



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO: 946

DATA: 05/05/2014

A P P U N T I

STUDENTE: Cecere

MATERIA: Impostazione Progettuale dell'Autoveicolo

Prof. Velardocchia

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

IMPOSTAZIONE PROGETTUALE DELL'AUTOVEICOLO

I. Meccanica dello pneumatico

- Contatto pneumatico - strada; vortici di ruota;
- Modelli e spettrale, distribuzione delle forze lungo l'area di contatto
- Forze sovrapposte e tense in funzione dei parametri di ruota di variaz del carico verticale e del coefficiente d'attrito
- Carico combinato; dipendenza di forze e tense
- Coppie di instellamento
- Formule di Pacejke
- Dinamica dello pneumatico

II. Dinamica laterale

- Computamento in sterziamento: angoli di sterzata cinematica, gradienti di roll-over
- Inseguimenti di carico
- Prove di valutazione del computamento in sterziamento ("nonp steer", "steering pad")
- Considerazioni sulla stabilità in curva (monitorazione velocità di imbardate)
- Computamento in transitorio, prove di valutazione del comp. in transitorio
- Dinamica di rollio; trasferimenti di carico, altezza del centro di rollio

III. Dinamica longitudinale

- Inseguimenti; differenziali: ripetizione delle coppie, tipologie (open, torque)
- Tipologie di cambi; considerazioni energetiche (rendimento/cambi specifici)
- Frenature: frenature ideali, frenature reali (efficienze dell'impianto frenante)
- Layout e logiche ABS
- Dinamica alle frenature: ESC, retrofrenature, brake assist (frenate orientate)

IV. Sospensioni (dinamica verticale)

- Generalità, fluidità
- Impostazione elastocinematica di una sospensione, gradienti cinematici

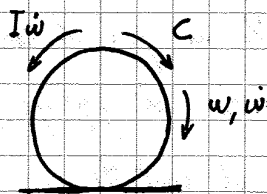
IMPOSTAZIONE PROGETTUALE DELL'AUTOVEICOLO

Lez. I -
08/03

Meccanica del pneumatico

La pneumatica e la sua costituzione riveste un'importanza fondamentale nella progettazione di un autoveicolo.

Siccome la coppia frenata della pneumatica:



Pneumatico - modello rigido

La velocità e l'accelerazione angolare non costanti in ogni punto ne si assume un modello rigido (non deformabile) della pneumatica. Tale modello consente anche di considerare uno scambio di forze "puntiforme" tra strada e pneumatica, ritenendo ~~non~~ e considerazioni immediate su forze e coppie.

Annunciando invece che la pneumatica sia un corpo deformabile (ipotesi più vicina alle realtà*) non si ha più la possibilità di descrivere intenzionalmente il comportamento cinematico della stessa. Si viene a stabilire in questo caso un'area di contatto ruote/stroada:



$$w_i \neq w_j$$

* in un modello in cui la zona di contatto ruota-pneumatica è concepita puntiforme risulta impossibile l'insorgere di forze verticali, responsabili della decelerazione del veicolo

Le generazioni di forze nelle ruote e cingolate alle deformazioni delle ruote stene.

Esattamente come nel modello rigido in [1677] una variabile Ω (velocità angolare), nel modello deformabile si introduce la variabile di inter scorrimento per descrivere il comportamento cinematico. Lo scorrimento è definito come

$$\sigma = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_0}$$

variabile di scorrimento
(adimensionale)

essendo ω la velocità angolare effettiva misurata dal sensore di velocità e ω_0 la velocità angolare delle ruote ritenute rigide, ovvero in condizioni di puro rotolamento. Si può scrivere $\omega_0 = \frac{v_0}{R_0}$, dove v_0 è la velocità di avanzamento del centro ruote e R_0 il raggio di rotolamento.

Lo scorrimento consente di aumentare delle coppie applicate (in modulo), partendo da un valore nullo in corrispondenza di coppie applicate nulle: la sua variazione è indice delle variazioni delle forze esercitate e tenne essendo entrambi i concetti correlati alle deformazioni delle pneumatiche.

Esattamente come nel moto longitudinale, anche nel moto laterale la presenza di una forza F_y è correlata all'esistenza di una deformazione laterale.

Precisamente occorre sapere quanto valgono e da cosa dipendono le forze longitudinali e laterali (la forza verticale F_z è imposta dall'esterno e non dipende dalla pneumatica). Se pressione di professo e temperatura vengono approssimate costanti, si può affermare che

$$F_x = f(F_z, \mu_x)$$

e

$$F_y = f(F_z, \mu_y)$$

I differenti valori del coefficiente d'attito non riconducibili non a questioni di entropie ma bensì alla conformazione geometrica* (asimmetria) dell'area di contatto: per tale motivo la relazione tra forze verticali e forze laterali rimane e' diversa da quella simmetrica tra forze verticali e forze longitudinali massima.

Il coefficiente d'attito è invece enunciato come variabile di sintesi che tenga conto di diversi fenomeni** (e relative variabili) che influenzano nel rapporto tra le grandezze di comando (la forza) e le grandezze in uscita (la coppia), semplificando il modello esatto ed esteso su livelli di dettaglio eccedenti.

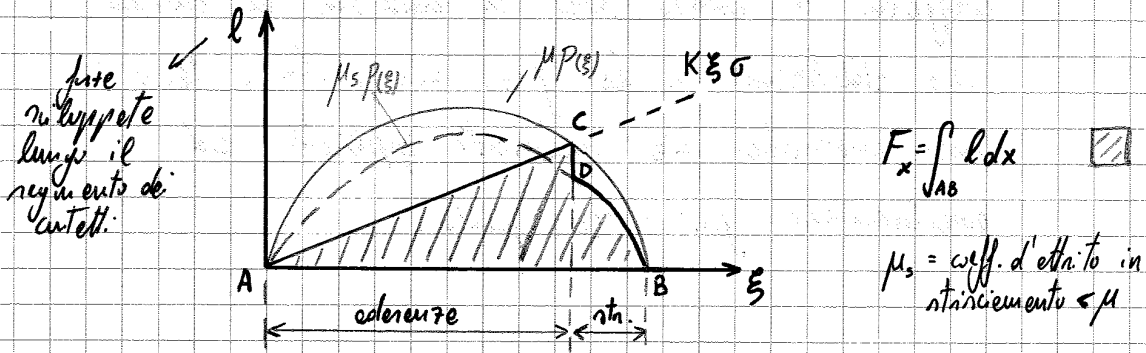
* la pneumatica è scolpita e la sua area di contatto effettiva è molto inferiore rispetto a quella apparente: ciò crea anche una irregolarità nel profilo di pressione da cui dipende la forza verticale F_z

** ad esempio l'usura delle pastiglie frenanti nel tempo

Dette l le forze sviluppate da una generica sezione dell'area di contatto, si dimostra che:

$$l = K \xi \sigma$$

essendo ξ le pressioni istantanee dell'elemento rispetto all'inizio del segmento di contatto e σ lo scorrimento (si consideri il moto longitudinale). Le forze l e' le forze opposte del singolo elemento alle deformazioni.



Le forze l derivate dalle rette in realtà e' sviluppabile se e solo se si rispetta la condizione $l \leq \mu \sigma F_z$, essendo

$$F_z = \int dF_z = \int p dA = \int_{AB} p(\xi) dx$$

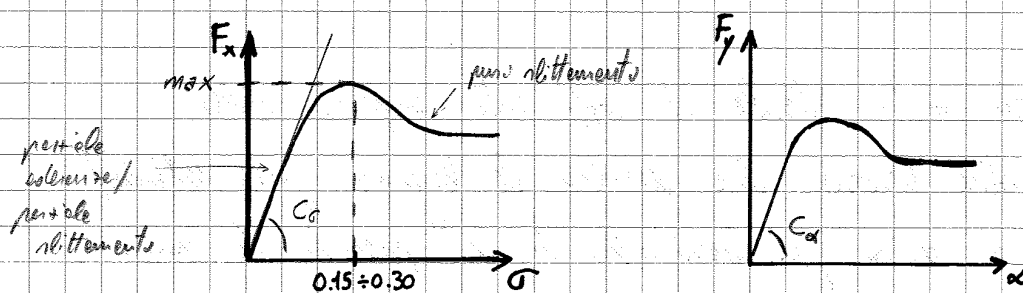
considerando profondità unitarie.

