



Università degli studi di Padova

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Triennale in
Ingegneria Meccanica e Meccatronica

“I differenziali per autotrazione: un confronto tra passivi ed attivi”

“Automotive differentials: a comparison between passive and active ones”

RELATORE: Chia.mo Prof. Caracciolo Roberto

LAUREANDO: Conselvan Alberto

ANNO ACCADEMICO: 2013/2014

INDICE DELLE PAGINE

Sommario	p.5
Introduzione	p.7
1. Differenziali per autotrazione passivi	p.9
1.1 Il differenziale open	p.10
1.2 Differenziale open con $\tau_0 \neq -1$	p.18
1.3 Differenziale totalmente bloccato	p.21
2. Differenziali per autotrazione passivi a slittamento limitato	p.25
2.1 Differenziale autobloccante con giunto viscoso Ferguson	p.25
2.2 Differenziali autobloccanti a lamelle	p.31
2.2.1 Differenziale precaricato	p.31
2.2.2 Differenziale a lamelle Dana Trac-Loc	p.32
2.2.3 Differenziale Salisbury axle (o ZF)	p.36
2.3 Differenziale Torsen	p.38
3. Differenziali per autotrazione attivi	p.45
3.1 Principali carenze dei differenziali passivi	p.46
3.2 Tipologie più diffuse di differenziale attivo	p.49
3.2.1 Brake Based Systems	p.49
3.2.2 Differenziali attivi a slittamento limitato (eLSD)	p.50
3.3 Caratteristiche costruttive di un differenziale eLSD	p.54
3.4 Test effettuati	p.57
3.4.1 Percorso in salita con diversi valori di coefficiente di attrito pneumatico-terreno	p.57
3.4.2 Sorpasso con diversi valori di coefficiente di attrito pneumatico-terreno	p.58
3.4.3 Doppio cambio di corsia	p.59
3.4.4 Cerchio di raggio costante	p.61

3.4.5 Compatibilità con sistema ABS	p.61
3.5 Conclusioni	p.62
Bibliografia	p.63
Appendice	p.65

SOMMARIO

Oggetto di questa trattazione è il confronto tra le varie tipologie di rotismi differenziali utilizzati nel settore automotive.

Verranno inizialmente esaminati i differenziali cosiddetti passivi, i quali quindi non permettono alcun tipo di controllo e modifica delle loro caratteristiche durante l'utilizzo del veicolo.

In seguito si sposterà l'attenzione sui differenziali attivi, i quali invece possono adattare la loro risposta in funzione delle diverse situazioni di guida. Si esamineranno le due principali soluzioni costruttive, verrà quindi studiata la soluzione ritenuta migliore. Si riporteranno poi alcuni test effettuati al fine di mettere a confronto diverse tipologie di trazione; nello specifico saranno confrontate la trazione anteriore con differenziale open, la trazione anteriore con differenziale attivo, la trazione integrale.

Infine, in base a quanto visto, verrà svolto un confronto tra le tipologie presentate, discutendo quindi vantaggi ed eventuali svantaggi del differenziale attivo.

INTRODUZIONE

Nel settore automobilistico il differenziale ricopre un ruolo fondamentale; esso è infatti l'organo meccanico che rende possibile nel contempo sia la trasmissione della coppia motrice, proveniente dal cambio, alle ruote, sia la possibilità di queste ultime di ruotare con velocità angolari diverse ove necessario, ad esempio durante la percorrenza di una curva.

Il differenziale è presente in ogni autovettura, indipendentemente dal fatto che essa sia a trazione anteriore, posteriore od integrale. Di questo rotismo sono state sviluppate varie tipologie, con architetture costruttive diverse: ne sono un esempio i differenziali open, totalmente bloccato, con rapporto di trasmissione diverso da -1, autobloccante a lamelle, autobloccante Salisbury axle, autobloccante Torsen. Ogni versione presenta delle caratteristiche differenti dalle altre per quanto riguarda la capacità di trasferimento della coppia motrice e l'effetto sulla manovrabilità del veicolo. Ad ogni modo, tutti i differenziali sviluppati a partire dall'architettura dell'open mirano a ridurre il problema principale di quest'ultimo, cioè l'incapacità, in presenza di una differente condizione di attrito tra le due ruote motrici, di sfruttare a pieno la potenzialità della ruota con migliore aderenza. Il differenziale open infatti, per costruzione, trasmette ai due alberi di uscita sempre la stessa coppia motrice; se pertanto anche solo una delle due ruote perde aderenza, ad esempio perché si trova su un fondo ghiacciato, la coppia trasmessa all'altra ruota sarà molto bassa.

In generale però, i differenziali passivi come quelli appena citati presentano sempre, a fronte di vantaggi in alcune situazioni, svantaggi in altre. Questo è il motivo principale che sta portando alla recente diffusione dei differenziali a controllo attivo.

Nel seguito della presente trattazione verranno dapprima descritte le due principali architetture di differenziale attivo: i Brake Based Systems e gli Active Limited-Slip Differentials (o eLSD). Successivamente sarà studiato un particolare esempio di differenziale controllato elettronicamente e verranno inoltre riportati alcuni test svolti al fine di comparare, a parità di veicolo, i risultati ottenuti con diverse tipologie di trazione. Nello specifico saranno presentati 4 test, effettuati in particolari condizioni simulanti le differenze di coefficiente di attrito tra gli pneumatici delle ruote motrici che si possono riscontrare in alcune situazioni reali; tali test saranno svolti nel caso di veicolo con trazione anteriore e differenziale open, veicolo con trazione anteriore e differenziale eLSD, veicolo con trazione integrale.

Sarà inoltre verificata l'importante compatibilità dei differenziali eLSD con i sistemi elettronici di controllo della stabilità, come l'ESC, e soprattutto con i sistemi di sicurezza, come l'ABS.

Verranno infine riassunti i risultati ottenuti e si noterà come un eLSD presenti soltanto vantaggi, a livello di capacità di trazione ed handling, rispetto al differenziale open

CAPITOLO 1

Differenziali per autotrazione passivi

Uno dei componenti di maggiore importanza che equipaggia ogni vettura è il differenziale. Quest'ultimo fa parte del sistema di trasmissione ed ha il compito di ricevere dal cambio la coppia in uscita dal motore e ripartirla tra le due ruote motrici di uno stesso assale o, nel caso del differenziale centrale per i veicoli con trazione integrale, ai due alberi che portano il moto agli assali anteriore e posteriore.

Il differenziale deve inoltre dare la possibilità ai due alberi di uscita di ruotare a velocità diverse: questo aspetto è di fondamentale importanza per garantire un corretto contatto tra le ruote motrici e la strada ed un buon handling della vettura nelle curve; durante una curva infatti le ruote di uno stesso assale devono percorrere, nel medesimo intervallo di tempo, traiettorie di lunghezza diversa, in particolare, la ruota esterna dovrà coprire una distanza maggiore e dovrà pertanto ruotare ad una velocità più elevata rispetto alla ruota interna.

Il comportamento di un differenziale ha poi importanti conseguenze sulla dinamica del veicolo: la modalità con cui viene ripartita la coppia motrice tra i due alberi di uscita può infatti essere causa di un comportamento sovra-sottosterzante e, nel caso del differenziale montato sull'assale anteriore, quindi tra le due ruote sterzanti, ciò può avere importanti ripercussioni sul feeling con lo sterzo. Inoltre, le caratteristiche di funzionamento del differenziale influiscono notevolmente sulla capacità di trazione di una vettura, cioè sulla capacità di sfruttare l'aderenza fornita dalle ruote motrici al fine di trasmettere a terra la coppia.

In questo capitolo sarà dapprima introdotto il principio di funzionamento del differenziale open, per poi passare alla descrizione del differenziale totalmente bloccato. Nel capitolo successivo verranno introdotti i differenziali autobloccanti a slittamento limitato.

1.1 Il differenziale open

La figura 1.1 riporta lo schema di un differenziale ordinario (anche detto “open”) a ruote coniche, di comune impiego nella maggior parte delle autovetture, utilizzato per la trasmissione della coppia motrice alle ruote appartenenti al medesimo assale.

La coppia suddetta, derivante dall'albero motore attraverso il cambio, viene trasmessa tramite la ruota conica, in presa con la corona 9, al portasatelliti 7. All'interno del portasatelliti, detto anche “scatola del differenziale” o “carter”, si trovano i due ingranaggi planetari 3 e 4, collegati con accoppiamento torsionale ai due alberi di uscita 1 e 2. I planetari ingranano con due (talvolta tre o quattro, in funzione della coppia trasmessa) satelliti 5 e 6, montati su di un albero centrale 8, inserito in due sedi ricavate nella scatola del differenziale.

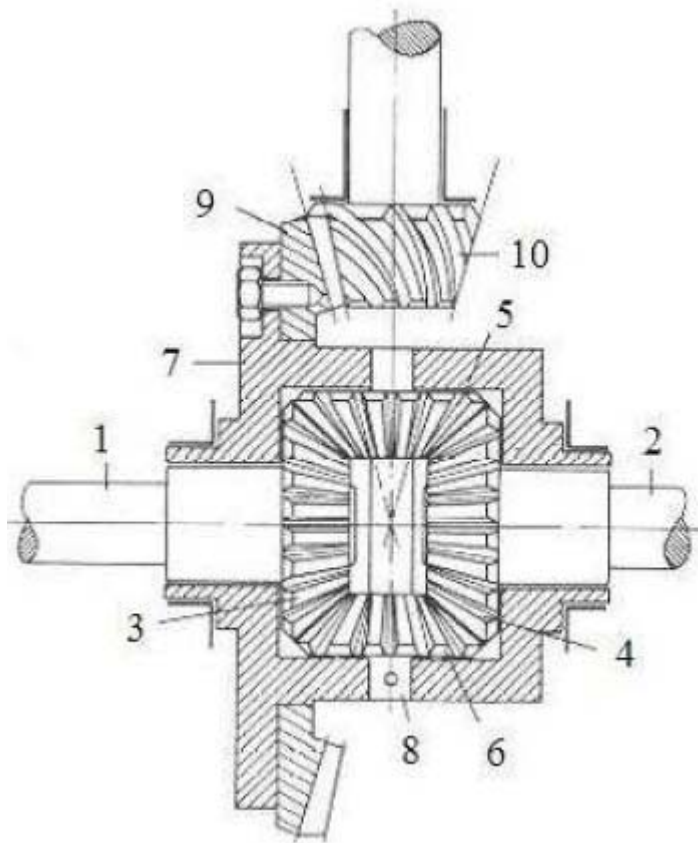


Figura 1.1: Struttura di un differenziale ordinario, da [i].

Questo differenziale è detto “open” poiché il suo schema costruttivo non permette alcun tipo di bloccaggio. L'asse comune ai due alberi di uscita 1 e 2 e al carter 7 costituisce l'asse di rotazione del differenziale.

In riferimento allo schema di figura 1.2, si definiscono i seguenti parametri: C_c è la coppia che il carter riceve dal cambio, C_{t1} e C_{t2} rappresentano rispettivamente la coppia trasmessa alle ruote dall'albero 1 e dall'albero 2. Con ω_c , ω_1 ed ω_2 vengono invece indicate le velocità di rotazione del carter e dei due alberi.

Per convenzione, si assume come verso positivo per le coppie e le velocità angolari quello disegnato in figura, rappresentante il flusso di potenza diretto dal motore verso le ruote.

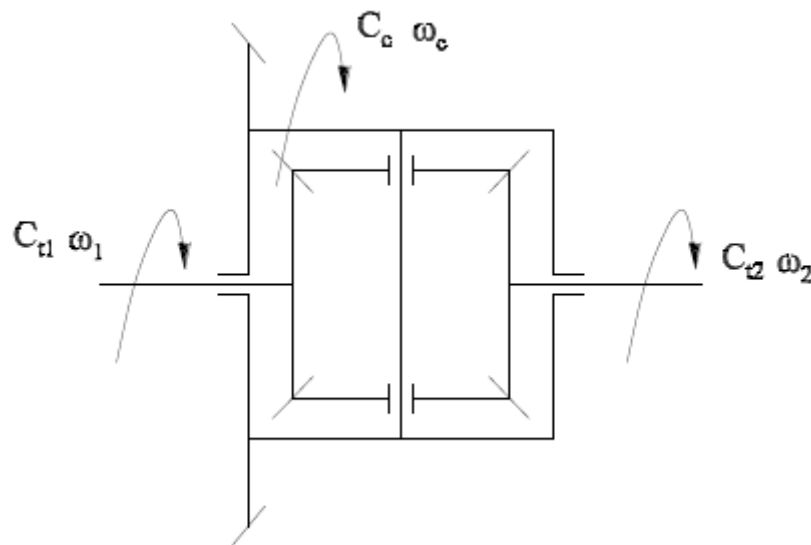


Figura 1.2: Schema di un differenziale ordinario con $\tau_0 = -1$

Per trovare le relazioni cinematiche fondamentali per i rotismi epicicloidali è utile introdurre la formula di Willis. Per fare ciò consideriamo un rotismo epicicloidale a tre ruote con una interna ed indichiamo con Ω_i la velocità angolare della ruota i , con

Ω_p quella del portasatellite; consideriamo inoltre come prima ruota (numero 1) del rotismo una delle ruote rotanti attorno ad un asse fisso ed indichiamo l'ultima ruota come n -esima. Siano in generale Ω_1 , Ω_n non nulle, se poniamo in rotazione tutto il rotismo attorno all'asse di rotazione del portasatellite, con velocità angolare

$-\Omega_p$, il portasatellite resta fermo ed il rotismo diviene un rotismo ordinario. Le velocità angolari della prima e dell'ultima ruota risultano pertanto $\Omega_1 - \Omega_p$, $\Omega_n - \Omega_p$. Il rapporto di trasmissione del rotismo reso ordinario vale quindi:
 $\tau_0 = (\Omega_n - \Omega_p) / (\Omega_1 - \Omega_p)$, detta "formula di Willis".

Applicando la formula di Willis al rotismo di figura 1.2, ed indicando con z_1 e z_2 il numero di denti dei due ingranaggi planetari calettati sugli alberi 1 e 2, si ottiene:

$$\tau_0 = -z_2/z_1 = (\omega_1 - \omega_c) / (\omega_2 - \omega_c) = -1$$

Si ricava pertanto:

$$\omega_c = (\omega_1 + \omega_2) / 2$$

Questa equazione indica che, indipendentemente dalle velocità di rotazione degli alberi 1 e 2, la velocità del carter è sempre uguale alla loro media aritmetica; ciò significa, nel caso del differenziale per l'autoveicolo, che le ruote collegate agli alberi 1 e 2 possono assumere velocità di rotazione diverse durante una curva, fattore di notevole importanza ai fini della maneggevolezza e stabilità dell'auto.

Le espressioni che legano le due coppie C_{t1} e C_{t2} alla coppia in ingresso

C_c possono essere ricavate utilizzando tre relazioni: l'equazione di equilibrio alla rotazione dell'intero meccanismo, l'equazione di conservazione delle potenze e la formula di Willis. Nel caso in cui si studi il comportamento del differenziale a regime, queste tre equazioni forniscono il seguente sistema:

$$C_c - C_{t1} - C_{t2} = 0$$

$$C_c \omega_c - C_{t1} \omega_1 - C_{t2} \omega_2 - W_{diss} = 0$$

$$\omega_c = (\omega_1 + \omega_2) / 2$$

Con W_{diss} è stata indicata la potenza dissipata a causa degli attriti interni presenti in un differenziale reale; essa è sempre positiva od al più nulla.

Risolviendo il sistema si ottiene:

$$C_{t1} = (C_c / 2) - W_{diss} / (\omega_1 - \omega_2)$$

$$C_{t2} = (C_c / 2) + W_{diss} / (\omega_1 - \omega_2)$$

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

$$W_{diss} = C_f |\omega_1 - \omega_2|$$

Sulla base dell'equazione appena scritta, è possibile ricavare le espressioni delle due coppie C_{i1} e C_{i2} :

$$C_{i1} = (C_c/2) - C_f |\omega_1 - \omega_2| / (\omega_1 - \omega_2)$$

$$C_{i2} = (C_c/2) + C_f |\omega_1 - \omega_2| / (\omega_1 - \omega_2)$$

Nel caso in cui le velocità dei due alberi 1 e 2 siano diverse, le coppie trasmesse all'esterno valgono quindi:

caso $\omega_1 > \omega_2$:

$$C_{i1} = (C_c/2) - C_f$$

$$C_{i2} = (C_c/2) + C_f$$

caso $\omega_1 < \omega_2$:

$$C_{i1} = (C_c/2) + C_f$$

$$C_{i2} = (C_c/2) - C_f$$

Da queste equazioni si ricava che, ad esempio, se la ruota 1 gira ad una velocità maggiore rispetto alla ruota 2 a causa del fatto che si trova in una situazione di minore aderenza col terreno, il differenziale le sta trasmettendo una coppia minore di quella trasmessa alla ruota 2. Pertanto il differenziale trasferisce sempre più coppia alla ruota che gira più lentamente, ma fa questo in ragione della coppia C_f ; se questa assume

un valore molto basso (come nel caso del differenziale open), la differenza di coppia che può essere trasmessa tra le due ruote è molto piccola.

