



Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino

Appunti universitari

Tesi di laurea

Cartoleria e cancelleria

Stampa file e fotocopie

Print on demand

Rilegature

NUMERO : 385

DATA : 17/10/2012

A P P U N T I

STUDENTE : Scanu

MATERIA : Meccanica del Veicolo
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.**

MECCANICA DEL VEICOLO (Laurea Specialistica Ing. Meccanica)

Semestre: 1° Lezioni 30h Esercitazioni 26h

Prof. Mauro Velardocchia (L), Ing. Enrico Galvagno (E)

Obiettivi: presentare i principi alla base dello studio della dinamica di un autoveicolo e alcuni tra i sistemi costitutivi dell'autotelaio. Vengono analizzati i principali modelli funzionali che, al variare dell'impostazione del progetto e delle condizioni di utilizzo, permettono di analizzare il comportamento dinamico di un autoveicolo in termini di sicurezza e prestazionali. Queste ultime caratteristiche vengono valutate in relazione alle principali interfaccia con la strada e l'autotelaio. In questa ottica vengono fornite le caratteristiche salienti di pneumatici, sospensioni, sterzo, freni e delle azioni aerodinamiche. Le esercitazioni di calcolo consentono di ribadire i contenuti presentati a lezione valendosi di dati inerenti ad autoveicoli reali.

Competenze acquisite al termine del corso

- Fattori principali che determinano l'handling del veicolo, la frenatura e la sua sicurezza, la trazione;
- Caratteristiche dei pneumatici e dell'autotelaio necessarie per caratterizzare sperimentalmente il comportamento stazionario e dinamico di un autoveicolo
- Potenzialità introdotte da modelli di calcolo, principalmente funzionali, e dalla sperimentazione a banco e stradale per valutare gli effetti delle principali nonlinearità sul comportamento dinamico di un autoveicolo.

Requisiti: Meccanica applicata

Contenuti

- Meccanica del pneumatico: sistema di riferimento, cinematica, modello elementare, scorrimento e deriva, azioni scambiate nel contatto ruota-terreno, rigidità in deriva, comportamento in transitorio, toe, camber, resistenza al rotolamento, formulazioni empiriche, cenni alla sperimentazione banco e strada.
- Modello handling elementare: Ackermann, definizione di sottosterzo e sovrasterzo, equazioni del moto, analisi in frequenza, effetto del comportamento dinamico del pneumatico, prime caratteristiche riassuntive del comportamento stazionario e in transitorio, prestazioni al limite
- Modello comprensivo degli effetti della sospensione sul rollio e sul beccheggio, comportamento a regime, saturazione del pneumatico
- Modello di cassa a sei gradi di libertà (Lagrange)
- Aerodinamica: azioni aerodinamiche principali, marcia in rettilineo, momento di beccheggio, vento laterale
- Freni: frenatura ideale, decelerazione massima, ripartizione della frenatura, variazione del coefficiente di aderenza, posizione del baricentro, bloccaggio delle ruote, stabilità laterale,

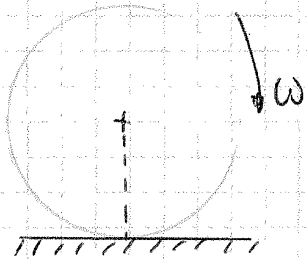
MECCANICA DEL VEICOLO

INDICE

MECCANICA DEL PNEUMATICO	PAG.	1
DINAMICA LATERALE	PAG.	24
MODELLO DINAMICO DI ROLLIO	PAG.	39
MECCANICA DELLA FRENATURA	PAG.	45
TRASMISSIONI	PAG.	73
SISTEMI IBRIDI	PAG.	103
SOSPENSIONI	PAG.	115

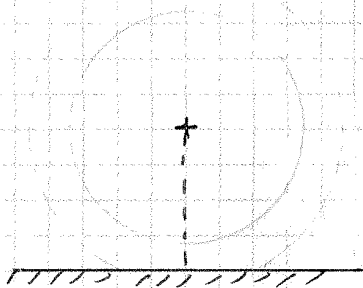
MECCANICA DEL PNEUMATICO

la scelta del pneumatico come strumento di trasporto è legata a diversi fattori come consumi, durata ecc... rispetto per esempio a cingoli o ruote a zampè



nel caso di ruota rigida si ha:

- w uniforme su tutti i punti della ruota
- equilibrio di forze sul punto di contatto con le forze di inerzia

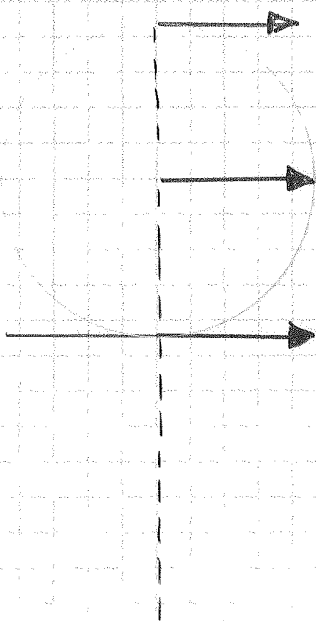


considerando invece la ruota come

CERCHIO + GOMMA

però da considerare la forma della strada il corpo presenta una certa velocità; nel contatto con il ruoto stradale la velocità tende ad annullarsi

supponendo di perdere al bloccaggio la ruota



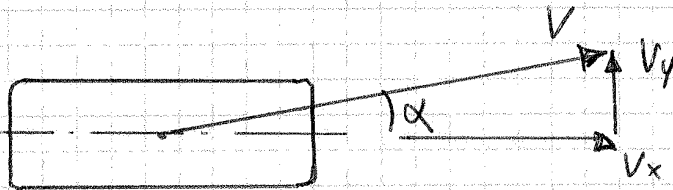
tutte le parti della ruota subiscono alla medesima velocità di traslazione

il centro di istantanea rotazione non si troverà sulla ruota ma in un punto ben lontano

σ È UNA VARIABILE LEGATA ALLA DEFORMAZIONE DELLA RUOTA E ALLE CAUSE (COPPIE) CHE LA DETERMINANO

DAL PUNTO DI VISTA PRATICO CON σ MISURATA DIRETTAMENTE E POI STIMATA, σ ESPRIME LE FORZE REALMENTE SCAMBIATE NEL CONTATTO CON LA STRADA $\sigma \propto F_x$ (FORZA LONGITUDINALE)

NEL COMPORTAMENTO LATERALE, CAUSA PER ESEMPIO ROTAZIONE, SI HA UNA TRASLAZIONE LATERALE TRA BATTISTRADA E PARTE RICUSA CARATTERIZZATA DA UNA CERTA VELOCITÀ LATERALE E QUINDI AD UNA FORZA LATERALE



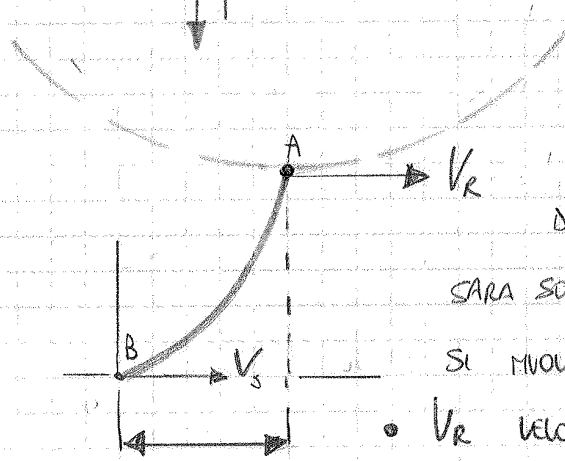
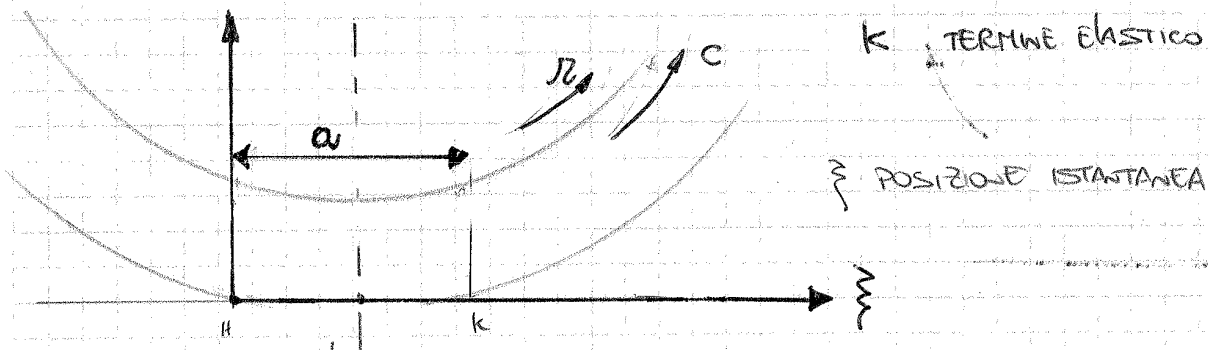
α ANGOLO DI DERIVA \rightarrow PROPORZIONALE A F_y

COMPORIAMENTO DEL PNEUMATICO - BRUSH MODEL (MODELLO A SPAZZOLA)

IPOTESI:

- l'INTERA parte di PNEUMATICO A CONTATTO CON LA STRADA (A-H-Bk) È trattata come se fosse costituita da una SEQUENZA di spazzole adiacenti l'una all'altra dotate tutte della STESSA CARATTERISTICA ELASTICA e prive di fenomeni di INTERDIPENDENZA NELLA MODALITÀ di DEFORMAZIONE → il VOLUME di CONTATTO È TRATTATO COME SE FOSSE ISOTROPO E COME SE OGNI UNO DEGLI ELEMENTI COSTITUTIVI SUI CARATTERIZZATO dalla STESSA CARATTERISTICA ELASTICA E LA MANTENESSE A PRESONDETE da ciò CHE CAPITA NELL'INTERNO.

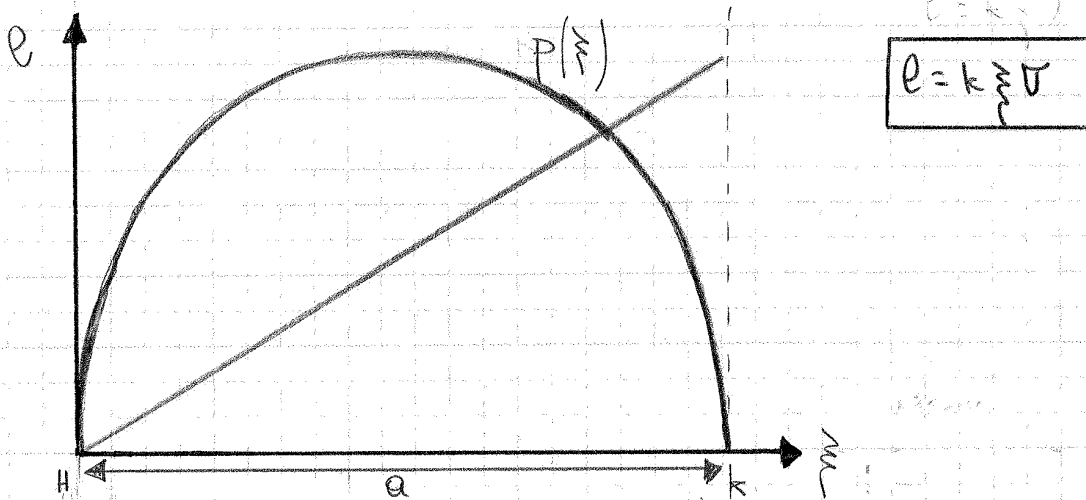
INDICANDO CON k_e CHE CARATTERIZZA la relazione forza-deformazione, POSSO individuare una COORDINATA x che individua le posizioni delle spazzole



DOPO UNA CERTA DISTANZA } LA SPAZZOLA SARA SOTTOPOSTA A DEFORMAZIONE POICHE A SI MUOVE CON V_r , B SI MUOVE CON V_s

- V_r VELOCITÀ DI ROTOLAMENTO
- V_s VELOCITÀ DI STRISCIAIMENTO

ANDAMENTI F_x, F_y - COME SI COMPORTANO AL VARIARE DEI PARAMETRI



il comportamento delle forze F_x, F_y è legato alle forze verticali F_z che accentua la possibilità di sviluppare forze di contatto.

occorre tenere in considerazione le forze verticali, le forze che determinano la distribuzione delle pressioni di contatto, sull'area di contatto, con un andamento per esempio parabolico (non reale)

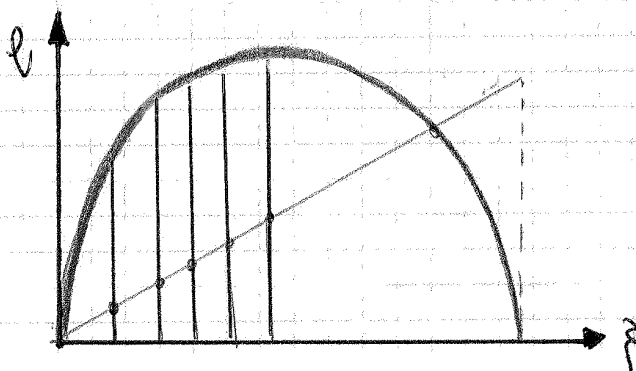
$$dF_z = p(x) dA \quad \rightarrow \quad F_z = \int p(x) dA$$

le forze e è possibile applicarle a terra solamente se

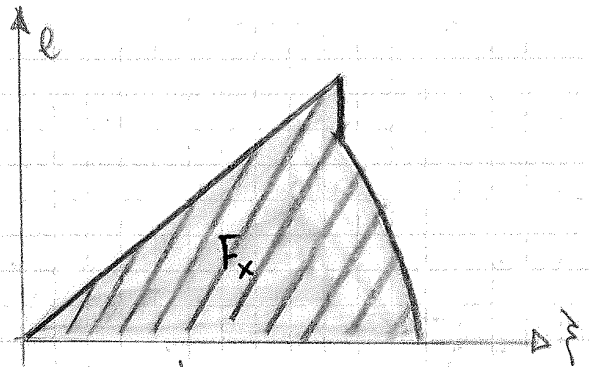
$$e \leq \mu_0 F_z = \mu_0 p dA$$

$$\text{AFFINCHÉ IO ABBA ADERENZA} \\ T \leq \mu N$$

la distribuzione delle pressioni $p(x)$ determina quindi la distribuzione delle forze limite di aderenza del contatto stesso