Si deve dunque avere $l \leq p(\xi) dx$ (limite di aderenza), condizione che nel grafico e' rispettata da A e C: tutti gli elementi costitutivi della pannello non in condizioni di aderenza.

Oltrepassato C si entra in condizione di strisciamento: le forze sviluppate e tiene ragione la caratteristica da D e B.

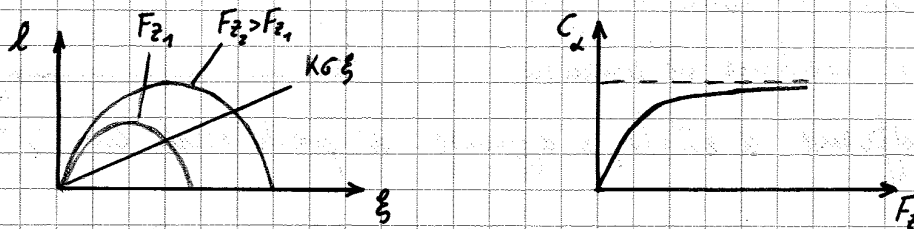
- Lez II -
11/03

Come si osserva qualitativamente dal grafico di distribuzione delle forze e momenti e forze della pneumatica, all'aumentare del valore delle velocità di rotazione corrisponde un aumento della pendenza del tratto lineare della distribuzione di forze stesse: si riduce la parte di impronta in aderenza. Sempre qualitativamente si deduce che all'aumentare di σ corrisponde un aumento delle forze e momenti e forze, ottenute come integrale dell'area sottesa alle caratteristiche rettilinee e alle caratteristiche limite di aderenza: per valori più elevati di giri si giunge ad una condizione limite in cui la tangente orientamento ad un valore limite, dopo aver raggiunto un massimo.

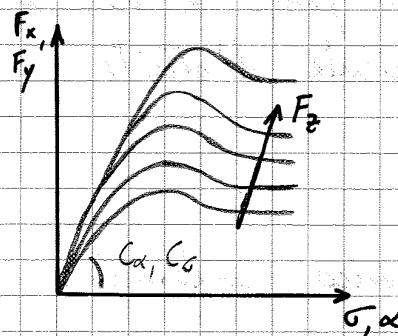


Per bassi valori di rotamento il legame tra forze e rotamento è pressoché lineare (considerando F_z e μ costanti) e fornisce un coefficiente angolare C_0 caratterizzante il legame stesso. Il massimo risultato si applica alle caratteristiche della forza laterale F_y in funzione dell'angolo di deriva α (per differenti angoli pendenza e valori minimi in virtù delle diverse aree di contatto).

All'aumentare del carico verticale si osserva un aumento corrispondente dell'area di cattello della pannelletta ovvero della pendenza nell'origine:

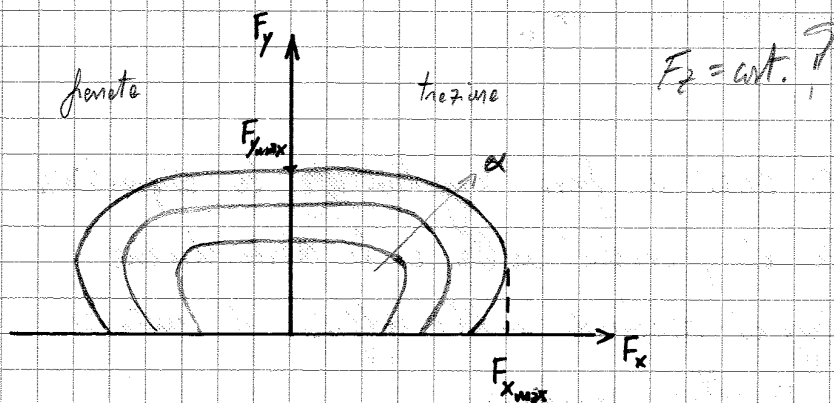


Tale fenomeno di crescita proporzionale carico verticale F_z / coefficiente angolare (C_x, C_G) prosegue fino al raggiungimento di un valore limite asintotico corrispondente all'area massima di cattello.



Si vuole quindi valutare l'influenza sul comportamento della pannelletta di una eventuale variazione del coefficiente di attrito μ : si osserva che μ definisce le caratteristiche di aderenza limite lungo l'area di cattello ma non comporta variazioni di quest'ultima.

In virtù delle differenze geometriche nell'asse di contatto, le forze longitudinali massime sviluppabili e tenute non corrispondono con il valore massimo di forze laterali sviluppabili della pneumatica: il modo in cui la ruota si deforma la pneumatica in deriva è diverso da quello che si produce in scarramento semplice. Segue che la curva limite di forze tangenziale R sviluppabile non è in generale una circonferenza ma è esprimibile ad un'ellisse:



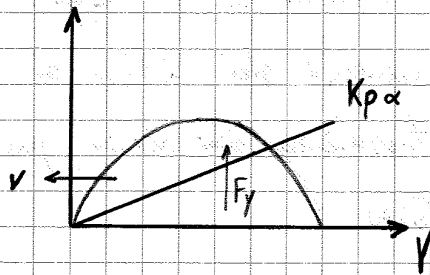
Andamento delle forze laterali in funzione delle longitudinali per diversi valori di α

È evidente che l'impegno di una pneumatica in una delle due direzioni riduce il limite disponibile per l'altra.

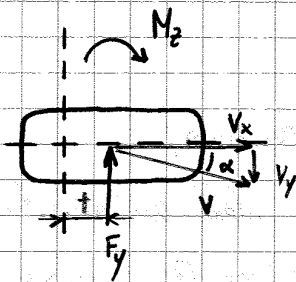
- Lez III -
15/03

Coppia di autoallineamento

Si consideri la curva di distribuzione delle pressioni laterali:



Per semplicità di trattazione si pone che la risultante delle forze laterali F_y sia applicata nel baricentro dell'area di contatto (area polare): ciò introduce una coppia M_z dette coppie di autoallineamento in quanto tende ad opporsi all'angolo di sterzo, annullandolo.



$$M_z = F_y t, \text{ dove } t = f(\cos \alpha)$$

Nota: Per angoli di sterzo piccoli la risultante F_y pone nella "recupera metà" dell'area di contatto.

Le coppie di autoallineamento è un artificio introdotto per evitare il calcolo del punto di applicazione delle forze risultante F_y .

* tenere del trasporto

Le formulazione più complete richiede le stime di circa 180 coefficienti (in parti alla dipendenza di F_x e F_y del coefficiente μ e del carico verticale F_z).

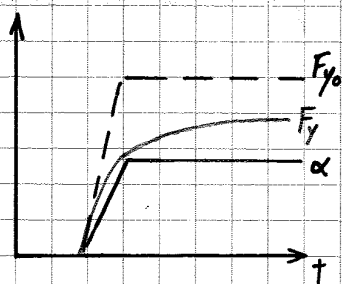
Formulazione generale: $F_{x,y} = A \sin B \cos C [C + f(\rho, E)]$



Stime delle forze longitudinali in funzione delle risonanze per 3 valori del carico verticale

Dinamica dello pneumatico

Fino ad ora si è preso in considerazione il comportamento stazionario dell'autoveicolo.



Se le perdite angolari di deriva (o anch'amente risonanze per il moto longitudinale) si stabiliscono istantaneamente

le forze laterali o quelle d'ancoramento rielaborate in figura e indicate con F_{y0} .

Rinviando l'equazione

$$F_y = \dot{F}_y \frac{C_x}{K_{bt}} \frac{1}{v} = \dot{F}_y \frac{L}{v}$$

essendo $L = \frac{C_x}{K_{bt}}$ la lunghezza di elemento, con denominatore perché è un indice del ritardo che la risposta impiega per giungere a regime.

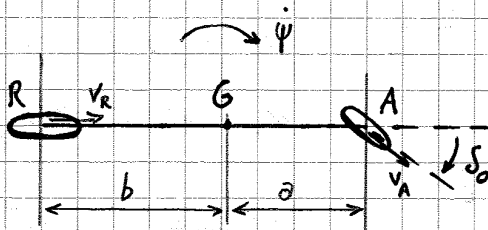
Le costante di tempo sono dunque

$$\tau = \frac{L}{v} = \frac{C_x}{K_{bt}} \frac{1}{v}$$

da cui si osserva che la pendenza delle risposte è tanto maggiore quanto più elevata è la velocità v .

