

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea magistrale in ingegneria meccanica

Tesi di laurea magistrale

MISURA DEI PARAMETRI CARATTERIZZANTI IL MOTO DEL VEICOLO MEDIANTE SMARTPHONE



Relatori:

Prof. Galvagno Enrico

Prof. Mauro Stefano

Prof. Pastorelli Stefano Paolo

Candidato:

Davide Borbiconi

Anno Accademico 2018/2019

SOMMARIO

Il presente elaborato va ad inserirsi nell'ambito della rilevazione del comportamento dinamico di un veicolo, mediante l'utilizzo di una piattaforma inerziale autonoma, non collegata al CAN bus della vettura. In particolare si è utilizzato come sistema di misura un comune smartphone, su cui è stata installata un'applicazione ad hoc per l'elaborazione dei dati rilevati tramite i sensori stessi dello smartphone.

L'obiettivo principale è riuscire a ricavare una stima dei parametri principali della dinamica del veicolo rivolgendo particolare attenzione alla stima dell'angolo di assetto, mediante il modello sviluppato dal Politecnico di Torino con il lavoro dei professori Stefano Mauro, Galvagno Enrico, Pastorelli Stefano Mauro e dei tesisti che si sono susseguiti nel corso degli anni.

Nei primi capitoli della tesi si illustreranno alcuni argomenti di carattere teorico, introducendo il funzionamento dell'applicazione smartphone e tutta la teoria alla base del modello sviluppato. Successivamente verranno introdotte alcune metodologie di adattamento del modello sviluppato a diverse tipologie di automobile mediante dei test elaborati ad hoc. Verrà poi svolta un'analisi dei dati raccolti durante alcuni test svolti al circuito di Vairano, e in base a questi verrà programmata e simulata una lista di manovre da svolgere al circuito Balocco in collaborazione con FCA. Infine verranno analizzati ed elaborati i dati raccolti da questi test.

Software utilizzati

Nel lavoro svolto sono stati utilizzati i software CarMaker per la simulazione dinamica della vettura, e Matlab/Simulink per l'elaborazione dati.

INDICE

1	INTRODUZIONE	4
1.1	PRINCIPI GENERALI E GRANDEZZE IN GIOCO.....	5
1.2	SISTEMI DI RIFERIMENTO UTILIZZATI.....	7
2	STRUTTURA APP.....	9
2.1	PASSAGGIO DA SISTEMA DIRIFERIMENTO SMARTPHONE A VEICOLO	10
2.1.1	CALIBRAZIONE APPLICAZIONE	11
2.1.2	CALCOLO PARAMETRI BARICENTRO VEICOLO	15
2.2	ALGORITMO DI STIMA DELL'ANGOLO VOLANTE	18
2.2.1	DIFETTI DEL SISTEMA	19
2.3	ALGORITMO DI STIMA DELL'ANGOLO DI ASSETTO.....	20
3	MODELLI DI VEICOLO	22
3.1	MODELLO CINEMATICO	23
3.2	MODELLO MONOTRACCIA LINEARE	24
3.2.1	IMPLEMENTAZIONE IN SIMULINK.....	27
3.2.2	LINEARIZZAZIONE DEL MODELLO RISPETTO ALLA VELOCITÀ LONGITUDINALE.....	29
3.2.3	IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO LINEARE SU SIMULINK	32
3.3	DISCRETIZZAZIONE DEI MODELLI NEL DOMINIO DEL TEMPO	36
3.3.1	DISCRETIZZAZIONE MODELLO CINEMATICO.....	36
3.3.2	DISCRETIZZAZIONE MODELLO LINEARE MONOTRACCIA	37
4	FILTRO DI KALMAN.....	38
4.1	DESCRIZIONE DEL FILTRO.....	38
4.2	PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DEL FILTRO.....	39
4.2.1	TIME UPDATE	39
4.2.2	MEASUREMENT UPDATE	40
4.2.3	CICLO COMPLETO.....	42
4.3	APPLICAZIONE DEL FILTRO AI MODELLI DI VEICOLO	43
4.3.1	FILTRO CINEMATICO	43
4.3.2	FILTRO DINAMICO.....	44
5	IDENTIFICAZIONE PARAMETRI MODELLO MONOTRACCIA.....	45
5.1	CALCOLO DEL RAPPORTO DI STERZO.....	46
5.1.1	METODO DI CALCOLO	47
5.2	CALCOLO DELLE RIGIDEZZE DI DERIVA.....	49
5.2.1	METODO DI CALCOLO	51

5.3	CALCOLO DEL MOMENTO D'INERZIA.....	53
5.3.1	METODO DI CALCOLO	53
5.4	VALIDAZIONE DELL'ALGORITMO DI CALCOLO PROPOSTO	56
5.4.1	VETTURA UTILIZZATA	56
5.4.2	SISTEMA DI RIFERIMENTO UTILIZZATO.....	58
5.4.3	RAPPORTO DI STERZO	59
5.4.4	RIGIDENZE DI DERIVA	65
5.4.5	MOMENTO DI INERZIA.....	82
6	ANALISI DATI TEST VAIRANO	87
6.1	SINCRONIZZAZIONE SEGNALI.....	90
6.2	ANALISI ACCELEROMETRO	95
6.3	ANALISI GIROSCOPIO	97
6.4	ANALISI TELECAMERA	99
6.5	CONCLUSIONI PRIMA PARTE DI ANALISI.....	101
6.6	APPLICAZIONI FILTRI E CALCOLO ANGOLO DI ASSETTO	102
6.6.1	GT86	105
6.6.2	L200.....	107
6.6.3	YARIS	110
7	SIMULAZIONI TEST BALOCCO	111
7.1	ANALISI HANDLING	111
7.2	SIMULAZIONE MANOVRE	113
7.2.1	STEERING PAD.....	114
7.2.2	RAMP STEER.....	119
7.2.3	SWEEP STEER	124
8	CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	126
9	BIBLIOGRAFIA.....	127
10	SITOGRAFIA.....	128

1 INTRODUZIONE

Recentemente la tecnologia relativa alla sensoristica applicata al veicolo, è andata incontro ad una notevole crescita. In particolare le piattaforme inerziali (IMU), contenenti svariati sensori di differente funzionalità, hanno raggiunto un livello tale da permettere una stima più che affidabile dei parametri più rilevanti della dinamica del veicolo.

La conoscenza di queste grandezze ha reso possibile nel corso degli anni un importante miglioramento della vettura. Questo dà una parte ha portato a maggiori prestazioni in termini di “handling”, dall'altra ha migliorato la “sicurezza” del veicolo stesso. La maggior parte dei sistemi di controllo della stabilità del veicolo in una condizione di aderenza precaria o durante un imprevisto sono stati proprio sviluppati e perfezionati grazie all'incremento delle performances delle piattaforme inerziali e dei sensori di cui viene equipaggiato un veicolo stradale.

Parallelamente ha subito un notevole incremento anche tutta la tecnologia presente negli smartphone, inclusa la sua sensoristica. In luce di ciò è stato quindi possibile sviluppare una applicazione che trasformasse lo smartphone e tutti i suoi sensori in una piattaforma inerziale low-cost indipendente dalla rete CAN bus del veicolo.

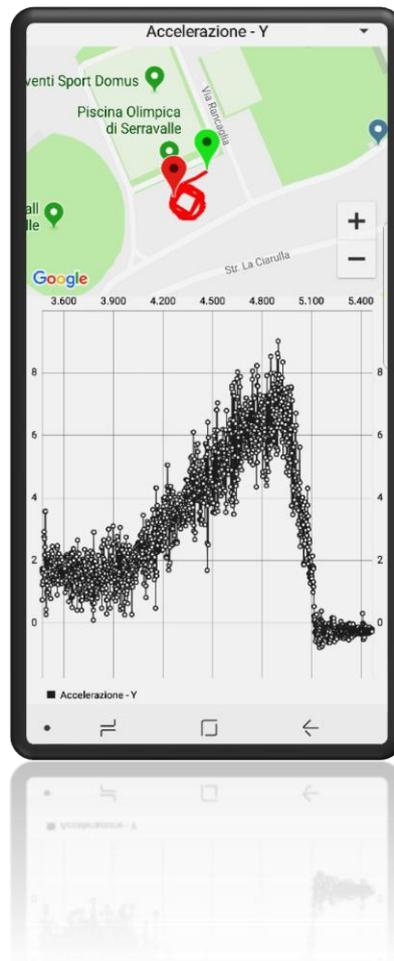


Figure 1.1 Una delle schermate principali dell'app

1.1 PRINCIPI GENERALI E GRANDEZZE IN GIOCO

Per valutare la dinamica del veicolo l'applicazione fa uso dei seguenti sensori presenti in ogni smartphone di ultima generazione:

- Giroscopio, che misura:
 - $\dot{\psi}$: velocità di imbardata
 - $\dot{\phi}$: velocità di rollio
 - $\dot{\theta}$: velocità di beccheggio
- Accelerometro:
 - a_x : accelerazione longitudinale
 - a_y : accelerazione laterale
 - a_z : accelerazione verticale
- GPS:
 - Coordinate spaziali
 - V : Velocità assoluta
- Fotocamera:
 - δ_v : angolo volante

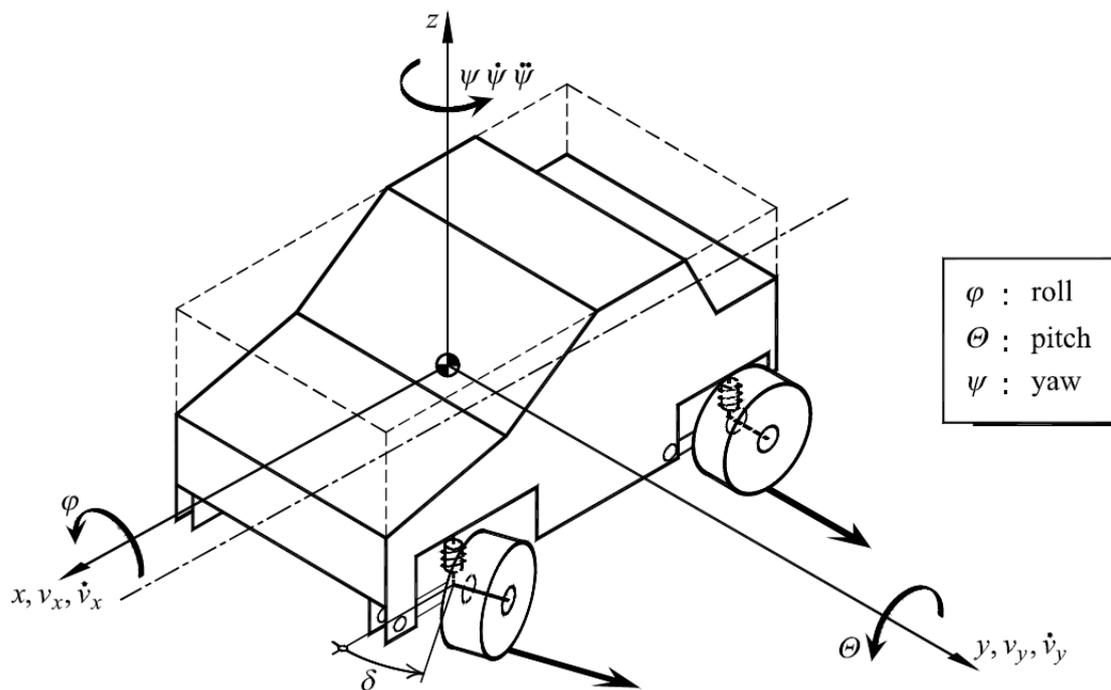


Figure 1.2 Schema di identificazione dei parametri

Attraverso le misure dei parametri sopra elencati è poi possibile stimare l'angolo di assetto β , il quale rappresenta l'angolo fra la direzione longitudinale della vettura (x) e la direzione della velocità assoluta V , in corrispondenza del baricentro del veicolo stesso. Questo parametro è di particolare importanza perché fornisce informazioni sulla stabilità del veicolo durante le manovre di sterzata, tuttavia la sua misura diretta richiede l'utilizzo di strumenti costosissimi e solitamente non presenti nelle vetture di utilizzo standard. In questo senso quindi la stima dell'angolo di assetto mediante smartphone rappresenta una valida soluzione al problema per ottenere importanti indicazioni riguardo alla stabilità del veicolo.

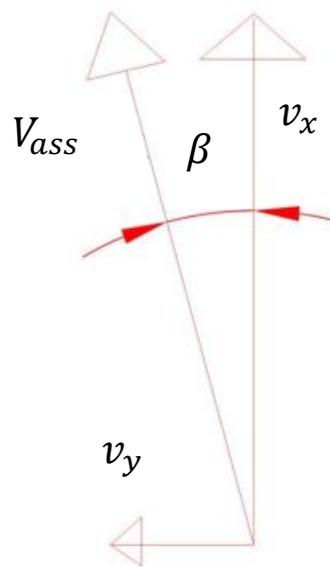


Figure 1.3 Definizione cinematica dell'angolo di assetto

1.2 SISTEMI DI RIFERIMENTO UTILIZZATI

Per comprendere meglio il concetto di angolo di assetto è necessario introdurre i sistemi di riferimento su cui è definito:

- **Assoluto X-Y-Z:** sistema di riferimento fisso solidale al terreno.
- **Body x-y-z:** con origine nel baricentro del veicolo, e assi rivolti in direzione longitudinale laterale e verticale della cassa sospesa del veicolo. È quindi un sistema fisso rispetto alla cassa sospesa del veicolo.
- **Veicolo ausiliario x'-y'-z':** come il sistema di riferimento body ha origine nel baricentro, è quindi un sistema di riferimento mobile, tuttavia l'asse z' viene sempre mantenuto con direzione perpendicolare al terreno. Questo sistema è utile per definire gli angoli di rollio θ , beccheggio ϕ e imbardata ψ come visibile in figura.

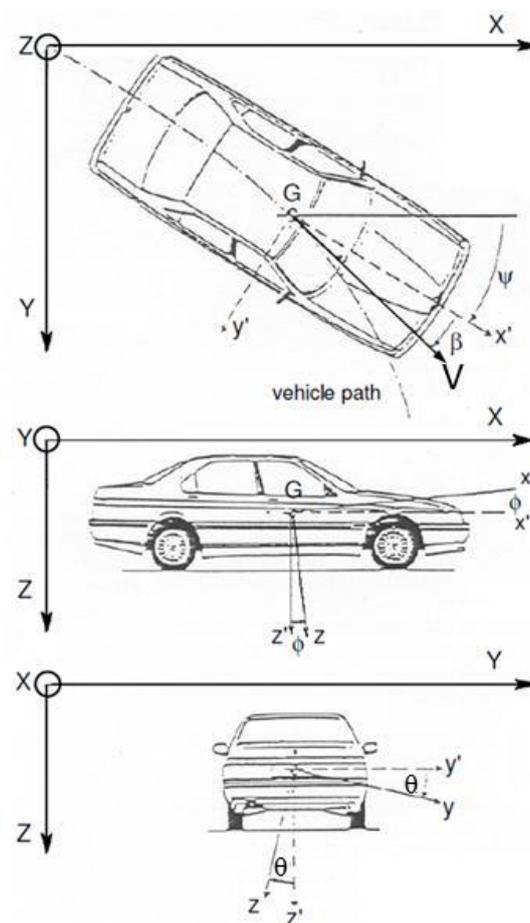


Figure 1.4 Sistemi di riferimento veicolo

È importante sottolineare come il vettore velocità assoluta \mathbf{V} rappresenta la velocità del centro di massa del veicolo, ed è tangente per sua definizione tangente alla traiettoria del veicolo stesso. È quindi chiaro ora come l'angolo di assetto rappresenti l'angolo fra la direzione del moto e la direzione longitudinale del veicolo.

A questi sistemi di riferimento sopra elencati andrà aggiunto quello relativo allo smartphone, al quale tutti i suoi sensori fanno riferimento. Accelerometro e giroscopio avranno una componente per ogni asse, mentre telecamera e GPS restituiranno valori scalari.

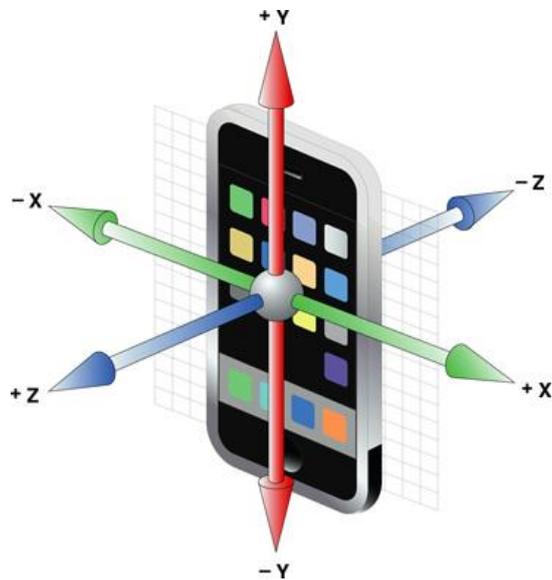


Figure 1.5 Sistema di riferimento smartphone

Lo smartphone verrà fissato all'interno del veicolo tramite apposito supporto. Si ha quindi che il sistema di riferimento smartphone è fisso rispetto alla massa sospesa del veicolo come il sistema di riferimento body, con origine e orientazione diverse.

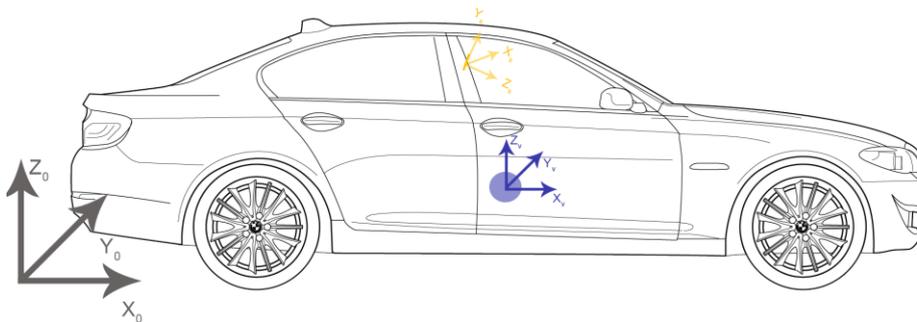


Figure 1.6 Posizione relativa dei sistemi di riferimento

2 STRUTTURA APP

Per comprendere il funzionamento dell'applicazione è stato creato uno schema riassuntivo visibile in figura sottostante. Il blocco di sinistra rappresenta l'input del sistema, che corrisponde ai sensori del telefono. Il blocco centrale rappresenta invece gli algoritmi di calcolo che vengono applicati alle misure ottenute. Nell'estrema destra si hanno invece tutti gli output del sistema.

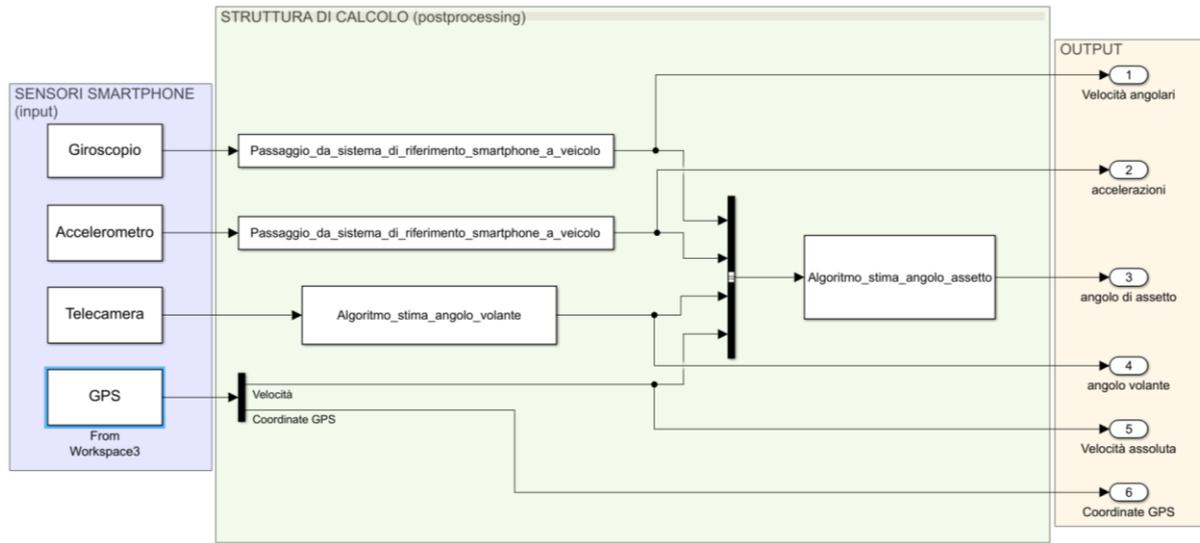


Figure 2.1 Schema di funzionamento app

È da sottolineare che questo schema rappresenta lo stato attuale dell'applicazione, che sarà probabilmente ampliata e migliorata in futuro. Va inoltre accennato che tutto il calcolo viene applicato solo in post-processing. Questo significa che i risultati del sistema sono visibili solo a misurazione conclusa dopo l'elaborazione dei dati, tuttavia si prevede in futuro di rendere tutto il sistema di calcolo real-time, così da avere i risultati plottati su schermo del telefono in diretta.

Come si può notare l'applicazione fa uso di tre algoritmi di calcolo principali:

1. Passaggio da sistema di riferimento smartphone a veicolo;
2. Algoritmo di stima dell'angolo volante;
3. Algoritmo di stima dell'angolo di assetto;

Questi tre algoritmi verranno presentati in dettaglio nei paragrafi successivi.

2.1 PASSAGGIO DA SISTEMA DI RIFERIMENTO SMARTPHONE A VEICOLO

Come accennato in precedenza le misure dello smartphone sono calcolate rispetto al proprio sistema di riferimento. Per alcune di loro è quindi necessario eseguire un cambio di riferimento per poter poi essere utilizzate nell'algoritmo di calcolo dell'angolo di assetto, che come si vedrà ha alla base il sistema di riferimento veicolo. D'altra parte inoltre le misure stesse hanno bisogno di essere riferite ad un sistema tipico della dinamica del veicolo per essere di facile lettura dall'utente.

Il GPS per sua natura si basa già sul sistema di riferimento assoluto terrestre, il segnale della posizione e della velocità assoluta (restituito come semplice scalare) non hanno quindi bisogno di essere convertiti. Anche per quanto riguarda la telecamera non è necessario un cambio di sistema di riferimento in quanto già compreso nell'algoritmo di riconoscimento dell'angolo volante.

Le uniche misure che necessitano quindi di essere convertite sono quelle del giroscopio e dell'accelerometro, che restituiscono una componente in ognuno dei tre assi del sistema di riferimento smartphone.

Dalla meccanica razionale si ha che dato un vettore in un sistema di riferimento xyz , questo può essere scritto in un altro sistema di riferimento XYZ secondo la seguente relazione:

$$r_{SR2} = A_{21} r_{SR1}$$

Con:

- $r_{SR1} = \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix}$: vettore scritto nel primo sistema di riferimento;
- $r_{SR2} = \begin{bmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{bmatrix}$: vettore scritto nel secondo sistema di riferimento;
- $A_{21} = \begin{bmatrix} c_{xX} & c_{xY} & c_{xZ} \\ c_{yX} & c_{yY} & c_{yZ} \\ c_{zX} & c_{zY} & c_{zZ} \end{bmatrix}$: matrice dei coseni direttori (o di rotazione);
- c_{ij} : coseno dell'angolo compreso fra l'asse i del sistema di riferimento 1 e l'asse J del sistema di riferimento 2.

Per passare quindi da un sistema di riferimento ad un altro è sufficiente conoscere come i due sistemi sono orientati rispettivamente nello spazio, calcolando gli angoli compresi fra gli assi dei due sistemi.

Considerando il sistema di riferimento smartphone e il sistema di riferimento veicolo si ha che la matrice dei coseni direttori tra un sistema e l'altro varia a seconda delle accelerazioni in gioco, in quanto l'orientamento fra un sistema e l'altro non è fisso per via degli angoli di rollio e beccheggio. Lo smartphone infatti, venendo fissato all'interno della vettura, sarà solidale alla massa sospesa del veicolo. Questo significa che il suo sistema di riferimento rimarrà fisso rispetto al sistema di

riferimento body, anch'esso solidale alla massa sospesa, ma non rispetto al sistema di riferimento veicolo, che differisce da quello body appunto per gli angoli di rollio e beccheggio.

