

Automation and control in Vehicles

SISTEMA → SENSORE → ALGORITMO → ATTUATORE

MOTION CONTROL → UNA MACCHINA HA 6 GRADI DI MOVIMENTO
TIPICAMENTE DIVISO IN 3 SOTTOPROBLEMI

- SOSPENSIONI DINAMICHE → SI PRENDONO IN CARICO I MOVIMENTI VERTICALI, ROLL E PITCH.
- ABS → SI FA CARICO DEI MOVIMENTI LONGITUDINALI
- ESP/VDC/ESC → SI FA CARICO DEI MOVIMENTI LATERALI E YAW.

03.02.2021

REGISTRATA

2h LEZIONE

Vertical Dynamics (electronic suspensions)

Obiettivo: filtrare le interazioni veicolo strada

Noi ci interessiamo sempre nei 6 movimenti che una macchina può fare, i 3 assi x,y,z e le rotazioni attorno a questi assi.

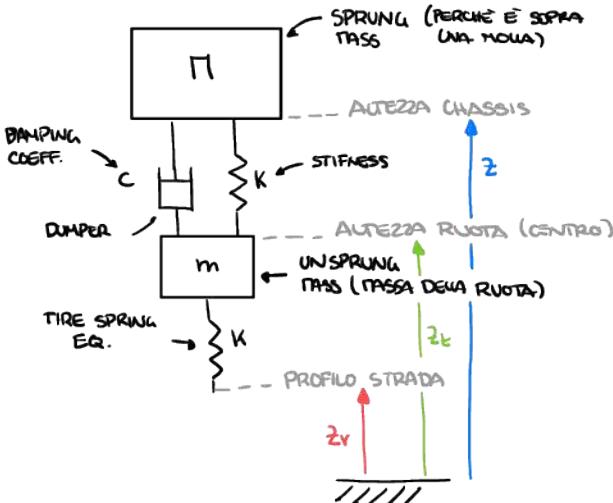
Con le sospensioni controlliamo: Vertical movement, Roll, Pitch.

Le sospensioni possono influenzare anche gli altri movimenti? Sì, ma sono influenze del secondo ordine.

DEFINIZIONI

Definizione a quarter-car (prendiamo solo 1/4 della macchina), questo modello definisce il movimento sull'asse Z.

Possiamo vedere il modello come



• z_r : ALTEZZA DELLA PNEUMATICO

STROKE o DEFLECTION DELLA SOSPENSIONE

$$= \Delta z = z - z_t$$

LA SUA DERIVATA È CHIAMATA STROKE SPEED DELLA SOSPENSIONE

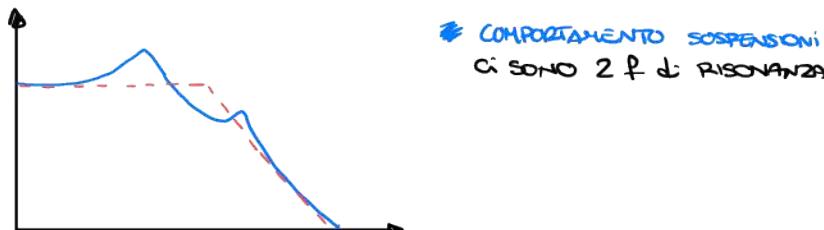
$$\frac{d}{dt}(\Delta z) = \frac{d}{dt}(z - z_t)$$

SOSPENSIONI PER COMFORT \rightarrow FILTO PASSA BASSO

COMFORT \rightarrow SMALL BODY ACCELERATION.

NON HA SENSO CHE NON SIA PASSA-BASSO XE' ALTRIMENTI DOVREMO FLUTTUARE ANCHE UNA COLLINA
ENDERE (INSENSATO)

IL COMPORTAMENTO E' DEL TIPO



E' possibile cancellare ogni disturbo? sì !!

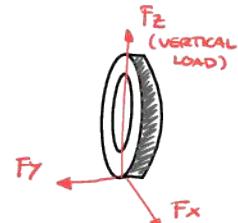
Quali sono le limitazioni? Dimensioni (posso cancellare tutti i disturbi solo se Δz_{max} è maggiore di tutti i disturbi sulla strada)
La banda del sistema di controllo (se corro di più in macchina i disturbi sono molto più veloci e quindi dovrò avere un sistema di controllo che gli sta dietro)

2d objective (SMALL VERTICAL LOAD VARIATIONS)

Nel punto di contatto con la ruota c'è uno scambio di forze

$$F_x = F_z \mu_x \quad \text{CON } \mu_x: \text{COEFF. DI FRIZIONE}$$

$$F_y = F_z \mu_y$$



Se zero F_Z anche gli altri aumentano. F_Z deve essere massimizzato per maximizzare F_x e F_y.

F_Z È modellato come

$$F_Z = \underbrace{(M+m)g}_{\text{STATIC LOAD}} + \underbrace{\text{Dynamic Load}}_{\substack{\text{PARTE DINAMICA} \\ \text{DATA DAI DISTURBI} \\ \text{DELLA STRADA}}} + \underbrace{[\text{AERODYNAMIC LOAD}]}_{\substack{\text{CAMBIA CON LA VELOCITA'} \\ \text{MA E' COSTANTE}}}$$

Le sospensioni possono agire solo sul carico Dinamico

Con le sospensioni vogliamo minimizzare queste variazioni entro il punto di stabilità (che è dato dal peso statico + aerodinamico)

Se F_Z è minore del valore di stabilità (o anche di) essenzialmente stiamo volando

e perdiamo il controllo della macchina.

3th Objective (stroke limitation)

Le sospensioni hanno una posizione statica che si trova al centro dello stroke possibile e poi queste si muovono. Ad un certo punto finiamo il possibile movimento di stroke. Dobbiamo assolutamente evitare di sbattere sulla fine. Dobbiamo fare un tradeoff tra uso massimo dello stroke e non toccare gli end stop.

ELEMENTI FISICI DELLE SOSPENSIONI (SPRING + DAMPER)

Connessione in parallelo di una molla e un damper.

Il damper provvede a fornire una forza dipendente dalla velocità con segno negativo.

$$F_{\text{damper}} = -C \cdot \text{speed} \quad (\text{DISSIPATIVE FORCE})$$

La forza della molla è

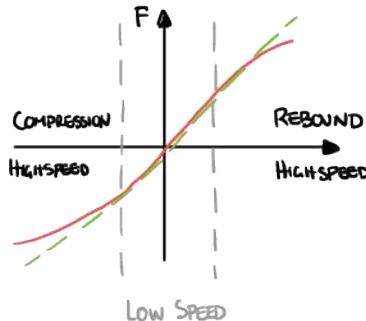
$$F_{\text{spring}} = -K \cdot \text{STROKE} \quad (\text{CONSERVATIVE FORCE})$$

DAMPER

Come è fatto? È come un pistone con piccoli buchi che collegano la parte alta con quella bassa (tutto questo è in olio). In questo modo possono dissipare energia meccanica. È ovvio capire che più forza c'è più forza viene dissipata, capiamo quindi la formula di prima.

fiori piccoli \rightarrow c alto } \rightarrow C = coeff del damper
fiori larghi \rightarrow c basso }

Nella formula c'è il meno perché il damper tenta di opporsi a qualunque forza (se lo schiacci vole allargarsi e andare al centro). Convenzione: noi non usiamo il - per disegnare la caratteristica.

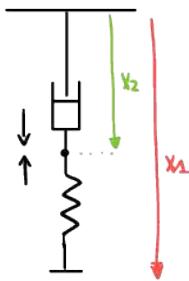


* Nella retta sofisticata c'è una caratteristica non lineare

Dentro il damper c'è anche un tors-spring (in pratica un pistone ed una molla dentro il damper) e serve a

1) Provvede a low-pass filter

ESEMPIO DI DUMPER



Nel punto centrale le forze si devono bilanciare

QUINDI

$$C \frac{dx_2}{dt} = \text{Kg} (x_1 - x_2)$$

la forza del dumper deve essere uguale alla forza della molla (stiffness)

FACCIAO LAPLACE E TROVIAMO LA FDT DA X1 A X2

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{\text{Kg}}{\text{SC} + \text{Kg}}$$

(CHE È UN LOW PASS FILTER)

QUESTA MOGLI FORNISCE UN EFFETTO PASSA BASSO TRA LA BARRA E IL DUMPER

QUESTO CI SERVE PERCHÉ SE IL PROFILLO DELLA STRADA È UNO STEP E VISTO CHE IL DUMPER HA UN EFFETTO DERIVATIVO OTTEREMMO UN IMPUSO, NON VA BENE!

2° MOTIVO: COMPENSAZIONE DI VOLUME E TEMPERATURA

Il pistone benz ha un volume che toglie volume all'olio, quindi ci serve questo serbatoio d'aria per compensare (dato che l'olio non è compressibile)

Utile la stessa cosa per la temperatura (con il caldo l'olio si espanda)

3° MOTIVO: Relativo al fenomeno chiamato cavitation

Quando c'è un fluido e riduci la pressione fino ad arrivare a vicino a pressione atmosferica, allora le bolle d'aria presenti nel liquido si espandono.

Se proviamo ad espanderne il dumper con olio a 1 bar allora abbriamo che la upper chamber la pressione cesse metà in quella bassa cesta. Ma se iniziamo da 1 bar la probabilità di andare a 0 è molto alta e non vogliamo andare a 0 perché ci possono essere problemi meccanici.

Per risolvere questo problema mette pressione nella gas chamber in modo da elevare la pressione dell'olio e fare sì che anche se la pressione cesta non andrà mai a 0. In pratica mettiamo un offset alla pressione.

Electronic damping modulation

Possiamo mettere una valvola negli orifici del dumper per aprire e chiudere questi buchi.

Alternativa, usare fluidi Magneto-Rheologic o electro-Rheologic.

03.02.2021

2h lezione

COIL SPRING

Restorative conservative elastic force

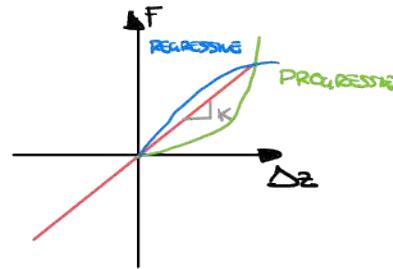
La caratteristica della molla è tipicamente lineare

Relazione tra il coefficiente K e le caratteristiche costruttive

$$K = \frac{Gd^4}{8nD^3}$$

G : rigidità del materiale
 d : diametro del materiale

n : numero di spire
 D : Diametro delle spire



Ci possono essere anche comportamenti non lineari (Progressivo e Regressivo)

Quale dei 2 è meglio? **Progressivo**, perché noi vogliamo che quando approssimo il limite diventi sempre più duro in modo da avere un soft landing e non sfare gli endstop

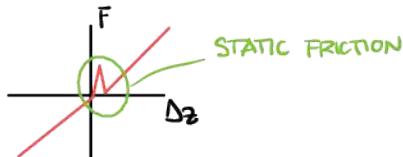
Possiamo ottenere anche molle con un fluido compressibile (aria), noi possiamo vederlo come un pistone ad aria.

C'è anche l'hydro-pneumatic suspension. la parte della molla è fatta sempre da un serbatoio d'aria, praticamente uso il fluido non compressibile per trasmettere la pressione ad un serbatoio d'aria remoto che si comprime. In questo caso possiamo fare un load leveling pumpando o sottraendo il fluido non compressibile. In questo caso però al contrario di sospensioni puramente ed eretiche abbiamo avere un ciclo con serbatoio per questo fluido (non possiamo scaricare fluido per strada come potremmo fare con l'aria)

Nel caso di Hydro-pneumatic suspension il dumper è nel tubo, infatti c'è una restrizione nel tubo per creare colonna



Static friction: il grafico della frizione non è esattamente una linea ma all'inizio dobbiamo passare una forza iniziale. Bzd etich.



COMPARAZIONE TRA HYDROPNEUMATIC E PNEUMATIC SUSPENSIONS

- SIZE/SPACE → VINCE CHIODO (Anche se si può minimizzare)
- STATIC FRICTION → VINCE IL PNEUMATIC (questo perché nel hydro abbiamo molta frizione nel punto di chiusura perché non vogliamo perdita. Anche nel caso del pneumatico abbiamo questo ma su un'area molto più piccola)
- FLUID/LAS MANAGEMENT → PNEUMATIC VINCE (molto + facile lavorare con l'aria)
- DAMPING MANAGEMENT (passive) → PNEUMATIC VINCE
- DAMPING MANAGEMENT (electronic) → simili in entrambi

Nel senso controllo del dumper

TIPICAMENTE OGGI PNEUMATIC → CARS HYDRO → TROTTORE ED AUTO

MATHEMATICAL MODEL

USIAMO SEMPRE LA QUATER CAR (SINGUE COPER) momento monodimensionale in z

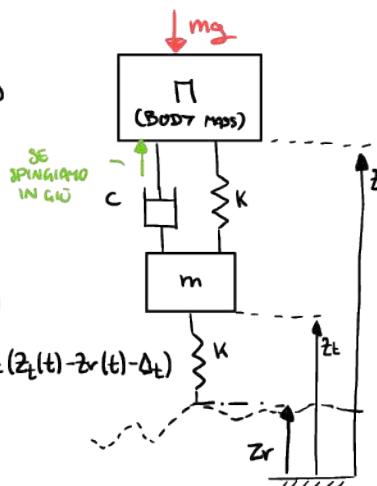
$$m \cdot a = \sum F \quad \times \text{ tutte e 2 le masse}$$

Quindi:

$$\Pi \cdot \ddot{z}(t) = -mg - c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - K(z(t) - z_t(t) - \Delta s)$$

$$m \cdot \ddot{z}_t(t) = -mg + c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + K(z(t) - z_t(t) - \Delta s) - K_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t)$$

massa · accelerazione = somma forze per tutte e 2 le masse, poi dobbiamo stare attenti ai segni



HO UN SISTEMA DEL 1° ORDINE, LINEARE E TEMPO INVARIANTE

VARIABILI DI STATO (4) POSIZIONE, VELOCITÀ, POSIZIONE, VELOCITÀ $x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}$

COME INPUT ABBIANO INVECE $M = Zr$ CHE E' UN DISTURBO NON MISURABILE
(AD OGGI NON PROPRIO)

COME OUTPUT POSSIAMO PRENDERE $y = \begin{bmatrix} Z \\ Zt \end{bmatrix}$

MA COSA SONO Δs e Δt ? tipicamente le molle delle macchine hanno sempre un passo sopra quindi non sono scricche. Noi chiamiamo con Δs la lunghezza della molla non compresa. Con Δt stessa cosa solo con la ruota.

ESTENSIONE DEL MODELLO PER IL CONTROLLABILE DAMPING $c(t)$ CONTROLLABILE

$$x = \begin{bmatrix} Z \\ \dot{Z} \\ Zt \\ \dot{Zt} \end{bmatrix} \quad M \begin{bmatrix} Zr \\ C \end{bmatrix} \quad y = \begin{bmatrix} Z \\ Zt \end{bmatrix}$$

↑
CONTROL INPUT

SISTEMA DEL 4° ORDINE NON LINEARE

CONTROLLABILE DAMPING + ACTUATOR DYNAMIC

$$\text{AGGIUNGO A FORMA } \dot{c}(t) = -\beta c(t) + \beta C_m(t) \quad C_m \leq C_{max}$$

Consideriamo che il controllo del damping non è istantaneo

$$x = \begin{bmatrix} Z \\ \dot{Z} \\ Zt \\ \dot{Zt} \\ c \end{bmatrix} \quad M \begin{bmatrix} Zr \\ C_m \end{bmatrix} \quad y = \begin{bmatrix} Z \\ Zt \end{bmatrix}$$

↑ $c_{request}$

modello del 5° ordine
non lineare tempo invariante

PUNTI DI EQUILIBRIO (zero movimento → le derivate vanno a 0)

$$Zr(t) = \bar{Zr} = 0$$

$$\text{E } M = \text{costant}$$

CONSIDERANDO $Zr=0$ IL PUNTO
DOVE ACCENDONO LA MACCHINA

il valore di c non ha nessun ruolo nell'equilibrio

Facciamo i conti con le metrici (vedere slide) e otteniamo che

$$\bar{Z} = \Delta s + \Delta t - \frac{(M+m)g}{Kt} - \frac{\pi g}{K}$$

$$\bar{Z}_t = \Delta t - \frac{(M+m)g}{Kt}$$

Studiamo il sistema base quello lineare attorno al punto di equilibrio (\bar{z}_2)
DIFFERENZA ATTINTO AL PUNTO D'EQUILIBRIO)

Perciò $z = \bar{z} + \delta z$ $z_t = \bar{z}_t + \delta z_t$ $z_r = \bar{z}_r + \delta z_r$

Facciamo questo visto che il sistema è già lineare e non abbiamo bisogno di linearizzare

RIVEDERE APPUNTI DEL LUNGO LUCIO

IL SISTEMA HA 1 IN E 2 OUT

QUANDO C'È UN QUADRATO GRIGIO NON CHIEDE LA FORMULA, TUTTO QUELLO CHE NON È GRIGIO LO CHIEDE.

Dalle formule calcolate le 2 funzioni di trasformato e poi pongo bode e vediamo che in entrambi c'è una 2 risonanza.

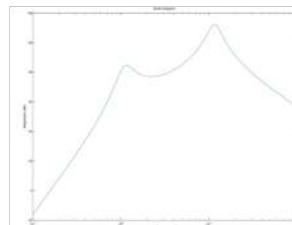
LEZIONE DEL 4.03.2021

REGISTRATA

2h

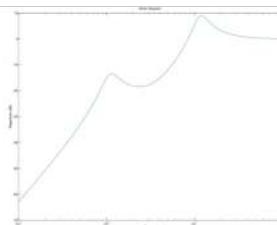
Vogliamo trovare le funzioni di trasformato più performanti per i nostri 3 obiettivi

- 1) Comfort, (passiamo della FDT del profilo della strada a quella dell'accelerazione del corpo della vettura. Per fare questo basta fare la doppia derivata di $F_z(s)$, perciò otteriamo $s^2 F_z(s)$).
- 2) Road Contact, (Passiamo dell'FDT del profilo della strada a quella dell'elargione della ruota [compressione della ruota $\delta z_r - \delta z_r$]. Per trovare questo basta fare $F_t(s) - 1$).
- 3) Elongazione delle sospensioni, la FDT la otteriamo come $F_z(s) - F_t(s)$



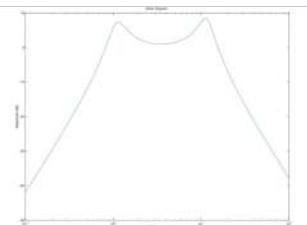
$$\delta z_r \rightarrow \ddot{\delta z} = s^2 F_z(s)$$

«Comfort» or
«acceleration» transfer
function



$$\delta z_r \rightarrow \delta z_t - \delta z_r = F_t(s) - 1$$

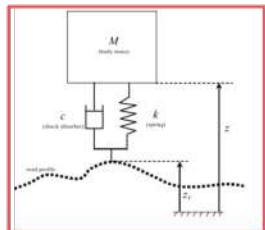
«Road-contact» transfer
function



$$\delta z_r \rightarrow \delta z - \delta z_t = F_z(s) - F_t(s)$$

«Elongation» transfer
function

Per ora abbiamo usato l'intero quattror car model. Possiamo semplicemente ricorrere all'oscillazione con una massa eliminando la massa della ruota (APPROXIMAZIONE)



$$M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_r(t)) - k(z(t) - z_r(t) - \Delta_s) - Mg$$

$$M\ddot{\delta z} = -c(\delta \dot{z} - \delta \dot{z}_r) - k(\delta z - \delta z_r)$$

$$F_z(s) = \frac{(sc + k)}{s^2[M] + s[c] + [k]}$$

LAPLACE

$$F_z(s) = \frac{sc + k}{Ms^2 + cs + k} = \frac{s\frac{c}{M} + \frac{k}{M}}{s^2 + \frac{c}{M}s + \frac{k}{M}}$$

RIPUOLO
LA s^2 DIVIDENDO PER π

DC-gain: 1

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$$

FREQ. DI RISONANZA

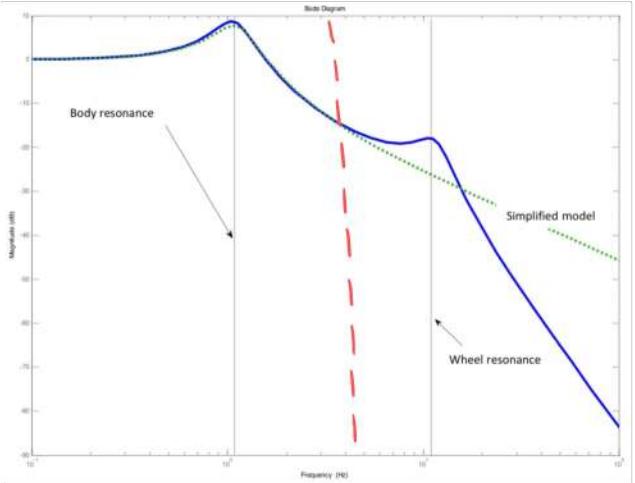
$$2\xi\omega_n = \frac{c}{M} \rightarrow \xi = \frac{c}{2M} \sqrt{\frac{M}{k}} = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{kM}}$$

DAMPING OF THE POLYNOMIAL

È UN OSCILLATORE DEL 2° ORDINE

NOTIAMO CHE LA FREQ. DI RISONANZA NON DIPENDE DAL DAMPING, INVECE IL DAMPING DEL POLINOMIO DIPENDE OVVIAMENTE DAL DAMPING DEL SISTEMA.

COMPARAZIONE TRA I 2 MODELLI



Si nota che fino alla mid frequency le 2 curva sono praticamente identiche

Se siamo interessati più alla risonanza del corpo allora è una approssimazione accettabile

DOBBIAMO RICORDARE CHE:

MODELLO COMPLETO: È DEL 3° ORDINE

MODELLO APPROSSIMATO: 1° ORDINE

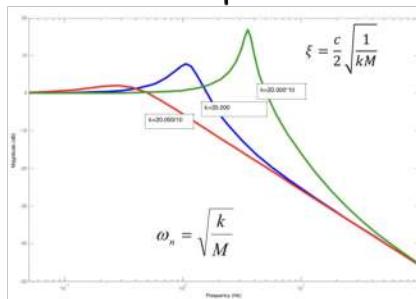
Perdiamo 2 gradi di filtraggio.
Capriamo quanto è importante la ruota per il filtraggio ad alta freq.

Capriamo quindi che questo modello non è utilizzabile per caratterizzare una macchina. Tuttavia funziona bene per quei sedili ammortizzati che si usano sui trattori ad esempio. Questo vale perché la massa del sedile è molto minore di quella della cabina, questo significa che il movimento della cabina non è influenzato dal movimento del sedile, perciò possiamo considerare l'elevazione della cabina come un'ingresso indipendente dal sedile.

Nel caso dell'auto questo non succede perché la massa dell'auto (cioè la massa maggiore) si trova sopra e quindi c'è interconnettività tra tutte le componenti del sistema

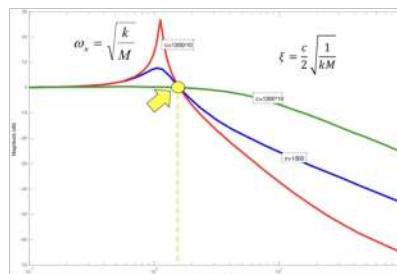
ANALIZZIAMO IL MODELLO SEMPLIFICATO

Facciamo la "sensitivity" muovendo solo un parametro alla volta e studiamo come cambia la risposta



MODIFICA DI K

(Del punto di vista del comfort il top è il rosso perché è il miglior filtro, tuttavia più K è piccolo più movimento ha e più elongazione ha se ne. Inoltre il tempo di risposta (Benda) per K bassi è molto lento e non va molto bene noi vogliamo risposte veloci)



MODIFICA DI C

(avremo che la f di risonanza non cambia più ma c più abbasso il picco. Notiamo però che il punto giallo è invariante a qualsiasi velocità di C).

Se siamo in linea rossa godiamo in comfort ma sono molto molleggiate (low damping). Nella curva verde siamo più sportivi ma meno confortevoli. Per trovare il punto giallo dobbiamo tracciare il punto in cui PDT = 1 in questo caso

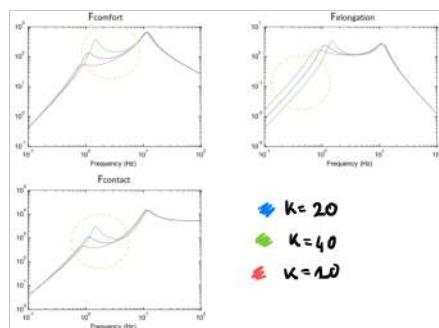
$$|K| = (-M\omega^2 + k)$$

ha 2 soluzioni $\omega = \emptyset$ e l'altra da cui il punto giallo)

TIPICAMENTE SI STUDIA LA SENSITIVITY ANCHE ALLA MASSA

ANALISI DEL MODELLO NON APPROSSIMATO

VARIAMO K



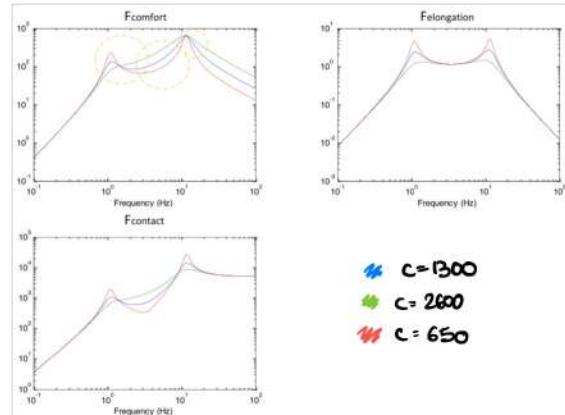
In questo caso consideriamo le 3 FDT dei 3 obiettivi descritti prima

- 1) Comfort: differenze principali sulla 1^a risonanza notiamo che minore K migliore è il comfort
- 2) Contact: Simile comportamento, differenze principali sulla 1^a risonanza e quale qui minore è il K migliore è il contatto (ed è per questo che le macchine di Formula 1 hanno le sospensioni)

Elongazione: più basso è ζ peggio è per l'elongazione

Queste cose credo le ricca in base ai picchi di risonanza e alle bende di bache.

VARIAZIONE DI C



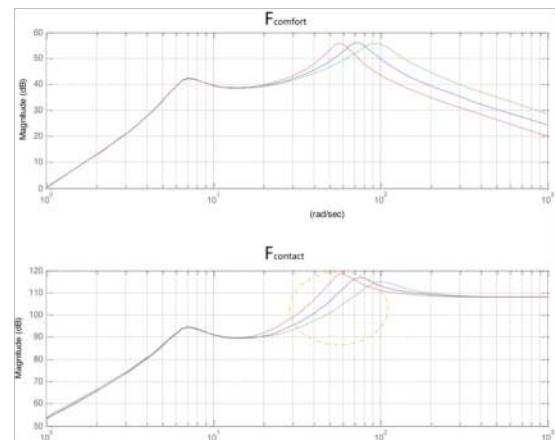
ELONCAZIONI: la curva più bassa è la migliore, quindi quella verde

COMFORT: attorno 2 picchi c'è meglio avere un damping elevato, mentre negli altri punti c'è meglio un damping basso (TRADEOFF)

CONTACT: Stesso discorso del comfort.

ANCHE NEL FULL-MODEL CI SONO DEI PUNTI C-INVARIANTI (e ce ne sono 3)
[DIFFICILI DA CALCOLARE]

COSA succede quando variamo la massa della ruota?



Verde = massa leggera / Rosso = massa pesante

COMFORT: la ruota con maggior massa ha un vantaggio perché filtra di più rispetto alle altre

CONTACT: Una ruota più leggera è meglio

Ci sono 2 situazioni dove viene dibattuto il peso della ruota, in particolare nelle auto elettriche si discute se mettere il motore elettrico nella ruota o sulla scocca. Visto i leti negativi il motore nella ruota viene principalmente usato nelle citycar perché da + comfort ma non va bene per le auto sportive perché perde in contatto

Altro caso è davanti alle moto, in particolare nelle sospensioni tradizionali o invertite.

Nell'architettura tradizionale la parte più pesante è sulla ruota

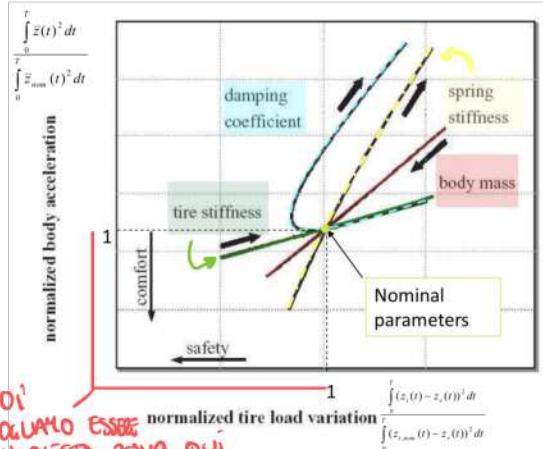
Nell'architettura inversa la parte più pesante non è più ragionata alla massa della ruota ma a quella grande del corpo della moto.



Quel è il lato negativo dell'architettura upside-down? Perdita di olio, infatti quando flipparamo la sospensione potremo avere perdite di olio.

COMFORT / CONTACT TRADE-OFF MAP

e' una mappa semplificata



Dobbiamo considerare uno specifico profilo della strada $z_r(t)$ in un tempo T per comparazione.

Facciamo l'esperimento con tutti i parametri al valore nominale, lo consideriamo il punto $(1, 1)$.

Modifichiamo un parametro per volta e disegniamo il grafico.

Sull'asse verticale c'è l'accelerazione normalizzata del corpo (normalizzata sul parametro nominale definito in $(1, 1)$). Sull'asse orizzontale abbiamo la variazione di peso sulla ruota normalizzato.

RICORDA! Vogliamo le minori variazioni possibili.

Notiamo dal grafico che una bassa durezza delle sospensioni è negativa (guadagnano il verso della freccia e notiamo che si allontana dal nostro punto desiderato). Stessa cosa vale per la tire stiffness, tranne che la tire stiffness ha un'influenza maggiore sul comfort che sul safety (vedere pendola del grafico).

Come detto prima per entrambi questi valori abbiamo un trade-off con la banda del grafico.

Per la massa del corpo notiamo che migliore è meglio e' (anche qui abbiamo un trade-off, infatti non possiamo fare macchine sportive pesanti per un motivo: consumi e riduzione di performance).

Il damping non è monotono, c'è solo una regione ottima di funzionamento.

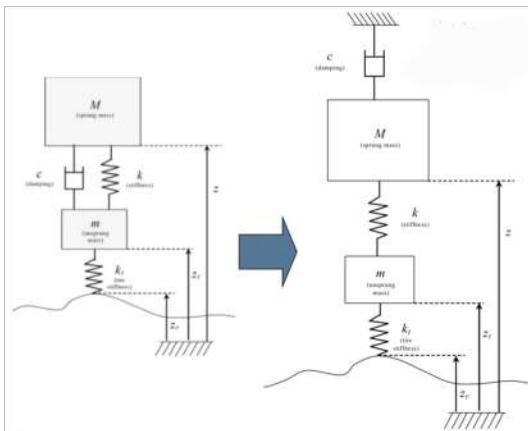
SI POSSONO TROVARE MODELLI ANCORA PIÙ COMPLESSI

Half-car model, ricordiamo che abbiamo in questo caso 6 gradi di libertà. Abbiamo anche un movimento rotazionale e 3 lineari.

FULL-MODEL: ha 7 gradi di libertà (di cui 2 rotazionali).

SKYHOOK CONCEPT

è sia una tradizionale sospensione passiva e sia un algoritmo.



Se fosse possibile perdere il damper e metterlo come la seconda architettura allora avremmo un estremo vantaggio in comfort.

Questo accade perché la damping forza dipenderebbe solo dalla velocità del body invece che dalle velocità relative (Δz)

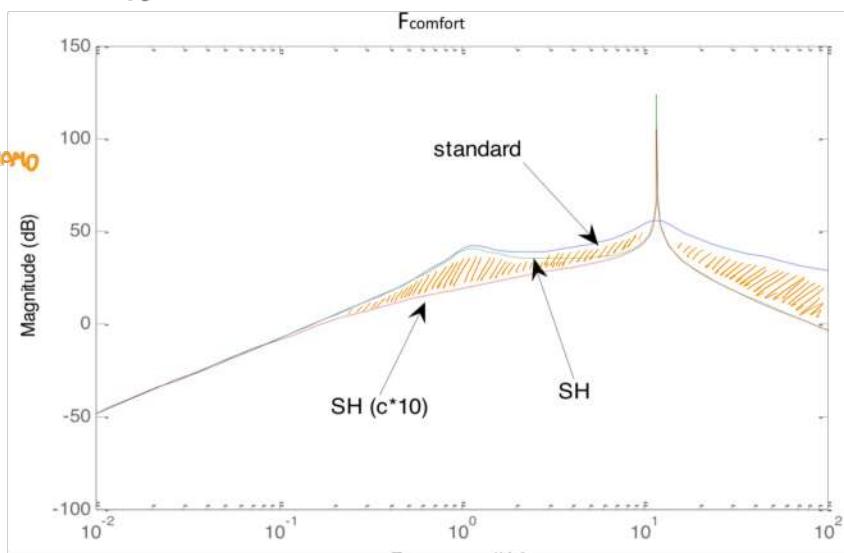
E' IDEALE XE' E' IMPOSSIBILE

Fai tutti i conti con le equazioni (vedere Slides)

Possiamo notare questo comportamento anche nel modello semplificato.

Nello skyhook model rispetto a quello tradizionale guadagnano in grado in più (in più) per il filtraggio che è molto.

⚠️ È TUTTO IL FILTRAGGIO CHE GUADAGNANO

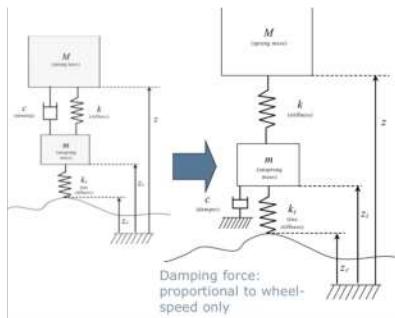


Tuttavia lo svantaggio più grande è che la seconda risonanza non è smorzata e va a +∞, questo è dovuto al fatto che le ruote non sono più smorzate (dampers).

CAPIAMO QUINDI CHE LO SKY-HOOK È UNA SOLUZIONE FINALE SOLO PER IL COMFORT

esiste anche il ground hook (The ideal ground-hook)

GROUND HOOK



La damping force è proporzionale solo alla velocità della ruota.

Lato negativo (Comfort, il body non è più smorzato)

Tornando allo sky-hook, questo è importante perché un po' di anni fa con gli algoritmi e i damper controllabili si era cercato di implementare questo modello.

10.03.2021

2h di lezione

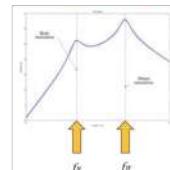
SOSPENSIONI CONTROLTATE ELETTRICAMENTE

Classification of suspension systems. Natural frequencies: f_B body and f_W wheel				
System	System representation	Force range	Operation range	Max. energy demand
Passive			—	—
Slowly variable/adaptive			$f_{control} < f_B$ ca. 50 W	—
Semi-active			$f_{control} > f_W$ 50 W	—
Load-leveling (height adjuster)			$f_{control} < f_B$ ca. 50 W	—
Active partially loaded (slow-actives)			$f_B < f_{control} > f_W$ 3 kW	—
Active fully loaded (full-actives)			$f_{control} > f_W$ 5-7 kW	—

(x corner)

NEL GRAFICO HA MESO Δz e $\dot{\Delta z}$ però con un unico grafico vuol rappresentare sia l'andamento della molla che quello dello smorzatore
ENTRAMBE HANNO OMOLOGA E/O SMORZATORE COSTANTE

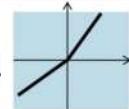
Differenza tra questi due è data dalla benda



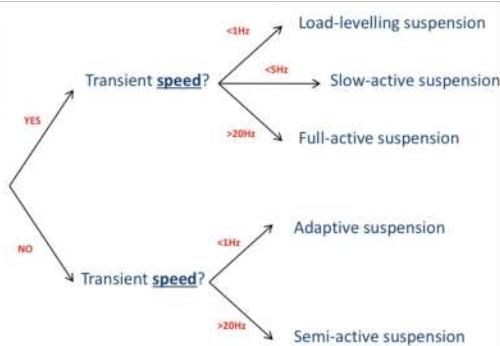
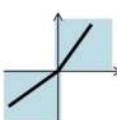
Queste sono sospensioni attive perché non hanno una caratteristica ma possono andare dove voglio nel dominio

Possiamo anche classificare il sistema con un grafico

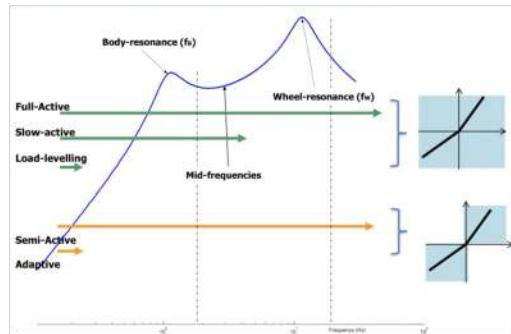
Se la macchina ferma posso estrarre la macchina
allora ho delle sospensioni



Insert energy (4-quadrants) or not? (1st-3rd quadrants only)



OPPURE ANCORA UNA CLASSIFICAZIONE CON LA BANDA



OSSERVAZIONI

- i simulatori per questo tipo di tecnologie sono molto attendibili
- Ci sono diversi tipi di profili stradali definiti dagli standard ISO (Possiamo vederlo come un rumore bianco filtrato con un passabanda)
- Abbiamo detto che il profilo della strada è per noi un disturbo non misurabile (Tuttavia al giorno d'oggi ci sono tecniche per misurarlo con una telecamera o tramite i LIDAR)
- Il comfort è valutato in accordo ad uno standard ISO. Questo standard prende una somma delle accelerazioni verticali, Pitch accelerations e delle accelerazioni longitudinali.

$$J_{comfort} = k_p \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (A_{Z,W}(t))^2 + k_p \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (\ddot{\phi}_W(t))^2 + k_l \frac{1}{N} \sum_{t=0}^N (A_{X,W}(t))^2$$

Vertical acceleration
Pitch angular acceleration
Longitudinal acceleration

Where:
 $k_p = 1$
 $k_p = 0.4$
 $k_l = 1$

[k_p è diverso dagli altri perché la pitch accelerazione è un accelerazione rotazionale e quindi usiamo k_p per normalizzarla agli altri.]