Le medesime considerazioni si applicano al caso angolare.

Note: La pendenza di guadagno incide in maniera particolare sul parametro di ritardo laterale K_{bt} .



G: baricentro

A: eventro

R: retrotreno

S_0 : angolo di sterzo cinematico

ψ : velocità di imbardata

a : semipenno anteriore

b : semipenno posteriore

Moto di un autoveicolo
in curve stazionarie
(3 gradi di libertà)

Enunciò le velocità di eventramento v del veicolo costante.

Si assume inoltre l'ipotesi cinematica per cui $\alpha_A = \alpha_R = 0$ (angoli di deriva nulli*), ovvero forze laterali nulle, ovvero forze d'inerzia nulle. Le perpendicolari alle velocità v_A e v_R rispettivamente dell'eventro e del retrotreno individuano un centro di istantanea rotazione; si definisce dunque l'angolo di sterzo cinematico come

$$S_0 = \frac{v}{R} \quad \text{essendo } R = \frac{v^2}{a_y} \text{ in prima approssimazione}$$

per il veicolo

essendo $l = a + b$ e R il raggio di curvatura delle traiettorie.

Introducendo forze d'inerzia e angoli di deriva si ottiene un modello più vicino alla realtà.

* velocità v tendente a 0

La relazione (di carattere qualitativo) indica che per ottenere una certa portanza d'ala occorre applicare un angolo d'incidenza diverso dell'angolo di sterzata cinematica in virtù delle relazioni numeriche tra le deflessioni degli pneumatici anteriori e posteriori.

Se si ipotizza in prime approssimazioni che $\alpha_R \approx \alpha_A \approx \alpha$ è possibile scrivere

$$\begin{cases} F_{yA} = C_{\alpha A} \alpha_A \\ F_{yR} = m_A \alpha_y \end{cases} \quad \left(m = m_A + m_R = m \left(\frac{b}{e} + \frac{d}{e} \right) \right)$$

da cui si ottiene

$$\alpha_A = \frac{m_A}{C_{\alpha A}} \alpha_y$$

e analogamente

$$\alpha_R = \frac{m_R}{C_{\alpha R}} \alpha_y$$

Mettendo a sistema con le relazioni precedentemente ottenute

$$\boxed{\delta - \delta_0 = \left(\frac{m_A}{C_{\alpha A}} - \frac{m_R}{C_{\alpha R}} \right) \alpha_y} \quad \left(\text{Componente} \right. \\ \left. \text{sterzante} \right)$$

essendo $\frac{m_A}{C_{\alpha A}} - \frac{m_R}{C_{\alpha R}} = K_{\alpha}$ il gradiente di sottosterzo.

Tale espressione può essere calcolata per valori crescenti di accelerazione laterale α_y ; disponendosi tale funzione si ottengono grafici come il seguente, detti curve di sottosterzo.

Le prove più comuni per la caratterizzazione del comportamento sterziario del veicolo sono le prove di "comp steer" (o diverge) e le prove "steering pad"; la prima è una manovra di sterzata non sterziaria caratterizzata dalle sterzie del volante di $30^\circ/s$ durante il moto del veicolo ad una velocità costante di 100 km/h. Le prove "steering pad" consistono nel percorrere una circonferenza avente un certo raggio di curvatura con velocità crescente. Generalmente si preferisce le prove comp steer in quanto ritenute effettive.

Ritornando le relazioni di caratterizzazione della deriva laterale del veicolo in sterziario come

Assetto
in curva

$$S = S_0 + K_{us} \delta_y$$

si può interpretare il termine $K_{us} \delta_y$ come un contributo aggiuntivo all'angolo di sterzata cinematica richiesto all'angolo volante: il veicolo è detto rotto sterzante.

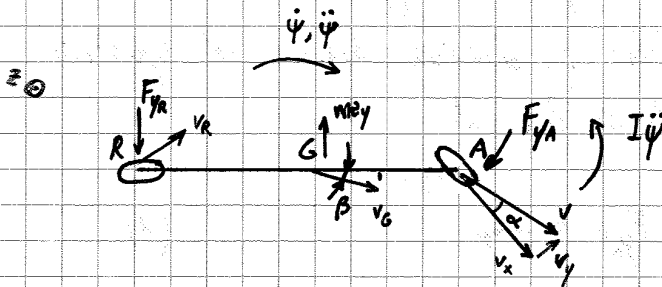
Questo si verifica quando la deriva anteriore media è inferiore alla deriva posteriore media; in caso contrario (ad esempio in veicoli a trazione posteriore) il veicolo è detto non sterzante ($K_{us} < 0$).

Il primo caso (veicoli rotto sterzanti) è tipico dei veicoli a trazione anteriore.

- Lez. V -
22/03

• Comportamento in transitorio

Il modello "a biciclette" può essere impiegato anche per analizzare il comportamento in transitorio di un veicolo.



Nota: L'angolo di assetto β , definito come l'angolo compreso fra l'asse longitudinale del veicolo e la direzione del vettore velocità v_G , è un parametro di importanza fondamentale per la caratterizzazione del moto del veicolo in situazioni critiche di stabilità dello stesso: se $\beta > 2^\circ$ il controllo del veicolo diventa problematico, se in sterzo β raggiunge un valore di $6/7^\circ$ il veicolo diventa incontrollabile. Il problema è che è impossibile minimizzare β se non con strumenti troppo costosi per essere installati su vetture di serie.

Si può dimostrare che $\beta - \beta_0 = -\alpha_R$, essendo

$$\beta_0 = \frac{b}{R}$$

Combinando inoltre le relazioni introdotte in precedenza

$$\beta = \beta_0 - \alpha_R = \frac{b}{R} - \alpha_R \quad \text{con} \quad \frac{\dot{\psi}}{v} = \frac{1}{R} \quad \text{si ottiene}$$

$$\alpha_R = \frac{b}{v} \dot{\psi} - \beta \quad (5)$$

Si mettano ora a sistema le relazioni

$$S = \frac{l}{R} + \alpha_A - \alpha_R$$

$$\text{e} \quad \alpha_R = \frac{b}{R} - \beta = \frac{b}{R} - \beta$$

si ottiene

$$\alpha_A = S - \frac{l}{R} + \frac{b}{R} - \beta = S - \beta - \frac{2\dot{\psi}}{v} \quad (6)$$

L'ultima relazione è data dall'espressione dell'accelerazione laterale

$$a_y = v (\dot{\psi} + \dot{\beta}) \quad (7)$$

Il sistema di sette equazioni differenziali può essere risolto mediante metodi di soluzione numerica che consentono di calcolare le diverse variabili coinvolte iterativamente in funzione dei valori iniziali delle variabili stesse d'intento precedente.

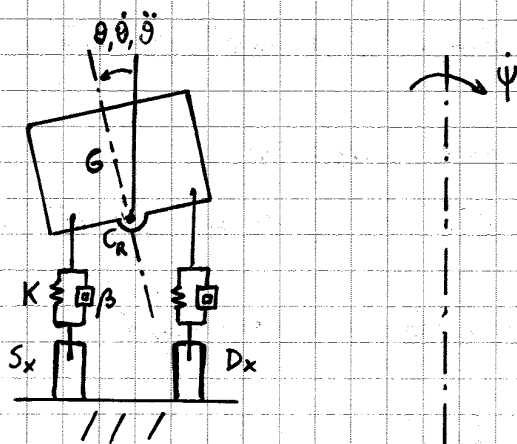
$$\dot{\beta} = \frac{\Delta \beta}{\Delta t} \rightarrow \beta_{i+1} = \beta_i + \dot{\beta} \Delta t$$

$$\dot{\psi}_{i+1} = \psi_i + \dot{\psi} \Delta t$$

Un metodo alternativo per la caratterizzazione delle dinamiche laterali del veicolo in un esperimento consistente nelle prove di sweep. Limitando le rotazioni dello sterzo a $\pm 20^\circ$ il collaudatore descrive un'oscillazione con lo sterzo sempre più intenso; le prove consistono di determinare sperimentalmente le caratteristiche ampiezze e ritardi. A differenza delle prove step steer dunque non si testa il veicolo al limite delle accelerazioni laterali ma in condizioni di sollecitazione dinamica (regime transitorio).

