological Fluid Limited Slip Differential) la coppia d'attrito dipende, fondamentalmente, dal campo magnetico applicato. Il dispositivo è, quindi, semiattivo, ossia fornendo energia allo stesso è possibile variarne le caratteristiche. Ciò richiede la presenza di una logica di controllo, sviluppata nell'ambito del presente lavoro, che sia in grado di stabilire l'entità del campo magnetico da generare a seconda delle diverse condizioni dinamiche in cui il veicolo può venire a trovarsi. La sensoristica prevista è quella tradizionalmente disponibile "on board" per tutti i veicoli dotati di sistema di controllo della stabilità.



La sperimentazione, condotta su un prototipo di giunto impiegante fluidi magnetoreologici, è stata finalizzata ad approfondire le conoscenze sulle possibilità offerte dai fluidi MR nel campo della trasmissione di potenza e a trarre spunti di miglioramento per il progetto del differenziale stesso.

Si può di certo affermare che le prestazioni offerte dai fluidi MR rendono gli stessi idonei all'impiego in oggetto (MRF LSD). L'assenza di decadimenti di coppia, in presenza di elevate velocità di rotazione, consente di affermare che la tipologia di scorrimento *shear mode*, all'interno del giunto a dischi, risulta valida per il dispositivo semiattivo ideato. Svariati sono gli aspetti d'approfondire. Uno dei primi consiste nel valutare la necessità di un sistema di raffreddamento ad aria al fine di favorire lo smaltimento del calore generato per attrito tra le particelle di fluido. Occorre, poi, procedere ad una ottimizzazione del circuito magnetico onde ridurre le componenti di flusso disperso.

Va, inoltre, sottolineato che, considerata la bassa viscosità del fluido magnetoreologico in assenza di campo magnetico, le coppie d'attrito che si generano in tale condizione sono alquanto contenute, compatibilmente con tutte le circostanze in cui non viene richiesta una ripartizione asimmetrica di coppia motrice.

Inoltre, il contenuto ritardo di risposta (circa 5ms) e la bassa induzione magnetica residua rendono tale tipologia di fluidi idonea per l'applicazione in oggetto.

## ***Bibliografia***

- [1] [www.lord.com](http://www.lord.com)
  
- [2] **Kavlicoglu B., Gordaninejad F., Evrensel C. A., Fuchs A., Korol G.,** “*A multi-plate magneto – rheological fluid limited slip differential clutch*”, Proc. of SPIE, **5054**, 341 – 349.
  
- [3] **Cobanoglu N., Gordaninejad F., Evrensel C. A., Liu Y, Kavlicoglu B., Korol G.,** “*Time response of a controllable multi – plate magneto – rheological fluid limited slip differential clutch*”, Proc. of SPIE, **5056**, 514 – 523.
  
- [4] **Yalcintas M.,** “*Magnetorheological Fluid Based Torque Transmission Clutches*”, Proc. of International Offshore and Polar Engineering Conference, **4**, 563 – 569.
  
- [5] **Takesue N., Furusho J., Sakaguchi M.,** “*Improvement of Response Properties of MR – Fluid Actuator by Torque Feedback Control*”, Proc. of the 2001 IEEE (2001), 3825 – 3830.
  
- [6] **Huang J., Huang J. W., Yang Y., Liu J. N.,** “*Shear transmission mechanical model of circular plate MR clutch*”, Proc of SPIE, **5253**, 278 – 282.
  
- [7] **Kavlicoglu B. M., Gordaninejad F., Evrensel C. A., Cobanoglu N., Liu Y., Fuchs A.,** “*A high – torque magneto – rheological fluid clutch*”, Proc. of SPIE, **4697**, 393 – 400.
  
- [8] **Neelakantan V. A., Washington N. G.,** “*Effect of centrifugal force on magneto – rheological fluid clutches*”, Proc. of IMECE 2002, 191 – 196.