COSA IMPORTANTE!! Ognuna di queste componenti è \sqrt{P} filtrata in un modo che rappresenta la sensazione delle persone.

LOAD-LEVELLING SUSPENSION (ANCHE CHIAMATE HEIGHT ADJUSTING)

OBIETTIVI

1) **LOAD COMPENSATION** (il principio). L'idea è che il punto di equilibrio della sospensione deve essere nel mezzo tra i 2 fuoristrada, infatti in questo punto la sospensione lavora meglio

2) **OTTIMIZZAZIONE AERODINAMICA**. Principalmente sui SUV, infatti la drag power è

$$\text{Drag Power} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x(h) \cdot A \cdot V_x^3$$

Dove il $C_x(h)$ dipende dall'altezza (+ basso è meglio) [$\approx 1\text{cm} + \text{passo}$ e circa 1% di riduzione del C_x]

ATTENZIONE!! Quando ci abbassiamo noi andiamo a rovinare la LOAD COMPENSATION

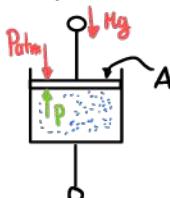
abbiamo un tradeoff tra i 2.

3) AUMENTARE L'ANGOLI DI ATTACCO USCITA (INCREASE CLEARANCE)

4) HANDLING: Abbassando l'auto riducendo i trasferimenti di peso

Questi tipi di sospensioni si basano principalmente su pneumatic e hydro-pneumatic suspensions.

Torniamo all'idea dell'air-spring



Quindi possiamo scrivere che
 $Mg = (p - p_{atm})A$

K EQUIVALENTE DI UNA "MOUA AD ARIA"

$$F = (p - p_{atm})A$$

For fast movements (e.g. higher than 0.1Hz): adiabatic compression: $pV^\gamma = \text{const.}$
(γ depends on the type of gas – air = 1.4)

Total differential:

$$\partial p V^\gamma + p \gamma V^{\gamma-1} \partial V = 0 \Rightarrow \partial p = -\frac{p \gamma \partial V}{V}$$

Moreover:

$$V = (z - z_i)A \Rightarrow \partial V = A \partial(z - z_i)$$

$$\partial F = A \partial p$$

$$\partial F = A \left(-\frac{p \gamma A \partial(z - z_i)}{V} \right)$$

$$\Rightarrow k := -\frac{\partial F}{\partial(z - z_i)} = \frac{p \gamma A^2}{V}$$

NON c'è scambio di calore, perché
sono in movimenti veloci.

VOLUME NEL
PISTONE

LA RUOTA È UNA "MOUA AD ARIA" E POSSIAMO Vedere come un pistone (cilindrico)

European Metric Designation

185 / 70 R 14

Rim Diameter (inch)

Radial Construction

Ratio of Cross-Section Height to Width (%)

Cross-Section Width (mm)

Le ruote confortabili sono strette e alte mentre
quelle sportive sono larghe e basse.

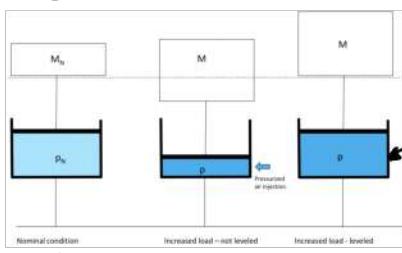
Questi parametri cambiano K perché questo dipende dalla
area e dal volume.

Pneumatic (gas) spring - levelling

Questo tipo di livellamento
è chiamato

CONSTANT VOLUME LEVELLING

Si chiama così perché nella condizione
1 e 3 abbiano lo stesso volume



Vogliamo vedere cosa accade al modello della quarter car (Approssimato)

Ricordiamo che nel modello approssimato $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$

Sappiamo che $K = \frac{P\gamma A^2}{V}$

Inoltre sappiamo che $M \cdot g = (p - p_{atm}) \cdot A$ normalmente $p_{atm} \ll p$ perciò possiamo scrivere che $p \approx Mg/A$

e quindi:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{M} \cdot \left(\frac{P \cdot \gamma \cdot A^2}{V} \right)} \approx \sqrt{\frac{\gamma \cdot g \cdot A}{V}}$$

ω è INVARIANTE DA M

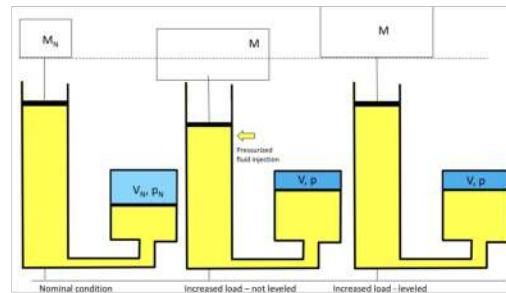
PER QUANTO RIGUARDA LO SMORZATORE

$$\xi = \frac{c}{2} \sqrt{\frac{1}{K \cdot M}} = \frac{c}{2M \cdot \omega}$$

ξ CALA AL CRESCERE DI M (NON È UN PROBLEMA, INFATTI BASTA AUMENTARE c , TIRAMENTE ABBIANO ANCHE GLI SMORZATORI CONTROLLATI)

HYDRO-PNEUMATIC LEVELLING

CONSTANT-MASS LEVELLING
(la massa d'aria tra i 1 e 3 è sempre la stessa)



QUINDI

$$Vp = V_N p_N \Rightarrow V = \frac{V_N p_N}{p} \quad \text{Not an adiabatic compression; no mass variation}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{M}} = \sqrt{\frac{1}{M} \frac{p \gamma A^2}{V}} = \sqrt{\frac{1}{M} p \gamma A^2 \frac{p}{V_N p_N}}$$

$$p = \frac{Mg}{A} + p_{atm} \approx \frac{Mg}{A}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{M} p \gamma A^2 \frac{p}{V_N p_N}} = \sqrt{\frac{1}{M} \gamma A^2 \frac{1}{V_N p_N} \left(\frac{M^2 g^2}{A^2} \right)} = \sqrt{\gamma \frac{Mg^2}{V_N p_N}}$$

$$\xi = \frac{c}{2\omega M}$$

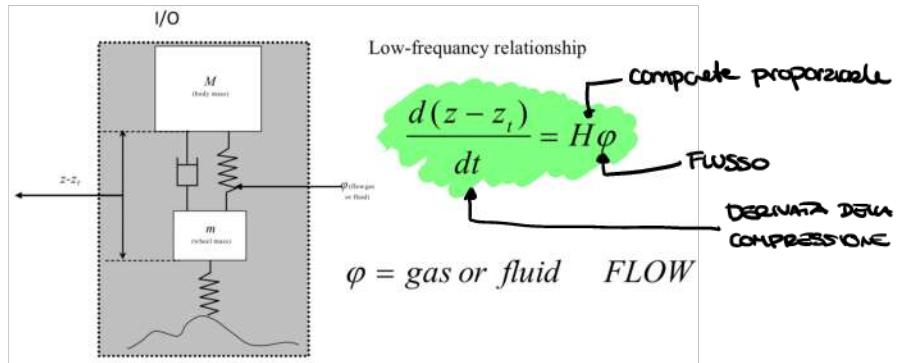
Questo è un problema.

ω Increases if M increases

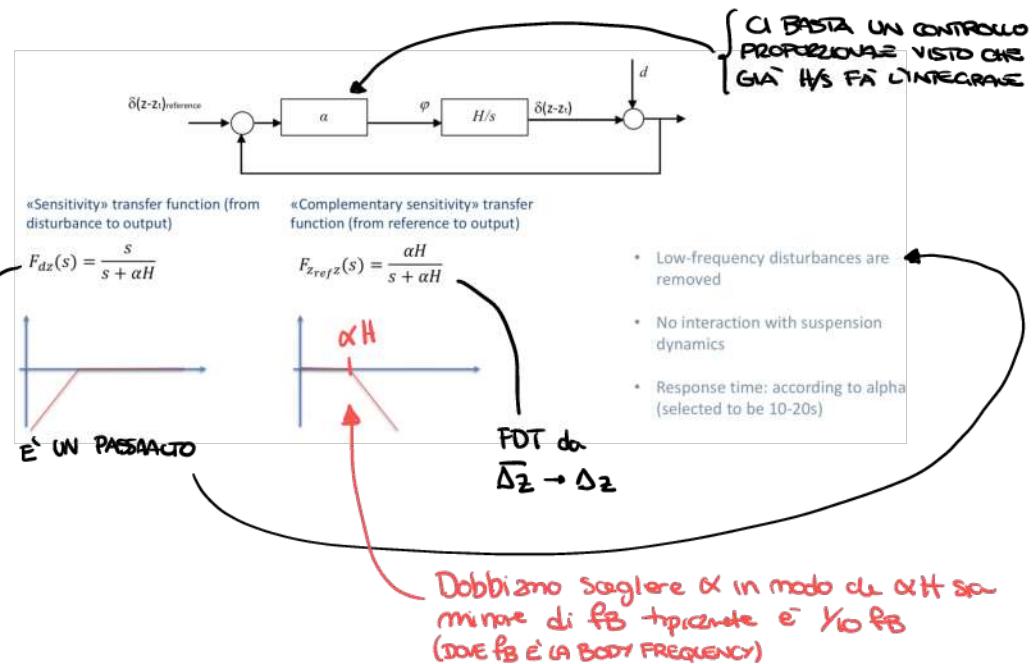
ξ Decreases if M increases

CONTROLO

Molto facile perché lavoriamo a bassa frequenza. Possiamo fare un semplice modello



Possiamo dire che Δz sia l'integrale del flusso (Quando io inietto un flusso e tramite un integratore ho una variazione Δz in uscita)

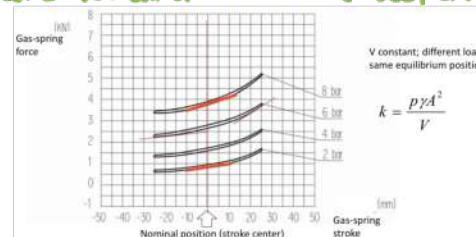


11.03.2021

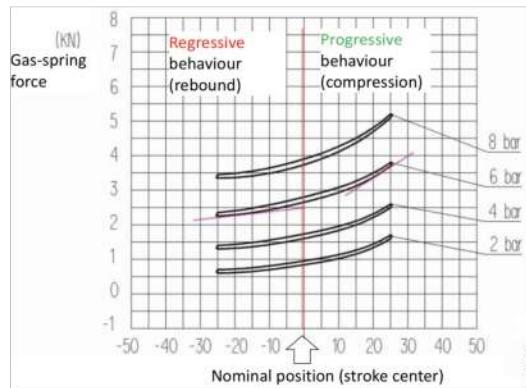
2h d. lezione

STIFFNESS CHANGE IN A LOAD LEVELLING PNEUMATIC SUSPENSION

crese in alto il punto di equilibrio (e' la tangente rossa) infatti K dipende da V e A .



COMPORTAMENTO DI PROGRESSIONE E REGRESSIONE



è importante essere progressivi in compressione se non vogliamo battere sull'endstop.

Noi vorremo essere progressivi anche in riaccolto (qui non succede) ma non importa più di tanto.

Progressiva nel senso che più schiaccio più dura e dura duro.

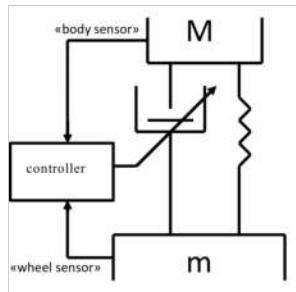
Dimostrazione matematica di questo sulle slide

ESISTONO ALTRE TECNICHE OUTRE QUELE PNEUMATICHE PER FARLE IL LOAD LEVELLING?

Sì, ad esempio nelle moto esiste la manual pre-load adjustment, in pratica regola prima a fondo gli ammortizzatori come una vite.

Esistono zolle delle specie di pistoncini e zolla così nelle auto sportive dove ancora si preferiscono le molle (questi pistoncini mettono in serie alle sospensioni)

SETII - ACTIVE (DAMPING) SUSPENSIONS (CONTROLLABILI)



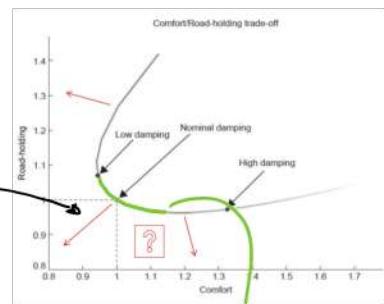
Abbiamo uno snapperatore controllabile.
Vogliamo che il sistema sia veloce (10-30ms tempo di risposta)

Ricordiamo il grafico visto in precedenza

Ricordiamo anche che il punto di ottimo si trova nel punto più vicino allo 0

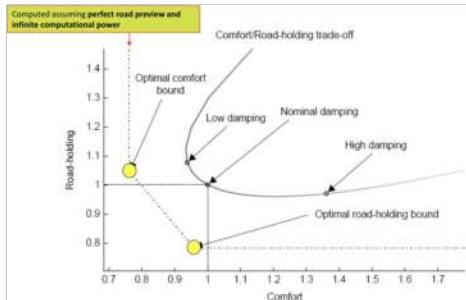
Potrei entrare nel dominio sotto la curva con una sospensione semi attiva?

Sì, un po' si può, in pratica sciftiamo un po' in basso la caratteristica



Questo nuovo limite è solo teorico xe infinita potenza computazionale e perfect road preview.

TIPICAMENTE LAVORO SULLA LINEA



TUTTAVIA POSSIAMO AVVICINARCI A QUESTO LIMITE?

Prendiamo il modello della quarter car e poi lo linearizziamo

$$M\ddot{z}(t) = -c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_e(t)) - k(z(t) - z_e(t) - \Delta_s) - Mg$$

LINEARIZZAZIONE

$$c(t)(\dot{z}(t) - \dot{z}_e(t)) = f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_e(t)) \quad c(t) = c; \dot{z}(t) = 0, \dot{z}_e(t) = 0$$

$$f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_e(t)) = f(c, 0, 0) + \frac{\partial f}{\partial c} \Big|_{(c, 0, 0)} (c(t) - c) + \frac{\partial f}{\partial \dot{z}} \Big|_{(c, 0, 0)} (\dot{z}(t) - 0) + \frac{\partial f}{\partial \dot{z}_e} \Big|_{(c, 0, 0)} (\dot{z}_e(t) - 0)$$

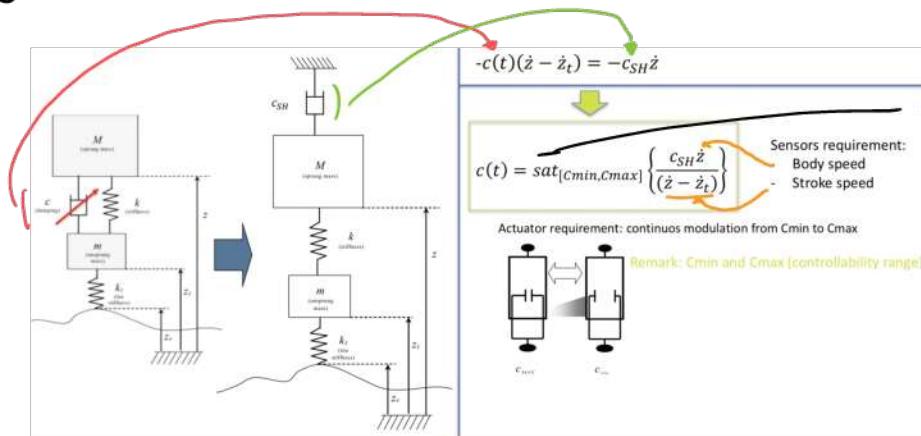
← TAYLOR

$$f(c(t), \dot{z}(t), \dot{z}_e(t)) = 0 + 0\delta c(t) + (-c)\delta\dot{z}(t) + (+c)\delta\dot{z}_e(t) = -c(\delta\dot{z}(t) - \delta\dot{z}_e(t))$$

The control variable **DISAPPEARS** (damping modulation around zero-speed has no control authority)

Dopo la linearizzazione perdiamo la variabile di controllo, quindi non c'è va bene

Dobbiamo trovare un altro approccio. Vogliamo cercare di replicare lo skyhook ideale



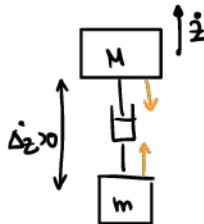
Come selezioniamo c_{SH} ? dobbiamo sceglierlo e legarlo a sospensione fatta

TWO STATE SWITCHING APPROXIMATION

ho solo 2 valori ON-OFF c_{MAX} e c_{MIN} , allora

$$\begin{cases} c(t) = C_{MAX} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_e) \geq 0 \\ c(t) = C_{MIN} & \text{SE } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_e) < 0 \end{cases} \quad (\text{cioè se } \dot{z} \text{ e } \Delta\dot{z} \text{ hanno stesso segno})$$

Questo è più facile da capire intuitivamente



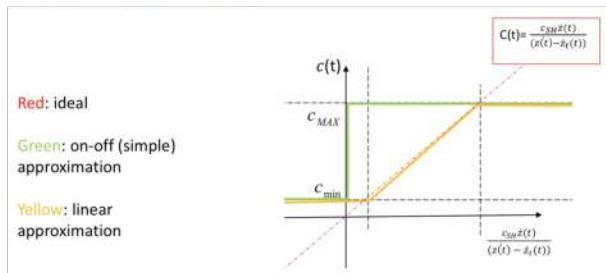
Supponiamo che la M si stia spostando in alto ($\dot{z} > 0$) e che le 2 masse si allontanino.

FORZE DENO SMORZATORE

CAPITATO CHE NOI VOGLIANO PORTARE GIÙ IL BODY, E QUINDI PER FARLO DOBBIANO ZESE IL C_{MAX}.

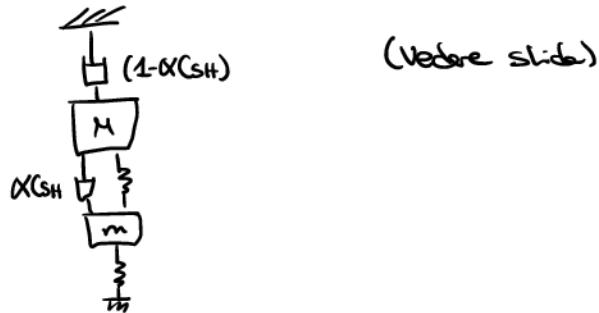
CAPITATO CHE PER IL CASO CONTRARIO È ESATTAMENTE L'OPPOSTO.
(Infatti noi vogliamo tirare giù il body ma lo smorzatore ci butta in su per questo noi vogliamo C_{MIN})

ABBIANO QUESTI DIVERSI TIPI DI MODULAZIONE



ESISTE ANCHE LA MODULAZIONE LINEARE SKYHOOK ESTESA

In pratica questa vede come il damping diviso in 2, uno per lo skyhook (1- α) e l'altra che va nella solita posizione α .
Questo va bene perché prima lasciamo le 2 masse senza damping.



CON LE SUE ACTIVE SUSPENSION POSSIAMO ANCHE MIGRARE UN GROUNDOHOOK !!
vede qui come sopra (stessi tipi di modulazioni) [vedere slide per capire]

ESISTE UN ULTERIORE SISTEMA DI CONTROLLO (ADD CONTROL)

Simile allo skyhook a 2 stati solo che al posto della velocità usiamo l'ACCELERAZIONE.

HANNO DEMONSTRATO CHE È

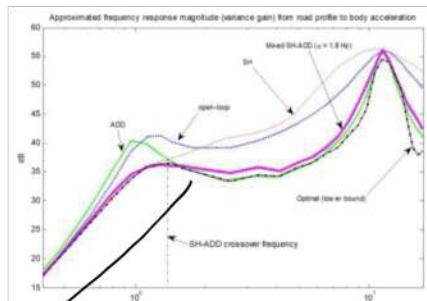
UN CONTROLLO OTTIMO SE

LA STRADA È UN RUMORE BIANCO (cosa che non è)

$$\begin{cases} c(t) = c_{\text{MAX}} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \\ c(t) = c_{\text{MIN}} & \text{if } \ddot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) < 0 \end{cases} \quad \begin{cases} c(t) = c_{\text{MAX}} & \text{if } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) \geq 0 \\ c(t) = c_{\text{MIN}} & \text{if } \dot{z}(\dot{z} - \dot{z}_t) < 0 \end{cases}$$

ALTRO ALGORITMO MIX-SH-ADD

Vedendo le varie risposte in frequenza dei vari algoritmi si nota che



C'è un comportamento complementare tra ADD e skyhook.
Infatti si nota che dopo la frequenza di risonanza ADD è molto buono ma prima no ed è esattamente il contrario per lo skyhook.

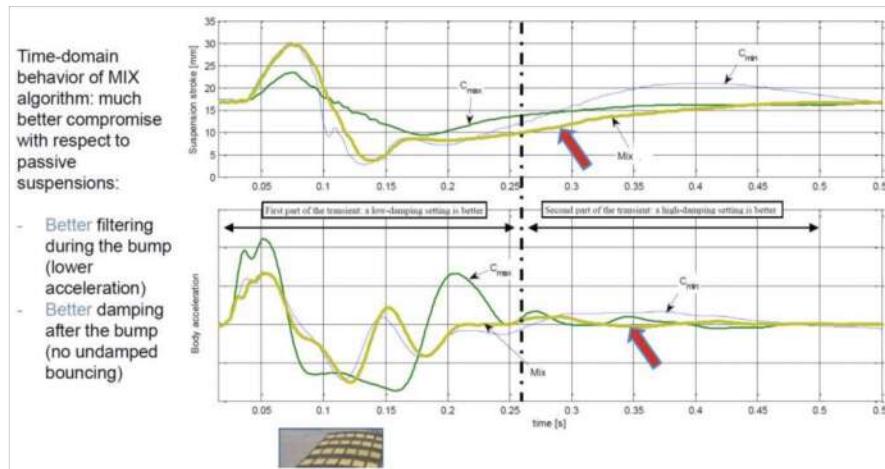
Usiamo un frequency selector per capire se usare lo skyhook o l'add.

$$\ddot{z}^2 - \alpha^2 \dot{z}^2$$

In pratica dove se α che è la freq di risonanza in rad/secondi è alta usiamo ADD altrimenti usiamo lo skyhook

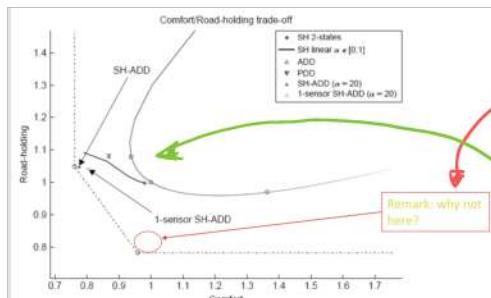
LIGNEA TEORICA OTTIMA

CONFRONTO REALE CHIN CRAX



Nel grafico 1 notiamo che C_{min} è troppo basso, dopo il doppio netto C_{max} fa lavorare troppo poco la sospensione (non va per nulla bene). Con le semi-active suspension possiamo perdere i comportamenti ottimi delle 2 e' ottenere la linea grigia

LOCANDO ADESSO GLI ALGORITMI NEL GRAFICO PRECEDENTE



SH-ADD arriva quasi al punto ottimo

NON ANDRIPRO IN QUESTA REGIONE (CHE È QUNTA DEL GROUND HOOK) DEDICHE È UNA ZONA TERRIBILE PER IL COMFORT DEL GUIDATORE XE' NON RIESCE A CAPIRE COSA FA LA MACHINA
ANCHE LE MACHINE SPORTIVE VANNNO QUI

UN'ALTRA CLASSE DI STRATEGIE DI CONTROLLO È LA SHORT-STROKE APPLICATION

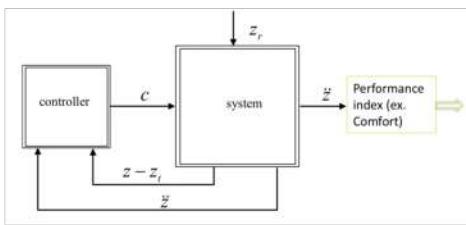
Ci sono dei casi (tipo "zbieve tretoni") in cui lo stroke è molto grande e noi non vogliamo toccare gli endstop.

Allora in questi casi usiamo un percorso al PUNTO STATICO mentre quando ci avviciniamo agli endstop usiamo CRASH.

Questa strategia è così facile da puo essere implementata in maniera meccanica.

17.03.2021

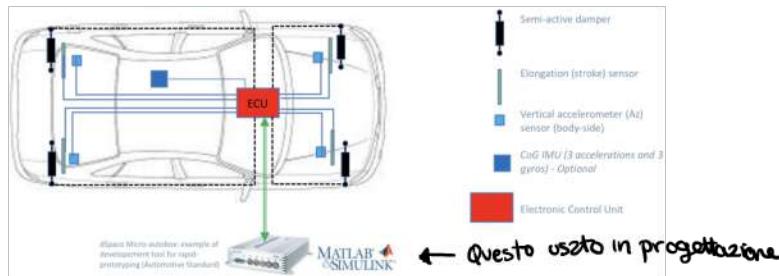
2h d. lezione



Abbiamo un sistema non lineare che vogliamo controllare e abbiamo 2 sensori, uno di accelerazione e uno Z-Zt, insomma il controllore non è lineare, infatti questo è un sistema abbastanza difficile.

In Questo sistema di controllo non si possono creare algoritmi dritti ma creiamo un algoritmo, lo proviamo e vediamo l'efficienza.

Esempio di architettura di controllo



SENSORI

Notiamo che SH, ADD o SH-ADD richiedono la velocità del body, l'accelerazione del body e la stroke speed (Z-Zt).

Tipicamente i nostri sensori misurano solo la accelerazione del body e stroke sensor. Noi da questi dobbiamo ricevere la body speed e la stroke speed.
Il problema di questo è il rumore.

$$\ddot{z} = \int \ddot{z} \rightarrow \text{LAPLACE}$$

Physical sensors (signal + noise):
- Body-accelerometer $\ddot{z} + d_1$
- Stroke sensor $(z - z_t) + d_2$

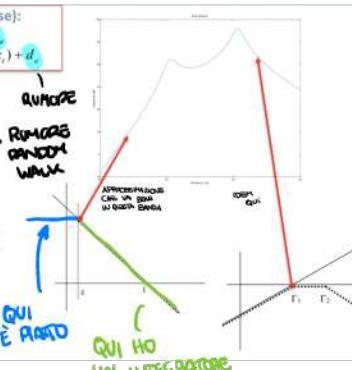
Body speed estimation

$$V(s) = A(s) \frac{1}{s} + D(s) \frac{1}{s}$$

$$V(s) = A(s) \frac{1}{s+\varepsilon} + D(s) \frac{1}{s+\varepsilon}$$

$$\varepsilon = 2\pi \cdot 0.1$$

(OK beyond 0.1Hz)



$$(Z - Z_t) - \frac{d}{dt}(z - z_t)$$

Stroke speed estimation

$$V(s) = Z(s) + D(s)$$

$$V(s) = (Z(s) + D(s)) \frac{s - \Gamma_1 - \Gamma_2}{s + \Gamma_1 s + \Gamma_2}$$

$$\Gamma_1 = 2\pi \cdot 20, \Gamma_1 < \Gamma_2$$

(OK below 20Hz)

RUMORE CHE TENDE A MANDARE L'AMPITUDINE A +10
DECIBELI CHE DOPO UNA CERTA FREQUENZA FA CIAMMO UN CUT-OFF.

↑ Il fatto di combinare l'integretore con $\frac{1}{S+\epsilon}$ non ci cambia tanto la vita visto che a basse frequenze (dove con questa approssimazione ho pessimo il damping) non ha molto peso e quindi possono approssimare.

CONFIGURAZIONI DEI SENSORI (vedere slide)

- Configurazione 1b: rimbazziamo gli accelerometri del corpo con un IMU da 6 gradi di libertà
- Configurazione 2: Abbassiamo le accelerazioni della ruota e del corpo (\ddot{z}_t e \ddot{z}) e poi possiamo ottenere $(\ddot{z} - \ddot{z}_t) \rightarrow \int (\ddot{z} - \hat{\ddot{z}}_t)$

Reduce sensor configuration ho meno sensori fisici e più algoritmi e più computazione.
(uso meno sensori e quindi riduci il prezzo)

- Configurazione 1-R1 → Togliamo un accelerometro verticale e risparmiamo l'approssimazione di corpo rigido

[Sia in configurazione 1-R1 e 2-R1 non abbiamo perdita di performance]

- Configurazione 2-R2 → l'idea è che se incontriamo un'irregolarità della strada prima la troviamo sulle ruote davanti e dopo un Δt lo troviamo uguali nelle ruote dietro.
In pratica le ruote davanti sono a controllo chiuso mentre quelle dietro ad aperto. No delle perdite di performance.

[Nelle configurazioni 2-b-R2 e 2-R3 perdono completamente il controllo della singola ruota, ad esempio una buca che prendo solo con una ruota.]

TECNOLOGIE DI SORREGGIMENTO

- Valvole elettro-idrauliche per ridurre o aumentare i fori dello smorzatore
- Magneto/Elettro-Rheologici: Liquidi che diventano più o meno viscosi se c'è un campo magnetico o elettrico.
Il campo magnetico è applicato solo attorno agli articolati perché a noi ci interessa che il fluido sia più viscoso solo quando passa per i buchi.

COMPARAZIONE

LA FORZA A BASSE VELOCITÀ, MIGLIORA L'HANDLING

LA FRIZIONE STATICA CHE DOBBIANO COMPENSARE PER INIZIARE

MR è peggio se ci sono un solo migliore dato che non è Olio.

	EH valve	Magneto-Rheologic	Electro-Rheologic
Controllability area	Medium	Large	Large
Low-speed (<0.1m/s) force	Medium	Large	Large
Commutation speed	Fast (20-40ms)	Very fast (5-20 ms)	Very fast (5-20 ms)
Power electronics complexity	Low (12V, 0-2A)	Low (12V, -4+4A)	Very high (1000V, mA)
Static friction	Low (50-70N)	Medium (70-100N)	Medium (70-100N)
Power-off (fail-safe) mode	Low damping (Normally Open); high damping (Normally Closed)	Low damping	Low damping
Cost	Valve(s) cost (depends on volumes)	Fluid cost (depends on volumes)	Fluid cost (depends on volumes)

← Questi sono gradi di vantaggio

← LATO NEGATIVO CHE HA UCCISO QUESTA TECNOLOGIA

← Cosa succede se si rompe il filo. High damping è meglio.

Il 95% oggi è EH (elettronica) il resto è MR (Tuttavia MR era sotto bilancio e si aspetta un crescita)

ADAPTIVE SUSPENSION

Adattiamo il damping in modo lento in base allo stile di guida (ad esempio) tipicamente è ad attrazione magnetica. E' sensorless xe' non c'e' feedback.

Ad oggi tecnologia poco o nulla utilizzata.

SEMI-ACTIVE STIFFNESS CONTROL

Variazione la stiffness della molla velocemente \rightarrow storicamente mai fatto xe' molto difficile da fare. Da pochi anni esistono le multi chamber air spring systems.

L'idea è quella di avere una sospensione ad aria con 1 o 2 canali secondari. I volumi costanti, questi 2 volumi sono collegati alla principale con delle elettrovalvole. È semi-active xe' se la macchina e' ferma e noi apriamo e chiudiamo la valvola non succede nulla.

18.03.2021

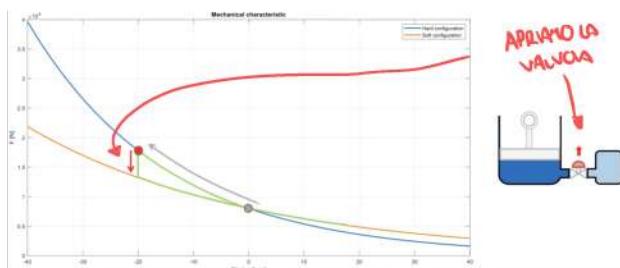
IN DIFFERENZA

2n

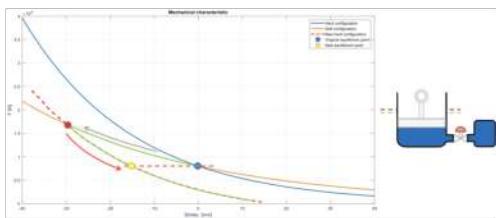
Questa funziona perché quando l'elettrovalvola varia il volume e quindi abbiamo una variazione di K.

Questa tecnica ha dei problemi: Cosa succede se chiudiamo la valvola (o l'apriamo) in un punto che non sia quello di equilibrio? (Tipo quando stiamo comprimendo).

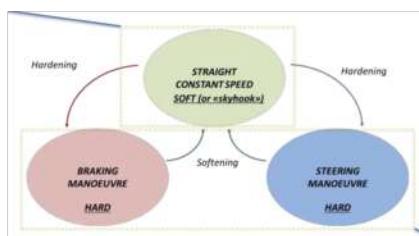
C'e' un istantaneo colpo o zampato di forza



Se facciamo l'inverso, cioè chiudiamo la valvola, allora ci spostiamo in una nuova curva perché la pressione nella camera principale cambia. Questo fa sì che cambi il punto di equilibrio



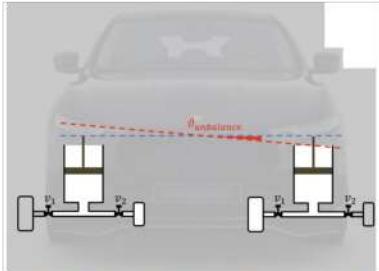
In generale usiamo questo algoritmo per capire cosa fare con la durezza della molla



Obiettivi dell'Handling

In frenata vogliamo ridurre l'angolo di Pitching (antidire) e ridurre l'angolo zanche in accelerazione quando zanche zante zantesquat.

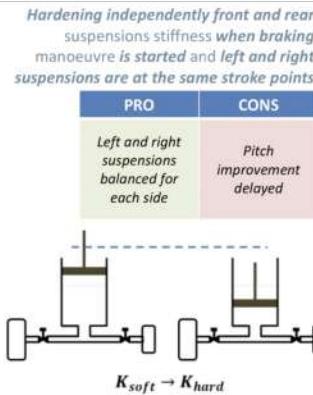
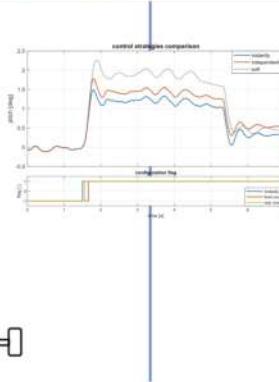
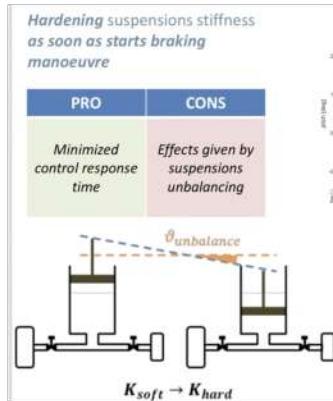
Se aumentiamo per nettu la molla in herd quando freniamo potremo zere le sospensioni in due punti diversi (quindi fuori dall'equilibrio) e questo fa sì che ci sono 2 nuovi punti d'equilibrio



Quando freno e chiuso le ruote poter zere una sospensione più bassa dell'altra e questo fa sì che non siamo più in bolla i 2 punti d'equilibrio

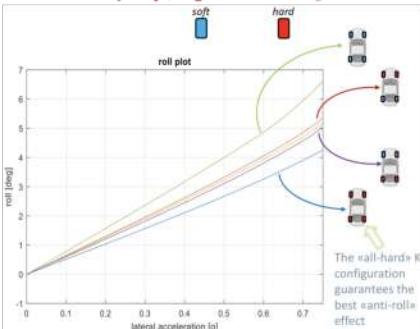
(In pratica c'è il problema di pesettarono sopra)

ESISTONO 2 TIPOLOGIE DI CONTROLLO



ASPECTO CHE LE SOSPENSIONI PASSINO PER IL PUNTO DI ZO
HO QUINDI UN RITARDO (E PUÒ DIRESSO PER OGNI DUE SOSPENSIONI)

ESISTE ANCHE L'ANGOLU DI ROLL



Notiamo che puoi fare che le sospensioni meno molli. In questo caso non ha problemi di imballo da zbbzmo visto prima.