Dinamica di rollio

Il modello stazionario per la trattazione della dinamica laterale non consente la trattazione dei fenomeni di rollio. Si vuole ora valutare un modello che consenta la trattazione relativa delle masse sospese rispetto alle masse non sospese:



- Lez VI -
25/03

Esprimito l'accelerazione angolare $\ddot{\theta}$ nella relazione precedente:

$$\ddot{\theta} = \frac{m a_y d - (K_{\theta} - m g d) \theta - C \dot{\theta}}{I + m d^2}$$

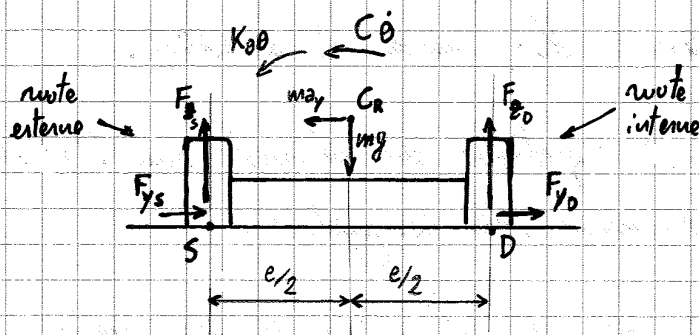
Analiticamente e punto a punto per le dinamiche laterali in transitorio, procedendo per via numerica è possibile ottenere

$$\dot{\theta}_{i+1} = \dot{\theta}_i + \ddot{\theta} \Delta t$$

$$\text{e } \theta_{i+1} = \theta_i + \dot{\theta}_{i+1} \Delta t$$

ovvero θ_{i+1} il valore istantaneo e Δt il tempo di campionamento.

Si vuole considerare l'effetto dei trasferimenti di carico $\Delta F_z = |F_{z_i} - F_{z_0}|$ sul comportamento degli pneumatici:



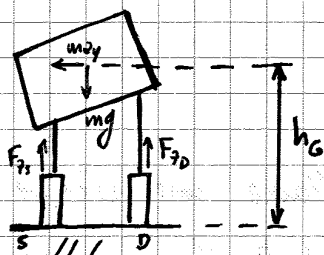
h : altezza di rollio
 e : dimensione della carreggiata

$$F_{z_s} + F_{z_D} = m g$$

Equazione di equilibrio delle rotture rispetto al punto di contatto delle ruote sinistra con il terreno:

$$\sum \quad -C \dot{\theta} - K_{\theta} \theta - m a_y h + m g \frac{e}{2} - F_{z_D} e = 0$$

Una esperienza semplificata delle forze verticali può essere ottenuta mediante un modello che consideri il veicolo nel suo insieme (considerando cioè le sospensioni come un corpo interno):



$$m a_y h_G = m y e / 2 - F_{zD} e$$

$$F_{zD} = - m a_y \left(\frac{h_G}{e} \right) + \frac{m g}{2}$$

fattore di stabilità
(static stability factor)

Una simile formulazione mette in evidenza l'importanza rivestita dalla distanza del baricentro della carrozzeria nel valutare il rischio che una ruota si stacchi da terra. Esiste infatti un valore di a_y tale per cui il carico verticale F_z si annulla, impedendo la formazione di forze laterali.

Centro di rollio e stabilità del veicolo

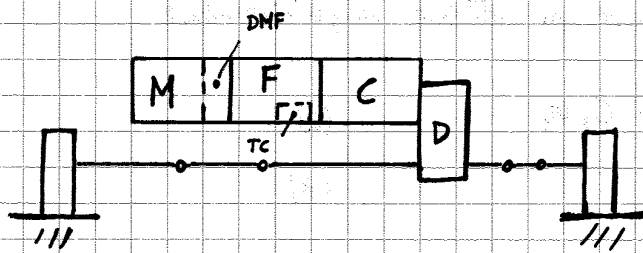
Uno degli obiettivi principali cui è rivolto l'eccezionale dimensionamento delle varie parti da cui l'autoveicolo è composto è quello della corretta gestione dei trasferimenti di carico in transitorio nell'ottica della stabilità del veicolo stesso. Il parametro altezza del centro di rollio riveste a tal proposito un ruolo di prim'importanza.

- Lez VIII -
05/04

Dinamica longitudinale (trazione, frenata)

Dinamica longitudinale in trazione: trasmissione

Schematizzazione del sistema di trasmissione delle coppie motrici alle ruote:



M: motore
F: gruppo slitt./frizione
TC: conversione di coppie (torque converter)

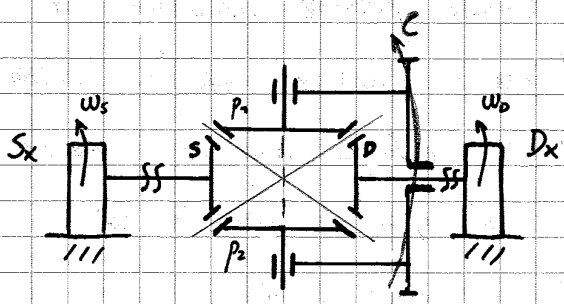
C: cambio
 ↙
 trazione (manuale),
 sistemi riduttori.
 ↘
 automatico,
 sistemi epicicloidali

DMF: slitt. a doppia molla (double mass flywheel)

$$\omega_M = i_c \cdot i_D = \omega_{ruote}$$

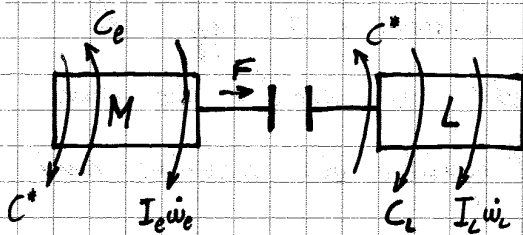
↑
rapporti di trasmissione

Il differenziale ruota particolari sistemi epicicloidali realizza con ruote curve:

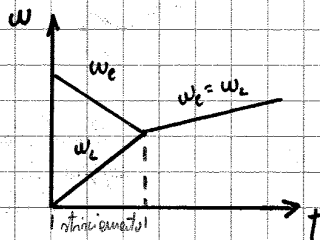


Il planetario ruota una coppia C del cambio e le ripartisce sulle ruote motrici attraverso le ruote seleni S e D.

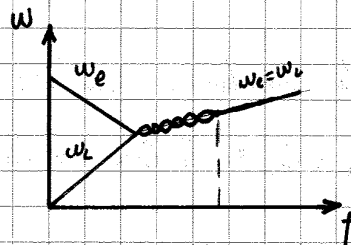
Segue evidentemente che se $\eta < 1$, allora $C_D + C_S \neq \frac{C}{2}$.
 Più in generale, ogni volta in cui si hanno dissipazioni dovute a fenomeni di attrito si viene a creare una differenza tra le coppie in uscite dovute alle resistenze al moto relative opposte delle frange di attrito stesse, che "straggono" coppie all'organo meccanico più veloce e "danno" le stesse quantità di coppie all'organo meccanico più lento. Il fenomeno è osservabile ad esempio nell'accoppiamento motore-carica con frizione:



$$C^* = 2Ffr_m$$



andamento teorico delle velocità angolari



andamento reale delle velocità angolari

In definitiva, indicando la quantità di coppie dissipate per attrito con ΔC valgono le relazioni:

$$C_D = \frac{C}{2} \pm \Delta C \quad \text{e} \quad C_S = \frac{C}{2} \mp \Delta C$$

Supponendo di:

- non avere un sistema di funture attive ($\Delta C_s = 0$)
- essere in condizioni di regime ($\Delta \dot{w} = 0$), ovvero avere esaurito la fase di transitorio
- avere rendimento unitario $\eta = 1$ ($C_s - C_o = 0$)

segue che, sotto tali ipotesi, dall'equazione precedente, $\Delta X = 0$: è impossibile cioè avere una fase di trazione diversa nelle due ruote (pneumatica sinistra/destra).

In questo caso il differenziale trasmette la forza minime tra le due forze che i pneumatici possono rendere con il terreno:



Forza minime trasmissibile, per il minimo fra i due minimi

Provando il differenziale gerente una ripetizione di coppie in modo prestabilito anche quando la ruota gira a velocità diverse, le coppie motrici dovranno livellarsi al valore più basso.

In un differenziale come quello appena descritto* (differenziale di tipo open) la ripetizione delle coppie non può essere variata e la capacità di trazione risulta essere condizionata dalla ruota con minore aderenza.