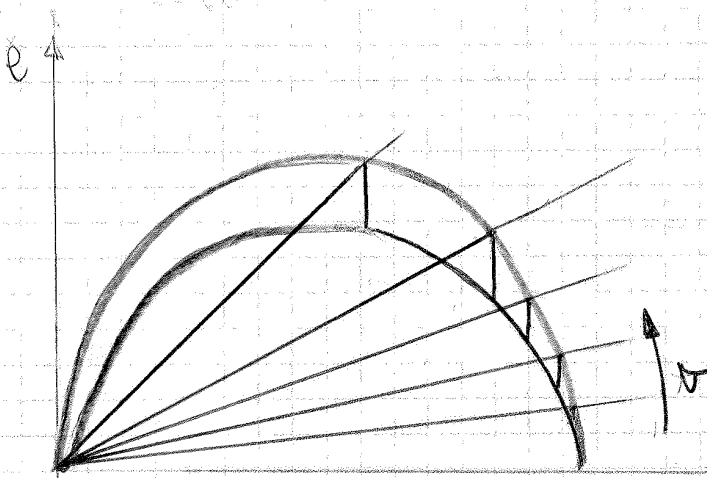


F_x rappresenta proprio l'area sotto l'arco evidenziato dall'andamento di e



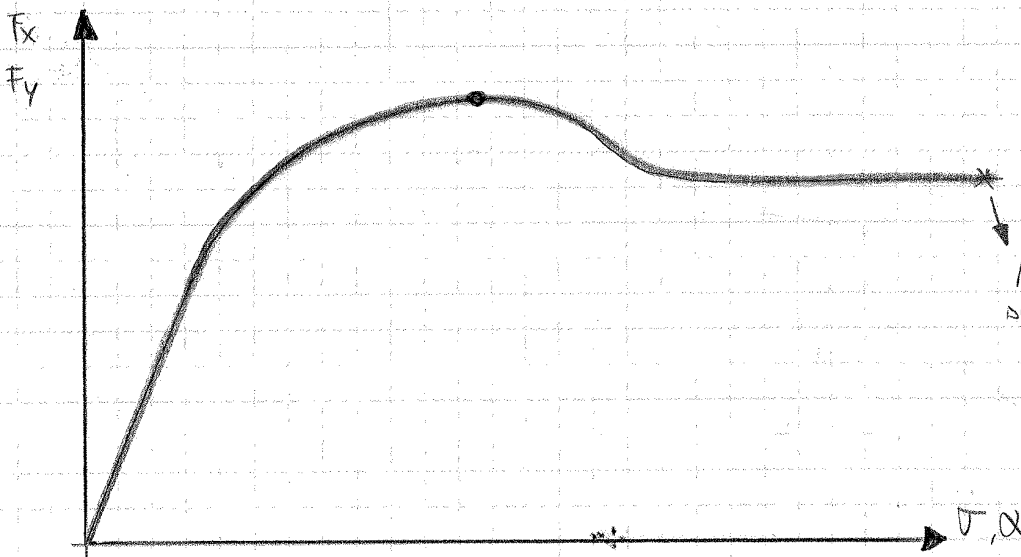
DEFINITI COSTANTI il carico verticale F_z

E il coefficiente d'attrito (ADESIONE E STACCO RENTO) μ , la forza F_x DIPENDE DALLA GRANDEZZA SCORRIMENTO



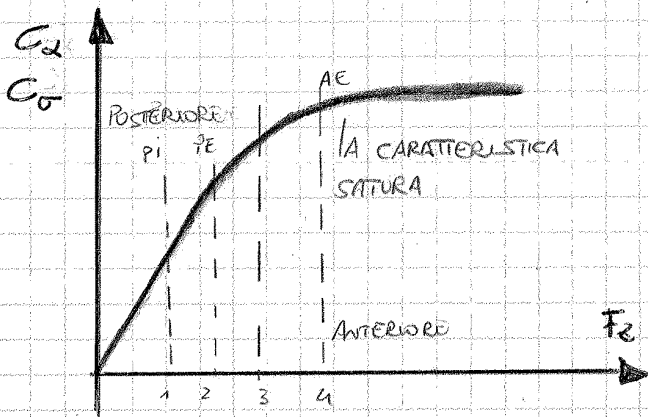
$F_z = \text{COSTANTE}$
 $\mu = \text{COSTANTE}$
 (k COSTANTE, ξ COSTANTE)

per valori modesti di scorrimento (2-3%) si assiste ad una crescita lineare delle forze rispetto allo scorrimento successivo. POENTE SI HA UN CAMBIO DI PENDENZA FINO A RICOINVIERE UN MAX.



NOTAZIONE SUL POSTO NELLA RUOTA

- C_d → RIGIDEZZA IN DERIVA
- C_v → RIGIDEZZA DI SCORRIMENTO



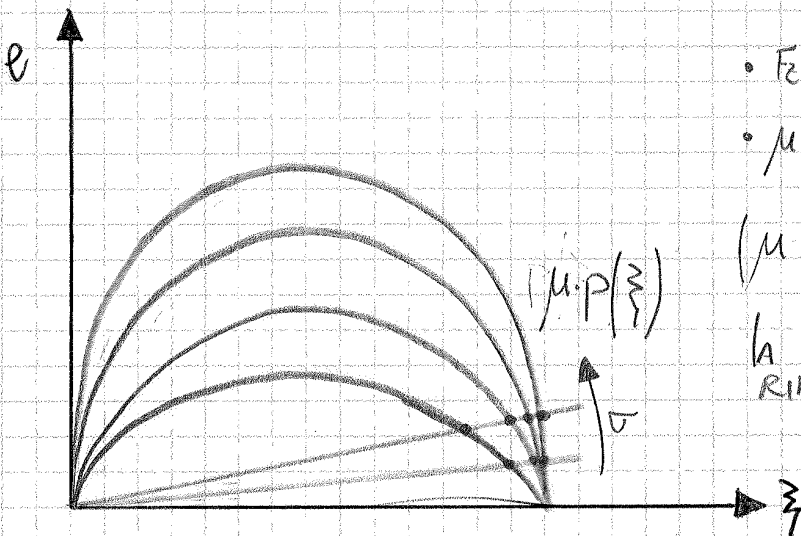
L'INCREMENTO DI F_z FINO A UN CERTO VALORE PORTERÀ AD AUMENTARE UNA AREA DI CONTATTO LIMITATA OLTRE IL QUALE QUESTA RESTERÀ COSTANTE.

- POICHÉ C_v E C_d DIPENDONO DALL'AREA DI CONTATTO, DEDURRE

DOPO UN CERTO VALORE DI F_z QUESTE RIMARRANNO SOSTANZIALMENTE COSTANTI

μ VARIABILE

ATTRITO PNEUMATICO - TERRENO (CONDIZIONI OTTIMALI) → 0.9 - 1



- $F_z =$ COSTANTE

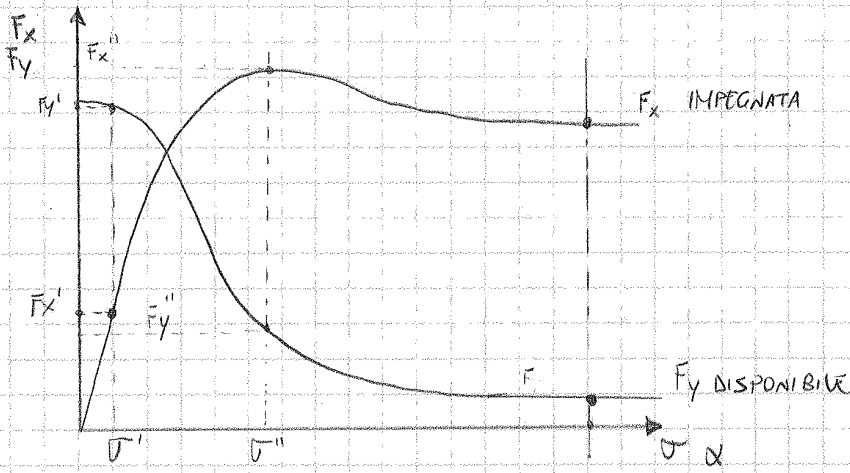
- μ VARIABILE ↑↓

(μ DIPENDE DA DIVERSI FATTORI)

LA DISTRIBUZIONE DELLE PRESSIONI RIMANE LA STESSA

LA VARIAZIONE DI μ DETERMINA LE VARIAZIONI DELL'AREA. PER VALORI MOLTO BASSI DI SCORRIMENTO LA FORZA E SOSTANZIALMENTE NON CAMBIA.

51.48

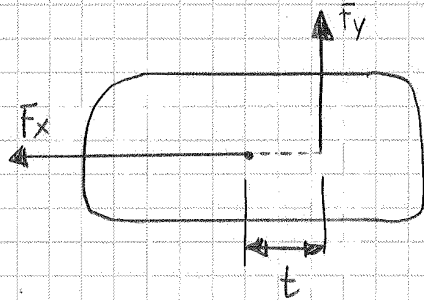


Dunque il valore di F_y , nonché il suo punto di applicazione dipendono dalla deriva α .

La risultante non è applicata nel centro ruota ma in un punto Q distante t da M (centro ruota)

La risultante dunque varia la sua posizione rispetto all'angolo di deriva α , oltre che il suo valore.

Ogni volta che viene chiesto o calcolato non solo la risultante F_y , ma anche la sua distanza t dal centro ruota.



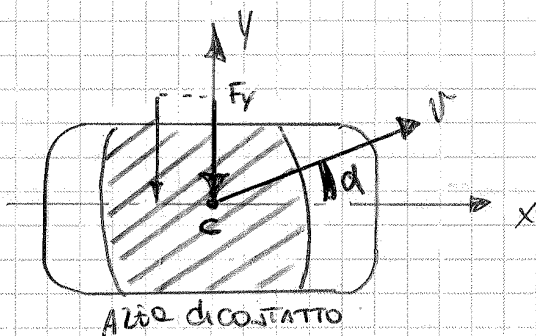
Questo comporta che ogni volta che viene considerato il valore di α anche la variazione non solo di F_y ma anche di t .

È scorretto considerare la distanza t costante.

Altre considero F_y applicata al centro della ruota, e teniamo conto della relativa coppia di trasporto

$$M_z = F_y \cdot t$$

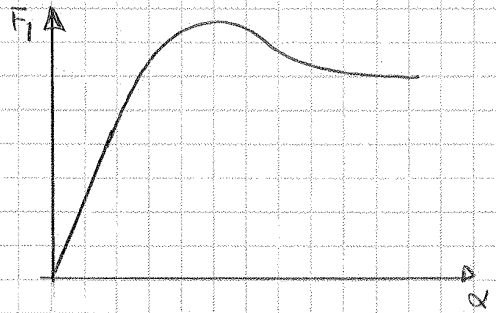
MOMENTO DI AUTOALLINEAMENTO



??

considerando la rappresentazione
 Forz generata ma (coppia)
 F_y è verso il basso allora
 α ha verso opposto
 Questo è ovvio in seguito a
 Espansione ma deformazioni
 laterali

Supponendo di trascurare la curvatura e di considerare il
picco max di F_y una funzione di α
Ma ha valori piuttosto piccoli
rispetto alle forze F_y che lo genera
ovvero:

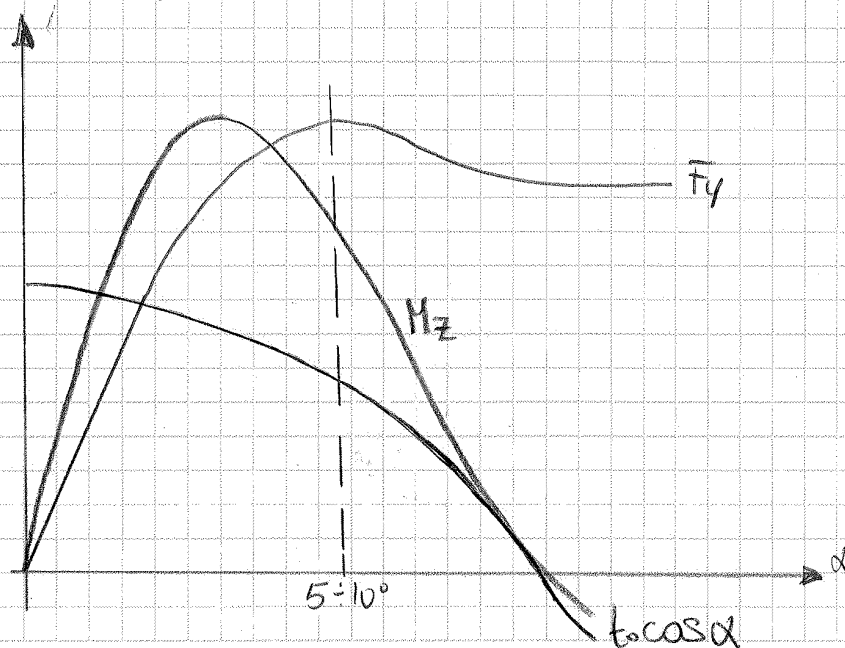


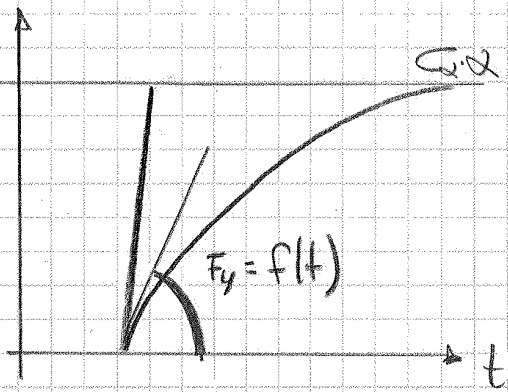
$$M_z = F_y \cdot t$$

F_y è grande ma t è un valore abbastanza piccolo
rispetto ad F_y → M_z al più sono un ordine di grandezza
inferiore rispetto alle forze.

$$t = f(\alpha) = t_0 \cdot \cos \alpha \quad t_0 \approx 0,1 \text{ m} \text{ braccio MAX} \\ \text{(valore MAX AMMISSIBILE)}$$

In generale, negli equilibri dinamici M_z non si considera,
non perché non ci sia, ma perché è trascurabile rispetto
alle forze. Momenti di dubbia importanza si devono
tenere presenti nel dimensionamento del sistema di
sterzo e sospensione.





se nel stesso transitorio
possedessi istantaneamente
il valore $F_{y0} = C_x \alpha$
in realtà considerando
la complessità del pneumatico
è presente un transitorio

per cui il valore F_{y0} viene raggiunto asintoticamente
con un ritardo e con qualche legge asintotica.