Il caso $\omega_1 = \omega_2$ merita alcune considerazioni particolari. Infatti, le due espressioni relative alle coppie trasmesse ai due alberi d'uscita contengono una forma indeterminata del tipo 0/0 e devono essere valutate al limite, per ω_1 tendente ad ω_2 da destra e da sinistra. In questo caso si ottiene quindi:

$$C_{i1} = (C_c/2) \pm C_f$$

$$C_{i2} = (C_c/2) \mp C_f$$

In base alle precedenti relazioni, il legame tra le coppie C_f , C_{i1} , C_{i2} è il seguente:

$$C_f = |C_{i1} - C_{i2}|/2$$

In un differenziale open reale nascono delle forze di attrito sia nel contatto tra i denti in presa delle ruote dentate sia nelle boccole e nei cuscinetti; vi sono inoltre forze di attrito dovute alla viscosità dell'olio lubrificante, in genere di entità minore rispetto a quelle precedentemente elencate. Queste forze di attrito si oppongono alla nascita di una differenza di velocità di rotazione tra i due alberi di uscita (fenomeno detto "stick-slip"). In figura 1.3 è rappresentato l'andamento della differenza di coppia in uscita dal differenziale tra ruota destra e ruota sinistra, in funzione della differenza di velocità di rotazione degli alberi:

$$\Delta RPM = RPM_{ruotasx} - RPM_{ruotadx} \text{ sull'asse x,}$$

$$\Delta Coppia = coppia_{assedx} - coppia_{assesx} \text{ sull'asse y.}$$

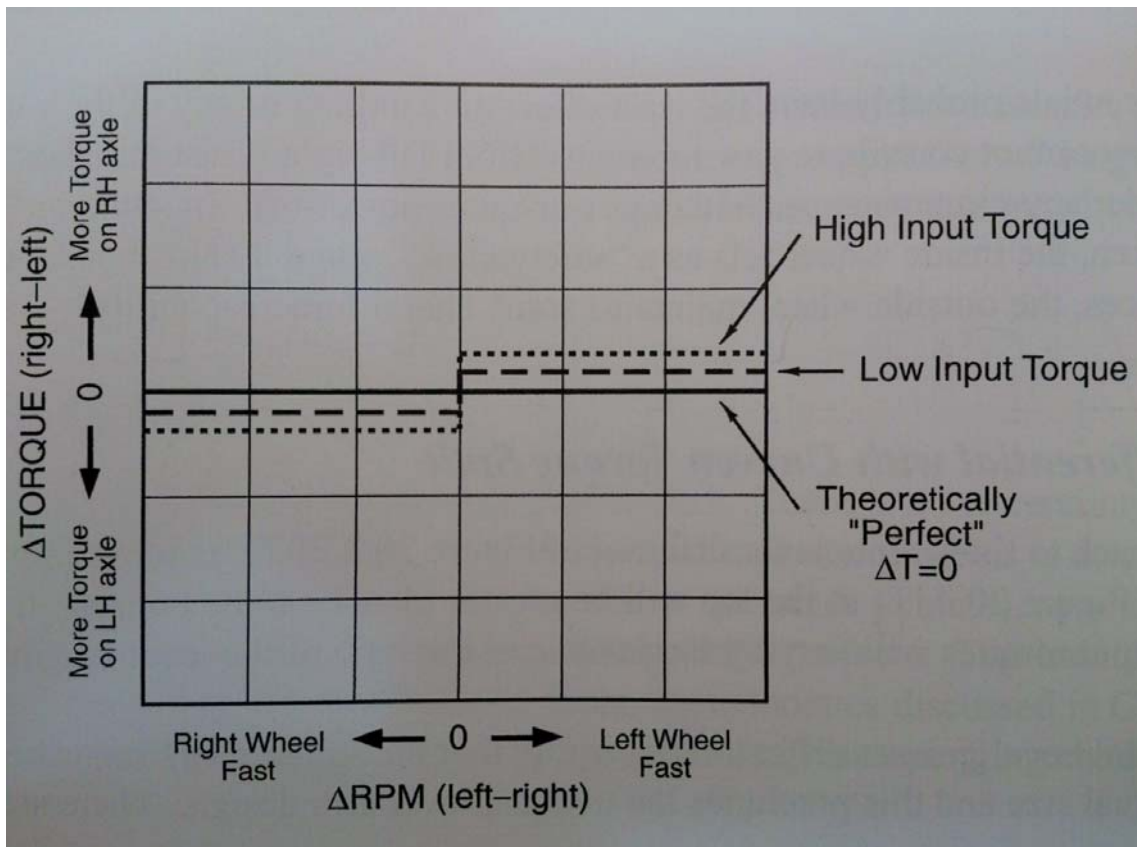


Figura 1.3: caratteristica del differenziale open, da [ii].

C_f Come si nota dal grafico, un differenziale open ideale avrebbe una differenza di coppia $|C_c|$ sugli alberi in uscita sempre nulla, nel differenziale open reale invece dipende dal valore della coppia di attrito C_f la quale risulta direttamente proporzionale al modulo della coppia trasmessa dal cambio; si nota infatti che, all'aumentare della coppia in ingresso al differenziale corrisponde un aumento del $\Delta Coppia$ che si deve verificare tra le ruote affinché il differenziale si sblocchi, consentendo la rotazione.

La trattazione presentata è valida indipendentemente dal valore della coppia di attrito interna C_f . Tuttavia, per costruzione, nel differenziale open la coppia di attrito interna risulta essere di valore molto basso (si può stimare che valga circa da $C_f=(0.05)|C_c|$ a $C_f=(0.09)|C_c|$). Questo implica che la coppia ai due alberi di uscita sia circa la stessa e il che significa che le forze longitudinali trasmesse dalla strada sono simili per entrambe le ruote. Ciò garantisce che non si possano venire a creare momenti di imbardata, a tutto vantaggio della manovrabilità dell'autoveicolo, sia in condizioni di accelerazione sia in condizioni di frenata tramite freno motore; i

maggiori benefici si avvertono soprattutto nelle vetture a trazione anteriore, dove altrimenti si avrebbe la nascita di azioni sterzanti sul volante.

Il differenziale open presenta però anche un considerevole svantaggio: il fatto che la coppia trasmessa alle ruote sia simmetrica (a meno delle piccole differenze dovute al valore di C_f) fa sì che, qualora una delle due ruote motrici appartenenti allo stesso assale si trovi in una condizione di scarsa aderenza (ad esempio su un tratto di strada ghiacciato o innevato), la massima coppia trasmissibile a terra venga limitata da questa, e pertanto la coppia totale trasmissibile risulta pari al doppio di quella trasmissibile dalla ruota con minore aderenza. Questo significa quindi che, in condizioni di aderenza diversa tra le ruote motrici, il differenziale ordinario non consente di sfruttare l'intera capacità di trazione disponibile sulla ruota con maggiore aderenza.

Per ovviare a questo problema si può incrementare il valore della coppia di attrito interno C_f ; in tal modo il differenziale si oppone maggiormente alla nascita di scorrimenti relativi tra i suoi organi, generando un aumento dell'asimmetria nella ripartizione della coppia motrice tra i due alberi di uscita; in condizioni di aderenza diversa tra le due ruote ed il terreno, aumenta così la coppia trasmissibile alla ruota con maggiore attrito ed equivalentemente si riduce la coppia trasmissibile all'altra ruota. L'aumentare di C_f pertanto incrementa la capacità del differenziale di prevenire, ed in seguito limitare, lo slittamento della ruota con aderenza inferiore. La possibilità di migliorare la capacità di trazione di un veicolo agendo sul valore di C_f è il motivo che ha portato allo sviluppo dei differenziali autobloccanti.

I vari tipi di differenziale autobloccante rappresentano quindi un'evoluzione del differenziale open e differiscono tra loro soltanto per la particolare soluzione costruttiva adottata al fine di aumentare la coppia di attrito interna. Lo studio appena svolto sul differenziale open è utile come base per comprendere il principio di funzionamento dei differenziali autobloccanti.

Nello studio dei differenziali con rapporto di trasmissione $\tau_0 = -1$ è spesso 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 C_c 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:

$$TBR = [(C_c/2) + C_f] / [(C_c/2) - C_f]$$

Un altro parametro spesso utilizzato per descrivere il comportamento di un differenziale autobloccante è il coefficiente di bloccaggio b , definito dalla relazione:

$$b = |C_{t1} - C_{t2}| / |C_c|$$

Dalle precedenti definizioni è possibile ricavare la relazione esistente tra TBR e b , nel caso $C_c > 0$:

$$b = (TBR - 1) / (TBR + 1)$$

In base alla relazione appena scritta, un bloccaggio del differenziale del 100%, ovvero $b = 1$, è possibile solo con un TBR infinito.

1.2 Differenziale open con $\tau_0 \neq -1$

Il rapporto di trasmissione $\tau_0 = -1$ è ottimale nel caso di un differenziale utilizzato per trasmettere la coppia alle due ruote motrici appartenenti al medesimo assale, in quanto, in condizioni di buona aderenza, si vuole avere la stessa coppia su entrambe le ruote. Nel caso invece di veicoli con trazione integrale, dove si utilizzano due differenziali con rapporto di trasmissione pari a -1 per ripartire la coppia sulle quattro ruote motrici ed un terzo differenziale, centrale, per ripartire la coppia proveniente dal cambio tra i due differenziali prima citati, si vuole, in alcune applicazioni, nel caso di buona aderenza su ogni ruota, avere una trasmissione di coppia non simmetrica tra l'assale anteriore e quello posteriore. Ad esempio, sulle auto di connotazione più sportiva che utilizzano la trazione integrale permanente, si preferisce ripartire la coppia totale con percentuali del 60% - 40% oppure 70% - 30%, a vantaggio dell'assale posteriore. Per consentire ciò si devono utilizzare dei rotismi epicicloidali con rapporto di trasmissione di valore diverso da -1.

Si consideri ad esempio il rotismo epicicloidale schematizzato in figura 1.4. In genere, su vetture che presentano una ripartizione di coppia sbilanciata a favore dell'assale posteriore, l'ingresso dal cambio muove il portasatelliti P, l'uscita per l'assale anteriore è solidale con il solare 1 mentre l'uscita per l'assale posteriore è solidale alla corona 2.

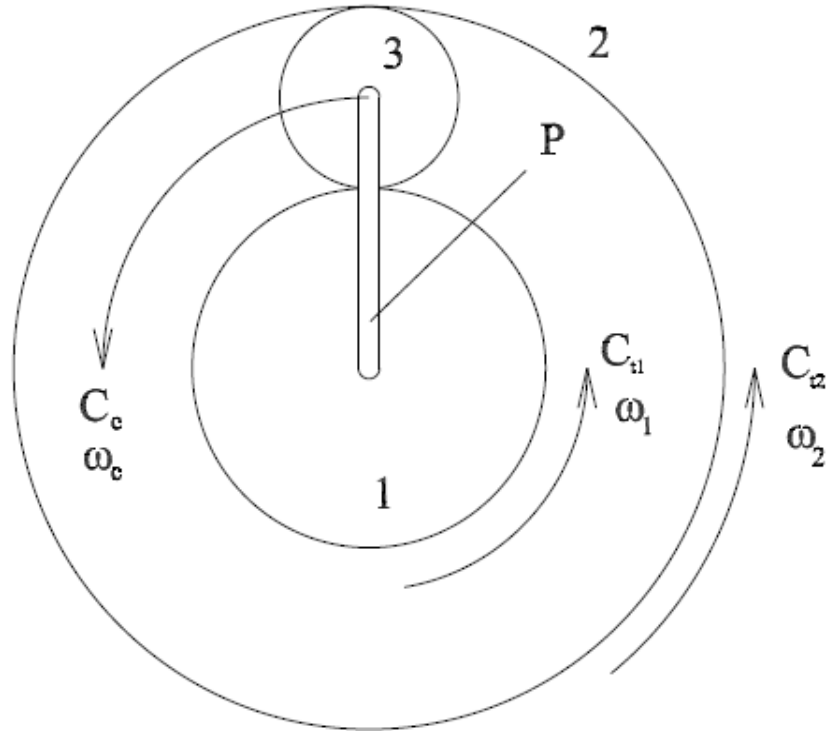


Figura 1.4: generico rotismo epicicloidale a 2 gradi di libertà

In base alla formula di Willis vale:

$$\tau_0 = (\omega_1 - \omega_c) / (\omega_2 - \omega_c)$$

Si ricava quindi:

$$\omega_c = (\omega_1 - \omega_2 \tau_0) / (1 - \tau_0)$$

Per ricavare le espressioni delle coppie trasmesse agli alberi di uscita è possibile utilizzare lo stesso sistema di equazioni visto nel caso del differenziale con rapporto di trasmissione $\tau_0 = -1$; si ottiene pertanto:

$$C_c - C_{t1} - C_{t2} = 0$$

$$C_c \omega_c - C_{t1} \omega_1 - C_{t2} \omega_2 - W_{diss} = 0$$

$$\omega_c = (\omega_1 - \omega_2 \tau_0) / (1 - \tau_0)$$

Vale inoltre:

$$W_{diss} = C_f |C_{i1} - C_{i2}|$$

Le coppie in uscita dal differenziale centrale con rapporto di trasmissione diverso da -1 risultano pertanto:

$$C_{i1} = [C_c / (1 - \tau_0)] - [C_f |\omega_1 - \omega_2| / (\omega_1 - \omega_2)]$$

$$C_{i2} = -\tau_0 [C_c / (1 - \tau_0)] + [C_f |\omega_1 - \omega_2| / (\omega_1 - \omega_2)]$$

Si distinguono quindi tre casi possibili:

caso $\omega_1 > \omega_2$:

$$C_{i1} = [C_c / (1 - \tau_0)] - C_f$$

$$C_{i2} = -\tau_0 [C_c / (1 - \tau_0)] + C_f$$

caso $\omega_1 < \omega_2$:

$$C_{i1} = [C_c / (1 - \tau_0)] + C_f$$

$$C_{i2} = -\tau_0 [C_c / (1 - \tau_0)] - C_f$$

caso $\omega_1 = \omega_2$:

$$C_{i1} = [C_c / (1 - \tau_0)] \pm C_f$$

$$C_{i2} = -\tau_0 [C_c / (1 - \tau_0)] \mp C_f$$

Quindi si ricava infine l'espressione di C_f :

$$C_f = (1/2) |C_{i1} - C_{i2} - [C_c (1 + \tau_0) / (1 - \tau_0)]|$$

1.3 Differenziale totalmente bloccato

In alcuni veicoli il differenziale può essere equipaggiato con un dispositivo capace di rendere perfettamente solidali tra loro i due alberi di uscita 1 e 2. Questo dispositivo è costituito da un manicotto per innesto marce, che, se azionato, genera un accoppiamento torsionale tra la scatola del differenziale, provvista di dentatura a scanalature, e uno dei due alberi di uscita (vedi figura 1.5). Anche il secondo albero di uscita viene collegato alla scatola del differenziale in modo fisso grazie ai planetari ed ai satelliti del differenziale; in questo modo le due ruote (o i due alberi longitudinali nel caso del differenziale centrale) sono costrette ad assumere la stessa velocità di rotazione.

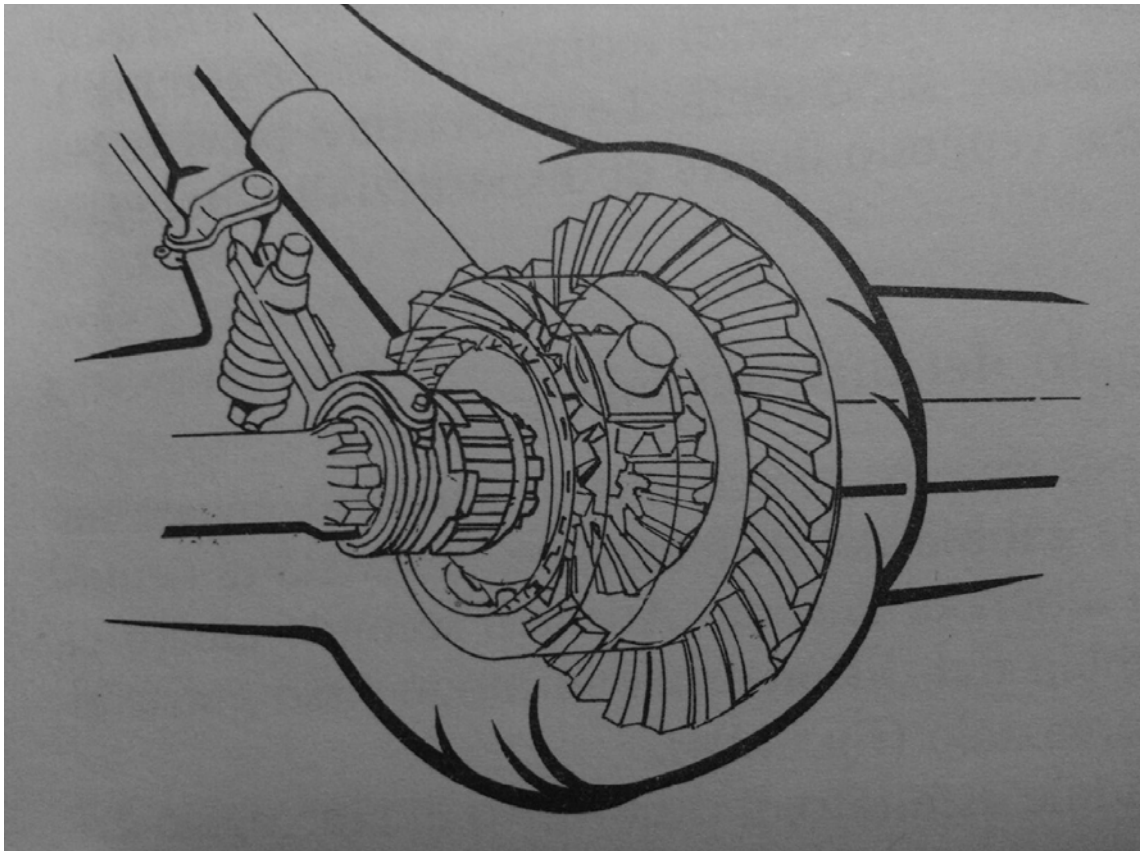


Figura 1.5: differenziale con dispositivo di bloccaggio Daimler-Benz, da [i].