Una cosa che mi possono capire (per ora) è che se rei zezimo velocità costante e angolo di sterzata costante ma variamo il rolling angle zanche la traiettoria varia.

ADESSO FACCIAMO LA STESSA COSA VISTA NEL CASO DEL LOAD LEVELLING.

$$P = \gamma = 1,4$$

Valve closed: The multichamber is equivalent to a 'normal' air-spring.

Adiabatic transformation law: $p_{\text{main}}(t)V_m^{\rho}(t) = \text{const}$

Differentiating the previous equation with respect to time: $\dot{p}_{\text{main}}(t) = -\frac{p_{\text{main}}(t)\rho V_m(t)}{V_m(t)}$

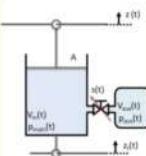
The main chamber volume is a function of the stroke:

$$V_m(t) = A(z(t) - z_t(t))$$

$$\dot{V}_m(t) = A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))$$

Finally the main chamber pressure dynamic is: $\dot{p}_{\text{main}}(t) = -\frac{p_{\text{main}}(t)\rho A(z(t) - z_t(t))}{A(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t))}$

The pressure inside the auxiliary chamber does not change: $p_{\text{aux}}(t) = 0$



Defining the valve state:
 $s(t) = \begin{cases} 1 & \text{open} \\ 0 & \text{close} \end{cases}$

The two 'static' cases (no valve switch) can be condensed in the following equations:

$$\begin{aligned} \dot{p}_{\text{main}}(t) &= -\frac{p_{\text{main}}(t)\rho A(z(t) - z_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{\text{aux}}z(t)} \\ \dot{p}_{\text{aux}}(t) &= -\frac{p_{\text{aux}}(t)\rho A(z(t) - z_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{\text{aux}}}s(t) \end{aligned}$$

If $s(t) = 0 \rightarrow$ the equations are the same of closed valve case
If $s(t) = 1 \rightarrow$ the equations are the same of open valve case

Valve open: assuming an ideal valve (no pressure drop) the pressure inside the two chamber is the same, then the multichamber is equivalent to a 'normal' air-spring with a bigger volume with respect the previous case.

$$\dot{p}_{\text{main}}(t) = -\frac{p_{\text{main}}(t)\rho A(z(t) - z_t(t))}{A(z(t) - z_t(t)) + V_{\text{aux}}}$$

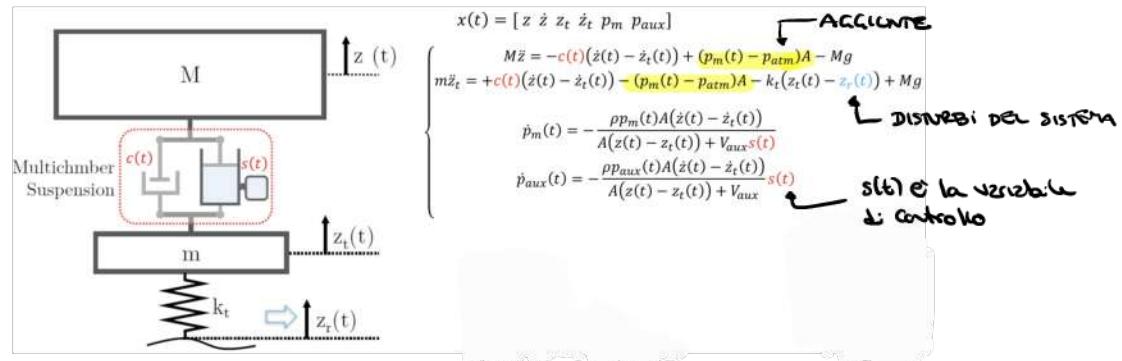
The pressure inside the auxiliary chamber has the same dynamic of the main chamber pressure: $p_{\text{aux}}(t) = p_{\text{main}}(t)$

Assumptions:

- Ideal gas
- Adiabatic transformation
- Infinitely fast fluid dynamics transient
- Negligible valve pressure drop
- Instantaneous valve switch

Notiamo che nel Vaux(t) possono togliere la dipendenza dal tempo dato che il volume rimane costante

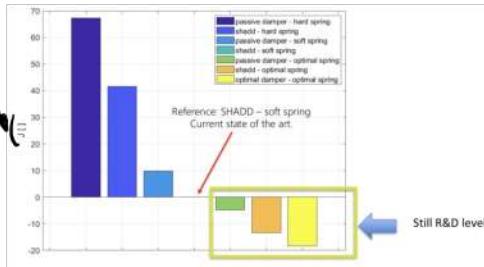
Questo modello può essere aggiunto al modello della quater car



Copiamo di questo tipo di tecnologia e molto nuova perché

Notiamo che questo tipo di tecnologia ha molto potenziale

Comfort
meno è
meglio
(credo)

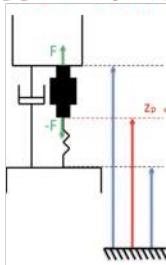


SOSPENSIONI ATTIVE

Full bandwidth, normalmente c'è un grande attutore e una molla. L'attutore è elettronidraulico o elettromeccanico

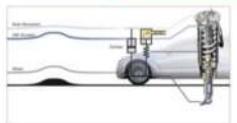
Abbiamo un nuovo modello di QUATER CAR

SLOW ACTIVE



$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_z) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z(t) - z_t(t) - \Delta_z) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} \text{CLASSICO MODELLO QUATER-CAR} \\ \text{E' LA FORZA DELL' ATTIVITÀ CHE UNA RUMPIERE QUESTA DURA MOLA} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + F(t) - Mg \\ -k(z_p(t) - z_t(t) - \Delta_z) - F(t) = 0 \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z_p(t) - z_t(t) - \Delta_z) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} \dot{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t) \\ F_{min} \leq F_{in}(t) \leq F_{max} \quad \beta \approx 5 \cdot 2\pi \end{array} \right.$$



$$\text{Actuator dynamics: } \dot{F}(t) = \frac{\beta}{s + \beta} (F_{in} - F)$$

ASSUNTO UN NUOVO STATO.

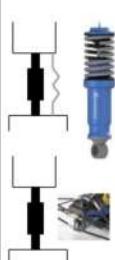
ESISTE UNA FORZA MASSIMA E MINIMA DELL' ATTIVITÀ.

SLOW ACTIVE
(VISTA LA BANDA)

Vedere slide per vedere il modello tipo II (è quello che usa l'zwj A8)

PASSIAMO AL FULL-ACTIVE

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{z}(t) = -c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_z) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = +c(\dot{z}(t) - \dot{z}_t(t)) + k(z(t) - z_t(t) - \Delta_z) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \end{array} \right. \quad \left. \begin{array}{l} \text{modello standard} \end{array} \right.$$



$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{z}(t) = +F(t) - k(z(t) - z_t(t) - \Delta_z) - Mg \\ \dot{F}(t) = -F(t) + k(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \\ \dot{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t) \quad F_{min} \leq F_{in}(t) \leq F_{max} \end{array} \right.$$

$$\beta > 20 \cdot 2\pi$$

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{z}(t) = +F(t) - Mg \\ m\ddot{z}_t(t) = -F(t) - k_t(z_t(t) - z_r(t) - \Delta_t) - mg \\ \dot{F}(t) = -\beta F(t) + \beta F_{in}(t) \quad F_{min} \leq F_{in}(t) \leq F_{max} \end{array} \right.$$

Si cancella totalmente il damping

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \dot{z} \\ z_t \\ \dot{z}_t \\ F \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} z_r \\ F_{in} \end{bmatrix}$$

Qui non abbiamo nessuna molla
(Usata solo in F1 fino e da non è stata bandita.)

Come costruiamo un'active suspension

È più facile di dei semi-active perché il sistema è lineare

- Easier than semi-active suspensions
- System is LINEAR
- Classical linear control design tools (optimal control, Hinf, etc...) can be used
- Multi-variables and multi-objective control systems can be (easily) designed

Example: LQR regulator assuming the state vector is measurable (or estimated).

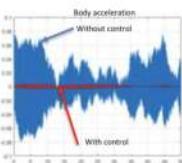
$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [\ddot{z}^2 + \rho_1(z - z_t)^2 + \rho_2(z_t - z_r)^2] dt$$

Comfort objective

Elongation objective

Contact objective

Darebbe essere l'indice di performance
Controllando ρ_1, ρ_2 possiamo variare confort e handling.



With ρ_1 and ρ_2 very small (all emphasis on comfort)

Questo è ancora un po' un sogno



Dubbi su quali motori usare ancora

Vedere sulle slide il funzionamento di deir motor (utilizza una pompa elettrodinamica)
Questo tipo di sistema non è studiato per fare un load leveling costante, infatti se così fosse il motore dovrebbe girare all'interno con un grande spazio di sorgiva.

MACCHIE AUTONOME

Ci si farà zero molto di più sul comfort che sul handling visto che non guidi e → cercherà solo di ridurre la motion sickness.

24-03-2021

2h

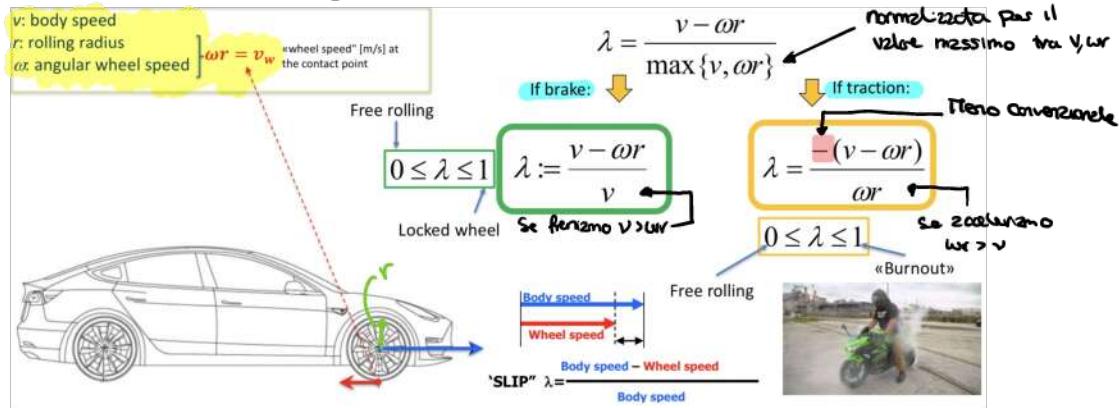
CAPITOLO 2 : SLIP CONTROL

Vogliamo controllare il longitudinal slip delle ruote durante la frenata e l'accelerazione.

Nelle moto il movimento longitudinale e quello laterale sono estremamente interconnessi, nelle auto no.

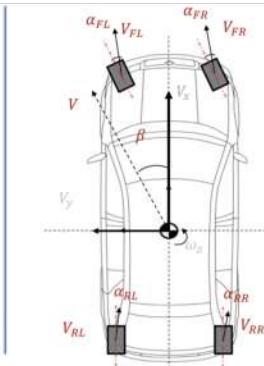
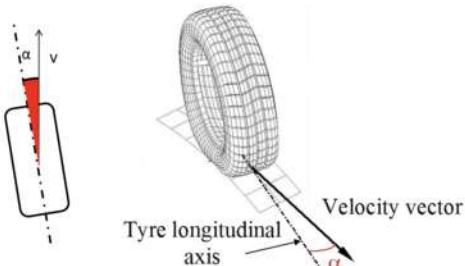
Introduzione : Fondamentali del contatto ruota strada

Definiamo con λ lo slip longitudinale della ruota (è un valore adimensionale)



Side slip angle

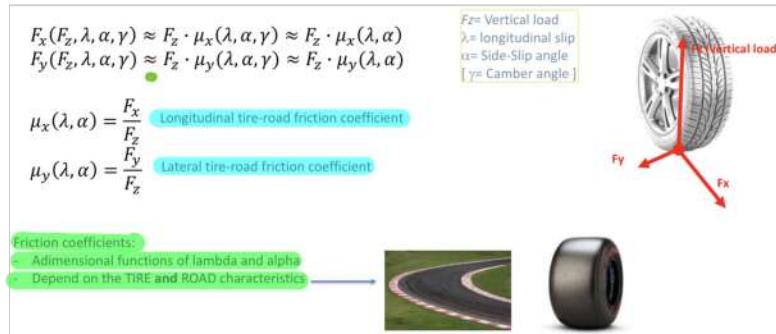
Side slip angle. It is the **angle** between the tire longitudinal axis and the wheel velocity vector



Credo sia la differenza tra l'angolo dove ruota la ruota e il vettore velocità della stessa

Camber angle: no lo chiamiamo γ ed è l'angolo verticale tra la ruota e il piano stradale. (tipicamente il camber è piccolo). C'è un caso speciale dato delle moto da sono veicoli "piegabili" in cui il camber può essere molto alto.

Forze e Frizioni al punto di contatto della ruota



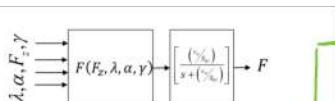
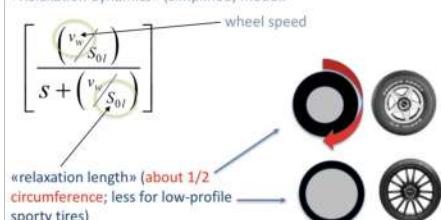
• Semplificazione, supponiamo F_z uno scalare in modo da "farlo uscire". Poi supponiamo che F_x non dipenda più da γ (realistico, non ha tanti effetti).

Remark: Tire Relaxation Dynamics

Il vero comportamento della ruota è dinamico, c'è una deformazione elastica della ruota. Se consideriamo uno degli elementi che costituiscono la forza l'uscita non ce l'ha immediata ma ce l'ha filtrata da un filtro dinamico.

Chiamiamo con S_{0l} la lunghezza d'infossamento (e' circa 1/2 della circonferenza della ruota, per questo si usano ruote a profilo basso)

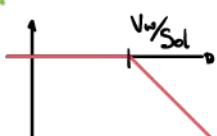
«Relaxation dynamics» (simplified) model:



Example: 225/40-R19 - Radius = (22,5*0,4) + (0,5*19*2,54) = 33,13cm; circumference = 2,08m Relaxation Length = 1/2*2,08 = 1,04m Speed 30km/h; Relaxation dynamics cutoff frequency = 28,9rad/s = 4,6Hz

Usually relaxation dynamics are initially neglected in braking/traction control design

Esempio per vedere la banda del filtro passeggia



frequenza abbassare bassa

DEFINIZIONI FONDAMENTALI

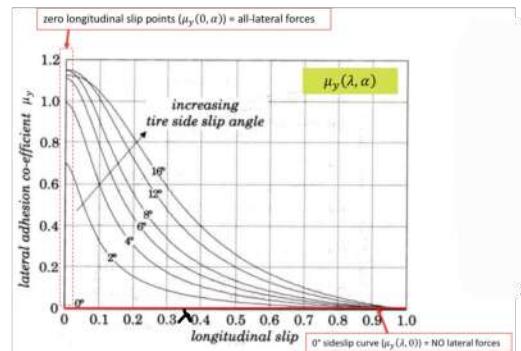
• Andamento del coefficiente di frizione longitudinale

Per ogni valore di α abbiamo una curva (la curva in rosso è da la curva che vogliono quando abbiamo dati)

Il grafico è fatto con asfalto asciutto e molto grip.

Notiamo che abbiamo bisogno dello slip per avere forza ma notiamo che se è in certo quando aumenta troppo lo slip perdiamo in frizione e quindi in forza. Sul picco della curva abbiamo già uno slip di 10-15% che è già tato, nello il picco è il punto ottimo di lavoro.

• Andamento del coefficiente laterale



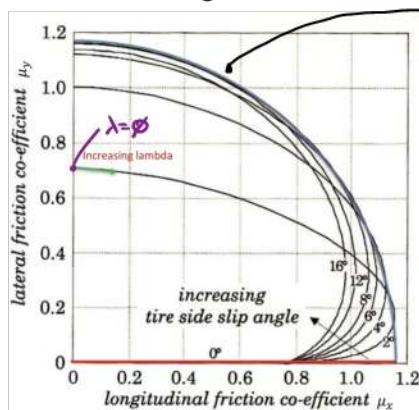
Con $\alpha = 0$ non si hanno forze laterali

Abbiamo $\alpha = 0$ - lo stesso valore di picco e lo otteniamo quando $\lambda = 0$

Se le ruote sono lockate ($\lambda = 1$) non ho nessuna forza laterale. Perdo in direzionalità. È per questo che quando freno e le ruote si bloccano vedo dietro e perdo il controllo.

Dai 2 grafici notiamo che aumentando λ trasferisce la forza da laterale a longitudinale.

Tipicamente si condensano questi grafici in un unico grafico 2D togliendo la dipendenza del longitudinale slip.



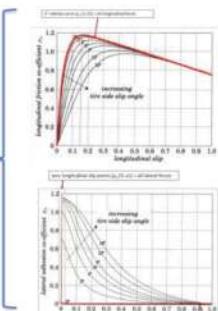
Example of dry-asphalt, with high-grip tire

Trade-off lateral-longitudinal Envelope: almost a circumference (or ellipse):

«friction ellipse»



La linea blu è un bordo massimo avanzato friction ellipse



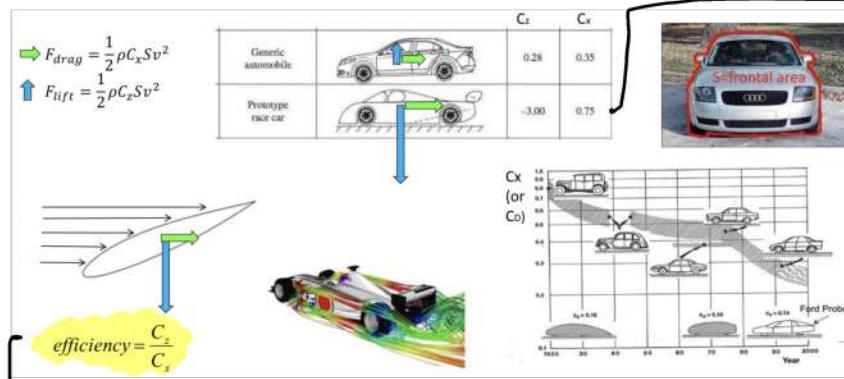
Non possiamo avere nello stesso tempo max forza tangenziale e laterale, dovrà fare un trade-off.

Notiamo poi che il g-plot è molto simile al nostro gretto unico visto prima, infatti è lo stesso xè

$$F_{x(\max)} = F_z \cdot \mu_{x(\max)} \Rightarrow Ma_{x(\max)} = Mg \cdot \mu_{x(\max)} \Rightarrow a_{x(\max)} = g \cdot \mu_{x(\max)}$$

$$F_{y(\max)} = F_z \cdot \mu_{y(\max)} \Rightarrow Ma_{y(\max)} = Mg \cdot \mu_{y(\max)} \Rightarrow a_{y(\max)} = g \cdot \mu_{y(\max)}$$

Possiamo vedere dei g-plot con forze di vento a 4-Sg e queste sono dunque prevalentemente zM aerodinamica



Qello che vogliamo ottenere nelle macchine da corsa.

Frenata e accelerazione considerata l'aerodinamica

$$\text{Brake : } Ma_x = -F_{\text{drag}}(v) - F_{\text{brake}}(v)$$

$$\text{Acceleration : } Ma_x = -F_{\text{drag}}(v) + F_{\text{traction}}(v)$$

$$F_{\text{drag}} = \frac{1}{2} \rho C_x S v^2$$

$$\text{Maximum braking force: } F_{\text{brake}}(v) = F_z \mu_{\text{MAX}}$$

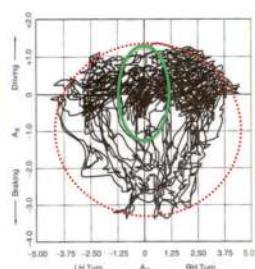
$$F_z = Mg + F_{\text{lift}}$$

$$F_{\text{lift}} = \frac{1}{2} \rho C_z S v^2$$

Braking and acceleration forces:

- complex combination of road-tire contact forces and aerodynamic effects

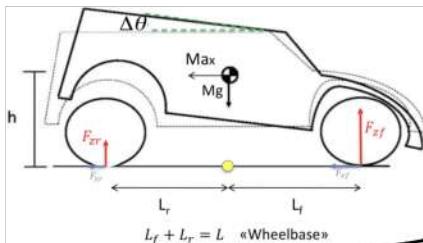
- Fz has a "scaling effect" for maximum road forces



Accelerazione in frenata è molto più alta di quella in accelerazione perché la forza di drag è la forza di vento nello stesso verso

Con l'aerodinamica possiamo aumentare di molto la Fz senza dover aumentare la massa dell'auto.

LOAD TRANSFER (sia in frenata che in accelerazione)



$$\Delta\theta(a_x) = -K_{pitch} \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$

Depends on suspensions stiffness
«Pitch-sensitivity»

High stiffness = Kpitch piccolo

Blancetto tra forze longitudinali e torsionali:

$$Mg = F_{zr} + F_{zf}$$

$$-F_{zf}L_f + F_{zr}L_r - Ma_x h = 0$$

$$F_{zr} = \frac{L_f}{L_f + L_r} Mg + \frac{h}{L_f + L_r} Ma_x$$

$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} Mg - \frac{h}{L_f + L_r} Ma_x$$

Static load distribution

$$F_{zr} = \frac{L_f}{L_f + L_r} Mg$$

$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} Mg$$

Equivalezza torsionale

a_x (accelerazione longitudinale costante)
la prima parte della formula non dipende da a_x
si chiama static load distribution, cioè la distribuzione di forza quando $a_x = 0$

2h

25.03.2021

Della formula di prima si nota che $h/(L_f + L_r)$ è il parametro fondamentale del load transfer. Noi non vogliamo fatto load transfer quindi vogliamo questo parametro basso.

Situazioni estreme di load transfer

Prendiamo le formule e imponiamo le Roll-over limit condition ($F_{zf}=0$, $F_{zr}=Mg$)
In questo caso tutto il peso avanti (esiste anche il contrario)

Nel nostro caso otteniamo che

$$a_x = -\frac{L_f}{h} g$$

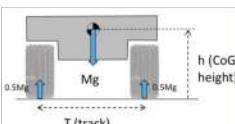
(LIMITE DI ACCELERAZIONE IN FRENATA PER NON IMPENNARE AVANTI)

Sappiamo anche che

The actual rollover also depends of the maximum value of μ_x ($\mu_x(\max)$)	$\mu_x(\max) > \frac{L_f}{h}$	Rollover occurs before over-slip	Example: max friction = 1 (dry asphalt); $L_f=1,7m$ and $h=1m$ (motorcycle)
	$\mu_x(\max) < \frac{L_f}{h}$	Over-slip occurs before rollover	Example: max friction = 0.5 (wet asphalt); $L_f=1,5m$ and $h=0,5m$ (sport-car)

DOBBIANO RICORDARCI CHE
 $a_x = g \cdot (\mu_x(\max))$

Si può fare la stessa cosa anche con il laterale rollover

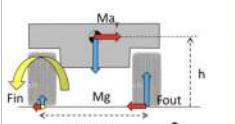


$$TF_{out} = \frac{T}{2} Mg + h Ma_y$$

$$F_{out} = 0.5Mg + \frac{h}{T} Ma_y$$

$$F_{in} = 0; F_{out} = Mg \text{ Rollover limit}$$

Lateral rollover limit (maximum lateral acceleration of the vehicle before rollover; to be compared with the actual grip/friction capacities of the road/tyre)



$$a_y = g \left(0.5 \frac{T}{h} \right)$$

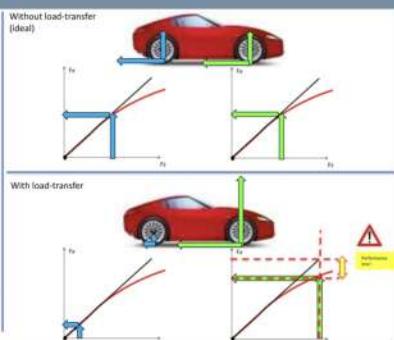
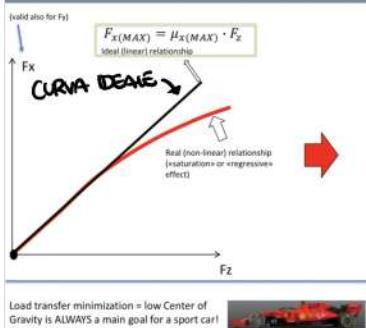
Car with $\frac{T}{h} \approx 4$: no rollover

Car with $\frac{T}{h} \approx 1.5$: easy to rollover

Non ho capito bene se c'è questo

Questa è la ruota esterna

Load-transfer (negative) effects: loss of contact forces (tire «saturation»)



Abbiamo un effetto di sottrazione della forza F_x , questo è un problema perché nel caso d: load transfer abbiano un overbraking dell'azionamento (in frenata). Nel caso ideale non cambia nulla se quello che perdiamo al posteriore guadagniamo davanti

Tuttavia nel caso reale non guadagnino tutto sul davanti, ho delle perdite davanti alla sottrazione di F_x . Più load transfer ho più questo effetto è peggio.

Un secondo lato negativo del load transfer è dato dalla braking distribution

Sperimentalmente si vede che nel g-g plot realizzando l'elisse di freno si nota che c'è una differenza tra entro tra $\mu_{g\text{max}}$ e $\mu_x\text{max}$. (considerando la raddrizzatrice ha poco effetto). Notiamo che abbiamo una cattiva performance in frenata.

da cosa è dovuta? Quando freniamoabbiamo del load transfer.

Ci ricordiamo che

$$F_x = F_z \cdot \mu_x$$

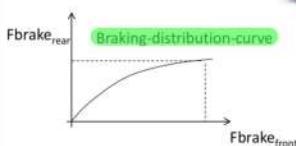
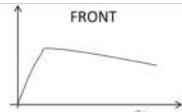
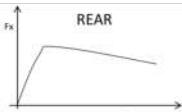
Mentre quando freniamo il grafico del fr/slip aumenta sul frontale e diminuisce sul posteriore quindi dobbiamo modulare quanto frenano il frontale e quanto il posteriore in accordo ad un grafico chiamato Braking-distribution-curve.

Limitazione del motore in accelerazione

Load trasfer formula (function of the deceleration a_x)

$$F_{zx} = \frac{L_f}{L_f + L_r} M g + \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$

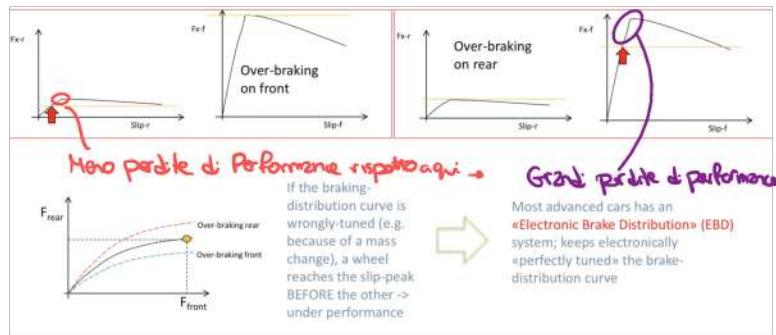
$$F_{zf} = \frac{L_r}{L_f + L_r} M g - \frac{h}{L_f + L_r} M a_x$$



- The brake command is just 1
- The perfect braking-force distribution (Front-Rear) is when the slip of front wheels and slip on rear wheels is the same, and they reach the «peak» simultaneously.

La braking distribution curve parla di perdite di peso all'inizio della frenata non lo stesso cerchio sia al posteriore che al posteriore mentre se continuo a frenare trasferisco sempre più carico sul frontale e quindi sul frontale devo frenare di più che sul posteriore.

Tuttavia a volte ci sono problemi nella braking distribution curve, possiamo avere problemi di Overbraking sia al frontale che al posteriore. Questo è dovuto al fatto che la curva di frenata non è retta bene.



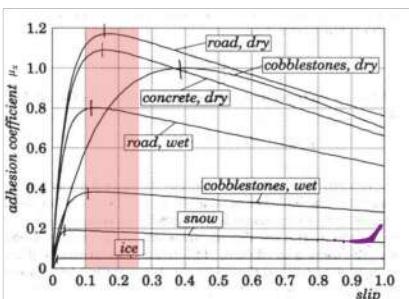
che sul frontale significa che abbiamo gravi perdite di performance. Nel caso contrario abbiamo molte meno perdite di performance.

Se non abbiamo load transfer la braking distribution curve è

AGGIUNTE

Le macchine sportive sono tutte a trazione posteriore perché quando si accelera il peso va sul retro e quindi è conveniente avere la trazione S.

VEDIAMO OPA IL GRAFICO FORZA/SLIP IN DIVERSE SITUAZIONI DI ASFALTO (qui al posto della forza normale μ_x , non cambia nulla)



Notiamo che c'è una variazione sia nella locazione del picco sia nella forma della curva (principalmente nel cobblestone dry).

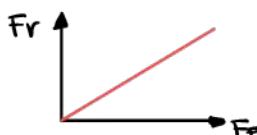
Possiamo dire che il range evidenziato in rosso (10-20%) è quello che mi dà le migliori performance in tutte le condizioni.

Nella realtà la neve fresca ha un altro picco verso la fine delle curve perché ti si ingrana la neve desidratata nota.

CASI SPECIALI DI FRICTION CURVES

- Gomme da bici da corsa che sono fatte per aree poco attivato quindi il picco della curva non va a 1 ma sta molto basso 0,5 circa. Questo se queste bici non sono fatte per frenare bene.

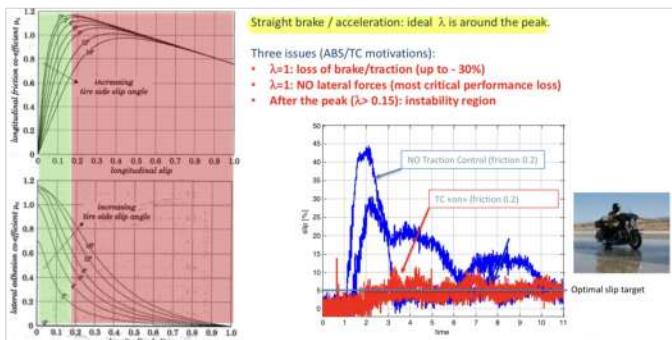
La situazione peggiore tra le 2 è l'Overbraking on the rear, questo perché quando freniamo non superiamo mai il picco quindi quando una delle 2 curve raggiunge il picco dobbiamo smettere di aumentare la potenza di frenata e quindi se freniamo troppo sul retro e raggiungiamo il picco prima



• Motoslitta, freno un angolo ma anche in questo caso esiste lo slip. Il picco è circa 0.5 (da sulla neve è tanto) e notiamo che la curva è pietra. Dopo il picco, questo significa che non ha accelerazione sulla distanza di frenata per slip 20%.

CI SONO DIVERSI MODELLI MATEMATICI PER MODELLIZZARE L'ATTRITO, il modello più usato è il Peckika model. Esiste anche la Burdhat formula che è più facile, è una formula non lineare con 3 parametri.

SOMMARIO SUI PROBLEMI DI TRAZIONE E FRENAZIONE



Ci sono l'ABS e il controllo di trazione perché la zona verde è una zona assolutamente stabile mentre quella rossa è instabile.

Inoltre noi vorremo lavorare su picco che è tra una zona stabile e una instabile è molto difficile lavorare in questa zona.

31.03.2021

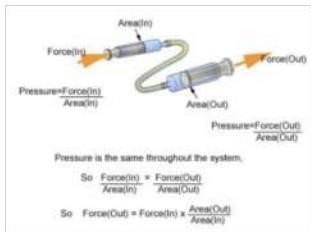
2h

Breve introduzione

Come freniamo? escludendo i freni aerodinamici, per il resto dobbiamo applicare una forza sulla ruota.

Ci sono 2 tecniche, freni a frizione (freni standard) e i freni nelle auto elettriche che utilizzano il motore per recuperare l'energia in frenata (no poca energia persa).

Noi ci focalizzeremo solo sui freni a disco, i dischi sono fatti da diversi materiali possibili (i più avanzati sono i carbon ceramic). Abbiamo poi le pastiglie che si consumano. Come trasmettiamo la forza di frenata dal pedale alle pastiglie? Dobbiamo avere un sistema idraulico.



Notiamo che la $F_{out} \propto F_{in} \cdot A_{out}/A_{in}$ tipicamente $A_{out} > A_{in}$ quindi la forza di output è maggiore di quella in in

Il lavoro dei 2 pistoni è lo stesso!

$$Travel_{in} \cdot F_{in} = Travel_{out} \cdot F_{out}$$

Quindi visto che $F_{out} > F_{in}$ dobbiamo fare molto più travel con il pedale rispetto a quello che fanno i freni senza pastiglie.

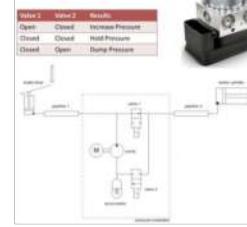
Nella realtà in questo sistema c'è anche un piccolo serbatoio con olio e aria che serve da compensazione per variazioni di volume ecc....

Electronically actuated brakes

> Switching module function

Nel Sistema idraulico aggiungiamo un sistema di pompe e valvole. In base a come sono settate posso fare diverse cose.

Hydraulic Actuated Brakes (HAB)

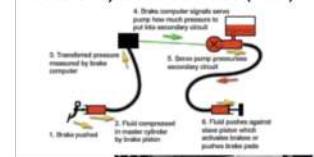


> By wire

Abbiamo sempre il sistema idraulico ma noi "diciamo di misurare" la pressione sul pedale, la riportiamo in un segnale elettronico che poi gestisce un altro motore che attiva un sistema idraulico.

Esistono anche sistemi senza la parte idraulica

Electro Hydraulic Brakes (EHB)



ABS

1978 → Quando la bosch lo ha messo in commercio

Negli anni 80/90 c'era già qualcosa, per esempio l'ABS sui treni (era molto importante)

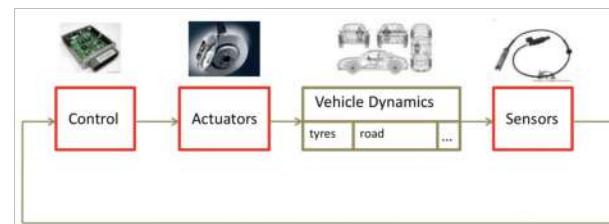
Nel 2004 tutte le auto in Europa dovevano avere l'abs

Nelle moto l'ABS è arrivato solo nel 1988 e era orientato alla sicurezza e non era attivo (si attivava solo se il guidatore frenava). Nel 2009 arriva un ABS che ha come punto focale le performance ed era attivo (cioè si poteva attivare anche se il guidatore non frenava).

ARCHITETTURA ABS

è un sistema closed loop.

Quelli sono i sottoproblemi da affrontare nel design di un ABS system



T_b è la resistenza veicolare di controllo e quella da modulazione per quel lo slip (λ) che vogliono

Ci serve un modello matematico del Torque-to-slip system dynamics

Dopo dobbiamo realizzare lo slip tracking controller. Ci sono 2 algoritmi per ferito BBW e HAB

- The complete control design requires:
- Modelling the torque-to-slip dynamics
 - Design the slip-tracking control algorithm
 - Case #1: with continuous-modulation actuator (BBW)
 - Case #2: with switching actuator (HAB)
 - Design an estimator for the slip (SW-sensing)
 - Design a slip-target generation algorithm

Ci sono poi altri 2 task, perché λ non può essere misurato ma solo stimato, perciò dobbiamo creare un sistema per farlo.

Stima di λ

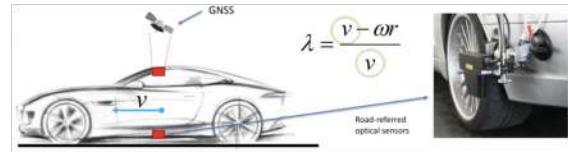
r : raggio della ruota

ω : pulsazione/ frequenza della ruota

v : velocità del body (può essere misurata con GPS o con sensori che guardano il terreno)

Misurare questa velocità è la cosa più triviale questi sensori nella realtà hanno così in cui possono non funzionare.