In prima approssimazione, possiamo trattare il sistema
come se fosse del primo ordine, e l'equazione differenziale
a parametri costanti che resole l'andamento nel tempo è:

$$\dot{y} + ay = F_0 a$$

l'omogenea associata risulta $\dot{y} + ay = 0$ (transitorio)
cerchiamo una relazione che ci dica quando vale a ,
cioè esaurita la derivata \dot{y} deve verificarsi $y = F_0$

I fenomeni del primo ordine sono normalmente caratterizzati
da una costante di tempo e da un ritardo; in questo
caso posso trascurare il ritardo: cioè l'ausolo di derivata
cambia quasi istantaneamente, ma la F_y non raggiunge
immediatamente il valore F_{y0}

Ricordando che l'omogenea descrive il comportamento in
transitorio \longrightarrow

DO CUI

$$\boxed{F_y = \frac{L}{V} \dot{F}_y = \tau \dot{F}_y} \quad [\tau] = [s]$$

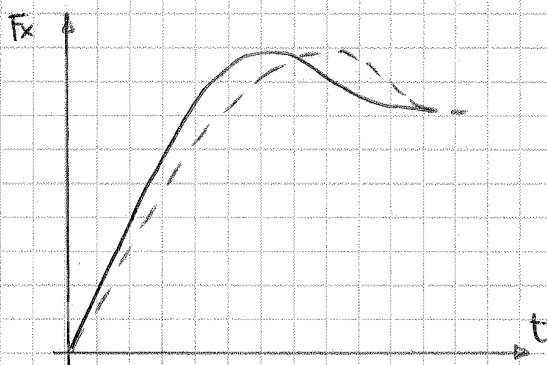
τ È una costante di tempo che caratterizza il comportamento transitorio del pneumatico: prima che il transitorio sia esaurito il pneumatico dovrà compiere un certo numero

Per come è definito τ , più alta è la velocità più il transitorio si esaurisce velocemente.

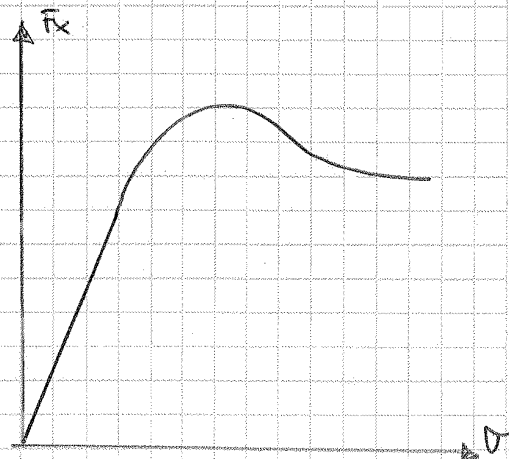
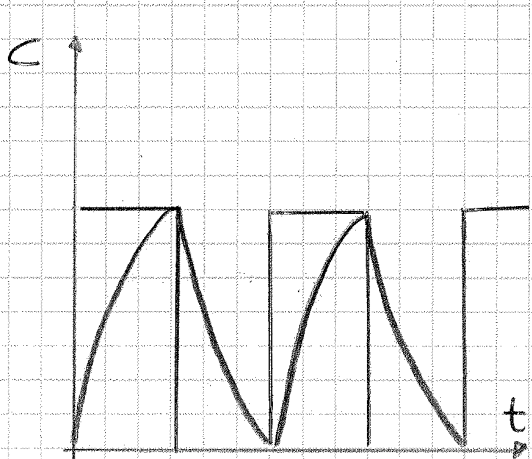
OVVIAMENTE SI HA $L_x \ll L_y$

$$L_y \approx 0,5 \text{ m}$$

$$L_x \approx \frac{L_y}{10} \quad \text{POICHE } k_{\text{linea}} > k_{\text{trasv}}$$



- ASSENZA DI TRANSITORIO
- PRESENZA di RITARDO (RISPOSTA velocistica con un certo ritardo)



DINAMICA DEL VEICOLO

11-10-2011

DINAMICA COMPLESSA → SEMPLIFICAZIONI - SCHEMATIZZAZIONI

SI DISTINGUE

MASSE SOSPENSE (ABITACOLO - OCCUPANTI - MOTORE ECC...)

MASSE NON SOSPENSE tutto quello che è a contatto con la strada (RUOTE SEMBRANTI - FRENI - SOSPENSIONI)

Indichiamo MASSE SOSPENSE M MASSE NON SOSPENSE m

$$M + m = 1000 \text{ kg}$$

→

$$M \approx 800 - 900 \text{ kg}$$

$$m \approx 100 - 200 \text{ kg}$$

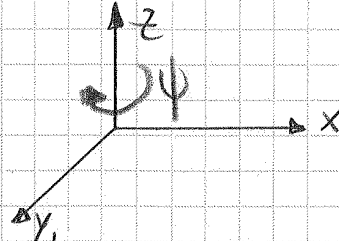
In alcuni ambiti non si può non tener conto di m
 In altri invece si considera solo l'effetto di M

Le equazioni descrittive della meccanica del veicolo sono
 le equazioni di LAGRANGE

le 6 equazioni del veicolo (6 g.d.l.) sono tra loro accoppiate:
 a livello operativo si usano altri criteri in quanto le
 equazioni di Lagrange sono complesse e poco utili
 per capire la stabilità

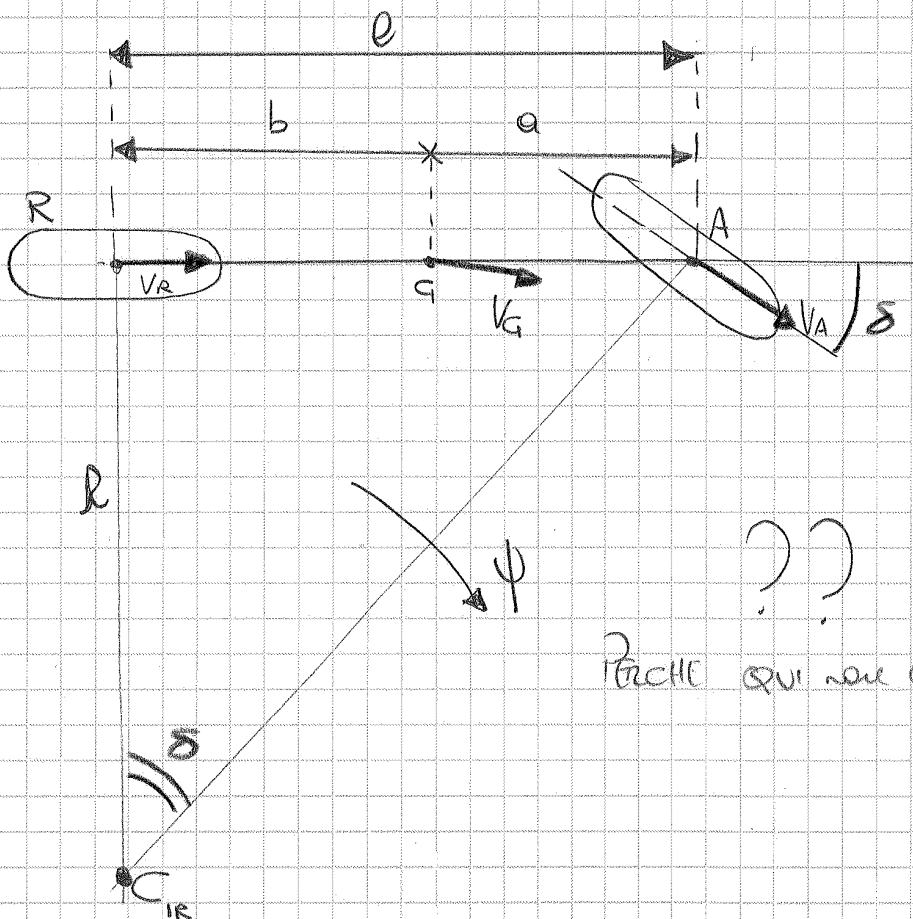
Il modello a Biciclette non permette di valutare il trasferimento di carico laterale (comportamento in curva differente per ruote interne ed esterne): È un modello a 2gdl

- ROTAZIONE INTORNO ALL'ASSE Z
DESCRITTA DALL'ANGOLO DI INNESTO ψ
- TRASLAZIONE LATERALE LUNGO Y



Vi sarebbe anche una traslazione lungo x ma poiché V_x COSTANTE non ci interessa analizzarlo

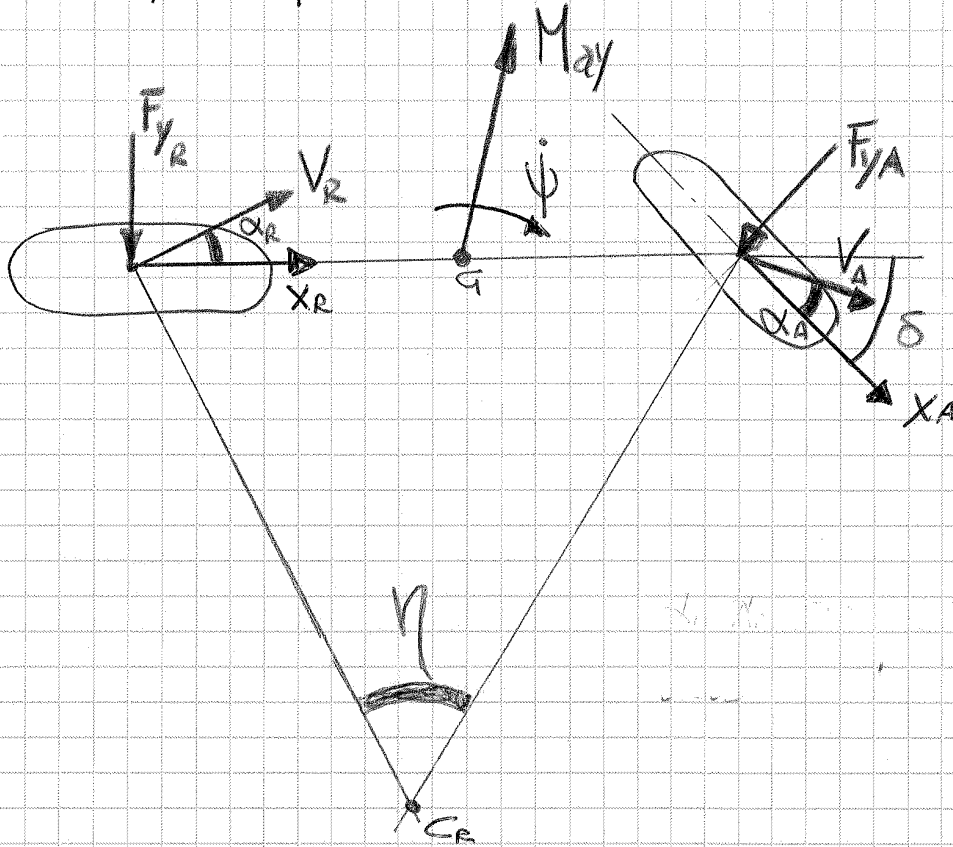
Supponiamo doppiamente che il veicolo riuscisse a curvare, e seguito da un angolo di volante δ



PERCHÉ QUI NON CONSIDERIAMO γ

CON $\alpha_R = \alpha_A = 0$ OBBIETTIVO: individuare una relazione precisa tra δ , passo l , e raggio di curvatura R

nelle ruote α_{Rf} α_{Rf}



Con il veicolo che corre di un angolo η , con una velocità di imbardata $\dot{\psi}$ sarà presente una forza di inerzia M_{Ay} , dovuta all'azione centripeta, sul baricentro: saranno presenti F_{YR} F_{YA} sui pneumatici per equilibrare la forza di inerzia, perpendicolare alla direzione longitudinale della ruota

In generale α_{Rf} α_{Rf} poiché diverse sono le condizioni operative delle ruote: dunque saranno diverse $F_{YA} \neq F_{YR}$ ($F_{YA} \cdot a = F_{YR} \cdot b$)

NOTE F_{YA} F_{YR} risultano dagli angoli di deriva, le relative velocità e quindi individuiamo il C_R

Per ottenere una certa forza su A ed R tali da consentire una certa accelerazione laterale, dovremo avere certi angoli di deviazione, con α_A e α_R medi tra ruote interne ed ESTERNE.

In campo lineare

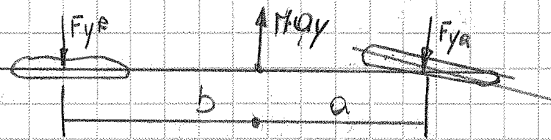
$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad \longrightarrow \quad \boxed{\alpha_A = \frac{F_{yA}}{C_{\alpha_A}}} \quad \boxed{\alpha_R = \frac{F_{yR}}{C_{\alpha_R}}}$$

Quanto intorno $F_{yA} - F_{yR}$?

Considerando α e δ piccoli, posso considerare F_y con le risultanti \longrightarrow vettore forza (F_{yA}, F_{yR}, M_{ay}) sono quasi

paralleli)

Allora



$$M_{ay} = F_{yR} + F_{yA}$$

$M = \text{MASSA SOSPESA}$

$$F_{yR} b = F_{yA} \cdot a$$

Ripartendo la massa su A ed R con $M_A + M_R = M$

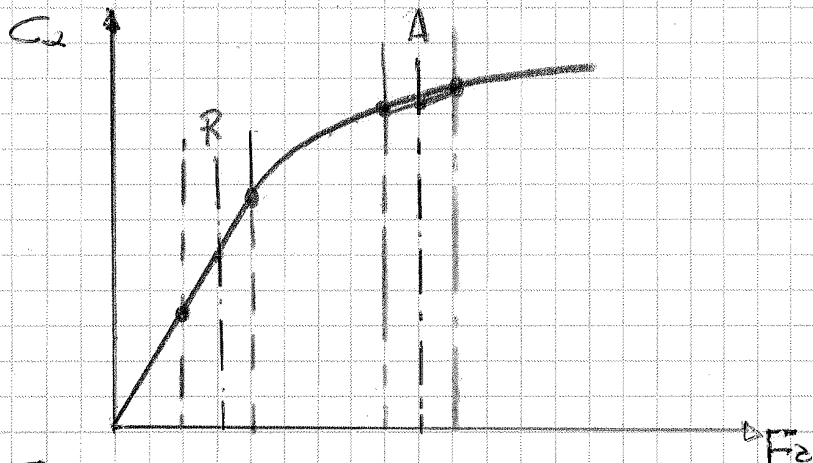
$$M \cdot b = M_A \cdot e \quad \longrightarrow \quad M_A = \frac{M \cdot b}{e}$$

$$M \cdot a = M_R \cdot e \quad \longrightarrow \quad M_R = \frac{M \cdot a}{e}$$

con queste ipotesi

$$\longrightarrow \quad \boxed{\alpha_A \approx \alpha_{yA} \approx \alpha_{yR}}$$

ricordando l'aumento di C_x in funzione di F_z



C_{xR} → ANDAMENTO lineare valore medio uguale

C_{xA} → CORSO cambiamento di pendenza il valore medio sarà più piccolo

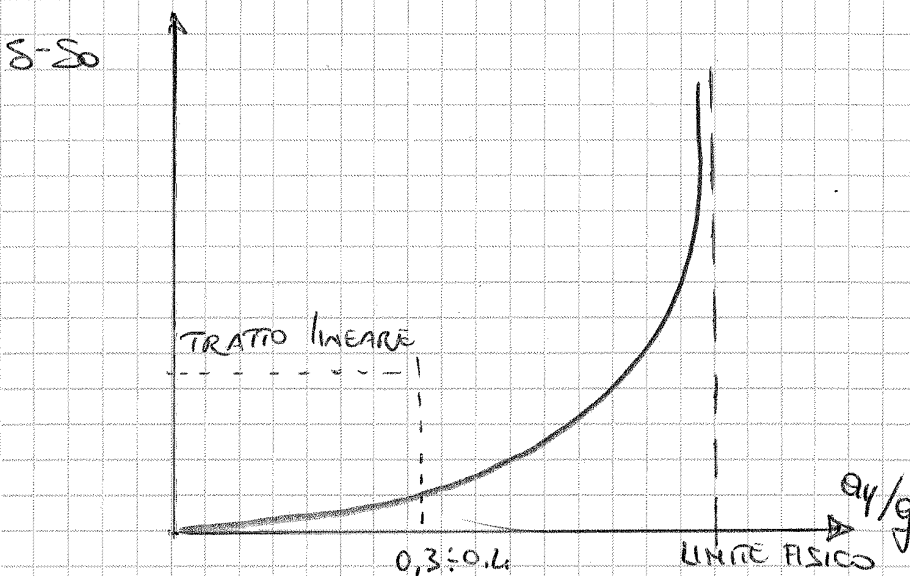
Quindi per avendo pneumatica usuali se $F_{zA} \neq F_{zR}$ allora

$$C_{xA} \neq C_{xR}$$

in curva, causa trasferimento di carico il valore medio

di C_{xA} DIMINUISCE per cui per avere lo stesso q_y deve AUMENTARE $(S-S_0)$, quindi occorre sterzoni di più