- [9] **Guiggiani M.**, “*Dinamica del veicolo*”, Città Studi Edizioni, Pisa (2007).
- [10] **Capone G.**, “*Appunti del Corso di Meccanica del Veicolo*”, Università “Federico II” - Facoltà di Ingegneria, Napoli (2001).
- [11] **J. Y. Wong**, “*Theory of Ground Vehicles*” (3<sup>rd</sup> edition), Wiley Interscience, New York (2001).
- [12] **Soprano A.**, “*Note dal Corso di Costruzione di Autoveicoli*”, Università “Federico II” Facoltà di Ingegneria, Napoli (1998).
- [13] **Genta G.**, “*Meccanica dell’autoveicolo*”, Libreria Editrice Universitaria Levrotto e Bella, Torino (2000).
- [14] **Gillespie T. D.**, “*Fundamental of Vehicle Dynamics*”, SAE Int., Warrendale, PA (1992).
- [15] **Milliken W. F., Milliken D. L.**, “*Race Car Vehicle Dynamics*”, SAE Int., Warrendale, PA (1995).
- [16] **H. B. Pacejka, E. Bakker, L. Nyborg**, “*Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies*”, SAE Technical Paper 870421 (1987).
- [17] **H. B. Pacejka, E. Bakker, L. Lidner**, “*A New Tyre Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies*”, SAE Technical Paper 890087 (1989).
- [18] **H. B. Pacejka, I. J. M. Besselink**, “*Magic Formula Tyre Model with Transient Properties*”, Vehicle System Dynamics Supplement, 27 (1997).
- [19] **A. Guido, L. Della Pietra**, “*Lezioni di Meccanica applicata alle macchine*”, CUEN, Napoli (1989).
- [20] **Dixon J. C.**, “*Tyres, Suspensions and Handling*”, Cambridge University Press, Cambridge (1991).
- [21] **Rajamani R.**, “*Vehicle Dynamics and Control*”, Springer (2006).

- [22] **Marro G.**, “*Controlli Automatici*”, Zanichelli (2004).
- [23] **Amato T.**, “*Analisi del comportamento dinamico di veicoli dotati di differenziale*”, Tesi di dottorato – Università degli studi di Pisa (2006).
- [24] **Morello L.**, “*Progetto della trasmissione meccanica*”, Libreria Editrice Universitaria Levrotto e Bella, Torino (2006).
- [25] *SAE Vehicle Dynamics Glossary (SAE J670e)*, SAE int., Warrendale, PA (1995), ref. [http://www.adams.com/product/product\\_line/ainsight/sae\\_vda.htm](http://www.adams.com/product/product_line/ainsight/sae_vda.htm)
- [26] **BOSCH**, “*Automotive Handbook*”, 5th edition, Bentley Publishers, ISBN: 0837606144, (2000)
- [27] **SAE**, “*ABS-TCS-VDC Where Will the Technology Lead Us?*”, edited by J. Mack, SAE Int., Warrendale, PA (1996)
- [28] **N. Rittmannsberger**, “*Antilock Braking System and Traction Control*”, International Congress on Transportation Electronics (1988)
- [29] **L. Austin, D. Morrey**, “*Recent Advances in Antilock Braking Systems and Traction Control Systems*”, Oxford Brooks University, Headington (2000)
- [30] **T. Van Zanten**, “*Bosch ESP Systems: 5 Years of Experience*”, SAE Technical Paper 2000-01-1633 (2000)
- [31] **ISO 4138**, “*Passenger cars -- Steady-state circular driving behaviour -- Open-loop test procedure*”, (1996), <http://www.iso.ch>
- [32] **ISO 7401**, “*Road vehicles -- Lateral transient response test methods*”, (1988), <http://www.iso.ch>
- [33] **M. J. Macnabb, R. Baerg, S. Anderson, B. Chafe, F. Navin**, “*Tire/Ice Friction Values*”, SAE Technical Paper 960959 (1996)