Considerando tuttavia che questi angoli sono molto piccoli si può assumere con buona approssimazione che il sistema di riferimento body sia coincidente a quello veicolo, e quindi che la matrice dei coseni direttori rimanga costante per tutta la run. Si avrà quindi che per passare da un sistema di riferimento all'altro sarà sufficiente calcolare l'orientazione dello smartphone rispetto alla massa sospesa.

$$r_v \cong r_b = A_{sb} r_s$$

2.1.1 CALIBRAZIONE APPLICAZIONE

Nonostante la matrice dei coseni direttori sia costante per tutta la manovra, è impossibile dire a priori quale sia il suo valore, in quanto dipende da come l'utente installa lo smartphone in vettura. Per calcolare quindi la posizione del sensore all'interno del veicolo, prima della misurazione vera e propria, l'applicazione prevede una fase di *inizializzazione*, in cui l'applicazione si calibra per convertire le misure nel sistema di riferimento veicolo attuale. Questa fase è composta da due momenti:

1. **Mantenimento della vettura immobile:** in questo modo l'app riconosce l'orientazione dell'asse Z veicolo, che coincide esattamente con la direzione dell'accelerazione totale. A vettura in equilibrio infatti l'unica accelerazione presente è quella di gravità.
2. **Accelerazione della vettura in un tratto rettilineo:** in questa seconda fase viene riconosciuta invece l'orientazione dell'asse X veicolo, che coincide appunto con la direzione dell'accelerazione totale a meno dell'accelerazione di gravità, e di conseguenza per completamento della terna destrorsa anche l'asse Y.

Tramite tali misurazioni è possibile quindi estrapolare, con un algoritmo apposito descritto nel paragrafo successivo, la **matrice di rotazione** relativa all'orientamento dello smartphone rispetto al sistema di riferimento veicolo.

2.1.1.1 ALGORITMO DI CALCOLO

Per come è pensata la prova di calibrazione, l'accelerazione rilevata dovrà avere componenti solo sull'asse X e Z del sistema di riferimento veicolo in quanto come descritto in precedenza la manovra non genera alcuna accelerazione laterale. Plottando quindi i dati raccolti nello spazio tridimensionale definito dal sistema di riferimento dello smartphone, si avrà una nuvola di punti nell'intorno di un piano che appunto rappresenta il piano XZ del sistema di riferimento veicolo.

Considerando inoltre che l'accelerazione Z (rispetto al sistema di riferimento veicolo) rimane costante uguale all'accelerazione di gravità, e l'unica componente a variare è la X, è intuitivo come tutte le misure rilevate staranno non sparse sul piano, ma raggruppate attorno alla linea che rappresenta $Z=9.81$ $Y=0$.

Effettuando un test di calibrazione si sono ottenuti le seguenti misure di accelerazione, espresse nel sistema di riferimento smartphone.

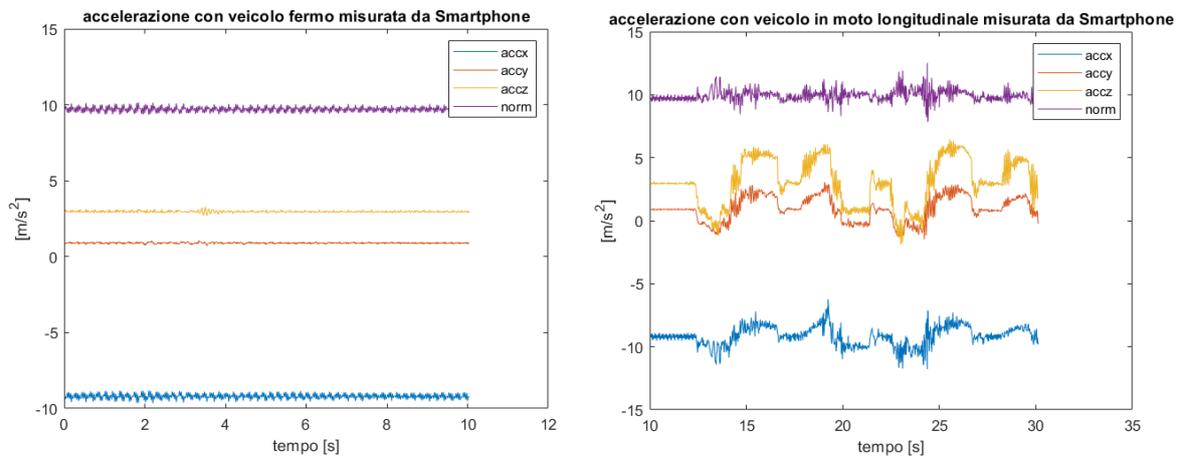


Figure 2.2 Accelerazioni misurate da smartphone durante inizializzazione

Plottando nello spazio tridimensionale i dati di accelerazioni raccolte durante una prova di calibrazione si può vedere come la nuvola di punti si raccolga attorno ad una linea che come detto dovrebbe rappresentare la retta $a_z=9.81$ $a_y=0$ nel sistema di riferimento veicolo.

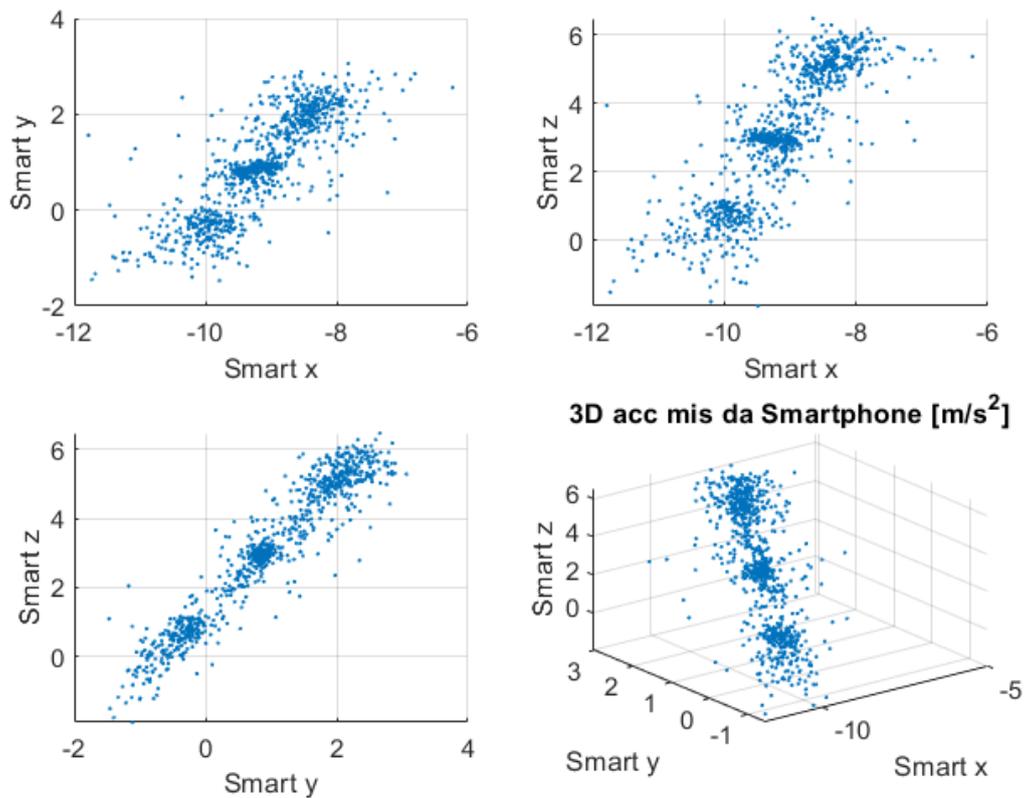


Figure 2.3 Accelerazioni misurate plottate nello spazio rispetto al sistema di riferimento smartphone

A questo punto per individuare il piano XY del sistema di riferimento veicolo è sufficiente trovare quel piano che passi per l'origine del sistema e la retta descritta dalla nuvola di punti. Per fare ciò è stata utilizzata la funzione *fit* in MatLab che restituisce, dati un insieme di punti, i coefficienti di un piano (a, b, c) passante per quei punti e (nel caso in esame) passante per zero.

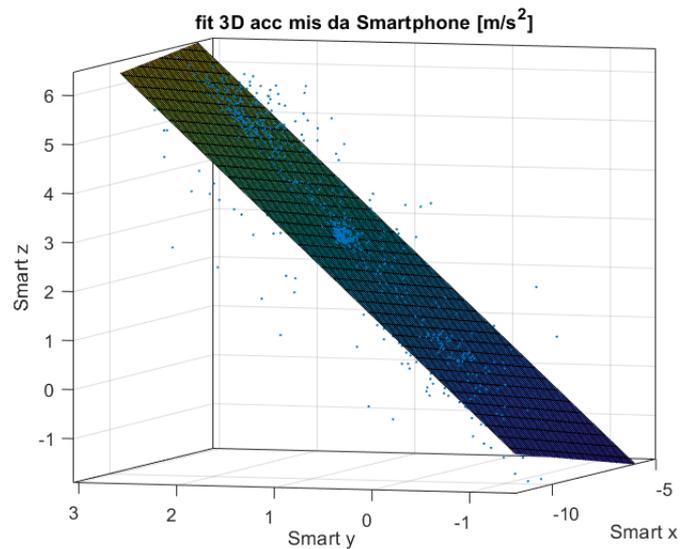


Figure 2.4 Piano di interpolazione delle misure

A questo punto per individuare i tre assi del sistema di riferimento veicolo è sufficiente considerare che l'asse Y è quello perpendicolare al piano, l'asse Z è quello individuato dal vettore accelerazione a veicolo fermo, mentre l'asse X sarà calcolato di conseguenza, con asse positivo coincidente alla prima accelerazione.

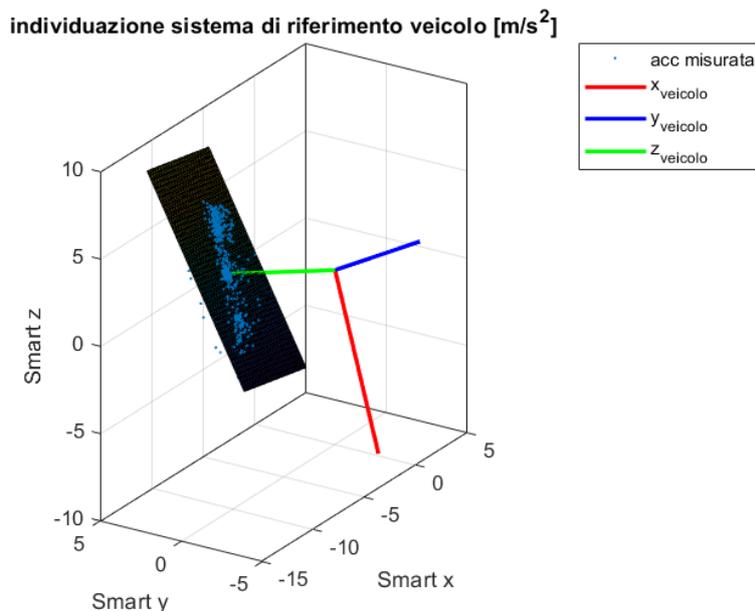


Figure 2.5 Orientazione sistema di riferimento veicolo rispetto allo smartphone

Per confermare i calcoli svolti è possibile rappresentare le misure di accelerazione e il sistema di riferimento smartphone nello spazio 3D individuato dal sistema di riferimento veicolo appena calcolato.

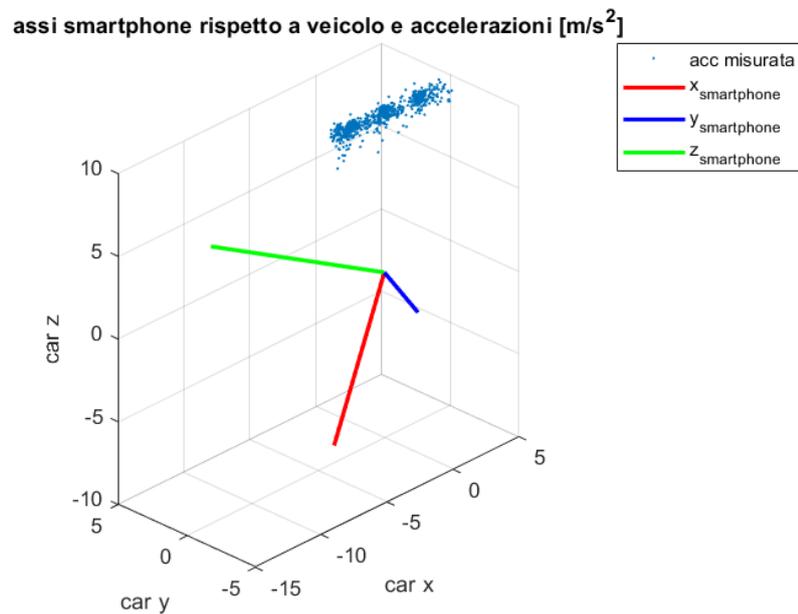


Figure 2.6 Orientazione istema di riferimento smartphone rispetto al veicolo

Come previsto si può vedere che tutte le accelerazioni misurate stanno sulla retta $a_y=0$ $a_z=9.81$, a conferma della bontà del calcolo.

Noto il rispettivo orientamento tra i due sistemi di riferimento è poi possibile calcolarsi la matrice di rotazione senza particolari problemi. Questa matrice sarà utilizzata anche per il passaggio delle velocità angolari calcolate dal giroscopio nel sistema di riferimento veicolo. I due sensori infatti hanno lo stesso sistema di riferimento.

2.1.2 CALCOLO PARAMETRI BARICENTRO VEICOLO

Tipicamente nella dinamica del veicolo i parametri di particolare interesse sono tutti riferiti al baricentro del veicolo. Nonostante le misure siano state trasposte nel sistema di riferimento veicolo, queste sono comunque le accelerazioni e velocità angolari del telefono, che è stato fissato al veicolo in un punto diverso dal baricentro. È quindi necessario considerare opportune relazioni per passare dalle misure dello smartphone, a quelle del baricentro.

2.1.2.1 VELOCITÀ ANGOLARE

Per quanto riguarda le velocità angolari si ha che la velocità angolare di un corpo rigido è la stessa ovunque essa sia calcolata. La velocità angolare infatti non è riferita ad un solo punto ma a tutto il corpo rigido. Si avrà quindi che le velocità angolari calcolate dallo smartphone nel punto di fissaggio, idealmente sono le stesse di quelle che si potrebbero calcolare nel baricentro. Una volta trasposte nel sistema di riferimento veicolo (body, come detto in precedenza consideriamo i due sistemi identici) quindi le misure del giroscopio non necessitano di ulteriori calcoli.

2.1.2.2 ACCELERAZIONE

Diverso è il discorso per le accelerazioni. In un corpo rigido infatti questa dipende dal punto in cui è calcolata, di conseguenza l'accelerazione calcolata dallo smartphone sarà diversa da quella nel baricentro.

Considerando il sistema seguente:

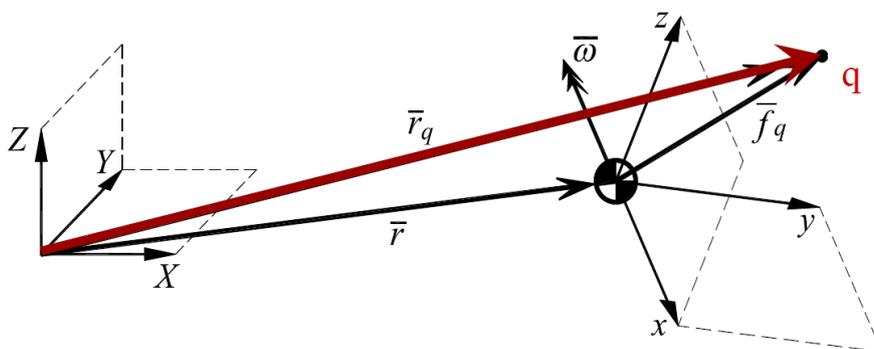


Figure 2.7 Sistema in esame

Con:

- XYZ : sistema di riferimento assoluto;
- xyz : sistema di riferimento body;
- \vec{f}_q : vettore posizione smartphone rispetto al sistema di riferimento body;
- q : posizione smartphone;
- $\vec{\omega}$: velocità angolare della massa sospesa;

In quanto la posizione dello smartphone q è vincolata alla massa sospesa del veicolo, il vettore \bar{f}_q è costante, si ha quindi che:

$$\bar{a}_q = \bar{a}_G + \underbrace{\dot{\bar{\omega}} \times \bar{f}_q + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{f}_q)}_{\bar{d}}$$

Si ha quindi che data le accelerazioni del punto q , ossia le accelerazioni misurate dallo smartphone, per ottenere le accelerazioni del baricentro sarà necessario sottrarre il termine \bar{d} dovuto al fatto che il corpo rigido massa sospesa del veicolo non ha un semplice moto di traslazione ma è caratterizzato anche da una velocità di rotazione $\bar{\omega}$.

Riferendo tutto al sistema di riferimento body e svolgendo i calcoli si ha che:

$$\begin{bmatrix} a_{xq} \\ a_{yq} \\ a_{zq} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{xG} \\ a_{yG} \\ a_{zG} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\varphi} z_q - (\dot{\varphi}^2 + \dot{\psi}^2) x_q - \ddot{\psi} y_q + \dot{\psi} \dot{\theta} z_q + \dot{\varphi} \dot{\theta} y_q \\ \ddot{\psi} x_q - (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) y_q - \ddot{\theta} z_q + \dot{\psi} \dot{\varphi} z_q + \dot{\varphi} \dot{\theta} x_q \\ \ddot{\theta} y_q - (\dot{\theta}^2 + \dot{\varphi}^2) z_q - \ddot{\varphi} y_q + \dot{\theta} \dot{\psi} x_q + \dot{\varphi} \dot{\psi} y_q \end{bmatrix}}_{\bar{d}}$$

Nel calcolo è stato considerato $\bar{\omega} = [\dot{\theta}; \dot{\varphi}; \dot{\psi}]$; ossia il vettore delle velocità angolari di rollio beccheggio e imbardata rispettivamente. I parametri $x_q y_q z_q$ rappresentano invece le coordinate dello smartphone rispetto al sistema di riferimento body.

Come si può notare le due accelerazioni sono legate dalla velocità angolare e dalla distanza che separa i due punti. Visto che non è possibile stabilire la distanza dello smartphone dal baricentro del veicolo in quanto non si conosce a priori nessuna delle due misure, nell'applicazione si è deciso di trascurare il contributo di \bar{d} . In altre parole l'applicazione considera come se lo smartphone fosse esattamente nel baricentro del veicolo, e quindi considera le accelerazioni misurate esattamente identiche a quelle del baricentro.

$$\bar{a}_q \cong \bar{a}_G$$

Considerando tutto ciò e quanto detto in precedenza sul cambio di sistema di riferimento si ha quindi che le accelerazioni in output all'applicazione rappresentano le accelerazioni del baricentro rispetto al sistema di riferimento veicolo a meno di:

1. Angoli di rollio e beccheggio (che differenzia sistema di riferimento body da quello veicolo)
2. Distanza smartphone baricentro

2.1.2.3 VELOCITÀ ASSOLUTA E COORDINATE GPS

Anche la velocità assoluta e le coordinate GPS in linea teorica andrebbero traslate nel baricentro del veicolo. Tuttavia è stato deciso di tralasciare questa operazione in quanto il GPS ha di per se una sensibilità molto minore rispetto alla distanza che c'è tra baricentro del veicolo e smartphone. In altre parole, il minimo spostamento percettibile da GPS è di gran lunga più grande della distanza tra i due punti. Nell'ipotesi di vincolare il telefono esattamente nel baricentro del veicolo, non si avrebbero quindi miglioramenti in termini di velocità e coordinate GPS. Non ha quindi alcun senso cercare di correggere questi dati.

2.2 ALGORITMO DI STIMA DELL'ANGOLO VOLANTE

Solitamente nella strumentazione professionale l'angolo volante è calcolato collegandosi alla rete interna del veicolo (CAN, centralina) oppure utilizzando un volante strumentato. Tuttavia l'idea che sta alla base dell'applicazione è quella di poter essere il più economicamente sostenibile e priva di vincoli dovuti a particolari strumentazioni, come possono essere quelli necessari per un collegamento alla rete CAN. Per questo motivo è stato quindi creato un algoritmo di riconoscimento dell'angolo volante a partire dal video del volante stesso utilizzando una libreria apposita di *Computer Vision*, che elabora le immagini tramite trasformazioni applicate su matrici (di pixel).

L'algoritmo ha alla base una funzione che riesce a riconoscere l'orientamento nello spazio di particolari marker. Applicando quindi alcuni di questi marker sul volante l'applicazione riesce a riconoscere l'angolo di sterzo tramite appunto la rotazione nello spazio dei marker stessi.

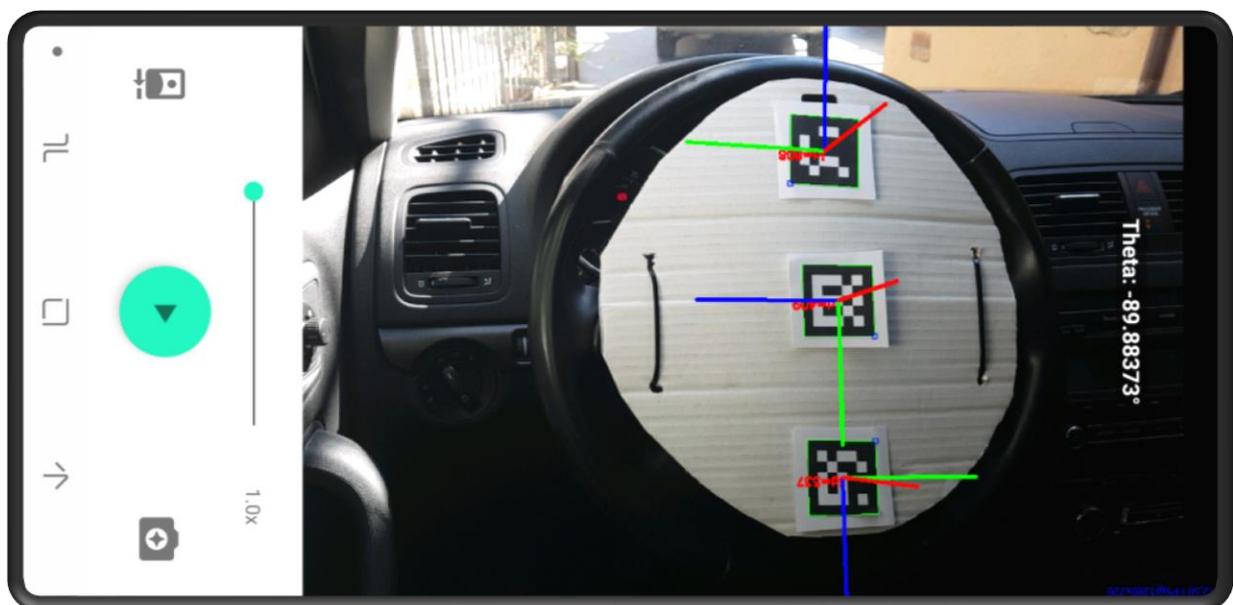


Figure 2.8 Schermata app per l'individuazione dei marker

Il fatto che l'algoritmo riconosce l'orientamento dei marker nello spazio e non semplicemente nel piano, non rende necessario un posizionamento dell'inquadratura perfettamente parallela al piano volante. A patto che venga inquadrato il volante è quindi possibile posizionare lo smartphone anche lateralmente. Questo è di primaria importanza per non disturbare la guida, e facilitare il vincolamento dello smartphone all'interno del veicolo, cosa necessaria per le misurazioni di accelerazione e velocità angolare.

2.2.1 DIFETTI DEL SISTEMA

Il metodo utilizzato risulta molto semplice e *user-friendly*, tuttavia non è esente da difetti e problemi di vario tipo, tra cui:

- **Pessime condizioni di luce:** visto che la vettura è in movimento le condizioni di luminosità sono in continuo cambiamento. Questo potrebbe rappresentare un problema per l'algoritmo che lavora sulla proiezione in *black & white* dell'immagine. Un calo repentino di luminosità o un brusco aumento provoca una fase cieca di ricerca dei markers che molto probabilmente causerebbe una perdita del riferimento.
- **Eccessive vibrazioni:** essendo montato in auto il sistema è comunque sensibile alle vibrazioni provocate dall'auto stessa; nonostante sia stata implementata una funzione di *follow* dei punti se la vibrazione è molto accentuata si potrebbe rischiare di avere la perdita di alcuni dei marker.
- **Ostacoli tra camera e volante:** in caso di manovra azzardata o di curva con ampio raggio il pilota può in certi casi coprire i markers con le braccia involontariamente. Nonostante l'algoritmo implementi una funzione di recovery dei punti, se si perdesse il riferimento dei markers per più di in un singolo frame, il calcolo risulterebbe pesantemente compromesso.

Si sono svolte varie prove e ci si è resi conto che in generale più marker si usano meno l'algoritmo è preciso. La soluzione ideale sarebbe quella di utilizzare un solo marker centrale (in zona clacson) e zoomare l'inquadratura su di esso, di modo da tagliare tutte le parti inutili e semplificare il lavoro dell'algoritmo. In questo modo il segnale dell'angolo sterzo risulta molto pulito. Il marker centrale è infatti quello più facile da riconoscere dall'algoritmo in quanto non trasla ma ruota solamente. Tuttavia considerando i problemi elencati sopra è chiaro come con un solo marker il rischio di perdere l'unico riferimento sia molto elevato, soprattutto quando l'angolo volante è elevato e il guidatore incrocia le braccia. In questo senso quindi si è sperimentato che un buon compromesso è quello di aggiungere anche due marker posti in posizione diametralmente opposta, combinazione che da buona garanzia di non perdere il riferimento col minor numero di marker possibile. Altra importante variabile da considerare è che tutti e tre i marker siano orientati nello stesso modo come visibile in figura. Il fatto di utilizzare invece un cartone sopra il volante serve per coprire i comandi su di esso che potrebbero essere accidentalmente riconosciuti come marker durante il movimento.