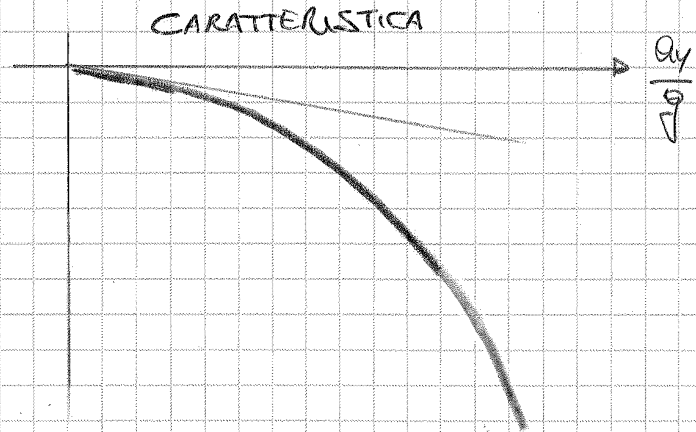
l'aumento del sottosterzo da loro alla curva del sottosterzo



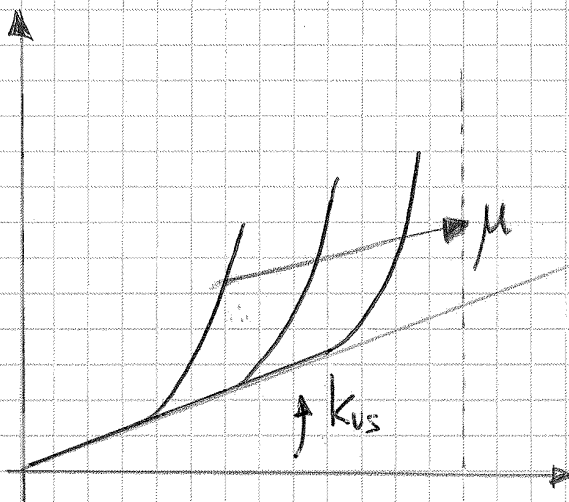
Perderò stabilità del veicolo durerà 2 modi di rotazione che caratterizzeranno la dinamica rispetto all'asse verticale: il primo di traslazione, con velocità angolare $\dot{\psi}$ attorno all'asse rispetto al quale ho il raggio di curvatura, il secondo è un modo locale attraverso all'ASSE PASSANTE PER IL PUNTO CON VELOCITÀ ANGOLARE $\dot{\beta}$: $\dot{\psi}$ è la velocità di PRESSIONE rispetto all'ASSE FISSO AL TERRENO E $\dot{\beta}$ È la velocità di rotazione del sistema di riferimento locale, attorno a C.

La velocità totale sarà $\dot{\psi} + \dot{\beta}$ e l'accelerazione si può scrivere come

$$a_y = V(\dot{\psi} + \dot{\beta})$$



Al variare dell'angolo d'attacco le caratteristiche (S-S0) variano



non cambia il coefficiente di sovrasterzo k_{vs} , in seguito, al variare di μ non cambia la pendenza del tratto lineare della caratteristica $F_y(\alpha)$

Supponiamo di avere una velocità di ribaltate $\dot{\psi}$ cause applicazioni di un disolo rotante S.

ci troviamo in dinamica laterale ($v = \text{costante}$)

Consi disolo angole piccoli $F_{yR} = F_{yA} \parallel M_{Oy}$
vale

$$\uparrow \boxed{M_{Oy} = F_{yR} + F_{yA}} \quad 1 \text{ EQUAZIONE ALLA TRASLAZIONE}$$

$$\curvearrowright \boxed{I \ddot{\psi} + F_{yR} b + F_{yA} a = 0} \quad 2 \text{ EQUAZIONE ALLA ROTAZIONE}$$

NEI TRATTI LINEARI

$$\boxed{F_{yA} = C_{\alpha A} \alpha_A} \quad 3$$

$$\boxed{F_{yR} = C_{\alpha R} \alpha_R} \quad 4$$

valore $\boxed{\beta - \beta_0 = -\alpha_R} \quad 5$ $\beta_0 = \frac{b}{R} \rightarrow \boxed{\alpha_R = \frac{b}{R} - \beta}$

vale poi

$$\boxed{O_y = (\beta + \dot{\psi}) V} \quad R = \frac{V}{\dot{\psi}}$$

da cui si ottiene $\boxed{\alpha_R = \frac{b}{V} \dot{\psi} - \beta} \quad 6$

considerando

$$S - \frac{e}{R} = \alpha_A - \alpha_R \quad \left(S_0 = \frac{e}{R} \right)$$

SI RICAVA

$$\alpha_A = \frac{b}{V} \dot{\psi} - \beta + S - \frac{e}{V} \dot{\psi}$$

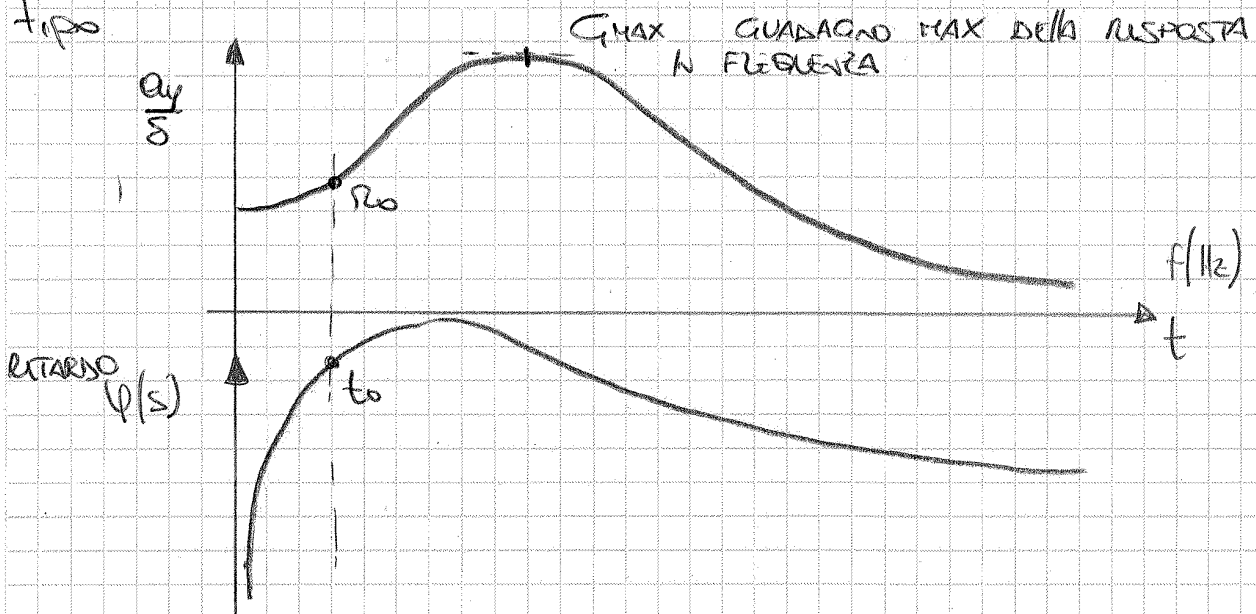
1- PROVA STEP-STEER

Doppio colpo di sterzo \rightarrow comando a gradino
 (EVITAMENTO OSTACOLO - SORPASSO) - Si valuta la risposta
 in frequenza.

Esplorando i parametri di interesse in funzione di δ

$$\frac{a_y}{\delta}; \frac{\psi}{\delta}; \frac{\beta}{\delta}$$

Si ottengono le risposte in frequenza con andamenti del tipo



il ritardo è espresso in secondi e non in gradi, si parla di decine di secondi

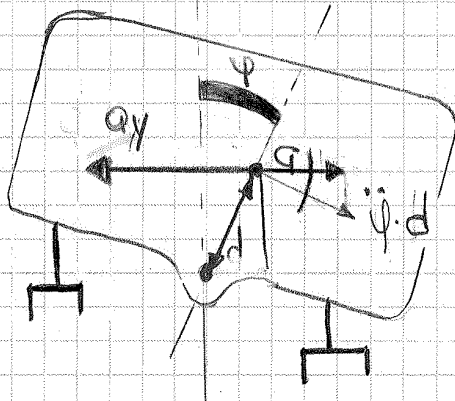
$$\text{velo } \varphi = \omega t \rightarrow t = \frac{\varphi}{\omega}$$

l'accelerazione del BARICENTRO SOLI

$$\vec{a}_G = \vec{a}_{Y_{CR}} + \vec{a}_{G/Y_{CR}} \rightarrow \text{a BARICENTRO RISPETTO AL CENTRO DI ROLLO}$$

\downarrow
 $a_{\text{CENTRO ROLLO}}$

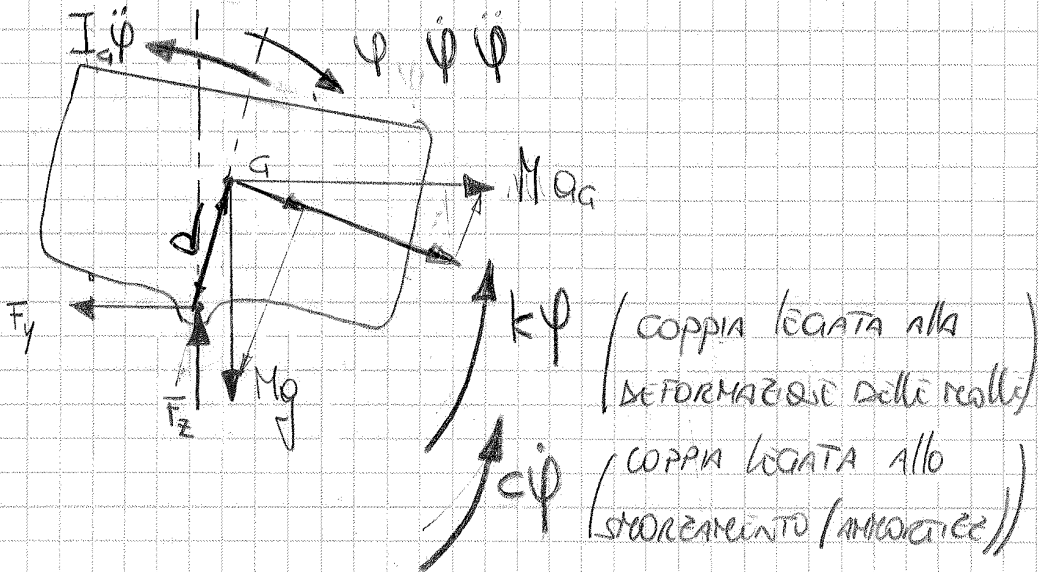
considerando angoli di rotto piccoli ($\psi_{\text{MAX}} \approx 6^\circ - 8^\circ$)



per angoli piccoli
 $\ddot{\psi} \cdot d \cos \psi \approx \ddot{\psi} \cdot d$
 con $\ddot{\psi} \cdot d$ opposte all' a_y

$$\vec{a}_G \approx a_y - d\ddot{\psi} \rightarrow \text{quindi } \vec{a}_G < a_y$$

EQUILIBRIO DINAMICO
 DIAGRAMMA DI CORPO LIBERO



$$\ddot{\varphi} = \frac{M_0 g d - c\dot{\varphi} - (k - M_0 g d)\varphi}{I_G + M d^2}$$

ACCELERAZIONE ROLLIO

$$\ddot{\varphi} \rightarrow \int \ddot{\varphi} \rightarrow \dot{\varphi} \quad \int \dot{\varphi} \rightarrow \varphi \Rightarrow c\dot{\varphi}, k\varphi$$

Risolvendo direttamente il problema relativo al TRASFERIMENTO DI CARICO

$$s) F_{z0} - Mg - M_0 a h - k\varphi - c\dot{\varphi} = 0$$

$$F_{z0} = \frac{M_0 g}{2} + M_0 a \frac{h}{2t} + \frac{k\varphi + c\dot{\varphi}}{2t}$$

INCREMENTO DI F_z SULLE
RUOTE IN APPOCCIO

$$F_{z0} + F_{zs} = Mg$$

$$F_{zs} = \frac{M_0 g}{2} - M_0 a \frac{h}{2t} - \frac{k\varphi + c\dot{\varphi}}{2t}$$

DECREMENTO ΔF_z SULLE
RUOTE INTERNE

SI PUÒ OSSERVARE CHE

$$\bar{F}_{z0} = \bar{F}_{\text{STATICO}} + f(a, h) + f(k, c)$$

↓
CONTRIBUTO STATICO
($M_0 g / 2$)

CONTRIBUTO
NERGIAK

CONTRIBUTO ELASTICO - STORCANTE

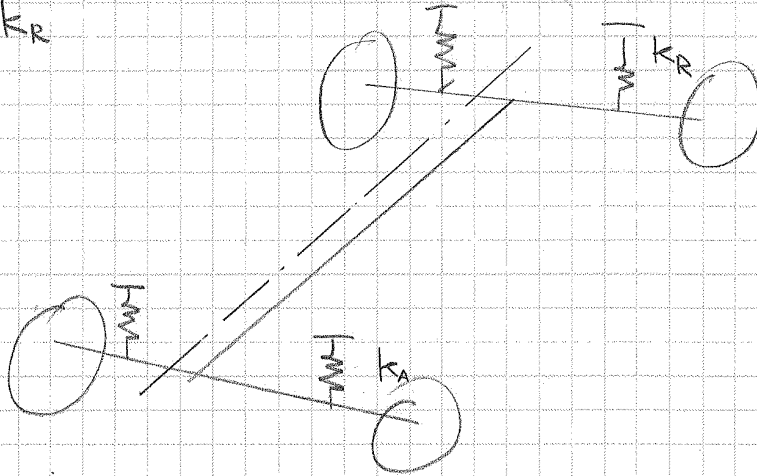
$$\Delta \bar{F}_z$$

IN GENERALE

$$\bar{F}_{z_{A.S.}} = F_s \pm \Delta F_z$$

in intervento fatto sull'altezza di rollio (h) va a modificarsi, a parte di accelerazioni laterali, il trasferimento di carico.