Il bloccaggio del differenziale può essere utilizzato sia nei differenziali posizionati sugli assali delle ruote, sia nei differenziali centrali (in genere i veicoli da fuoristrada a trazione integrale hanno la possibilità di bloccare tutti e tre i differenziali).

Consideriamo ora il caso del differenziale posizionato sull'assale delle ruote: il principale vantaggio relativo al suo bloccaggio consiste nel fatto che la coppia totale che si riesce a scaricare a terra corrisponde alla somma delle coppie trasmissibili da entrambe le ruote. Questo risulta molto utile in condizioni di scarsa aderenza: considerando una situazione limite ad esempio, con una ruota motrice totalmente senza aderenza, il differenziale completamente bloccato permette di trasferire l'intera coppia motrice all'altra ruota.

Tuttavia, come si può osservare nella figura 1.6, non c'è nessuno sbilanciamento di coppia tra le due ruote che possa portare allo sbloccaggio del differenziale e pertanto ad una differenza di velocità tra le due ruote.

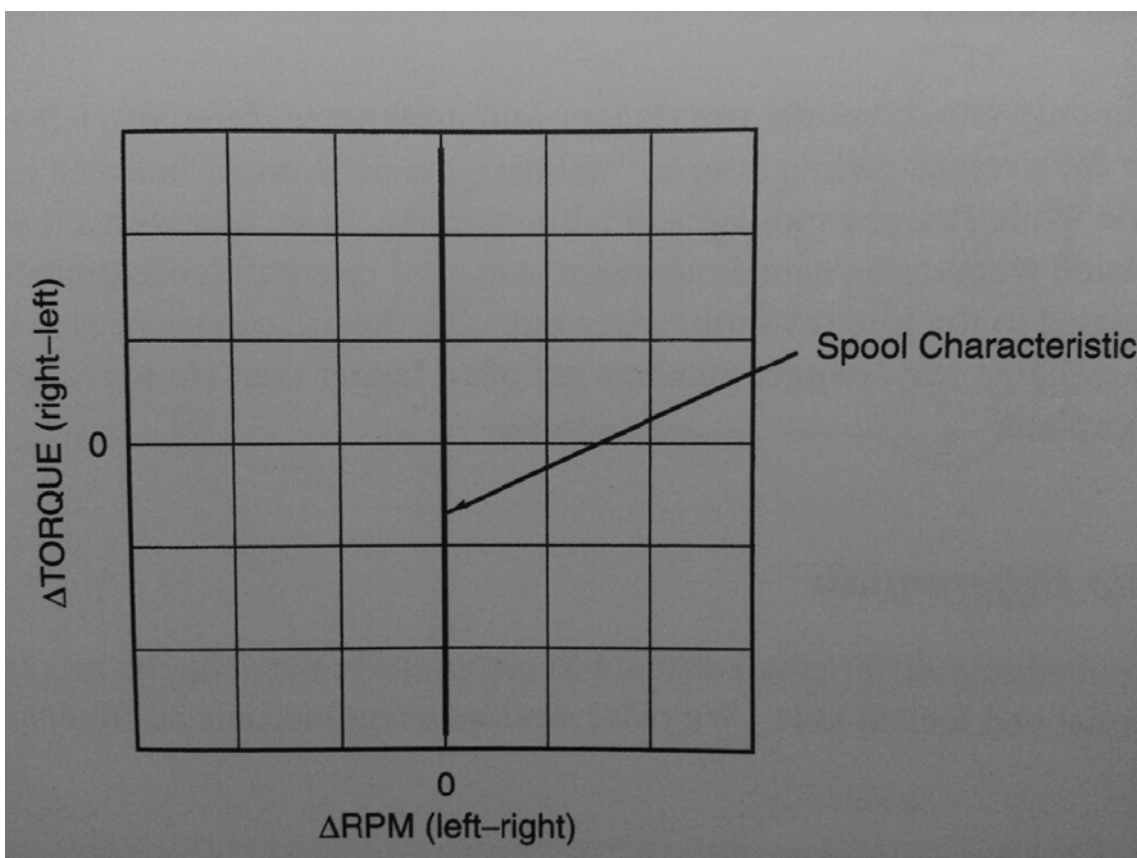


Figura 1.6: caratteristica di un differenziale completamente bloccato, da [ii].

Questo fa sì che un differenziale completamente bloccato abbia delle forti ripercussioni sul comportamento del veicolo in curva. Si osservi in proposito la figura 1.7, in cui è rappresentato un veicolo con assale posteriore rigido. In questo caso le due ruote posteriori sono costrette a ruotare alla stessa velocità: la ruota interna alla curva gira

quindi ad una velocità superiore a quella che avrebbe con un differenziale open, e la ruota esterna alla curva ad una velocità inferiore. La strada applica quindi alla ruota interna una forza longitudinale che tende a farla girare a velocità inferiore, mentre applica alla ruota esterna alla curva una forza longitudinale che tende a farla girare più velocemente (nel caso in cui le ruote posteriori siano motrici, queste due forze si sovrappongono a due forze di trazione della stessa entità). Sull'assale si genera pertanto un momento di imbardata che si oppone alla curva generando quindi un comportamento sottosterzante.

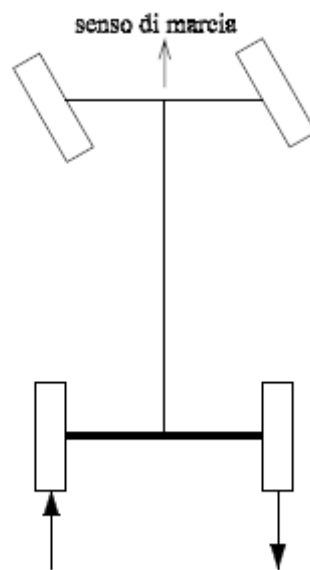


Figura 1.7: Effetto di un differenziale bloccato sul comportamento in curva di un veicolo

L'entità del sottosterzo risulta particolarmente elevata nella percorrenza di curve di piccolo raggio. Inoltre durante la percorrenza di una curva col differenziale completamente bloccato gli alberi, i cuscinetti ed i denti delle ruote sono sottoposti ad uno stato di tensione maggiore rispetto al caso del differenziale open in quanto oltre alla coppia motrice essi devono sopportare anche la coppia, derivata dall'attrito con la strada, tendente a sbloccare il differenziale.

Tutto ciò peggiora ulteriormente all'aumentare dell'aderenza: si hanno un maggiore momento di imbardata, maggiori tensioni sugli organi meccanici ed una maggiore usura degli pneumatici.

Il bloccaggio completo del differenziale è pertanto da utilizzare solo in condizioni di scarsa aderenza.

Nella maggior parte delle applicazioni è poi previsto un sistema automatico di disinserimento del blocco che interviene facendo arretrare il manicotto di innesto appena la differenza tra le coppie che la strada applica alle due ruote dell'assale supera un limite prestabilito.

CAPITOLO 2

Differenziali per autotrazione passivi a slittamento limitato

In generale, i differenziali a slittamento limitato rappresentano un compromesso tra i due estremi del differenziale open e del differenziale totalmente bloccato. Il loro scopo consiste nel cercare di limitare lo slittamento di una ruota, in condizioni di scarsa aderenza, e nel contempo di garantire la rotazione libera ed indipendente delle ruote motrici durante la percorrenza di una curva.

2.1 Differenziale autobloccante con giunto viscoso Ferguson

Il differenziale autobloccante con giunto viscoso, costruttivamente molto simile al differenziale open, rispetto a quest'ultimo presenta inoltre la possibilità di aumentare la coppia di attrito interna C_f in funzione degli scorrimenti relativi $|\omega_1 - \omega_2|$ tra i due alberi di uscita; in particolare, all'aumentare di $|\omega_1 - \omega_2|$ corrisponde un aumento di C_f , simulando il comportamento di un differenziale quasi totalmente bloccato, al diminuire di $|\omega_1 - \omega_2|$ corrisponde invece una riduzione di C_f , simulando quindi il comportamento di un differenziale open.

Nella figura 2.1 è riportato lo schema di un differenziale autobloccante con giunto viscoso impiegato tra le due ruote di uno stesso assale. All'interno del carter, in corrispondenza di uno dei due alberi di uscita del differenziale, si trova una serie di dischi: di questi una metà è torsionalmente solidale alla scatola del differenziale, l'altra metà è invece torsionalmente solidale all'albero di uscita. I dischi sono montati in serie ed in modo alternato; inoltre, tra ognuno di essi e quello adiacente si ha un piccolo gioco assiale. Gli interstizi tra i dischi vengono riempiti con uno speciale fluido siliconico ed il giunto è chiuso ermeticamente verso l'esterno per evitare fuoriuscite di fluido. Nel caso in cui i due alberi di uscita ruotino a velocità diverse, nasce una velocità relativa tra due dischi consecutivi (si ricorda che vale $\omega_c = (\omega_1 + \omega_2)/2$), quindi se i due alberi di uscita ruotano alla medesima velocità, la differenza di velocità tra uno qualunque dei due alberi e ed il carter è nulla, se invece essi ruotano a velocità

diverse, si ha anche una differenza di velocità tra ciascuno degli alberi di uscita ed il carter, quest'ultima determinante un certo bloccaggio del differenziale) e pertanto le forze tangenziali che il fluido esercita sulle pareti dei dischi vanno ad incrementare la coppia di attrito interna al differenziale.

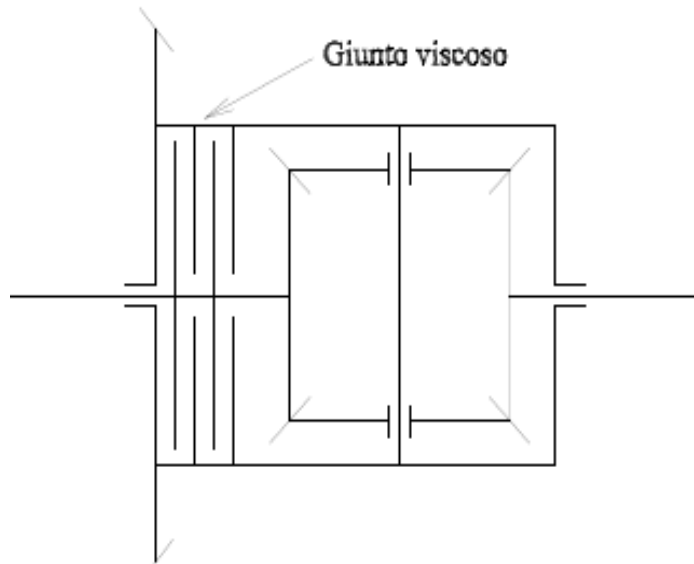


Figura 2.1: Schema di un differenziale autobloccante con giunto viscoso

La caratteristica di un differenziale dotato di giunto viscoso Ferguson è riportata in figura 2.2. Si può notare, come accennato in precedenza, che all'aumento degli scorrimenti relativi tra i due assali di uscita $|\omega_1 - \omega_2|$ corrisponde un aumento della coppia di attrito interna C_f , con andamento tendente ad un asintoto orizzontale, quest'ultimo rappresentante la condizione di saturazione del giunto. La caratteristica

$C_f - \Delta\omega$ dipende dalla natura del fluido siliconico utilizzato e dalla sua temperatura.

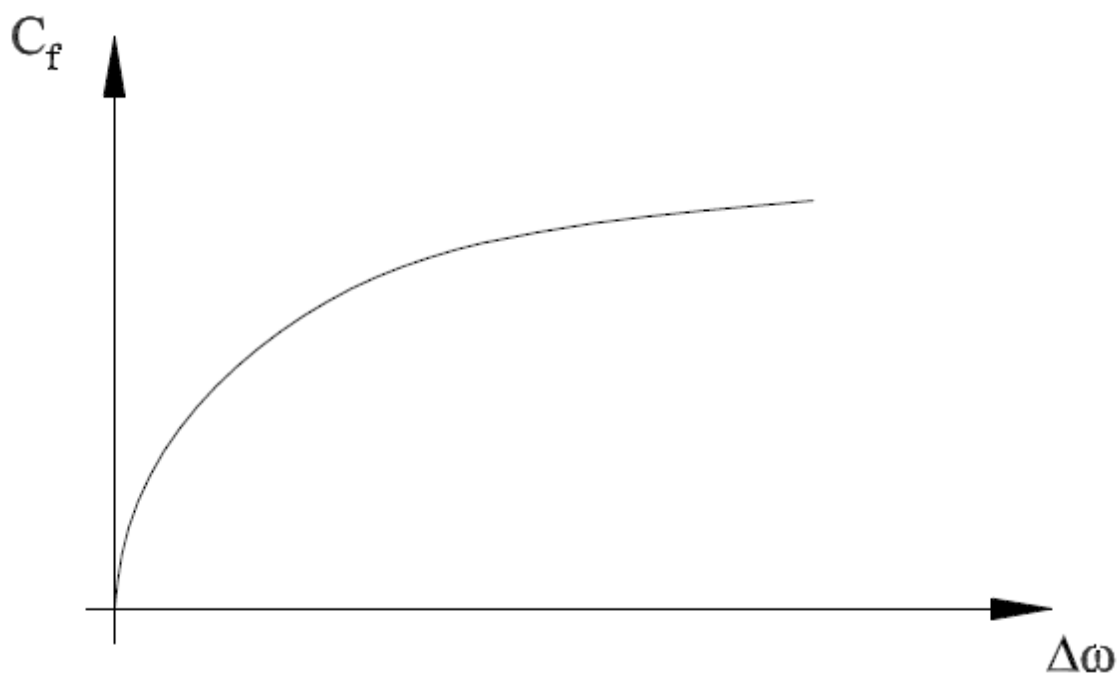


Figura 2.2: Caratteristica qualitativa di un differenziale autobloccante con giunto viscoso

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. Nella figura 2.3 è possibile seguire l'evoluzione temporale di questo fenomeno: con le lettere T e P sono state indicate rispettivamente la temperatura e la pressione del fluido. Si consideri il caso di un differenziale a giunto viscoso posto sull'assale delle due ruote motrici: se ad un certo istante si inizia a verificare un aumento della velocità relativa tra le due ruote, si può notare il conseguente aumento della coppia di attrito interna generata dal giunto viscoso stesso al fine di limitare il $\Delta\omega$. Se però questa situazione permane nel tempo, il calore generato per attrito all'interno del carter causa un progressivo aumento della temperatura del fluido siliconico che si espande aumentando la pressione e, per una certa combinazione di pressione e temperatura, aumenta notevolmente, e in modo molto rapido, la sua viscosità. L'aumento repentino della coppia C_f viene appunto detto "humping".

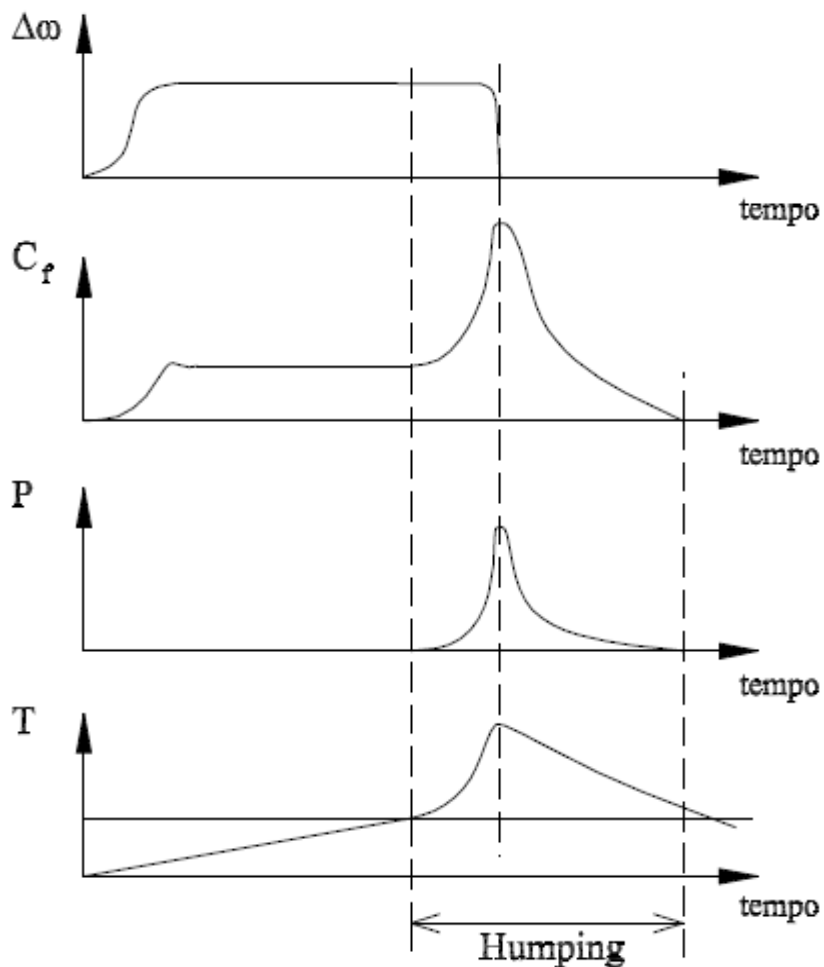


Figura 2.3: Evoluzione temporale del comportamento di un differenziale autobloccante con giunto viscoso, da [vi].