Per questo nelle auto in produzione si usano dei SW Sensors che hanno come ingressi le velocità della ruote, accelerazione e altre cose e danno in output una stima della velocità



SLIP-DYNAMICS, MODELLO MATEMATICO

In questo caso abbiamo il single corner model for slip dynamics

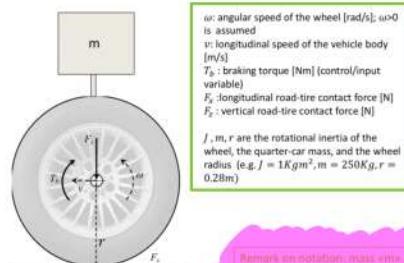
$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_x - T_b \\ m\dot{v} = -F_x - F_{drag}(v) \approx -F_x \end{cases}$$

$$F_x = F_z\mu_x(\lambda, \alpha) \approx F_z\mu(\lambda, 0) = F_z\mu(\lambda)$$

$$\lambda = \frac{(v - \omega r)}{v} = 1 - \frac{\omega r}{v}$$

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_z\mu\left(\frac{v - \omega r}{v}\right) - T_b \\ m\dot{v} = -F_z\mu\left(\frac{v - \omega r}{v}\right) \end{cases}$$

SISO system, 2nd order ($n=2$), non-linear, time-invariant, strictly proper



Remark on notation: mass «m» is the FULL-corner mass (M/4m using the notation of quarter-car (cancel for proportions))

F_x è la parte di forza $F_x = F_z\mu_x(\lambda, \alpha)$ supponiamo $\alpha = 0 \approx F_z\mu(\lambda)$ (supponiamo di essere sul diritto)

è un sistema SISO T_b $\boxed{\quad} \rightarrow$ ed è del 2° ordine

FACCIA MO UN CAMBIO DI VARIABILI DI STATO

State variables: v and ω

$$\begin{cases} J\dot{\omega} = rF_z\mu\left(\frac{v - \omega r}{v}\right) - T_b \\ m\dot{v} = -F_z\mu\left(\frac{v - \omega r}{v}\right) \end{cases}$$

$$\omega = \frac{v}{r}(1 - \lambda)$$

Algebraic relationship

$$\lambda = 1 - \frac{\omega r}{v}$$

$$\dot{\lambda} = -\frac{r}{v}\dot{\omega} + \frac{r\omega}{v^2}\dot{v}$$

$$\omega = \frac{v}{r}(1 - \lambda)$$

Definitamente equivalenti

State variables: v and λ (or simply λ)

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v}\left(\frac{(1 - \lambda)}{m} + \frac{r^2}{J}\right)F_z\mu(\lambda) + \frac{r}{v}T_b \\ m\dot{v} = -F_z\mu(\lambda) \end{cases}$$

Much slower dynamics (slow dynamics); in the 1st equation can be seen as a «slowly-varying» parameter

SISO system, 2nd order ($n=2$), non-linear, time-invariant, strictly proper OR: SISO, non-linear, 1st order, time-varying

Le nostre variabili di stato iniziali sono v e λ

con la relazione algebrica per trarre tutto in funzione di v e λ

OTTIENIAMO SEMPRE UN SISTEMA SISO, tuttavia possiamo fare un'approssimazione, infatti notiamo che le variazioni del body sono molto più lente di quelle di λ e quindi possiamo tenere conto solo della prima equazione con v visto come parametro lentamente variabile

Da qui si può notare che la velocità (linea blu sopra) ha spostamenti mozzetti letti se compareta con la dinamica di λ (grigio sotto) che si muove mozzetto di più nello stesso tempo.

Perciò ci focalizzeremo solo sulla prima eq.

01-04-2021

Registrata

2n Lezione

Troviamo i punti di equilibrio (studiando solo la prima eq)

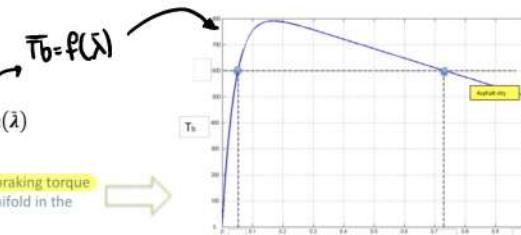
$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{v f} T_b \\ m \dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases} \quad T_b = \bar{T}_b \quad \dot{\lambda} = 0$$

v has no influence on equilibrium; no need of equilibrium on the 2nd equation (since $\dot{v} = 0$ means no-braking condition)

DOES NOT depend on v

$$\bar{T}_b = F_z \left(r + \frac{J}{rm} (1-\lambda) \right) \mu(\lambda)$$

Relationship between slip and braking torque at equilibrium (equilibrium manifold in the $\lambda - T_b$ domain)



Ci sono molti posti in cui applicato T_b c'è sono 2 punti di equilibrio

Possiamo descrivere l'equilibrio anche in un altro piano λ / η

$$\begin{cases} \dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_z \mu(\lambda) + \frac{r}{v f} T_b \\ m \dot{v} = -F_z \mu(\lambda) \end{cases}$$

$$T_b = \bar{T}_b \quad \dot{\lambda} = 0 \quad \eta = \dot{\lambda}$$

$$\lambda = 1 - \frac{r \omega}{v}$$

Derivative and $\dot{\lambda} = 0$

$$\frac{(\dot{\omega} v - \dot{v} \omega)}{v^2} = 0$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\dot{v} = -F_z \mu(\lambda)/m$$

$$\omega = v(1-\lambda)/r$$

$$\dot{\omega} = -\frac{\eta g}{r}$$

$$\$$

Dettino 2 cose $\mu_0 = \mu(\bar{\lambda})$ il valore di μ in $\bar{\lambda}$ mentre μ_1 è la derivata di μ in μ_0

QUI FA UNA MAGIA E LINEARIZZA L'EQ DIFF

$$\dot{\lambda} = -\frac{1}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} + \frac{r^2}{J} \right) F_x \mu(\lambda) + \frac{r}{vJ} T_b$$

$$\dot{\lambda} = -\frac{F_x}{v} \left(\frac{(1-\lambda)}{m} \mu(\lambda) + \frac{r^2}{J} \mu(\lambda) \right) + \frac{r}{vJ} T_b$$

$$\delta\dot{\lambda} = -\frac{F_x}{v} \left(\frac{-1}{m} \mu_0 + \frac{(1-\bar{\lambda})}{m} \mu_1 + \frac{r^2}{J} \mu_1 \right) \delta\lambda + \frac{r}{vJ} \delta T_b$$

IL RISULTATO TOTALE È:

$$\delta\dot{\lambda} = -\frac{F_x}{v} \left(\frac{(1-\bar{\lambda})}{m} \mu_1 + \frac{r^2}{J} \mu_1 \right) \delta\lambda + \frac{r}{vJ} \delta T_b$$

$$\dot{\lambda} = f(\lambda, T_b) \quad \delta\dot{\lambda} = f(\lambda, T_b) + \frac{\partial f(\lambda, T_b)}{\partial \lambda} \delta\lambda + \frac{\partial f(\lambda, T_b)}{\partial T_b} \delta T_b$$

$$\delta\lambda = \lambda - \bar{\lambda} \quad 0 = f(\bar{\lambda}, \bar{T}_b)$$

$$\delta T_b \rightarrow G_{\lambda}(s) \quad \delta\lambda \rightarrow$$

notiamo che $\bar{\lambda} = \bar{\lambda}$ perché
 $\delta\lambda = \lambda - \bar{\lambda} \rightarrow \delta\lambda = \bar{\lambda}$

È l'approssimazione lineare dell'eq
 attorno a $\bar{\lambda}$ e \bar{T}_b
 per definizione di punto di
 equilibrio

HA USATO LAPLACE E OTTENUTO
 $G_{\lambda}(s)$ la funzione di trasferimento da
 δT_b a $\delta\lambda$

Notiamo che fare laplace è molto facile perché la equazione di $\delta\lambda$ è del tipo

$$\dot{\lambda} = A \cdot \lambda + B \cdot ST_b \rightarrow \text{Laplace} \rightarrow \frac{B}{s-A}$$

POSSIAMO FARLA LA STESSA COSA IN η

$$j\dot{\omega} = rF_x\mu(\lambda) - T_b \quad \text{EQ. INIZIALE}$$

$$-\frac{r}{g} j\dot{\omega} = -\frac{r}{g} (rF_x\mu(\lambda) - T_b)$$

$$j\eta = -\frac{r^2}{g} F_x\mu(\lambda) + \frac{r}{g} T_b$$

$$\eta = -\frac{r^2}{Jg} F_x\mu(\lambda) + \frac{r}{Jg} T_b$$

$$\text{Remember that the following holds: } \dot{\eta} = -\frac{r^2}{Jg} F_x\mu(\lambda) + \frac{r}{Jg} \dot{T}_b$$

$$\delta\eta = -\frac{r^2}{Jg} \mu_1 \delta\lambda + \frac{r}{Jg} \delta T_b$$

LINEARIZZAZIONE

$$\dot{\eta} = -\frac{r^2 F_x}{Jg} \mu_1 G_{\lambda}(s) \delta T_b + \frac{r}{Jg} \delta T_b = \left(-\frac{r^2 F_x}{Jg} \mu_1 G_{\lambda}(s) + \frac{r}{Jg} \right) \delta T_b$$

$$G_{\eta}(s) = -\frac{r^2 F_x}{Jg} \mu_1 G_{\lambda}(s) + \frac{r}{Jg} = \frac{r}{Jg} \left(1 - \frac{r^2 F_x \mu_1 \left[\frac{r}{vJ} \right]}{s + \left[\frac{F_x}{v} \left(\left(\frac{(1-\bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 - \frac{\mu_0}{m} \right) \right]} \right)$$

$$G_{\eta}(s) = \frac{r}{Jg} + \frac{\frac{F_x}{v} \left(\left(\frac{(1-\bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 - \frac{\mu_0}{m} \right)}{s + \left[\frac{F_x}{v} \left(\left(\frac{(1-\bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 - \frac{\mu_0}{m} \right) \right]}$$

$$G_{\eta}(s) = \frac{r}{Jg} + \frac{s + \frac{F_x}{mv} [(1-\bar{\lambda})\mu_1 - \mu_0]}{s + \left[\frac{F_x}{v} \left(\left(\frac{(1-\bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 - \frac{\mu_0}{m} \right) \right]}$$

$$\delta T_b \rightarrow G_{\eta}(s) \quad \delta\eta \rightarrow$$

Stessa cosa fatta prima
 ottengo la FDT da δT_b a
 $\delta\eta$

al posto di $\delta\lambda$ scrivo
 $G_{\lambda}(s) \delta T_b$ de quello visto
 dimo

NOI DOBBIANO RIDERCI
 A MEMORIA QUESTE FDT

NOTIAMO CHE SE STIAMO SUL PICCO DELLA CURVA DI μ , ALLORA G_{λ} È ESATTAMENTE UN INTEGRATORE, MENTRE G_{η} È UNA COSTANTE. (CASO PARTICOLARE)

ADESSO CHE ABBIANO IL MODELLO FACCIAVI L'ANALISI

$$G_{\lambda}(s) = \frac{\left[\frac{r}{vJ} \right]}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_x}{mv} \left((1-\bar{\lambda}) + \frac{mr^2}{J} \right) \right]}$$

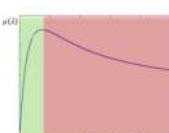
Pole (stability):

$$\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_x}{mv} \left((1-\bar{\lambda}) + \frac{mr^2}{J} \right) > 0$$

$$G_{\eta}(s) = \frac{r}{Jg} \frac{s + \frac{F_x}{mv} (1-\bar{\lambda}) \mu_1(\bar{\lambda})}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_x}{mv} \left((1-\bar{\lambda}) + \frac{mr^2}{J} \right) \right]}$$

Zero (minimum phase condition):

$$\frac{\mu_1(\bar{\lambda}) F_x}{mv} (1-\bar{\lambda}) > 0$$

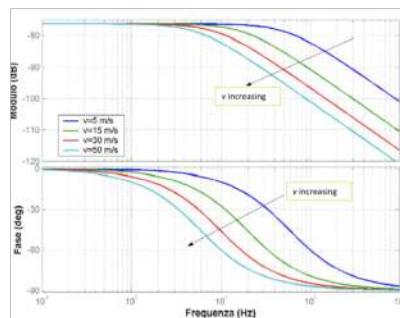


The "peak" of the friction curve
 is the critical point for both
 stability and minimum-phase
 property

studiando la stabilità dei
 poli.

Notiamo che tutti gli elementi sono
 positivi quindi la stabilità se
 $\mu(s) > 0$ (molto importante)

Analizziamo adesso la sensitività alla velocità (ricaviamo i diagrammi di bode per diversi valori di v)



$$G_A(s) = \frac{\left[\frac{r}{v} \right]}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda})F_z}{mv} \left((1 - \bar{\lambda}) + \frac{mr^2}{J} \right) \right]}$$

DC-Gain: no v -dependent

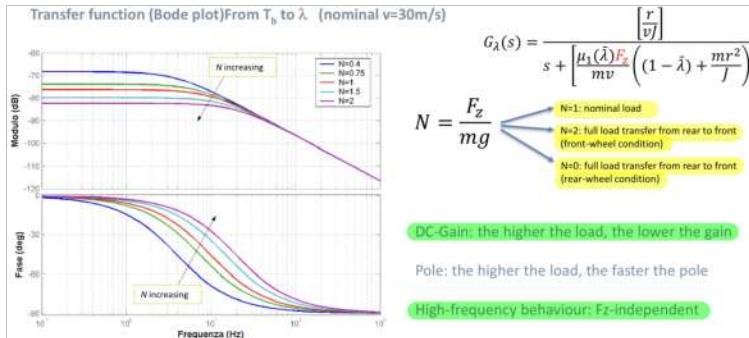
Pole: the slower the vehicle, the faster the pole

Critical feature: for very low speed, the pole is ∞

Non c'è nessuna variazione nel gain in DC, tuttavia la locazione dei poli e quindi la banda cambia.

Quando il veicolo rallenta il polo cresce, per velocità $\rightarrow \infty$ il polo va a ∞
 Questo è il motivo perché l'ABS a basse velocità funziona in modo diverso)

La sensibilità al carico verticale è invece:



$$G_A(s) = \frac{\left[\frac{r}{v} \right]}{s + \left[\frac{\mu_1(\bar{\lambda})F_z}{mv} \left((1 - \bar{\lambda}) + \frac{mr^2}{J} \right) \right]}$$

$$N = \frac{F_z}{mg}$$

- N=1: nominal load
- N=2: full load transfer from rear to front (front-wheel condition)
- N=0: full load transfer from rear to front (rear-wheel condition)

DC-Gain: the higher the load, the lower the gain

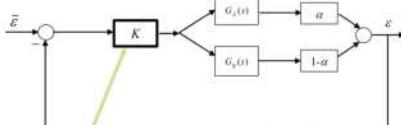
Pole: the higher the load, the faster the pole

High-frequency behaviour: F_z -independent

BRAKING CONTROL (chiudiamo il loop)

> Caso modulazione continua

SCHERMO GENERATE



$$\dot{\epsilon}(t) = \alpha\lambda(t) + (1 - \alpha)\eta(t)$$

$$0 \leq \alpha \leq 1$$

$$G_d(s) = \frac{\left[\frac{r}{v} \right]}{s + \left[\frac{F_z}{v} \left(\left(\frac{(1 - \bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 \right) \right]}$$

$$G_u(s) = \frac{r}{Jg} \frac{s + \frac{F_z}{mg} \left((1 - \bar{\lambda}) \mu_1 \right)}{s + \left[\frac{F_z}{v} \left(\left(\frac{(1 - \bar{\lambda})}{m} + \frac{r^2}{J} \right) \mu_1 \right) \right]}$$

$\alpha = 0$: «Deceleration control» $\rightarrow \dot{\epsilon} = \eta$ [CASO SPECIALE]

$\alpha = 1$: «Slip control» $\rightarrow \dot{\epsilon} = \lambda$ [CASO SPECIALE]

$0 < \alpha < 1$: «Mix-Slip-Deceleration (MSD) control»

Nota: controller è eventualmente considerato il better explanation of analysis (mentre restringendo a semplice Proportional controller)

Combinando λ e η ottieniamo $\dot{\epsilon}$

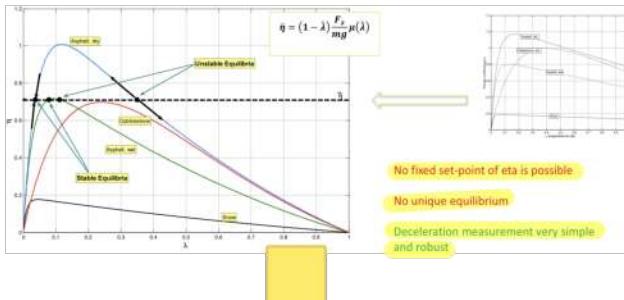
Il modello con $0 < \alpha < 1$ fa un mix di slip e decelerazione control.

STUDIO DEI CASI SPECIALI [$\alpha=0$] DECELERATION CONTROL

Imponiamo un η : COSTANTE

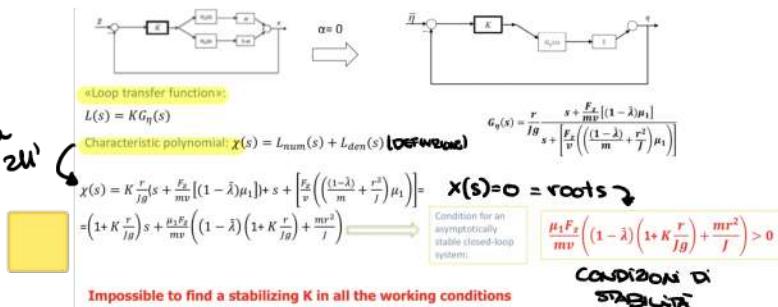
Usare η come set point non è molto buono perché se settiamo η questo non va bene per tutti i λ perché saremo rischiamo di scorrimento e non sarebbe stabilità. Dobbiamo abbattere η ogni λ .

Il vantaggio di questo controllo è che η è facilmente misurabile

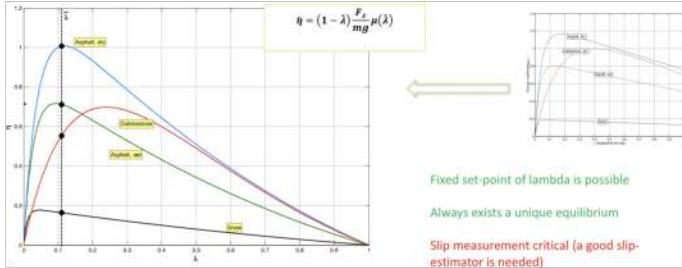


Studiamo la stabilità ad anello chiuso del sistema

Noi possiamo operare solo in K , ma notiamo che è μ che dà il segno di un'equazione



NEL CASO $[\alpha=1]$ SLIP CONTROL

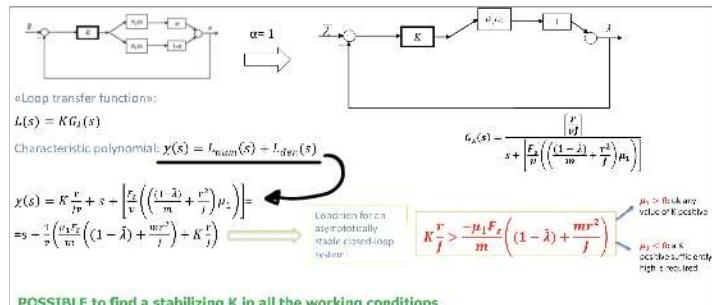


Imponiamo un $\bar{\lambda}$ costante

CON: lo slip non si può ridurre misurato ma va stimato, avere una variabile di controllo stimata è un po' nero.

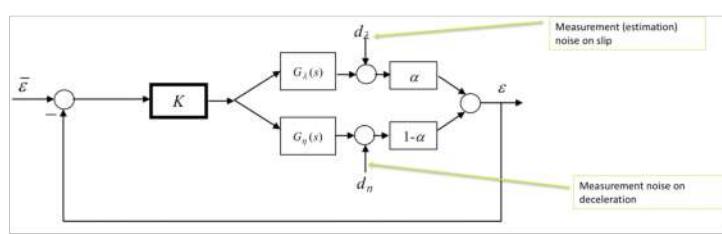
PRO: in molti i casi c'è un punto di equilibrio e in quasi tutte le condizioni sono vicini al picco

LA STABILITÀ A CIRCUITO CHIUSO È:



È possibile trovare un K d'stabili che funziona in tutte le condizioni.

IN GENERALE SI FA UN MIX $[0 < \alpha < 1]$

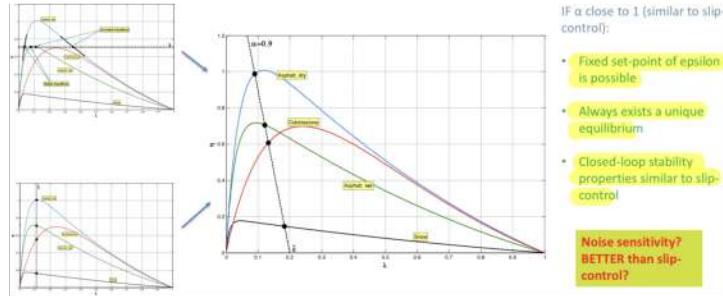


$$\dot{e}(t) = \alpha \dot{d}_r(t) + (1-\alpha) \dot{d}_n(t)$$

Con aggiunta di rumori

Faccendo la combinazione troviamo un sistema SISO (1 input 2 output) ed un SISO (1 input 1 output) che è molto meglio per il controllo

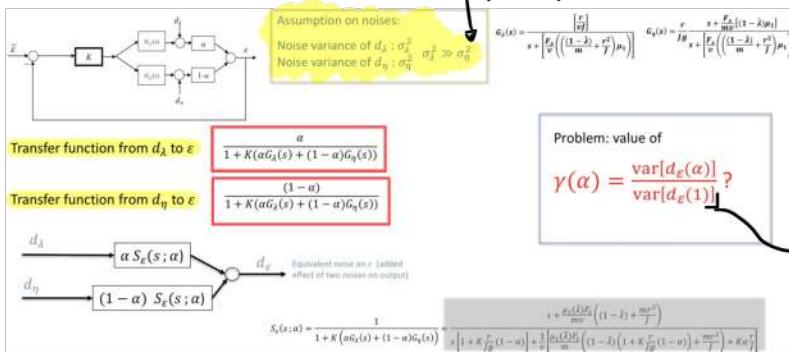
RIFACCIAVO QUELLO FATTO PRIMA



Non abbiano più un veloce oscillante o vertice fisso,abbiamo una retta tirata
Abbiano molti vantaggi.

Tra con questo sistema possiamo migliorare la reazione al rumore?

REAZIONE AL RUMORE



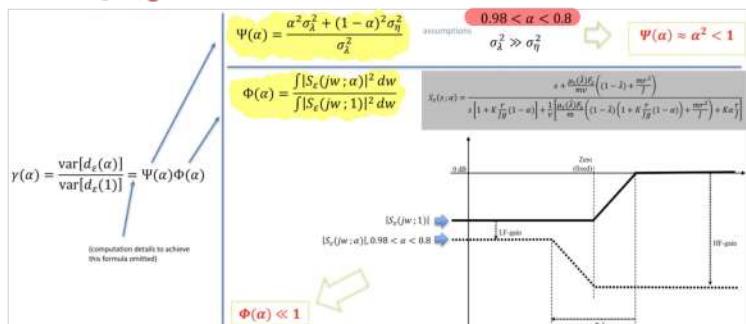
Studiamo le FDT da d_λ e d_η all'uscita, cioè la FDT del rumore all'output

Ci concentriamo su d_ε che è il rumore dell'uscita dato da 2 rumori visti prima

è come var[d_ε(1)] = 1 rumore in λ-control

- Se $\sigma(\alpha) > 1$ allora non migliorano la reazione al rumore
- Se $\sigma(\alpha) < 1$ migliorano il rumore

CONCLUSIONI



può essere dimostrato che

$$\gamma(\alpha) = \Psi(\alpha) \Phi(\alpha)$$

Se α vicino a 1 e $\sigma^2 \gg \sigma_\eta^2$ allora $\Psi(\alpha) \approx \alpha^2$ che è minore di 1

$\Phi(\alpha)$ è molto difficile ma comunque prendendo il diagramma di Bode di $\Phi(\alpha)$ e prendendo l'area sotto

Se $\alpha < 1$ ma vicino a 1 allora che l'area di $|S_\epsilon(jw; \alpha)|$ è molto minore di quella $|S_\epsilon(jw; 1)|$ allora $\Phi(\alpha) \ll 1$ (vedere grafico coi diagrammi di bode).

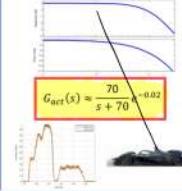
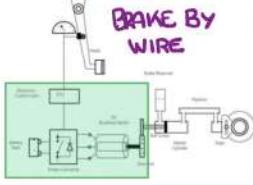
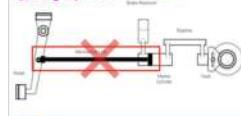
ACTUATOR DYNAMICS

Cosa succede se mettiamo nel loop la dinamica degli attuatori (caso electro-hydraulic brakes)



C'è dunque un sistema di funziona

LAYOUT MECCANICO

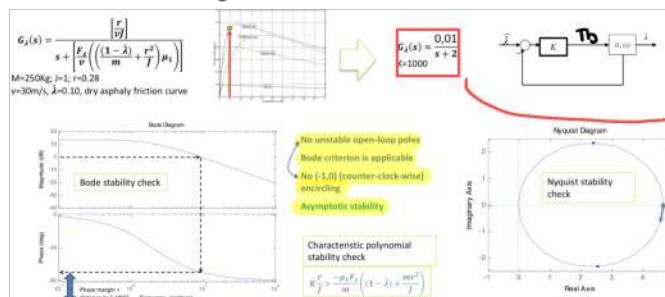


C'è una PDT Trz il controllo degli attuatori e l'effettivo movimento

Gact ha una banda di circa 10 Hz e un delay di circa 20ms

Abbiamo già saputo come modellare l'attutore lo mettiamo nel loop

INTRODUZIONE. (Abbiamo creato un Slip control loop)



Facciamo sempre in controllo proporzionale (K).

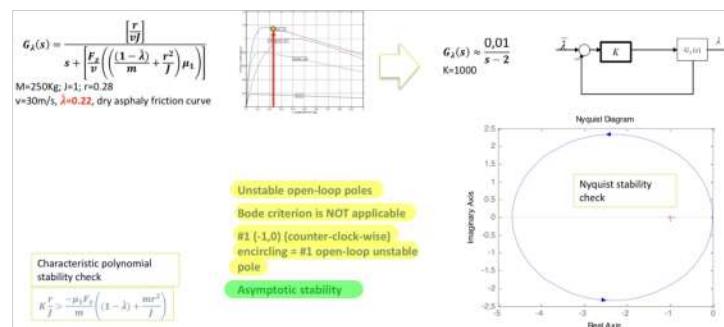
Prendiamo G_J generico e mettiamo dentro di valori e otteniamo il valore numerico di $G\lambda$, supponiamo per K molto elevato (alto guadagno)

Come possiamo vedere la stabilità del loop chiuso?

- Abbiamo già fatto il check del polinomio caratteristico (già fatto sapendo che è stabile)
- Possiamo usare lae bode (che è applicabile solo se ci sono poli a loop-aperto), criterio di bode (vedere il margine di fase il margine critico è -180°) (abbiamo rivisto che il sistema è stabile)
- Possiamo usare lae Nyquist, dobbiamo vedere quante volte giriamo attorno al punto -1 (Nel caso ci giriamo m2 volte \rightarrow e non ci sono open-loop poles \rightarrow allora il sistema è stabile)

ABBIAIAMO STUDIOVARO LA STABILITÀ DEL SISTEMA IN 3 METODI

- Esempio 2 cambiamo un valore, andiamo dopo il picco

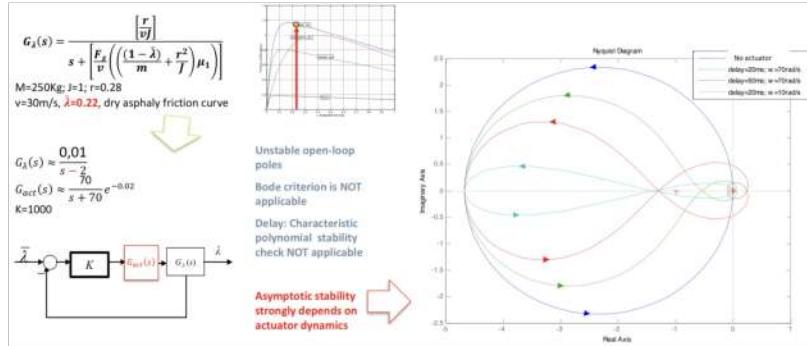


Il sistema è assintoticamente stabile (closed-loop)

- Non possono applicare Bode

- Con gli altri 2 metodi c'è unica che il sistema è assintoticamente stabile

ESEMPIO 3, rimaniamo con la situazione critica dell'esempio 2 ma aggiungiamo l'actuator dynamics



Il sistema a circuito chiuso è assintoticamente stabile

- Bode → non applicabile

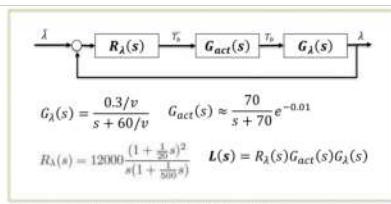
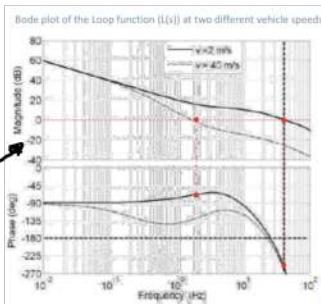
- Polinomio caratteristico → non applicabile né nel $G_{\lambda}(s)$ c'è una specie di delay

- Nyquist → unico sistema applicabile

Da Nyquist notiamo che il sistema è assintoticamente stabile solo per bassi delay e per banda passante (ω) abbastanza alta (linee verde e rossa non sono stabili)

Ci spieghiamo che la dinamica degli attuatori è importante

PASSIAMO ADESSO AD UNA SPECIE DI CONTROLLO PID + ACTUATOR DYNAMICS



Cut-off frequency: varies between 2Hz (40m/s) and 40Hz (2m/s)
At 2m/s the system is unstable
Due to the scaling factor of v and the presence of a delay in the system, it is not possible to maintain stability down to $v=0$ m/s (with a fixed-controller)

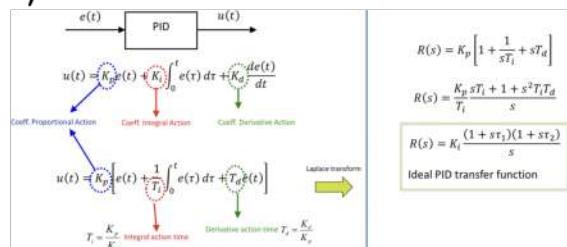
(La cut-off frequency varia con la velocità, più veloce prima che la frequenza di cut-off)

Reminder PID

Questa struttura funziona bene se ha un azione sul presente (proporzionale) in base al passato (integrale) e su un'anticipazione del futuro (deriva)

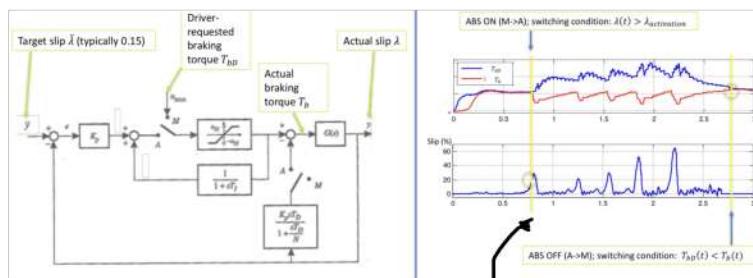
Usiamo bode per vedere la stabilità.

Notiamo che a bassa velocità la banda suona e ciò risulta in un angolo di fase < 180° (instabilità) mentre a velocità alte siamo molto stabili. Questo è il rete l'ABS è disabilitata a basse velocità.



Il PID ideale non va mai implementato ma va implementato quello reale, che ha un anti wind-up sull'integrale e l'input ha sempre delle schizzature, in questo sistema si evita una schizzazione dell'integrale e poi tipicamente si mette la doppia sull'attp e non sull'errore e poi ci mettiamo un LPF perché la derivata aggiunge frequenze etc.

ACTIVATION E DEACTIVATION LOGIC



Quali sono le condizioni di switching?

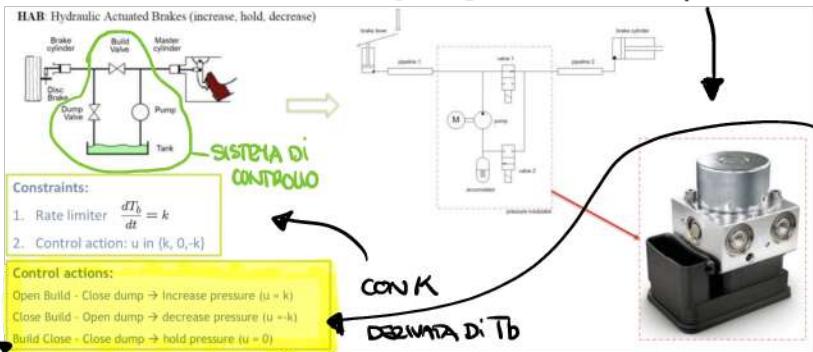
Tipicamente attiviamo l'automatico (ABS ON) quando lo slip supera una determinata soglia (es 20%). Tuttavia non possiamo usare λ come logica di disattivazione, per disattivare l'ABS lo facciamo quando la tensione del guidatore T_{BD} e quella del sistema automatico T_b sono uguali.

In pratica se ho molto slip il guidatore frena molto (troppo) l'ABS si attiva se è sotto lo slip, il guidatore continua a frenare molto ma l'ABS ha già perso il controllo e frena meno Torque ($T_b < T_{BD}$)

BRAKING CONTROL CON ATTUATORI 3 STATE

HYDRAULIC ACTUATED BRAKES (HAB)

Non è un sistema brake by wire, Tra il brake cylinder e il master cylinder mettiamo un sistema di controllo. Questo sistema di controllo è molto compatto



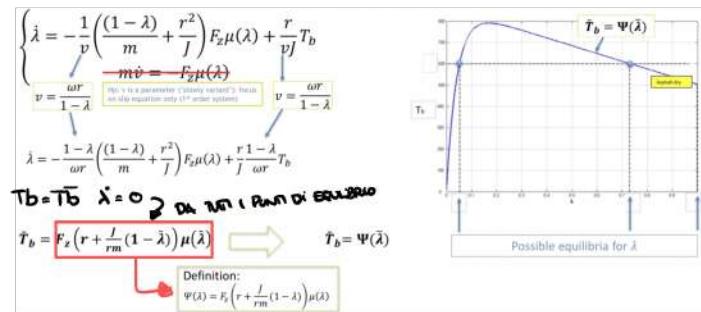
In pratica capire quando far controllare i freni al guidatore e quando il sistema automatico

Possiamo vedere gli switch tra Automatico e manuale e vanno messi esattamente dove sono nel grafico z linea.

Potremo zutte, diminuire o togliere la pressione da c'arriva.

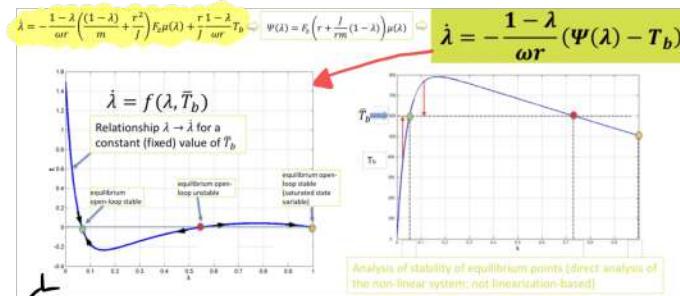
COME FARE IL DESIGN DELLA CONTROL LOGIC?

Ritorniamo ai singoli contro model visti in precedenza



c'è da tutti i punti di equilibrio, abbiamo solo chiesto T_b una curva composta

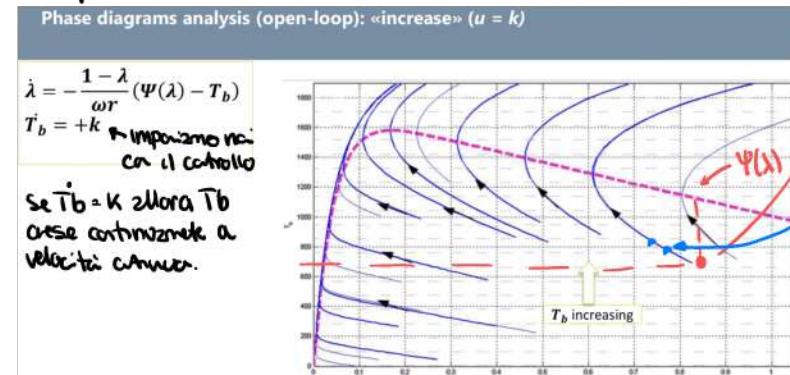
ESERCIZIO SULLA STABILITÀ DEI PUNTI DI EQUILIBRIO SENZA LINEARIZZAZIONE



è un dominio λ/λ^* per un valore costante di T_b

- Da questo grafico possiamo studiare l'equilibrio, abbiamo equilibrio quando crossiamo l'asse delle λ .
- Punto Verde: è stabile se è in un intorno del punto le traiettorie sono attirate dal punto, e quindi è assintoticamente stabile in open loop.
 - Punto Rosso: instabile se in un intorno le traiettorie se ne vanno
 - Punto Arancio: è stabile ma è il punto di separazione perché prima o poi si avvia a 1.