$$k = k_A + k_R$$



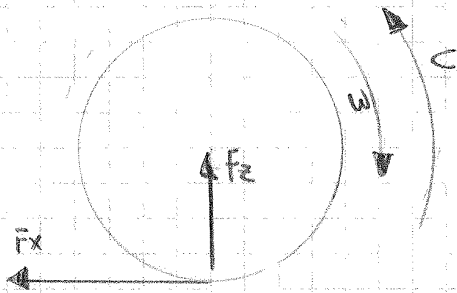
COSA SUCCEDERE SE $k'_A < k_A$ $k'_R > k_R$ $k = k'_A + k'_R$

l'EFFETTO COMPLESSIVO È LO STESSO

DOVE HO LA k MAGGIORE AVERÒ MAGGIORE CARICO, MENTRE
LE PARTI PIÙ RIGIDE TRASMETTONO PIÙ FORZA

MODIFICANDO IL RAPPORTO DI RIGIDITÀ HO RITROBILANCIO E
AVANTIAMO MODIFICANDO IL TRASFERIMENTO DI CARICO

SUPPONENDO DI ESERCITARE UNA FORZA FRENANTE, IN UNA SITUAZIONE DI ADERENZA



$$F_x < \mu F_z$$

in condizioni limite di aderenza $F_x = \mu F_z$: tale condizione soddisfa il requisito di fornire o in orizzonti o in frenata

- la max accelerazione; ~~se contemporaneamente dovessi aggiungere~~
- ~~la condizione limite di aderenza ideale~~

SE CONTEMPORANEAMENTE MUSCISSI O FRENARE DUE RUOTE E RISPETTANO
IL TIPO DA OTTENERE CONTEMPORANEAMENTE

$$\begin{cases} \bar{F}_{x1} = \mu F_{z1} \\ \bar{F}_{x2} = \mu F_{z2} \end{cases}$$

CONDIZIONE DI FRENATURA IDEALE

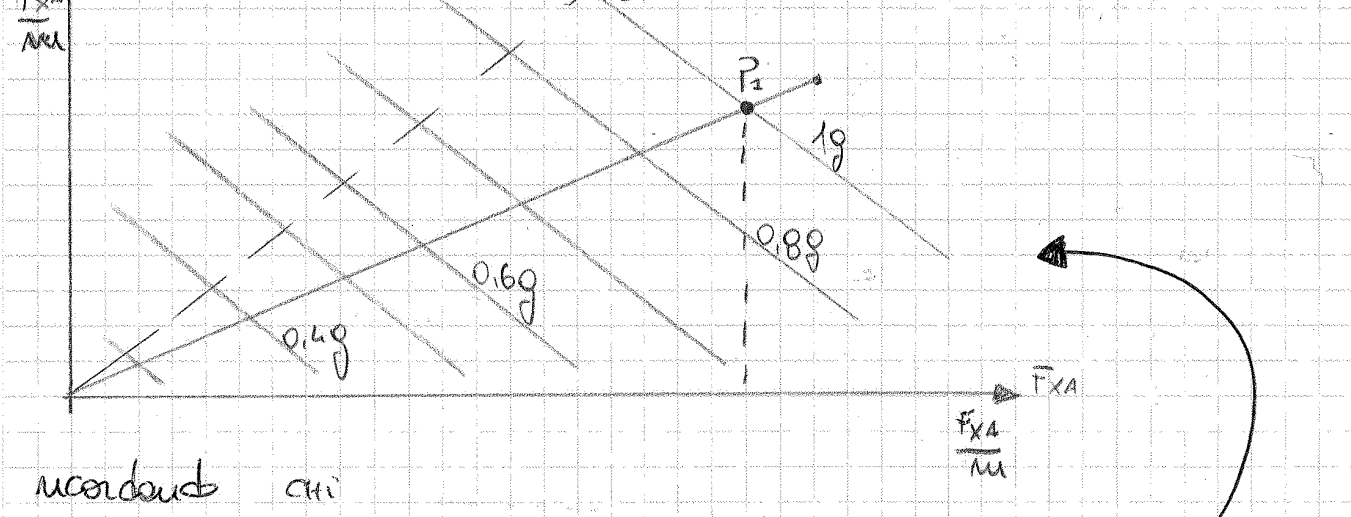
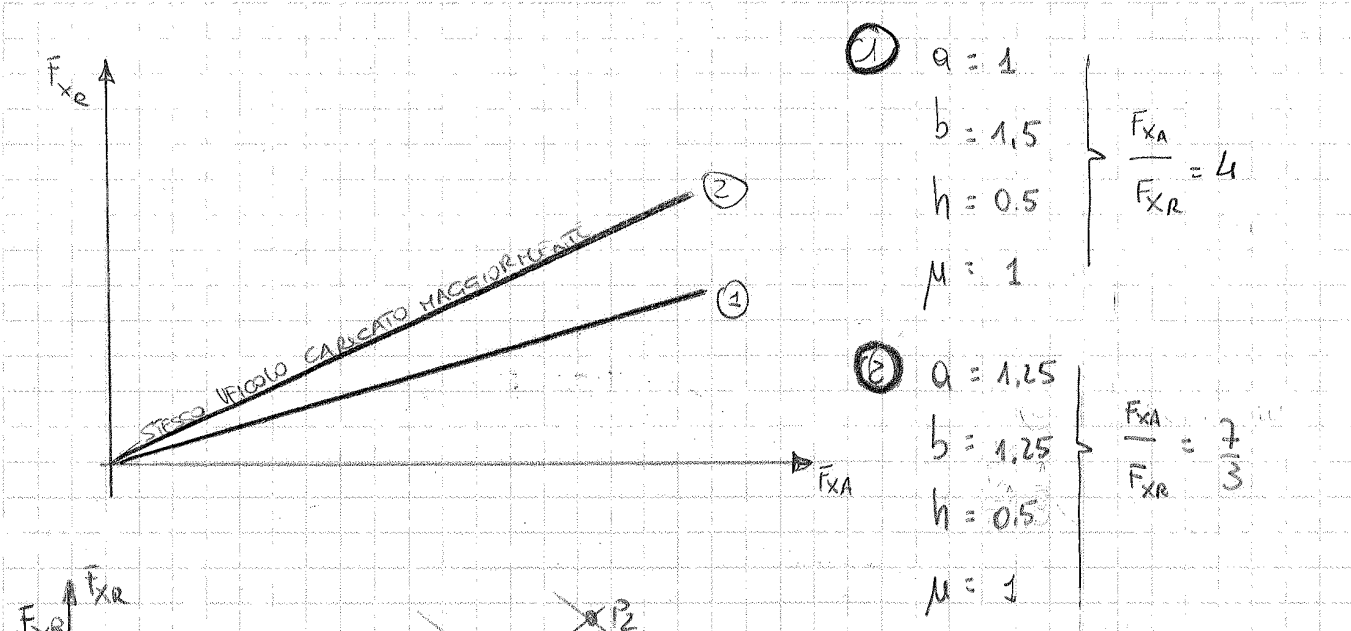
valore di max le condizioni dell'equazione di traslazione relativa al corpo libero

ipotesi da $\mu_{11} = \mu_{12} = \mu$

$$\begin{cases} \mu (F_{z1} + F_{z2}) + m\ddot{x} = 0 \\ F_{z1} + F_{z2} = mg \end{cases}$$

$$\rightarrow \boxed{\ddot{x}_{\max} = -\mu g}$$

MAX DECELERAZIONE



incardando chi

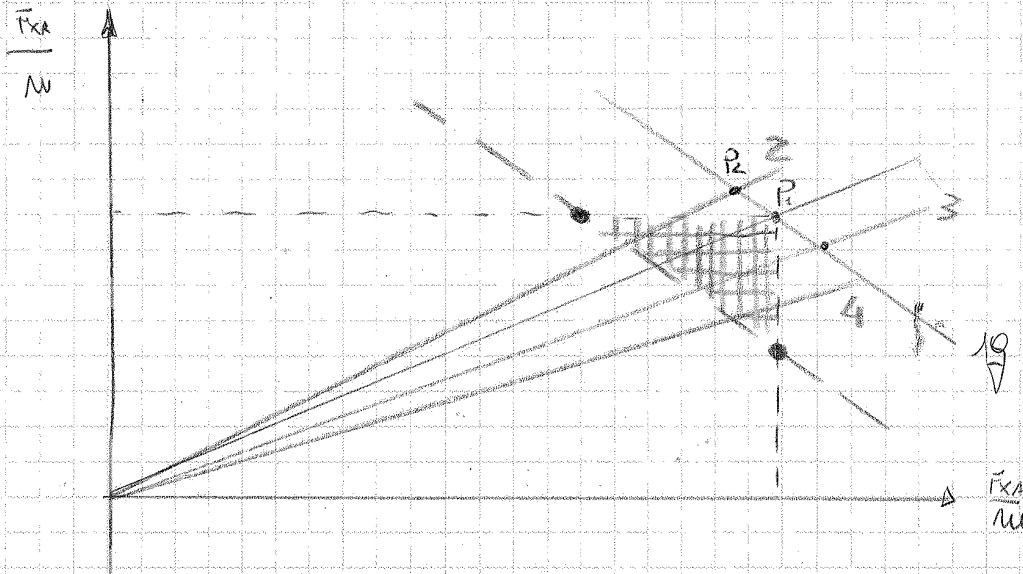
$F_{xA} + F_{xR} + \mu x = 0 \longrightarrow$

$\frac{F_{xA}}{\mu} + \frac{F_{xR}}{\mu} = -x$

applicando sul diagramma tridimensionale nelle isodirezionali sul piano $(F_{xA} - F_{xR})$

Se determiniamo l'impianto frenante con $\mu = 1$, al max posso decelerare il veicolo di $-1g$, allora la condizione di frenata ideale viene raggiunta, nel momento in cui, supponendo per esempio $\frac{F_{xA}}{F_{xR}} = 4$ in base alle proiezioni dell'impianto frenante, si raggiunge una situazione operativa, concidente con la condizione di profilo, in cui si ha max decelerazione

EFFICIENZA DI FRENATURA



Sarebbe bene che in condizioni diverse rispetto a quelle di progetto si avesse un valore un po' maggiore di decelerazione che mi permetta di raggiungere una certa % di decelerazione.

Definisco

$$E = \frac{\bar{x}}{x_{\text{progetto}}} \quad [\%]$$

che garantisca una certa decelerazione in condizioni operative diverse

Accelero in efficienza e significa moltiplicare la curva caratterizzante per E in tal modo la condizione di frenatura è soddisfatta per valori di $\bar{v}_1 - \bar{v}_2$ appartenenti all'area evidenziata. Per cui la condizione di frenatura che mi permette di ottenere una decelerazione $E \cdot \bar{x}$ è soddisfatta anche in condizioni operative ② ③ ④ diverse dalle condizioni di progetto.

pericolo alle altre ruote che possono essere sottoposte ad ulteriori forze frenante senza pericolo di bloccaggio. Il sistema ABS serve quindi per sapere le residue forze disponibili laterali sufficienti per governare la direzione del veicolo, contemporaneamente va a massimizzare le forze disponibili a terra.

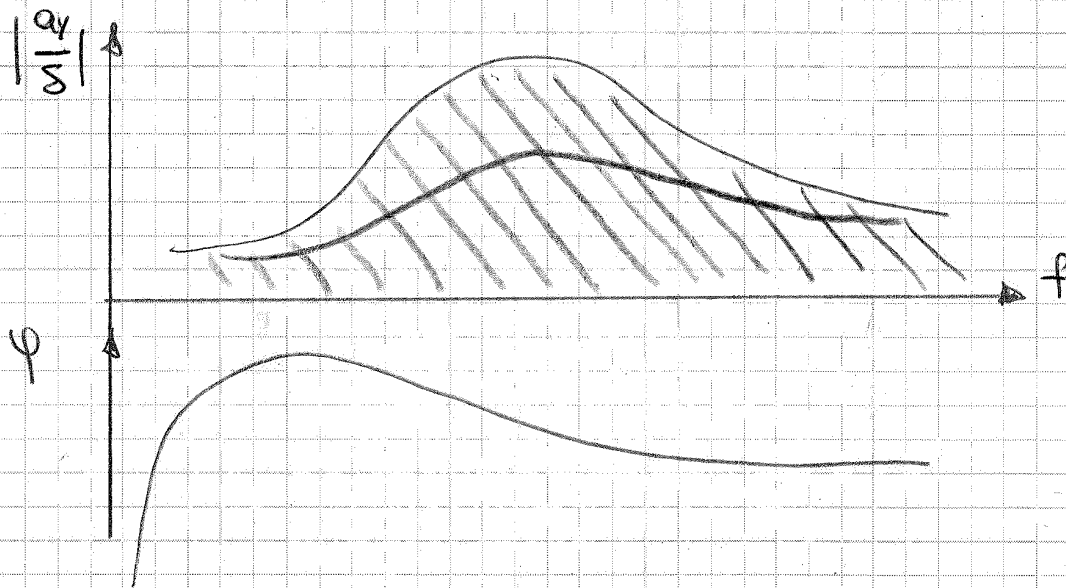
Quindi l'ABS rappresenta essenzialmente un correttore di frenata.

L'ABS ha l'obiettivo di prevenire il bloccaggio delle singole ruote: controllo puntuale del bloccaggio.

Può capitare che siano presenti anomalie nelle letture dei sensori: queste anomalie vengono lette in modo differente dal costruttore di ABS.

L'anomalia portano ad avere informazioni non corrette: è importante che in mancanza di informazioni il sistema funzioni non peggio rispetto alle condizioni migliori; si dice che il sistema è degradato. Ciò non vuol dire che il sistema ABS completo viene disconnesso ma anche ad agire diversamente in base alle informazioni ricevute alla centralina.