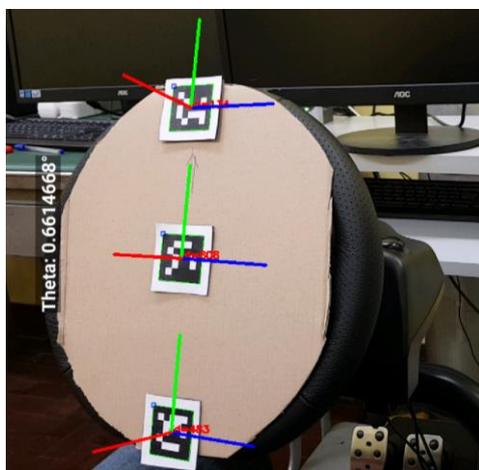


Figure 2.9 Combinazione ottimale dei marker

2.3 ALGORITMO DI STIMA DELL'ANGOLO DI ASSETTO

Come detto in precedenza l'angolo di assetto è una grandezza fondamentale da stimare per valutare il comportamento di un veicolo in curva. La sua misura diretta è ovviamente impraticabile utilizzando come strumentazione solamente uno smartphone, la via intrapresa è stata dunque quella di effettuarne una stima nel modo più accurato possibile, partendo dai dati raccolti dai sensori.

L'algoritmo di stima dell'angolo di assetto si basa innanzitutto su un modello ideale di veicolo semplificato detto modello monotraccia lineare, visibile in figura.

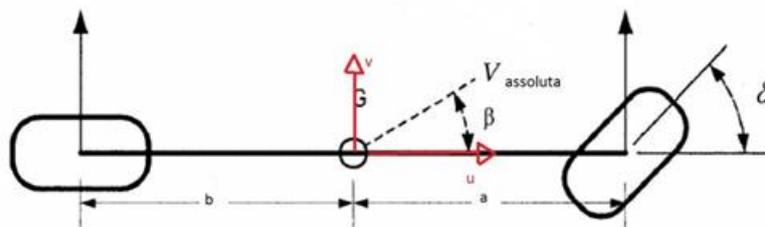


Figure 2.10 Schema del modello di veicolo monotraccia

Come anticipato nell'introduzione, in dinamica del veicolo l'angolo di assetto è l'angolo compreso fra la direzione della velocità assoluta del veicolo, nel suo baricentro, e la direzione longitudinale della stessa secondo il sistema di riferimento veicolo. Secondo tale definizione e considerando lo schema proposto vale quindi la relazione:

$$\beta = \text{atan}\left(\frac{v}{u}\right)$$

L'angolo di assetto assume tipicamente valori molto bassi, per questo motivo è possibile considerare la velocità longitudinale u uguale alla velocità assoluta V con un piccolissimo margine di errore. Considerando ciò, visto che la velocità assoluta è misurata direttamente dal sensore GPS dello smartphone, il problema dell'individuazione dell'angolo di assetto si riduce ad una semplice stima della velocità laterale v .

$$\beta \cong \text{atan}\left(\frac{v}{V}\right)$$

Il modello monotraccia verrà trattato più in dettaglio nei capitoli successivi, tuttavia è comprensibile già dalla figura l'elevato livello di semplificazione. Visto il grande grado di idealità del modello utilizzato, l'algoritmo fa anche uso di un filtro detto filtro di Kalman, che compara i risultati del modello con le misure effettuate, per ottenere la migliore stima dell'angolo d'assetto possibile. In questo modo quindi l'output non sarà solo frutto del modello lineare, ma anche appunto dei dati

ottenuti dai sensori; si otterrebbe quindi un angolo di assetto dato dal modello lineare, e filtrato secondo i dati misurati.

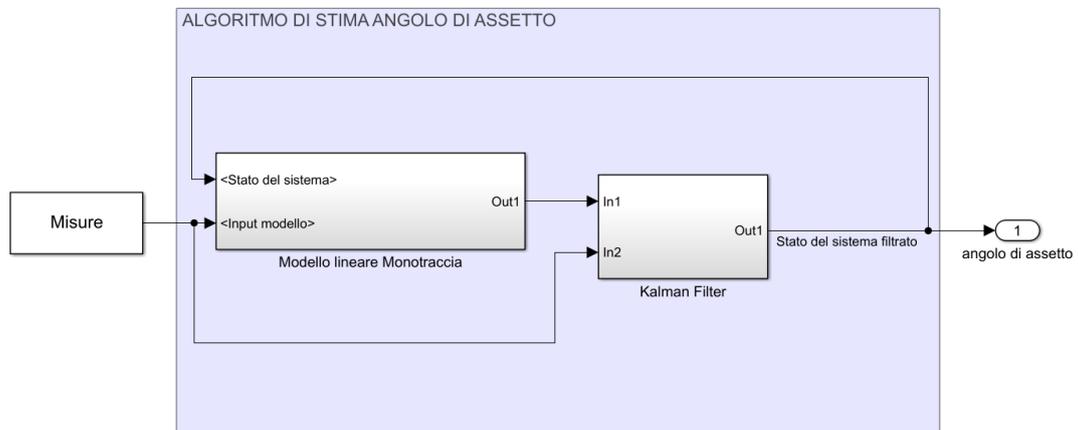


Figure 2.11 Schema semplificato dell'algoritmo di stima dell'angolo volante

Lo schema in figura rappresenta in maniera semplificata quello che avviene all'interno dell'algoritmo di stima dell'angolo di assetto. Vista l'importanza dell'argomento è stato deciso di non discuterne i dettagli in questo capitolo, ma di dedicare interamente alcuni capitoli successivamente.

3 MODELLI DI VEICOLO

Un veicolo per quanto possa sembrare semplice ha una complessità assai elevata. È composto da una miriade di componenti quali pneumatici, sospensioni, motore, trasmissione, sterzo ecc. Riuscire a considerare tutto ciò risulta quasi impossibile, sono stati quindi sviluppati nel corso degli anni una serie di modelli con diversi livelli di approssimazione, partendo dal più semplice modello lineare monotraccia, fino ad arrivare ai più complessi modelli utilizzati nei simulatori come per esempio CarMaker, oppure i modelli multi-body di ADAMS/car.

Come anticipato nei capitoli precedenti l'algoritmo di stima dell'angolo di assetto si basa sul modello di veicolo monotraccia lineare. In questo capitolo ne verranno trattati i dettagli, introducendo inoltre un altro modello detto modello cinematico.

3.1 MODELLO CINEMATICO

Il modello cinematico è uno dei modelli più semplici, perché trascura completamente tutta la parte dinamica, per considerare solamente le relazioni cinematiche che legano le accelerazioni e le velocità relative al baricentro del veicolo nel piano xy del sistema di riferimento veicolo. Il modello ha quindi solamente tre gradi di libertà nel sistema di riferimento assoluto:

1. Coordinata X;
2. Coordinata Y;
3. Rotazione rispetto ad asse Z;

E può essere riassunto nel sistema a due equazioni successive, scritto nel sistema di riferimento veicolo:

$$\begin{cases} a_x = \dot{u} - rv \\ a_y = \dot{v} + ru \end{cases}$$

Con:

- a_x accelerazione longitudinale
- a_y accelerazione laterale
- u velocità longitudinale
- v velocità laterale
- r velocità di imbardata

Il sistema di equazioni può essere ulteriormente scritto in forma matriciale, evidenziandone gli stati:

$$\begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & r \\ -r & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix}$$

Questo modello per quanto possa sembrare semplice ha una grande potenzialità. Rispetto al modello lineare monotraccia infatti non comporta nessuna idealizzazione o semplificazione se non quella di limitare il moto del veicolo al piano xy . In linea puramente teorica quindi permetterebbe di risalire, a partire dalla misura delle accelerazioni e della velocità di imbardata alla stima esatta degli stati u e v , e quindi dell'angolo di assetto, definito proprio a sua volta dalla stessa relazione cinematica utilizzata nel modello.

Ovviamente questo è possibile solo in linea teorica, per tre principali motivi:

1. trattandosi di misure, per quanto accurate siano, sono affette da rumore e da errori di accuratezza che non sempre è possibile stimare a priori;
2. i dati a disposizione non sono riferiti al sistema di riferimento veicolo ma a quello body, che per quanto possano essere simili, differiscono degli angoli di rollio e beccheggio non sempre trascurabili;
3. le accelerazioni non sono esattamente quelle del baricentro del veicolo, ma di un punto distante una certa quantità da esso;

3.2 MODELLO MONOTRACCIA LINEARE

Questo modello, già presentato schematicamente in precedenza, trascura in prima approssimazione i trasferimenti di carico longitudinali e laterali. Non essendo quindi considerate né la dinamica del rollio né quella del beccheggio, il veicolo può essere rappresentato con un modello monotraccia a due ruote, con baricentro posto a distanza fissa tra di loro. Per questa sua peculiarità di essere rappresentato con due ruote il modello viene inoltre chiamato modello a bicicletta.

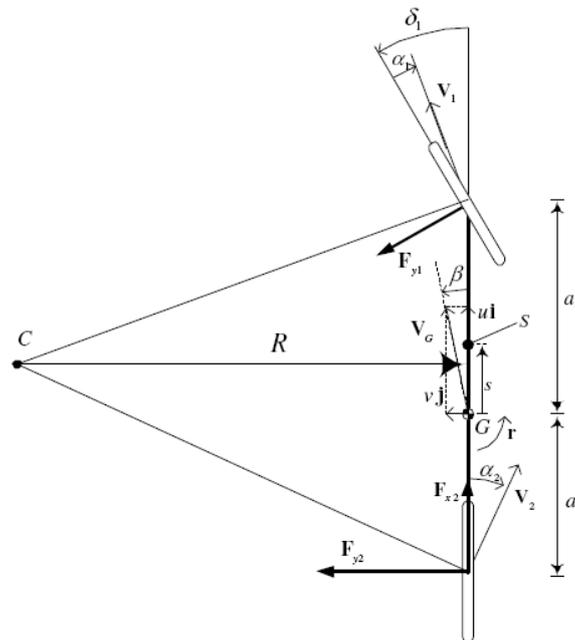


Figure 3.1 Modello monotraccia o a bicicletta

Vengono inoltre considerate le seguenti semplificazioni:

- l'angolo δ_2 (angolo sterzo delle ruote posteriori) è nullo considerando solo l'azione di sterzata delle ruote anteriori;
- La massa del veicolo è concentrata nel baricentro fisso del sistema G ;
- J è considerato il momento di inerzia attorno al baricentro G per l'asse z che passa verticalmente nel piano dove è situata l'autovettura;
- La dinamica longitudinale del veicolo è trascurata e sostituita dalla velocità longitudinale considerata come input. Non verranno quindi considerate le forze longitudinali F_{x1} e F_{x2} .

Facendo riferimento al grafico è possibile scrivere le seguenti equazioni di equilibrio:

$$m a_y = F_{y2} + F_{y1} \cos(\delta)$$

$$J \ddot{\psi} = a_1 F_{y1} \cos(\delta) - a_2 F_{y2}$$

Considerando inoltre la relazione dell'accelerazione laterale scritta nel modello cinematico e che i $\cos(\delta)$ sono approssimabili a 1 visto il limitato angolo sterzo si ottiene:

$$m(\dot{v} + u\dot{\psi}) = F_{y1} + F_{y2}$$

$$J\ddot{\psi} = F_{y1}a_1 - F_{y2}a_2$$

Si introducono a questo punto le equazioni costitutive per gli pneumatici che legano linearmente la deriva (angolo α) e la forza laterale F_y :

$$F_{y1} = C_1\alpha_1$$

$$F_{y2} = C_2\alpha_2$$

E la formulazione delle equazioni di congruenza per gli angoli di deriva delle ruote:

$$\alpha_1 = \delta_1 - \frac{v + \dot{\psi}a_1}{u}$$

$$\alpha_2 = \delta_2 - \frac{v - \dot{\psi}a_2}{u} = -\frac{v - \dot{\psi}a_2}{u}$$

Sostituendo queste relazioni nelle equazioni di equilibrio si ottengono quelle che sono le relazioni:

$$m(\dot{v} + u\dot{\psi}) = C_1\left(\delta_1 - \frac{v + \dot{\psi}a_1}{u}\right) + C_2\left(-\frac{v - \dot{\psi}a_2}{u}\right)$$

$$J\ddot{\psi} = C_1a_1\left(\delta_1 - \frac{v + \dot{\psi}a_1}{u}\right) - C_2a_2\left(-\frac{v - \dot{\psi}a_2}{u}\right)$$

Introducendo infine la relazione che lega l'angolo sterzo all'angolo volante tramite il rapporto di sterzo (τ) $\delta_1 = \delta_v\tau$ si ottengono quelle che sono le relazioni finali:

$$\dot{v} = V_2v + R_2\dot{\psi} + D_2\delta_v$$

$$\ddot{\psi} = V_3v + R_3\dot{\psi} + D_3\delta_v$$

Con:

$$-\left(\frac{C_1 + C_2}{mu}\right) = V_2$$

$$-\left(\frac{C_1a_1 - C_2a_2}{mu} + u\right) = R_2$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{C_1 \tau}{m}\right) &= D_2 \\ -\left(\frac{C_1 a_1 - C_2 a_2}{J u}\right) &= V_3 \\ -\left(\frac{C_1 a_1^2 + C_2 a_2^2}{J u} + u\right) &= R_3 \\ \left(\frac{C_1 a_1}{J} \tau\right) &= D_3 \end{aligned}$$

Un sistema dinamico può essere espresso nella formulazione dello spazio degli stati nella seguente maniera:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

Con x che rappresenta il vettore degli stati e u gli ingressi al sistema.

Nel caso considerato si avrebbero quindi:

$$x = \begin{bmatrix} v \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}; u = \begin{bmatrix} \delta_v \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} V_2 & R_2 \\ V_3 & R_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\left(\frac{C_1 + C_2}{mu}\right) & -\left(\frac{C_1 a_1 - C_2 a_2}{mu} + u\right) \\ -\left(\frac{C_1 a_1 - C_2 a_2}{J u}\right) & -\left(\frac{C_1 a_1^2 + C_2 a_2^2}{J u} + u\right) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} D_2 & 0 \\ D_3 & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\frac{C_1 \tau}{m}\right) & 0 \\ \left(\frac{C_1 a_1}{J} \tau\right) & 0 \end{bmatrix}$$

3.2.1 IMPLEMENTAZIONE IN SIMULINK

Considerando la velocità longitudinale u costante, le matrici A e B diventerebbero a loro volta costanti. Si avrebbe quindi un sistema dinamico lineare tempo invariabile (LTI). Questi sistemi sono facilmente implementabili in Simulink mediante il blocchetto *state-space*.

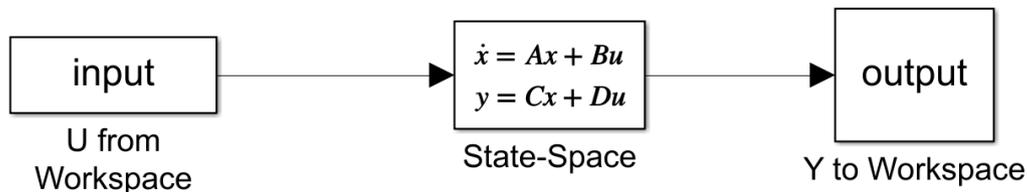


Figure 3.2 Implementazione Simulink del modello monotraccia

La seconda equazione con le matrici C e D serve a selezionare quale sia l'output y del sistema.

Per esempio, se si volesse $y = \begin{bmatrix} a_y \\ r \end{bmatrix}$, considerando che $a_y = \dot{v} + ru$; dopo alcune semplificazioni si otterrebbe:

$$C = - \begin{bmatrix} \frac{C_1 + C_2}{m u} & \frac{a C_1 - b C_2}{m u} \\ 0 & -1 \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} \frac{C_1}{m} \tau & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Mentre se come output del sistema si volesse semplicemente lo stato del sistema x , basta porre:

$$C = I = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Il modello appena descritto considera un solo ingresso dinamico costituito dall'angolo volante, e non contempla variazioni di velocità longitudinale. Per rendere più realistico il modello sarebbe necessario implementare una velocità u variabile nel tempo, così da poter simulare qualsiasi tipo di manovra.

Per riuscire in ciò sarebbe sufficiente aggiornare la matrice di rigidità A ad ogni iterazione del processo di risoluzione del sistema di equazioni differenziali. Tuttavia il blocchetto *state-space* di Simulink non è in grado di fare ciò, in quanto considera le matrici A B C e D come costanti. È necessario quindi implementare un algoritmo che introduca la possibilità di una velocità longitudinale variabile u .

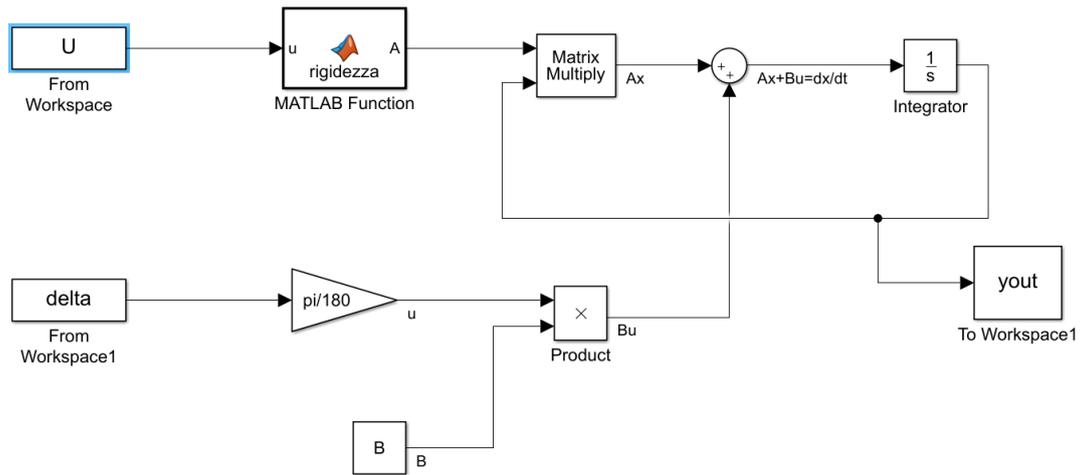


Figure 3.3 Implementazione Simulink del modello monotraccia con aggiornamento della matrice A

Lo schema mostra come ora la velocità longitudinale sia input del sistema. Rispetto a u verrà infatti aggiornata la matrice di rigidezza A ad ogni iterazione del processo di integrazione, attraverso il blocchetto *MATLAB function*. Infine, la funzione *Integrator* integrerà la somma dei due prodotti per ottenere i valori degli stati ad ogni iterazione.

3.2.2 LINEARIZZAZIONE DEL MODELLO RISPETTO ALLA VELOCITÀ LONGITUDINALE

Il modello della bicicletta proposto rimane lineare fintanto che la velocità longitudinale è costante. I parametri di stato del modello $\dot{\psi}$ e \dot{v} infatti non sono lineari rispetto alla velocità u . L'algoritmo simulink presentato ha introdotto la possibilità di avere la velocità longitudinale come ingresso dinamico, tuttavia ciò non toglie che rimanga la necessità di rendere il sistema lineare rispetto alla velocità longitudinale, cosa richiesta per l'utilizzo dei filtri di kalman lineari.

Le equazioni ottenute in precedenza per $\dot{\psi}$ e \dot{v} come si può notare in figura non sono lineari rispetto alla velocità longitudinale.

$$\dot{v} = \frac{C_1}{m} \left(\delta_1 - \frac{v + \dot{\psi} a_1}{u} \right) + \frac{C_2}{m} \left(\frac{\dot{\psi} a_2 - v}{u} \right) - u \dot{\psi}$$

$$\dot{\psi} = \frac{C_1 a_1}{J} \left(\delta_1 - \frac{v + \dot{\psi} a_1}{u} \right) - \frac{C_2 a_2}{J} \left(\frac{\dot{\psi} a_2 - v}{u} \right)$$

Per rendere il sistema lineare rispetto alla velocità longitudinale sarà quindi necessario linearizzare i termini che presentano la velocità longitudinale. Trascurando i valori costanti che non influiscono sul processo si dovrà quindi linearizzare questi tre termini:

$$\frac{v}{u}; \quad \frac{\dot{\psi}}{u}; \quad u \dot{\psi}$$

È noto che, dato il prodotto di due funzioni $f(x)$ e $f(y)$, è possibile linearizzarlo attorno ai valori x_0 e y_0 (intorni di linearizzazione) nel seguente modo:

$$f(x) f(y) \cong f(x_0) f(y_0) + f'(x_0)(x - x_0)f(y_0) + f'(y_0)(y - y_0)f(x)$$

Applicando questa relazione ai tre termini sopra elencati si ottiene:

$$\frac{v}{u} \cong \frac{v_0}{u_0} + \frac{v - v_0}{u_0} - \frac{v_0(u - u_0)}{u_0^2}$$

Considerando: $\frac{1}{u} = f(u); v = f(v)$

$$\frac{\dot{\psi}}{u} \cong \frac{\dot{\psi}_0}{u_0} + \frac{\dot{\psi} - \dot{\psi}_0}{u_0} - \frac{\dot{\psi}_0(u - u_0)}{u_0^2}$$

Considerando: $\frac{1}{u} = f(u); \dot{\psi} = f(\dot{\psi})$

$$u \dot{\psi} \cong u_0 \dot{\psi}_0 + (u - u_0) v_0 + (v - v_0) u_0$$

Considerando: $u = f(u); \dot{\psi} = f(\dot{\psi})$

Sostituendo questi termini nelle equazioni di equilibrio e rielaborando si ottengono le seguenti relazioni:

$$\dot{v} = V_2 v + R_2 \dot{\psi} + U_2 u + D_2 \delta_v + K_2$$

$$\ddot{\psi} = V_3 v + R_3 \dot{\psi} + U_3 u + D_3 \delta_v + K_3$$

Con:

$$-\left(\frac{C_1 + C_2}{mu_0}\right) = V_2$$

$$-\left(\frac{C_1 a_1 - C_2 a_2}{mu_0} + u_0\right) = R_2$$

$$\left(\frac{C_1 v_0 + C_1 \dot{\psi}_0 a_1 - C_2 a_2 \dot{\psi}_0 + C_2 v_0}{mu_0^2} - \dot{\psi}_0\right) = U_2$$

$$\left(\frac{C_1 \tau}{m}\right) = D_2$$

$$\left(-\frac{C_1 v_0 + C_1 a_1 \dot{\psi}_0 - C_2 a_2 \dot{\psi}_0 + C_2 v_0}{mu_0} + \dot{\psi}_0 u_0\right) = K_2$$

$$-\left(\frac{C_1 a_1 - C_2 a_2}{Ju_0}\right) = V_3$$

$$-\left(\frac{C_1 a_1^2 + C_2 a_2^2}{Ju_0}\right) = R_3$$

$$\left(\frac{C_1 a_1 v_0 + C_1 \dot{\psi}_0 a_1^2 + C_2 a_2^2 \dot{\psi}_0 - C_2 a_2 v_0}{J u_0^2} \right) = U_3$$

$$\left(\frac{C_1 a_1 \tau}{J} \right) = D_3$$

$$\left(- \frac{C_1 a_1 v_0 + C_1 a_1^2 \dot{\psi}_0 + C_2 a_2^2 \dot{\psi}_0 - C_2 a_2 v_0}{J u_0} \right) = K_3$$

Scrivendo infine l'equazione in forma matriciale secondo lo spazio degli stati si ottiene:

$$\begin{pmatrix} \dot{v} \\ \ddot{\psi} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} V_2 & R_2 \\ V_3 & R_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} v \\ \dot{\psi} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} U_2 & D_2 \\ U_3 & D_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u \\ \delta_v \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_2 \\ K_3 \end{pmatrix}$$

Secondo lo schema:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{K}$$

3.2.3 IMPLEMENTAZIONE DEL MODELLO LINEARE SU SIMULINK

Considerando le matrici A B e K costanti il modello è facilmente implementabile su Simulink, anche se non è possibile utilizzare la funzionalità *state space* per via della presenza della matrice K, non contemplata appunto nel blocchetto.

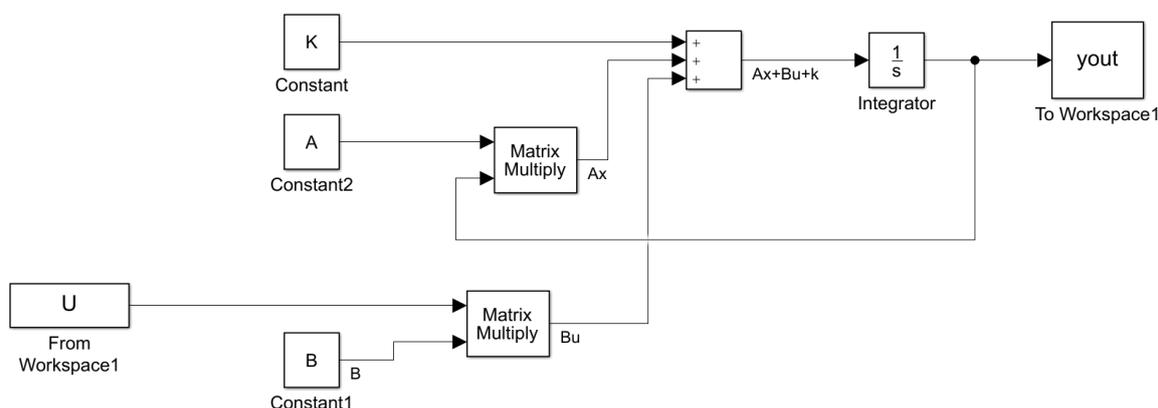


Figure 3.4 Implementazione Simulink del modello monotraccia linearizzato

Nello schema presentato si può vedere come l'unico ingresso sia il vettore U composto dalla velocità longitudinale e dall'angolo volante. Questa volta nessun ingresso è utilizzato per calcolare le matrici A B e K, che sono infatti costanti. In ogni caso queste matrici dipendono dagli intorno di linearizzazione v_0 , ψ_0 e u_0 scelti.