I differenziali dotati di giunto viscoso appartengono alla categoria dei cosiddetti differenziali “speed sensitive”, poiché generano una coppia di attrito interna non trascurabile solo nel caso in cui i due alberi di uscita ruotino a velocità diverse; inoltre, la coppia di attrito stessa aumenta all’aumentare della differenza tra le velocità angolari.

Questa caratteristica offre un particolare vantaggio: nei casi in cui la differenza di velocità tra le ruote motrici sia ridotta, come ad esempio nelle curve ad ampio raggio o nelle manovre di parcheggio, il differenziale autobloccante con giunto viscoso si comporta come un normale differenziale open, a tutto beneficio della manovrabilità della vettura.

Vi sono tuttavia anche alcuni svantaggi. Un differenziale di questo tipo, per costruzione, interviene sulla dinamica della vettura, aumentando C_f , solo dopo che una delle due ruote motrici abbia iniziato a slittare; si ottiene pertanto una riduzione, ma non una prevenzione, del fenomeno. Inoltre, l'humping stesso, il ritardo ed il modo brusco con il quale questo si verifica, influenzano negativamente l'handling del mezzo in quanto generano un cambio di comportamento repentino e non prevedibile da parte del guidatore. Il ritardo nel bloccaggio inoltre non va bene per ridurre lo slittamento in tempi brevi, cosa che è richiesta nel caso in cui il veicolo percorra una curva e la ruota interna, meno carica, perda aderenza; in questo caso l'azione del differenziale dovrebbe essere la più rapida possibile, perché la capacità direzionale del veicolo viene fortemente compromessa.

Un ulteriore svantaggio è rappresentato dalla dipendenza della viscosità del fluido siliconico dalla temperatura. Ciò significa ad esempio che la caratteristica del differenziale può cambiare in base alla temperatura dell'ambiente esterno; inoltre, se vi sono differenze di velocità tra le ruote motrici per un tempo prolungato, come nel caso di un tratto stradale con presenza di numerose curve, si può arrivare al bloccaggio del differenziale anche in assenza di slittamento, cosa che influisce negativamente sulla manovrabilità della vettura.

Un ultimo svantaggio, infine, è rappresentato dall'interferenza col sistema di frenata assistita ABS. Quest'ultimo agisce sulle ruote modulando le pressioni frenanti ad esse applicate al fine di far passare continuamente ogni ruota dalla condizione di "puro rotolamento" alla condizione di ruota frenata, e viceversa. In questo modo il sistema ABS cerca di mantenere ciascuna ruota in corrispondenza del picco del diagramma forza longitudinale-scorrimento nelle varie condizioni di aderenza. Il segnale di velocità angolare di ciascuna ruota viene utilizzato dall'ABS per due scopi: durante la fase di "puro rotolamento", le velocità delle ruote definiscono la velocità del veicolo, durante la fase di frenata, invece, le velocità delle ruote vengono usate per determinare lo scorrimento longitudinale di ognuna di esse. Il sistema ABS sfrutta quindi la differenza di velocità tra le quattro ruote per capire se una di esse si stia bloccando. Inoltre, esso applica coppie frenanti diverse sulle quattro ruote, per mantenere ognuna di esse in corrispondenza dello scorrimento che assicura la massima forza longitudinale nel contatto con la strada: se le ruote si trovano a contatto con superfici con aderenza diversa, devono avere scorrimenti diversi, quindi velocità di rotazione diverse.

Al contrario, un differenziale "speed sensitive" tende ad uniformare la velocità delle ruote motrici appena nasce una differenza di velocità di rotazione 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 ruotare alla stessa velocità crea quindi dei seri problemi alla logica di controllo propria dell'ABS.

2.2 Differenziali autobloccanti a lamelle

Nei differenziali a lamelle la coppia di attrito interna C_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.

2.2.1 Differenziale precaricato

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 carter.

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.

Questo schema costruttivo consente quindi di ottenere una coppia di attrito interna C_f costante ed indipendente dalla coppia trasmessa dal cambio C_c o dalla differenza di velocità tra i due alberi di uscita $\Delta\omega$. Si ottiene pertanto una caratteristica molto simile a quella del differenziale open, con un gradino di coppia iniziale di ampiezza pari a C_f .

Tuttavia, la costanza del valore della coppia di attrito interna in ogni situazione di guida (accelerazione, velocità costante e frenata) è causa di alcuni problemi. In frenata, per quanto visto in precedenza relativamente al differenziale con giunto viscoso, si ha un'interferenza col sistema ABS.

Viene inoltre influenzato il comportamento della vettura in curva: la coppia di attrito C_f tende infatti a conferire maggiore coppia motrice alla ruota che gira più lentamente, quindi quella interna alla curva, aumentando il carattere sottosterzante dell'autoveicolo.

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 ed indipendente delle ruote motrici in curva e di non interferire con l'ABS, 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.

2.2.2 Differenziale a lamelle Dana Trac-Loc

I componenti principali di un differenziale Dana Trac-Loc sono riportati nella figura 2.4. 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 ai denti che esse scambiano con i satelliti, andando così a chiudere le due frizioni. In questo modo nasce una coppia di attrito interna C_f , proporzionale al modulo della coppia C_c in ingresso al differenziale. Infatti C_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 carter trasmette interamente la coppia in ingresso C_c 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.

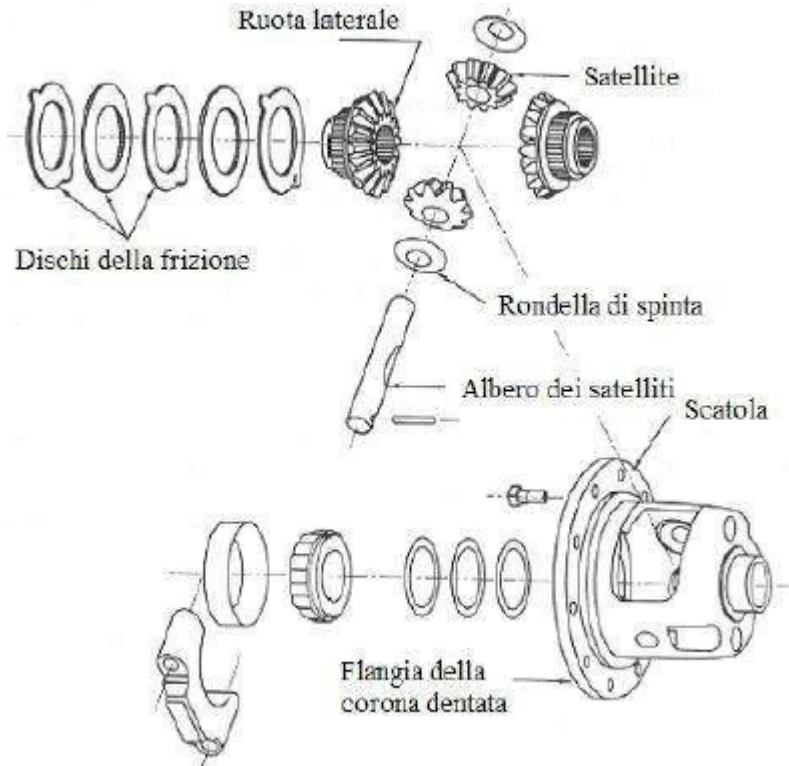


Figura 2.4: Componenti di un differenziale Dana Trac-Loc, da [ii].

Vi è inoltre la possibilità di aggiungere un precarico; questo si può ottenere o utilizzando delle molle Belleville applicate sui due pacchi di dischi di frizione oppure inserendo una molla ad elica tra le due ruote coniche solidali agli alberi di uscita del differenziale. Il precarico permette di ottenere un certo valore di coppia di attrito interna C_f anche nel caso in cui la coppia trasmessa dal cambio C_c sia nulla. Si consideri, ad esempio, il caso di una vettura che debba partire avendo una ruota sull'asfalto (condizione di buona aderenza) ed una ruota sul ghiaccio (condizione di bassa aderenza): senza il precarico, il differenziale autobloccante si comporterebbe come un open, non facendo muovere l'autoveicolo, in quanto, non riuscendo a trasmettere coppia alle ruote, non si avrebbe nemmeno la componente assiale tra i satelliti e le due ruote coniche di uscita per generare il bloccaggio. Nel caso invece di un differenziale precaricato, la coppia di attrito presente C_f permetterebbe alla vettura di partire ugualmente.

Utilizzando delle molle Belleville poste tra i dischi frizione, all'aumentare della coppia in ingresso C_c , 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 e 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 2.5 viene rappresentato sinteticamente il comportamento del differenziale nei vari casi discussi; con C_{f0} è stata indicata la coppia di attrito interna dovuta al precarico.

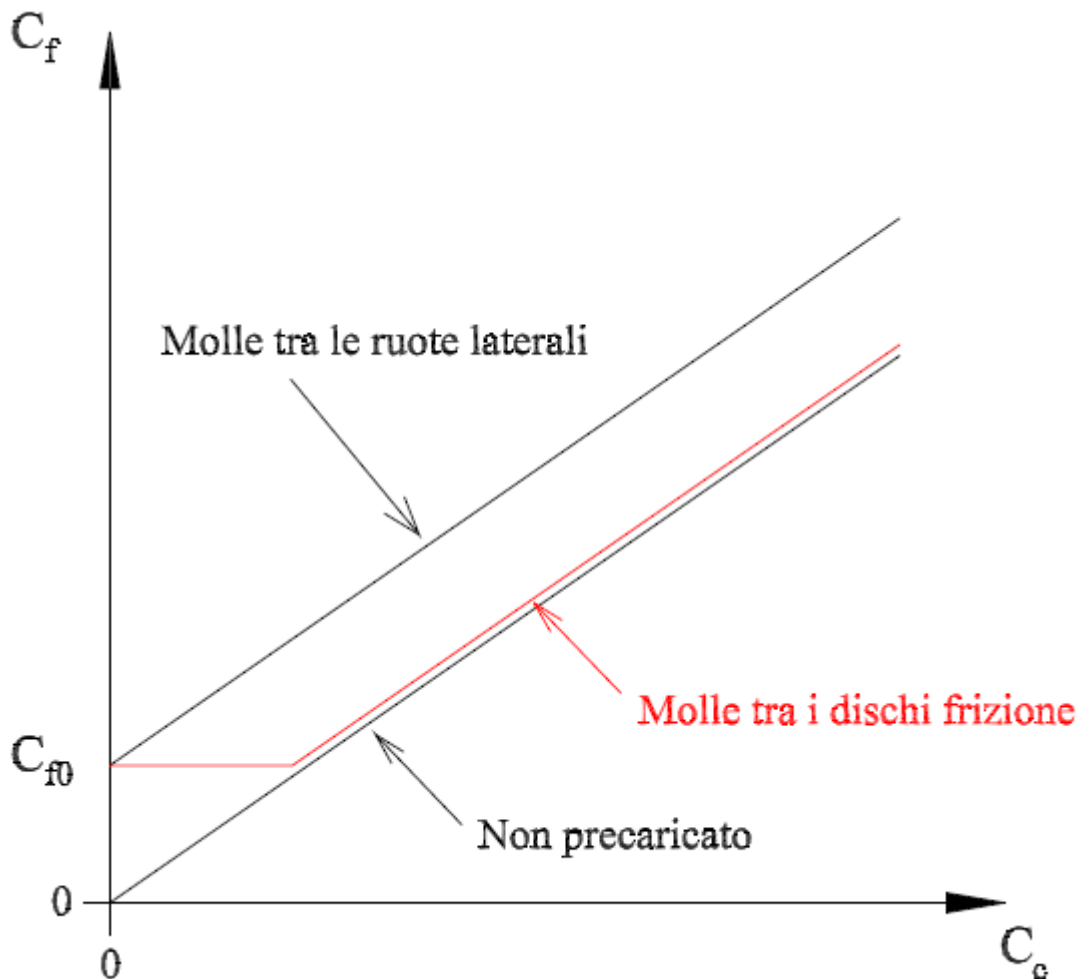


Figura 2.5: Andamento della coppia di attrito in funzione della coppia trasmessa dal cambio, da [vi].

La caratteristica $\Delta C - \Delta \omega$ di un differenziale Dana Trac-Loc è molto simile a quella del differenziale open di figura 1.3, e viene mostrata in dettaglio in figura 2.6.

Si può notare che all'aumentare della coppia in ingresso proveniente dal cambio C_c corrisponde un aumento del gradino di coppia $C_{i2} - C_{i1}$ che deve essere raggiunto per portare allo sbloccaggio del differenziale. In questo caso si nota inoltre che, per valori sufficientemente elevati di C_c si ottiene il bloccaggio completo del differenziale, impedendo quindi la nascita di una differenza di velocità tra i due alberi di uscita.

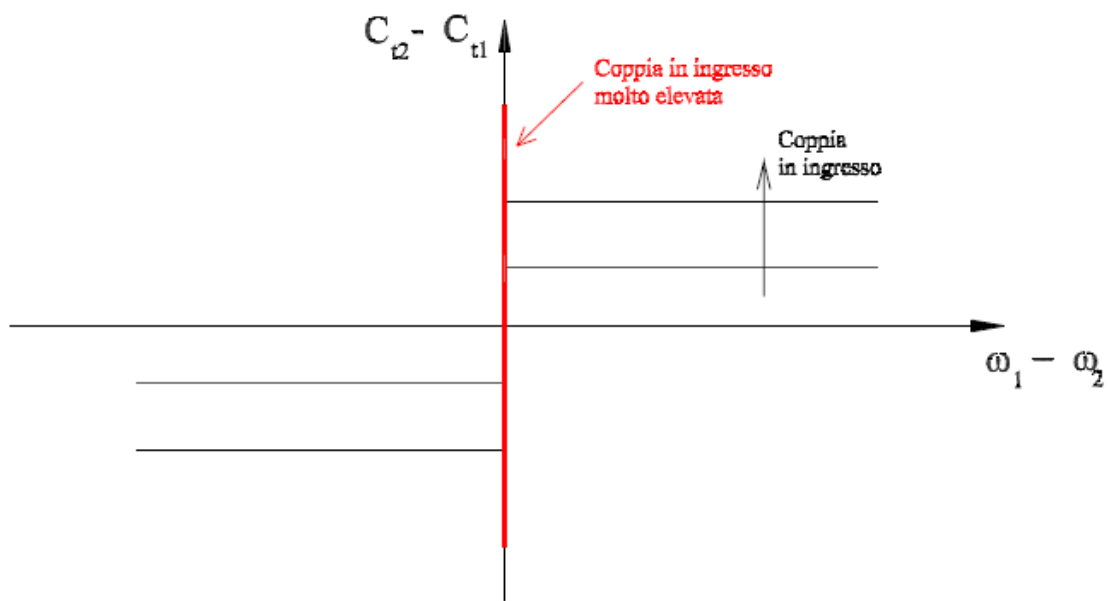


Figura 2.6: Caratteristica di un differenziale Dana Trac-Loc

Il differenziale Dana Trac-Loc, rispetto a quello con giunto viscoso Ferguson, non genera la coppia di attrito interna in modo proporzionale alla differenza di velocità tra i due alberi di uscita, bensì in modo proporzionale alla coppia che il differenziale trasmette globalmente verso l'esterno. Per questo motivo il differenziale Dana Trac-Loc viene detto "power sensitive".

Durante la fase di frenata tramite freno motore, poiché il differenziale genera una coppia di attrito proporzionale alla coppia trasmessa dal cambio e poiché si può stimare che la coppia frenante offerta dal motore sia pari a circa un terzo della massima coppia motrice, il differenziale Dana Trac-Loc risulta essere meno problematico per quanto riguarda le interferenze col sistema ABS rispetto al

differenziale con giunto viscoso. Tale proprietà è comune a tutti i differenziali “power sensitive”. 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 frenata.

2.2.3 Differenziale Salisbury axle (o ZF)

Un differenziale autobloccante Salisbury axle, noto anche con il nome ZF, è costruttivamente molto simile al differenziale Dana Trac-Loc già studiato; l’unica differenza rispetto a questo sta nel modo con cui vengono generate le coppie di attrito interne al differenziale.

Per comprendere come sia possibile la nascita di queste coppie, si faccia riferimento allo schema riportato in figura 2.7. In un differenziale ZF sono presenti le due frizioni già descritte per il differenziale Dana Trac-Loc, ma le due ruote laterali sono bloccate sui due alberi di uscita. Quindi le frizioni non vengono chiuse dalla componente assiale delle forze di contatto ai denti che le ruote laterali scambiano con i satelliti. La scatola è provvista di alcune scanalature dirette come l’asse del differenziale, nelle quali trovano alloggio, tramite opportune alette di trascinamento, due anelli di pressione ed i dischi di frizione solidali torsionalmente alla scatola. Le alette di trascinamento permettono quindi il solo movimento assiale. I due satelliti sono montati su un albero, che a sua volta poggia su superfici smussate ricavate per fresatura sui due anelli di pressione. Grazie all’inclinazione β delle superfici smussate degli anelli di pressione, se il cambio applica una coppia C_c al carter, sugli anelli nascono delle forze in direzione dell’asse del differenziale che chiudono le due frizioni, ottenendo così l’effetto autobloccante. E’ poi sempre possibile precaricare le due frizioni, secondo quanto già esposto nel paragrafo precedente.