CORA FACCIAMO L'ANALISI DEI DIAGRAMMI DI FASE DEI GRAFICI T_b/λ NEI 3 CASI DI CONTROLLO VISTI PRIMA



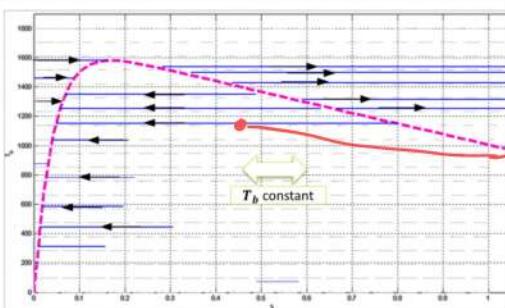
In questo caso $T_b < \Psi(\lambda)$
allora $(\Psi(\lambda) - T_b) > 0$
e quindi $\dot{\lambda}$ diminuisce perché c'è il termine dritto
allora segue questo andamento finché non passa la linea di $\Psi(\lambda)$ allora più in quel caso entra
Abbiamo questa curva se è T_b nel tempo entra sempre

La curva tratteggiata viola è $\Psi(\lambda)$ cioè i punti di equilibrio

Phase diagrams analysis (open-loop): «hold» ($u = 0$)

$$\dot{\lambda} = -\frac{1-\lambda}{\omega r} (\Psi(\lambda) - T_b)$$

$$T_b = 0$$



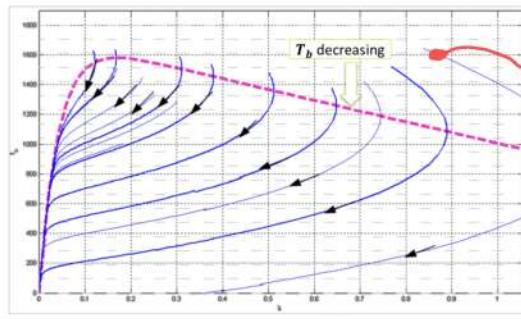
Stessa cosa accade qui solo che qui T_b è costante nel tempo e quindi non ho quelle curve.

$T_b < \Psi(\lambda)$ allora $\dot{\lambda}$ diminuisce

Phase diagrams analysis (open-loop): «decrease» ($u = -k$)

$$\dot{\lambda} = -\frac{1-\lambda}{\omega r} (\Psi(\lambda) - T_b)$$

$$T_b = -k$$



Stessa roba qui visto che T_b decresce per via del nostro controllo.

Visto che riduciamo la breaking torque prima o dopo tutti i punti vanno a 0

Notiamo che se partiamo da qui o altri punti simili quando riduciamo la Torque per un po' zetta lo $\dot{\lambda} > 0$ (automotivo)

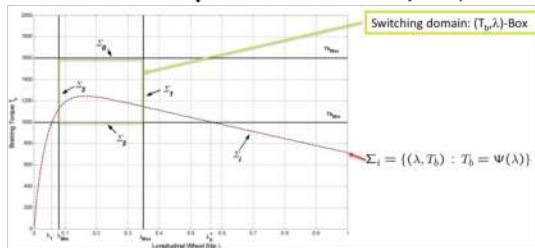
08-04-2021

differita

2h

SWITCHING CONTROL (usata con attuatori on-off) \uparrow

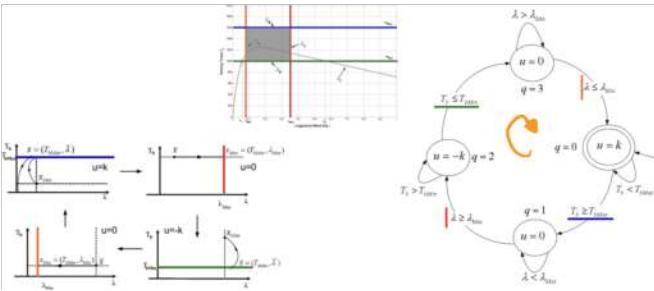
Giudiziamo sempre nel dominio λ , T_b , noi controlliamo T_b e abbiamo 4 zone output



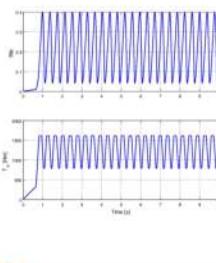
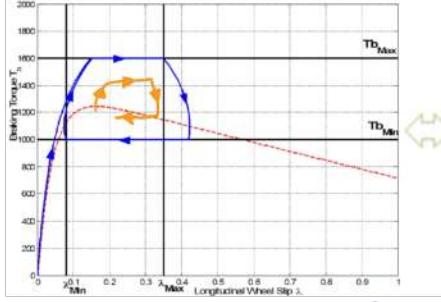
Criamo una specie di box in cui fare le zone di switching, questa scatola è definita da 2 valori λ_{min} e λ_{max} e T_{bmin} e T_{bmax} .

Ora che abbiamo la box posso creare una logica di switching. Posso caratterizzarla come una FST.

Noi entriamo nel sistema sempre e solo da $u=k$ (increasing) e c'è la tipica condizione nella qual l'ABS si attiva. Rimaniamo in questo stato fino a quando $T_b = T_{bmax}$ e giriamo così tutti gli stati.



QUINDI ACCADE IL CONTROLLED LIMIT CYCLE

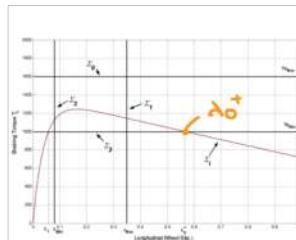


è ridotto anche con distorsione

→ lo slip ha un comportamento oscillatorio che ha come velocità media quello voluto

← Anche la trazione è oscillatoria (notiamo che il tempo in cui stiamo a $T_{b\max}$ è maggiore di quello a $T_{b\min}$)

ESISTENZA DEL LIMIT CYCLE?

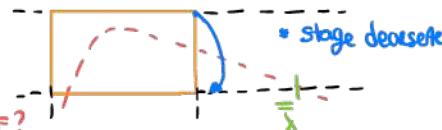


$$\Sigma_0 \cap \Sigma_i = \emptyset \quad ①$$

$$\Sigma_2 \cap \Sigma_i \neq \emptyset \quad ②$$

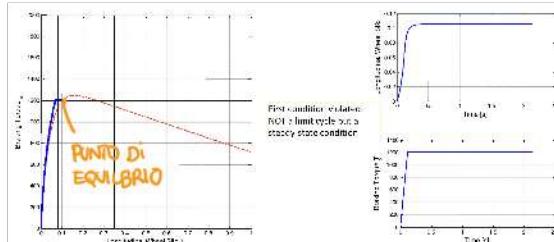
if $\Sigma_2 \cap \Sigma_i = \{(T_{b\min}, \lambda_1), (T_{b\min}, \lambda_0^+)\}, \lambda_1 < \lambda_0^+$ then
 $(\bar{\lambda} < \lambda_0^+)$

3) $[\bar{\lambda} < \lambda_0^+]$ dove λ_0^+ è il valore di lambda all'incrocio (secondo) tra $T_{b\min}$ e Σ_i . Al contrario $\bar{\lambda}$ è il punto in cui il decrease stage incrocia $T_{b\min}$. In altre parole quando abbassiamo il decrease stage vogliamo che questo non passi $\bar{\lambda}$



COSA ACCADE SE C'È UNA VIOLAZIONE?

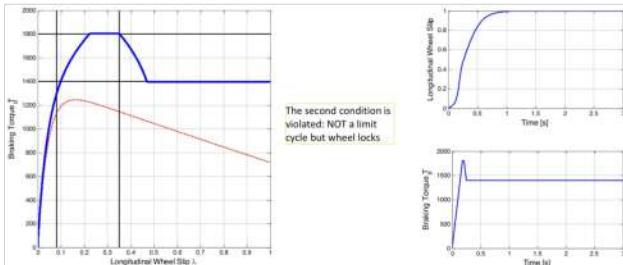
• VIOLAZIONE 1^a CONDIZIONE (succede quando sottostima la frizione della strada)



Ci fermiamo in quel punto perché quello è un punto di equilibrio

Non è estremo critico se non è di blocciamo le ruote

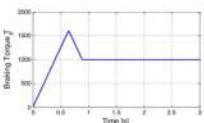
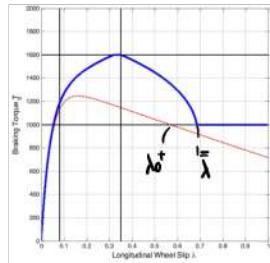
• VIOLAZIONE 2^a CONDIZIONE (frizione sovrastimata)



Quando raggiungo $T_{b\max}$ sono sopra la riga rossa, e se mettiamo l'onda notiamo che ci spostiamo verso fuori

Grazie ci porta a bloccare la ruota

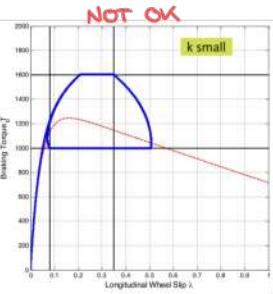
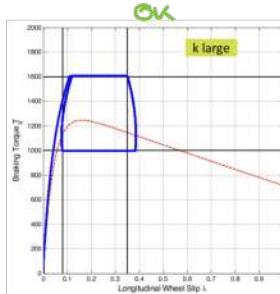
• VIOLAZIONE 3^a CONDIZIONE



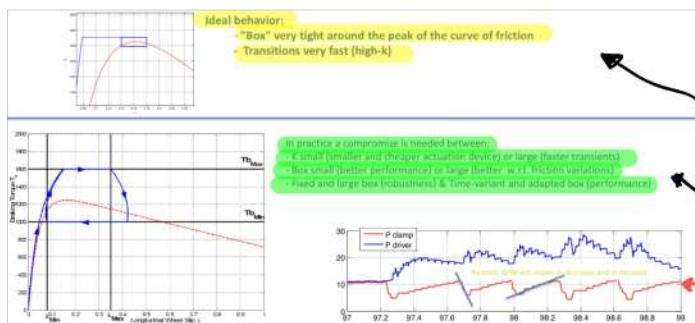
Anche qui la violazione ci porta ad un blocco della ruota

Questo può succedere quando c'è un errore di tuning di un parametro, K, chiamato rate di ascesa e di decrescita

Tipicamente violiamo questa condizione quando K è troppo lento



CONSIDERAZIONI FINALI SULLA SCHEMA DELLA BOUNDING BOX E K



36.26

5 parametri che posso selezionare
 $K, T_{Brake}, T_{Brake}, \Delta m, \Delta t_{max}$

QUALI SONO I TRADE OFF?

il comportamento ideale è
ma questo è molto difficile da
fare, e sono poco robusti dal punto
di vista della variazione di frizione.
Per questo esistono compromessi

← Pressione sulle pinze del freno notiamo
che la pendenza con cui il segnale
cresce è minore rispetto a quello da
coda se è molto meglio avere questo
compromesso da l'opposto.
Perché è molto meglio avere una
salita veloce perché è la parte
più critica

AUTONOMY LEVEL SYSTEM

Low level of autonomous Car (ci sono 5 livelli di autonomia)

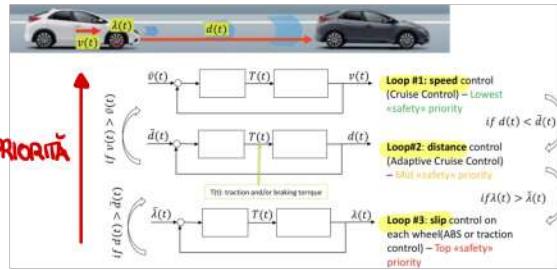


Noi adesso ci concentriamo sul livello 1, che è in pratica un adaptive cruise control.

Il guidatore deve sempre controllare l'andatura longitudinale o laterale, le altre sono controllate dal sistema

Nel livello 2 entrambe le longitudinal e lateral dynamics sono gestite dalla macchina ma il guidatore deve fare attenzione

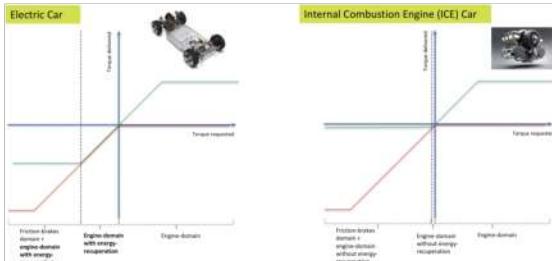
Noi ci focalizzeremo sul livello 1; struttura di un ACC (Automated Cruise Control)



Quelli sono le switching conditions di questo sistema?

Si parte dal loop di controllo della velocità, se la distanza è vicina al traguardo si va in distance control (in pratica frenata) se quando frenano superano lo slip limit entrano nel 3^o loop che è slip control.
Servono poi 2 regole per tornare su, le quali in pratica si basano sul fatto che la distanza aumenta smetto di frenare e torno a distance control e da qui se la distanza aumenta vedo a speed control.

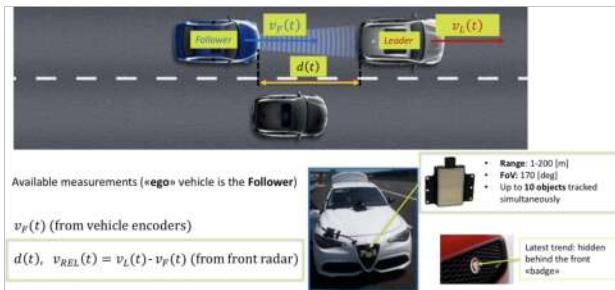
In tutti questi casi la nostra variabile di controllo è la coppia richiesta, la quale può differire un po' dalla reale coppia fornita



Cepiamo che coi motori elettrici possono andare a coppia negativa "frenando con il motore".

Al contrario i motori a combustione oltre al freno motore ce n'è molto poco ma frena

Distance control mode, analisi in dettaglio



La velocità del follower (nostro) $v_F(t)$ è facile da misurare

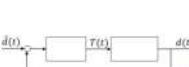
La distanza tra i vechi e la velocità relativa tra i 2 vechi misurata con i radar

Nella realtà nella distance control mode la vera variabile di controllo non è la distanza ma bensì la Time Headway (THW)

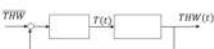
TIME HEADWAY

Time Headway [THW] definition: $THW(t) = \frac{d(t)}{v_F(t)} [s]$

Time needed by Follower to reach Leader Position



In advanced controller-mode of ACC, THW is kept constant and is converted various instead of adapting to current distance



The smaller THW is, the more "aggressive" the ACC is (follower stays closer to leader)

THW: rapporto tra la distanza e la velocità del follower.

E' intuitivo che maggiore la velocità maggiore è la distanza.

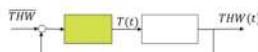
esiste anche il Time to Collision (TTC).

Time To Collision (TTC) definition:

$$TTC = \frac{d(t)}{-v_{REL}(t)} [s] \quad (v_{REL} = v_L - v_F)$$

Time needed by Follower to reach Leader, assuming that they would continue at constant (current) speed

- If TTC is positive: Follower is closing the gap with Leader
- If TTC is positive, the smaller TTC the higher bandwidth the THW control loop must have
- Since frequently $v_{REL}(t) = 0$: $TTC(t) \rightarrow \infty$ (the inverse of TTC hence, in practice, is typically used to tune the parameters of the TTC-control loop)



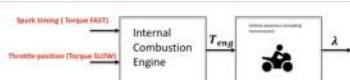
TTC is used to "adapt" the parameters of THW controller

Il TTC è il tempo di collisione se follower e leader mantengono la stessa velocità.

TRACTION CONTROL FOR MOTORCYCLES.



In a Spark Ignited Internal Combustion Engine, there are two variables that can be used to change the delivered torque



Spark-timing has a **fast** action on T_{eng}
Throttle position has a **slow** action on T_{eng}



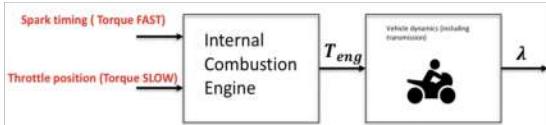
Il problema principale è che abbiamo 2 variabili di controllo e quindi dobbiamo fare un sistema per portare ad un'unica variabile di controllo

Recupero 14.04.2021

2h

Traction Control → essenziale per i veicoli con trazione posteriore e grande potenza, il traction control serve a evitare l'overslipping delle ruote posteriori
Un esempio di questo sono le moto

Quello che tipicamente cambia tra ABS e traction control è tipicamente l'azionare freno nelle ruote anteriori dove il motore può far da freno e da motore per la trazione.



Il sistema è così composto, dove come output abbiano lo slip delle ruote posteriori

L'input è diviso in 2 input indipendenti.

Questi input dipendono dalla realizzazione fisica del motore a combustione, capiamo che ci sono essenzialmente 2 modi per controllare un motore a combustione interna

1) Posizione dell'acceleratore (apre e chiude una valvola a ferrofilla che controlla il flusso d'aria che entra nel motore)

chiamiamo questa **SLOW TORQUE variation** perché ha la stessa velocità del

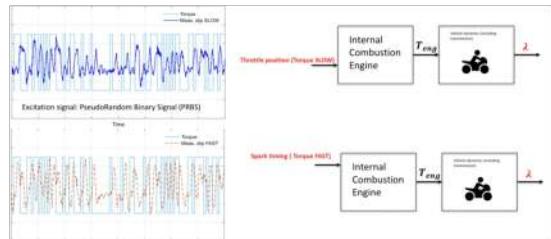
nostro pedale o mano

2) Variando lo spark timing: Se cambio il tempo di quando attivo le candele opero una variazione della coppia. Chiamiamo questo torque fast perché avviene direttamente in camera di combustione la variazione di coppia si sente prima sulle ruote rispetto al caso precedente.

Possiamo usare questi 2 fenomeni indipendentemente, tuttavia variazio lo spark time pur essendo veloce ha zolle di lati negativi, infatti è una variabile sparsa, perciò cambiare quel valore inquinà e consuma carburante. Inoltre la differenza di coppia ottenibile con questo sistema è limitata e non lineare.

In uscita dal motore poi abbiano la coppia totale del motore che entrerà nel veicolo dynamics.

IL PROBLEMA ADesso È CHE ABBIAMO 2 INPUT E Dobbiamo relezionarli all'uscita cioè dobbiamo capire cosa succede se vengono da 2 di 1' output.

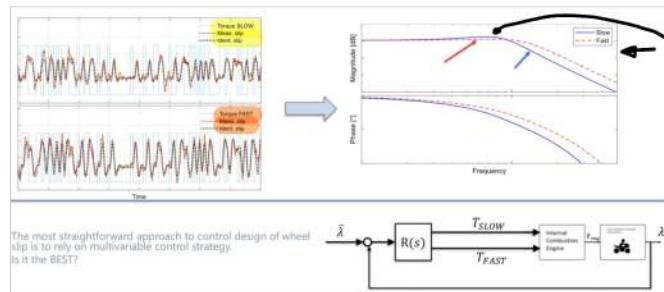


Come trovano il modello matematico dai 2 input all'output?

È molto complesso.

Usiamo la teoria della black box, in pratica creiamo un segnale d'eccitazione pseudo casuale e misuriamo l'uscita.

Questi 2 segnali hanno il comportamento ingresso uscita dentro, perciò da questi si può ricavare il comportamento del sistema.

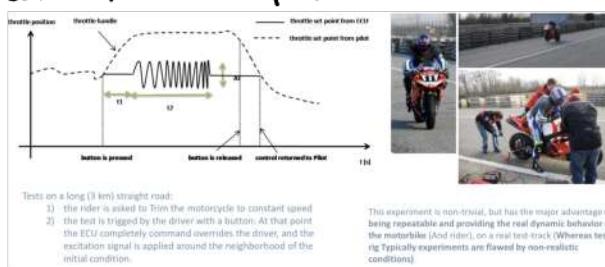


Questo è l'output

Notiamo che hanno un piccolo comportamento risonante davanti all'elasticità della trasmissione

La cosa più visibile è che la funzione di trasferito della velocità è per l'appunto + velocità, infatti ha la frequenza di taglio ω_0 più alta

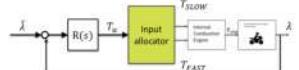
Capiamo che la curva arancio è migliore di quella blu ma come detto prima noi sappiamo che la fast torque ha dei problemi.



Dobbiamo realizzare il control system $R(s)$ che ha 1 input e 2 output. Questo tipo di controllori si chiamano overactuated.

I trucchi per semplificarsi la vita è usare un allocator

An effective alternative is to rely on a SISO controller flanked by a proper "Input Allocator" (IA).



The IA must satisfy the following requirements:

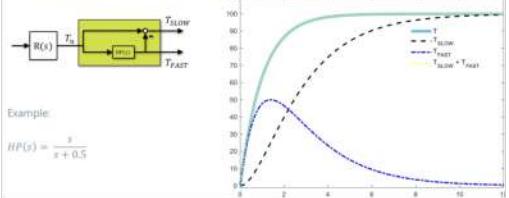
1. Be "transparent", with respect to the regulator, meaning that the TOTAL engine torque should match exactly the torque requested by the regulator. This allows a MISO approach for the controller design.
2. Allocate the torques according to their specific features:
 1. The high frequency torque should be delivered through the "FAST" channel
 2. The low frequency torque should be delivered through the "SLOW" channel

Così otteniamo che $R(s)$ è sempre 1 input un output, due come output abbiamo la requested Torque.

L'input allocator decide dove farla richiesta per questa richiesta di coppia, se farla su torque fast o torque slow.

Un esempio d' input allocator può essere questo

The Input Allocator makes a frequency-split of the Torque requested by the slip-regulator



$H_P(s)$ è un High pass filter, per l'altro resto faccio $1 - H_P(s)$ così ottengo esattamente il low pass filter complementare.

IMPORTANTE! i 2 filtri devono essere esattamente complementari

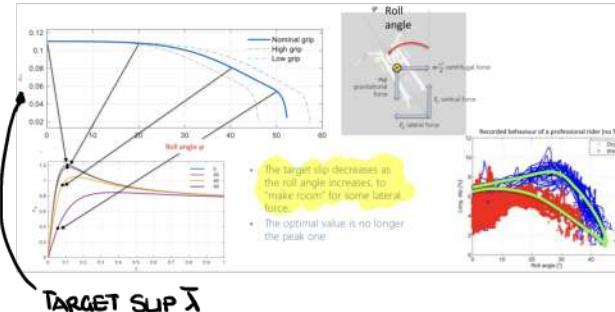
Design di Lambda target. (e uno dei problemi di slip control)

Quel è $\bar{\lambda}$? Guardano i grafici qui sopra e supponiamo di stare facendo una curva, quindi ci sono forza longitudinale e laterale.

Il punto ottimo è il picco?

Non è detto dove sarà il punto con abbondanza laterale force.

Per risolvere questo problema definiamo $\bar{\lambda}$ in funzione del roll angle ϕ così per ogni ϕ ottengo un $\bar{\lambda}$ diverso

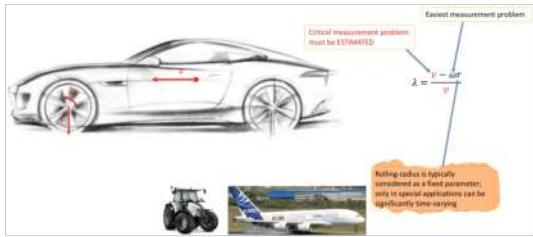


L'idea generale è di stare sul picco quando ϕ è abbondanza piccolo 0-10° mentre più peggio più scende perché se peggio moto non serve molta laterale force

Questo vale per le moto, in generale questo vale anche per le macchine solo che li guardano lo slide slip angle

Cornering ABS: è il problema duale a questo ↑.

SLIP ESTIMATOR



La nostra variabile di controllo è λ , ma noi non conosciamo v perciò lambda può essere solo una stima

Tipicamente r è costante, tranne in alcune applicazioni tipo zeri ecc..



Encoders are discrete contactless rotary position sensors. The key mechanism is an element that senses the presence of a tooth in its proximity.

Different technologies are available: optical, magnetic, Hall effect, inductive...
The basic idea is to use information on teeth frequency and teeth spacing to reconstruct the rotational speed.
Several ways to reconstruct the velocity from discrete position measures. They can be classified in:
- Line per period (LPP) methods
- Fixed position (1/Δt) methods

ω è misurato in modo facile, tipo con un encoder in pratica ho una rotta dritta con vicino un sensore. Tranne la frequenza dei segnali ricevi ω , ci sono principalmente 2 famiglie per farlo: Line per period (LPP) e la Fixed Position (1/Δt)

In the Line Per Period algorithm the speed ω_{LPP} is estimated, every sampling period of duration T_s , as the ratio between the angular rotation and the time interval:

$$\omega_{LPP} = \frac{2\pi \left(\frac{n_t}{N} \right)}{T_s}$$

where n_t is the number of teeth counted in the last sampling period and N is the number of teeth.

Line Per Period

- precise at high speed
- errors at low speed
- constant delay

More advanced methods can be used by averaging from one measure to another according to speed.

In the Fixed Position algorithms, the velocity is estimated every time a tooth is detected. The reconstructed velocity is:

$$\omega_{\Delta} = \frac{\left(\frac{2\pi}{N} \right)}{\lfloor \frac{T_f}{\Delta t} \rfloor}$$

Where T_f is the time-distance between a tooth and the next, $\lfloor \cdot \rfloor$ indicates the floor truncation of a real number and Δt is the resolution on the counter.

Fixed Position

- precise at low speed
- errors at high speed
- time varying delay

Nella Fixed position conto quanto tempo passa da un dente all'altro (T_f)

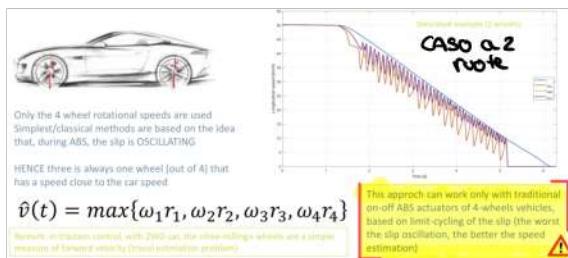
Queste 2 strutture hanno pro e contro complementari (leggere qui)

Come misurano invece la velocità σ (forward velocity)

È facile misurare la sua direzione es satellitare ma il problema è che non ha copertura al 100%. Poter poi pensare di usare sensori ottici (tipo mouse) è anche qui tuttavia ho dei problemi perché sono sensori molto grandi e costosi e possono avere problemi con neve, polvere ecc (questo è il fatto più importante)

Perciò noi faremo una stima di σ . Ci sono 3 metodi:

1)



fa uso delle 4 vir e l'algoritmo è semplice, in fase di frenata la velocità è data dal massimo di questi veloci.

Questo si usa negli ABS ON-OFF e questo funziona solo perché l'ABS fa un limit on the cycle slip.

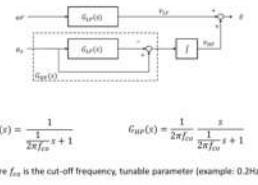
Se nessi un ABS che non mida oscillazioni questa stima di velocità sarebbe sbagliata.

ed è per questo che questa tecnica non può essere usata nel brake by wire ABS.

2)



The 4 wheel rotational speeds are complemented with a LONGITUDINAL accelerometer.



Frequency split.

Ci servono 4 rotazional speed e un accelerometro longitudinale.

L'idea è che mi basso sulla rotazional speed per basse frequenze mentre per alte mi baso sull'integrale dell'accelerazione.

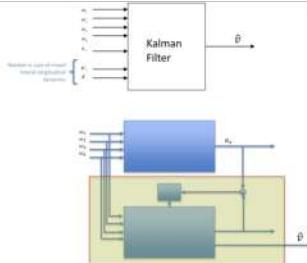
3) Kalman Filter



The 4 wheel rotational speeds are complemented with a LONGITUDINAL accelerometer.

Kalman-Filter (state-observer) approach: [the frequency-split method is upgraded with a vehicle model corrected in feedback]

This is the most sophisticated and advanced estimation method, used in last-generation high-end ABS



Anche qui usiamo le 4 rotazional speed e un acceleratore Longitudinale.

Possiamo avere anche 2 altri 2 ingressi per usare lo stesso filtro anche in laterali longitudinal dynamics.

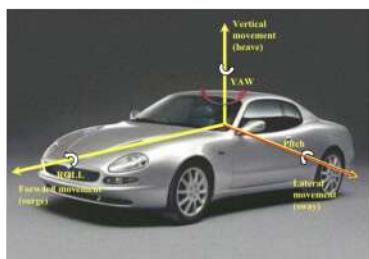
Rispetto a quello precedente è più complesso non far un'integrazione ma si basa su un modello.

15.04.2021

2h

Presentarsi all'esame senno è un casino (se non fa il Quiz) e fare l'upload dell'esame solo se è sufficente o circa, 2 turnimenti penalità.

Electronic Stability Control



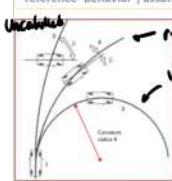
Vogliamo controllare il movimento laterale (sway) e lo YAW.

Introdotto sulla prima classe A perché si rivelava.

L'ESC è fatto per funzionare quando dovo fare un ripetitivo cambio di corsia (moose test) o quando perdo una curva a troppa velocità.

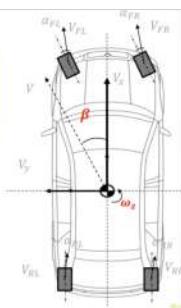
SLIDE IMPORTANISSIMA!
Ci dice quali sono le nostre variabili:

Side slip angle β : (fino ad ora abbiamo visto solo quello delle ruote α , questo è dell'intera macchina)
Ed è l'angolo tra l'asse longitudinale e il vettore di velocità del centro di gravità della macchina.



Remark: ESC cannot increase the INTRINSIC maximum lateral acceleration, given by the friction coefficient:

$$M \frac{v_{max}^2}{R} = F_0 \mu_{y, max} \Rightarrow v_{max} = \sqrt{\frac{R F_0 \mu_{y, max}}{M}}$$



YAW Rotational speed (ω_2 oppure r oppure $\dot{\psi}$)

Oggettivi del controllo:

- Tenere β più vicino a 0 possibile, se $\beta > 45^\circ$ la macchina non è più controllabile

• Cercare di tenere ω_z consistente con la velocità e lo steer angle.

ATTENZIONE!

ESC non può aumentare l'intrinseco massimo limite per l'accelerazione laterale

$$M \cdot a_{gmax} = f_{gmax} \rightarrow M \cdot \frac{v_{max}^2}{R} = f_{z,max} \leftarrow \begin{array}{l} \text{Da questa calcoliamo la } v_{max} \\ \text{a cui possiamo perdere quota} \\ \text{curva} \end{array}$$

Con R , il raggio della curva che stiamo compiendo

Se entriamo con una velocità maggiore di v_{max} non esiste ESC che ci permetta di seguire la traiettoria della curva. (Dobbiamo far forza elongare la traiettoria)

ESC ACTUATORS



Dal punto di vista degli attuatori, come posso effettuare il controllo dello YAW o il momento laterale?

Ci sono 2 classi principali, ma se usi le forze di contatto tra ruota e strada è un'altra che usi l'aerodinamica.
Il caso 2 è proprio estremo.

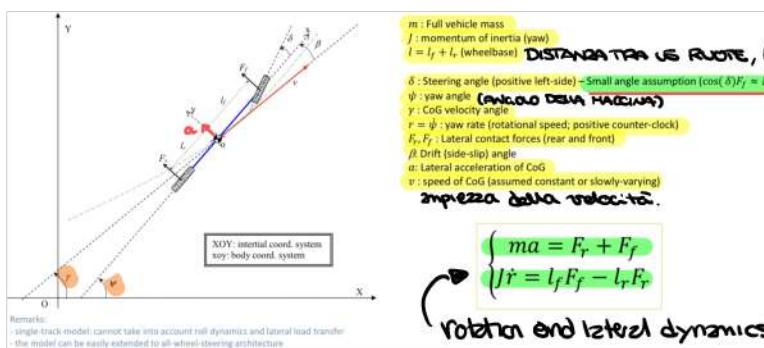
Nel 99% delle auto si usano i freni in modo assimmetrico per controllare lo YAW (abbastanza ovvio, freno solo de un lato e l'auto si gira da gelo). Il vantaggio è che questi "attuatori" ti abbiano già in auto quindi non c'è un costo.

Potrei fare anche la stessa cosa con i motori elettrici (dovranno essere 4) oppure con 3 differenziali attivi.

Potrei usare anche reactive steer (sia sulle ruote frontali che su quelle posteriori).

Control oriented mathematical model

Single track model (modello bicicletta)



- X, O, Y sono le coordinate globali
- x, o, y sono le coordinate dell'auto

Il centro di gravità dell'auto può avere velocità non parallela alla macchina e sappiamo che questo angolo si chiama β . Noi chiamiamo con γ l'angolo β riportato sulla variabile inerziale globale X .

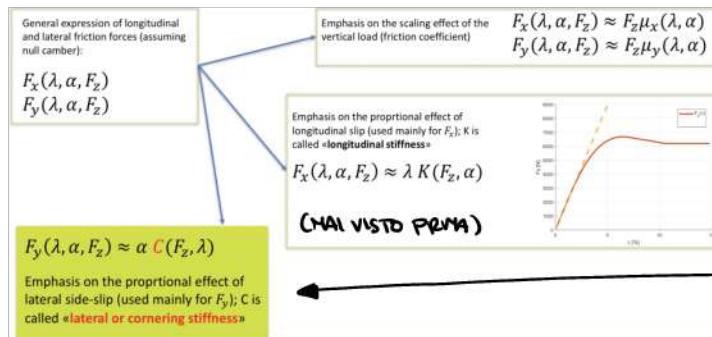
Allora quindi che $\beta = \gamma - \psi$

Visto che prima abbiamo detto che $\cos(\delta) \cdot F_f \approx F_f$, allora noi consideriamo sempre il fatto che F_f sia sempre ortogonale alle direzioen della macchina.

E' facile espandere questo modello anche quando abbiamo lo steer delle ruote posteriori (introducendo un altro angolo e via) il modello è essenzialmente uguale con una piccola variazione. (E' UNA TUTTA DOMANDA D'ESAME)

Ricordarsi che $\dot{\gamma} = \dot{\psi} = \dot{\omega}_r$

Ricordiamo che le forze possono essere scritte come:



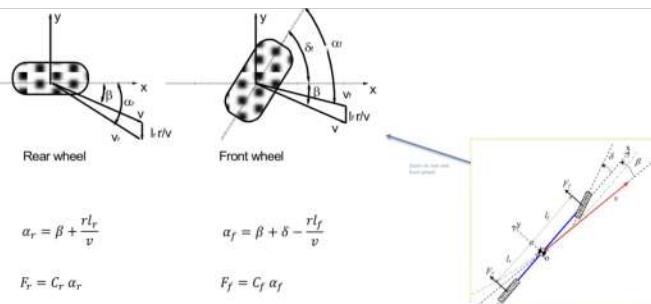
Allora risulta la forza sottolineando un determinato effetto

Enfasi sulla side slip angle, abbiamo effettuato qualcosa, che è chiamato lateral o cornering stiffness.

Perciò ce ne parliamo che vogliamo risolvere $F_y = \alpha \cdot C(\dots)$

Ci focalizzeremo molto su α , iniziamo supponendo $\delta = 0$ perciò $C(F_z, 0)$.

Lateral tire forces



C_r e C_f sono parametri delle ruote anteriori e posteriori.

La parte difficile è esprimere α_r e α_f .

L'α_r è dato da 2 contributi, uno di β più un uttore vettore dato dalla rotazione della macchina che vale Cr·r.

Visto che il triangolo che si crea tra v_r e v_f è moto stetico allora possiamo dire che l'angolo all'interno è:

$$D \sin x = Cr \cdot r$$

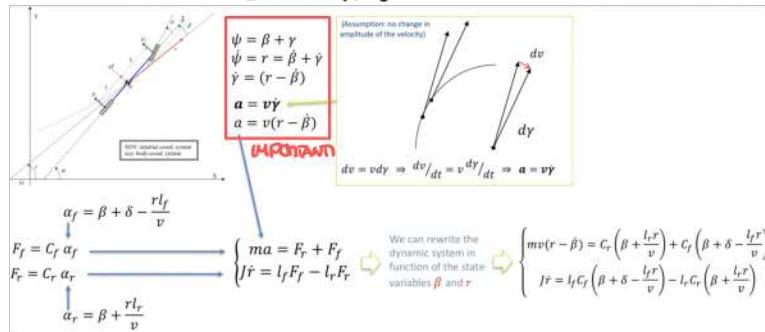
visto che x è piccolo $\sin x = x$ allora

$$x = \frac{Cr \cdot r}{D}$$

Perciò α_r è dato dalla somma dei 2 angoli

Per il frontale ho lo stesso principio, in questo caso tuttavia abbiamo sia lo steering angle e abbiamo anche che l'angolo eff. $\dot{\beta}/\dot{r}$ è da sottrarre, non ho ben capito perché!!
Comunque per ricaviamo α_f .