* $\eta \approx 1$ ($P_{diss} \approx 0$)

- Lez VIII -
12/04

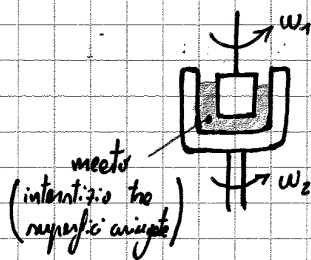
Come scritto in precedenza, nell'ambito dei differenziali si possono distinguere i seguenti casi:

- $\eta \approx 1$: differenziale aperto, $C_1 = C_2 = \frac{C}{2}$
- $\eta < 1$: differenziale auto bloccante, $C_1 \neq C_2$

Un particolare tipo di differenziale auto bloccante è il Inverse Sensing.

Giunti viscosi

Il principio alla base dei differenziali auto bloccanti (introduzione di attrito voluto e determinare una differenza di coppia) è lo stesso dei giunti viscosi, ovvero di macchine che collegano un albero in ingresso ed uno in uscita consentendo piccole differenze di velocità angolare tra gli stessi.

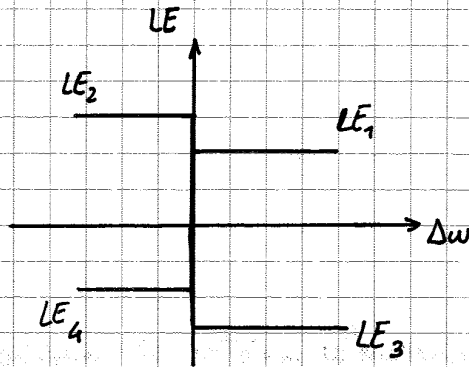


Coppie di attrito viscoso:

$$C_v = f(\mu, \text{geometria}, \Delta\omega)$$

ove $\Delta\omega = |w_1 - w_2|$

I giunti viscosi non tipicamente si bloccano nella city car.

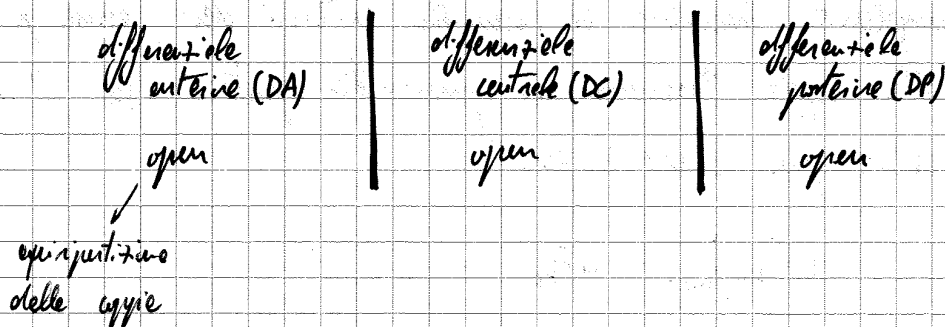


Il differenziale Innes è "bloccato" fin quando $\Delta w = 0$, dopo di che "si apre" lavorando come un open. Precisamente, il differenziale rimane nella prima condizione fin quando $\Delta C < LE \cdot C$ ($C =$ coppie in entrata al differenziale).

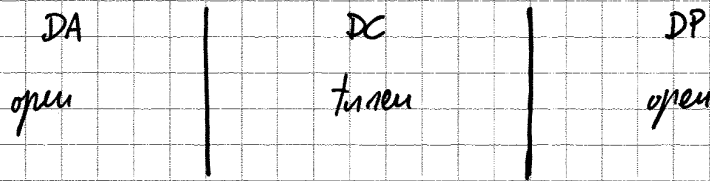
Trazione integrale (4WD)

Analisi delle forze sviluppate e tenute nel caso in cui le ruote (pneumatici) si trovino in condizioni differenti l'una rispetto all'altra (es. frenate in curva).

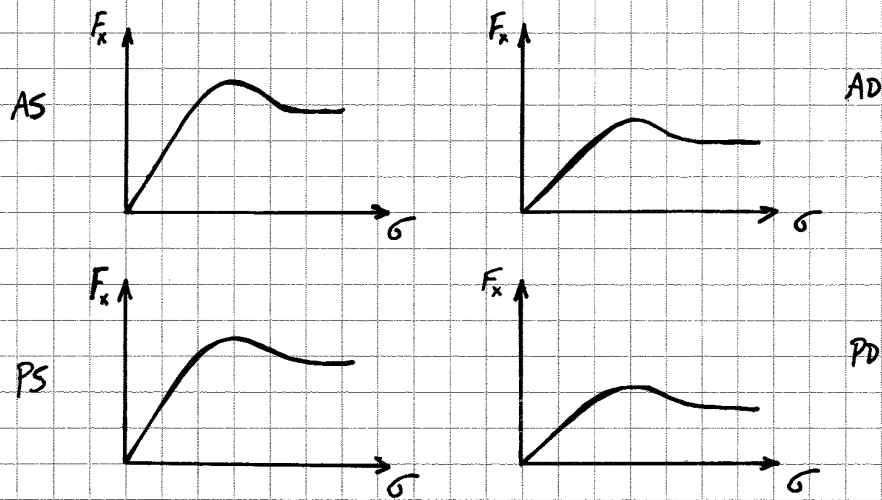
CASO A - importazione 000 :



CASO B - impuntorie OTO



In queste impuntorie il differenziale treno consente di avere una diversa coppia in uscita sugli assi.



coppie esercitate
nell'avanzamento

coppie esercitate
nel retrotreno

$$C_A \neq C_P \rightarrow 2F_{AD} \cdot R \neq 2F_{PD} \cdot R$$

essendo R il raggio statico dei pneumatici

$$|C_A - C_P| = \Delta C \rightarrow \omega_A = \omega_P \quad (\text{identità delle velocità angolari})$$

Relazioni cinematiche:

$$\omega_A = \frac{\omega_{A0} + \omega_{A3}}{2}, \quad \omega_P = \frac{\omega_{P0} + \omega_{P3}}{2}, \quad \Omega = \frac{\omega_A + \omega_P}{2}$$

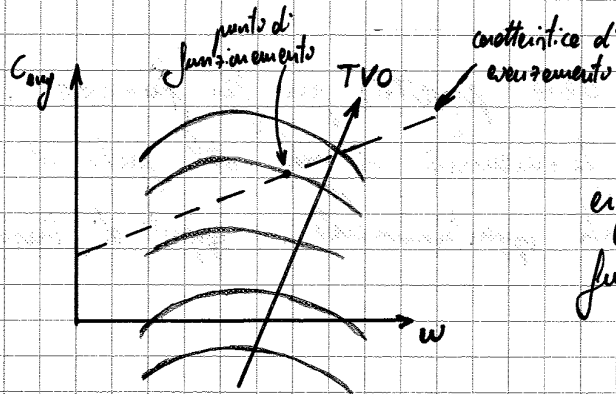
Coppie frenanti e due assi:

$$C_P = 2F_{PD} \cdot R - \frac{\Delta C}{2}, \quad C_A = 2F_{AD} \cdot R + \frac{\Delta C}{2}$$

essendo $\Delta C = L \cdot E \cdot C$

- Lez IX -
19/04

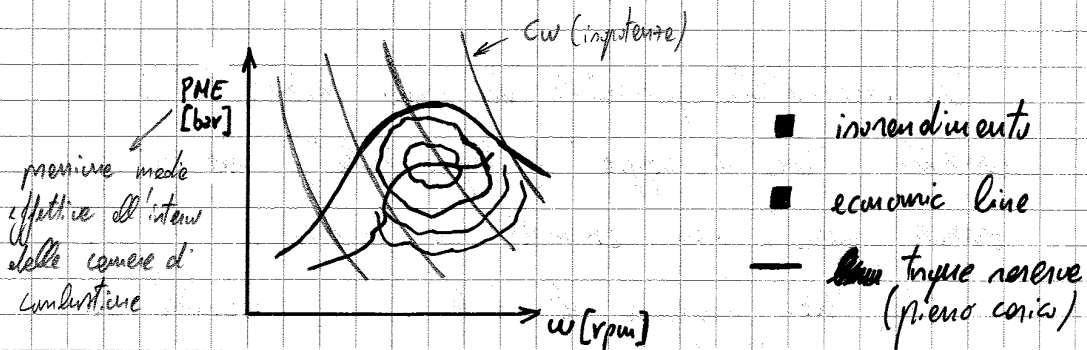
L'aspetto predominante nella progettazione delle trasmissioni è di carattere energetico: occorre che il motore operi con il rendimento massimo possibile.



mappe motore: coppie erogate dal motore in funzione delle velocità angolari

Il punto di funzionamento si trova all'intersezione tra coppie richieste (coefficiente d'acceleramento) e coppie erogate.