La caratteristica $\Delta C - \Delta \omega$ è molto simile a quella già vista per il differenziale Dana Trac-Loc, di cui sfrutta lo stesso principio di funzionamento. Anche in questo caso, la coppia di attrito interna è proporzionale al modulo della coppia che viene trasmessa, ed il differenziale non presenta interferenze significative con il sistema ABS. Inoltre, nel caso dello ZF, è possibile ottenere due coefficienti di bloccaggio diversi, a seconda del verso del flusso di potenza tra il motore e le ruote. Infatti, se il flusso di potenza è diretto dal motore alle ruote, il contatto tra l’albero dei satelliti e le superfici smussate

degli anelli di pressione avviene su uno dei due lati delle superfici stesse; durante le fasi di rilascio, invece, il contatto avviene sul lato opposto. Utilizzando quindi due valori diversi per l'angolo β sui due lati delle superfici smussate presenti su ognuno dei due anelli di pressione, è possibile ottenere un coefficiente di bloccaggio del differenziale minore durante le fasi di rilascio: in questo modo, le interferenze del differenziale con il sistema ABS diminuiscono ulteriormente.

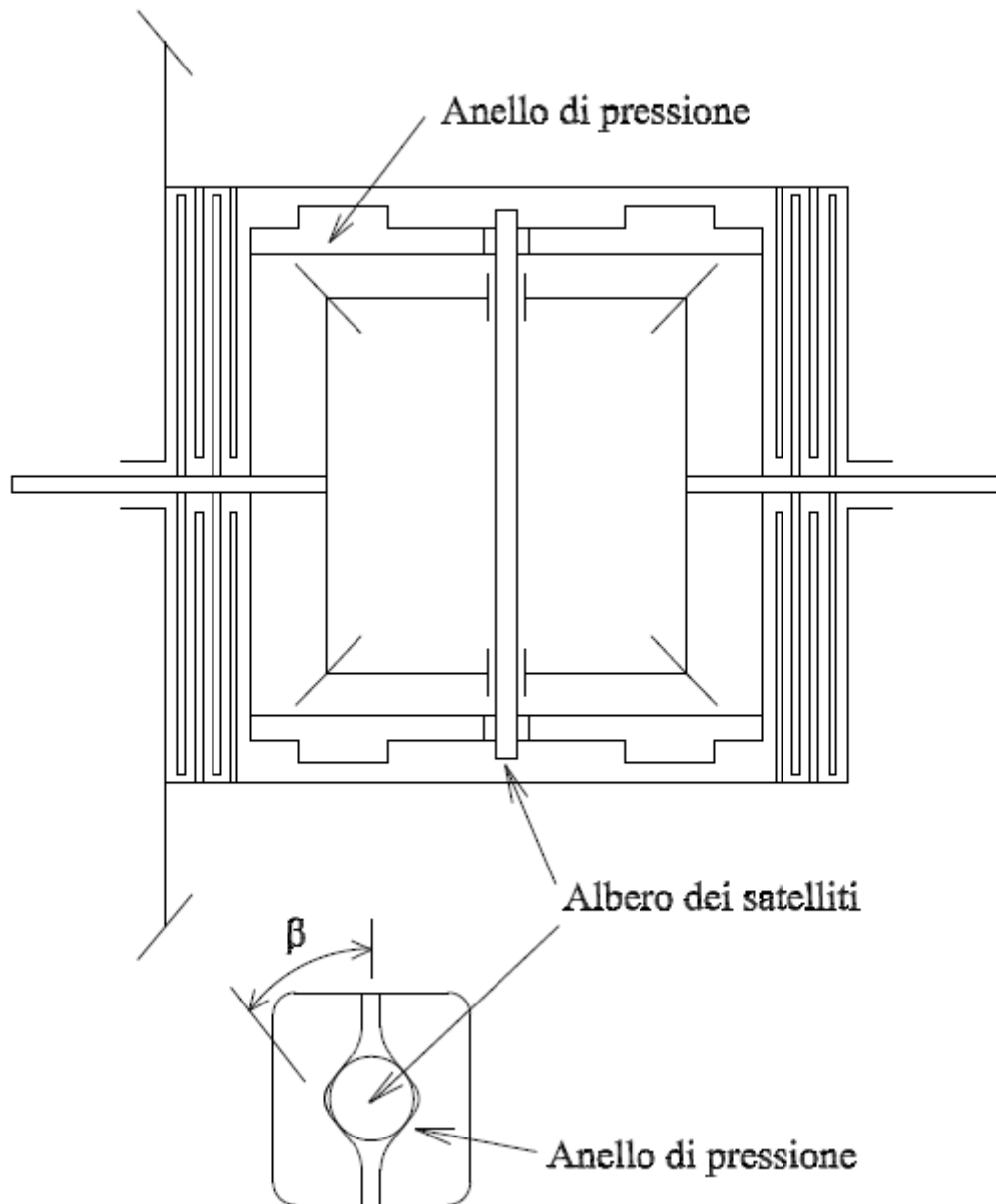


Figura 2.7: Principio di funzionamento di un differenziale Salisbury axle

2.3 Differenziale Torsen

A differenza dei differenziali studiati nei paragrafi precedenti, come mostrato nella figura 2.8, il Torsen non utilizza il classico schema a ruote coniche del differenziale open, ma si basa sull'utilizzo di coppie vite senza fine-ingranaggio elicoidale. I due alberi di uscita terminano ciascuno con 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 ingranaggi elicoidali, a seconda dell'impiego cui è destinato il differenziale: nel caso in cui le potenze in gioco siano basse, ogni vite ingrana con due ingranaggi diametralmente opposti, mentre nel caso di alte potenze da trasmettere gli ingranaggi in presa con ciascuna vite sono tre, disposti in maniera sfalsata tra di loro a 120 gradi. Gli ingranaggi elicoidali in presa con le viti sono tutti identici e sono montati su perni collegati alla scatola del differenziale, la quale li porta in rotazione, esattamente come accade ai satelliti di un comune differenziale a ruote coniche. Gli ingranaggi in presa con le due viti sono accoppiati tra di loro a due a due, con rapporto di trasmissione unitario, attraverso dei pignoncini laterali ad essi solidali. In questo modo, i due ingranaggi sono costretti ad avere verso di rotazione opposto, ed il rapporto di trasmissione τ_0 del rotismo reso ordinario vale -1: come accade in un differenziale classico, nel caso in cui il carter sia fisso e l'ingresso del moto venga da una delle due viti, l'altra vite deve ruotare con la stessa velocità, ma in verso opposto.

Poiché le forze di attrito interne sono proporzionali alla coppia trasmessa dal cambio C_c , ciò implica che anche la coppia di attrito interna al differenziale, C_f , che si oppone alla nascita di velocità relative tra i due alberi di uscita, sia proporzionale a C_c . Pertanto, per bassi valori della coppia in ingresso dal cambio si hanno forze di attrito interne di piccola entità (quindi una bassa coppia di attrito interna) e dunque il differenziale Torsen si comporta come un open; per alti valori della coppia in ingresso dal cambio si hanno forze di attrito interne elevate (quindi una grande coppia di attrito interna) e dunque il differenziale Torsen tende al bloccaggio.

Il principio di funzionamento del differenziale Torsen risulta pertanto simile a quello dei differenziali Dana Trac-Loc e ZF: rendendo possibile una differenza tra le coppie trasmesse ai due alberi di uscita, il differenziale può trasmettere una coppia maggiore alla ruota che ha più aderenza, aumentando così la capacità di trazione del veicolo.

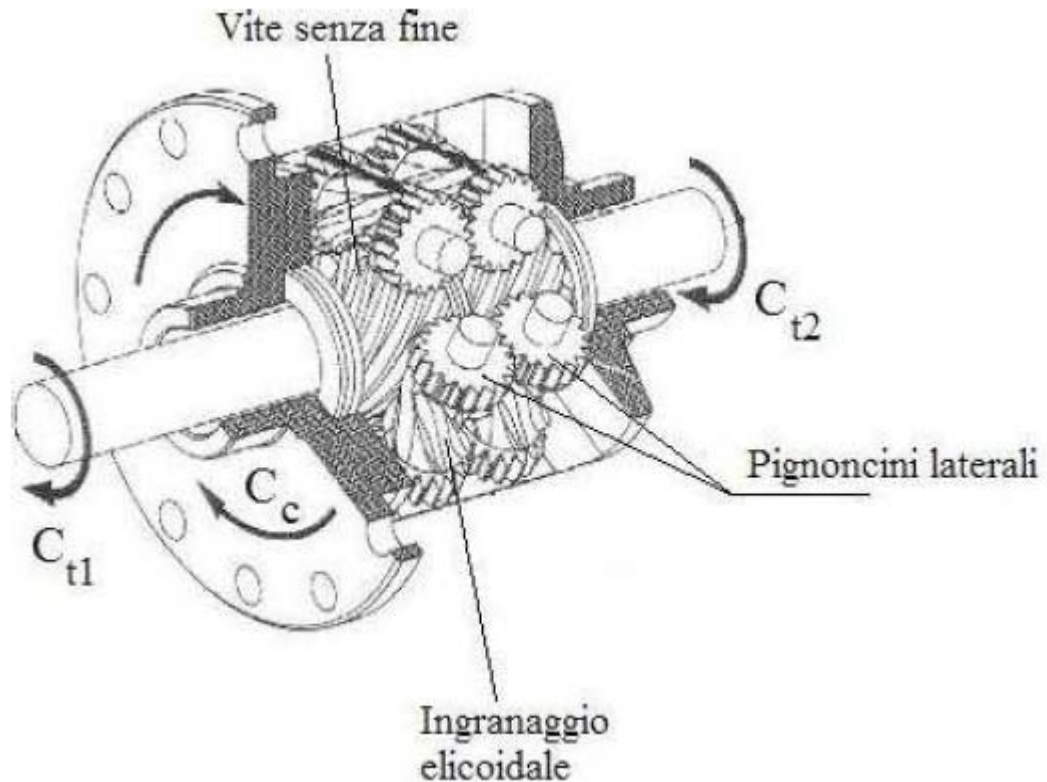


Figura 2.8: Schema costruttivo di un differenziale Torsen

Inoltre, tutti questi differenziali sono “power sensitive”, perché sviluppano coppie di attrito interne proporzionali alla coppia da trasmettere.

Nel diagramma di figura 2.9 si può notare l'aumento della capacità di trazione di un veicolo tramite l'utilizzo di un differenziale Torsen, rispetto alla soluzione con un differenziale open. Viene riportata nell'asse delle ordinate la massima coppia trasmissibile a terra dalle due ruote motrici dello stesso assale, in funzione della variazione, da 0 ad 1, del coefficiente di attrito della ruota con aderenza peggiore (supponendo il coefficiente di aderenza dell'altra ruota costante e pari ad 1). Si vede che il differenziale open trasmette a terra una coppia totale pari a circa il doppio di quella trasmissibile dalla ruota con minore aderenza; il differenziale Torsen invece, per il quale vengono rappresentate due curve differenti in funzione di due diversi valori del rapporto di sbilanciamento di coppia TBR, all'aumentare di quest'ultimo parametro tende ad aumentare l'asimmetria nella ripartizione della coppia motrice tra le due ruote, a favore di quella con maggiore aderenza.

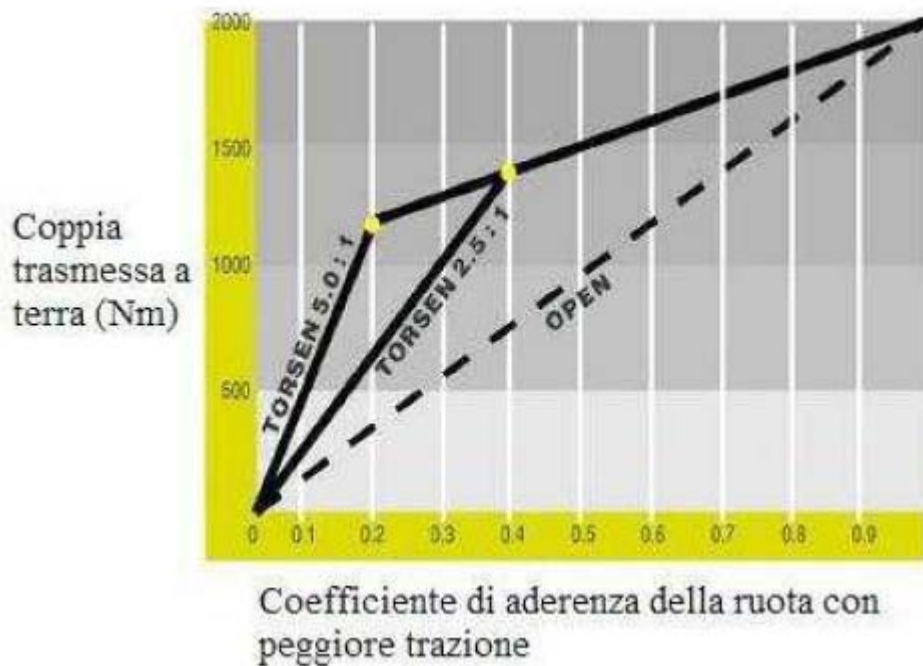


Figura 2.9: Capacità di trazione di un assale al variare del rapporto TBR, da [v]

Sebbene il principio di funzionamento del Torsen sia molto simile a quello di altri differenziali già esaminati, questo meccanismo presenta una particolarità che lo distingue da ogni altro tipo di differenziale autobloccante. Il Torsen è infatti l'unico tra i differenziali passivi in grado di tenere conto del verso delle coppie che vengono applicate ai suoi membri. A causa del basso rendimento, la coppia vite senza fine-ingranaggio elicoidale può essere irreversibile, cioè può essere in grado di girare solo quando il moto arriva dalla vite, ma non quando l'elemento motore della coppia è l'ingranaggio. In questo modo, il meccanismo è sensibile al verso delle coppie applicate, o, più propriamente, manifesta due comportamenti completamente diversi a seconda che sia una delle due viti a indurre la rotazione dell'ingranaggio con cui si accoppia, o viceversa: il nome Torsen, acronimo di "Torque-sensing", deriva proprio da questa caratteristica.

Allo scopo di descrivere l'effettivo comportamento del differenziale, si considerino i due casi seguenti.

- Durante una curva, per mantenere un contatto corretto con il terreno, la ruota esterna deve aumentare la propria velocità di rotazione mentre la ruota interna

deve diminuirla. A partire dalla condizione iniziale di uguale velocità delle due ruote, la strada applica alla ruota esterna una coppia tendente ad accelerarla, mentre applica alla ruota interna una coppia tendente a rallentarla. In questo caso quindi la strada applica alle ruote due forze di verso opposto. Per effetto della coppia che le viene trasmessa dalla strada, la vite solidale alla ruota esterna tende ad accelerare rispetto alla scatola del differenziale, facendo girare l'ingranaggio con cui è in presa attorno al suo asse; al contrario, la vite solidale alla ruota interna tende a decelerare rispetto al carter, facendo girare il proprio ingranaggio in verso opposto, dato che le due viti sono montate con le eliche equiverse. Poiché i due ingranaggi possono ruotare tra di loro 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 velocità relativa tra le due ruote dello stesso assale, senza opporre un'eccessiva resistenza al moto relativo. Ovviamente questa resistenza non potrà mai essere nulla, poiché le forze di attrito presenti nel differenziale si oppongono sempre alla nascita di una differenza tra le velocità dei due alberi di uscita; è 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 in cui le due ruote motrici si trovino in condizioni di aderenza diverse, il Torsen previene lo slittamento. In questo caso, infatti, la ruota con minore aderenza tenderebbe a slittare, trascinando con sé il semiasse e la vite del differenziale calettata su di esso; la vite tenderebbe dunque a far ruotare l'ingranaggio con cui è accoppiata, il quale, a sua volta, tenderebbe a mettere in rotazione l'ingranaggio opposto con cui è in presa attraverso il pignoncino laterale. D'altra parte, quest'ultimo ingranaggio è accoppiato alla vite laterale calettata sul semiasse dell'altra ruota; esso tenderà a mettere in rotazione la vite rispetto alla scatola del differenziale, ma la vite opporrà resistenza, in quanto è collegata ad una ruota con buona aderenza con la strada. Se le forze di attrito all'interno del differenziale sono sufficientemente elevate da rendere il meccanismo irreversibile, l'ingranaggio non è in grado di far girare la vite con cui è in presa, e il differenziale non può che rimanere bloccato: in questo modo lo slittamento della ruota con minore aderenza è impedito, e il differenziale

ripartisce la coppia motrice alle due ruote in proporzione all'aderenza disponibile su di esse.

Il differenziale Torsen pertanto tende a comportarsi come un differenziale quasi ideale: permette la rotazione indipendente dei 2 alberi di uscita durante la percorrenza di una curva senza imporre eccessive resistenze ed inoltre consente un aumento della capacità di trazione dell'assale motrice nel caso in cui le due ruote abbiano aderenze diverse.

Risulta inoltre molto importante trovare il valore ottimale relativo al rendimento delle coppie vite senza fine-ruota a denti elicoidali, queste devono infatti garantire forze di attrito interne non eccessive durante le curve o le fasi di manovra, al fine di permettere la rotazione relativa tra i due alberi di uscita, ma allo stesso tempo devono essere superiori a quelle che rendono il meccanismo irreversibile, per permettere il bloccaggio del differenziale nel caso in cui una delle due ruote tenda a slittare.