Per quanto riguarda la velocità laterale e la velocità di imbardata, visto che assumono valori molto piccoli oscillanti attorno allo zero, è plausibile che la loro linearizzazione attorno ad un valore costante non porti a grandi cambiamenti dei risultati. Il discorso è invece diverso per la velocità laterale. Questo parametro infatti va incontro ad una grande variabilità e risulta difficile pensare di poterlo approssimare nell'intorno di un solo valore. È intuitivo quindi pensare che il miglior modo per aumentare la precisione del modello sia aggiornare l'intorno di linearizzazione della velocità longitudinale di volta in volta. È quindi necessario introdurre una modifica al modello lineare. Questo procedimento porterebbe però alla modifica delle matrici A e B (K è annullata dagli intorno di linearizzazione nulli di $\dot{\psi}_0$ e v_0) che non sarebbero più costanti.

Pensando di aggiornare u_0 ad ogni iterazione con il valore attuale della velocità, sarebbe quindi necessario modificare le matrici A e B di volta in volta come fatto in precedenza per il modello non linearizzato.

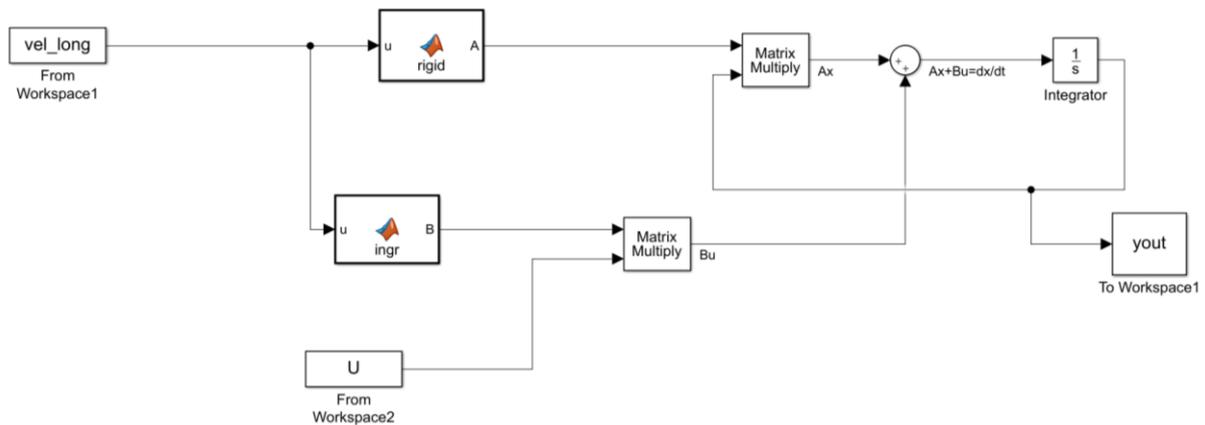


Figure 3.5 Schema simulink del modello monotraccia linearizzato con possibilità di aggiornamento dell'intorno di linearizzazione u_0

Rispetto al modello precedente le matrici A e B sono ricalcolate ad ogni iterazione tramite i blocchetti *Matlab function* che hanno come ingresso la velocità longitudinale. In questo caso sono mantenute separate per comodità, ma è importante sottolineare che la velocità longitudinale utilizzata per calcolare le matrici sia la stessa presente nel vettore U degli ingressi.

Per valutare e confrontare i risultati dei due modelli si è scelta di eseguire una manovra di steering pad con graduale aumento della velocità, in modo da ottenere una grande variazione di velocità longitudinale, laterale e di imbardata; ossia i tre parametri che sono stati linearizzati. La manovra è stata prima simulata su CarMaker per ottenere gli input del modello simulink.

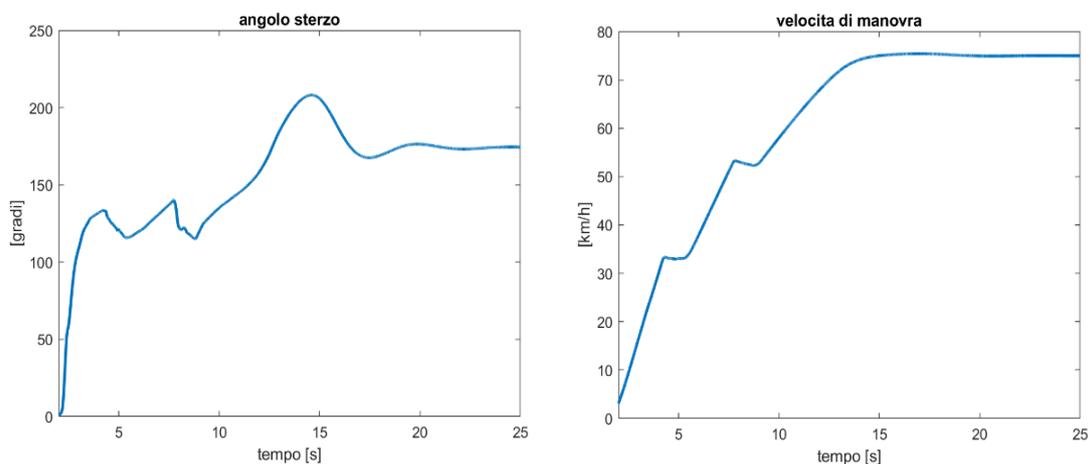


Figure 3.6 Input di manovra ottenuti da CarMaker

Questi input ottenuti da CarMaker sono stati inseriti nei tre modelli monotraccia in questione:

1. Modello monotraccia non linearizzato con aggiornamento della matrice A ad ogni iterazione attraverso il valore della velocità longitudinale attuale
2. Modello monotraccia linearizzato con intorno di linearizzazione u_0 costante uguale a 40 [km/h]
3. Modello monotraccia linearizzato con aggiornamento dell'intorno di linearizzazione $u_0 = u$

Sono stati utilizzati per tutti e tre i modelli i seguenti parametri caratteristici del modello monotraccia:

- $C_1 = 100 \left[\frac{kN}{m} \right]$
- $C_2 = 100 \left[\frac{kN}{m} \right]$
- $\tau = \frac{1}{18}$
- $m = 1200 [kg]$
- $J = 1730 \left[\frac{kg}{m^2} \right]$
- $a = 1.6 [m]$
- $b = 1 [m]$

Per quanto riguarda gli intorno di linearizzazione dei modelli linearizzati, visto che la velocità laterale e di imbardata assumono tipicamente valori molto piccoli sia positivi che negativi, si è scelto come anticipato intorno di linearizzazione nulli.

- $\dot{\psi}_0 = 0 \left[\frac{rad}{s} \right]$
- $v_0 = 0 \left[\frac{m}{s} \right]$

È importante sottolineare che scegliendo $\dot{\psi}_0$ e v_0 nulli, il termine noto K diventa a sua volta nullo, per cui può essere trascurato nella simulazione.

Di seguito i risultati della simulazione:

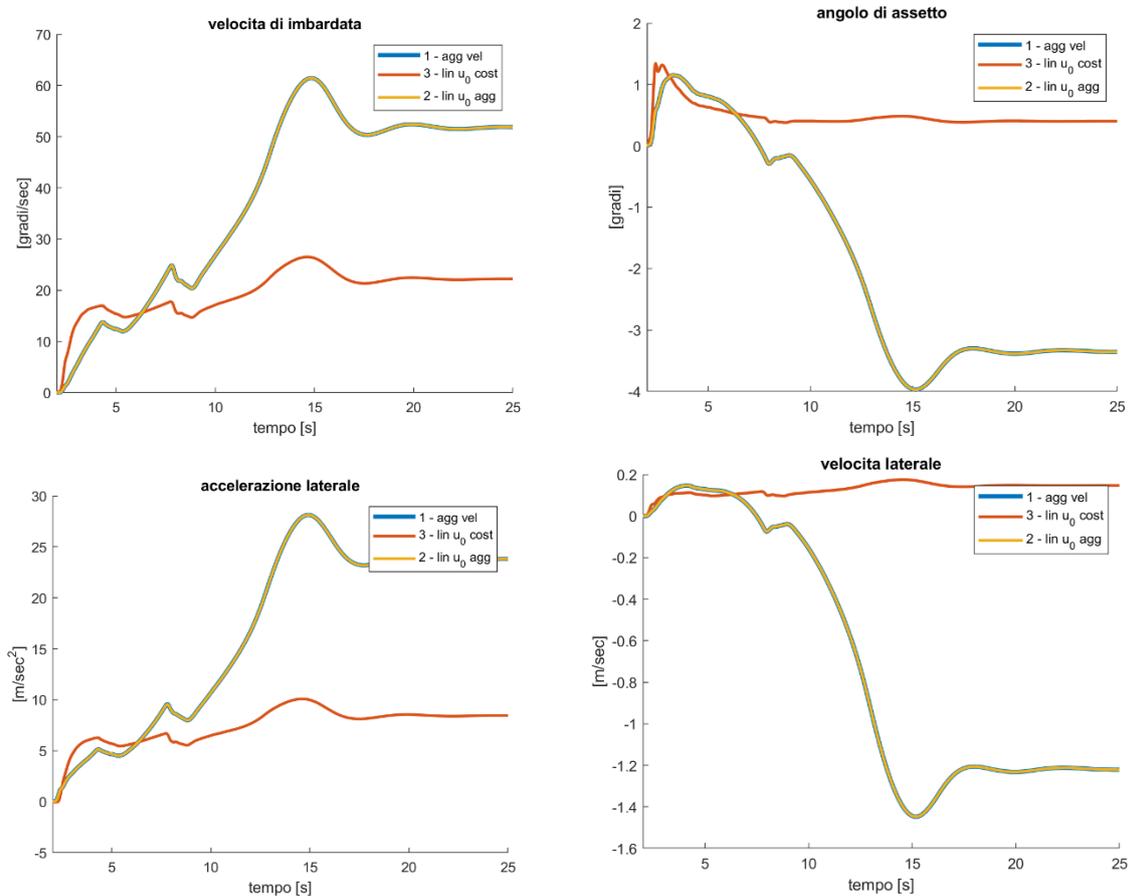


Figure 3.7 Confronto fra i modello monotraccia trattati

Dai grafici si può notare come il modello linearizzato senza aggiornamento dell'intorno di linearizzazione della velocità si discosta completamente dagli altri due. In particolare, è interessante notare come i tre modelli diano lo stesso valore per tutti i quattro i parametri solo attorno a 7,5 s, ossia il tempo a cui la vettura ha una velocità di 40 km/h (velocità utilizzata per l'intorno di linearizzazione costante). Ciò fa capire come il principale limite del modello linearizzato sia l'intorno di linearizzazione per la velocità longitudinale. Questo parametro infatti va incontro ad una grande variabilità e non può essere approssimato nell'intorno di un solo valore.

Con l'aggiornamento di u_0 ad ogni iterazione il modello linearizzato restituisce praticamente lo stesso risultato del modello non linearizzato. Ciò oltre a confermare l'ipotesi fatta, fa anche capire come non sia necessario un aggiornamento degli intorni di linearizzazione $\dot{\psi}_0$ e v_0 .

Si può quindi concludere che il modello linearizzato con aggiornamento delle matrici rispetto a u_0 e il modello non linearizzato portino ai medesimi risultati.

3.3 DISCRETIZZAZIONE DEI MODELLI NEL DOMINIO DEL TEMPO

Per poter implementare i modelli occorre passare da un sistema continuo ad uno discreto, dividendo il dominio del tempo in piccoli intervalli, detti campioni, rappresentati ognuno uno stato del sistema in quell'istante.

Dalla formula di Eulero sappiamo che uno stato generico x di un sistema può essere rappresentato come:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{x_{k+1} - x_k}{T_s}$$

Con T_s tempo di campionamento, x_{k+1} stato del sistema all'istante $k + 1$ e x_k stato del sistema all'istante k .

3.3.1 DISCRETIZZAZIONE MODELLO CINEMATICO

Scrivendo le equazioni del modello cinematico evidenziandone gli stati si ha:

$$\begin{aligned}\dot{v} &= -\dot{\psi} u + a_y \\ \dot{u} &= \dot{\psi} v + a_x\end{aligned}$$

Applicando quindi la formula di Eulero si ottiene:

$$\begin{aligned}\frac{v_{k+1} - v_k}{T_s} &= -\dot{\psi}_k u_k + a_{y_k} \\ \frac{u_{k+1} - u_k}{T_s} &= \dot{\psi}_k v_k + a_{x_k}\end{aligned}$$

Riarrangiando il tutto:

$$\begin{aligned}v_{k+1} &= v_k - T_s \dot{\psi}_k u_k + T_s a_{y_k} \\ u_{k+1} &= u_k + T_s \dot{\psi}_k v_k + T_s a_{x_k}\end{aligned}$$

Scrivendo il tutto nello spazio degli stati sotto forma di matrici:

$$\begin{pmatrix} u_{k+1} \\ v_{k+1} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_s \dot{\psi}_k \\ -T_s \dot{\psi}_k & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_k \\ v_k \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} T_s & 0 \\ 0 & T_s \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_{x_k} \\ a_{y_k} \end{pmatrix}$$

Utilizzando la scrittura generica in cui x rappresentano gli stati del sistema e u gli ingressi:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_k + \mathbf{T}_s \mathbf{B} \mathbf{u}_k$$

È importante notare come la matrice \mathbf{A} non sia costante ma venga aggiornata ad ogni iterazione attraverso la velocità di imbardata.

3.3.2 DISCRETIZZAZIONE MODELLO LINEARE MONOTRACCIA

Partendo dalle relazioni ottenute nel modello linearizzato:

$$\dot{v} = V_2 v + R_2 \dot{\psi} + U_2 u + D_2 \delta_v + K_2$$

$$\dot{\psi} = V_3 v + R_3 \dot{\psi} + U_3 u + D_3 \delta_v + K_3$$

Applicando la formula di Eulero e riarrangiando il tutto in forma matriciale secondo lo spazio degli stati si ha:

$$\begin{pmatrix} v_{k+1} \\ \dot{\psi}_{k+1} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + T_s V_2 & T_s R_2 \\ T_s V_3 & 1 + T_s R_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} v_k \\ \dot{\psi}_k \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} T_s U_2 & T_s D_2 \\ T_s U_3 & T_s D_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_k \\ \delta_{vk} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} T_s K_2 \\ T_s K_3 \end{pmatrix}$$

Ed utilizzando la scrittura generica:

$$x_{k+1} = A_d x_k + T_s B u_k + T_s K$$

Rispetto al modello cinematico si ha che la matrice A è costante, e si ha un termine noto K , che però si riduce a 0 se si scelgono come interni di linearizzazione per la velocità di rotazione e la velocità laterale.

4 FILTRO DI KALMAN

Nei precedenti capitoli si è anticipato come l'algoritmo di stima dell'angolo di assetto utilizzato nell'applicazione non faccia solo uso del modello idealizzato di veicolo, ma utilizzi anche il filtro di Kalman per migliorare la stima del modello sulla base delle misure ottenute. In questo capitolo verranno quindi trattati i filtri di Kalman, spiegando come questi possano migliorare la stima dell'angolo di assetto.

4.1 DESCRIZIONE DEL FILTRO

Il filtro prende il nome dal suo inventore Rudolph Emil Kalman, che nel 1960 pubblicò un articolo in cui venne descritta una soluzione ricorsiva per il problema del filtraggio lineare di dati discreti. Da quel momento, in parte a causa dei notevoli progressi nella computazione digitale, il filtro di Kalman è stato oggetto di ricerche e applicazioni, in particolare nell'area della navigazione autonoma o assistita. Una delle sue prime applicazioni è stata nel progetto Apollo per stimare la traiettoria delle navicelle spaziali fino alla luna e nel ritorno.

Il filtro di Kalman è un efficiente filtro ricorsivo che valuta lo stato di un sistema dinamico a partire da una serie di misure soggette a rumore e da un modello dinamico del sistema su cui il filtro fa riferimento.

L'idea fondamentale alla base è quella di migliorare le stime fornite dal modello matematico con le misure (dette anche osservazioni) che vengono fornite ad ogni passo (istante temporale in cui sono disponibili le osservazioni) e viceversa (migliorare le osservazioni basandosi sul modello matematico).

Per quanto appena detto è chiaro comprendere come i filtri di Kalman siano utilizzati principalmente in due casistiche:

1. Quando la variabile di interesse non è misurabile direttamente e la si deve stimare a partire dalle misure di altri parametri (come nel nostro caso con l'angolo di assetto);
2. Quando le misurazioni della variabile in esame sono disponibili attraverso diversi sensori soggetti a rumore e si vuole ottenere la migliore stima possibile della variabile misurata.

4.2 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO DEL FILTRO

Per quanto detto è chiaro come per costruire un filtro di Kalman saranno necessari:

- una serie di misure sul sistema da stimare;
- la conoscenza di un modello matematico lineare descrittivo del sistema;

L'effetto del filtro sulle grandezze analizzate è costituito sostanzialmente da due contributi, uno predittivo ed uno correttivo.

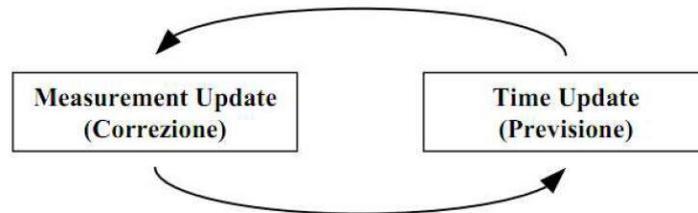


Figure 4.1 Schema logico del filtro

Le equazioni di time update (modello del sistema) forniscono una previsione, mentre quelle di measurement update correggono la previsione introducendo l'informazione contenuta nella misurazione. Il risultato finale verrà inviato nuovamente alle equazioni di time update per calcolare la nuova previsione relativa all'istante successivo. Il filtro quindi agisce in maniera ricorsiva istante per istante sui risultati ottenuti dal modello.

4.2.1 TIME UPDATE

Alla base del filtro di kalman, per descrivere il sistema misurato nel nostro caso verranno trattati solamente modelli dinamici lineari descrivibili nello spazio degli stati nel seguente modo:

$$\dot{x} = A x + B u$$

A questa equazione ne va aggiunta una ulteriore che mette in relazione i vettori degli stati x con il vettore degli stati disponibili y , ossia il vettore che contiene tutti quegli stati del sistema disponibili anche da misura:

$$y = C x$$

Con:

- x vettore degli stati del sistema di dimensione (n)
- u vettore degli ingressi al sistema di dimensione (l)
- y vettore degli stati disponibili di dimensione ($m \leq n$)
- A B e C matrici caratteristiche che definiscono la relazione fra i parametri:
 - A ($n \times n$)
 - B ($n \times l$)
 - C ($m \times n$)

Per ragioni di implementazione si adatterà la versione discreta del filtro di Kalman lineare, perciò occorre trasformare il sistema continuo in discreto (dato il periodo di campionamento T_s):

$$\begin{aligned}x_k^p &= A_k x_{k-1} + T_s B_k u_{k-1} \\y_k &= C x_k^p\end{aligned}$$

Le due equazioni appena scritte sono le equazioni caratterizzanti del blocchetto *Time Update*; ossia le equazioni che forniscono la previsione degli stati del sistema.

A questo punto quindi il vettore degli stati x_k^p che rappresenta la previsione degli stati del sistema, andrà corretto nel blocchetto measurement update in base alle misure degli stati disponibili. Per questo motivo è stato utilizzato l'apice p , perché appunto rappresentano solo la previsione che verrà poi corretta.

4.2.2 MEASUREMENT UPDATE

Nel blocco measurement update la previsione del vettore di stato x_k^p verrà corretto rispetto al vettore delle misure \bar{y}_k . In altre parole viene eseguito un confronto fra la previsione del modello e la misura vera e propria per ottenere la miglior stima possibile dei parametri, che terrà quindi in conto sia il modello matematico che della misura dei parametri reali.

Per eseguire un confronto del genere è chiaro come sia prima necessario dare dei pesi relativi ai due contraenti, ossia decidere se dare più importanza alla misura o al modello. Questo concetto è quantificabile attraverso l'introduzione delle seguenti entità:

- **Q matrice di covarianza relativa al modello** che quantifica la varianza dell'errore legata al modello:

$$Q = \begin{bmatrix} w_{k1} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & w_{kn} \end{bmatrix} (n \times n)$$

Con n dimensione del vettore degli stati del sistema disponibili e w_{ki} varianza dell'errore del modello rispetto allo stato i -esimo (più basso è il valore più si considera il modello affidabile).

- **R: matrice di covarianza relativa alle misure** che quantifica la varianza dell'errore legata al modello:

$$R = \begin{bmatrix} z_{k1} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & z_{kn} \end{bmatrix} (m \times m)$$

Con m dimensione del vettore degli stati disponibili e z_{ki} varianza dell'errore della misura rispetto alla misura i -esimo (più basso è il valore più si considera la misura affidabile).

È importante sottolineare come il valore di questi parametri sarà da definire a priori prima di svolgere il calcolo in base alla conoscenza della distribuzione dell'errore. Tuttavia quello che conta

non è il valore assoluto di questi parametri ma il loro rapporto. Il vero parametro da definire sarà quindi $\frac{w_{ki}}{z_{ki}}$, più il parametro è grande più si dà importanza alla misura dello stato i -esimo; più il parametro è basso più si dà importanza al modello.

A partire da queste due matrici costanti sarà possibile calcolarsi all'inizio di ogni iterazione del processo la **matrice di covarianza P_k**

$$P_k^i = A_k P_{k-1}^f A_k^T + Q \quad (n \times n)$$

Con A matrice del modello. Si ha l'apice i perché è la matrice di covarianza di inizio iterazione. Prima di iniziare l'iterazione successiva infatti il suo valore verrà riaggiornato in P_k^f da utilizzare nel calcolo di P_{k+1}^i ad inizio iterazione successiva.

Una volta ottenuta la matrice di covarianza sarà possibile calcolare quello che è il parametro principale della correzione che avviene nel blocco measurement update, detto **guadagno di Kalman**

In caso di modello lineare, il guadagno di Kalman relativo all'iterazione k è dato da:

$$K_k = P_k^i C^T (C P_k^i C^T + R)^{-1} \quad [n \times m]$$

Che sarà usato nella correzione della previsione del vettore degli stati x_k^p dato dal modello nel seguente modo:

$$x_k = x_k^p + K_k (\bar{y}_k - C x_k^p)$$

Il parametro x_k rappresenterà quindi la stima definitiva degli stati del sistema, che tiene conto sia del modello teorico che della misura.

Una volta calcolato il guadagno di Kalman, sarà possibile infine aggiornare il valore della matrice di covarianza di fine processo:

$$P_k^f = [I - K_k C] P_k^i [I - K_k C]^T + K_k R K_k^T$$

4.2.3 CICLO COMPLETO

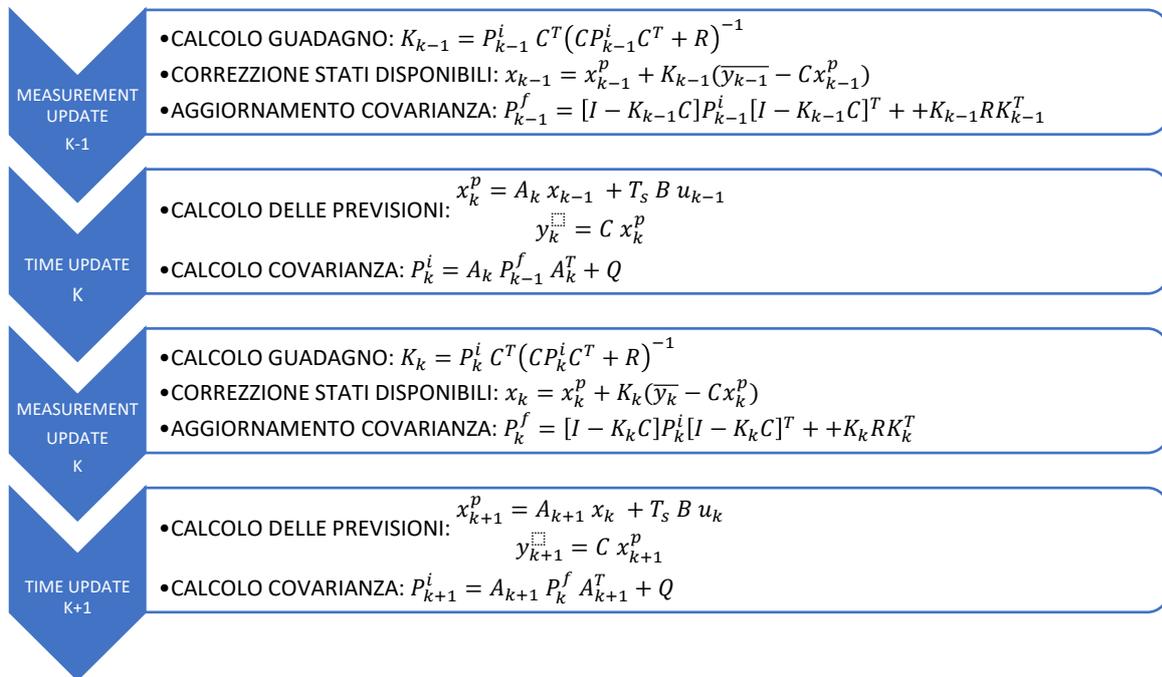


Figure 4.2 Ciclo del filtro sulla singola iterazione

Come si può notare all'inizio processo sono richiesti dall'iterazione precedente la matrice di covarianza P_{k-1} e il vettore degli stati x_{k-1} . Questi vettori andranno quindi inizializzati per la prima iterazione del processo. Se per il vettore degli stati non si può fare un discorso generale, per la matrice di covarianza globale l'inizializzazione va fatta imponendola uguale alla matrice di covarianza relativa al modello:

$$P_0 = Q$$

4.3 APPLICAZIONE DEL FILTRO AI MODELLI DI VEICOLO

Il filtro appena descritto può essere applicato a qualunque sistema descritto da un modello lineare, in questo paragrafo verrà applicato ai modelli di veicolo discretizzati visti nei paragrafi precedenti.