La progettazione del motore, più che essere espressa in termini di rendimento, viene valutata in funzione dei consumi:



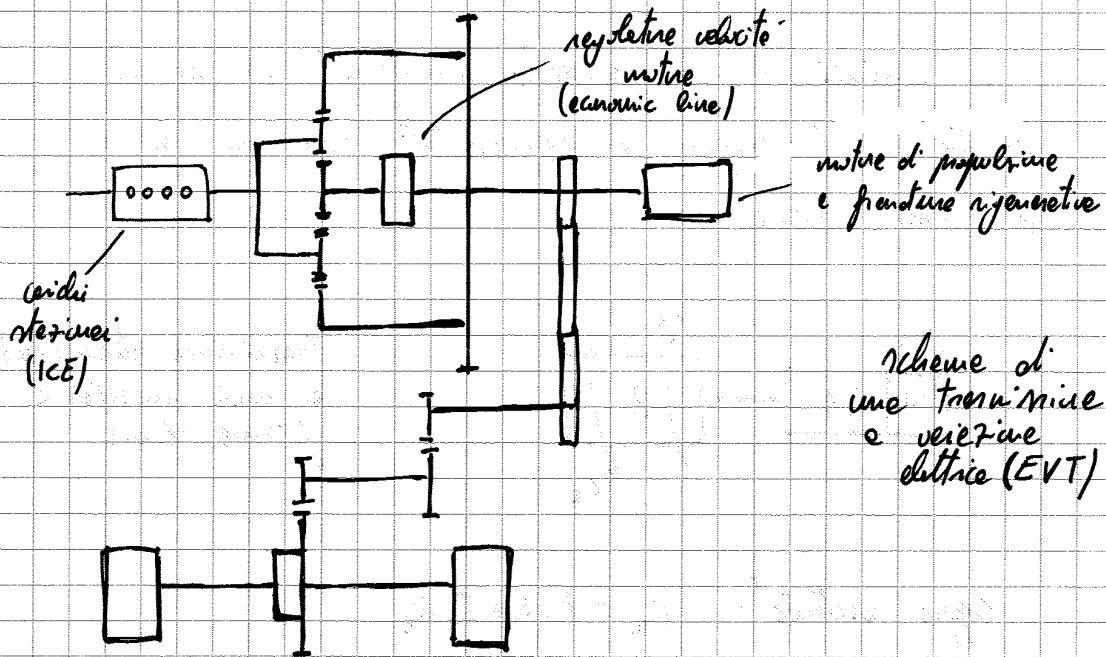
mappe di consumi specifici di carburante* (g/kWh)

La "economic line" è la caratteristica derivante dall'interpolazione dei punti di minimo consumo conseguenti alle variazioni della potenza richiesta del veicolo.

* specifico fuel consumption

I cambi CVT si contraddistinguono per l'assenza di merce e relativi dispositivi di innesto - disinnesto e fanno ricorso a variatori con angole trapezoidali che si avvolgono su una coppia di pulye e di diametro variabile. Pur essendo il rendimento inferiore rispetto a quello di una coppia di ingranaggi cilindrici, il rapporto di trasmissione finalmente variabile si rivela ben adattabile alle condizioni di marcia delle strade e di resistenza al moto.

Si noti come, a parità di potenze richieste, diversi rapporti di trasmissione del cambio individuano punti di funzionamento diversi: se il veicolo viene fatto operare nell'ottica di bassi consumi (rendimenti elevati) si osserva delle mappe di consumo specifiche che peggiorano le prestazioni dinamiche poiché è inferiore la disponibilità di coppia. Viceversa in caso di rendimenti peggiori si osservano consumi maggiori ma al contempo prestazioni dinamiche migliori (maggiori disponibilità di coppia) in quanto ci si allontana dal limite di coppia applicabile per una velocità angolare erogata.



Le trasmissioni EVT fanno ricorso a sistemi epicycloidali in cui uno degli alberi viene collegato ad un motore elettrico a velocità di rotazione variabile. Il numero di giri viene automaticamente rettificato per fornire il miglior rendimento (quindi il miglior rapporto di trasmissione possibile).

Oltre a fornire una modulazione continua del rapporto di trasmissione come le trasmissioni CVT, i sistemi EVT offrono una drastica semplificazione dei meccanismi, riducendone la complessità.

Prendendo $I_{eq} = I_M + \frac{I_R}{i^2}$ l'equazione della coppia motrice diventa

$$C_M = I_{eq} \ddot{\theta}_M + K(\theta_M - i\theta_R)$$

Frequenze proprie del sistema:

$$f = \sqrt{\frac{K_T}{I_{eq}}} = \sqrt{\frac{K_T}{I_M i^2 + I_R}}$$

(Momento d'inerzia delle ruote: $I_R \approx mR^2$)*

Dall'equazione delle frequenze si deduce che l'inertanza del sistema varia al variare del rapporto di trasmissione i .

* Ottenibile dall'equivalenza energetica dell'energia cinetica $\frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}I_R\omega^2$,

ove $\omega = \frac{v}{R}$.

Dall'equazione (3) si ottiene

$$Z_A = -m \frac{h}{l} \ddot{x} + m \frac{b}{l} g$$

essendo $m \frac{b}{l} g = m_0 g$ il carico statico applicato nell'eventro.

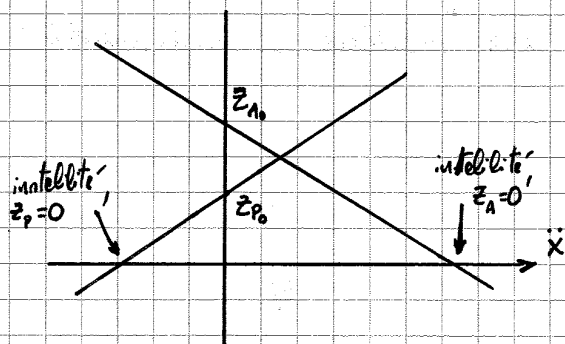
Il carico statico, unitamente opportunamente con un termine dovuto alle condizioni dinamiche, deve essere simultaneamente portato da fuso aperto nell'eventro.

Andamento si trova che la fuso esercitata sul retroreno è

$$Z_P = m \frac{a}{l} g + m \frac{h}{l} \ddot{x} = m_0 g + m \frac{h}{l} \ddot{x}$$

Si vede pertanto un trasferimento di carico tra eventro e retroreno per $m \frac{h}{l} \ddot{x}$ (\ddot{x} è positivo o negativo e secondo che il veicolo sia in trazione o in frenata).

Si può fare ricorso alle equazioni precedenti per determinare una caratteristica che stabilisce quando il retroreno o l'eventro perdono contatto con il suolo ("si sollevano da terra"):



Sono indicati con Z_{A_0} e Z_{P_0} i valori della due fuso sviluppate in condizione di accelerazione nulla.

La decelerazione longitudinale corrispondente al caso di frenature ideali è ottenibile mettendo a sistema le equazioni di equilibrio (1) e (2):

$$\begin{cases} m\ddot{x} + X_A + X_P = 0 & \text{con } X_A = \mu z_A \text{ e } X_P = \mu z_P \\ z_A + z_P = my \end{cases}$$

$$\ddot{x}_{\max} = -\mu y, \quad \text{decelerazione longitudinale massima}^*$$

Si noti come giunse linee (coefficiente d'attrito μ sensibilmente inferiore) facciamo precipitare le prestazioni dell'impianto di frenature, e prescindere della presenza di sistemi di sicurezza attiva.

Mettendo a rapporto e quindi punto le equazioni (4) e (5) e sottraendo le espressioni di z_A e z_P trovate in precedenza si ottiene (semplificando opportunamente)

$$\frac{X_A}{X_P} = \frac{z_A}{z_P} = \frac{by - h\ddot{x}}{ay + h\ddot{x}}$$

Introducendo l'espressione della decelerazione longitudinale massima si ottiene le relative

$$\boxed{\frac{X_A}{X_P} = \frac{b + \mu h}{a - \mu h}}$$

ripartizione forze frenanti:
(frenature ideali)

per il rapporto tra forze frenanti che garantisce la decelerazione teorica massima.