Ricaviamo il modello intero



Vogliamo scrivere le equazioni in funzione di B , α_f , la seconda ed è già α_f , per la prima dovo fare un cambio di variabili

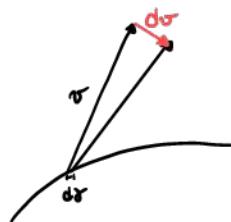
avremo detto prima che

$$B = \gamma\dot{r} - \dot{\gamma}$$

Consideriamo la traiettoria del centro di massa, sappiamo che la velocità è tangente a questa curva



Prendo ora 2 punti molto vicini: tra loro sulla curva posso dire che



Si avrebbe che

$$d\sigma = \sigma \cdot \sin \delta$$

Visto che $d\gamma$ moto puro

$$d\sigma = \sigma \cdot d\gamma$$

Dividendo per $d\sigma$ tutti e 2 i termini ottieno

$$d\sigma = \sigma \cdot d\gamma \rightarrow \frac{d\sigma}{d\gamma} = \sigma \cdot \frac{d\gamma}{dt} \quad \text{perciò possiamo scrivere che } \alpha = \dot{\sigma} \cdot \dot{\gamma}$$

accelerazione

al posto di $\dot{\gamma}$ metto l'eq ricavata prima così metto tutto in funzione di B .

Ottieniamo così il classical single track model

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \left(-\frac{C_f + C_r}{mv} \right) B + \left(1 + \frac{C_f l_f - C_r l_r}{mv^2} \right) r + \frac{C_f}{mv} \delta \\ \dot{r} = \left(\frac{C_f l_f - C_r l_r}{J} \right) \beta + \left(-\frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{vJ} \right) \delta \end{cases}$$

State-space – Normal form – 2nd order linear system (time-varying if v is slowly-varying)

Example values for parameters:
 $m = 1400$
 $J = 3.30m$
 $J = 1.25m$
 $J = 2000 \text{ kg m}^2$
 $C_f + C_r = 90000 \text{ N/rad}$
 $v = 200 \text{ m/s}$

Simplified model: $C_f = C_r = C$; $l_f = l_r = 0.5L$:

$$\begin{cases} \dot{\beta} = \left(-\frac{2C}{mv} \right) B + r + \left(-\frac{C}{mv} \right) \delta \\ \dot{r} = (0)\beta + \left(-\frac{0.5Cl^2}{vJ} \right) r + \left(\frac{0.5Cl}{J} \right) \delta \end{cases}$$

Triangular system:
- Equation of $\dot{\beta}$ depends on r
- Equation of \dot{r} does not depend on β

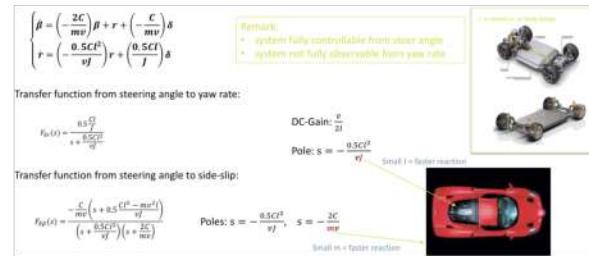
Ricordiamo che

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

con A e B matrici

Modello semplificato (se ruote anteriori e posteriori sono uguali) e se la massa è costante al centro

Il sistema precedente è un sistema del secondo ordine con un unico input. Consideriamo ora il caso del modello semplificato, vediamo che è un sistema triangolare, cioè la matrice naturale del sistema è triangolare.



Faccendo la trasformata di Laplace del sistema ottengo 2 FDT uno da δ e uno da v a B .
(Pronto a farlo, non so come)

Notiamo che le 2 FDT differiscono dal punto di vista dei poli, nel senso un polo è lo stesso, l'altro in un caso

c'è nell'altro no, questa è dunque una matrice triangolare e questo significa che il sistema è completamente controllabile dall'angolo di steering ma vuole anche dire che non è completamente osservabile, in particolare dato γ_{AW} rete. (B è invisibile dalla prospettiva della rete γ_{AW})

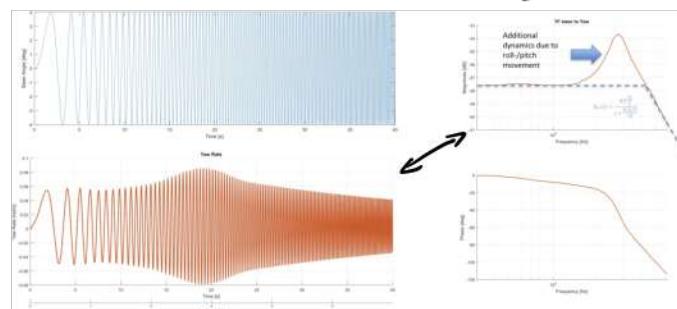
Anche nel caso rete c'è una bassa osservabilità di B perché il punto della matrice $A\delta$ è quasi zero anche nel modello rete.

Notiamo che nel polo comune ad entrambi i FDT è presente in J al denominatore se riduciamo J il polo cresce \rightarrow aumentano la banda del sistema. Un modo per ridurre l'inerzia è spostare la massa al centro ed esempio spostando il motore al centro.

per l'altro polo notiamo che ne el denominatore la massa, quindi andiamo di ridurre la massa.

NOTA MACCHINE ELETTRICHE: Le masse principali sono i motori e le batterie, le batterie le mettiamo basse così non ha load transfer e soprattutto la corba di mettere centrali. Per quanto riguarda i motori, quelli posizionati nelle ruote risultano essere i peggiori perché per dove sono posizionati aumentano l'inerzia J .

Esempio del sistema (input steering angle, output γ_{AW} rete)



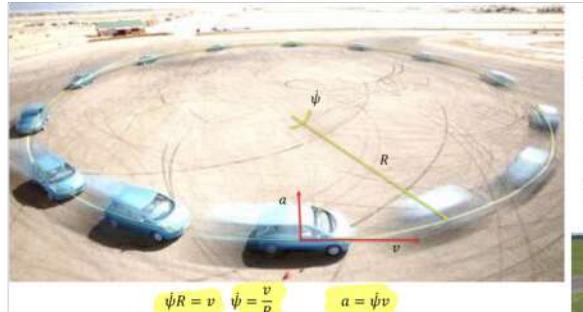
Possiamo vedere che all'inizio il comportamento dello γ_{AW} rete è pressoché perfetto, ed alle frequenze di steering angle fin da pressobasso, ed in questo caso specifico non anche una risonanza.

In scia fase e modulo del Sistema

Il modello semplificato non ci dà la risonanza ma in genere per uno studio

quantitativo non è un problema.

UNDER-STEERING GAIN



Circular path with constant radius R (es.: 50m)

Staying on the circle, the velocity v is slowly increased

Accordingly, the lateral acceleration increases

The steering angle (if needed) is modified to stay on the circle

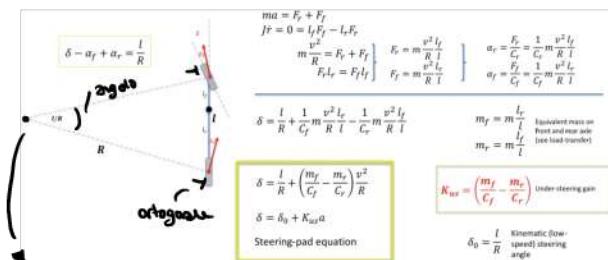
Steering-ped test:
facciamo un cerchio perfetto con un raggio deciso (tipicamente 50m).

L'idea è quella di partire piano e poi piano piano acceleriamo rimanendo sempre sul cerchio (l'esperimento quasi statico)

Visto che aumenta la velocità, allora anche la

velocità laterale aumenta, il punto chiave è vedere se e quando dovrà cambiare l'angolo dello sterzo.

So che il vettore velocità è sempre tangente al cerchio perciò posso ricavare lo yaw rate



Steering Pad equation:

Supponiamo che il modello della macchina stia ruotando e che i 2 vettori rossi siano le 2 velocità anteriori e posteriore

Dobbiamo trovare la relazione tra questi valori:

il punto al centro della traiettoria cerchio (di Raggio R) si trova tramite la retta ortogonale al vettore velocità delle ruote (anteriore e posteriore), capiamo quindi che l'angolo tra le 2 rette di visione le 2 ruote al centro della traiettoria è θ/R questo perché l'angolo è molto piccolo e quindi $R \sin \theta = \ell \rightarrow \theta = \ell/R$

Troviamo poi gli angoli dati dal vettore velocità da cui' anterice da cui' posteriore sono α_F e α_R

Endereziamo poi i 2 angoli X e Y

Sappiamo che $\frac{\ell}{R} + X + Y = 180^\circ$ (Somma angoli è un triangolo)

visto che $X + \delta - \alpha_F$ è $\geq 90^\circ$ (per quello imposto prima) e così anche per $Y + \alpha_R$, allora

$$\begin{cases} X + \delta - \alpha_F + Y + \alpha_R = 180^\circ \\ X + Y + \ell/R = 180^\circ \end{cases}$$

e ottieniamo che

$$\delta - \alpha_F - \alpha_R = \frac{\ell}{R}$$

IMPORTANTE!!

Data questa relazione possiamo guardare il lato destro della slide, abbiamo che

$$\sum M_a = F_r + F_f \leftarrow \text{Abbiamo accelerazione laterale}$$

$$\sum J_i = 0 = F_f F_f - F_r F_r \leftarrow \ddot{\theta} = 0 \text{ perché noi aumentiamo tenendo la velocità quindi nonabbiamo accelerazione rotazionale}$$

Poi al posto di scrivere la sua equazione V^2/R , delle 2 eq ricavi F_r e F_f . delle quali ricaviamo gli zeta e da quelle con la formula dimostrata sopra s.

$$\delta = \frac{l}{R} + \frac{1}{C_f} m \frac{v^2}{R} l_r - \frac{1}{C_r} m \frac{v^2}{R} l_f$$

$$m_f = m \frac{l_r}{l} \quad \text{Equivalent mass on front and rear axle (see load-transfer)}$$

$$\delta = \frac{l}{R} + \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \frac{v^2}{R}$$

$$\delta = \delta_0 + K_{us} a$$

Steering-pad equation

$$K_{us} = \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \text{ Under-steering gain}$$

$$\delta_0 = \frac{l}{R} \quad \text{Kinematic (low-speed) steering angle}$$

EQ. FINALI

Iniziamo con steering angle δ_0 per 3 cose possono succedere:

1) la macchina è neutra: 2 velocità stessa cor. angolo δ_0

2) Sottosteरo $K_{us}>0$: significa che maggiore è la velocità più devo sterzare per stare in trac.

3) Sovresteरo $K_{us}<0$: + veloce meno devo sterzare per stare in trac.

Tutte le macchine sono progettate per sottosteरone

Abbiamo visto che $K_{us} > 0$ o < 0 , guardando la formula e supponendo di avere ruote uguali capiamo che per avere una macchina con comportamento sottosteरante basta mettere il peso davanti.

Ed è per questo che alcune auto hanno ruote dietro più grandi (tipo la prima smart) perché sono ruote posteriori e corta nel basso, quindi bastano passeggeri e bagagli per spostare il centro di gravità e per stare dritti hanno bisogno di mettere ruote dietro + grandi così $C_r > C_f$.

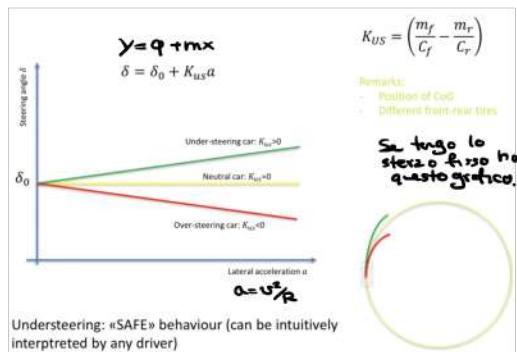
Il caso più generale di ruote posteriori grandi e sulle auto sportive, che sono portate al sovresteरo perché hanno + massa sul retro quindi neanche con le ruote

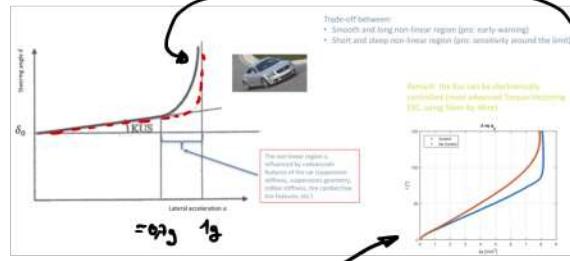
ATTENZIONE PERO', fino adesso abbiamo visto lo steering gain nel dominio lineare ma quando arriviamo al limite della macchina abbiamo anche un abbasso ma ferissimo accelerazione laterale, perciò ad un certo punto superano il limite fisico della frizione delle ruote.

Chiamiamo m_f e m_r le masse equivalenti sugli assi anteriori e posteriori (static equivalent mass)

$$K_{us} = \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right)$$

- Position of CoG
- Different front-rear tires

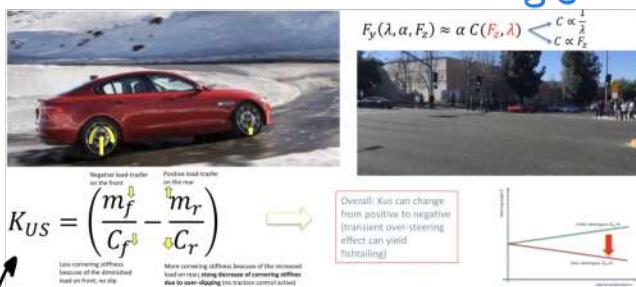




Ci sono 2 modi per fare il design della regola KUS: una più calma (curva rossa) e quella più veloce (rossa). Questa zona blu è per "warning" per il guidatore, quindi per un guidatore normale la curva rossa è nera, mentre per un professionista la rossa è nera.

Nelle nuove macchine è possibile creare elettronicamente la curva di comportamento non lineare e gesto si fa tramite l'ESC e model reference control. Dal tipo ha la macchina che ha un comportamento meccanico (come curva blu) e tramite l'elettronica lo puoi in anzicare.

Variabilità dinamica dell'understeering gain.



KUS può cambiare anche prima della zona non lineare perché possono zone transizionali anche prima di questa zona perché abbiano trasferimenti di carico, molte volte anche laddoppio di più cambiare.

Ricordiamo infatti che la laterale force:

$$F_y = \alpha C(F_z, \lambda)$$

Studiamo l'eq notiamo che aumentando F_z la laterale force aumenta, mentre aumentando λ questa diminuisce.

Perciò abbiamo che $C \propto F_z$ e $C \propto \lambda$.

Un esempio di una auto accelerata in curva, il primo termine scatta, il secondo può saltare ed è così di posso avere un oversteering.

Come posso fare una stima del valore dello steering angle?

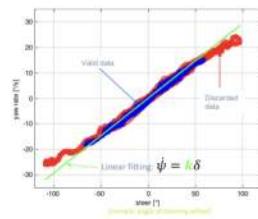
Potrebbe essere stimato sperimentalmente. Dobbiamo avere velocità costante e guidiamo a cerchio tenendo la traiettoria, poi misuro lo steer angle e lo yaw rate.

Testing protocol - keep constant speed (example: 60 km/h) - Drive *slightly* around a proving ground

- Only straight-ahead driving (no steering wheel turns), AND lateral acceleration smaller than 0.05 g are considered.

- Put on a steering-angle or yaw-rate map.

- Linear fitting estimation of δ is often to yaw-rate coefficient.



$$\begin{aligned} \delta &= \delta_0 + \alpha K_{US} \\ \delta &= \frac{l}{R} + \psi v K_{US} \\ \delta &= \frac{l}{v} + \psi v K_{US} \\ \psi &= \frac{\psi l}{v} = \frac{[l + K_{US} v^2]}{v} \delta = k \delta \\ \hat{K}_{US} &= \frac{v - \psi l}{\psi v^2} \end{aligned}$$

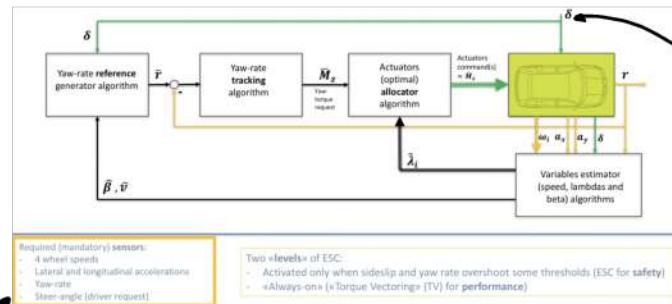
Se plotteremo questi valori otteniamo una linea, per questa linea viene fittata per trovare la pendenza della linea che è $\psi = k \delta$

Ri-vedo nelle eq, faccio un po' di cambi di variabili e ottengo che

$$k = \frac{v}{\frac{l}{v} + K_{US} \cdot v^2}$$

E l'ho misurato proprio dalla formula ricevo KUS

ESC general architecture and structures



Come output del sistema abbiamo lo yaw rate ($r = \omega_z = \dot{\psi}$). Lo steering angle δ lo vediamo come un disturbo misurabile (xe il guidatore è un disturbo per il controllo).

Gli altri output (che non sono controllati) sono le velocità angolari di tutte e quattro le ruote ω_i e le 2 accelerazioni a_x, a_z .

Come input la faccenda è un po' più complessa. Come input abbiamo l'az. yaw torque. Questo fisicamente viene atteso in modo diverso in base all'attore. Esiste un Attuator algorithm che dato un valore numerico a Hz lui provvede a realizzarlo fisicamente.

Notiamo che il blocco di controllo principale è sotto yaw rate, abbiamo r in ingresso e ci facciano un feedback negativo.

La cosa diversa è che abbiamo un blocco per stimare le variabili che ci servono (λ, β e velocità), abbiamo (λ, β una per ruota), e questi valori stimati vanno dentro un blocco di stima dello yaw rate, che genera un valore di référence dello yaw rate in base a diverse costanti (α, β, γ) (e' uno che gestisce il blocco richiede in delta perché deve "capire" cosa il guidatore vuole fare).

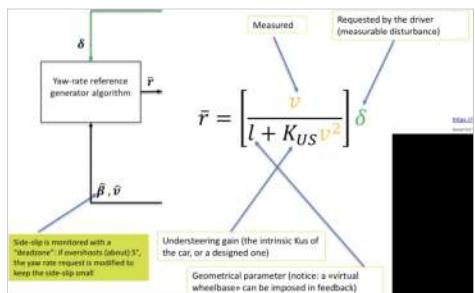
Questi sono i sensori fondamentali, che ci servono per far andare il sistema.

Tipicamente le 2 accelerazioni e lo yaw rate vengono calcolate con una IMU, con 3 gradi di libertà.

Possiamo suddividere 2 livelli d'ESC, uno che si attiva solo quando sideslip e yaw rate superano un limite, oppure che sono always on.

Tipicamente poche auto hanno l'always on.

Vediamo ora come sono fatti i blocchi



Formula che conosciamo già che lega lo yaw rate a δ . è la formula del Kus.

Ho bisogno come input δ , r , K_{us} e la wheel base.

Dove K_{us} è il valore caratteristico della macchina.

Possiamo cambiare dinamicamente il comportamento dell'ESC variando il valore di δ (ci possono essere dei vantaggi).

Vede la stessa cosa anche col lo steering gain Kus.

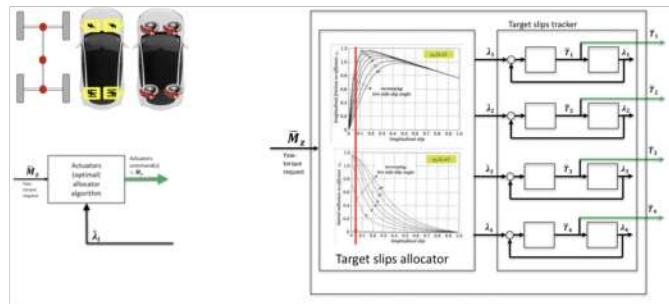
Potrei fare queste cose perché sono controllate via Feedback.

Il problema di queste teorie è il fenomeno dell'elettronica, infatti se la meccanica è fatta male e si cerca a guidare solo con l'elettronica vibrerà se no in questo c'è un problema.

B come input serve come monitor, viene controllata B in un veloce timer, se viene superato allora viene controllato in modo da far sì che B si riduca.

Attuatori

• Attuatori che si basano su dare una forza assimmetrica alle ruote



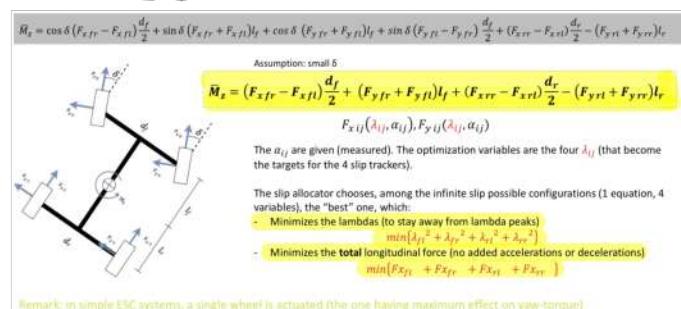
gestendo in modo simmetrico le ruote creiamo un momento torcente.

Vediamo dietro l'allocator block.
riceve come input la yaw torque request e come uscita da 4 coppie su ogni 4 delle ruote

Abbiamo un target slip allocator che per ogni ruota da cui in modo da dare una determinata F_x e F_y , dopo lo slip allocator abbiamo lo feedback su lambda (tipo capitolo 2) solo che qui i lambda sono diversi ogni per ruota.

Nell'loop di lambda prendono come uscita la coppia.

Come facciamo a decidere i valori dei λ ?



C'è un modello della Full-car. Per ogni ruota possiamo esprimere F_x e F_y .

$F_{x,y}$: F_x front right [ecc...]

d_r e d_l sono le distanze delle ruote destra e sinistra (Tipicamente $d_r=d_l$)

Tramite questi valori ricevo la yaw torque (assumendo S piccoli)

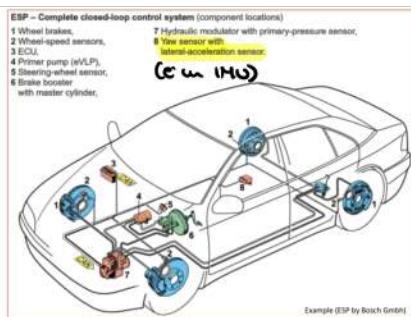
Dobbiamo fare ora il design di 8 forze $F_{x,y}(lambda_{ij}, alpha_{ij})$... dove queste forze dipendono da 4 λ diversi, e visto che i valori di α sono detti l'unico lavoro da fare è su λ .

Ci sono infinite combinazioni di λ che forniscono lo stesso M_y , dobbiamo perciò trovare in modo per trovare la soluzione migliore.

Algoritmo per scegliere i lambda, stai lontani dai picchi di λ (ci voglio fare più bassi possibili, grandi lambda = problemi, overshoot the peak ecc...) ci voglio minimizzare tutta la forza longitudinale, perché io voglio ridurre la meccanica quindi la forza che mi fa andare dentro è solo un effetto parasita. Vorrei solo forza laterale.

ATTENZIONE! In un ESC base non faccio tutta questa ottimizzazione ma decido di controllare solo una ruota. La ruota che dovrà controllare dipenderà dal giro della curva e in ogni caso sempre la ruota davanti perché è sempre una frenata e quindi zero spostamenti di carico al frontale.

- The actuated torque is a BRAKING torque
- The simplest and cheapest, since brake actuators are already installed for ABS (ABS come first than ESC)
- An ACTIVE braking actuator is needed (must be able to create brake pressure even if the driver is not braking, unlike ABS)
- Fist developed; still (by far) the most largely used ESC actuator



ATTIVATORI A FRENO

modo usciti, due azze però da i freni possono bloccare anche se non sto perpendendo il freno.

Un altro tipo di wheel torque actuators sono i DIFFERENZIALI

- The actuated torque is a DRIVING torque
- Needs expensive and complex electronically-controlled-differentials
- Full-controllability of the 4 driving torques requires 3 differentials (plus total torque control of the engine); reduced actuators configuration can be used.
- Niche-technology (full-controllability solution only for high-end 4WD cars)

<https://www.youtube.com/watch?v=utkHtJhLhI>

Il differenziale ha lo scopo di suddividere la coppia sulle ruote e permette alle ruote di andare a velocità diverse.

Un differenziale elettronico suddivide la coppia con un veloce di grado 10 elettronicamente.

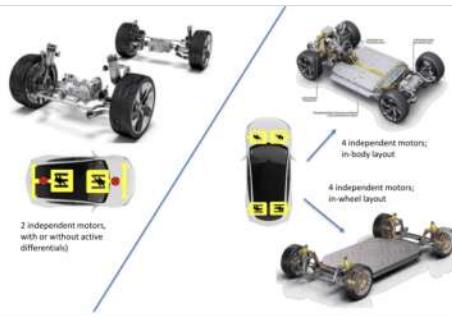
Ho 3 possibili configurazioni con 3, 2, e 1 differenziali elettronici.

Con i differenziali non ho coppia regolare ma solo una differenza positiva di coppia tra ruote. Ho controllo completo della macchina solo con i 3 differenziali elettronici.

Tipicamente i differenziali elettronici sono molto usati su auto da offroad.

Attuatori motori elettrici

- The actuated torque is a DRIVING torque, but also large BRAKING torques can be generated.
- In principle, it is the best possible actuator (fast, symmetric, energy-recuperation possible) for ESC



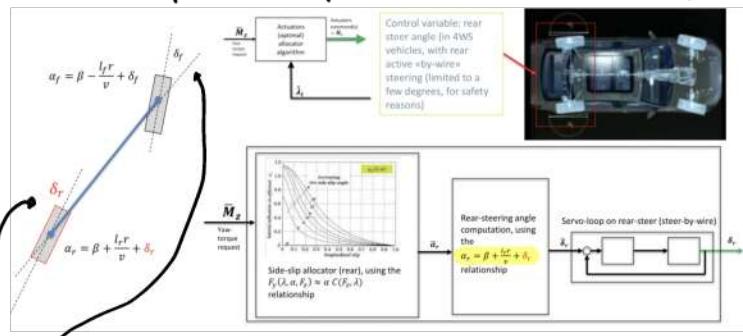
Per la wheel torque i motori elettrici sono i migliori (4 motori elettrici indipendenti) se non ho 4 motori devo usare le tecniche precedenti.

Se i 4 motori elettrici non sono sulle ruote ma sono attaccate a queste con un asse zebra questo asse ha un

effetto elastico che fa da passabasso con un po' di riserva che non punteggia scende sotto 100Hz a 6/7 Hz.

(l'effetto elastico delle zesse comporta la banda di controllo del sistema)

Active Steer: Questo è un tipo diverso di attutore che non usa forze di cattutto, e l'attutore più avanti perché lo sterzo è attivo per creare YAW torque.



Per motori ecologici però questa tecnica è meno utilizzata di quella del freno.

La soluzione migliore o) giorno dopo: è lasciare l'asse davanti passivo mentre quello dietro è controllato

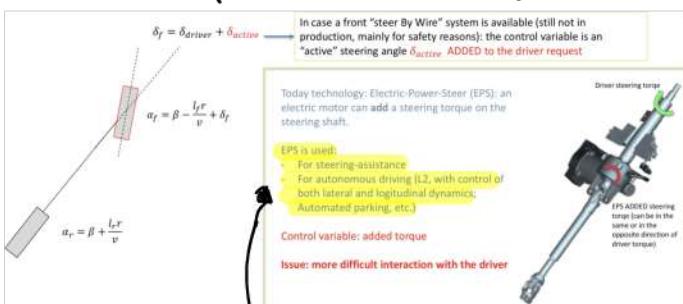
SF "disturbo misurabile" (non il guidatore per l'ESC è un disturbo).

dr = variabile di controllo

Cosa succede dentro l'ellettoro?

In base a 21 valori di \$\mu\$ (?) ricevono il valore di \$\alpha_r\$ e tramite l'equazione nel secondo blocco ricevo il valore di dr. Poi tramite un feedback controllo l'attutore.

Una soluzione più facile è controllare il frontale



In questo schema possiamo avere 2 soluzioni diverse

1) Steer by wire, in questo caso il guidatore fa la richiesta di un \$\delta\$ e la calcolina modifica questo valore di \$\delta\$. (in realtà steer by wire non esiste ancora)

2) Added torque, ho un motore elettrico sulla barra dello sterzo che mi aggiunge o mi toglie qualcosa (Electric Power Steer EPS) e' usato solo

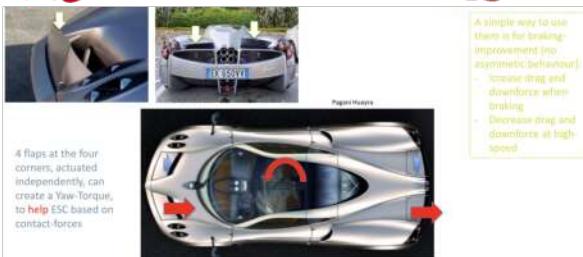
E' difficile interfacciare con il guidatore perché ho una competizione diretta.

29.04.2021

Recupero

2h

Aerodinamica come attutore dell'ESC



Non usiamo più forze di cattutto come attutori.

Nella pegaso c'sono 4 flap, ognuno per lato e questi possono essere attivati indipendentemente. Questi flap hanno una buona banda (forse possono essere attivati velocemente).

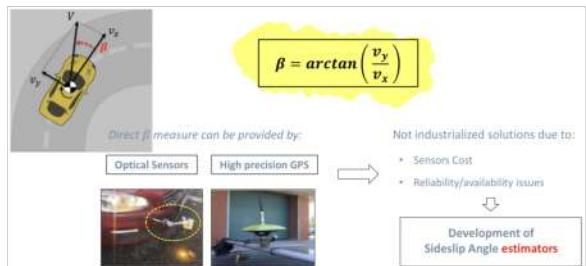
la forza aerodinamica è tuttavia molto piccola a velocità limite della strada. (La forza aumenta con il quadrato della velocità).

La Lamborghini ha un'idea simile ma usa un flap frontale che fa da terzola.

Riassunto

- Brakes: established (100% market penetration on ABS; will always be used by ESC)
- eDifferentials: niche (for high-end or high-specialized on-road vehicle and sportcars) will probably remain a niche (no more than a few % of the market)
- Electric motors: will be more and more used (in combination with brakes) with the diffusion of electric cars
- Active-steer: will become very common in autonomous car (from Level L3 up)
- Active aerodynamics: will remain a very small niche for high-performance «racetrack-oriented» hypercars

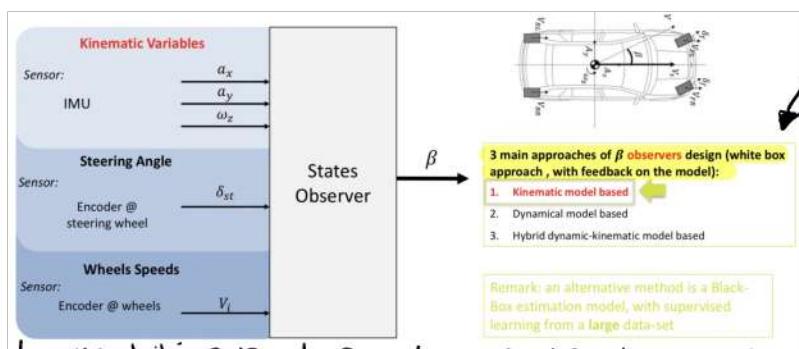
β (Side slip angle) estimation



(Credo che se stimiamo β riceviamo anche α_x e α_y)

Noi non possiamo misurare β perché non misuriamo la velocità.

Dobbiamo quindi stimare β via SW



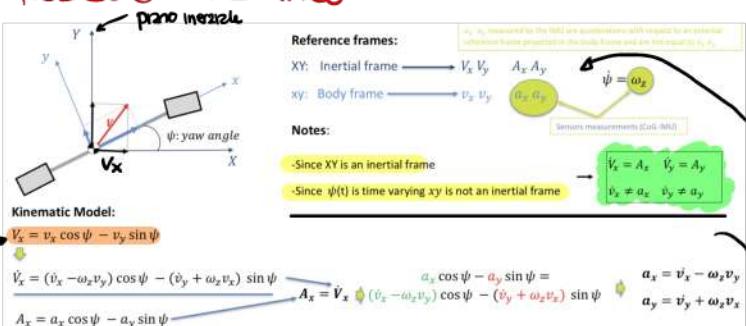
Gli sono 3 modi per stimare β

(In realtà ci sono 3 modi possibili per le traiettorie: un box black box e un AI)

Questi tuttavia sono preferiti perché hanno parametri variabili

Le variabili misurate sono: la velocità delle ruote, l'angolo di sterzo e le accelerazioni dall'IMU

MODELLO CINEMATICO



Abbiamo 2 piani, il piano del modello x, y e il piano inerziale X, Y . Possiamo proiettare la velocità V su entrambi questi piani.

L'IMU ci dice a_x, a_y e ω_z . C'è un piano inerziale al corpo e non è il piano inerziale. Prenderlo per vero

Possiamo scrivere V_x come combinazione di v_x e v_y relativi allo zew rate ψ .

Facciamo poi la derivata (è una derivata composta).

In un modo simile possiamo dire che $Ax = ax \cdot \cos \psi - ay \cdot \sin \psi$.

Visto che siamo in un sistema inerziale $Ax = V_x$ e quindi con questo "Unisco" le 2 equazioni. Comprovo i valori dei seni e del coseno e ottengo 2 equazioni per le accelerazioni. (è un modello cinematico (kinematic model) perché tutte le forze di contatto non vengono considerate)

$$\beta = \frac{d}{dt} \arctan \frac{v_y}{v_x}$$

Hp: $|v_x| \gg |v_y|$

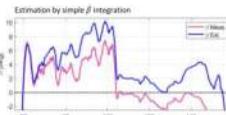
$$\dot{\beta} \approx \frac{d}{dt} \frac{v_y}{v_x} = \frac{v_y v_x - v_x v_y}{v_x^2} \approx \frac{v_y}{v_x}$$

$$\dot{\beta} \approx \frac{v_y}{v_x} = \frac{a_y - \omega_x v_x}{v_x}$$

The direct relation with sensors is in time-differentiated sideslip

We cannot simply integrate $\dot{\beta}$:

$\int \dot{\beta} \text{ integral will drift because of small measurements errors}$



Riferendo c alla formula

$B = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right)$ allora possiamo dire che

$$\hat{\beta} = \frac{d}{dt} \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right)$$

Facciamo un'approssimazione detta che

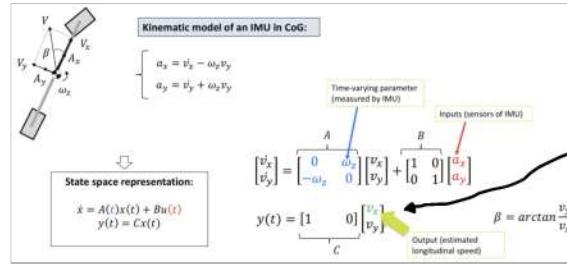
$$|v_x| \gg |v_y|$$

(approssimazione molto realistica), otteniamo quindi che

$$\hat{\beta} = \frac{v_y}{v_x} \quad \text{ricaviamo per } v_y \text{ dalle formule di } ax, \così \text{ ce ottiene } \hat{\beta} \text{ che dipende da elementi completamente misurabili}$$

Tuttavia non possiamo integrare e basta $\hat{\beta}$ perché l'integrazione è un non asintoticamente stabile dinamical filter, quindi un piccolissimo errore nella misurazione di valori introduce un drift error. (grafico 1) (è lo stesso motivo perché non possiamo ricavare la velocità delle accelerazioni).

Dobbiamo quindi tornare indietro e realizzare un osservatore.



Riscriviamo il modello come una state space rappresentazione, con input le 2 accelerazioni.

V_x non è misurabile, dobbiamo stimarlo come fatto nel capitolo 2

Notiamo che la matrice A contiene variabili che variano con il tempo, è un time variant linear system

A non-linear state observer (structure similar to a Kalman Filter) based on the single track kinematic model is used

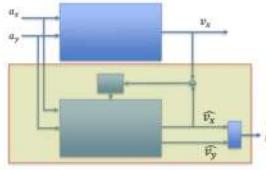
$$\begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \omega_x \\ -\omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix} + K(v_x - [1 \ 0]) \begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} = [A - K C] \begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} + B \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix} + K \cdot v_x$$

$$\hat{\beta} = \arctan \frac{\hat{v}_y}{\hat{v}_x}$$

K matrix [feedback gain of the observer]

v_x "measure": The feedback term v_x is provided by a wheels speed based estimation algorithm (see estimation problem of longitudinal velocity and longitudinal slip lambda)

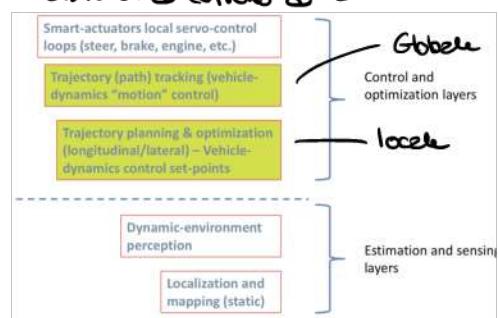


Realizziamo allora un modello con la trama del Kalman filter.

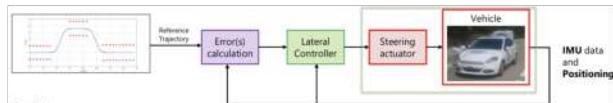
È un non linear state observer per il sistema dobbiamo aggiungere $\hat{\beta} = \arctan\left(\frac{\hat{v}_y}{\hat{v}_x}\right)$

La matrice d'osservabilità dice che se $W_2 \neq 0$ (se siamo sul diritto) allora perdiamo di osservabilità.