Il differenziale Torsen, essendo di tipo "power sensitive", presenta l'ulteriore vantaggio di non interferire molto con il funzionamento dell'ABS in quanto, nella fase di frenata tramite freno motore, la coppia trasmessa dal cambio risulta piuttosto bassa, permettendo quindi alle ruote di girare a velocità diverse.

Anche 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, vengono spinte entrambe contro una delle superfici di estremità del carter; durante il rilascio, invece, le due viti vengono spinte entrambe contro la superficie di estremità del carter opposta. Se i coefficienti di attrito dei due contatti tra le superfici di base delle viti e le superfici di estremità del carter sono diversi, è possibile ottenere due diversi coefficienti di bloccaggio del differenziale. 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 sul sistema ABS.

Confrontando il differenziale Torsen con quello a giunto viscoso Ferguson si possono notare i seguenti aspetti: il Torsen previene lo slittamento mentre il Ferguson ne limita soltanto l'entità dopo che si è verificato, inoltre il Torsen presenta un'azione di bloccaggio progressiva e non repentina ed imprevedibile come nel caso del giunto viscoso. In generale, gli unici svantaggi di un differenziale Torsen rispetto ad un Ferguson sono rappresentati dal maggior costo e dalla maggiore massa.

Esistono anche alcune versioni precaricate, contraddistinte dalla sigla 'T-2R', che permettono ad un veicolo di mantenere una certa capacità di trazione anche nel caso in cui una delle ruote motrici perda completamente aderenza, come mostrato in figura 2.10: il precarico consente infatti al differenziale di trasmettere potenza a terra attraverso la ruota che ha mantenuto l'aderenza con il terreno, anche se l'altra ruota è in contatto con una superficie con un coefficiente di aderenza nullo, permettendo così al veicolo di muoversi anche nelle condizioni di aderenza più critiche.

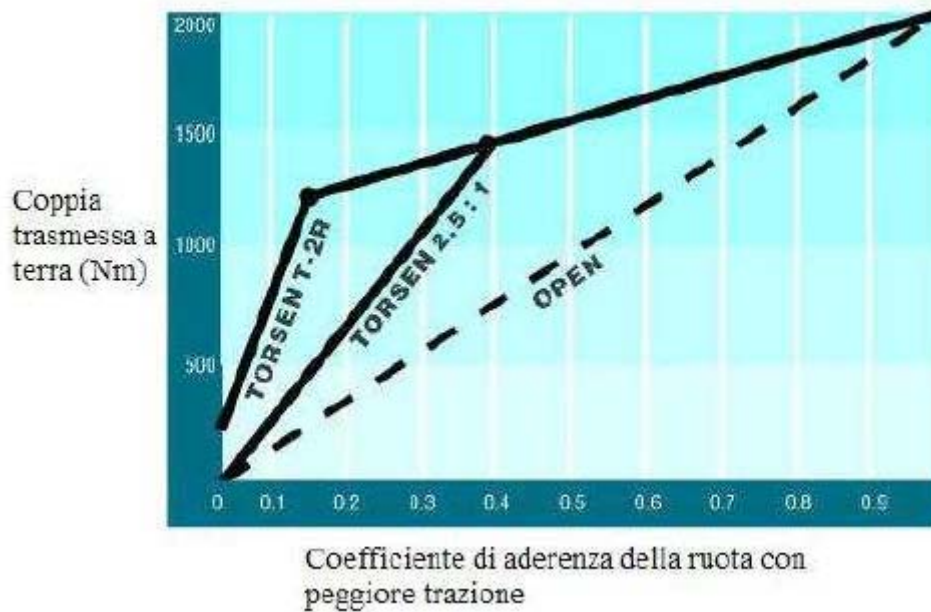


Figura 2.10: Capacità di trazione di un assale con differenziale Torsen precaricato, da [v]

CAPITOLO 3

Differenziali per autotrazione attivi

I differenziali autobloccanti passivi, come studiato nel precedente capitolo, offrono notevoli miglioramenti in quanto a capacità di trazione e manovrabilità del veicolo ma non permettono di modulare in modo attivo il loro intervento.

Negli ultimi anni, con l'arrivo dell'elettronica a bordo delle vetture, si sta diffondendo l'utilizzo dei differenziali attivi (od eLSD “electronically controlled limited-slip differential”), ovvero sistemi che permettono un controllo attivo del differenziale, il quale può quindi adattare il suo funzionamento in base alle diverse situazioni di guida e possono essere utilizzati come differenziale open, totalmente bloccato o con un coefficiente di bloccaggio di un valore qualunque interno ai due estremi.

In questo capitolo verranno inizialmente riprese le principali carenze dei differenziali passivi per poi analizzare le tipologie più diffuse di differenziali attivi. Verrà inoltre studiato un esempio di differenziale attivo, sia esaminandone le caratteristiche costruttive, sia comparandone i vantaggi, rispetto ai passivi, tramite vari test eseguiti in diverse condizioni.

3.1 Principali carenze dei differenziali passivi

E' possibile riassumere gli svantaggi di maggior rilievo, relativi ai differenziali passivi visti precedentemente, con quanto segue.

Il principale aspetto negativo del differenziale open consiste nel fatto che la coppia trasmessa ad ognuna delle due ruote motrici deve essere la stessa. Di conseguenza, se una ruota si trova in una condizione di scarsa aderenza viene limitata anche la coppia trasmissibile alla ruota con aderenza migliore; al limite, se una ruota perde totalmente attrito la capacità del veicolo di muoversi risulta quasi nulla.

I differenziali "torque sensitive" distribuiscono la coppia proveniente dal cambio in funzione della coppia trasmissibile alla ruota con minore aderenza; tipicamente questi differenziali hanno valori fissati del coefficiente di bloccaggio, come si può vedere dalla figura 3.1, limitando così la loro efficacia.

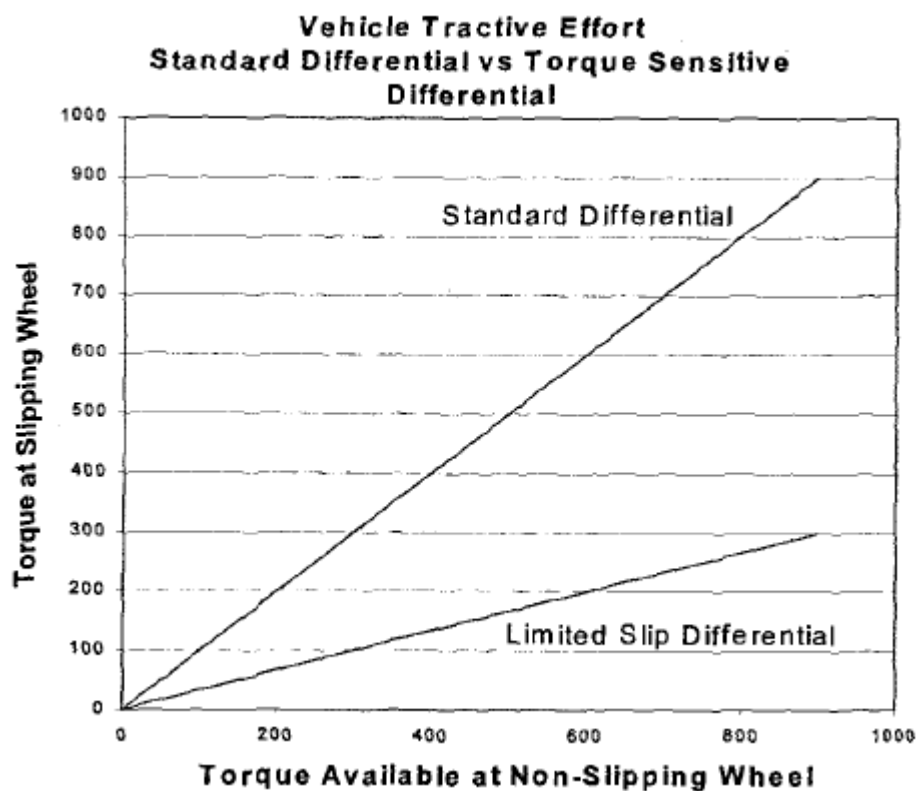


Figura 3.1: Capacità di trazione per differenziale standard (open) e differenziale autobloccante torque sensitive, da [x]

Inoltre, poiché la coppia trasmessa dipende dalla ruota con minore aderenza, nel caso quest'ultima non possa trasmettere coppia, il differenziale non può trasmettere nessuna coppia alla ruota con migliore aderenza. Per questo motivo, la maggior parte dei differenziali autobloccanti di tipo torque sensitive è caratterizzata dalla presenza delle molle di precarico; esse garantiscono, in ogni condizione, una certa coppia trasmissibile alla ruota con migliore attrito e modificano di conseguenza la caratteristica del differenziale, come si può vedere in figura 3.2.

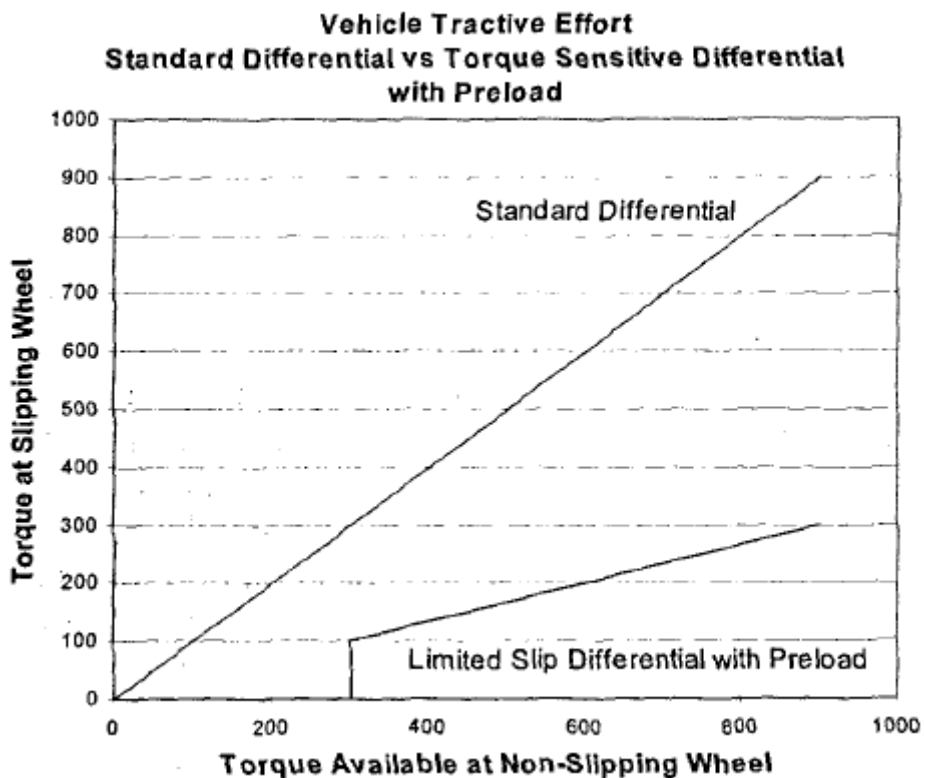


Figura 3.2: Capacità di trazione per differenziale standard (open) e differenziale autobloccante torque sensitive con precarico, da [x]

Per quanto riguarda infine i differenziali autobloccanti di tipo “speed sensitive”, essi intervengono nel modificare il trasferimento di coppia in ogni occasione in cui vi sia una differenza di velocità tra le ruote motrici, indipendentemente dalla particolare situazione di guida. Ad esempio, durante la percorrenza di una curva, un differenziale di questo tipo tende a trasmettere maggiore coppia alla ruota interna, anche se non necessario in condizioni normali. Inoltre il differenziale speed sensitive potrebbe interferire con alcuni sistemi di sicurezza, come l'ABS, il controllo di trazione ed il controllo di stabilità, i quali, per costruzione, intervengono variando la velocità relativa tra le ruote, cosa che il differenziale tenderebbe ad evitare.

Per quanto appena visto risulta evidente che, per massimizzare la capacità di trazione e la manovrabilità del veicolo, è necessario un differenziale che possa essere programmato per reagire in modo differente in funzione della specifica situazione.

Per soddisfare tali esigenze sono quindi stati introdotti i differenziali attivi.

3.2 Tipologie più diffuse di differenziale attivo

In questo paragrafo verranno descritti i principi di funzionamento delle 2 prevalenti tipologie di differenziale attivo.

3.2.1 Brake Based Systems:

I Brake Based Systems costituiscono uno degli approcci utilizzati per controllare il problema del pattinamento della ruota motrice con bassa aderenza. Come si può vedere nella figura 3.3, questi sistemi, basati sullo schema standard del differenziale open, frenano, applicando quindi una coppia negativa, la ruota con minore attrito. Così facendo, aumenta la coppia trasmessa dal differenziale alla ruota con maggiore aderenza.

Tuttavia, l'applicazione di una coppia negativa tramite l'impianto frenante causa un consumo di energia che porta ad una riduzione di velocità del veicolo. Questi sistemi possono inoltre causare rumore e vibrazioni che in genere raggiungono l'abitacolo tramite i pedali del freno e dell'acceleratore. Infine, in condizioni di utilizzo continuato si può causare un surriscaldamento dei freni con conseguenti cattivi odori e riduzione della vita media dei freni stessi.

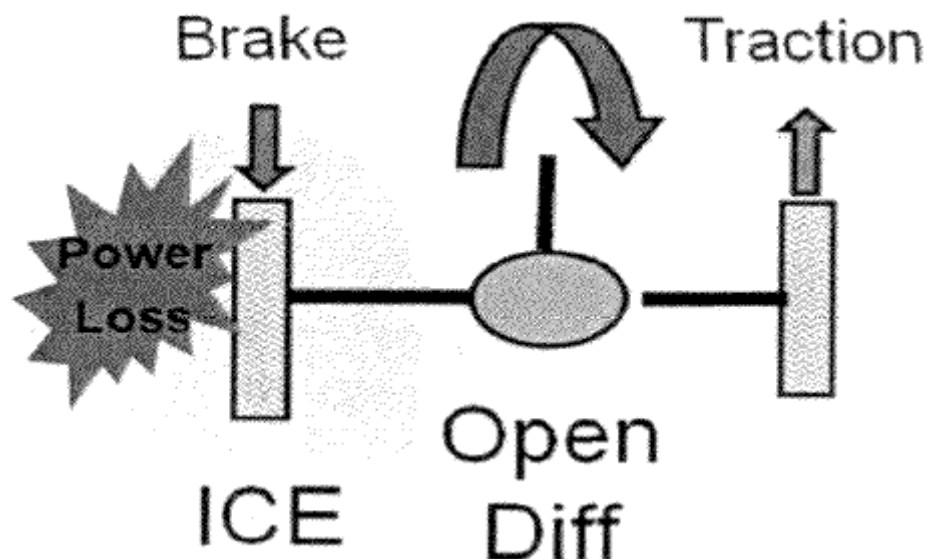


Figura 3.3: Brake Based System, da [viii]

3.2.2 Differenziali attivi a slittamento limitato (eLSD):

Una soluzione più efficiente consiste nell'aggiungere al differenziale standard una frizione controllata elettronicamente che permette uno sbilanciamento di coppia, tra i due alberi di uscita, variabile in funzione della specifica situazione di guida.

Questo sistema, schematizzato in figura 3.4, in condizioni normali funziona come un differenziale open. Nel momento in cui viene rilevata, o prevista, una perdita di trazione in una delle due ruote motrici, la frizione viene attivata al fine di mantenere la naturale differenza di velocità tra gli alberi di uscita del differenziale, cioè la differenza di velocità che si avrebbe nel caso in cui entrambe le ruote si trovassero in una situazione di buona aderenza.

La capacità dell'eLSD di calcolare ed addirittura, in alcuni casi, predire la differenza di coppia che deve essere generata tramite la frizione si basa sull'utilizzo di vari sensori, posti a bordo del veicolo, i quali inviano i loro segnali in ingresso ad una ECU (unità elettronica di controllo); quest'ultima, sulla base di un complesso algoritmo, elabora i segnali provenienti dai sensori e ricava la ripartizione di coppia necessaria per la specifica situazione considerata.