* la massima decelerazione non dipende dalle caratteristiche dell'impianto frenante che determinano invece la possibilità di realizzarle nelle varie condizioni di traffico

Se l'impianto di frenature progettato per operare nelle condizioni di cui nel caso I si trova nelle condizioni espresse nel caso II, il dominio di frenature* si riduce a quello evidenziato in figura; in tal caso procedere oltre il limite individuato da $\left(\frac{X_a}{u}\right)_{\dot{x}_{max}}$ porterebbe ad un bloccaggio dell'eventuale funzione di frenatura si verifica tipicamente quando il veicolo opera in condizioni dinamiche sfavorevoli (es. pioggia).

Una variazione del coefficiente di aderenza rispetto a quello utilizzato per ripetere le forze frenanti, porta necessariamente ad una frenatura non ottimale, non si cerca cioè di ottenere la decelerazione massima possibile con quel dato coefficiente di aderenza.

Occorre in ogni caso che l'impianto frenante fornisca una decelerazione $\ddot{x}_{red} = E \ddot{x}_{max}$ effettiva che garantisca la generazione delle forze frenanti necessarie e impo-gnere aderenza, essendo E l'efficienza del sistema frenante.

Nota: Nelle scelte i domini di frenature risultano essere di forma trapezoidale.

* Ogni coppia di forze frenanti appartiene alla regione ammissibile de- origine ad una frenatura del veicolo senza che si blocchi nessun asse. Oltre le rette superiori si bloccano le ruote anteriori, mentre oltre le rette a destra si bloccano le ruote posteriori. L'intersezione delle due rette individua il punto di massima decelerazione.

Fino allo stato A si ha una frenata in condizioni normali: il sistema ABS non interviene (valvole ISO aperte, valvole DUMP chiuse, pompe aperte). Ultrapassato il punto A le valvole ISO viene chiuse per mantenere la pressione costante all'interno del circuito; si osserva in queste condizioni la stima dello scarrinamento.

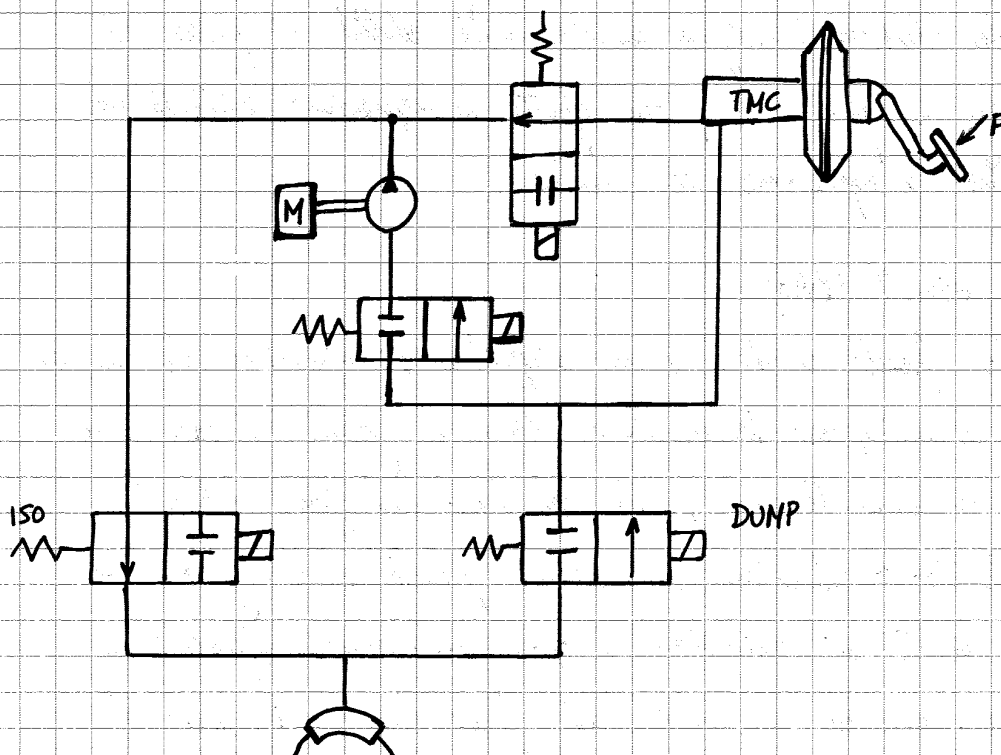
Quando lo scarrinamento stimato è eccessivo sotto le ruote impostate l'ABS entra in funzione (punto B) riducendo la pressione sui freni per tornare nell'intervallo dello scarrinamento ottimale (apertura valvole DUMP).

Raggiunto il punto C l'accelerazione delle ruote è tornata al di sopra della soglia w_H : le valvole DUMP viene chiuse per mantenere la pressione all'interno del circuito.

e impedendo un momento d'imberdite che recuperi le perdite di stabilità.

Oltre a rilevare le velocità di imberdite, il sistema ABS è dotato di sensori per la rilevazione dell'accelerazione laterale e, negli ultimi modelli, di un accelerometro longitudinale.

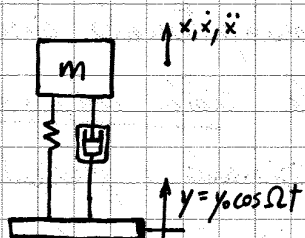
Le centraline dell'ESC intervengono nell'alimentazione del motore (riducendone le coppie) sia sulle singole ruote freni. In particolare in caso di sottosterzo i freni intervengono sulle ruote posteriori interne alle curve, mentre in caso di sovrasterzo viene frenata la ruota esterna alle curve.



Schema ideologico di un sistema ESC

Sospensioni

È denominato sospensione il sistema di collegamenti tra ruote e "carro", finalizzato a filtrare gli effetti che le irregolarità delle strade indurrebbero sulla carro stessa, garantendo il confort del guidatore e la sicurezza di marcia del veicolo.

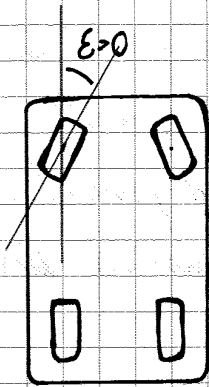


Scheme della monosospensione
ad 1 grado di libertà
 $x = x_0 \cos(\Omega t - \varphi)$

Le sospensioni hanno dunque il duplice effetto di:

- smorzare le forze scambiate fra terreno e carro del veicolo per garantire il confort (elementi smorzanti);
- ripartire le forze scambiate fra terreno e carro garantendo il contatto pneumatico - strada (elementi elastici) attraverso l'imposizione della legge del moto delle ruote (impostazione elastico-cinem. et. ca.).

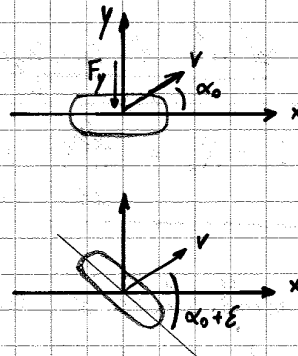
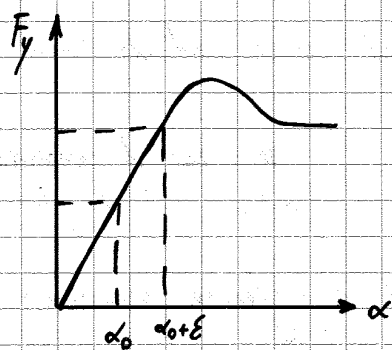
Una sospensione ideale dovrebbe far muovere le ruote rispetto alle carro nella sola direzione verticale. Nella pratica i moti permessi sono determinati dalla geometria, dunque dalle cinematiche della sospensione.



angolo di convergenza ϵ

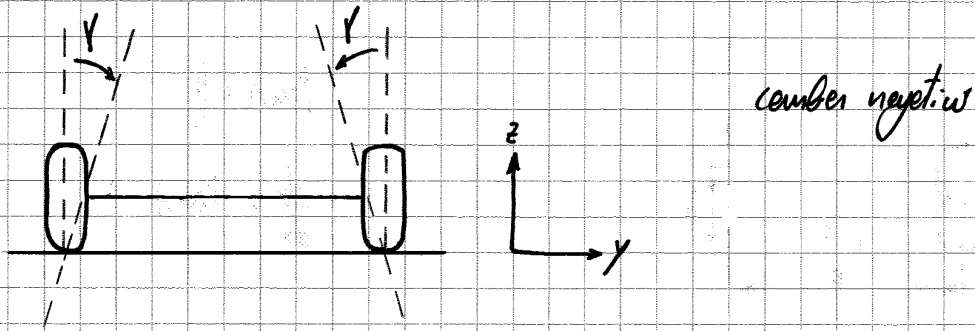
Angoli di convergenza positivi
giocano a favore della direzionalità del veicolo.