4.3.1 FILTRO CINEMATICO

Chiameremo filtro cinematico il filtro di Kalman applicato al modello di veicolo cinematico.

Discretizzando il modello cinematico si era ottenuto che:

$$\begin{pmatrix} u_{k+1} \\ v_{k+1} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_s \dot{\psi}_k \\ -T_s \dot{\psi}_k & 1 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_k \\ v_k \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} T_s & 0 \\ 0 & T_s \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_{x_k} \\ a_{y_k} \end{pmatrix}$$

Riscrivibile nella forma più compatta come:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_k \mathbf{x}_k + T_s \mathbf{B} \mathbf{u}_k$$

Gli **INGRESSI** \mathbf{u} del sistema saranno:

- Accelerazione laterale a_y
- Accelerazione longitudinale a_x

Che saranno direttamente misurati dall'accelerometro.

Gli **STATI** \mathbf{x} del sistema saranno:

- Velocità longitudinale u
- Velocità laterale v

L'unico **STATO DISPONIBILE** \mathbf{y} del sistema sarà la velocità longitudinale u , in quanto è l'unico stato del sistema di cui si ha una misura diretta da confrontare (in realtà si ha la misura della velocità assoluta V ma come detto in precedenza le due si possono confondere). Si avrà quindi:

$$\mathbf{y} = \mathbf{u} = [1 \quad 0] \mathbf{x}$$

Discorso a parte va fatto per la misura della velocità di imbardata $\dot{\psi}$, che sarà utilizzata per il calcolo della matrice \mathbf{A}_k ad ogni iterazione.

Essendoci due stati ed una sola misura si avrà che:

Q, matrice di covarianza del modello avrà dimensione 2x2

R, matrice di covarianza delle misure avrà dimensione 1x1

4.3.2 FILTRO DINAMICO

Chiameremo filtro dinamico il filtro di Kalman applicato al modello di veicolo monotraccia lineare

Discretizzando il modello lineare monotraccia si era ottenuto che:

$$\begin{pmatrix} v_{k+1} \\ \dot{\psi}_{k+1} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + T_s V_2 & T_s R_2 \\ T_s V_3 & 1 + T_s R_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} v_k \\ \dot{\psi}_k \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} T_s U_2 & T_s D_2 \\ T_s U_3 & T_s D_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_k \\ \delta_{vk} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} T_s K_x \\ T_s K_y \end{pmatrix}$$

Riscrivibile nella forma più compatta come:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_d \mathbf{x}_k + T_s \mathbf{B} \mathbf{u}_k + T_s \mathbf{K}$$

Rispetto al modello cinematico si ha che la matrice \mathbf{A} è costante, e si ha un termine noto \mathbf{K} , che però si riduce a 0 se si scelgono come interni di linearizzazione per la velocità di rotazione e la velocità laterale.

Gli **INGRESSI** \mathbf{u} del sistema saranno:

- Velocità longitudinale u
- Angolo volante δ_v

Che saranno direttamente misurati da GPS e telecamera.

Gli **STATI** \mathbf{x} del sistema saranno:

- Velocità laterale v
- Velocità di imbardata $\dot{\psi}$

L'unico **STATO DISPONIBILE** \mathbf{y} del sistema sarà la velocità di imbardata $\dot{\psi}$, in quanto è l'unico stato del sistema di cui si ha una misura diretta da confrontare. Si avrà quindi:

$$\mathbf{y} = \dot{\psi} = [0 \quad 1] \mathbf{x}$$

Essendoci due stati ed una sola misura si avrà che:

Q, matrice di covarianza del modello avrà dimensione 2x2

R, matrice di covarianza delle misure avrà dimensione 1x1

5 IDENTIFICAZIONE PARAMETRI MODELLO MONOTRACCIA

Le equazioni del modello di veicolo lineare monotraccia fanno uso di diversi parametri descrittivi le caratteristiche fisiche del veicolo:

- C_1, C_2 : Rigidezza di deriva pneumatici anteriore e posteriore;
- J : momento di inerzia del veicolo rispetto ad asse verticale passante dal baricentro;
- m : massa del veicolo;
- a, b : semipasso anteriore e posteriore;
- τ : rapporto di sterzo;

Per far sì che il modello dia dei risultati affidabili e rispecchi quanto più possibile la realtà sarà necessario quindi determinare questi parametri in base alle caratteristiche del veicolo utilizzato. Se l'unico modo per ottenere la massa e i semipassi sarà rifarsi alla scheda dati del veicolo, d'altra parte sarà invece possibile determinare tutti gli altri parametri mediante degli algoritmi che si basano direttamente sulle misure ottenute dallo smartphone.

In questo capitolo verranno quindi introdotti i metodi di calcolo di questi parametri partendo da manovre elaborate ad hoc. In parole povere verrà discusso dunque un metodo per adattare il modello di veicolo monotraccia utilizzato nell'applicazione alla vettura realmente in uso attraverso l'identificazione del rapporto di sterzo, delle rigidezze di deriva e del momento di inerzia.

Allo stato attuale l'applicazione non ha implementata una funzione del genere. L'unica possibilità è quella di selezionare la tipologia di vettura utilizzata, cosicché il modello monotraccia farà uso dei parametri di riferimento tipici del settore selezionato.

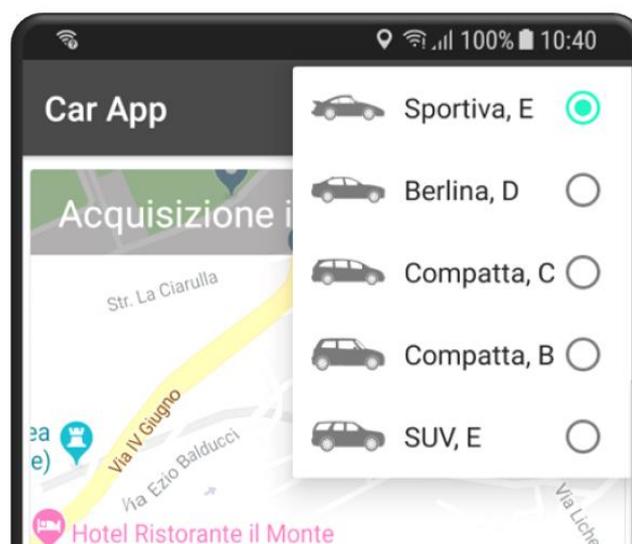


Figure 5.1 Possibilità dell'app di scegliere il modello di veicolo

5.1 CALCOLO DEL RAPPORTO DI STERZO

Si definisce rapporto di sterzo il rapporto che intercorre fra l'angolo di sterzo alla ruota e l'angolo volante.

$$\tau = \frac{\delta_r}{\delta_v}$$

È facilmente intuibile come questo rapporto sia di vitale importanza per collegare la misura dell'angolo volante ottenuta da telecamera al reale valore di sterzo imposto dalle ruote, sul quale si basa appunto il modello di veicolo utilizzato.

Nei veicoli in commercio, per ragioni di sicurezza e manovrabilità, ad un grande valore di angolo volante, corrisponde un piccolo angolo di sterzo alle ruote. Si avrà quindi che l'angolo di sterzo assumerà valori molto piccoli, attorno all'1/20 nei veicoli stradali, e attorno all'1/10 nei veicoli racing per dare maggiore sensibilità al pilota. Nelle vetture di fascia alta inoltre, il valore del rapporto di sterzo non è costante per tutta la corsa disponibile dell'angolo volante, ma varia al variare degli angoli in gioco. Assume infatti valori più bassi attorno all'angolo volante nullo per dare maggiore facilità di controllo, e decresce ad angoli volanti più grandi.

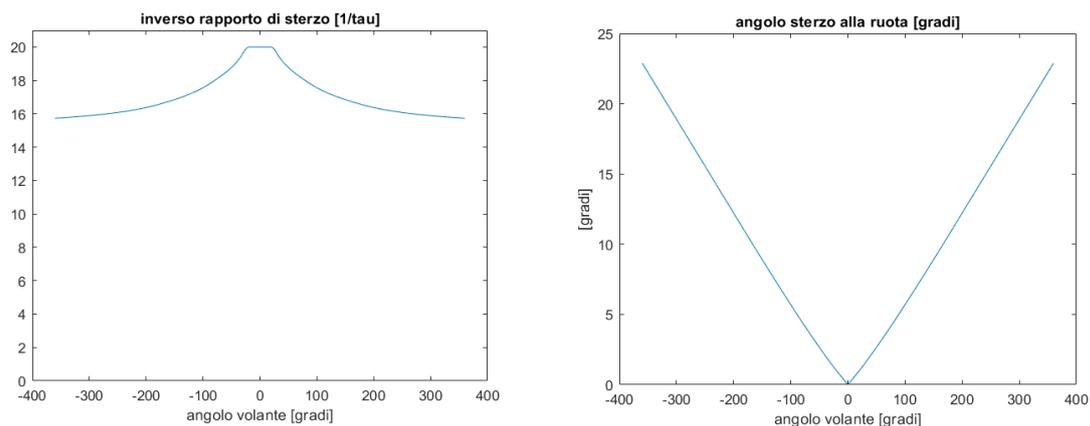


Figure 5.2 Grafici che mostrano una tipica interazione angolo volante - angolo sterzo per una vettura di fascia alta

Va inoltre sottolineato che i grafici sopra riportati riguardano il valore medio, in quanto l'angolo volante genera un angolo di sterzo diverso nelle due ruote anteriori. La sterzata delle due ruote è infatti differente perché i sistemi di sterzo cercano di replicare la condizione ideale secondo cui la normale alle due ruote anteriori deve incrociarsi nello stesso punto la normale alle ruote posteriori come in figura. Questa condizione è detta condizione di Ackermann.

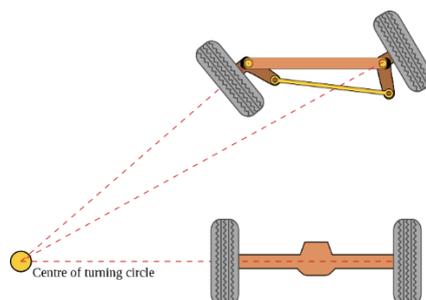


Figure 5.3 Sterzo ideale di Ackermann

5.1.1 METODO DI CALCOLO

L'obiettivo del metodo è quello di calcolare l'angolo di sterzo alle ruote mediante le misure disponibili da smartphone, così da poter ottenere il rapporto di sterzo tramite la misura dell'angolo volante dalla telecamera.

Considerando il veicolo in stato stazionario in curva, il modello della bicicletta restituisce la seguente relazione relativa all'angolo di sterzo:

$$\delta = \frac{L r}{u} + \frac{m a_y}{L} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \quad (1)$$

Con $L = a + b$ interasse del veicolo; r velocità di imbardata; a_y accelerazione laterale; u velocità longitudinale e δ angolo di sterzo alla ruota.

Considerando V velocità assoluta e R raggio di curvatura della traiettoria, visto che l'angolo di assetto è molto piccolo è possibile assumere:

$$V \cong u; R = \frac{V}{r} \cong \frac{u}{r} \quad (2)$$

Da questa relazione è possibile comprendere che il primo termine a destra nell'equazione (1) rappresenta un termine puramente geometrico che non dipende dalla velocità a cui la traiettoria è seguita. Per comodità verranno quindi definiti i seguenti parametri:

$$\delta_{cin} = \frac{L}{R} = \frac{L r}{V}$$
$$K = \frac{m}{L} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right)$$

Da cui è possibile riscrivere la relazione dell'angolo sterzo nella più compatta forma:

$$\delta = \delta_{cin} + K a_y$$

Da questa ultima equazione è più semplice capire come l'angolo sterzo per un veicolo in equilibrio in curva sia costituito da due contributi:

1. Il primo, δ_{cin} detto angolo di sterzo cinematico è un contributo puramente geometrico che non dipende dalla velocità di percorrenza della traiettoria. Questo termine è come se considerasse l'auto su un binario e variando la velocità non ci fosse la necessità di variare l'angolo sterzo.
2. Il secondo termine invece, detto angolo di sterzo dinamico, rappresenta la correzione che deve essere data all'angolo di sterzo cinematico per ottenere la traiettoria voluta all'aumentare della velocità di percorrenza. Nel termine K sono infatti racchiuse tutte le caratteristiche dinamiche del veicolo, che richiederanno di correggere l'angolo volante all'incrementare della velocità di percorrenza (accelerazione laterale).

Dai parametri fino ad ora citati non si hanno a disposizione le rigidezze di deriva C_1 e C_2 , ancora indeterminate. Tuttavia è comprensibile come a basse velocità anche l'accelerazione laterale a_y sarà molto bassa ($\frac{a_y \cong V^2}{R}$) e di conseguenza è possibile trascurare in prima approssimazione tutto il contributo dell'angolo sterzo dinamico.

Svolgendo quindi una manovra a basse velocità, in cui l'accelerazione laterale si mantiene molto limitata, nei momenti di stazionario sarà possibile calcolarsi il rapporto di sterzo nella seguente maniera:

$$\tau = \frac{\delta}{\delta_w} \cong \frac{L r}{\delta_w V} \quad (4)$$

In cui tutti i parametri sono a disposizione tramite misura diretta. Nel caso in cui le misure di V ed r queste non fossero sufficientemente precise sarebbe sufficiente eseguire il test seguendo una traiettoria ad angolo di curvatura noto ($R = \frac{V}{r}$).

5.2 CALCOLO DELLE RIGIDENZE DI DERIVA

Nel modello monotraccia lineare la rigidità di deriva è quel parametro che indica la capacità dello pneumatico di generare forza laterale, secondo la seguente relazione:

$$F_y = C \alpha$$

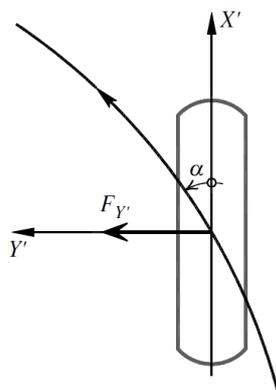


Figure 5.4 Schema di riferimento dello pneumatico

Il parametro α rappresenta l'angolo di deriva, ossia l'angolo che c'è tra la direzione longitudinale alla ruota X' e la direzione del moto a centro ruota.

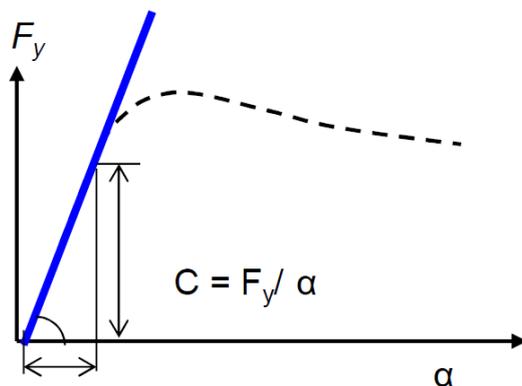


Figure 5.5 Andamento tipico della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva

Il grafico mostra un andamento tipico della forza laterale generata da uno pneumatico al variare dell'angolo di deriva. La relazione lineare scritta in equazione è quindi sperimentalmente verificabile solamente nel primo tratto in cui l'angolo α si mantiene ridotto. Con l'aumentare dell'angolo di deriva infatti si può notare come la pendenza cali, stando ad indicare una diminuzione della rigidità di deriva. Addirittura da un certo valore di α in poi la forza laterale smette di crescere ed inizia a calare, questo è segno che il pneumatico abbia raggiunto il limite di aderenza, ossia come si dice in gergo tecnico sia arrivato a saturazione.

È quindi comprensibile come la rigidità di deriva sia un parametro variabile al variare dell'angolo di deriva, ed è lecito aspettarsi un andamento costante solo nel primo tratto, che inizia a calare fino a raggiungere 0 nel punto in cui lo pneumatico raggiunge il limite di aderenza.

È importante sottolineare come in questa prima trattazione sia stato utilizzato il parametro α perché di più facile visualizzazione. In realtà è possibile rifare lo stesso discorso anche in funzione dell'accelerazione laterale, parametro a noi più familiare.

5.2.1 METODO DI CALCOLO

Il metodo di calcolo si fonda sulla semplice idea di base che le rigidezze di deriva ottimali saranno quelle che rendono minimo l'errore di quei parametri che sono disponibili sia come misura diretta che come output del modello stesso.

Per ognuno di quei parametri di cui si ha a disposizione sia la misura che il valore ottenuto da modello sarà possibile definire un **errore percentuale medio** come segue:

$$\varepsilon_m = \frac{\sum_i^n \left| \frac{v_{t_i} - v_{m_i}}{v_{m_i}} \right|}{n} * 100$$

Con:

- v_t valore del parametro ottenuto dal modello monotraccia
- v_m valore del parametro ottenuto da misura
- i campione i -esimo
- n numero totale dei campioni su cui svolgere il calcolo

Questo errore appena definito sarà funzione dei parametri incogniti C_1 e C_2 , necessari per definire il valore del parametro attraverso il modello ed uniche incognite del problema. In questo senso quindi il valore ottimale delle rigidezze di deriva sarà quello che minimizza l'errore totale.

Per impostare il problema è quindi necessario individuare quei parametri disponibili da misura calcolabili anche da modello tramite la definizione delle rigidezze di deriva. A tal proposito i parametri del modello di cui si ha la misura a disposizione sono:

- Velocità assoluta V (confondibile con quella longitudinale u);
- Accelerazione laterale a_y ;
- Velocità di imbardata r ;
- Angolo sterzo alla ruota δ (calcolabile da angolo volante una volta noto τ);

Considerando ancora una volta il veicolo in stato stazionario in curva, il modello monotraccia restituisce le seguenti equazioni relative ai parametri misurati:

- $\delta = \delta_{cin} + K a_y$;
- $r = \delta \frac{V}{L+K V^2}$
- $a_y = \delta \frac{V^2}{L+K V^2}$

Su ognuna di queste tre equazioni sarà possibile impostare il calcolo di ottimizzazione dell'errore che porterà ad ottenere un K ottimale, ossia l'unico parametro incognito su cui lavorare per far corrispondere il più possibile la misura al modello.

Tuttavia ricordando la definizione di K appare chiaro come per determinare in maniera univoca le due rigidezze di deriva sia necessaria un'ulteriore relazione che includa diversamente i parametri C_1 e C_2 .

$$K = \frac{m}{L} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right)$$

A tal proposito sarebbe perfetta la relazione relativa all'angolo d'assetto β con veicolo stazionario in curva:

$$\beta = \frac{b r}{u} - \frac{a m a_y}{C_2 L}$$

Tuttavia rimane il problema che non si ha a disposizione una misura diretta del parametro in questione. Si potrebbe quindi pensare di basare il calcolo su un angolo di assetto di prima approssimazione calcolato attraverso il filtro cinematico, in quanto come descritto nei capitoli precedenti non necessita della definizione delle rigidità di deriva. Dall'ottimizzazione dell'errore dell'angolo di assetto si otterrebbe quindi quel valore di C_2 (unico parametro incognito della relazione) necessario per determinare il problema.

5.3 CALCOLO DEL MOMENTO D'INERZIA

Il momento d'inerzia del veicolo rispetto ad asse verticale passante dal baricentro è un parametro del modello della bicicletta che rientra nella descrizione del comportamento dinamico della vettura. Nel calcolo delle rigidzze di deriva e dell'angolo sterzo sono stati considerati solo stati di stazionario proprio per poter trascurare questo parametro che altrimenti sarebbe stato incognito. Il momento di inerzia J infatti non è di facile accessibilità ed è quindi difficile conoscerne il suo valore a priori. Si rende quindi necessaria una modalità di calcolo sperimentale.

5.3.1 METODO DI CALCOLO

Anche il metodo di calcolo del momento di inerzia si basa sullo stesso principio di minimizzazione dell'errore utilizzato nel calcolo delle rigidzze di deriva. Tuttavia essendo il momento di inerzia un parametro che caratterizza il comportamento dinamico della vettura, l'errore non verrà valutato sul valore stesso dei parametri, ma sulla funzione di trasferimento corrispondente.

Dalle equazioni del moto del modello a bicicletta è possibile ricavare una rappresentazione in spazio di stato del modello dinamico. Essendo il modello della bicicletta un sistema dinamico lineare, la sua rappresentazione nel dominio del tempo può essere scritta nel seguente modo:

$$(1) \begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases}$$

Con:

- $x = \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix}$ vettore di stato;
- $y = \begin{bmatrix} a_y \\ r \\ v \end{bmatrix}$ vettore di uscita;
- $u = \delta$ vettore di ingresso;

E le matrici:

$$A = - \begin{bmatrix} \frac{C_1+C_2}{mu} & u + \frac{aC_1-bC_2}{mu} \\ \frac{aC_1-bC_2}{I_z u} & \frac{a^2 C_1+b^2 C_2}{I_z u} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{C_1}{m} \\ \frac{aC_1}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$C = - \begin{bmatrix} \frac{C_1+C_2}{m u} & \frac{a C_1-b C_2}{m u} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{1} \\ -\mathbf{1} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} \frac{C_1}{m} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}$$

Come si può notare le matrici sono composte da parametri costanti eccetto la velocità longitudinale u . Eseguendo quindi test a velocità costante le matrici si possono considerare in tutto e per tutto a valori costanti. Inoltre, considerando C_1 e C_2 ottenute dal processo di ottimizzazione precedente, tutti i parametri presenti sono noti, eccetto il momento di inerzia I_z . Una volta ottenute le misure questo rappresenterà quindi una variabile su cui minimizzare l'errore.

Eseguendo la trasformata di Laplace del sistema (1) si ottiene:

$$\begin{cases} s x(s) = A x(s) + B u(s) \\ y(s) = C x(s) + D u(s) \end{cases}$$

E sostituendo la x:

$$y(s) = H(s)u(s)$$

Con $H(s)$ funzione di trasferimento:

$$H(s) = \frac{C B}{s - A} + D \quad (2)$$

Il sistema proposto è lineare tempo invariabile (LTI), si eseguirà quindi un'analisi in frequenza. In un sistema LTI, infatti, la frequenza del segnale in ingresso non viene modificata, essendo possibile soltanto l'alterazione di ampiezza e fase. Dato quindi un segnale in ingresso (δ) con una certa frequenza, il segnale in uscita (a_y , v e r) sarà della stessa frequenza, ma con ampiezza e fase diverse.

La variazione di ampiezza tra l'ingresso U e l'uscita Y ad una certa frequenza ω , definita dal rapporto tra i moduli dei due segnali, può essere calcolata attraverso il Guadagno, ossia il modulo della funzione di trasferimento:

$$G(\omega) = \frac{|Y|}{|U|} = |H(i\omega)|$$

La variazione di fase tra ingresso e uscita invece, definita come differenza fra le fasi dei due segnali, può essere calcolata come fase della funzione di trasferimento:

$$\varphi(\omega) = \arg(Y) - \arg(U) = \arg(H(i\omega))$$

Visto che si ha un ingresso (δ) e tre uscite (a_y , v e r) si avranno tre funzioni di trasferimento scalari:

1. H_{a_y} che descrive l'accelerazione laterale
2. H_r che descrive la velocità di imbardata
3. H_v che descrive la velocità laterale

Si avranno di conseguenza anche tre guadagni e tre variazioni di fase.