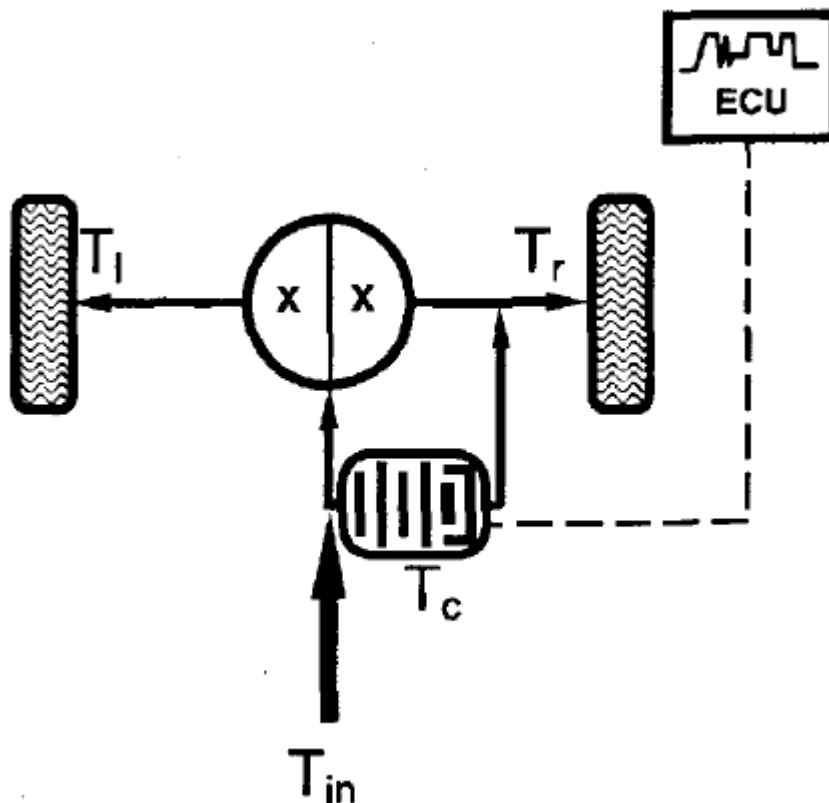


Figura 3.4: Schema di un differenziale eLSD, da [ix]

La redistribuzione della coppia in ingresso al differenziale eLSD, attuata tramite l'intervento della frizione, si basa sulle seguenti equazioni (cfr. figura 3.5):

$$T_{\text{left}} = (T_{\text{in}} - T_{\text{clutch}}) / 2$$

$$T_{\text{right}} = T_{\text{left}} + T_{\text{clutch}} = (T_{\text{in}} + T_{\text{clutch}}) / 2$$

Per quanto riguarda la perdita di potenza associata a questo tipo di differenziale, essa si verifica nel momento in cui la frizione assume una certa velocità angolare, come descritto nelle equazioni seguenti; lo scorrimento della frizione risulta necessario in alcune situazioni, come durante la percorrenza di una curva, al fine di mantenere la traiettoria scelta dal guidatore senza compromettere il feeling di sterzo. E' importante notare però che, in tali situazioni, la potenza dissipata risulta modesta in quanto lo scorrimento richiesto è in generale piccolo.

$$\omega_{\text{clutch}} = (\omega_{\text{left}} - \omega_{\text{right}}) / 2$$

$$P_{\text{loss}} = |T_{\text{clutch}} * \omega_{\text{clutch}}|$$

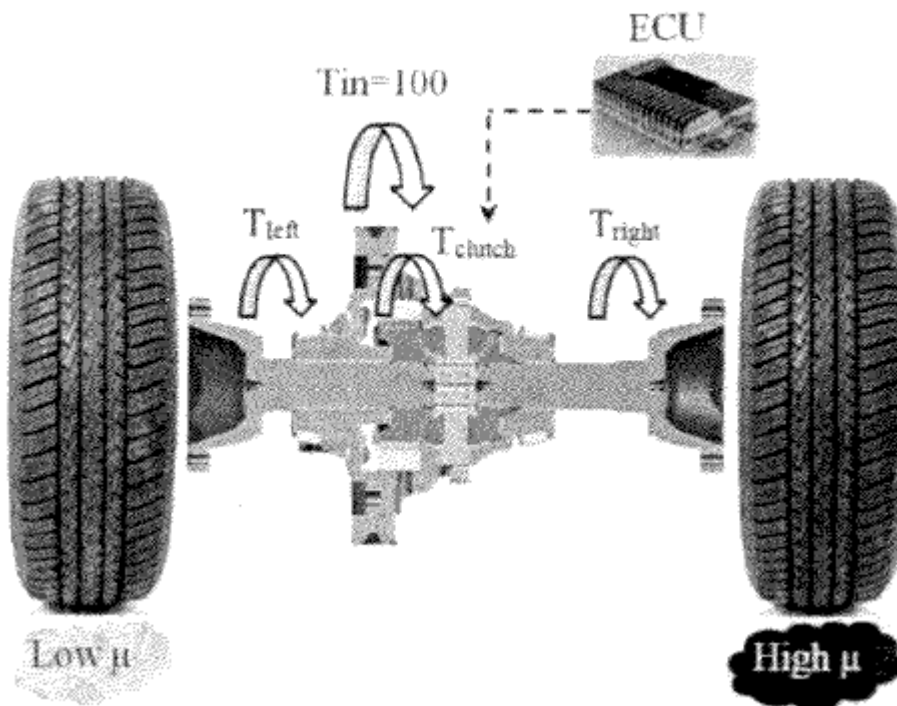


Figura 3.5: Ripartizione di coppia in un differenziale eLSD, da [viii]

Infine, in figura 3.6, vengono messe a confronto le diverse capacità di redistribuzione della coppia motrice nei differenziali open, a slittamento limitato passivo ed eLSD. Si può notare che il differenziale open ha uno sbilanciamento di coppia costante e pari ad 1, il che significa che trasferisce alla ruota con migliore aderenza la stessa coppia disponibile sulla ruota con minore aderenza. Il differenziale a slittamento limitato passivo presenta, in questo caso, uno sbilanciamento di coppia costante pari ad 1.8, il che significa che trasferisce alla ruota con migliore aderenza la coppia disponibile sulla ruota con minore aderenza, moltiplicata per il valore dello sbilanciamento di coppia. Il differenziale eLSD invece, può trasferire alla ruota con migliore aderenza una coppia pari ad un qualsiasi valore entro la capacità di trasferimento di coppia della frizione.

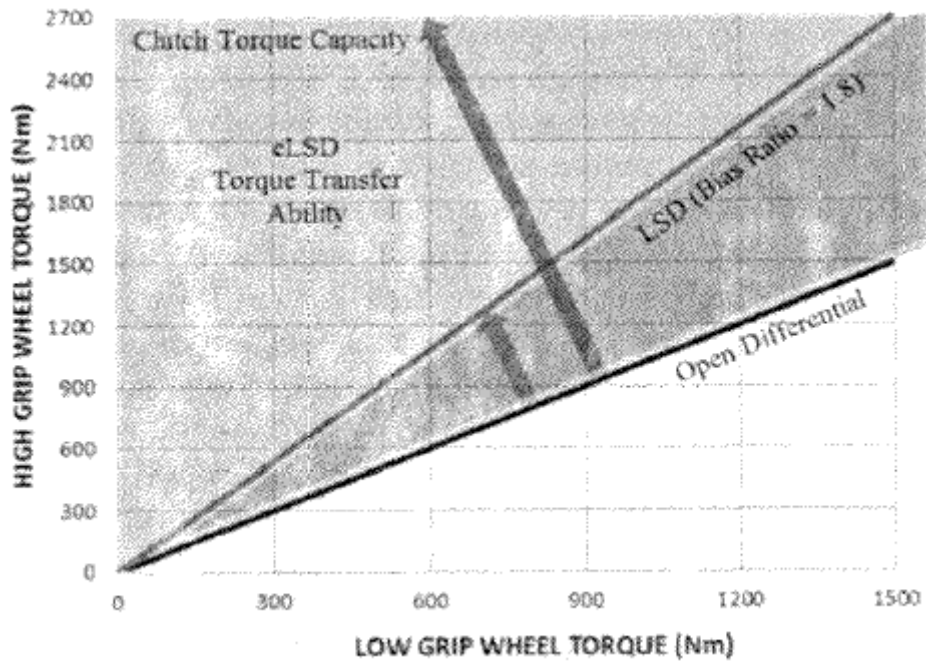


Figura 3.6: Confronto sulle capacità di trasferimento di coppia, da [viii]

In questo confronto non vengono considerati i Brake Based Systems in quanto, a differenza degli altri sistemi, i quali cercano di trasmettere a terra tutta la coppia disponibile, questi ultimi consumano energia e tendono a rallentare il veicolo. I sistemi Brake Based, inoltre, tendono a fermare la rotazione della ruota motrice con minore attrito costringendo la ruota con maggiore attrito a muovere “da sola” la vettura; al contrario, gli altri sistemi descritti cercano sempre di trasmettere la coppia a terra con entrambe le ruote motrici.

3.3 Caratteristiche costruttive di un differenziale eLSD

Il differenziale studiato in questo paragrafo è un sistema con frizione multi disco idraulica, controllata elettronicamente, installata all'interno del differenziale stesso; se ne può osservare una vista esplosa in figura 3.8.

Questa architettura compatta offre numerosi vantaggi: minimizza le masse rotanti, lo spazio occupato, il peso e la complessità se comparata con altri sistemi che sono aggiunti all'esterno del differenziale. Inoltre, il fatto di inserire la frizione multi disco idraulica all'interno del differenziale elimina il problema di dover avere due camere diverse per l'olio di lubrificazione (uno spaccato di tale differenziale è proposto in figura 3.7).

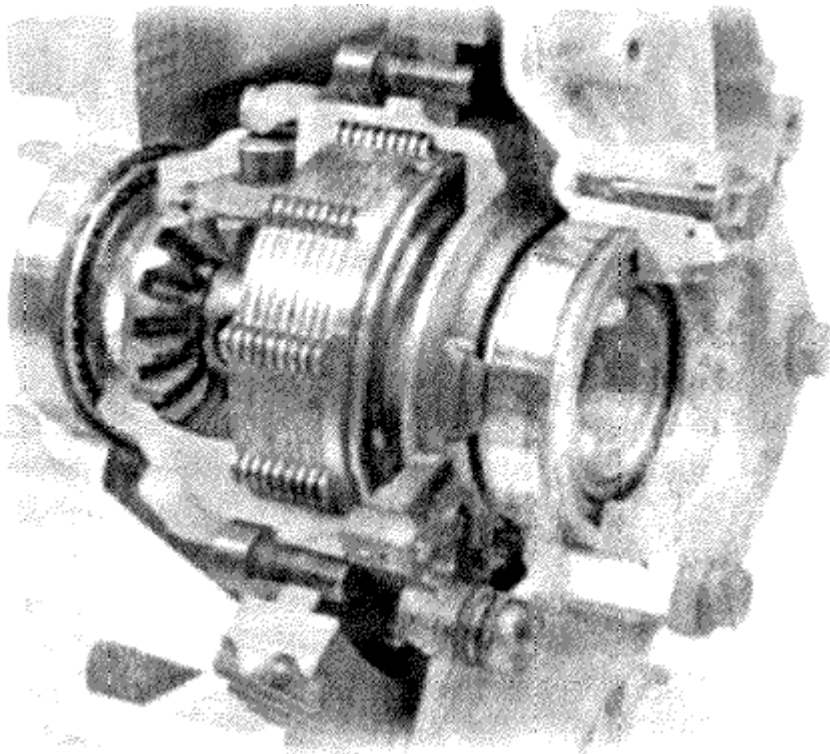


Figura 3.7: Spaccato di un differenziale eLSD con frizione multi disco, da [viii]

Il differenziale considerato è quindi costituito da un differenziale open dove uno degli alberi di uscita è collegato al carter tramite la frizione. Tra i dischi di frizione e la parete della scatola del differenziale viene interposto un pistone. La frizione in oggetto è dimensionata per trasmettere fino a 2700 Nm, una coppia sufficiente per muovere il veicolo con una sola ruota, nel caso l'altra perda totalmente aderenza. Il plenum infine porta la pressione idraulica al pistone il quale quindi, espandendosi, porta alla progressiva chiusura della frizione multi disco.

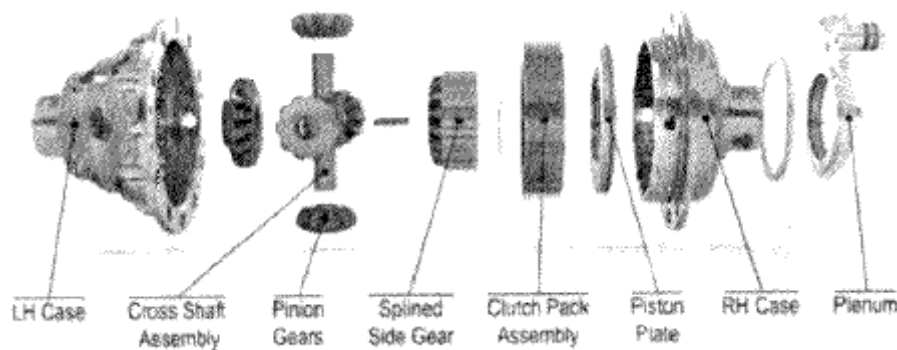


Figura 3.8: Vista esplosa di un differenziale eLSD con frizione multi disco, da [viii]

Il circuito idraulico utilizzato in questo studio è mostrato in figura 3.9. Il blocco di potenza idraulica contiene un motore elettrico, una pompa, un accumulatore, due sensori di pressione ed una elettrovalvola proporzionale a tre stadi. I sensori di pressione hanno il compito di monitorare la pressione della frizione e dell'accumulatore. La pompa, azionata dal motore elettrico, mantiene la pressione desiderata all'interno dell'accumulatore. Quando l'unità elettronica di controllo invia un comando di richiesta di coppia, l'elettrovalvola trasferisce la pressione dall'accumulatore applicandola alla frizione tramite l'espansione del pistone.

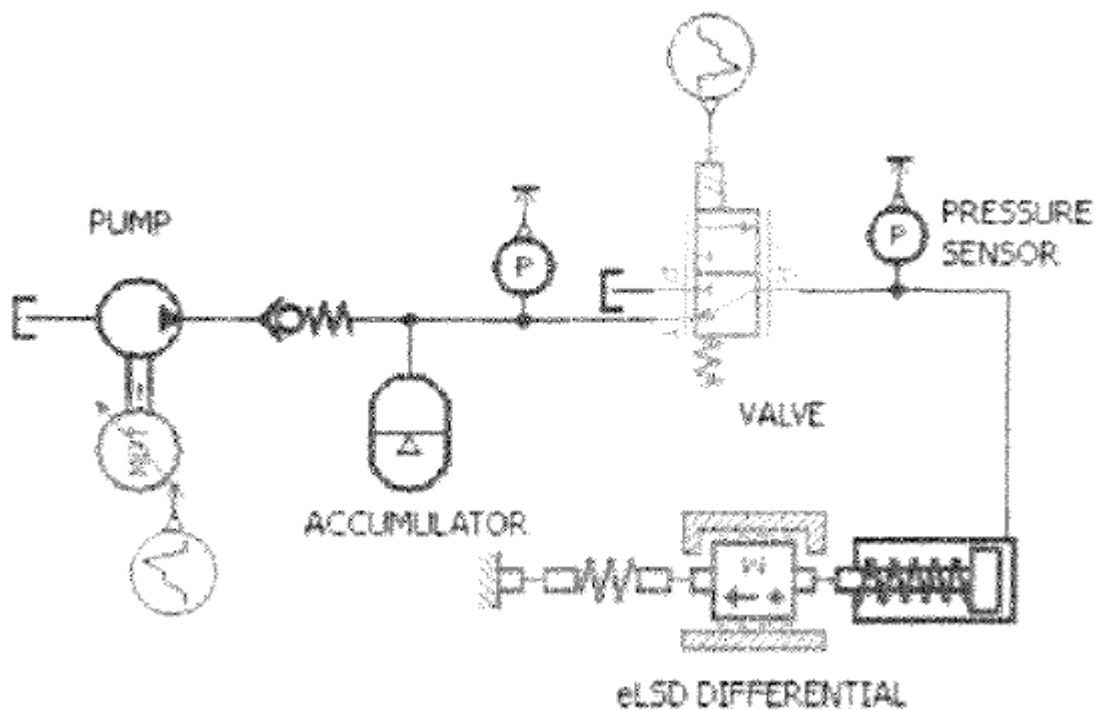


Figura 3.9: Schema del circuito idraulico di un differenziale eLSD con frizione multi disco, da [viii]

3.4 Test effettuati

In questo paragrafo vengono esaminati i risultati di quattro test svolti al fine di comparare le prestazioni di un veicolo rispettivamente equipaggiato o con un differenziale anteriore eLSD, o con un differenziale anteriore open oppure con un sistema di trazione integrale; inoltre, in alcuni casi, è stato utilizzato anche il brake traction control (BTC) per verificare come i vari sistemi interagiscano.

Per lo svolgimento dei test sono state utilizzate due Hyundai SantaFe del 2007: una con trazione anteriore (FWD) ed una con trazione integrale (AWD). Entrambi i veicoli sono stati dotati di motore e pneumatici identici. Inoltre, per minimizzare qualsiasi variazione nella guida dovuta al pilota e per effettuare test ripetibili, entrambe le vetture sono state attrezzate con acceleratore e sterzo robotici, uniti alla tecnologia GPS.

3.4.1 Percorso in salita con diversi valori di coefficiente di attrito pneumatico-terreno

Questo test viene svolto al fine di determinare la massima pendenza che un veicolo è in grado di superare. Le prove sono state condotte nella stagione invernale su 5 valori diversi di pendenza, con un range dal 10% al 30% ed incrementi del 5% da un test all'altro.

Il tratto con basso coefficiente di attrito μ era costituito da ghiaccio, il tratto con coefficiente di attrito elevato era asfalto. Il BTC è stato mantenuto attivo in tutte le prove.

Il veicolo a trazione anteriore con differenziale open è riuscito a superare una pendenza del 15% con difficoltà, la sua velocità durante la salita era infatti molto limitata. Il veicolo a trazione anteriore con differenziale eLSD è riuscito a superare una pendenza del 20% senza alcuna esitazione; tale vettura tuttavia non è riuscita a salire su pendenze superiori a causa della perdita di carico verticale, e dunque di attrito, sull'assale anteriore. Il veicolo con trazione integrale è infine riuscito a superare una pendenza del 25%. Tali risultati sono riassunti nella tabella seguente, in figura 3.10.