In caso di malfunzionamento quindi si riduce il livello di interventi attivi: interviene solamente EBD (vedi EBD)



$$\frac{a_y}{s} = \frac{N(s)}{D(s)} \cdot f(C_f)$$

Una F_x controllata via C_f che influisce sulla funzione di trasferimento AGIRE sulla C_f (controllata) significa controllare la dinamica del veicolo, quindi sulla funzione di trasferimento

Modificare la rigidità della barra, ho una distribuzione delle forze diverse, andando ad agire sulla dinamica e quindi sulla funzione di trasferimento

il sistema di controllo permette di gestire una grandezza attiva, rispetto alla condizione passiva

la presenza di sistemi attivi mi permette di affrontare situazioni che il sistema passivo non permette? No

il limite fisico rimane per cui ho solo cambiamenti interni al sistema (la funzione di trasferimento è costante, i sistemi attivi agiscono solamente nel dominio delle caratteristiche)

• $C \rightarrow D$ per ridurre la pressione, mantenendo isolata la camera, apre la EV_2

l'olio scaricato, in teoria, viene rimandato alla pompa doppia (ciclo chiuso)

per mandare olio occorre per forza una pompa (olio scaricato a pressione più bassa di quella che circola) la pompa è collegata ad un motore che presenta un suo tempo di un terzetto (MOMENTO DI INERZIA CAUSA ROTAZIONE).

se il motore non inizia subito a girare a valle di EV_2 durante la pressione finché si riduce il Δp comporta

il fatto che la EV_2 non riesce a scaricare: È

fondamentale che il motore inizi a girare. Tuttavia per prevenire situazioni in emergenza è posto un piccolo

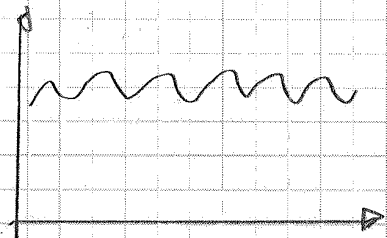
accumulatore tra EV_2 e pompa in cui è possibile scaricare finché il motore non fa girare la pompa

la pompa è dotata di doppia Aspirazione e doppio mandata → utilizzo di una pompa e un unico motore per tutto l'impianto.

la pompa è caratterizzata da pressione oscillante che si percepisce sulle pompe doppie

e attraverso il servofreno sul pedale:

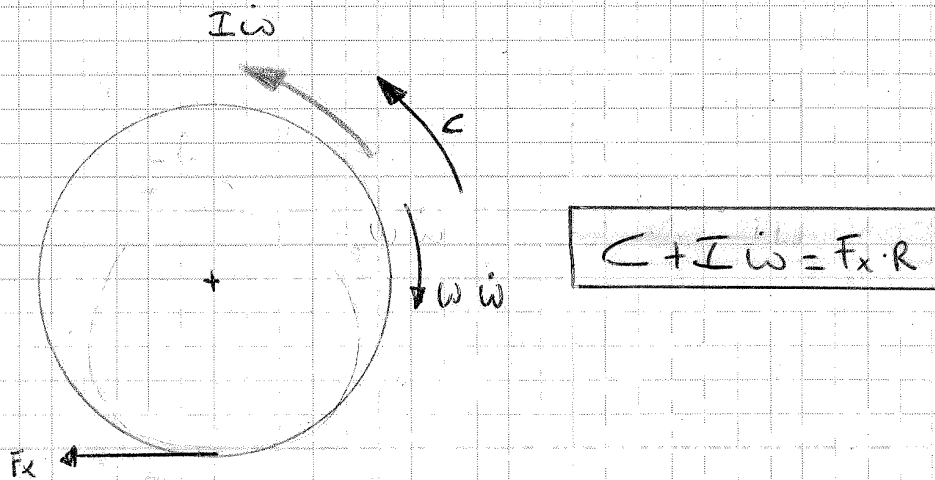
sotto il piede attiano vibrazioni



Se l'olio non fosse messo in circolo il pedale va a fondo corsa

14-11-2011

SISTEMI ANTI BLOCCAGGIO



considerando C non misurabile, I parametro costante in particolare condizione, e F_x da controllare, l'unico parametro che posso misurare è l'accelerazione ω per poter capire se la ruota è prossima al bloccaggio.

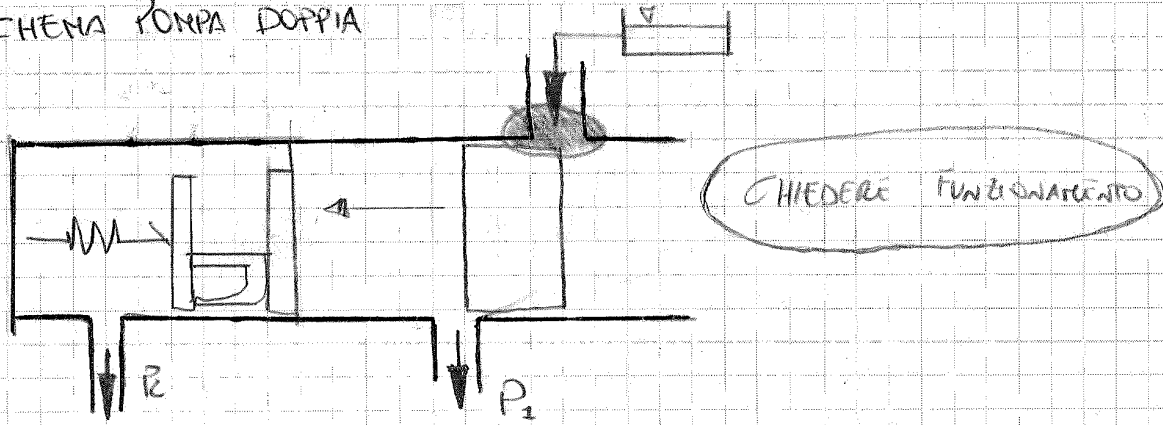
la grandezza che permette di vedere se si ha una coppia frenante che porta al bloccaggio è proprio l'accelerazione angolare ω - l'idea sarebbe quella di utilizzare proprio un sensore di accelerazione.

In realtà bisogna considerare l'affidabilità del sensore: la misura della velocità angolare è una misura fattibile a livello di ruota effettuato in prossimità del punto in cui questa ω si vuole osservare \rightarrow All'interno del supporto

ruota è racchiuso una pista di regolazione variabile che consente, tramite interruttori induttivi, di rilevare le variazioni di campo magnetico. Si rilevano sostanzialmente

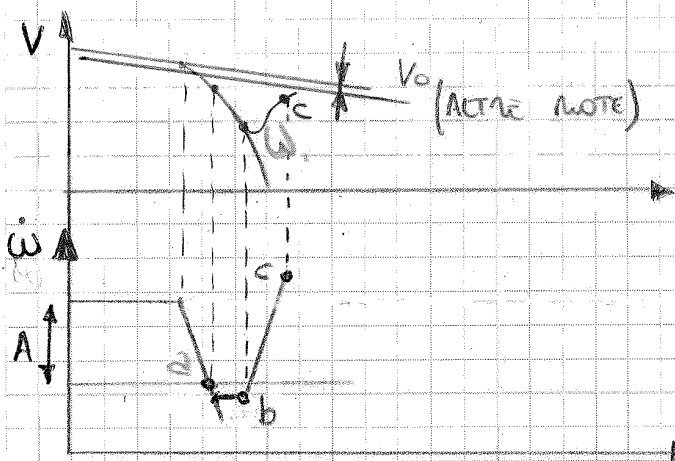
le frequenze di attivazione del sensore \rightarrow la variazione di frequenza permette di rilevare la velocità ω .

SCHEMA POMPA DOPPIA



In una situazione di normale aderenza il sistema resterà verso sinistra con aumento di pressione.
 In situazione di scarse aderenza il bloccaggio si avrà per valori di pressioni più bassi: i cuscoli e le relative guarnizioni si troveranno parzialmente sopra i fori di Aspir/MANDATA.
 Le guarnizioni si usano più velocemente (deformazione precoce): ho continuità tra camera di Aspirazione e camera di spinta con conseguente riduzione nelle fessure.
 Questo problema è stato risolto cambiando proprio la geometria delle pompe impedendo una comunicazione continua tra le camere, attraverso una valvola della valvola di centro.

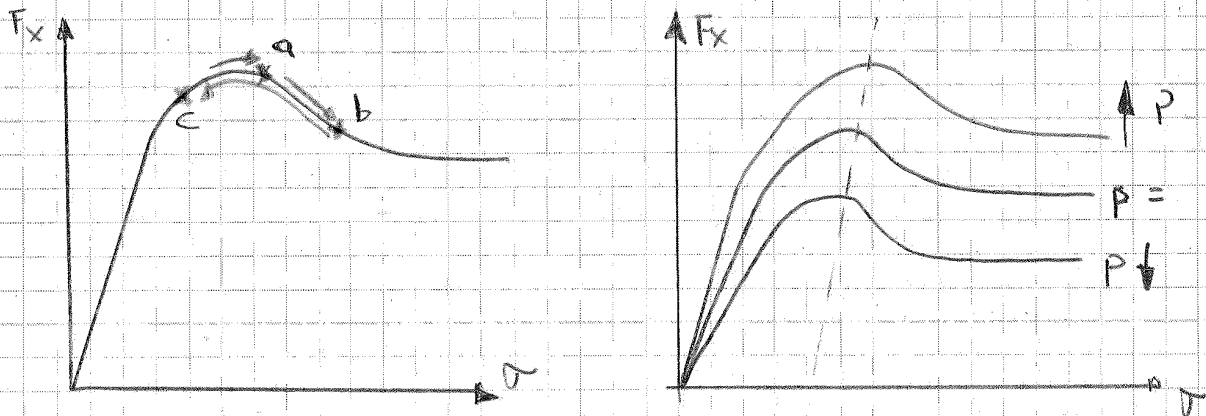
LOGICHE DI CONTROLLO



$$V_0 \equiv \omega_0$$

$$V \equiv \omega$$

con ω STABILIZZATA V CONTINUA A SCENDERE!!



NEGLI IMPIANTI ABS tipicamente si hanno due fasi:

- intervento brusco da parte della centralina di controllo sulla base del segnale di ω
- viene stimato allo stesso tempo il livello di forze a terra in corrispondenza del quale si è manifestato questo eventuale → l'intervento dell'ABS avviene in base al livello di pressione esercitato dal guidatore (Alta - MEDIA - BASSA ADERENZA) → la centralina individua quale è il livello di pressione; è possibile capire se la soglia di decelerazione è stata superata cause aderenza differente disponibile nel contatto ruota-terreno e quindi forze disponibili

Si ha quindi un'idea di quale possa essere la condizione di aderenza in corrispondenza del quale si ha bloccaggio: ho un'idea dei valori di F_{max} che è possibile applicare: Considerato il max delle forze è possibile definire un obiettivo di scottimento alla strategia di controllo che dipende dal livello di aderenza: le nuove coppie vettoriali sono proprio in funzione dello scottimento obiettivo

21-11-2011

ESC

Caratteristiche

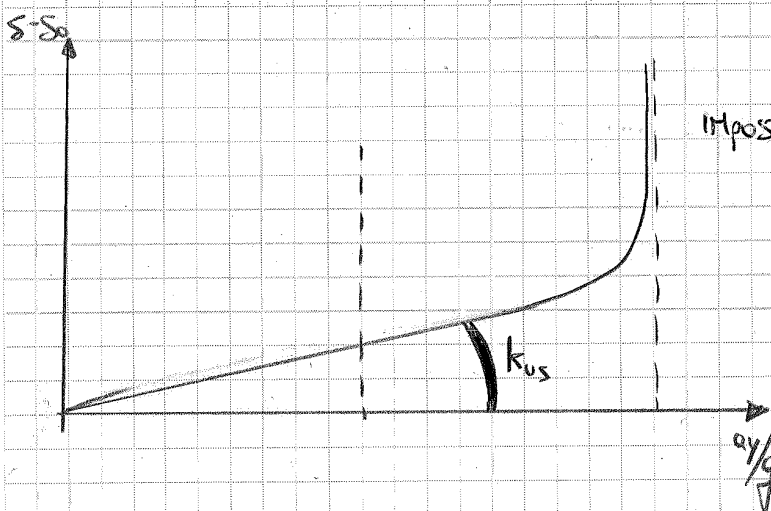
• Capacità di intervento automatico finalizzato ad ottenere un comportamento del veicolo richiesto dal guidatore

- sensore

- controllo apposito

la fornitura di olio e quindi l'intervento avviene mentre si preme il pedale delle pressioni sul freno pedale

il sistema deve capire senza fraintendimenti quali sono le intenzioni del guidatore.



si va a leggere l'angolo imposto al volante δ all'accelerazione a_y

vale

$$\delta = \frac{l}{R} + k_{us} a_y$$

$$R = \frac{v}{\dot{\psi}}$$

$$a_y = v \cdot \dot{\psi}$$

posso scrivere

$$\delta = \frac{l}{v} \dot{\psi} + k_{us} v \dot{\psi}$$

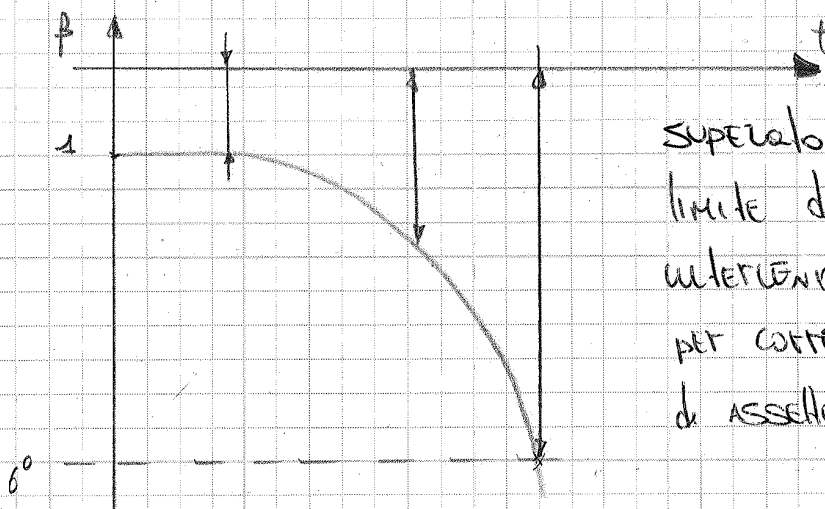
mettendo in evidenza la velocità di imbardata $\dot{\psi}$

si va ad eseguire una traiettoria non desiderata dal guidatore, c.è. la differenza tra $\psi_{ref} - \psi_{reale}$ è elevato. sono intervenute una coppia M_{esc} per correggere la velocità di imbardata \rightarrow il tempo di intervento è rapido. si assiste ad una caduta della velocità di imbardata ψ

Più accade in alcuni casi che si abbia un'eccessiva coppia di correzione M_{esc} che porta ad un'eccessivo sottosterzo: in tali condizioni come una M_{esc}^{II} fino a portare il valore di ψ prossimo al valore di riferimento.

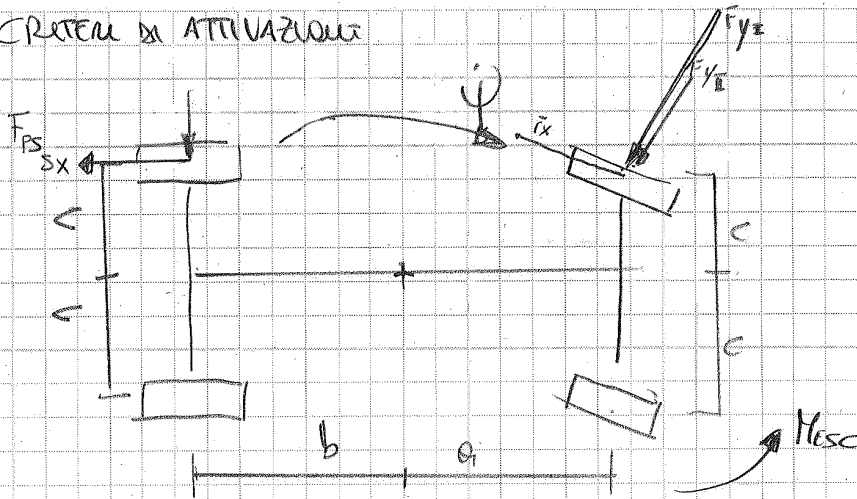
Altrimenti la grandezza di riferimento è accorpato da una serie di valori: è meglio che si abbia una correzione non proprio usata piuttosto che intervento o sproporzio.