Occorre sottolineare che queste appena descritte saranno le funzioni di trasferimento relative al modello. D'altra parte sarà possibile calcolarsi in maniera numerica attraverso la funzione *tfestimate* di Matlab anche le funzioni di trasferimento anche per i corrispettivi parametri misurati. Si ha infatti a disposizione la misura di:

- Angolo sterzo δ , ingresso del sistema U ;
- Accelerazione laterale a_y , prima uscita del sistema $Y(1)$;
- Velocità di imbardata r , seconda uscita del sistema $Y(2)$;

Per quanto riguarda la terza uscita del sistema, la velocità laterale v , non sarà direttamente misurata, ma ottenuta mediante l'utilizzo del filtro di Kalman cinematico come descritto nei capitoli precedenti.

Una volta a disposizione le misure dell'ingresso U , e delle uscite Y , la funzione t_{estimate} valuterà in maniera numerica il valore che le funzioni di trasferimento relative alle tre uscite assumono a determinate frequenze (scelte in automatico dall'algoritmo matlab o pre-impostandone il valore).

In questo modo si avrà a disposizione per tutti e tre gli output (a_y , v e r) sia la funzione di trasferimento data dal modello che quella data dalla misura. Sarà quindi possibile definire per ognuno dei tre parametri un **errore percentuale medio** come segue:

$$\varepsilon_m = \frac{\sum_i^n \left| \frac{\text{abs}(H_{t_i}) - \text{abs}(H_{m_i})}{\text{abs}(H_{m_i})} \right|}{n} * 100$$

Con:

- H_t funzione di trasferimento relativa al singolo output data del modello monotraccia;
- H_m funzione di trasferimento relativa al singolo output ottenuta dalle misure;
- i frequenza i -esima analizzata;
- n numero totale di frequenze analizzate;

Questi tre errori individuati (uno per ogni parametro di output), considerando i parametri C1 e C2 noti dal calcolo precedente, saranno funzione del solo momento di inerzia I_z , unico parametro incognito nell'equazioni scritte. Avviando quindi il processo di ricerca del minimo su ognuno dei tre errori porterà ad ottenere il valore del momento di inerzia ottimale.

5.4 VALIDAZIONE DELL'ALGORITMO DI CALCOLO PROPOSTO

Per valutare la bontà di tutto l'algoritmo di calcolo proposto almeno in linea teorica, prima di applicarlo direttamente alle misure dello smartphone, è stato deciso di testarlo utilizzando al posto delle misure i dati ottenibili dal simulatore CarMaker. In questo modo è possibile eliminare tutta l'incertezza dovuta all'errore della misura fisica dei parametri, e valutare il metodo di calcolo in sé per sé.

È importante sottolineare come anche CarMaker stesso faccia uso di un modello di veicolo idealizzato per svolgere la simulazione, tuttavia questo ha un grado di complicazione molto più elevato rispetto al semplice modello monotraccia. Si possono quindi considerare i suoi risultati come una buonissima approssimazione di quello che avverrebbe nella realtà.

5.4.1 VETTURA UTILIZZATA

Tra le vetture disponibili nel simulatore è stato deciso di utilizzare una Ford Focus, in quanto rappresentate una vettura stradale di fascia media. Si prevede infatti che la maggior parte degli utenti facciano uso dell'app su vetture di questo tipo.

Dal simulatore erano disponibili i seguenti dati relativi ai parametri di inerzia della vettura:

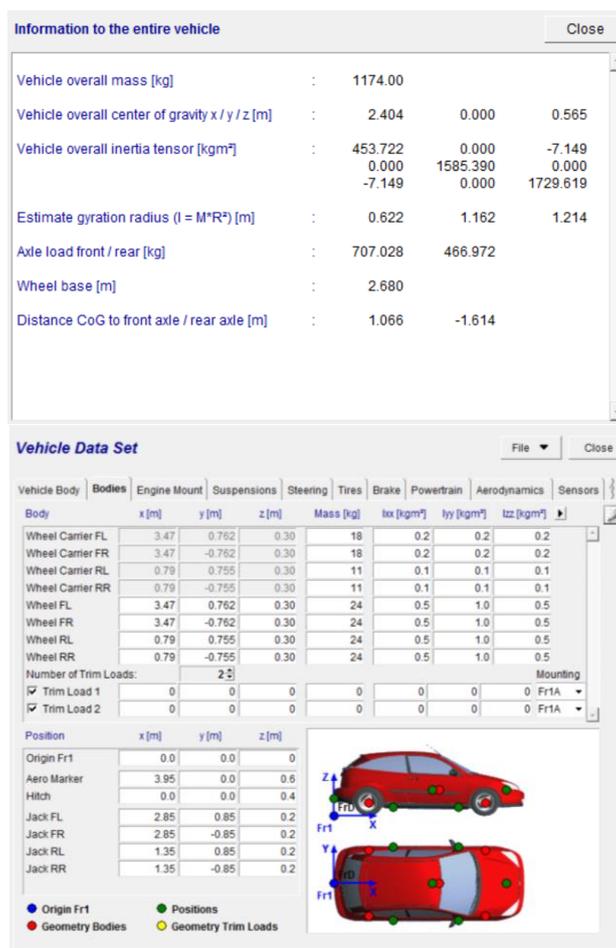


Figure 5.6 Dataset disponibile da CarMaker

Dei parametri di interesse si avrà quindi a disposizione:

- $L = 2.68 [m]$
- $a = 1.066 [m]$
- $b = 1.624 [m]$
- $m = 1174 [kg]$
- $I_z = 1729.619 [kgm^2]$

Non si hanno invece a disposizione le rigidezze di deriva e il rapporto di sterzo per un confronto diretto.

5.4.2 SISTEMA DI RIFERIMENTO UTILIZZATO

Per verificare che il sistema di riferimento utilizzato dal simulatore nel raccogliere i dati fosse lo stesso utilizzato nella presentazione delle equazioni del modello si è svolto uno steering pad a sinistra (curva verso sinistra rispetto alla direzione di marcia) che ha dato i seguenti risultati:

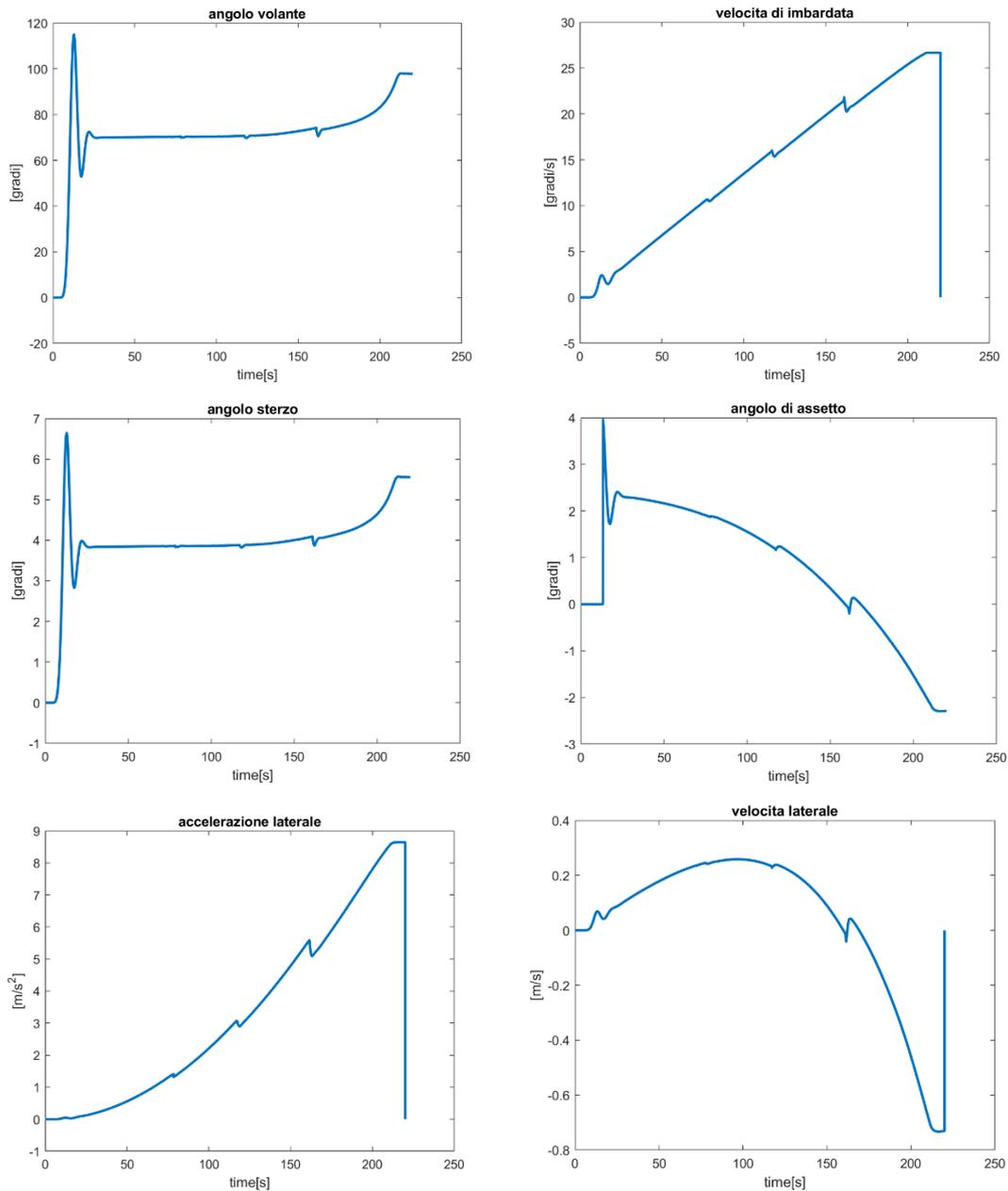


Figure 5.7 Andamento dei parametri tipici durante uno steering pad a sinistra

Da i grafici è chiaro come il sistema di riferimento sia destrorso con asse x in avanti, y a sinistra e z in alto, ossia lo stesso utilizzato nelle equazioni.

5.4.3 RAPPORTO DI STERZO

Nei paragrafi precedenti è stato ottenuto che svolgendo una manovra a basse velocità, in cui l'accelerazione laterale si mantiene molto limitata, nei momenti di stazionario sarà possibile calcolarsi il rapporto di sterzo con la seguente relazione:

$$\tau = \frac{\delta}{\delta_w} \cong \frac{L r}{\delta_w V} \quad (4)$$

Come accennato in precedenza, il rapporto di sterzo potrebbe non essere un valore costante per tutto il range di sterzata del volante. Per andare a studiare ciò sarà quindi necessario svolgere una manovra in cui viene analizzato tutto il range di angolo volante o per lo meno quella parte che viene più utilizzata comunemente (0-180°).

5.4.3.1 IMPOSTAZIONE DELLA MANOVRA SUL SIMULATORE

La manovra più adatta a ciò è quella di eseguire una chiocciola a bassa velocità longitudinale e bassa velocità di rotazione del volante così da poter considerare il veicolo in stato quasi stazionario. È stato quindi eseguito su CarMaker un test per valutare il rapporto di sterzo al variare dell'angolo volante stesso. Mantenendo la vettura a 5 km/h, si è fatto variare l'angolo sterzo da 0° fino a 360° in un lasso di tempo molto lungo così da ottenere un comportamento quasi stazionario. Visto che in questo particolare caso il test è in open loop e quindi la traiettoria non è imposta, il test è stato svolto su un piazzale asfaltato, ottenuto allargando ampiamente la carreggiata della strada. Questo ha dato la possibilità di poter svolgere la manovra senza preoccuparsi dell'uscita di strada del veicolo.

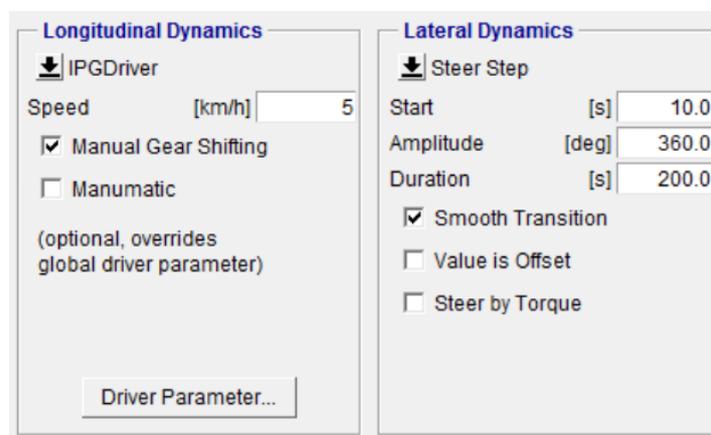


Figure 5.8 Finestra di impostazione della manovra su CarMaker

L'inizio della sterzata è a 10 secondi per dare tempo alla vettura di essere in equilibrio a 5 km/h. Sono state inoltre inserite l'opzione *smooth transition* per non avere discontinuità e poter analizzare al meglio il rapporto di sterzo attorno allo zero. È stato posto come angolo volante massimo 360° per coprire ampiamente il range di utilizzo classico durante la guida. Nell'analisi seguente non verrà considerata tutta la parte iniziale antecedente alla sterzata.



Figure 5.9 Screen durante il test

5.4.3.2 ANGOLO STERZO ALLA RUOTA E VERIFICA DI ANKERMANN

Dalla simulazione si è ottenuto il seguente andamento dell'angolo sterzo alle due ruote anteriori al variare dell'angolo volante.

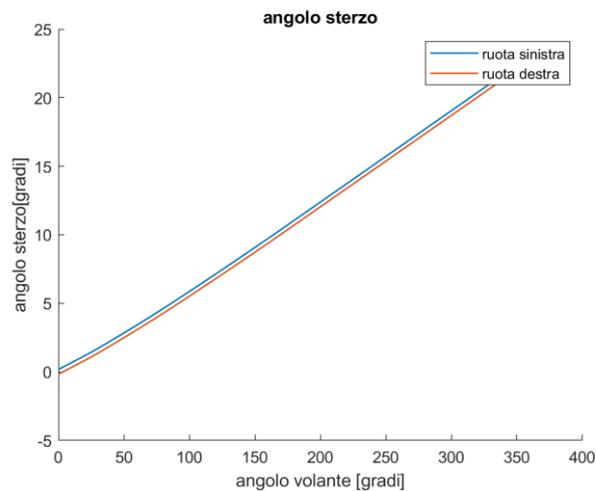


Figure 5.10 Andamento angolo sterzo alla ruota

Come si può notare i due andamenti per le due ruote non sono uguali. Questo è dovuto al fatto che le ruote devono avvicinarsi quanto più possibile alla condizione di sterzo ideale di Ankermann. Per verificare ciò basta considerare la seguente relazione:

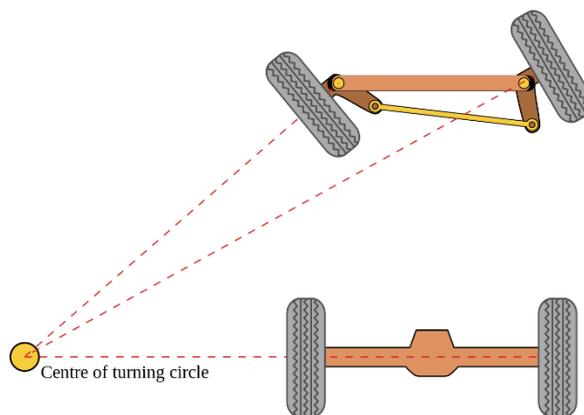


Figure 5.11 Condizione di Ankermann

Dallo schema è facile ottenere le seguenti relazioni:

$$R_L = interasse * tg \left(\frac{\pi}{2} - \text{angolo sterzo ruota sinistra} \right) + \frac{\text{carreggiata anteriore}}{2}$$

$$R_R = interasse * tg \left(\frac{\pi}{2} - \text{angolo sterzo ruota sinistra} \right) - \frac{\text{carreggiata anteriore}}{2}$$

Se la condizione è verificata si avrà che i raggi identificati dalle due ruote al variare dell'angolo volante saranno gli stessi.

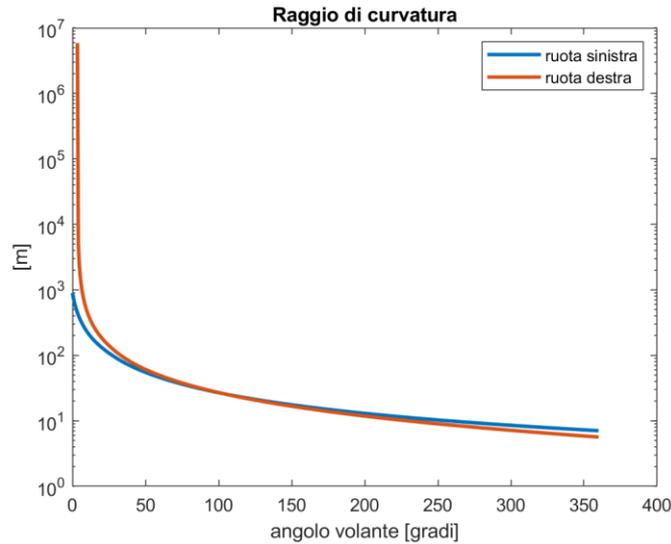


Figure 5.12 Andamento del raggio identificato dalle due ruote durante la sterzata

Come si può notare eccetto per gli angoli volante iniziali il raggio identificato dalle due ruote è pressoché lo stesso.

5.4.3.3 CALCOLO DEL RAPPORTO DI STERZO DEL MODELLO CARMAKER

Sul simulatore non era disponibile direttamente il rapporto di sterzo della vettura utilizzata. È stato quindi semplicemente calcolato mediante il rapporto dell'angolo di sterzo alla ruota e quello al volante ottenuto al variare dell'angolo volante:

$$\tau = f(\delta_{vol}) = \frac{\delta_{ruota}}{\delta_{vol}}$$

Visto che l'angolo alla ruota è differente per le due ruote si avrà un rapporto di sterzo per la ruota sinistra, per la ruota destra, e quello medio.

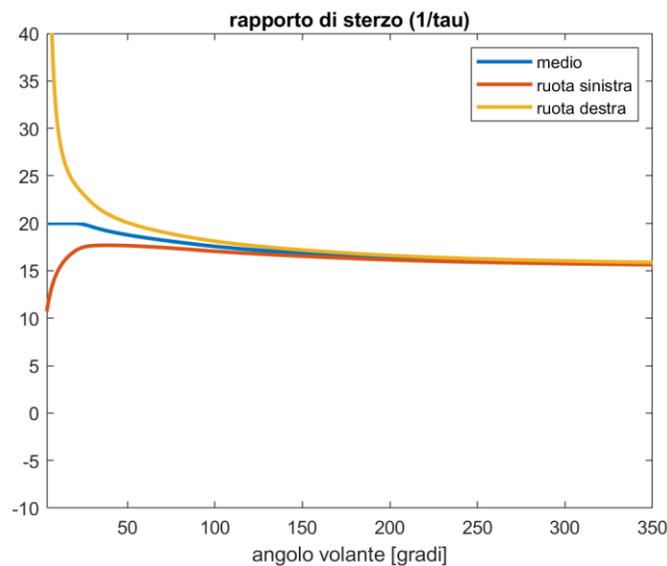


Figure 5.13 Rapporto di sterzo del modello Carmaker

Il rapporto di sterzo medio (blu) sarà quello da ottenere per il modello monotraccia, che appunto sostituisce le due ruote anteriori con un'unica ruota centrale.

5.4.3.4 CALCOLO DELL'ANGOLO DI STERZO CINEMATICO

Dallo smartphone si avranno a disposizione angolo volante, velocità di imbardata e velocità assoluta. Prima di calcolarsi il rapporto di sterzo è necessario ottenere l'angolo di sterzo cinematico.

$$\delta_{cin} = \frac{L}{R} = \frac{Lr}{V}$$

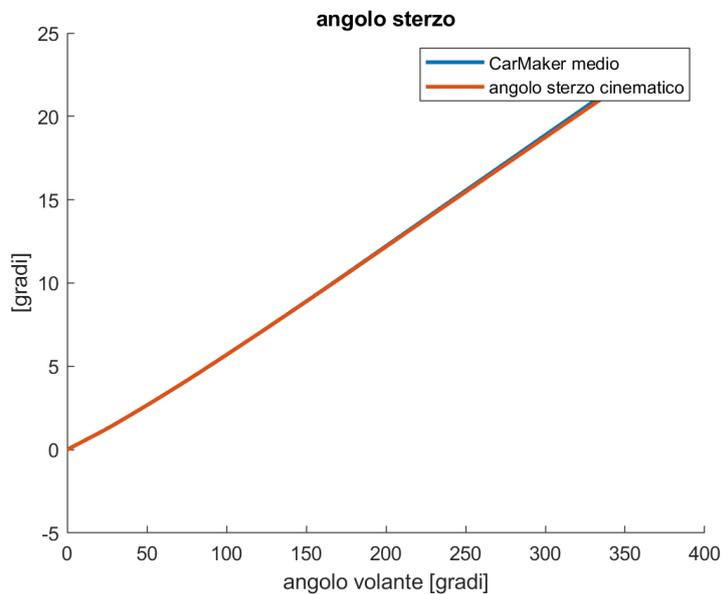


Figure 5.14 Andamento angolo sterzo alla ruota rispetto all'angolo volante

Come si può notare l'angolo sterzo cinematico definito nella relazione sopra, approssima quasi perfettamente l'angolo sterzo medio di CarMaker. Si ha un minimo di discrepanza solo alla fine del test, con un errore di poco più di un grado. Questa piccola discrepanza è da ricondurre all'elevato angolo sterzo che, nonostante la velocità sia molto bassa, richiama in gioco una accelerazione laterale non del tutto trascurabile. Si può quindi considerare veritiera l'approssimazione a basse accelerazioni che trascura l'angolo di sterzo dinamico.

5.4.3.5 CALCOLO DEL RAPPORTO DI STERZO

Verificato l'angolo di sterzo cinematico si è quindi calcolato il rapporto di sterzo cinematico.

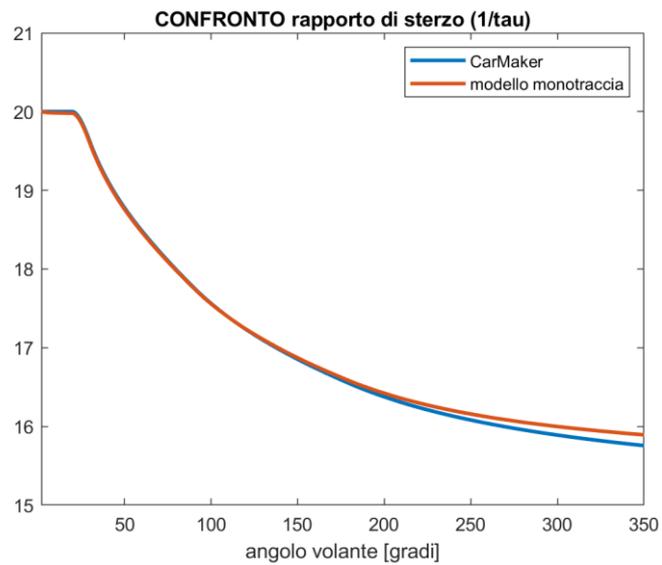


Figure 5.15 Confronto rapporto di sterzo

Come si può vedere il risultato è più che soddisfacente. Si può quindi considerare il modello proposto per il calcolo dell'angolo di sterzo validato.

5.4.4 RIGIDENZE DI DERIVA

Come descritto nei paragrafi precedenti le rigidzze verranno calcolate minimizzando la distanza che c'è tra misura e modello per tutti quei parametri che sono disponibili sia come misura diretta che come output del modello stesso. Osservando lo stato dell'arte a riguardo, si riscontra una dipendenza delle rigidzze di deriva dall'accelerazione laterale del veicolo. Come visibile in figura 6.5 questi parametri si mantengono costanti solo nella prima parte. Per analizzare questo fenomeno sarà quindi necessario analizzare il veicolo in curva in stato stazionario (in cui le equazioni scritte sono valide) a varie accelerazioni laterali.

5.4.4.1 IMPOSTAZIONE DELLA MANOVRA SUL SIMULATORE

Per riuscire in ciò è stato deciso di eseguire una manovra di steering pad di raggio 40m con lento e progressivo aumento della velocità fino a raggiungere il limite di aderenza. In questo modo si possono analizzare le accelerazioni laterali nel continuo e visto il lento aumento della velocità si ha il veicolo in stato quasi-stazionario.