Si osserva come la presenza di un angolo di convergenza modifica l'angolo di deriva effettivo della pneumatica e conseguentemente l'intensità delle forze sviluppate e tiene (e per il caso di curva verticale e coefficiente di aderenza ruote/pista):

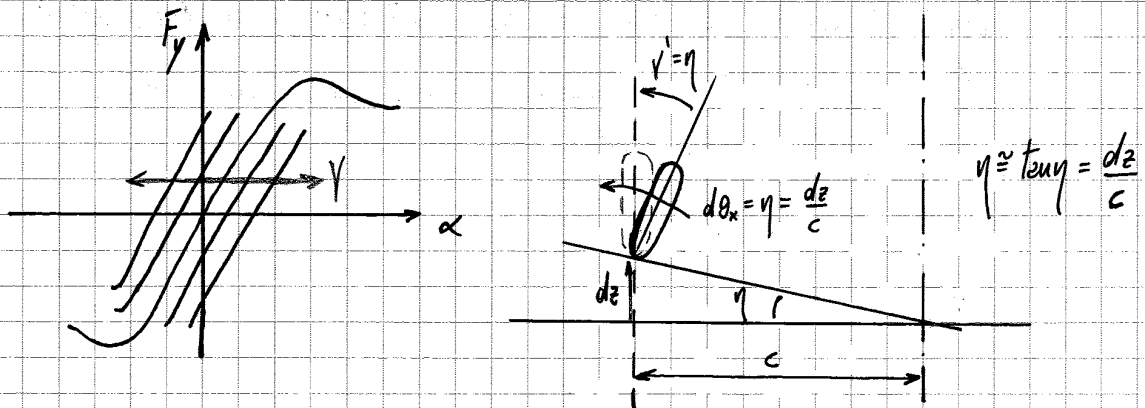


Il fenomeno mette in risalto come l'importanza progettuale delle sospensioni (nella specifico l'angolo di convergenza) possa modificare le dinamiche del veicolo, rivestendo in tal senso una notevole importanza.

S: definisce angolo di compenetrazione o camber l'angolo formato dal piano medio della pneumatica e delle verticali al terreno.



L'angolo di compenetrazione riveste un ruolo primario nel minimizzare le superficie di contatto: una sua variazione porta ad una corrispondente modifica nella distribuzione delle pressioni di contatto, quindi delle caratteristiche della fase laterale sviluppata e tenne come illustrato di seguito:



Il relativo gradiente è definito come

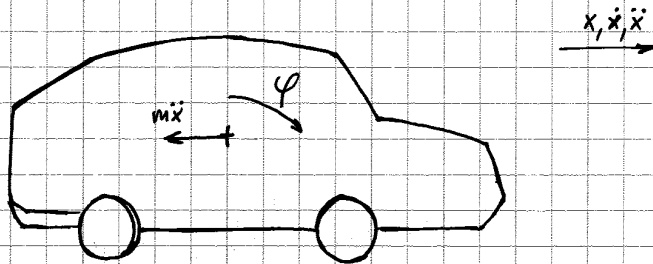
$$\frac{d\theta_x}{dz} = \frac{1}{c} R_y$$

essendo c la semicarrozzata e R_y il recupero di camber, per il quale quando la pneumatica viene riportata in posizione perpendicolare al mezzo stradale.

- Lez XVI -
07/06

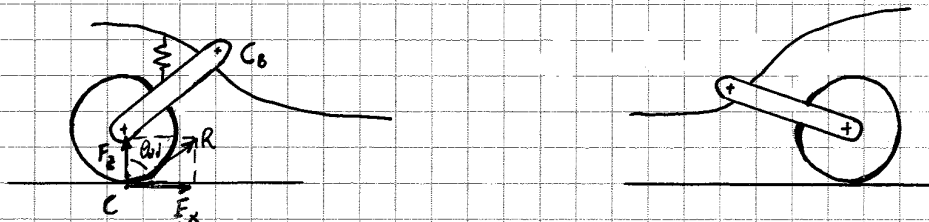
Il recupero di convergenza, l'altezza del centro d'elasticità e il recupero di camber sono i tre parametri dell'impostazione elastico-cinematica associati alle dinamiche laterali. Si vogliono ora definire i parametri che influiscono sulle dinamiche laterali $(\frac{dx}{dz}, \frac{dy}{dz})$, associati al concetto di anti-dive e anti-lift.

Se il veicolo in frenata o in partenza, le forze d'inerzia $m\ddot{x}$ realizzate un trasferimento di carico longitudinale che comprime le sospensioni anteriori ed estende quelle posteriori (o viceversa), generando beccheggio (φ):



L'entità del beccheggio può essere modificata agendo sull'impostazione delle sospensioni, gestendo il trasferimento di coppie attraverso i parametri anti-dive e anti-lift.

Si consideri le seguenti schematizzazioni del collegamento pneumatico/molle sospese tramite sospensioni:

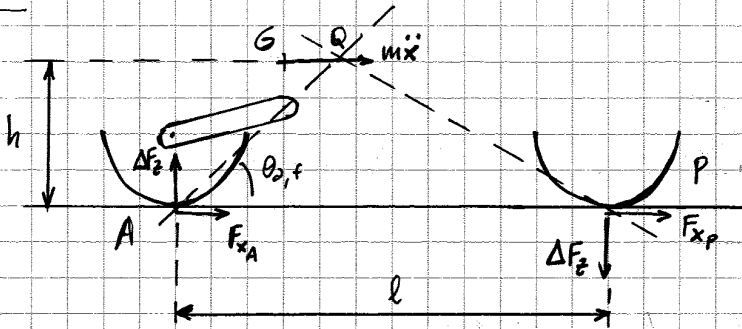


Le coppie frenante non deve essere ripartite nel d'equilibrio di corpo libero in quanto si tratta di un'azione interna al sistema.

Dispersione di corpo libero del veicolo (AD = 100%)

x, \dot{x}, \ddot{x}
←

$\ddot{x} < 0$ (frenata)



Trasferimento di carico: $\Delta F_z = m \ddot{x} \frac{h}{l}$

Sia p la ripartizione di forze tra avantreno e retrotreno; si ha che

$$F_{xA} = p m \ddot{x} \quad \text{e} \quad F_{xP} = (1-p) m \ddot{x}$$

ove $m \ddot{x} = F_{xA} + F_{xP}$.

Nella trigonometria

$$\tan \theta_{0,f} = \frac{\Delta F_z}{F_{xA}} = m \ddot{x} \frac{h}{l} \frac{1}{p m \ddot{x}}$$

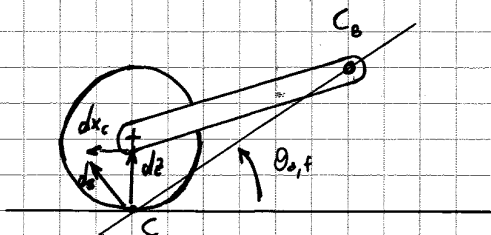
Segue che a una condizione anti-dive 100% implice

$$\tan \theta_{0,f} = \frac{h}{pl}$$

Nel caso più generale (AD ≠ 100%) si impone invece un valore di progetto

$$\tan \theta_{0,f} = \frac{h}{pl} \cdot AD = \frac{dx}{dz}$$

che corrisponde al IV gradiente desiderato.



La definizione dell'asse di rotazione come diretto dell'ipotesi cinematiche delle suspensioni, viene dunque attraverso la definizione dei gradienti cinematici visti in precedenza:

$$\left\{ \begin{array}{c} \dot{x}_1 / \dot{u} \\ \dot{x}_2 / \dot{u} \\ \dot{x}_3 / \dot{u} \\ \dot{y}_1 / \dot{u} \\ \dot{y}_2 / \dot{u} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} 1 \\ 3 \end{array} \right\}$$

essendo l'asse di rotazione S riferito al singolo parametro.