Tipicamente l'ESC base il suo funzionamento sul controllo della velocità ψ ; in alcune condizioni, considerando che generalmente l'angolo di assetto β è sempre molto piccolo, se questo supera di gran lunga i valori che ci si aspetta, allora si interviene.



superato per esempio il limite di 6° si va ad intervenire sull'impianto freni per correggere proprio l'angolo di assetto

CRITERI DI ATTIVAZIONE



Supponendo di volere una certa ψ ma il veicolo supera tale
 intervento anteriore una M_{esc} come detto:

In una situazione del genere intervenuto sulla ruota del lato
 sinistro $\rightarrow M_{esc}$ è data come la forza frenante della
 ruota per il suo blocco.

Devo tenere in considerazione il fatto che ruota anteriore e
 posteriore presentano valori di forze differenti:

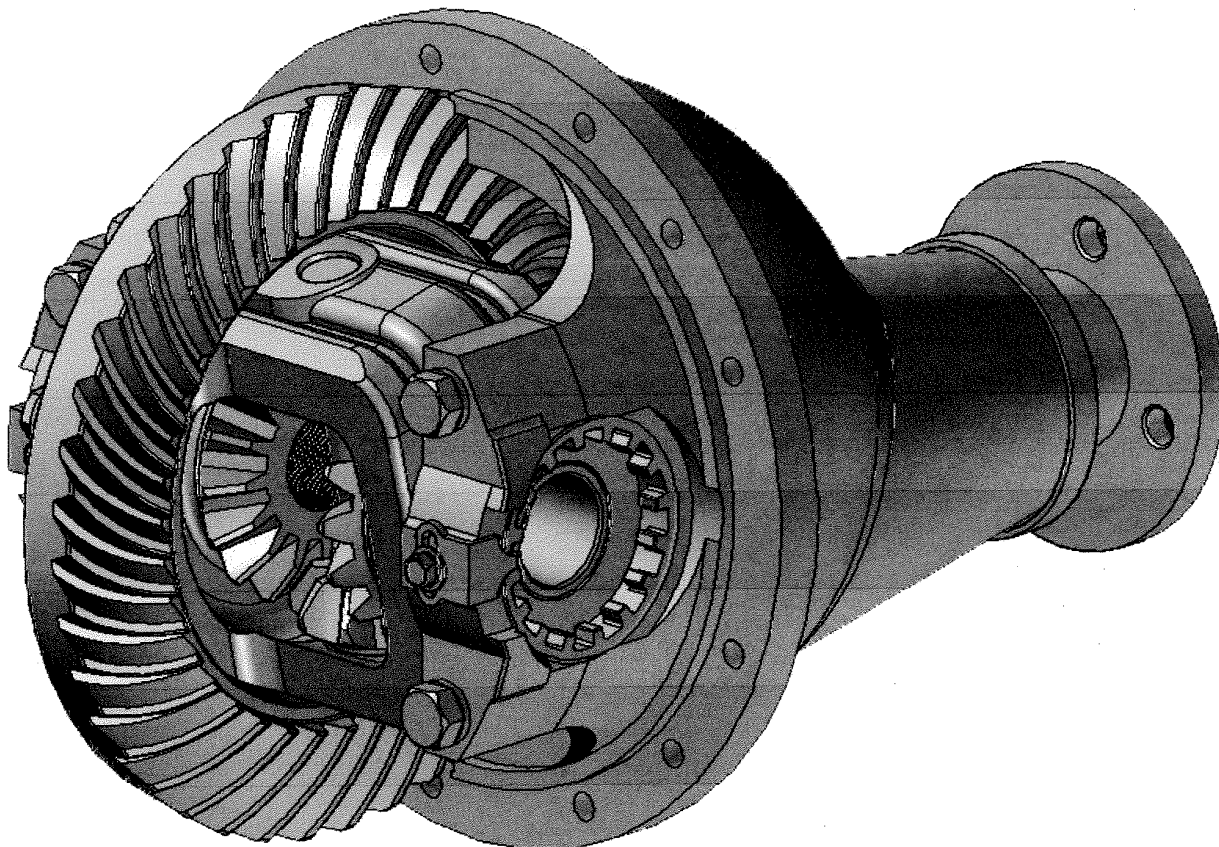
SOVROSTERZO \rightarrow INTERVENTO MAGGIORMENTE SULLA ANTERIORE

SOTTOSTERZO \rightarrow INTERVENTO SULLA POSTERIORE

Devo considerare che c'è una relazione tra F_x e F_y :
 Aumentando la forza frenante la forza laterale va
 e ridotti \rightarrow CAMBIA il bilanciamento laterale della vettura
 trascorrendo gli cusole (piccoli)

$$M_{esc} = F_{As} \cdot c + F_{ps} \cdot c + \Delta F_{y_{AS}} \cdot a - \Delta F_{y_{PS}} \cdot b$$

TRASMISSIONI

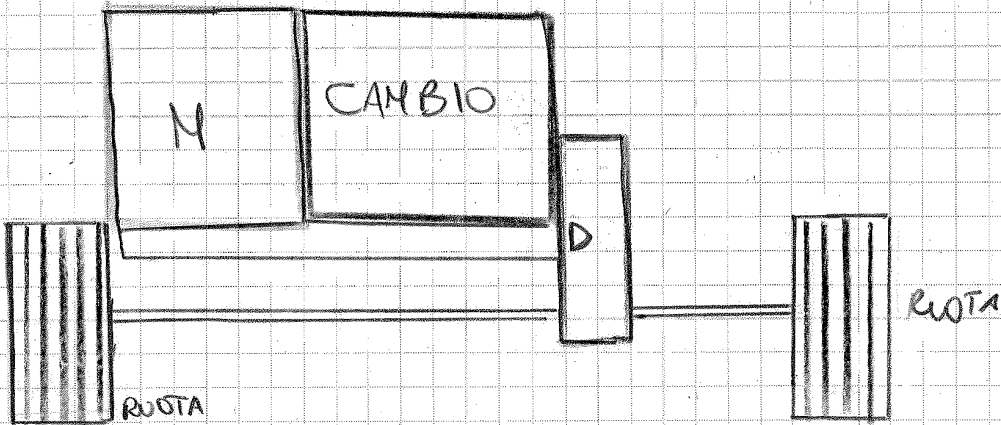


22-11-2011

TRASMISSIONI

ANALISI la rotazione del motore rispetto agli obiettivi del guidatore mettendo in relazione CONSUMI COPPE ECC....

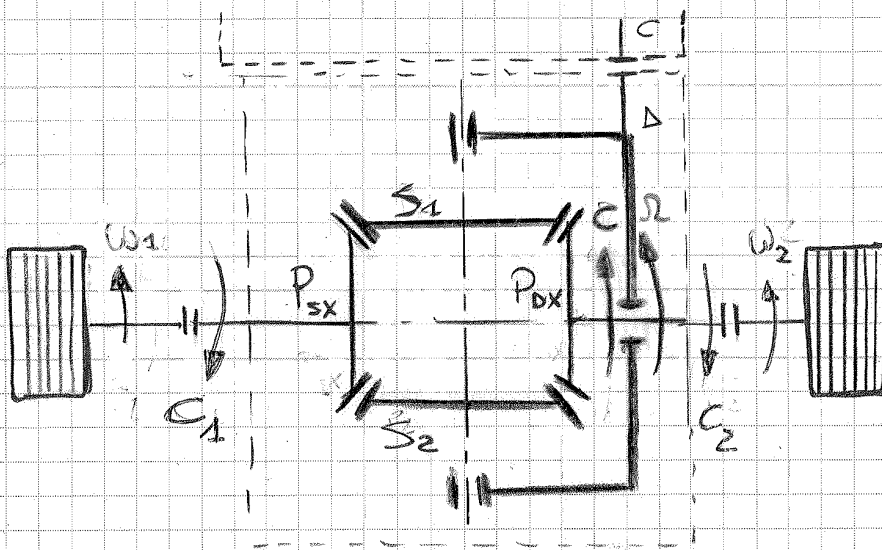
TRASMISSIONE MECCANICA



DIFFERENZIALE

SONO COSTITUITI DA

- ROTISMO EPICICLOIDALE (ASSE DI ROTAZIONE NON FISSO NELLO SPAZIO)



Dalle equazioni si osserva che, al valore delle velocità relative che esiste tra le ruote, dal punto di vista fisico, le due velocità angolari ω_1 e ω_2 possono essere diverse in quanto, due planetari possono girare intorno al perno, intorno al supporto.

Non solo si muovono con i solari ma hanno anche un moto relativo dovuto al fatto che $\omega_1 \neq \omega_2$.



Il differenziale segue da conseguenza di AVERE

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 \neq \omega_2 \quad \text{moto relativo tra le ruote} - \\ C_1 = C_2 = \frac{C}{2} \quad \text{equipartite le coppie} - \end{array} \right.$$

Si vanno a equipartire le coppie applicate

Questo però vale solo se $\eta = 1$

se $\eta \neq 1$ allora

↳ POTENZA DISSIPATA

$$C_R = C_1 \omega_1 + C_2 \omega_2 + P_{\text{DISSIPATA}}$$

EQUIND SI PUÒ DIRE CHE

$$C_1 \neq C_2$$

Ma le loro risultante sono sempre

$$C = C_1 + C_2$$

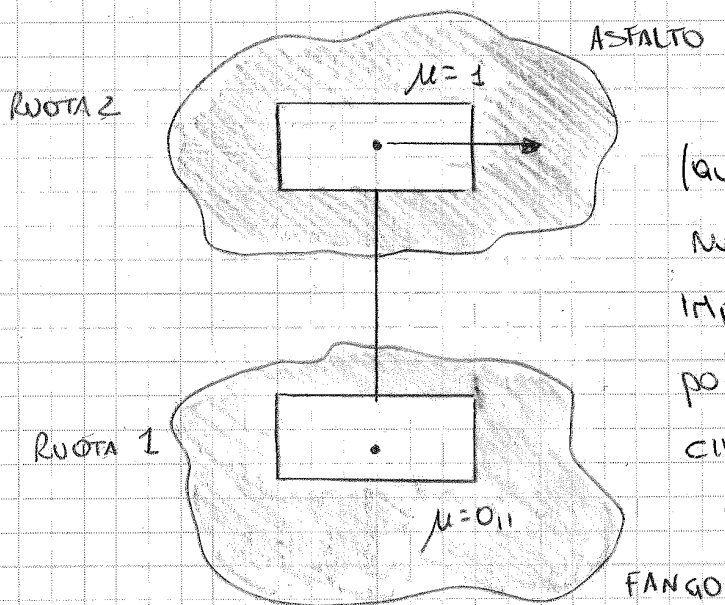
il trasferimento di coppia fa un ruolo che sia proprio il differenziale a ostacolare il moto relativo tra le due ruote, cerca di fare un ruolo che $\omega_1 = \omega_2$; per essere unito il ruolo relativo ω è richiesto un surplus di coppia fornita \rightarrow All'albero che tende ad andare più veloce viene tolta coppia che viene fornita all'albero più lento

Fino ad un certo valore di coppia resistente relativo tra i due alberi il differenziale si comporta essenzialmente come barra di torsione, torcendosi appunto ma mantenendo uguali le velocità; superato il DC limite il D. si comporta trasmettendo coppia con una differenza di velocità.

Con $\eta = 1$, alla minima condizione differente di forze applicate a terra si assiste immediatamente una rotazione della vettura causa coppia in eccesso.

LEGAME DIFFERENZIALE - ESC

CASI DELIBERATI UNA SITUAZIONE DEL TIPO



DANDO coppia, una ruota (quella senza attrito) gira ma allo stesso tempo impedisce all'altra ruota di poter avvenire, con l'auto che rimane ferma

si ha un relazione di "differenze"

$$\Delta C = \Delta F_x \cdot R + \Delta \omega \bar{I} + \Delta C_B$$

se $\Delta C = 0$ ($C_1 = C_2$) A fronte di una differenza di forze sviluppate e fatto, un'assenza di ΔC_B allora

$$\Delta F_x R = -\Delta \omega \bar{I} \quad (\text{CONDIZIONI IDEALI } \eta = 1)$$

da cui la ruota sottoposta a meno forze a fatto accelera di più rispetto all'altra

Analizziamo lo stesso situazione ma considerando il $\Delta \omega$ ma il ΔC_B

$$F_{x2} = F_{x1} R + C_{B2} - C_{B1}$$

consideriamo 2 ruote con differenza diversa: È possibile che si sviluppino forze diverse? come le genero?

vale

$$\bar{F}_{x2} = \bar{F}_{x1} + \frac{C_{B1}}{R} - \frac{C_{B2}}{R}$$

Supponiamo di non frenare la ruota con maggiore aderenza. Se frenassi la ruota che sta accelerando, grazie proprio alla presenza del differenziale, il risultato sarebbe ~~quello~~ che il ΔC_B fornito dal sistema si trasformava in una forza per la ruota che era ferma: È quello che fa il controllo di trazione

28-11-2011

con $\eta = 1$

$$C_1 = C_2 = \frac{C}{2}$$

In realtà sapendo che $\eta \neq 1 \rightarrow C_1 \neq C_2$

$$C_1 = \frac{C}{2} \pm \Delta C$$

$$C_2 = \frac{C}{2} \mp \Delta C$$

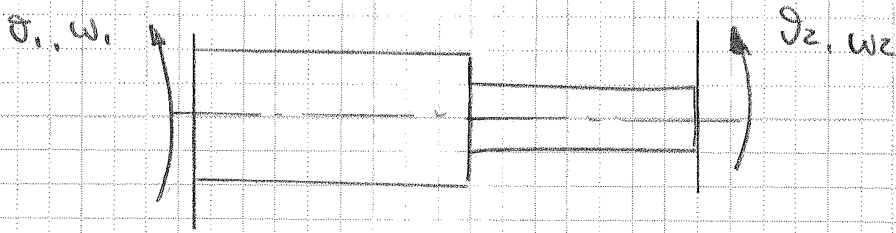
vale inoltre che il ΔC applicabile

$$\Delta C = \Delta F_x \cdot R + I \Delta \omega + \Delta C_B$$

DIFFERENZIALI AUTOBLOCCANTI

DIFFERENZIALI NEI QUALI, NEL MOMENTO IN CUI SI ABBIAMO UNA TENDENZA
 AIL MOTO RELATIVO HA ALTERNATIVE USATE QUESTO MOTO RELATIVO
VIENE OSTACOLATO DA FORZE DI ALTERNATIVE INTENSIONALI, mantenendo
 quindi il differenziale bloccato: solo quando le condizioni
 ESTERNE SONO TALI CHE IL VIENE SUPERATO IL ΔC LIMITE TOLLERATO
 DAL DIFFERENZIALE, ALLORA IL DIFFERENZIALE SI "APRE", SI SBLOCCA
 CONSENTENDO UN CERTO MOTO RELATIVO. IL D. AUTOBLOCCANTE
PRESENTE QUINDI UN η INTENSIONALMENTE MINORE DI UNO.