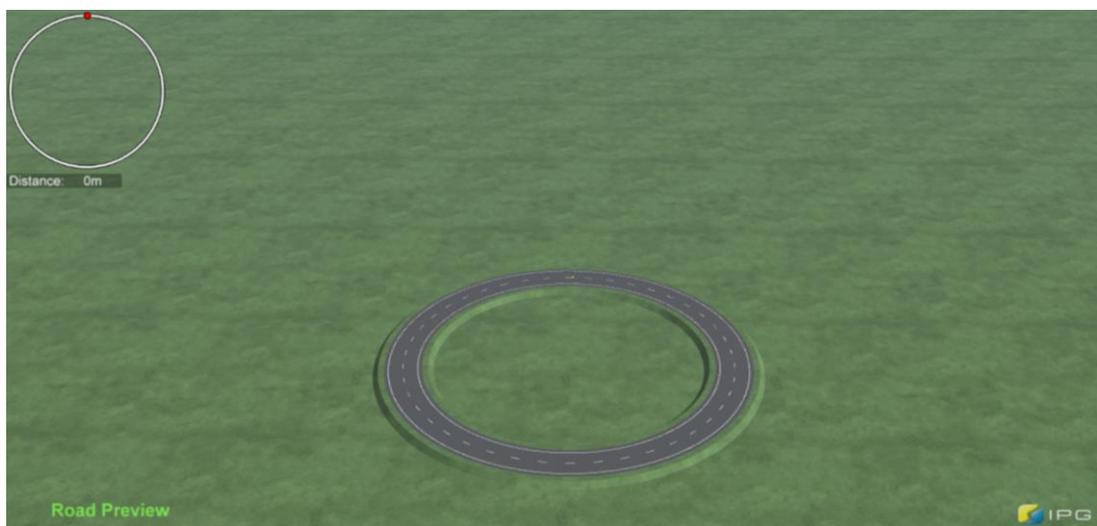


Figure 5.16 Scenario utilizzato per il test



Figure 5.17 Parametri di manovra

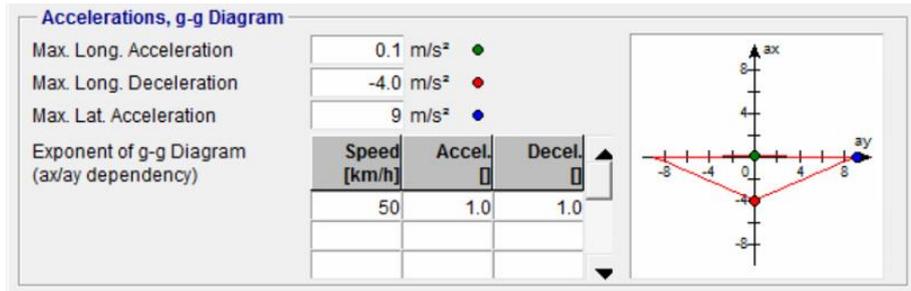


Figure 5.18 Parametri dell'IPG driver

La velocità massima di 67 km/h è stata impostata a seguito di vari test per analizzare quale fosse la massima velocità a cui la macchina riuscisse a mantenere la traiettoria. La dinamica laterale e longitudinale sono stata affidata all'IPG driver, ossia il driver automatico di Carmaker. In figura 6.18 sono visibili i parametri di accelerazioni massimi entro cui si è dovuto mantenere. Come si può vedere la bassissima accelerazione longitudinale permette di ottenere un lento aumento di velocità. Il Track Offset nullo ha permesso di mantenere la vettura a centro strada, così da riuscire ad avere il baricentro sulla linea di divisione delle due corsie, sulla quale è calcolato il raggio di 40m.

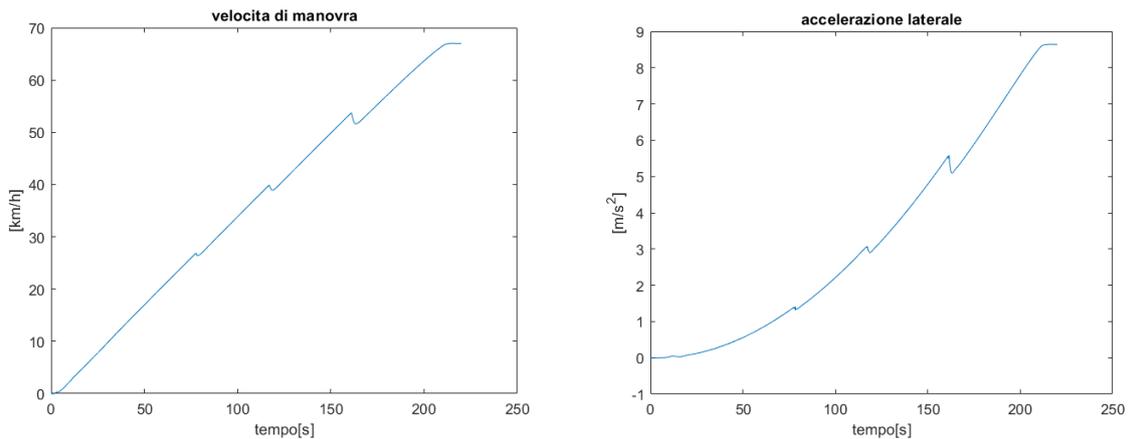


Figure 5.19 I principali output di manovra ottenuti da CarMaker

5.4.4.2 ANALISI PRELIMINARE DELLE PRINCIPALI EQUAZIONI DELL'ALGORITMO DI CALCOLO

Come noto le equazioni del modello su cui l'algoritmo di calcolo farà riferimento per calcolare le rigidzze di deriva sono:

1. $\delta = \frac{Lr}{V} + K a_y$
2. $r = \delta \frac{V}{L+K V^2}$
3. $a_y = \delta \frac{V^2}{L+K V^2}$
4. $\beta = \frac{b r}{V} - \frac{a m a_y}{c_2 L}$

Considerando noti il rapporto di sterzo dal test precedente, queste equazioni sono note in tutto e per tutto eccetto le rigidzze di deriva C_1 e C_2 (e di conseguenza K , funzione delle due):

- δ : ricavabile da misura angolo volante tramite rapporto di sterzo
- r : misurato da giroscopio
- V : misurato da GPS
- a_y : misurato da accelerometro
- a, b, m, L : ottenibili dalla scheda dati del veicolo
- β : ottenibile in prima approssimazione dal filtro cinematico

Per valutare la bontà delle equazioni si sono ipotizzati in prima analisi $C_1 = C_2 = 100 \left[\frac{kN}{rad} \right]$ così da poter verificare graficamente che gli andamenti di queste equazioni fossero effettivamente in linea con i parametri misurati (ottenuti da CarMaker).

1 - ANGOLO STERZO

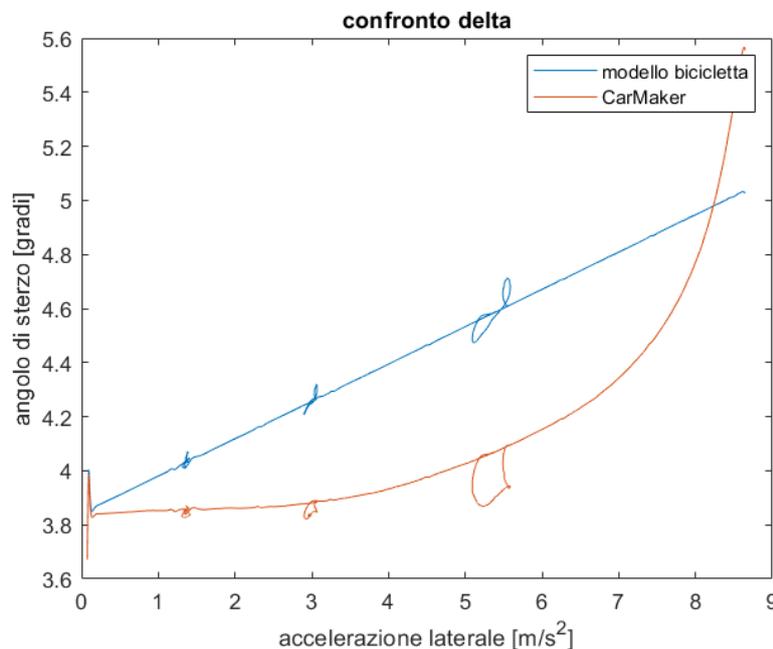


Figure 5.20 Confronto angolo sterzo

Come si può vedere il modello monotraccia è totalmente lineare, mentre quello di CarMaker lo è solo nel primo tratto. Ciò è dovuto alla variazione delle rigidzze di deriva al variare dell'accelerazione laterale (fig 6.5). In equazione 1 infatti il primo termine è un valore costante in quanto corrispondente all'angolo di sterzo cinematico, che non varia se si mantiene il raggio di

curvatura costante ($\delta_{cin} = \frac{Lr}{V} = \frac{L}{R}$) come nel nostro caso. Visto che a_y rappresenta l'ascissa, l'unico termine che può garantire un andamento come quello ottenuto da CarMaker è K, funzione a sua volta di tutti parametri costanti eccetto le rigidzze di deriva: $K = \frac{m}{L} \left(\frac{b}{c_1} - \frac{a}{c_2} \right)$.

Quelle parti del grafico che si discostano dall'andamento tipico sono dovute al cambio di marcia. Come detto in precedenza infatti le equazioni scritte sono valide solo in regime stazionario, al quale il cambio di marcia non appartiene.

2 – VELOCITÀ DI IMBARDATA

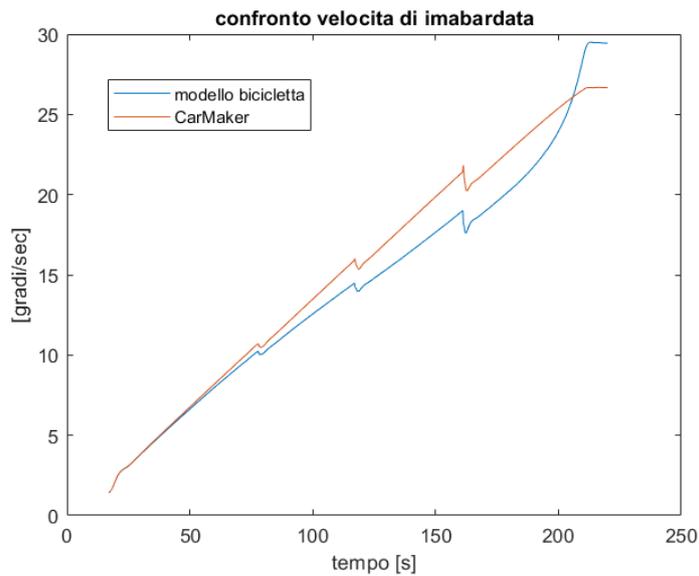


Figure 5.21 Confronto velocità di imbardata

3 – ACCELERAZIONE LATERALE

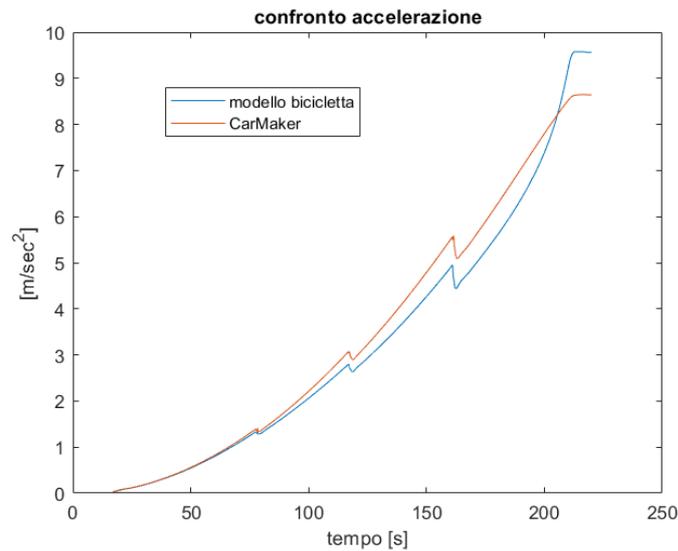


Figure 5.22 Confronto accelerazione laterale

Per i grafici di accelerazione laterale e velocità di imbardata è invece impossibile identificare un andamento lineare visto la natura non lineare delle relazioni. Ad ogni modo è possibile notare un differente andamento tra le due linee nella parte finale, in cui appunto le rigidezze di deriva assumono valori differenti.

4 – ANGOLO DI ASSETTO

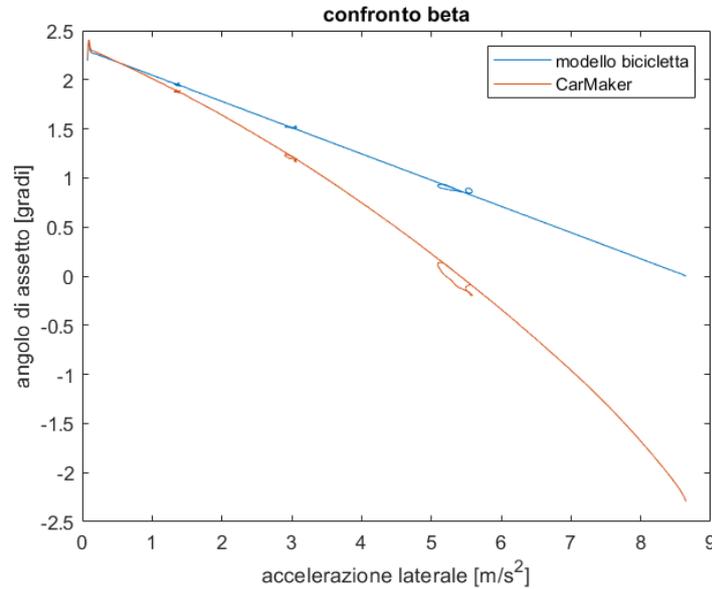


Figure 5.23 Confronto angolo di assetto

Per l'angolo di assetto il discorso è lo stesso fatto per l'angolo di sterzo. Analizzando l'equazione è chiaro come essendo il primo parametro costante ($\frac{b r}{V} = \frac{b}{R} = cost$) l'unico modo per garantire un andamento come quello ottenuto da Carmaker è la diminuzione della rigidezza di deriva C_2 all'aumentare dell'accelerazione laterale. Anche qui sono ben visibili i discostamenti dovuti alla cambiata.

A questo punto per ottenere il reale valore delle rigidezze di deriva l'algoritmo andrà a minimizzare l'errore nei tratti di stazionario. Le reali rigidezze di deriva saranno quindi quelle che fanno sì che l'output del modello sia quanto più vicino possibile ai parametri realmente misurati.

5.4.4.3 CALCOLO DELLE RIGIDEZZE DI DERIVA NEL TRATTO LINEARE

Prima di tutto si è limitata l'analisi al tratto lineare, in cui le rigidezze di deriva si possono considerare costanti (guardando figura 6.20 quindi fino ad un'accelerazione di $3 \left[\frac{m}{s^2} \right]$). Il calcolo come detto in precedenza si basa sulla minimizzazione dell'errore medio:

ERRORE MEDIO (in percentuale)

$$\epsilon_m = \frac{\sum_i^n \left| \frac{v_{b_i} - v_{cm_i}}{v_{cm_i}} \right|}{n} * 100$$

Con:

- v_b valore della grandezza ottenuto dal modello a bicicletta
- v_{cm} valore della grandezza ottenuto da CarMamker

*Per quanto riguarda l'angolo d'assetto, visto che passa dallo zero, l'errore verrebbe "gonfiato" perché diviso per numeri piccolissimi. È stato quindi deciso di traslare tutti i valori in modo che beta si mantenesse positivo.

CAMPIONE DI MISURE UTILIZZATO:

Il campione utilizzato è stato quello delle prime due marce (fino a $a_y = 3 [m/s^2]$) in cui come detto in precedenza la vettura sembra comportarsi in maniera lineare. Non sono state invece considerate le misure durante la cambiata tra la prima e la seconda, e le misure iniziali in cui la vettura si mette in moto (fino a $a_y=0.2$).

5.4.4.3.1 CALCOLO DELL'ERRORE RISPETTO AL GRADIENTE DI SOTTOSTERZO K

Prima di tutto si sono utilizzate le equazioni 1 2 e 3 per calcolare l'errore rispetto al parametro K.

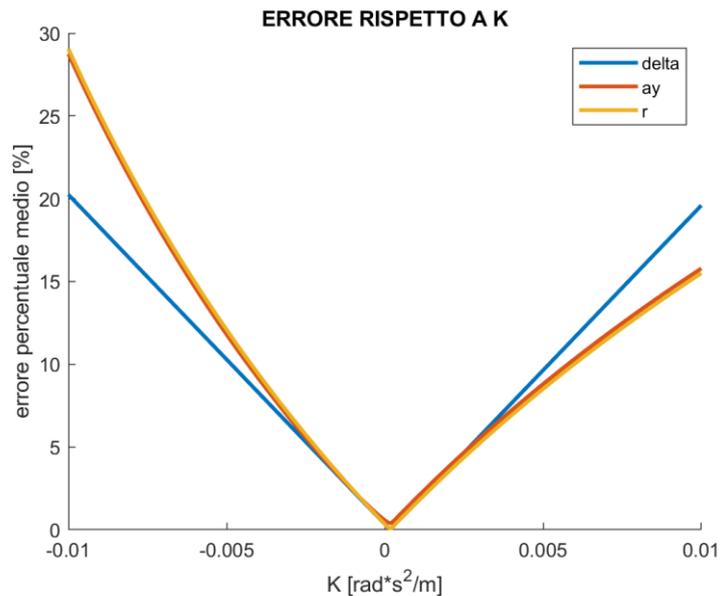


Figure 5.24 Andamento dell'errore rispetto al gradiente K

Come si può notare tutti e tre gli errori raggiungono un minimo in corrispondenza dello stesso valore di $K = 1.67 * 10^{-4} [rad s^2 / m]$. Questo sta a dimostrare la bontà del modello monotraccia nell'approssimare il comportamento del veicolo nel primo tratto lineare. Si può inoltre notare una notevole similitudine nell'andamento dell'errore per l'accelerazione laterale e la velocità di imbardata. Le equazioni 2 e 3 al quale questi parametri si riferiscono sono infatti della stessa tipologia.

È noto come il gradiente di sottosterzo K sia funzione di entrambe le rigidezze di deriva C1 e C2 come segue:

$$K = \frac{m}{L} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right)$$

Sarà quindi possibile plottare l'errore anche come coordinata z di un piano che ha come coordinate C1 e C2. Vista l'impossibilità di rappresentare la terza dimensione sul foglio è stato scelto di rappresentare l'errore semplicemente attraverso delle curve di livello, che meglio si addicono al nostro contesto. Sullo stesso grafico che per ascisse e ordinate le rigidezze C1 e C2 sarà possibile anche rappresentare la curva che descrive la relazione fra C1 e C2 fissato il parametro K al valore che minimizza l'errore. Si avrà quindi che:

$$C_2 = \frac{a}{\frac{b}{C_1} - \frac{K_{ott} L}{m}}$$

Si ha quindi che una volta definito K, è fissata la relazione tra C1 e C2.

È possibile quindi ottenere per tutti tre i parametri in analisi un grafico in cui si mette in evidenza l'errore mediante curve di livello, e la relazione tra C1 e C2 che corrisponde al K ottimale.

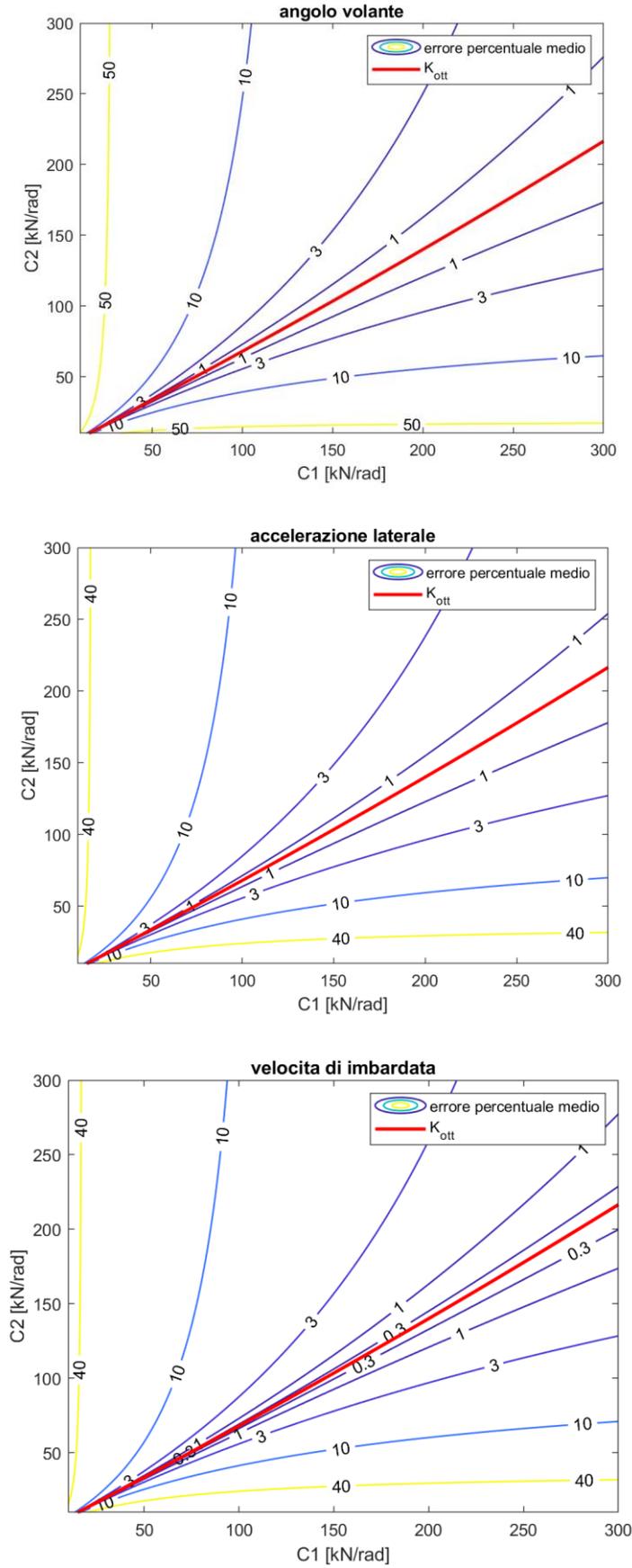
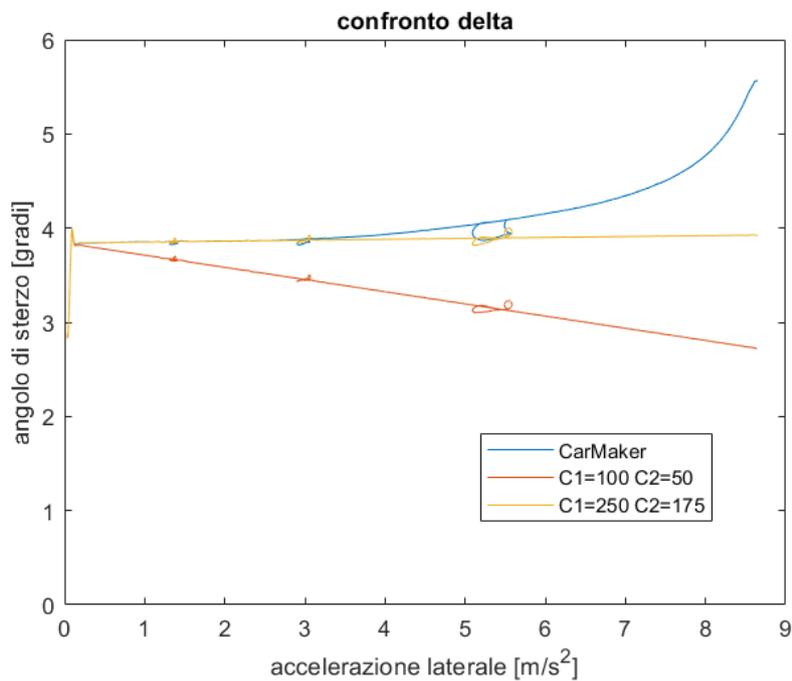


Figure 5.25 Andamento dell'errore sul piano C1 e C2

Come prevedibile la curva corrispondente al K ottimale sta proprio nella zona di minimo errore, che individua appunto le combinazioni di C1 e C2 che meglio approssimano i risultati di CarMaker. È interessante sottolineare come le curve di livello mostrate nel grafico, oltre a rappresentare le combinazioni di C1 e C2 dove l'errore si mantiene costante, rappresentino proprio un determinato valore del gradiente di sottosterzo K. Come infatti mostrato in precedenza l'errore è funzione del valore K, per cui l'errore si mantiene costante quando C1 e C2 determinano un valore di K costante.