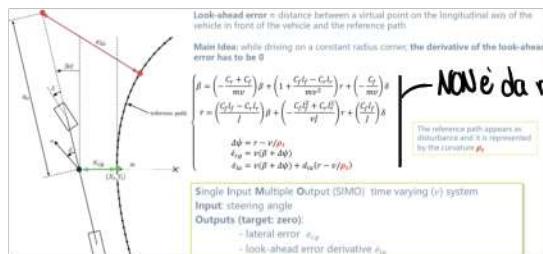
Autonomous car with lateral & longitudinal control.
Il sistema di controllo di auto autonoma è multilayer



Trajectory tracking: ho come input l'angolo di sterzo e come uscita i dati per dal IMU. ho poi un feedback per seguire una reference trajectory.



Come viene programmata la trajectory tracking in una auto autonoma? (Quindi: come creo la reference trajectory?)



Si usa un look ahead system.
Si pianifica in anticipo (tipo 1 sec) cosa fare.

Ci sono 2 errori

- error istantaneo ϵ_{xy} : quanto sono distante (nel percorso della traiettoria)
- look-ahead error $\ddot{\epsilon}_{xy}$: predice un errore nel futuro.

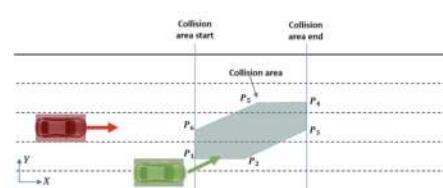
Usiamo un sistema SIMO (+ output) in modo da avere $\epsilon_{xy} = 0$ e la derivata dell'errore look-ahead a zero (cioè che non aumenti o diminuisca)

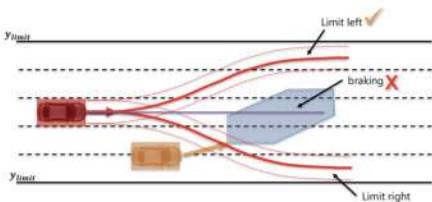
Per ogni velocità ho una distanza di look-ahead ottima, la distanza di look-ahead è un parametro di fondamentale importanza.

Path planner (local planning)



Dovendo creare una traiettoria che sia nella trajectory tracker. Se faccio un robot che il trajectory tracker non riesce a tenere vado in testacoda.





Se frena o frena il sorpasso a sinistra non sono
possibili altrimenti si può provare a fare il
sorpasso a sinistra (pericoloso)

Si possono anche scegliere le traiettorie sicure ma
con il massimo livello di comfort.

Quando si fa il design di queste traiettorie è
FONDAMENTALE crescere la frizione delle ruote

per tutta la durata. Perché posso iniziare a frenare con $\mu=1$ ma poi μ va a 0.5
e quindi se zero deciso di fermare e basta potrei finire a impattare la macchina
allora tutto mentre μ (velocità) allora posso scegliere un'altra traiettoria

Stability control per moto



ha 3 out-of-plane modes

- capsre: caso xe' vado troppo piano le zitte 2 sono date da + ucciso
- weave: oscillazione a bassa frequenza dell'intera moto (shaking)
- wobble: oscillazione ad alta frequenza solo della rotella destra

Che strumenti possiamo usare?

- Braking control
- Semi-active steering
- Nel caso delle moto si possono usare anche sulle sospensioni semi attive.

Un altro strumento che si può usare per stabilizzare la moto (oppure per tenere la moto in piedi) sono le masse girevoli (gyro).

5/06/2021

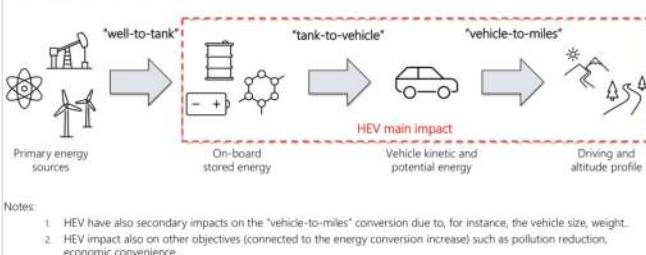
2h

Hybrid and electric vehicles

Veicolo ibrido: Un veicolo che ha 2 fonti d'energia (eltrico) complementari che ne fanno da propulsione.

I veicoli ibridi ottengono **energy conversion efficiency**

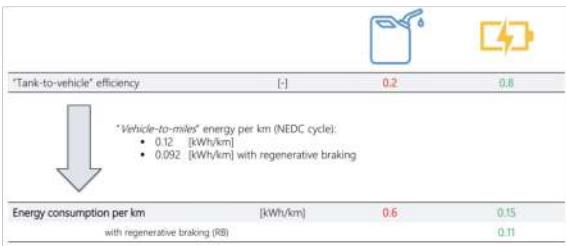
The Energy Conversion Efficiency increase objective motivates the appearance of HEV.



- Crea energia

- La trasforma in un'energia che posso tenere a bordo
- Trasforma questa energia in energia cinetica
- Faccio strada

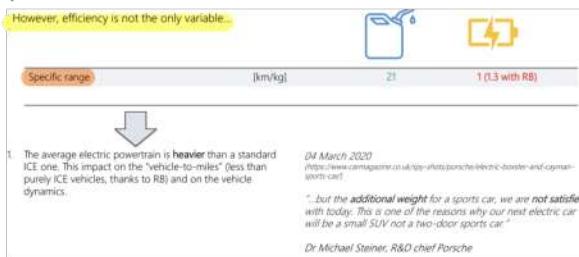
Ma perché veicoli ibridi e non direttamente elettrici?



Quanto bene possiamo convertire l'energia di bordo in energia circolare.
Con la benzina abbiamo un 20% di eff. mentre con la batteria abbiamo circa l'80%.

→ Esempio considerando energia per Kilometro.

Sembra che i veicoli elettrici sono top, ma questa è solo una parte del problema

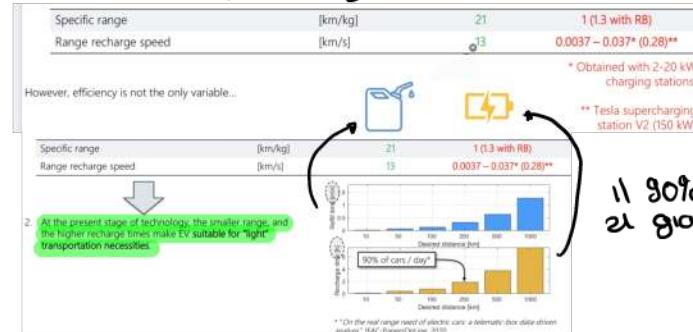


Specific range: Quanti Km posso percorrere dato il tuo peso (della fonte di energia)

Con 1Kg di benzina faccio circa 21 Km mentre con 1Kg di batteria faccio 1Km.

Cepiamo che le batterie sono molto efficienti ma hanno bassa densità di energia.

Un altro punto è la **range recharge speed**: sono i secondi da cui metto a riposo il serbatoio per fare un Km. Andate in questo caso la benzina è molto più veloce della batteria [13 Km/s vs 0,0037 - 0,037 Km/s]



Se faccioamo un parco con la benzina, quando facciamo un pieno di benzina c'è come se stessimo ricaricando a 30kW.

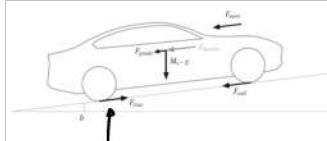
Il 90% delle auto viaggiano meno di 250 Km al giorno.

Cepiamo che studiare i veicoli ibridi ha un senso! Perché la transizione da benzina a elettrico avverrà in molto tempo e nel frattempo i veicoli ibridi la faranno da pedrone

Come fanno i veicoli ibridi a migliorare la energy conversion efficiency? (In generali perché abbiano una batteria a bordo che è molto efficiente)

Ci concentreremo adesso sulla vehicle to miles efficiency

facciamo adesso il modello della macchina longitudinale



$$F_i = m_e \ddot{v} \quad \text{Inertia}$$

$$F_g = m_e g \sin \delta \quad \text{Grade}$$

$$F_r = c_r(v) m_e g \cos \delta \quad \text{Rolling resistance}$$

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a A_f C_d v^2 \quad \text{Aerodynamics}$$

Force balance $F_w = F_i + F_g + F_r + F_a$



Power balance $P_w = P_i + P_g + P_r + P_a$ with $\begin{cases} P_w > 0 & \text{Traction} \\ P_w = 0 & \text{Coasting} \\ P_w < 0 & \text{Braking} \end{cases}$

Note 1: power balance depends on

1. Vehicle parameters

2. Driving cycle $v(t), \dot{v}(t)$

Note 2: traction/braking doesn't necessarily mean acceleration/deceleration...

Abbiamo un bilanciamento di forze
 $F_w = \text{Forza}$

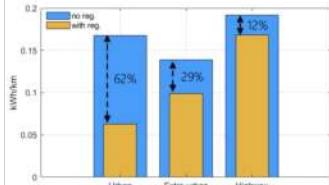
Questo bilanciamento di forze risulta in un bilanciamento di potenza
il bilanciamento di potenza dipende dai parametri del veicolo e del ciclo di guida.

$P_w > 0$ tratta non significa che per forza che stiamo accelerando, infatti se siamo in salita a velocità costante siamo comunque in trazione.

Del bilanciamento di potenza ricaviamo l'energia

$$\text{The vehicle energy balance} \quad \frac{1}{l} \int s dt \quad P_w = P_i + P_g + P_r + P_a \quad E_w = E_i + E_g + E_r + E_a$$

$$\begin{cases} E_w^+ > 0 & \text{Traction} \\ E_w^0 = 0 & \text{Coasting} \\ E_w^- < 0 & \text{Braking} \end{cases}$$



An electric motor can be used as generator during braking. The corresponding energy is stored in the battery and can be used later for traction.

The amount of saved energy depends on:

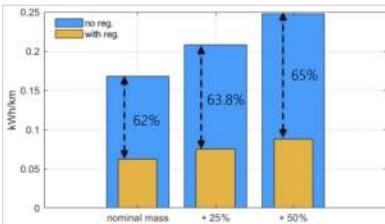
- the specific driving cycle,
- vehicle parameters, mass in particular

$\frac{1}{l}$: per normalizzarlo per la lunghezza del ciclo di guida

il punto cardine per avere un motore elettrico è che possono usare il motore da generatore e perciò possono recuperare energia in braking

L'energia recuperata dipende dal driving cycle.

E dipende anche dalla massa del veicolo
Questo perché in veicolo pesante ha bisogno più energia per andare avanti e se non recuperiamo l'energia in frenata allora buttano via molta energia.



Consideriamo adesso la tank-to-vehicle efficiency

L'interno combustibile erge due forme potenza in trazione, ma anche in coasting il motore è ancora in ON quindi consuma sempre energia.

The wheel power is delivered by the ICE through the transmission.

$$\begin{cases} P_w > 0 & \text{Traction delivered with an efficiency factor} \\ P_w = 0 & \text{Coasting (or vehicle stopped): during this phase the engine is idling, idle losses must be accounted} \\ P_w < 0 & \text{Braking} \end{cases}$$

Thus, the actual power delivered by the engine (and the resulting energy consumption) is:

$$P_f = \left(\frac{P_w}{\eta_{eng}} \right) + P_{idle}$$

The ICE efficiency is not constant. It highly varies and depends on the engine operating conditions.

Thanks to the start-stop functionality even hybrid vehicles can save energy, eliminating the idling losses.

Perciò dovo tener conto anche delle perdite che ho per frena e basta il motore quando non lo uso.

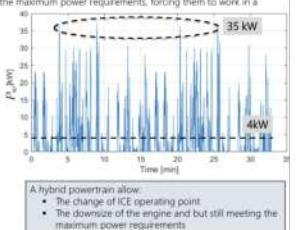
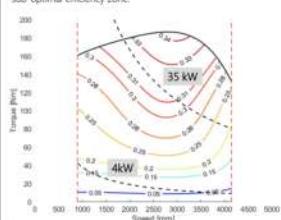
P_f : fuel power

Con i veicoli ibridi posso spegnere il motore a combustione e stare fermo e ripartire eliminate perdite.

solo con il motore elettrico e perciò

Un'altro punto è relativo all'efficienza

A typical ICE efficiency map. ICE are "oversized" in order to meet the maximum power requirements, forcing them to work in a sub-optimal efficiency zone.



Inoltre l'efficienza del motore a combustione dipende dal numero di giri del motore, così il motore ibrido posso tener il motore al numero di giri ottimo.

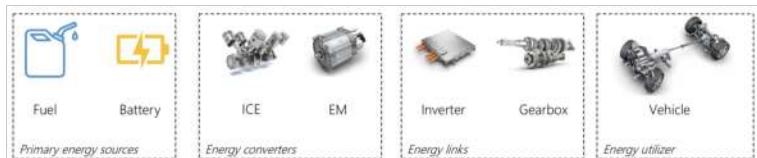
In summary, HEV can improve the "tank-to-wheel" efficiency in the following ways:

- Operate the engine closer to its best efficiency point
- Downsize the engine and still meet the maximum power requirements
- Using regeneration to reduce energy losses
- Eliminate or mitigate the idling losses

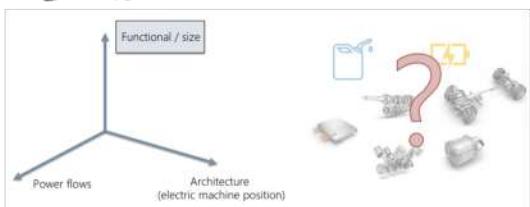
moreover:

- Hybrid vehicles offer additional degrees of freedom in controlling instantaneous torque and can enhance drivability and safety.

Hybrid electric vehicle powertrain



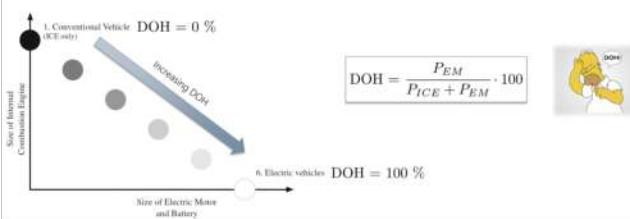
Ci sono principalmente 3 classi:



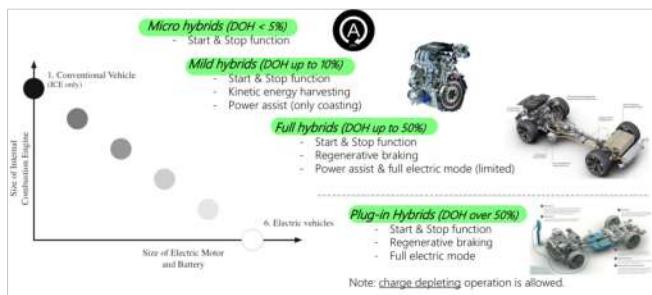
Questi componenti possono essere mescolati in un veicolo ibrido.
in base a come gesti
questi modelli possono essere
divisi diversi tipi di veicoli
ibridi.

-Funzionalità / dimensioni

The Degree Of Hybridization is a quantitative index that can be used to classify hybrid vehicles



definiamo un indice DOH utilizzato per classificare i veicoli elettrici:
questo indice è definito come la
potenza elettrica nel veicolo diviso
tutta la potenza del veicolo · 100
per poi fare la percentuale.



Kinetic energy harvesting è circa la stessa cosa del regenerative braking
solo che con il regenerative braking riesci a riprendere molta ma rischia più
ergoia.

Visto che le plug in hybrid
hanno le pese per ricaricare le
batterie eliche posso scaricare
completamente la batterie, regi-
eltri ibridi non posso assolutamente
scaricare del tutto la batteria.

Power flow

Series hybrid



In questo tipo di sistema manca la frizione perché il motore termico è "decoupled" dalla macchina.

I trecciate perché ce ne sono due che hanno la batteria scarica (tipico in autostrada) e allora il motore elettrico deve fornire energia per far funzionare tutto, ma è stupido perché perdono efficienza nelle accelerazioni.

La somma delle potenze delle 2 componenti è ad un livello elettrico. In pratica con il motore a combustione generano elettricità e poi usano con il motore elettrico.

Architecture: The electric motor (EM) solely supplies power to the vehicle

Control: The engine is generally run at the best efficiency point

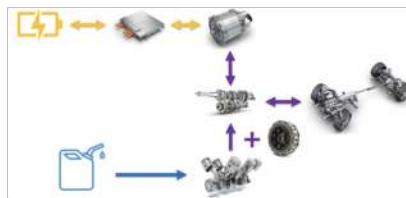
Pros:

- Simple control strategy
- No clutch needed

Cons:

- 3 machines are needed
- The engine and the motor must be sized to match the full vehicle requirements in full hybrid vehicles. For plug-in hybrids, the engine is downsized and called "range extender (REX)"
- The double electric conversion (M->E->M) make this architecture inefficient, for instance in highway driving.

Parallel hybrid



Architecture: Both ICE and EM mechanically contribute to delivering power to the vehicle

Control: The control strategy is complex and crucial to obtain the best performance

Pros:

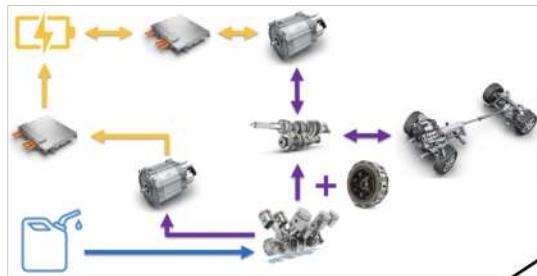
- Engine and motor can be downsized
- Only 2 machines needed

Cons:

- A gearbox + clutch is needed to decouple the engine from the wheels
- Complex control strategy

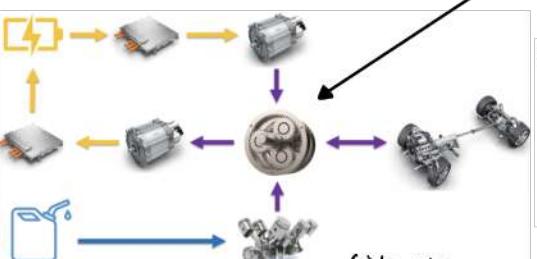
In questo caso la frizione è obbligatoria visto che il motore a combustione è sempre collegato alla macchina.

Combined hybrid



È un mix tra serie e parallelo, il vantaggio è che posso usare la configurazione parallelo e poi quando arrivo allo stop posso la frizione e usare quella serie per ricaricare la batteria.

In questo tipo di architettura si può anche evitare di usare la frizione e usare un elenco meccanico chiamato power split



Architecture: Both series and parallel architectures are present.

1. A power-split device merges the 3 machine powers
2. One (or more) clutches activate the preferred mode

Control: The control strategy is complex and crucial to obtain the best performance

Pros:

- Most flexible (and for this reason the most widespread for full-hybrid vehicles)
- Combine the advantages of the two architectures

Cons:

- 3 machines needed
- Complex control strategy

(è la soluzione più usata)

Architecture (Posizione del motore elettrico all'interno del powertrain)

Considering the classic ICE powertrain layout, the position of the EM defines different vehicle classes



P0	Connected to the engine (direct or belt)	Typical for micro hybrids.
P1	Connected to the output engine shaft	Typical for mild hybrids. Limited energy recuperation due to the position and the engine coupling.
P2	Connected after the clutch	Can be decoupled from the engine. Allows full-electric mode.
P3	Connected after the transmission	Coupled to the wheels. No transmission losses. Complex realization.
P4	Connected to the non driving axle	Several options for vehicle dynamics integration (torque vectoring, 4WD, etc.). Complex realization.
P5	In-wheel motors	Highest potential for VDC. Suboptimal for vertical dynamics.

← Questo è il power train classico di una macchina

→ Posizioni dove posso avere motori elettrici, in base a dove ho il motore elettrico ho un diverso tipo di auto ibrida.

Hessi prima della frizione, non buono perché non riesco a recuperare l'energia quando perdo la frizione (?)

Per zee in parallel hybrid devo zee elmero una posizione P2.

Con P5 posso fare quello che voglio dal punto di vista della dinamica del veicolo, tuttavia ho molta massa sulla ruota e quindi parso moto in comfort.

HEV Powertrain modeling



Modeling these elements is important for the development of Energy Management Strategies, as they are mainly model-based approaches.

HEV powertrain energy-oriented modeling:

- Involves power-energy quantities
- Employs static models (whenever possible)
- Adopts a backward modeling approach (opposite to the standard forward one)

Problem: compute the mechanical energy demand of a particular driving cycle

Forward approach



Vehicle dynamics

$$m_e \ddot{v} = F_w - F_g - F_r(v) - F_a(v)$$

Vehicle dynamics

$$F_w = m_e \dot{v} + F_g + F_r(v) + F_a(v)$$

The backward approach is based on the inverse model

A Scro 2 approaci

- Forward
- Backward

Backward approach



Vehicle dynamics

$v = v_{ref}$

$$F_w = m_e \dot{v} + F_g + F_r(v) + F_a(v)$$

Speed $\rightarrow G^{-1}(s)$ Force

Backward: ho lo driving cycle perciò immagino che il guidatore segue esattamente la reference speed allora posso ricavare le forze chieste (al contrario prima la velocità era dipendente dal driver model, in questo caso so che la velocità è quella di set) Alla fine non farò altro che invertire il modello.

Questo approccio è molto bello perché non c'è senso il driver model (al contrario dell'Forward approach) e inoltre questo approccio mi permette di compiere più strategia, gesto perché sempre manca il driver model. (infatti nel Forward approach ho che il driver model può non seguire la speed setpoint se il guidatore non è zucchero e allora non posso compiere diversi modelli con driver model diversi credo).

(In pratica nel Backward approach ho la velocità e calcolo la forza per avere la velocità, nel Forward approach ho un feedback infatti la velocità dipende dalla forza e viceversa).

The backward approach

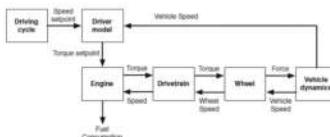
- the physical causality is lost.
- For static models it applies seamlessly (causality is not an issue).
- For dynamic models:
 - Imposes causality with the approximation of the inverse model
 - Implicitly assumes the presence of a controller, capable of matching the prescribed objectives
 - For highly nonlinear (not invertible) models, the backward modelling approach might be difficult to apply.

The backward approach is widely used in HEV energy management studies:

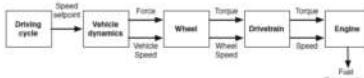
- Simplifies the energy management problem (there is no need to design a proper controller).
- Allows for a fair comparison between different strategies.
- Not suited for demanding cycles, where the requested power could not be met due to powertrain limitations.
- Not suited for some specific control strategies, which require causality (e.g., MPC).

Example: fuel consumption evaluation for an ICE engine. Thanks to the backward modelling approach, the calculation is extremely simplified.

Forward approach



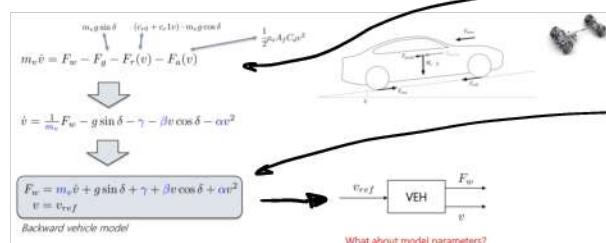
Backward approach



Per fare l'inverso di un sistema dinamico è un po' più complesso, aggiungo poi ad etto frequenza per avere la causalità ed esempio

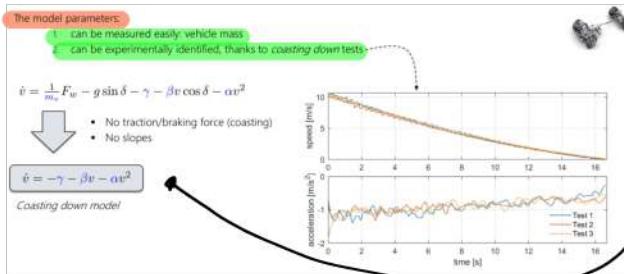
$$\frac{1}{s+1} \rightarrow \frac{s+1}{1} \rightarrow \frac{s+1}{1+9000s}$$

Longitudinal vehicle dynamics



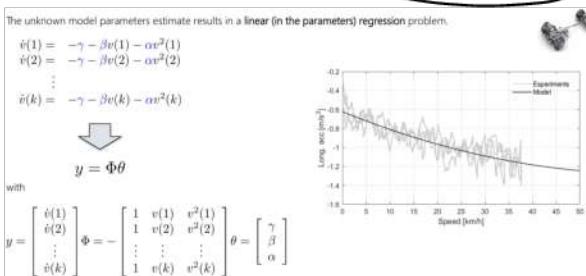
Force balance con forward modeling approach

Backward approach, supponiamo di sapere la velocità e ricaviamo F_w . visto che siamo nel Backward approach la variazione della forza non risulta in una variazione di velocità ma poi non risulta in una variazione della forza



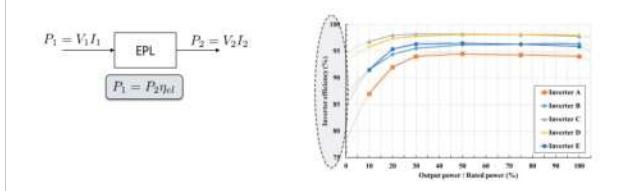
Per ricavare le costanti misuro quelle che sono misurabili facilmente (massa) e poi faccio il coasting down model, non fermo e non do tracce e misuro i valori

Per ricavare i 3 valori distinti prendo molti valori istantanei e faccio una regressione



Inverter

- Convert electric power at different voltage/current levels.
- Quasi-static models are employed given the very fast electric dynamics (compared to the mechanical ones).
- Based on switching components, their efficiency is high and constant.

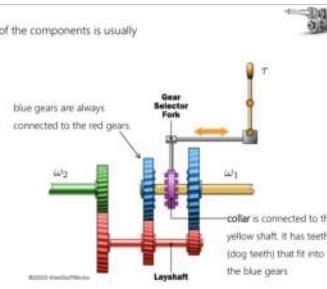
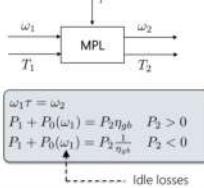


Le potenze di ingresso e uscita non sono proprie ipotesi ma abbiano un efficienza del sistema.

Gearboxes

- Convert mechanical power at different speed/torques.
- Quasi-static models are employed given since the inertia of the components is usually low (compared to other mechanical elements).
- Typical efficiency 0.95 - 0.97

Gearbox



Sono come un inverter meccanico invertono da relazionata a coppia.

C'è una differenza tra gear boxes e electric power converters (inverter), infatti tipicamente c'è un veloce rapporto di differenza tra la velocità di input e output.

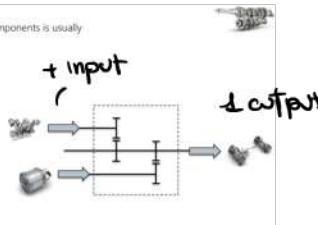
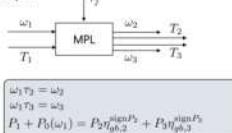
esistono anche le continuous variable mechanical transmissions che possono fare gesto.

In termini di potenza la situazione si complica, qui abbiamo anche $P_0(\omega_1)$ che sono le power losses delle ingranaggi &c. Questo modo di modellare le potenze è chiamato **Wittens approccio**. Però ci servono 2 equazioni? le equazioni sono in se le stesse ma invertiamo il verso della potenza quindi dobriamo altre metà l'efficienza.

Torque Coupler il concetto è simile alla gear box, solo che ha 1 input e 1 output. non è da l'uso di 2 gear box.

- Convert mechanical power at different speed/torques.
- Quasi-static models are employed given since the inertia of the components is usually low (compared to other mechanical elements).
- Typical efficiency 0.95 - 0.97

Torque coupler



Modello dei motori (sia elettrici che a combustione)

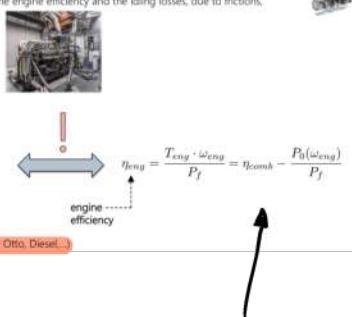
Energy-oriented modelling

Internal combustion engine

- Convert chemical power into mechanical power

Simpler models are quasi-static and account for the engine efficiency and the idling losses, due to frictions, auxiliaries (oil pumps, etc.)

- Steady-state testbench experiments are needed.



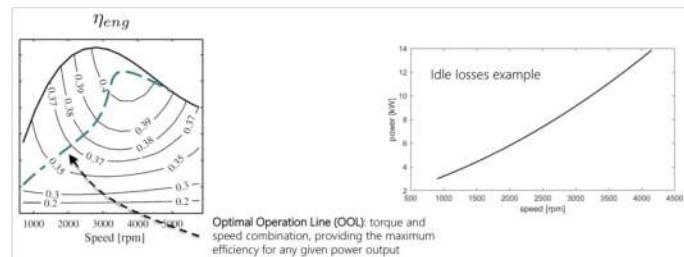
Tipicamente si descrivono con modelli quasi statici.

Vogliamo ricavare la potenza richiesta alla benzina P_f data una velocità e una η_{eng} (backward model)

η_{comb} è l'efficienza della combustione

Po: la potenza che mi serve solo per le grize al motore senza avere coppia in uscita (tipo zittiti eccetera)

η_{eng} : è l'efficienza del motore, ATTENZIONE $\eta_{eng} \neq \eta_{comb}$



grafia che mostrano l'efficienza del motore e delle altre parte.

Optimal Operation Line: indica la linea di punti potenza/coppia in cui la efficienza del motore è massima.

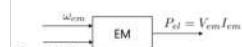
Energy-oriented modelling

Electric motor/generator

- Convert electric power into mechanical power (and vice-versa)

Simpler models are quasi-static and typically account for the engine and converter efficiency. Idling losses are small and the overall efficiency is very high, compared to ICE

- Steady-state testbench experiments are needed.



$$T_{em} = k_t I_{em}$$

$$(T_{em} \cdot \omega_{em}) + P_0(\omega_{em}) = P_{el} \eta_{el} \quad P_{el} > 0 \quad \text{traction}$$

$$(T_{em} \cdot \omega_{em}) + P_0(\omega_{em}) = P_{el} \frac{1}{\eta_{el}} \quad P_{el} < 0 \quad \text{regeneration}$$

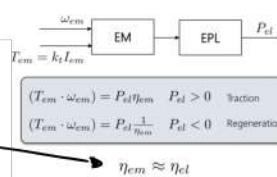
electric circuit efficiency... (depends on winding resistances, etc...)

Le idling losses sono abbassate
per i piccole

Il modello è molto simile a quello precedente solo che qui ho una potenza elettrica che scorre.

Dove tiene conto dell'efficienza elettrica η_{el} (resistenze) e le idling losses (zittiti)

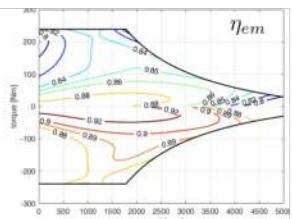
Abbiamo 2 eq una per generatore e una per motore.



$$(T_{em} \cdot \omega_{em}) = P_{el} \eta_{el} \quad P_{el} > 0 \quad \text{traction}$$

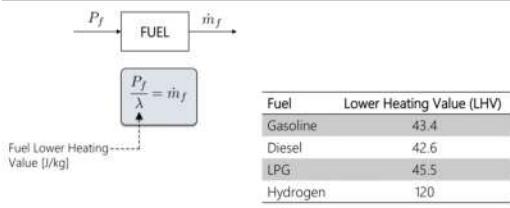
$$(T_{em} \cdot \omega_{em}) = P_{el} \frac{1}{\eta_{el}} \quad P_{el} < 0 \quad \text{regeneration}$$

$$\eta_{em} \approx \eta_{el}$$



Modello della Benzina

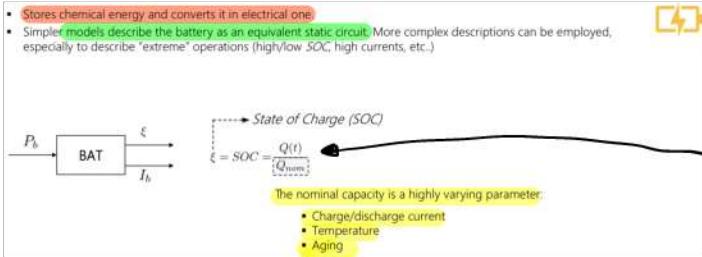
Converte la potenza richiesta in una messa di carburante



λ = potere calorifero della benzina

Modello della Batteria

- Stores chemical energy and converts it in electrical one.
- Simpler models describe the battery as an equivalent static circuit. More complex descriptions can be employed, especially to describe "extreme" operations (high/low SOC, high currents, etc..)

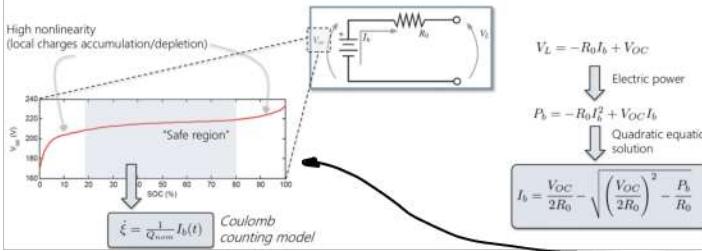


Modelliamo la batteria come circuito statico (senza condensatori e induttori)

Dato la potenza richiesta, do in uscita una corrente I_b e lo stato di carica ξ della batteria

Dobbiamo definire il circuito equivalente

- Simpler models describe the battery as an equivalent static circuit. More complex descriptions can be employed, especially to describe "extreme" operations (high/low SOC, high currents, etc..)



Dato il modello ricaviamo la potenza della batteria della quale riceviamo il veloce della corrente I_b .

Voc è chiamato tensore di open circuit.

Tipicamente un auto utilizza di Voc misura a relativo veloce di carica della batteria

Nel grafico vediamo che ci sono 2 zone rosse che sono sbalzi della distribuzione di cariche all'interno della batteria. Dentro la zona rossa possiamo ricavare un modello dato la corrente ricevuta lo state of charge.

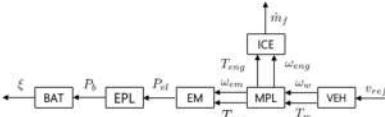
ha fatto la domanda di:

$$\frac{d\xi}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{Q(t)}{Q_{nom}} \right) = \frac{I_b(t)}{Q_{nom}}$$

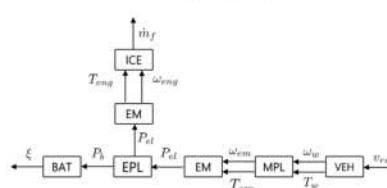
Esempio modelli parallel e Series hybrid

Example of overall vehicle architecture modelling

Parallel hybrid

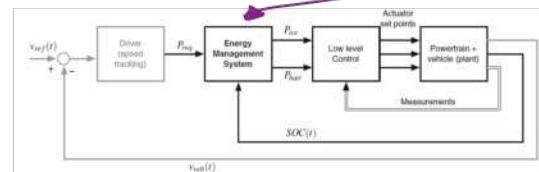


Series hybrid



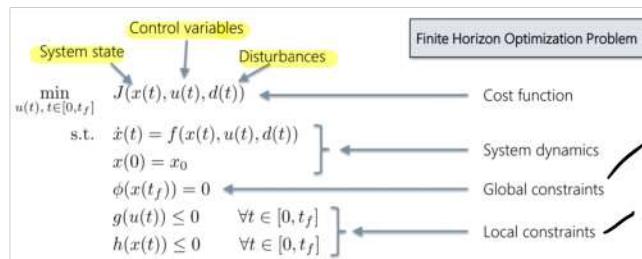
HEV energy management

Cioè dobbiamo decidere l'ammontare di potenza data in ogni istante delle fonti di energia.



Questo decide come suddividere le potenze

Cose facciano o fare questo controllo?
Dobbiamo trarre la divisione di potenze + effettuare dato dai limiti



Legati alle operazioni del veicolo

La control variable e il system state devono stare in determinati valori

non è proprio un grado di libertà perché seguo sempre la curva di efficienza ottima

Variabili di controllo (dipendono dal tipo di sistema)

- Series hybrids – 2 degrees of freedom

$$u(t) = \begin{bmatrix} \frac{P_b}{P_w} \\ \omega_{eng} \end{bmatrix} \Rightarrow \omega_{eng} : \max_w \eta(T, \omega) \quad \text{ODO} \Rightarrow u(t) = u_1 = \frac{P_b}{P_w}$$

- ho la engine speed (posso scegliere la coppia da mi dà la miglior efficienza)
- ho la potenza richiesta della batteria P_b/P_w

- Parallel hybrids – 1 degree of freedom

$$u(t) = \frac{P_b}{P_w} \quad \begin{cases} u = 1 & \text{Electric mode} \\ 0 < u < 1 & \text{Assist mode} \\ u = 0 & \text{ICE mode} \\ u < 0 & \text{Recharge mode} \end{cases} \Rightarrow \text{These modes hold also for series hybrids, but the assist mode is rarely used: the engine is turned on only to recharge the battery.}$$

Tutti e 2 i motori sono connessi fissi alla macchina, ho solo un grado di libertà.