Configuration	Ice / Asphalt Grade				
	10%	15%	20%	25%	30%
FWD - Open w/BTC	Pass	Marginal	Fail	Fail	Fail
FWD - eLSD w/BTC	Pass	Pass	Pass	Fail	Fail
AWD - Open w/BTC	Pass	Pass	Pass	Pass	Fail

Figura 3.10: Risultati del test di salita con diversi valori di coefficiente di attrito, da [viii]

3.4.2 Sorpasso con diversi valori di coefficiente di attrito pneumatico-terreno

In questa prova si sono utilizzate piastrelle di basalto bagnato (con $\mu=0.3$) per simulare la neve e asfalto bagnato (con $\mu=0.65$); ogni vettura è stata provata con BTC sia attivo sia spento. Ogni veicolo iniziava il test alla velocità di 47 km/h ed accelerava al massimo delle sue possibilità fino alla fine del percorso; sono quindi state comparate le velocità ed accelerazioni massime.

Il veicolo a trazione integrale ha raggiunto la velocità massima, con 83 km/h. Il veicolo con trazione anteriore e differenziale eLSD ha ottenuto un'accelerazione migliore rispetto a tutti gli altri fino a quando la ruota con migliore aderenza ha iniziato a perdere trazione a causa del verificarsi del fenomeno di aquaplaning, alla velocità di circa 75 km/h; ha poi raggiunto una velocità massima di 80 km/h. Il veicolo con trazione anteriore e differenziale open ha infine ottenuto le prestazioni peggiori. Va inoltre notato che il sistema BTC, quando attivo, ha sempre ridotto le prestazioni dei veicoli, in termini sia di accelerazione sia di velocità massima. I risultati del test sono riassunti in figura 3.11.

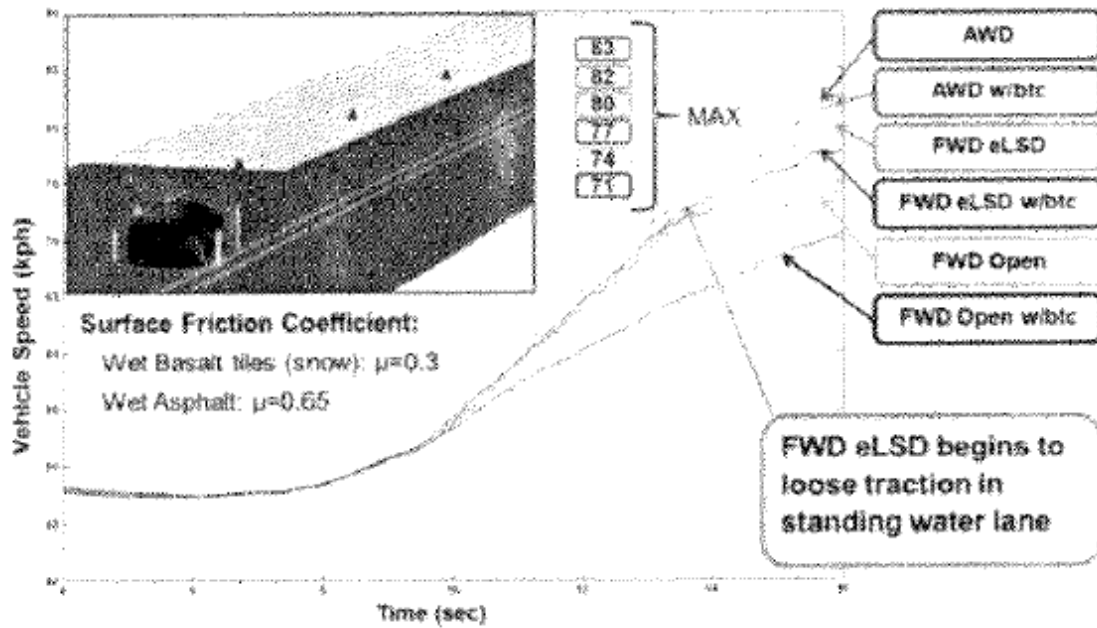


Figura 3.11: Sorpasso in condizioni di diversi valori di coefficiente di attrito, da [viii]

3.4.3 Doppio cambio di corsia

Nel terzo test si è effettuata una prova standard consistente nel far effettuare al veicolo un primo cambio di corsia (delimitata da alcuni birilli), per poi in seguito farlo velocemente ritornare nella corsia di partenza. L'obiettivo era di superare il percorso nel minore tempo possibile, senza toccare i birilli. Ogni veicolo è stato fatto passare attraverso il percorso aumentando la velocità di 1 km/h ad ogni giro. I risultati del test sono riassunti in figura 3.12.

I veicoli a trazione integrale ed a trazione anteriore con differenziale open hanno entrambi colpito il birillo 8a in una condizione di sovrasterzo, alla velocità di 75 km/h; pertanto la loro velocità massima per attraversare il circuito è stata di 74 km/h.

Il veicolo a trazione anteriore con differenziale eLSD ha invece ripetutamente colpito il birillo 7 in una condizione di sottosterzo alla velocità di 95 km/h; pertanto la sua velocità massima per attraversare il circuito è stata pari a 94 km/h.

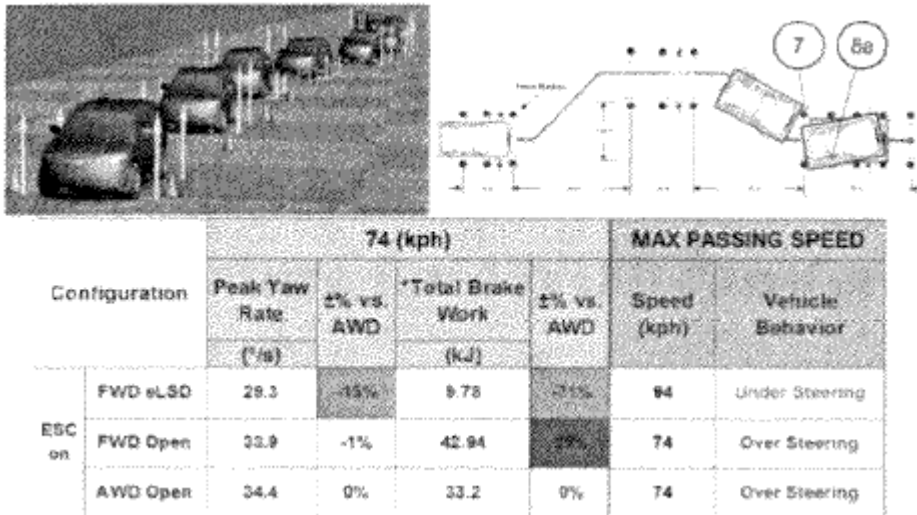


Figura 3.12: Doppio cambio di corsia, da [viii]

Si nota quindi che il veicolo con trazione anteriore e differenziale eLSD è stato in grado di superare lo stesso percorso ad una velocità di 20 km/h superiore rispetto agli altri sistemi di trazione. Il differenziale eLSD è pertanto in grado di raggiungere, mantenendo la vettura sotto controllo, maggiori velocità e garantisce inoltre un minore momento di imbardata. I dati relativi alla vettura a trazione anteriore con differenziale eLSD mostrano una riduzione del 15% sul momento di imbardata ed una diminuzione del 71% sul lavoro effettuato dall'impianto frenante, rispetto al veicolo a trazione integrale. Questo dimostra che il differenziale eLSD permette, in combinazione col sistema di controllo elettronico della stabilità (ESC), di aumentare il range operativo di sicurezza dei veicoli ed allo stesso tempo riduce il lavoro dell'impianto frenante (calcolato tramite i parametri di coppia trasmessa sulle ruote, velocità del veicolo e durata dell'intervento).

3.4.4 Cerchio di raggio costante

L'ultima prova si è infine svolta su un percorso circolare, a bassa aderenza, con raggio pari a 90 metri. I veicoli sono stati guidati lungo il tracciato alla loro massima velocità possibile senza perdite di stabilità, il confronto è stato effettuato in particolare tra la vettura a trazione anteriore con differenziale eLSD e quella a trazione anteriore con differenziale open. Sono inoltre stati installati dei sensori di pressione sulle pinze dei freni per controllare il lavoro svolto dall'impianto frenante.

Il veicolo con differenziale eLSD è stato in grado di percorrere il tracciato ad una velocità massima superiore di 7 km/h rispetto al veicolo con differenziale open e con un lavoro svolto dai freni notevolmente inferiore. Questo è principalmente dovuto al fatto che, durante la percorrenza della curva, per effetto della forza centrifuga si ha un progressivo aumento di carico sulla ruota esterna ed una conseguente diminuzione di carico sulla ruota interna; il differenziale open in questo caso riesce a trasferire alla ruota esterna soltanto una coppia pari a quella trasmissibile alla ruota interna. Il differenziale eLSD invece riesce a sfruttare meglio la maggiore potenzialità di trasmettere coppia relativa alla ruota esterna, fornendo così un aumento di velocità ed un miglioramento della stabilità della vettura.

3.4.5 Compatibilità con sistema ABS

Uno dei problemi emersi nello studio dei differenziali autobloccanti passivi, di grande rilevanza soprattutto nel caso dei rotismi speed sensitive, era rappresentato dalla scarsa compatibilità con l'ABS, uno dei più importanti sistemi di sicurezza ad oggi di serie su quasi tutte le vetture. Ovviamente è fondamentale che il differenziale sia compatibile con tale sistema in quanto lo scopo di tale rotismo deve essere quello di aumentare la capacità di trazione e la manovrabilità del veicolo senza pregiudicarne la sicurezza.

Nel caso dei differenziali attivi, per assicurarsi che questi non interferiscano con l'ABS è necessario verificare che possano essere disabilitati prima che entri in azione il sistema di frenata. A questo scopo sono stati effettuati dei test su un differenziale a controllo attivo della Dana Corporation i quali hanno dimostrato che il tempo di risposta

di quest'ultimo era di 140 ms, mentre il tempo medio di risposta del sistema ABS risulta intorno ai 200-300 ms.

Questo assicura pertanto la piena compatibilità dei due sistemi, a differenza di quanto avviene nei differenziali autobloccanti passivi.

3.5 Conclusioni

I molteplici test svolti mostrano chiaramente i benefici di un differenziale a controllo elettronico, in questo caso applicato sull'assale anteriore, in termini di performance, sicurezza ed efficienza. Inoltre è stato mostrato come un differenziale eLSD rappresenti una soluzione intermedia tra la trazione anteriore con differenziale open e la trazione integrale. I principali vantaggi di un sistema di trazione anteriore con differenziale a controllo elettronico sono riassunti di seguito:

- Possibilità di sostituirlo ad un normale differenziale open senza particolari variazioni di ingombro esterno
- Peso e complessità ridotti rispetto alla trasmissione integrale
- Capacità di trazione ed accelerazione simili rispetto alla trasmissione integrale
- Aumento di stabilità, velocità massima e capacità di affrontare rapidi cambi di direzione durante un doppio cambio repentino di corsia
- Riduzione nell'utilizzo dell'impianto frenante in situazioni dove è richiesta particolare stabilità e trazione
- Utilizzo più efficiente dell'energia migliorando il consumo di carburante e le emissioni
- Compatibile con i sistemi di stabilità come l'ESC
- Compatibile con i sistemi di sicurezza come l'ABS
- Non viene avvertito in modo particolare dal guidatore

BIBLIOGRAFIA

Riferimenti a testi:

- i. Leyhausen H.J., *Manuale di tecnica automobilistica*, volume 1. Tecniche Nuove, 1991.
- ii. Milliken W.F., Milliken D.L., *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers (SAE), 1995.
- iii. Bencini M., *La trazione anteriore*, L'Editrice dell'Automobile, 1967.
- iv. Bosch, *Prontuario dell'autoveicolo*, seconda edizione, Hoepli, 2004.
- v. Chocholek S. E., *The development of a differential for the improvement of traction control*, Technical report C368/88, ImechE, 1988.
- vi. Dick W.M., *All-Wheel and Four-Wheel-Drive Vehicle Systems*, Society of Automotive Engineers (SAE), November 1995.
- vii. Caracciolo R., *Dispense del corso di Fondamenti di Meccanica*, Università di Padova, 2012.
- viii. Fox M., Grogg J., *Development of Front-Wheel-Drive eLSD for Efficient Performance and Safety*, Society of Automotive Engineers (SAE), 2012.
- ix. Ross C., Carey C. et al., *Development of an Electronically-Controlled Limited-Slip Differential (eLSD) for FWD Applications*, Society of Automotive Engineers (SAE), 2007.
- x. Kinsey J., *The Advantages of an Electronically Controlled Limited-Slip Differential*, Society of Automotive Engineers (SAE), 2004.

APPENDICE

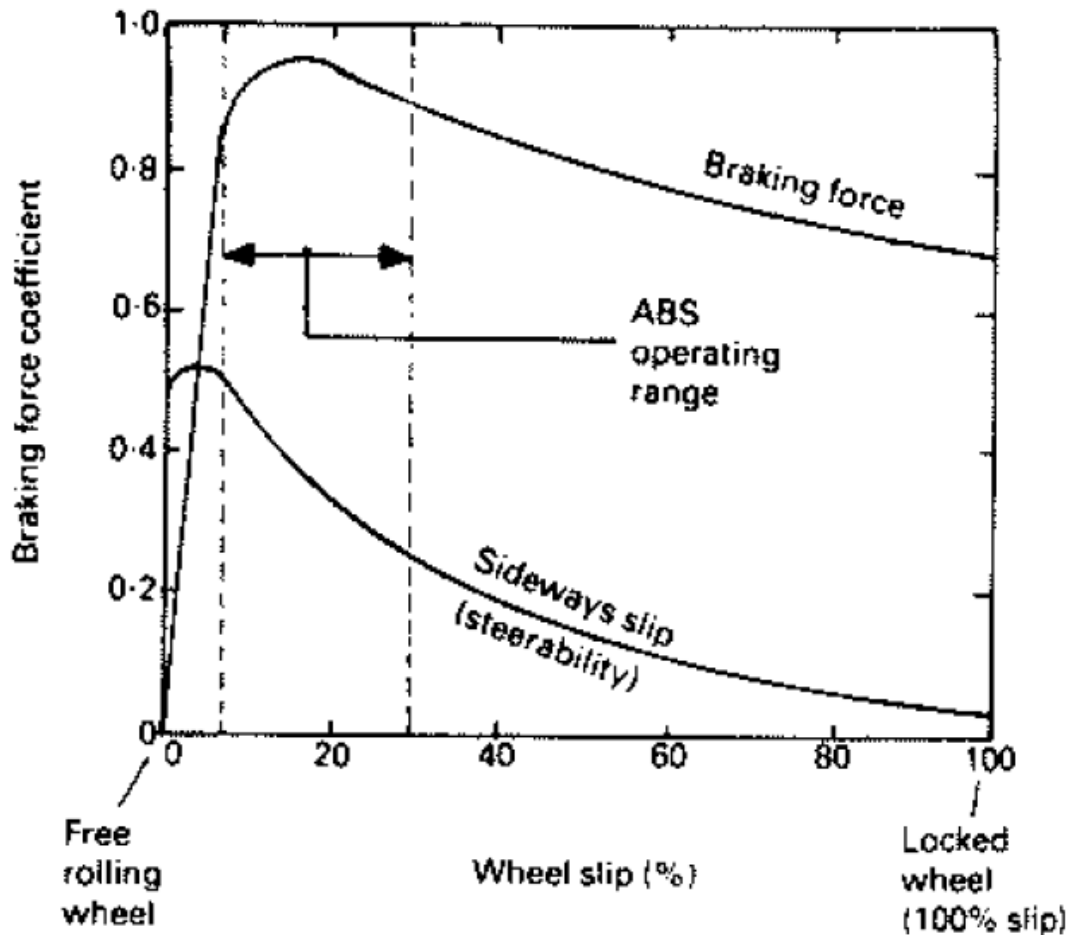
ABS (Antilock Braking System)

È un sistema che impedisce alle ruote di bloccarsi durante la frenata, conservandone quindi la direzionalità (possibilità di sterzare la vettura) e che consente di ridurre gli spazi d'arresto nella maggioranza dei casi, specie sui fondi scivolosi.

Principio di funzionamento:

Per prevenire il bloccaggio di una ruota la forza frenante deve essere continuamente modulata intorno ad una posizione ottima.

Un sistema *ABS* è in grado di misurare istante per istante le velocità delle quattro ruote, di confrontarle tra di loro e quindi di individuare le condizioni di incipiente bloccaggio di una ruota, stimando la decelerazione del veicolo; in questo caso il sistema interviene facendo diminuire la forza frenante sulla ruota che sta per bloccarsi.



Intervallo di scorrimento su cui funziona l'ABS

Dal confronto delle velocità misurate, il sistema ABS è in grado di stimare per ciascun pneumatico le condizioni di slittamento.

Per ottenere il massimo effetto frenante lo slittamento di ciascuna ruota dovrebbe essere mantenuto in prossimità del valore di picco, che di solito si trova per slittamenti relativi dell'ordine del 15%. Peraltro le condizioni di massima manovrabilità laterali si hanno per valori dello slittamento relativo prossimi a zero.

Si deve quindi accettare un compromesso tra le due esigenze e normalmente gli ABS mantengono lo slittamento percentuale tra l'otto e il trenta per cento.