$$\eta < 1 \iff \Delta C \text{ DISPONIBILE}$$



potrei avere una situazione in cui

$$\omega_1 = \omega_2 \text{ con } \theta_1 \neq \theta_2$$

considerando la resistenza della barra k

$$\Delta C = k / (\theta_1 - \theta_2)$$

superata una certa rotazione relativa $(\theta_1 - \theta_2)$, noto il valore di ΔC limite, essendo il valore di k equivalente che mi permette di poter schematizzare il differenziale come barra di torsione (30 \rightarrow 33)

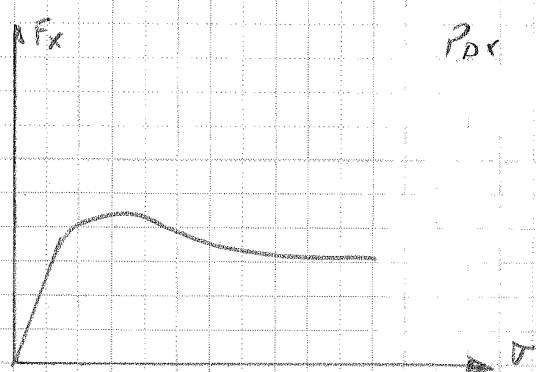
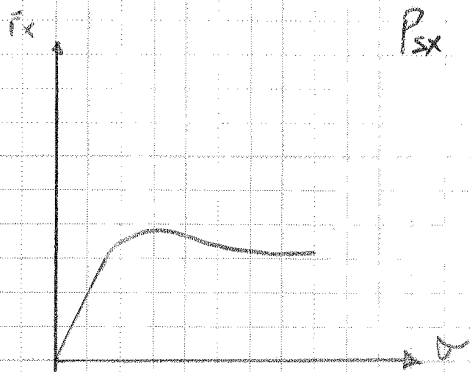
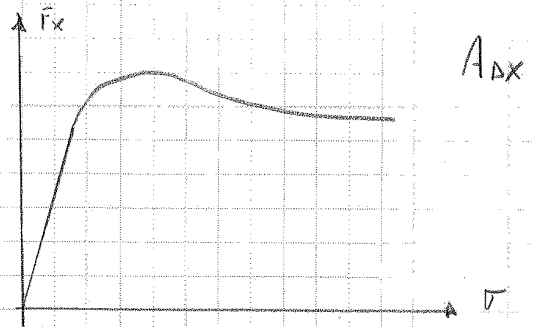
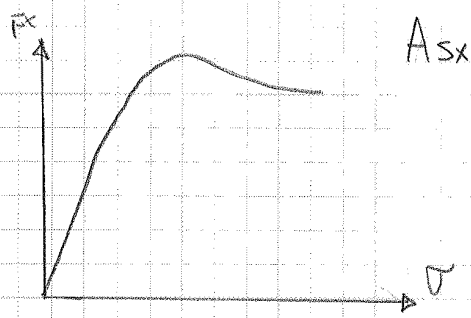
il valore di ΔC consentito tale che non a sua rotazione ha alcun di uscita è legato alla coppia cedente C .
considerando le relazioni

$$\begin{cases} C_T = C_1 \omega_1 + C_2 \omega_2 + P_{Diss} \\ C = C_1 + C_2 \end{cases}$$

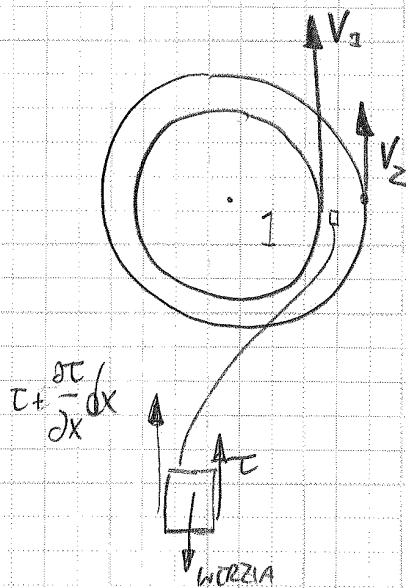
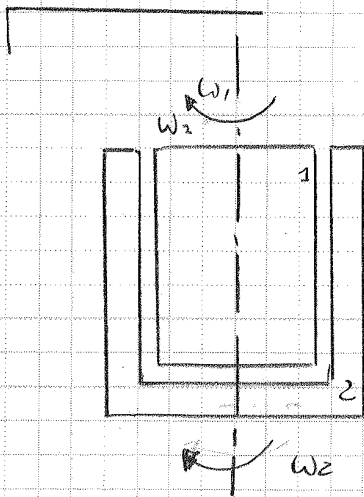
nel differenziale autobloccante si definisce il parametro

$$\frac{\Delta C}{C} = \text{locking EFFECT} = LE$$

UTILIZZO



Supponiamo una macchina a leve con integrali (4WA)
 i differenziali razionali dell'Open che presentano $\eta \approx 1$
 i differenziali TORQUE-SENSING T hanno un'efficienza $\eta < 1$



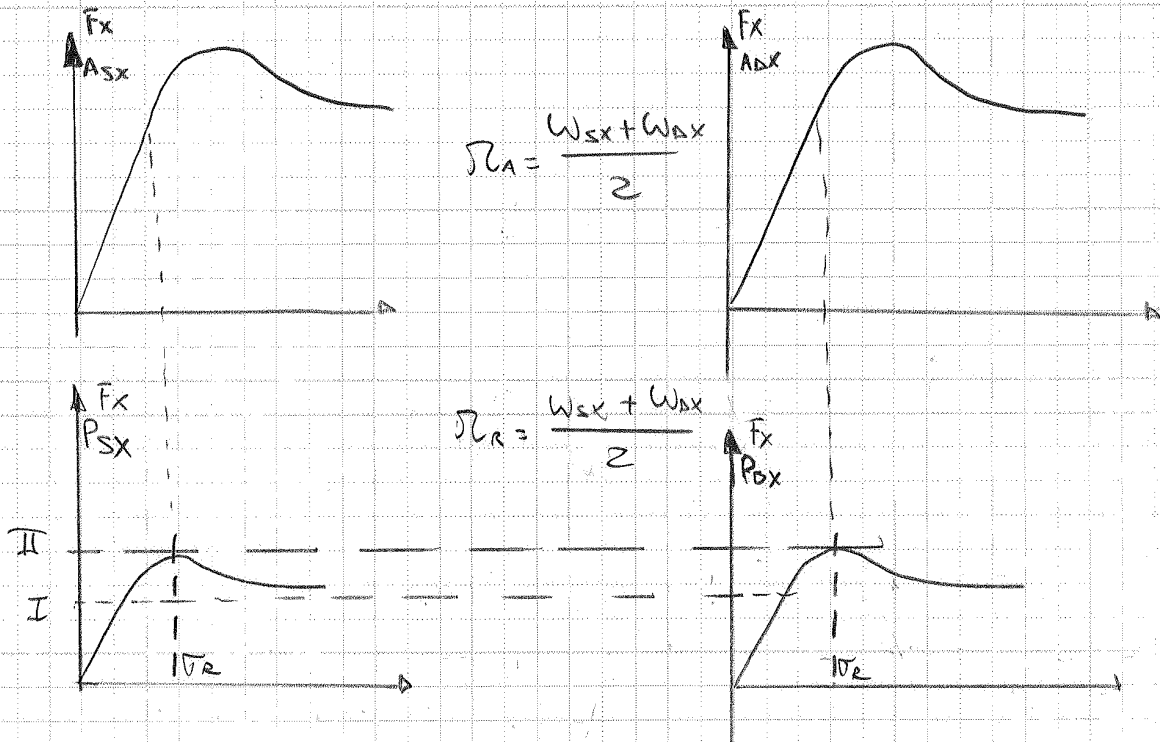
29-11-2011

Abbiamo visto

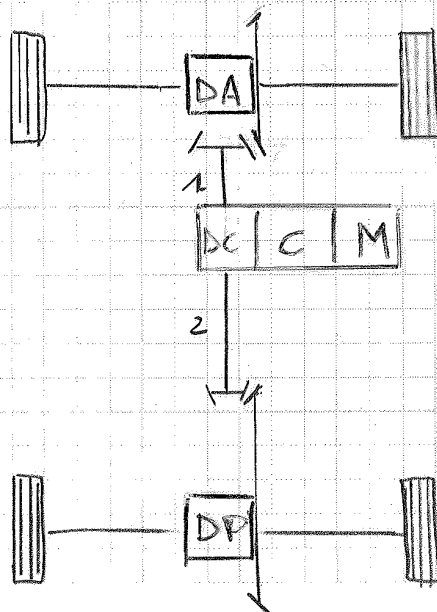
DIFFERENZIALI OPEN ($\eta < 1$)

TORQUE SENSING (TORSÉN)

GIUNTI VISCOSI



Cosa vol dire realizzare un 4WD?



il differenziale centrale riceve il moto dal cambio e ripartisce la potenza in ingresso sui due alberi di uscita 1 e 2

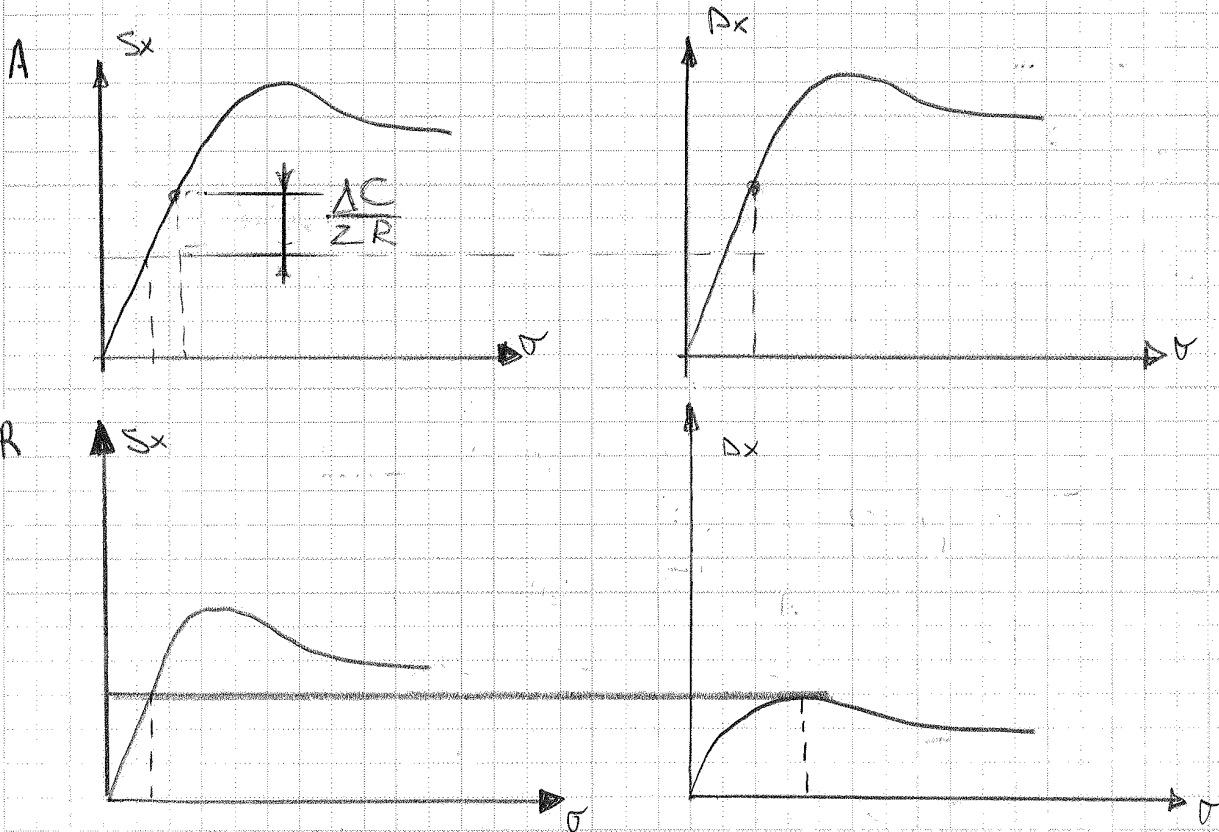
Analizzando nel dettaglio si osserva che:
 Finché C sono moderate, con rotari sotto carico
 usuali, la forza longitudinale della ruota F_{Rx} ~~è~~ sarà
 uguale alla F longitudinale di sinistra, con il
 differenziale che equipartisce le coppie.
 Analogamente capita ~~o~~ anche all'avantreno: viene
 applicata la stessa F_x alle ruote anteriori.

Applicando una coppia maggiore si arriva alla
 situazione II: si raggiunge una condizione operativa in
 cui nuovamente tutte le 4 ruote si trovano ad
 esercitare una ~~stessa~~ stessa forza a terra se
 si considerano rotari sotto carico usuali.

Quando viene richiesta una quota di coppia
 disponibile maggiore, si ha immediatamente una
 rotazione relativa tra gli alberi 1 e 2 e
 nessuna coppia superiore al minimo tra 1 e 2
 disponibili può essere applicata perché nello
 stesso momento in cui si supera quel valore di coppia
 limite coincidente con il max valore di forza
 applicabile a terra, sul retrotreno, immediatamente
 inizia una rotazione relativa tra satelliti 1-2 proprio
 per avere un'adesione di coppia.

La F_{max} si raggiunge per un valore di $\sigma = \sigma_R$ diverso
 rispetto all'avantreno: se lo scottamento durante
 tutto ruote posteriori che subiscono più carichi

A	C	P
O	T	O



la ruota Dx che può scambiare una F_x inferiore
 linearità anche la forza relativa alla ruota Sx , con
 un $v_{Dx} > v_{Sx}$ compatibilmente con il differenziale open.
 All'occorrenza però capiterà un caso differente: si
 avrà che $\Omega_R > \Omega_A$

Allora ulteriormente il torcente cerca di opporsi al
 moto relativo cercando di mantenere la stessa velocità
 quindi cerca di portare $\Omega_A = \Omega_R$: per fare questo
 si necessiteranno due valori di scottimento dall'entità
 tale per cui si abbia $\Omega_A = \Omega_R$ → all'occorrenza quindi
 si avranno dei valori di forze applicati o forze superiori_{g1}