- Power-split hybrids – 2 degrees of freedom

$$u(t) = \begin{bmatrix} T_{gen} \\ \omega_{gen} \end{bmatrix}$$

Remark: these are EMS control variables, not actual physical control variables (the low-level controller takes care of them)

- Qui le 2 variabili sono la coppia e la velocità del generatore zappato per ricaricare la batteria (vedere grafico fatto lezione prima)

Nel modello dobbiamo anche i disturbi, ma cosa sono questi disturbi?

The main disturbance is the driving cycle, specified by its overall wheel power demand.

Driving cycles where firstly used for pollutant emissions comparisons but have been also adopted for fuel consumption evaluations

Il disturbo principale è il driving cycle perché è un calcolo fatto da qualcuno esterno che mi richiede la velocità ecc..

Funzione Costo

è la funzione che dobbiamo minimizzare con il modello, sarà quindi una funzione delle 2 energie

The cost function describes the source energy consumption

$$J = f(E_f, E_{batt})$$

Considering that the "tank-to-vehicle" efficiency of the battery source is much higher than the fuel, the optimal control problem solution is trivial: always use the full-electric mode.

However

- In non-plug-in hybrids, the actual energy source is the fuel, as the battery is properly recharged by the ICE.
- In plug-in hybrids:
 - If the battery energy "budget" is sufficient to complete the driving cycle problem solved with the full-electric mode.
 - When the driving cycle cannot be completed in full-electric mode the remaining energy must be provided by the fuel energy source.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(t) dt$$

In linea generale la cosa migliore è andare tutto in elettrico, ma non va bene perché le auto non plug in usano la benzina per ricaricare la batteria.
Nelle plug-in se ho abbastanza energia per arrivare ancora uso tutto elettrico, altrimenti tira la batteria e poi vedo di benzina.

Ci sono quindi che la funzione costo dipende solo dal minuzzare il carburante (perciò la batteria la funziona sempre)

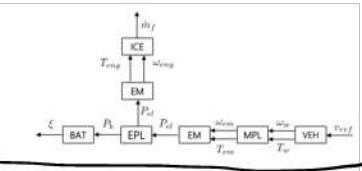
A closer look to the cost-function. Example: series hybrid.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f(t) dt$$

with

$$\dot{m}_f(t) = f(P_{eng}) = f(P_b, P_w) = f(u, P_w) = f(u(t), d(t))$$

OOL
Ideal EPL
(unitary efficiency)



So, the optimal control problem simplifies:

$$\begin{aligned} \min_{u(t), t \in [0, t_f]} \quad & J(\dots) \\ \text{s.t.} \quad & \dots \end{aligned}$$

Optimal solution !

$$\begin{aligned} \min_{u(t), \forall t \in [0, t_f]} \quad & f(u(t), d(t)) \\ \text{s.t.} \quad & 0 \leq u(t) \leq 1 \end{aligned}$$

Static control problem !

Question: why do we need state variables and dynamic model? (which make the optimal control problem challenging?)

Difícil de optimizar la función costo porque depende de viele cosas.

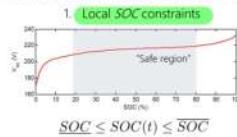
In general ci aseguramos de que la función costo depende del disturbo (driving cycle)

Cose c' imarginano e dotta sopra il comportamento ottimo e zere solo in elettrico.

Habrá entonces límites sobre el estado of charge de la batería y quindi introducción de límites sobre estos valores.

SOC Constraints and state equations

The most important constraints are the SOC ones, which require for the introduction of state variables.



2. Global SOC constraints

- Non plug-in hybrids: $SOC(t_f) = SOC(t_0)$ Charge sustaining
- Plug-in hybrids: $SOC(t_f) = SOC_{ref}$

dice che debes tenerlo en el mismo estado of charge al inicio y al final del ciclo de conducción. (para los híbridos normales) Para los plug in híbridos es algo similar pero hay que garantizar que regresas a casa

Ci sonó quindi delle equazioni dinamiche.

Ci sono anche altri límites dados por la máxima potencia disponible de la batería y por la velocidad del motor.

Ci sono anche límites sobre las velocidades.

Come risolvono quindi questo problema di ottimización?

Other constraints can complete the optimization problem, typically those that guarantee the system operation within physical limits

$$P_b \leq P_b(t) \leq \bar{P}_b$$

These can be transformed into equivalent control variable constraints.

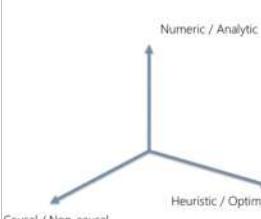
$$T_x \leq T_x(t) \leq \bar{T}_x$$

$x = eng, mot, gen$ In order to guarantee these constraints, typically in series and parallel architectures, the gearbox ratio τ is used.

1. It can be added as an additional control variable making the problem more complex.

2. A pre-defined gearbox strategy can be used, which acts as an equivalent disturbance on the system.

Different class of approaches



Dynamic Programming

- Numerical method
- Global optimal solution to problems of any complexity level
- Non-causal
- Computational burden increases exponentially with the number of state variables of the dynamic system

Pontryagin maximum Principle

- Gives necessary (and in some cases sufficient) optimality conditions for the solution of an optimal control problem.

$$\mathbf{u}^*(t) = \arg \min_{\mathbf{u}(t) \in U(t)} (H(\mathbf{u}(t), \mathbf{x}(t), \lambda(t), t))$$

Hamiltonian
Co-states

Ci sono 3 modi per risolvere questo problema

- Heuristic / Optimal control: non demuestran niente si basa solo sulla logica (tipo se dobbiamo una cosa in cui separamos el motor e mettiamo el motor eléctrico)

> le altre schizzi son + formali

- Non-causal: dobbiamo sapere l'entità dei disturbi (cioè il driving cycle) nella regola ma non sappiamo il driving cycle dobbiamo "vedere" il futuro
- Causal: Non sappiamo sepe il disturbo, vanno bene per qualsiasi disturbo, è una soluzione robusta
- Numerical: Risolviamo numericamente il sistema, è sempre non causal però, quindi richiede di sapere il driving cycle. Tipicamente è usato come benchmark (Dynamic Programming)
- Analytic solution: Pontryagin Maximum Principle. Ci dice che la traiettoria ottima è data minimizzando un hamiltoniano che è statico (non contiene integrali).

In altra soluzione può essere quella chiamata ECMS

tempo fa si provava a eliminare l'integrale (perciò l'integrale dipende dal futuro e quindi è difficile minimizzare qualcosa che dipende dal futuro).

L'idea di ECMS si basa sul principio di minimizzare la variabile equivalent consumption cioè una variabile pesata in questo istante senza integrare.

Equivalent Consumption Minimization Problem (ECMS)

- ECMS has been introduced in 1999 as a method to reduce the global minimization problem to an instantaneous minimization problem, to be solved at each instant only using present variables.

$$\begin{aligned} \min_{u(t), t \in [0, t_f]} & \int_{t_0}^{t_f} \bar{m}_f(d) dt \\ \text{s.t.} & \dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)) \\ & x(0) = x_0 \\ & \phi(x(t_f)) = 0 \\ & g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f] \\ & h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f] \end{aligned} \xrightarrow{\hspace{1cm}} \begin{aligned} \min_{u(t), t \in [0, t_f]} & \bar{m}_f^*(t) \\ \text{s.t.} & \dot{x}(t) = f(x(t), u(t), d(t)) \\ & x(0) = x_0 \\ & g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f] \\ & h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, t_f] \end{aligned}$$

"equivalent consumption"

- It has been later (2009*) proved that the ECMS is formally equivalent to the application of the Pontryagin's Minimum Principle.

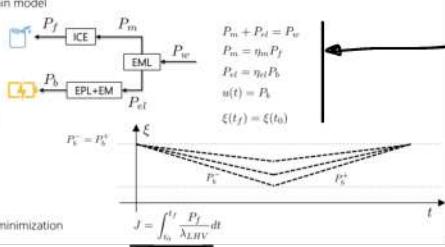
13.05.2021

recupero

2h

In order to introduce and understand the ECMS, let's consider a simplified problem.

- Driving cycle: constant speed
- Simplified powertrain model



Un ciclo di guida costante così la potenza richiesta è sempre costante

Saranno tutte le equazioni delle potenze

} - lo stato di carica deve rimanere uguali per quello detto l'intero giorno.
Scirca = Cerca della Deltro

ri vogliamo minimizzare la funzione peso che P_f/λ_{LHV} dovrebbe essere in.

Proviamo ora a calcolare i diversi valori, in diversi casi:

- CASO A, efficienza del motore costante

CASE A: constant engine and electric path efficiency

- Baseline: at ICE $P_e^+ = P_e^-$
- Instantaneous minimization of the fuel power (fuel rate)

$$P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_w = \frac{1}{\eta_m} (P_w - \eta_{el} P_e^+) \quad \Rightarrow \quad P_e^+ = \frac{P_w}{\eta_m}$$

$$P_e^+ = \frac{P_w}{\eta_m} \quad \Rightarrow \quad P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_w + \frac{1}{\eta_m} P_e^+ = \frac{1}{\eta_m} \left(P_w + \frac{P_w}{\eta_m} \right) = \frac{1}{\eta_m} P_w \left(1 + \frac{1}{\eta_m} \right)$$

$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \int_{t_0}^{t_f} \frac{P_f}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_m} \right) dt = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \frac{P_w}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_m} \right) \Delta T$$

$$\downarrow \quad J_{inst} > J_{ICE}$$

The employed battery energy, sooner or later must be restored
Battery charging does not come for free!

Considero come se la batteria non ci fosse

$$Pb^+ = Pb^- = 0$$

Calcoliamo la funzione peso

Proviamo adesso ad approssimare il problema nel caso della minimizzazione istantanea (non prendo al futuro, tolgo l'integrale) e cerco di minimizzare il consumo di carburante

Saiamo dunque che durante la fase di scarica, la potenza sarà data dalla potenza necessaria sull'efficienza.

$$P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_m^- = (\text{visto prima}) = \frac{1}{\eta_m} (P_w - \eta_{el} P_e^-) = 0$$

Notiamo che il minimo di questa funzione si ha per potenza della batteria per η_{el} uguale alla potenza che aveva

$$Pb^- = \frac{P_w}{\eta_{el}}$$

(saiamo che in questo caso spegneremo il motore e facciamo scaricare la batteria)
Tuttavia come detto prima dobbiamo garantire che la batteria a inizio e fine ciclo abbia lo stesso stato di carica, allora durante il tempo di carica

$$Pb^+ = \frac{P_w}{\eta_{el}}$$

Allora nel secondo giro abbiamo che la potenza richiesta al fluido

$$P_f^+ = \frac{1}{\eta_m} P_m^+ = \frac{1}{\eta_m} (P_w + \frac{P_w}{\eta_{el}})$$

In questo ciclo la minimizzazione è assente perché siamo costretti a ricaricare la batteria di quanto l'avevo consumato.

Possiamo adesso calcolare la funzione costo in modo istantaneo, ne andremo a calcolarla solo nella seconda zona visto che nella prima la potenza richiesta al fluido è 0.

$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \int_{\frac{t_0}{2}}^{t_f} \frac{P_f}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_{el}^2} \right) dt = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \frac{P_w}{\eta_m} \left(1 + \frac{1}{\eta_{el}^2} \right) \frac{\Delta T}{2}$$

è il consumo di fluido

Notiamo che in questo caso se minimizziamo il carburante istantaneo abbiamo

$$J_{inst} > J_{ICE} \quad \text{cioè consumiamo più benzina che nel caso senza batterie}$$

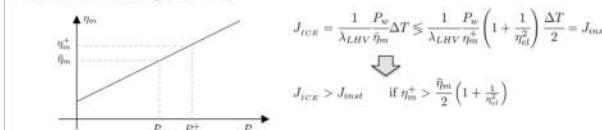
Apparentemente è uno schifo, ma questo è un risultato molto semplificato, non reale.

In modo facile prima abbiamo visto da visto che c'era la perdita elettronica zera uscita benzina e benzina non è il top.

• CASO B

efficienza del motore non più costante, no una retta

CASE B: non constant engine efficiency

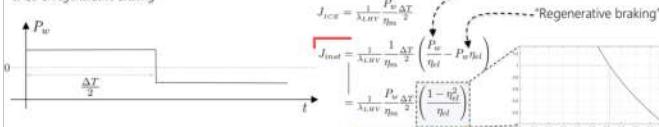


Dal punto di vista benzina, nel primo ciclo utilizzo tutta la benzina come prima, poi al secondo giro devo ricaricarla, ma quindi visto che devo ricaricare la batteria e incaricarla zera la potenza richiesta sarà maggiore di P_W e quindi avrò più efficienza (η_m^+). Allora usando la stessa logica di prima vediamo che se $\eta_m^+ - \eta_m$ è > d' "altezza", zera ha un vantaggio. Il problema è che ho bisogno che se il futuro farà mi sarebbe sepe de potenza richiedono in futuro.

• CASO C

Regenerative braking

CASE C: regenerative braking



In questo caso il motore mi deve dare dal suo la potenza tra potenza richiesta da benzina meno potenza avuta dal regenerative braking (quindi consumo molto poco). Se calcoliamo la funzione peso ottengo che

$$J_{inst} = \frac{1}{\lambda_{LHV}} \cdot \frac{P_w}{\eta_m} \cdot \frac{\Delta T}{2} \cdot \left(\frac{1 - \eta_d^2}{\eta_d} \right)$$

Per $\eta_d \leq 0.6$ è ≥ 1 ma noi sappiamo che l'efficienza elettrica è minima tra 0.8-0.9 allora tipicamente queste fanno vali 0.93.

Equivalent Consumption minimization Strategy

L'idea di questa strategia è che cerca di minimizzare la fuel consumption classe ma cerca di fare tutto di questa idea (usa nei casi preceduti) di utilizzare l'energia elettrica che mi costerà della benzina nel futuro.

The Equivalent Consumption Minimization Strategy solves an instantaneous (not global) minimization problem, accounting for an equivalent electric energy cost.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_f dt \quad \Rightarrow \quad J_{ECMS} = \dot{m}_f^* = \dot{m}_f(t) + s_{eq}(t)\dot{m}_{el}(t) = \frac{P_m}{\eta_m(t)\lambda_{LHV}} + s_{eq}(t)\frac{P_b}{\lambda_{LHV}}$$

Sei è dato



The weighting factor $s_{eq}(t)$ embeds the efficiency of the conversion from mechanical to electric "equivalent" fuel that in general depends on:

- System properties (engine efficiency, etc.)
- Driving cycle characteristics

Puoi nel grafico indicare il punto operativo se non sto usando la Datiario.

Immaginiamo che il 1° ciclo di guida cambi, nella prima parte richiedo energia, nella seconda parte è il sistema che mi dà energia (tipo discesa).

Allora, modifichiamo la fuel costante aggiungendo un termine, dove il secondo termine è quello relativo alla energia elettrica.

Il punto cerchi è quello relativo al valore della funzione $s_{eq}(t)$, permette fattore di equivalenza che rende il punto equivalente la potenza elettrica o quella della benzina.

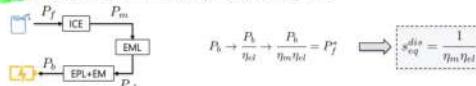
Se so che dopo un tipo di guida o un profilo di guida tale che l'efficienza del motore a potere sarà più alto, allora S_{eq} sarà piccolo perché impatta meno su quello che devi consumare di batteria per tenere la batteria carica.

• è il comportamento del sistema dell'equivalent consumption minimization strategy, per questi conti per ogni istante.

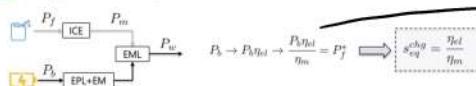
Tuttavia io l'ho già detto al 2° punto $S_{eq}(t)$ è data, chiamiamo.

For Case A it is possible to evaluate the equivalence factor more precisely:

1. **Battery discharge**: the battery energy must be restored by the engine in the future



2. **Battery charge**: the energy stored in the battery will allow to save some fuel in the future

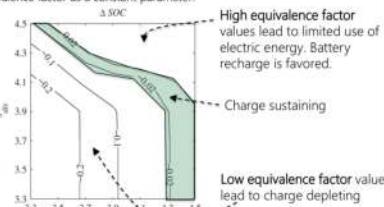


The Equivalent Consumption Minimization Strategy removes the global aspects from the minimization problem but does not get rid of them, as they are lumped in the equivalence factor. The proper selection of this parameter is crucial as it is responsible for the optimality and the charge sustaining guarantee.

In practice, the simplest choice is to consider the equivalence factor as a constant parameter.

$$\begin{aligned} \min_{u(t), t \in [0, T]} \quad & \dot{m}_f'(t) = \dot{m}_f(t) + \sum_{i=1}^{n-1} \dot{s}_{eq}^i u_i(t) \\ \text{s.t.} \quad & \dot{x}(t) = f(x(t), u(t)) \\ & x(0) = x_0 \\ & g(u(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, T] \\ & h(x(t)) \leq 0 \quad \forall t \in [0, T] \end{aligned}$$

Correct equivalence factor values highly depend on the driving cycle!



Calcoliamo S_{eq} nel caso che la richiesta di potenza sia costante e nelle condizioni del caso A precedente.

Possiamo calcolare la potenza elettrica della batteria che vuole sì egualare necessaria dividendo per η_m .

Ma abbiamo detto che l'EEMS dovrebbe non sapere il futuro, in realtà c'è un trucco dove noi consideriamo tutto il futuro nella singola variabile S_{eq} . Tipicamente si usa un valore costante di S_{eq} che modella abbastanza bene il comportamento medio del driving cycle.

Se mettiamo questo numero troppo piccolo succede di consumare troppa batteria e non è carico a fine giro, al contrario se il numero è troppo alto risparmio troppa benzina. La zona verde è la zona ottima dove lavorare.

Nel punto rivedere NOI NON SAPPIAMO STO CAZZO DI DRIVING CYCLE! come stracazzo facciamo a separarlo??

Sub-optimal online implementable solutions have been proposed, to adapt/estimate the equivalence factor.

Driving cycle adaptation

- Based on past driving data, classifies in real-time the driving cycle
- Examples of classification features: average speed, acceleration, stop/total time, ...

Off-line pre-computed equivalence factor values

Driving cycle prediction

- Based on GPS-data and known routes (buses, integration with navigation system...)

Online computation of the equivalence factor is possible.

SOC feedback

- Based on the idea that the equivalence factor is wrong if the SOC diverges from the setpoint (initial) value

$$s_{eq} = s_0 + k_p (\bar{SOC} - SOC(t)) + k_i \int_0^t (\bar{SOC} - SOC(\tau)) d\tau$$

- The discretization horizon plays an important role in the results. When long horizons are considered (minutes) or specific events (SOC thresholds) the strategy is referred to as Discrete Adaptive ECMS.

Ci sono 3 modi per ricevere S_{eq} .

- **Driving Cycle adaptation**
descrittivo i driving cycles e li compare con i percorsi che sappiamo già.

- **Driving cycle predictor**
possiamo predire il driving cycle con GPS (sappiamo tipo il futuro)

- **SOC feedback**. Notiamo del grafico precedente che il valore di s_{eq} ottimo è quello che tiene a 0 il welfare dello state of charge, allora al posto di guardare lo stato faccio un feedback sullo state of charge con un PID per tenere la SOC circa 0. Debbiamo stare attenti che se non ci faccio controllo della batteria, dobbiamo fare un controllo estremamente veloce.

Capitolo 5: glance of future mobility

Molti urbanizzatori, no congestione sia detta dove auto in movimento che delle auto parcheggiate.

Un'auto meleggiante è dato dell'incremento della popolazione, del punto di vista della circolabilità è un problema, ci saranno nuovi modi di muoversi o fare determinate cose in garage.

Inquinamento: con Euro 6 non è un problema così enorme, il vero problema è la CO₂ e l'effetto serra in generale.

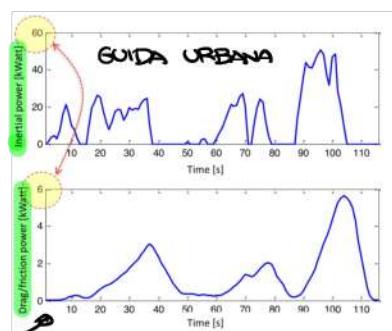
In realtà il problema principale è ricavare la benzina, infatti estrarla produce molta CO₂. Si può creare delle piante, ma è sostenibile?

Il Biofuel ha un'impronta sulla CO₂ molto bassa, infatti noi piantiamo le piante che prendono la CO₂ poi noi le lavoriamo e facciamo la benzina che fa CO₂. In pratica è quasi un ciclo chiuso quello che prende in CO₂ lo rinnetta.

Il problema è che il Biofuel non è sostenibile perché servono molti più campi di quelli che abbiamo (senza contare che dobbiamo andare mangiare).

Soluzioni?

- Ridurre le dimensioni dei veicoli: Occupazione di spazio/congestioni ecc.
- Ridurre massa dei veicoli: Così si riducono i consumi (e tutte le conseguenze)



(notiamo che in guida urbana le perdite date dagli zittini sono basse al contrario che in autostrada).

- Adottare auto elettriche: anche se piantano della benzina comunque il ciclo è + efficiente e inoltre ci sono le energie rinnovabili.
- Human electric synergy: Un ibrido umano/elettrico tipo elabike. La bici è il + efficiente metodo di trasporto (KJ/Km), nei pochi chilometri la bici è anche il trasporto + veloce.
- Vehicle sharing: autoesplorativa
- Auto autonome: Servono per ridurre incidenti/morti, ottimizzare tempo e risorse
- Nuovi modelli di urbanizzazione: Già un nuovo layout per la città, ad oggi la città sta in sistema distribuito.

Il design perfetto sarebbe diversi cluster con moltissimi servizi dentro e in cui ci si muove con micromobilità. Per spostare tra cluster abbiamo strade legate ecc.

- Ridurre gli spostamenti: Smart working.

Passeggio e futuro



IL PROBLEMA DEI CO₂

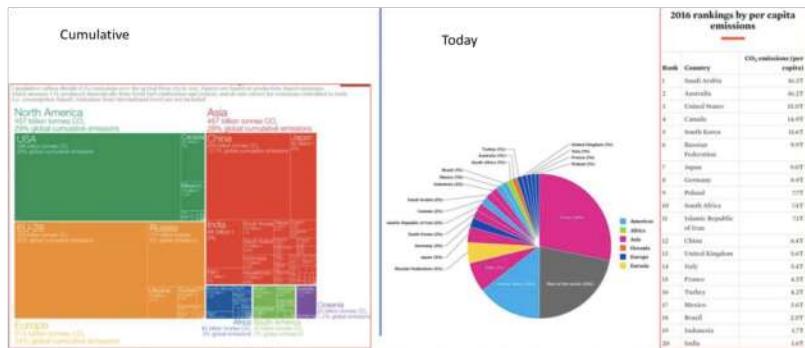
Effetti

- Aumento della temperatura
- Aumento del livello marino
- Riduzione delle correnti marine.
- Variante del pH dell'oceano, (davuto della variazione di temperatura sulla sup.)

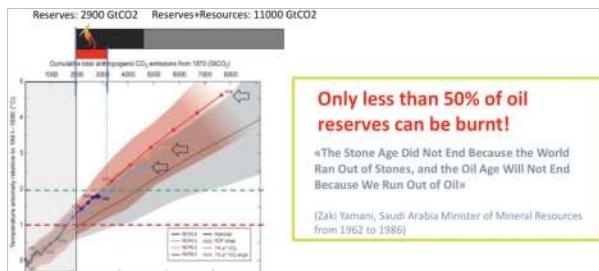
Cause

Non ci sono dubbi, la colpa è dei gas serra, il re di questi gas è la CO₂. L'aumento della temperatura di 2° è considerato l'utile.

Chi produce la CO₂ storicamente e ad oggi?

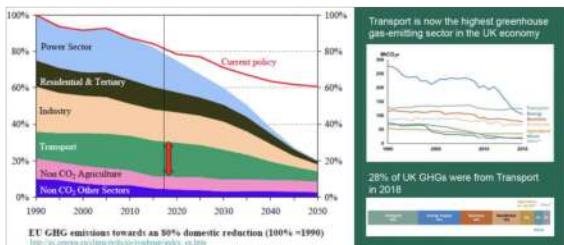


L'aumento del livello del mare si sta abbassando lentamente, però anche se stoppano oggi alza tra 4000 anni avremo comunque 10m di innalzamento.



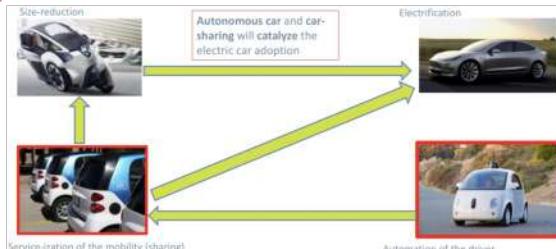
Slide importante, se vogliono stare sotto i 2° possono bruciare solo il 50% delle riserve d'oil. Che è poco visto da oltre l'oil c'è il carbone ecc...

Contributi relativi alla Co2



Ad oggi circa il 25% della Co2 è detta dai trasporti.

Andamento dei mezzihandy



Tutto butta sulle auto elettriche

Energy accumulation and powertrain

Abbiamo finito un bottino di fossile fuels facendo un bottino di Co2, il futuro dovrà creare energia elettrica da fonti rinnovabili.

I veicoli di gesta energia sullo zero saranno idrogeno e Batterie

L'idrogeno ha una grande energy density ma solo ad alte pressioni e basse temperature (nella reale non lo comprimiamo e basta)

Differenza d'eff. tra idrogeno e batterie, notiamo che le batterie sono molto + efficienti.

ENERGIA RINNOVABILE 100 kWh	ENERGIA RINNOVABILE 100 kWh
conversione AC-DC -5%: 95 kWh	trasmissione via rete alta tensione -10%: 90 kWh
elettrolisi acqua -25%: 71 kWh	
compressione H ₂ -10%: 64 kWh	conversione AC-DC e carica batteria -15%: 77 kWh
trasporto H ₂ -20%: 51 kWh	
fuel cell -50%: 26 kWh	
motore elettrico -10%: 23 kWh	motore elettrico -10%: 69 kWh

L'idrogeno può solo essere bruciato senza usare una fuel cell ma è ancora meno efficiente.
 La fuel cell è un dispositivo che perde idrogeno e in uscita da una tensione e come scarto acqua.

	Battery	H ₂
Energy cost (electric energy)	//	//
Efficiency (from electric energy to wheel)	70%	20%
Transportation and storage cost	Low (existing)	Very high
Distribution network (cost, scalability)	Low (existing)	Very high
Danger/Safety	Medium	High
On-board storage cost	High	High
On-board energy density (Wh/Kg)	200	400?
Recharging time	Hours	Minutes

H₂ not a short-term realistic alternative to battery-packs

- Inefficient
- Major infrastructure problems

Can be the best energy vector in the mid-long-term (20-40Y?)

Comparazione svantaggi / vantaggi idrogeno e batterie sulla auto.

e forse per i grandi camion.

Batterie

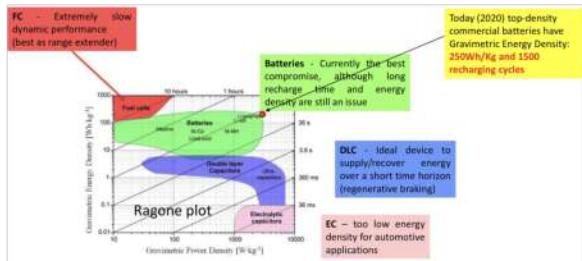


Grafico che plotta su base energy Density e power density.

Notiamo che le batterie al Litio sono molto buone perché sono ottime sia in energy che in power density.

Nel futuro probabilmente andremo nei solid state lithium batteries.
 Vorremo ridurre la capacità tenendo lo stesso peso.

Andremo verso un' economia basata sul Litio, ad oggi ce ne sono 4 Mt e per tutte le macchine del mondo servirebbero 2 Mt.
 Ad oggi il Litio è facilmente accessibile e in bolivia.

Per i motori elettrici servono magneti permanenti → terre rare, la cui cava ha in pratica il monopolio.

Ma se guido un'auto elettrica non produco Co₂? No, la produce direttamente. In Italia oggi per ogni kWh ci sono 270g Co₂, in Francia 3g.
 Il numero che rende conveniente (parla di Co₂) l'uso di un'auto elettrica è qualcosa: valore sotto 500g.

Ci sono altri energy storage devices?

Sì, tipo aria compressa, ma non è una buona idea, bassa energy density bassa efficienza.

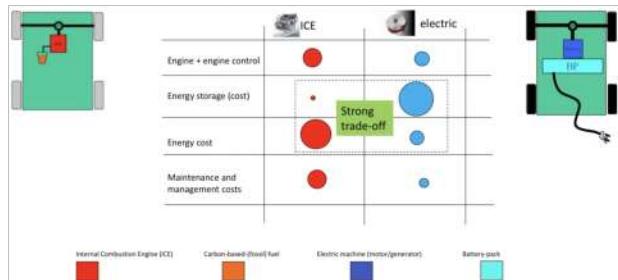
Oltre una flywheel, ma anche questa non è una buona idea bassa energy density bassa efficienza elettro-giroskopio.

Per sapere se la firma d'energia è interessante:

Main evaluation parameters for an energy-storage system for mobility:

- Efficiency (% of energy used to «recharge» actually transformed in mechanical power at the wheels)
- Gravimetric and Volumetric energy density
- Recharging network
- Time of recharge

Auto elettrica

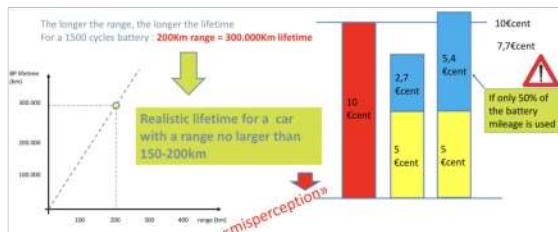


le grandi differenze sono energy storage (le batterie costano) e l'energy cost (l'energia elettrica costa meno)

Ad oggi l'auto elettrica è comunque meno costosa (Costo al Km) per la stessa auto.

Il problema è che l'auto elettrica all'inizio costa di + ma regolarmente costa meno, ed ad esempio in 8 anni vediamo che nel totale costa meno.

C'è un altro ma...



Nelle batterie c'è un wear-life time delle batterie, cioè cosa succede se butto via la macchina prima di aver usato tutta la capacità Km della batteria?
Accade che se ho usato solo metà vita della batteria il costo del battery pack redoppia e non è più conveniente la macchina elettrica

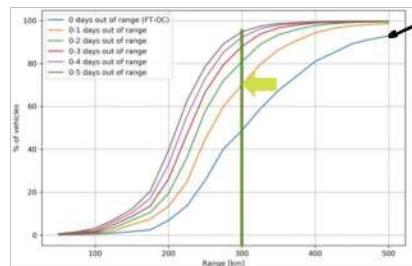
Altro ma:

Tempi di ricarica, l'energy density del gasolio è 13kWh/kg, quello dell'olio è 0,2. Non è possibile ridurre la macchina in minuti.

26.05.2021

Lezione

2h



Quale è la percentuale di macchine in Italia che non fanno più di 300 Km al giorno?

La curva rossa calcola il lo stesso veicolo togliendo 3 giorni. Cioè il numero di macchine che fanno più di 300 Km 3 giorni all'anno e non di più.

Ci spieghiamo che il problema del range non è un problema reale

Il mezzo tende a essere molto piccolo



Ebike

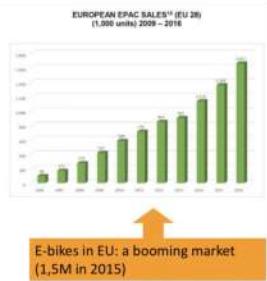
EPAC = Electric pedal assisted cycle

Assistance up to:
25Km/h

Motor power: 250W

Assistance only if
pedalling

No helmet, no
insurance, etc. (like
a normal bicycle)

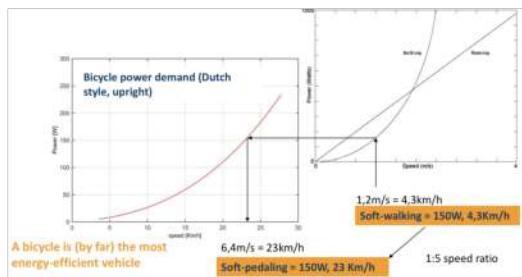


è un trend sempre crescente.
il nome giusto dell'Ebike sarebbe EPAC e
dovono seguire determinate regole.

Ma perché EBike?

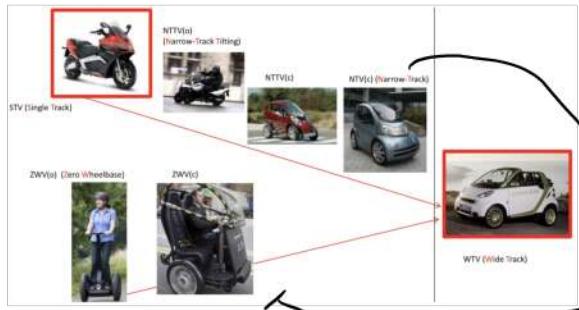
- Per le dimensioni piccole
- Per la velocità in catena urbano
- Impatto civico nullo sui consumi
- Sport

Le bici/EBIKE sono il mezzo + efficace per spostarsi dal punto di vista della
potenza consumata



Spendendo 150W camminando vado a 4,3km/h
mentre pedalando alla stessa potenza vado a 23km/h

Vehicle architectures



Gli sono i 2 veicoli classici auto
e moto che possono essere definiti
rispettivamente come Wide Track e Single
Track.

Esistono anche mezzi nel mezzo.

I mezzi track non tilting veicoli hanno
limiti sulla velocità senza si ribaltino.

Esistono anche mezzi con un solo asse
con ruote parallele

Guida Autonoma

La vera guida autonoma è al Level 3. In questo caso la guida autonoma è tipo quella degli zeri. La persona deve stare sempre nel sedile di guida in caso che il computer non ce la faccia più.

Level 4 non chiede che la persona sia seduta nel sedile di guida ma funziona solo all'interno di un contesto (Tipo in un college)

Level 5 funziona ovunque.

Molto probabilmente il grande avanzamento lo avremo negli anni 30 di questo secolo.

Situazioni molto difficili per le auto autonome



Dovremo settare il Livello 3?



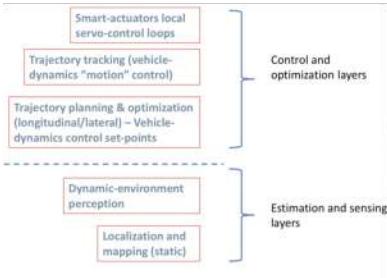
Questo perché il livello 3 richiede l'intervento del guidatore molto velocemente e il contrario (livello 4) richiede l'intervento lentamente

È un problema perché la guida autonoma rende le persone meno abili a guidare e poi richiede che le persone si comportino velocemente

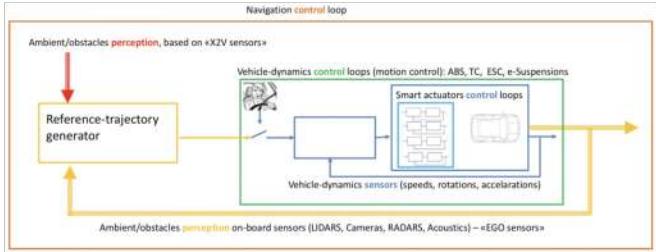
Del punto di vista razionale se oggi introduciamo le macchine autonome che sono half as safe as human drivers questo approccio sembrerebbe molto + utile che introdurla in futuro (2035) quando saranno quasi perfette

In futuro andremo verso taxi autonomi che convergono rispetto a comprare una macchina. In questo caso andremo verso una diminuzione del parco auto, ci saranno circa il 10% di auto che ci sono oggi.

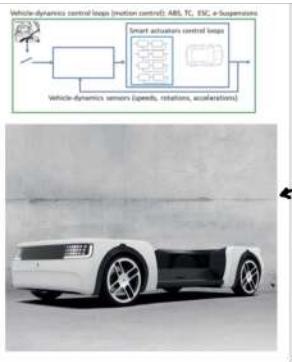
I Robot taxi sono veicoli professionali che costano un bottino, non sono fatti per essere posseduti dalle persone.



layer del veicolo autonomo, è solo una
vista, se vogliono vere una vista un po' più tecnica
usino questo grafico!



C'è un trend di vedere la cerchia di chassis zonata sol
quelle per un'azienda costruisce la macchina sopra
come vede



- Embedded micro-controller
 - Digital-Bus-connection
 - Following problems internally solved:
 - Local Dynamics control loops
 - Production tolerances
 - Non-linearity
 - Drifts
 - Fault detection/prediction/robustness
 - Advanced estimation/filtering (Kalman filtering)
- Solves all the "local" complexity
- VCU uses it as a high-level, very simple, "ideal" object
- 1-step up in abstraction for chassis-system designer

Andiamo verso un futuro con attuatori
intelligenti così andiamo a ridurre la
complessità del sistema di controllo
centralizzato