A questo punto del processo è quindi nota la relazione che intercorre fra le due rigidità di deriva, ma non il loro valore esatto. Considerando figura 6.25 si ha che una combinazione di rigidità di deriva che minimizza l'errore è (C1=250, C2=175) una invece che ha un grande errore è (C1=100, C2=50). Confrontando l'output del modello con questi valori di rigidità al risultato di CarMaker si ottengono i seguenti grafici:



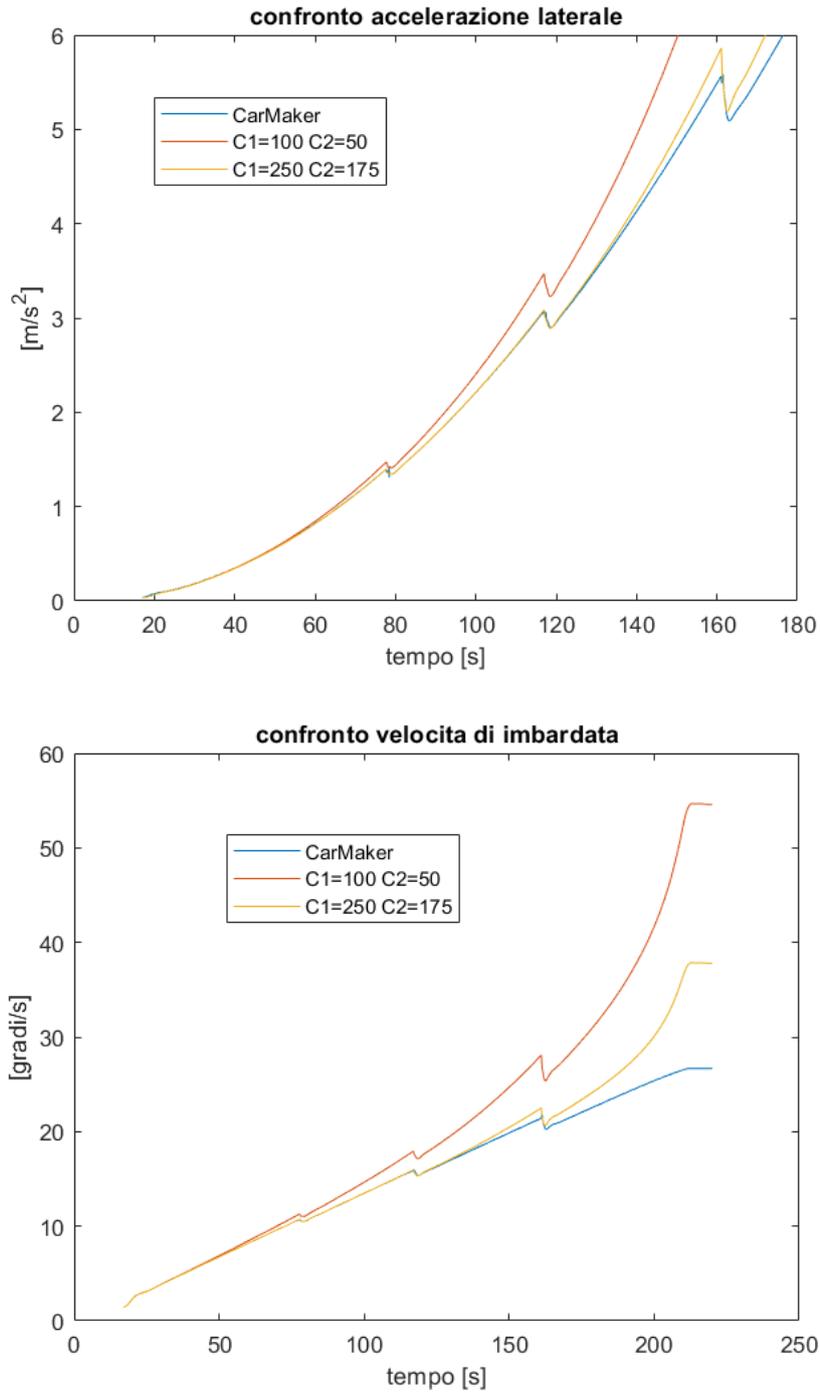


Figure 5.26 Variazione dei risultati del modello al variare delle rigidezze di deriva

I grafici mostrano il miglioramento del modello scegliendo quei valori di rigidezze di deriva corrispondenti al K ottimale.

5.4.4.3.2 CALCOLO DELL'ERRORE SULL'ANGOLO DI ASSETTO RISPETTO ALLA RIGIDEZZA DI DERIVA POSTERIORE C2.

Per individuare il valore delle rigidezze di deriva è necessario minimizzare l'errore rispetto all'angolo di assetto, funzione del solo C2. Analizzando l'andamento dell'errore percentuale medio si ottiene il grafico presente in figura 6.27.

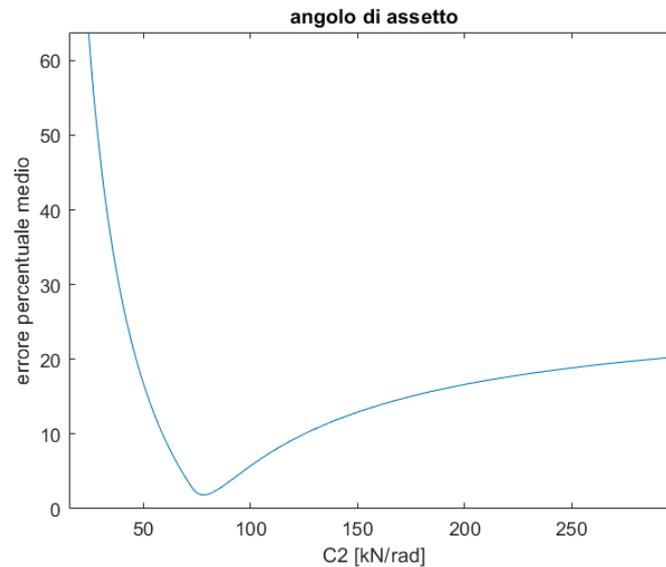


Figure 5.27 Errore sull'angolo di assetto in funzione di C2

Per capire come si accumula l'errore al variare della rigidezza di deriva C2 si è plottato l'andamento dell'angolo di assetto per diversi valori di rigidezza.

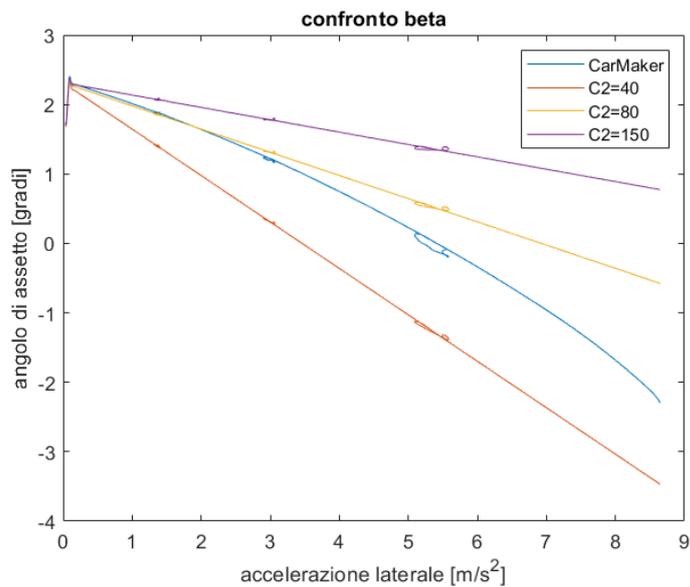


Figure 5.28 Angolo di assetto in funzione di C2

5.4.4.3 DEFINIZIONE DELLE RIGIDEZZE E VERIFICA FINALE

Dai calcoli svolti si ha che fino a $a_y = 3 [m/s^2]$ (accelerazione laterale fino alla quale è stato svolto il calcolo):

- L'angolo di assetto beta è meglio approssimato per un valore $C_2 = 78 [kN/rad]$;
- Gli altri parametri sono meglio approssimati per $K = 1.67 * 10^{-4} [rad * s^2/m]$;

Si ha quindi che i valori di rigidità di deriva ottimali sono:

$$C_1 = 114 [kN/rad]; C_2 = 78 [kN/rad]$$

Utilizzando questi valori il modello monotraccia restituisce i seguenti risultati:

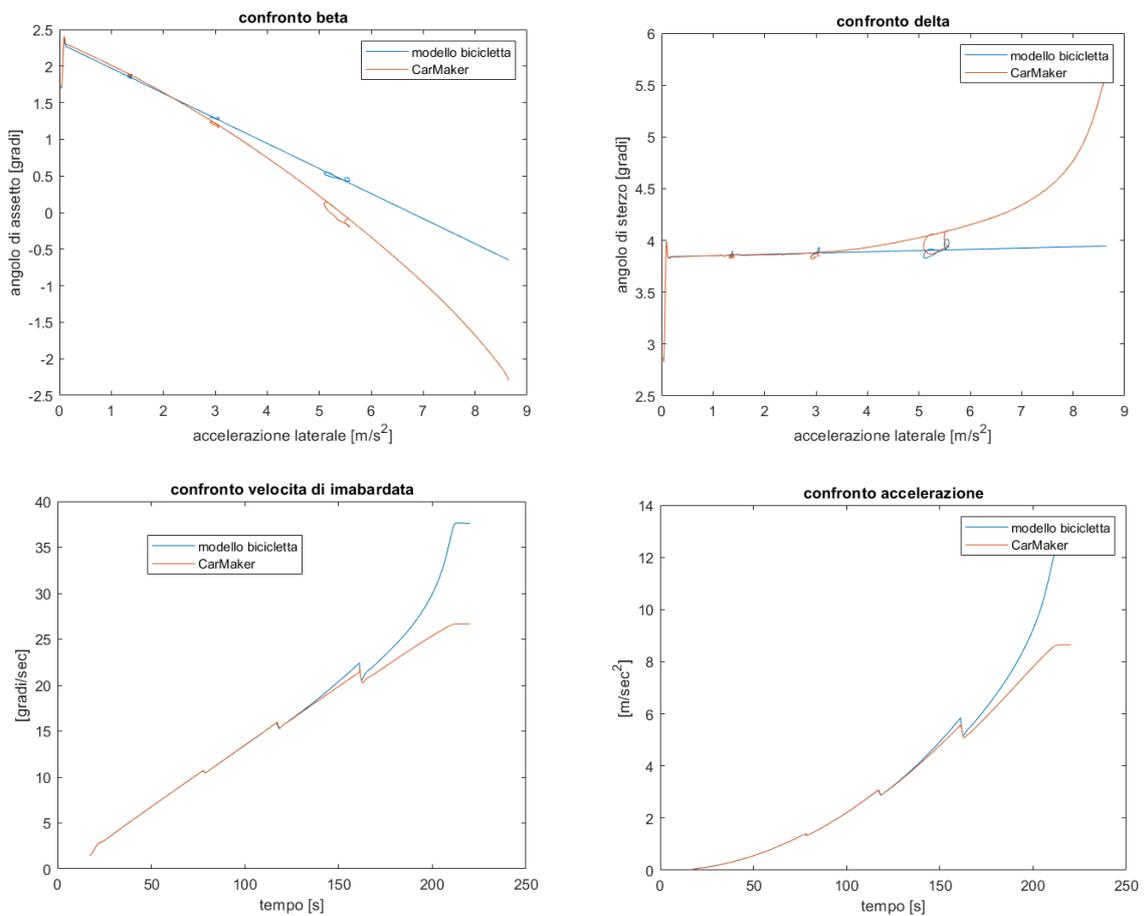


Figure 5.29 Confronto CarMaker con modello monotraccia ottimizzato

Nel tratto lineare l'approssimazione è pressoché perfetta, tuttavia è evidente la necessità di una variazione delle rigidità di deriva ad accelerazioni laterali maggiori per poter ottimizzare anche l'ultimo tratto.

5.4.4.3.4 VERIFICA CON UNO STEERING PAD A 150 m

Per verificare che i valori di rigidezze di deriva ottenuti siano di valenza universale e non solo legati alla singola manovra svolta, è stato eseguito un secondo steering pad con raggio 150m. In questo modo si è riuscito ad ottenere le stesse accelerazioni laterali ma a differenti angoli volante e velocità rispetto alla prova con raggio 40m.

Si sono quindi ottenuti i seguenti risultati in termine di errore:

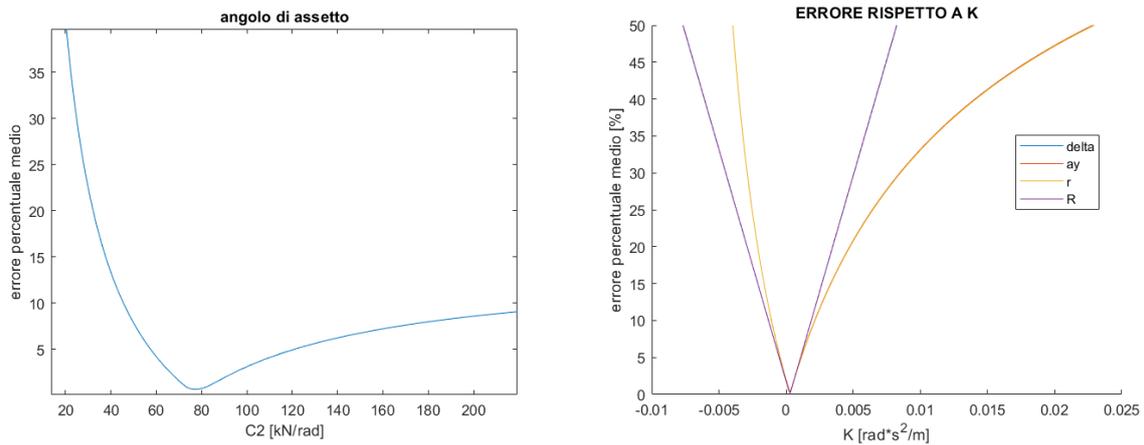


Figure 5.30 Andamento dell'errore in uno steering pad a 150m

È stato quindi possibile determinare i valori di rigidezze di deriva ottimali:

$$C_2 = 78 \text{ [kN/m]}; C_1 = 113 \text{ kN/m} \text{ (} K = 3 * 10^{-4} \text{ [rad * s}^2\text{/m])}$$

Questo dimostra che i valori C1 e C2 si possono considerare in buona approssimazione funzione della sola accelerazione laterale, e non della velocità o angolo sterzo.

L'algoritmo di calcolo delle rigidezze di deriva si può quindi considerare validato.

5.4.4.4 CALCOLO DELLE RIGIDENZE DI DERIVA VARIABILI

Nell'ipotesi di implementare in futuro la possibilità di avere una rigidità di deriva variabile all'interno del modello monotraccia, si è svolta poi un'ottimizzazione punto per punto, utilizzando la funzione *fminsearch* di Matlab ad ogni valore di accelerazione laterale. Questa funzione ha restituito quindi quelli che sono i parametri di rigidità di deriva ottimali al variare dell'accelerazione laterale.

Prima di tutto è stato calcolato il parametro K che annulla l'errore su δa_y e r al variare dell'accelerazione laterale.

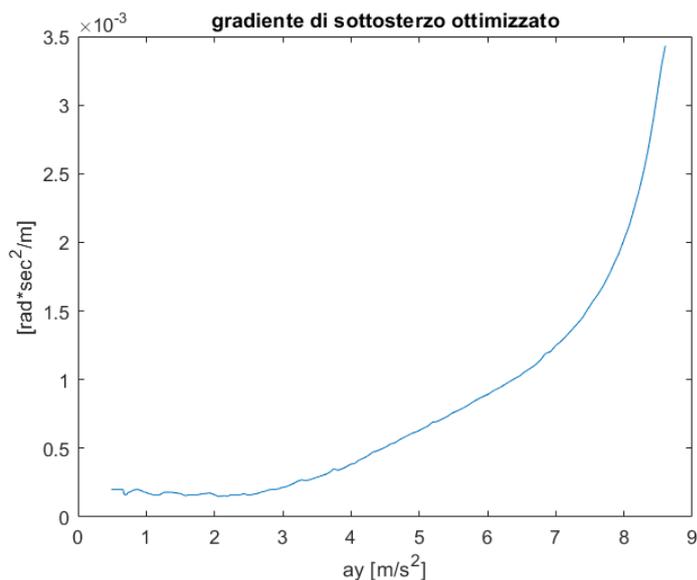


Figure 5.33 Gradiente di sottosterzo variabile

Svolgendo lo stesso calcolo sull'angolo di assetto per ottenere la rigidità di deriva posteriore C2 si ottengono i seguenti risultati:

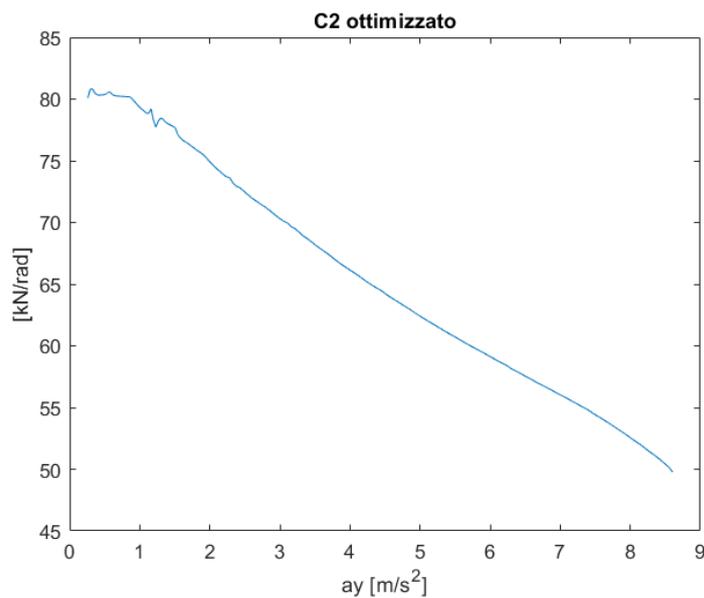


Figure 5.34 Rigidità di deriva posteriore variabile

Combinando i risultati ottenuti si ottengono i seguenti valori di rigidezze di deriva:

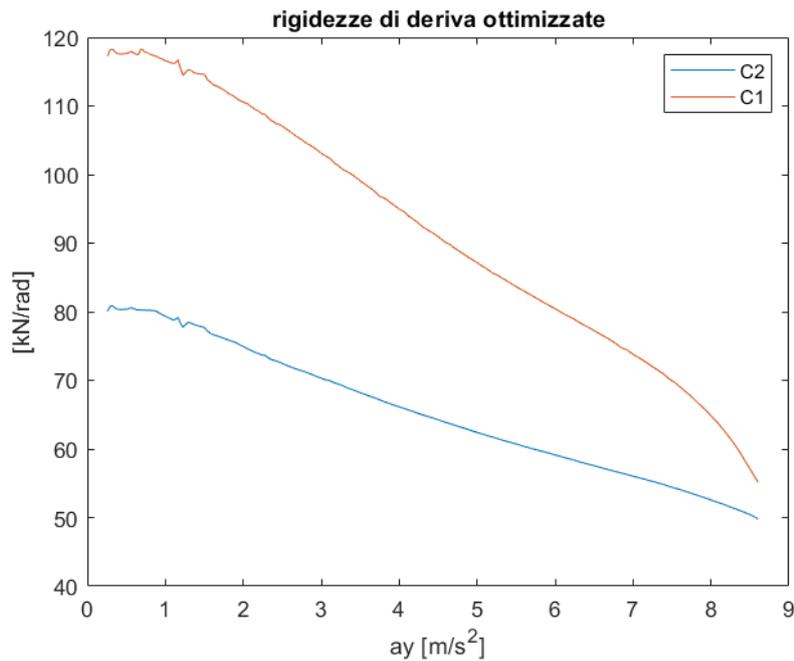


Figure 5.35 Rigidezze di deriva variabili

È interessante sottolineare come nonostante il valore di C2 sia minore di quello di C1 la vettura mostri comunque un comportamento sottosterzante. Questo è comprensibile ricordando la relazione del gradiente di sottosterzo:

$$K = \frac{m}{L} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right)$$

Come si può notare il segno di K non dipende solo dal valore di C1 e C2, ma anche dalla posizione del baricentro. Più il baricentro è spostato in avanti ($a > b$) maggiore sarà la capacità del veicolo di essere sottosterzante ($K > 0$) a prescindere dal valore delle rigidezze di deriva. Nel nostro caso infatti si ha che $a = 1 [m]$ mentre $b = 1.6 [m]$, e ciò recupera il fatto che C2 sia minore di C1.

5.4.4.4.1 VERIFICA RIGIDENZE DI DERIVA VARIABILI

Utilizzando i valori di rigidità variabile ottenuti, si è svolto un confronto per quanto riguarda le curve di sottosterzo e dell'angolo di assetto (a meno di $\beta_0 = -b/R$) con i risultati di Carmaker.

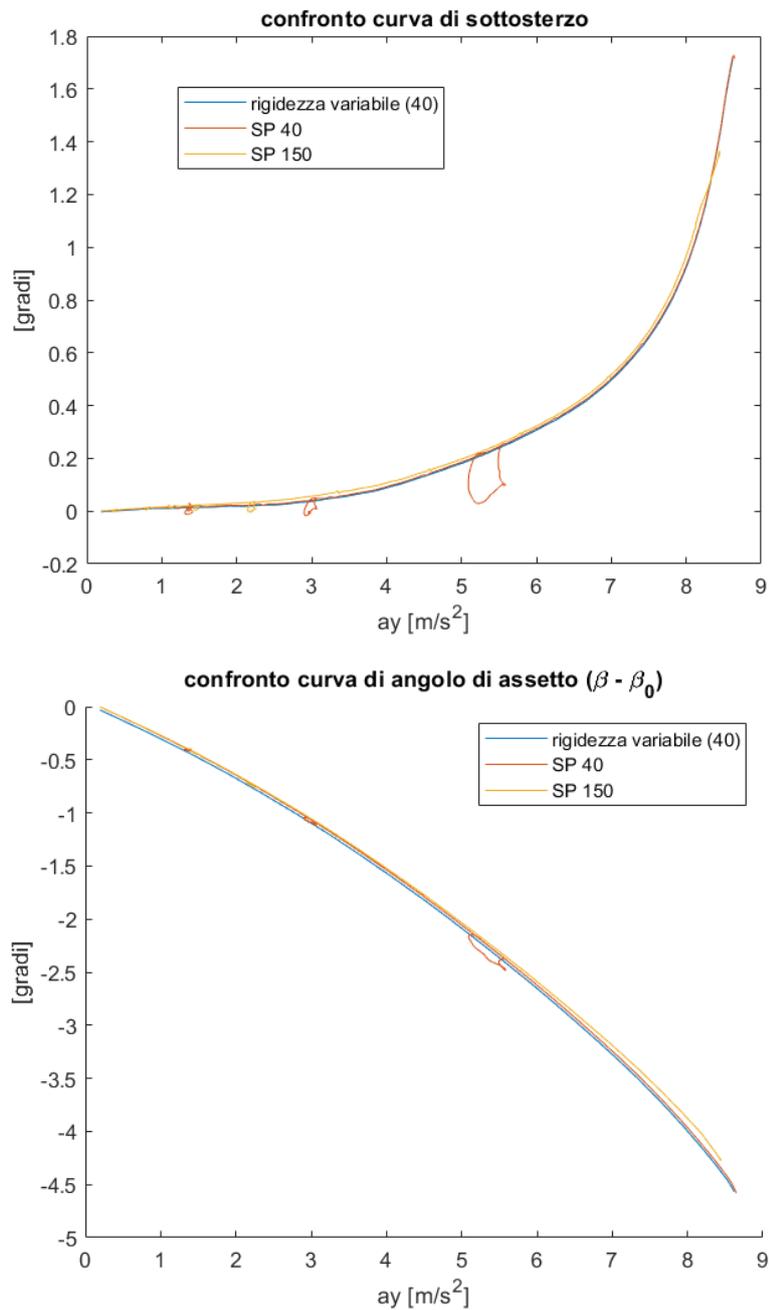


Figure 5.36 Curve di confronto del modello monotraccia con rigidità variabili

I grafici proposti mostrano la bontà del modello monotraccia nell'approssimare il modello di CarMaker se si introducessero le rigidità di deriva variabile.

5.4.5 MOMENTO DI INERZIA

Il momento di inerzia rispetto agli altri parametri calcolati è direttamente disponibile dalla scheda dati di CarMaker: $I_z = 1730 [kg m^2]$. Rappresentando inoltre un parametro caratteristico dell'inerzia del veicolo assumerà un unico valore per tutto il range di utilizzo della vettura.

5.4.5.1 IMPOSTAZIONE DELLA MANOVRA SUL SIMULATORE

Essendo un parametro che influenza il comportamento dinamico del veicolo, ed essendo il suo calcolo basato su un'analisi in frequenza, è stato scelto di simulare su CarMaker una manovra di sweep steer con i seguenti parametri:

The image shows a software interface for setting simulation parameters, divided into two main sections: Longitudinal Dynamics and Lateral Dynamics.

Longitudinal Dynamics:

- Driver: IPGDriver
- Speed [km/h]: 120
- Manual Gear Shifting:
- Manumatic:
- (optional, overrides global driver parameter)
- Driver Parameter... button

Lateral Dynamics:

- Driver: Sinus Sweep
- Start [s]: 40.0
- Amplitude [deg]: 20.0
- Amplitude 2 [deg]: 20.0
- Period [s]: 50.0
- Period 2 [s]: 0.2
- # Periods: 100
- Value is Offset:
- Steer by Torque:
- Linear Transition:

Figure 5.37 Finestra di set dei parametri di manovra

I parametri scelti sono quelli tipici di una manovra di sweep steer in ambito Handling: quando la vettura è a velocità costante di 120 [km/h], verrà imposto un input di sterzo sinusoidale con ampiezza 20° e frequenza variabile da 0.02 a 5 Hz. L'inizio della manovra a 40s è stato impostato per far sì che la vettura raggiunga 120 [km/h]. Questi 40 secondi iniziali non verranno tenuti in considerazione nella successiva analisi.

Essendo questa una manovra in open loop in cui non si conosce a priori la traiettoria è stato scelto come ambiente lo stesso utilizzato per svolgere la chiocciola.

5.4.5.2 CONFRONTO DEL MODELLO CON I RISULTATI SPERIMENTALI

Prima di tutto è stato svolto un confronto tra le funzioni di trasferimento del modello con quelle ottenute in maniera numerica tramite *tfestimate* a partire dalle misure di CarMaker. Per calcolare le funzioni di trasferimento relative al modello sono state utilizzate le rigidzze di deriva e rapporto di sterzo calcolati in precedenza. Per quanto riguarda il momento di inerzia è stato invece utilizzato quello di riferimento ottenuto da CarMaker.

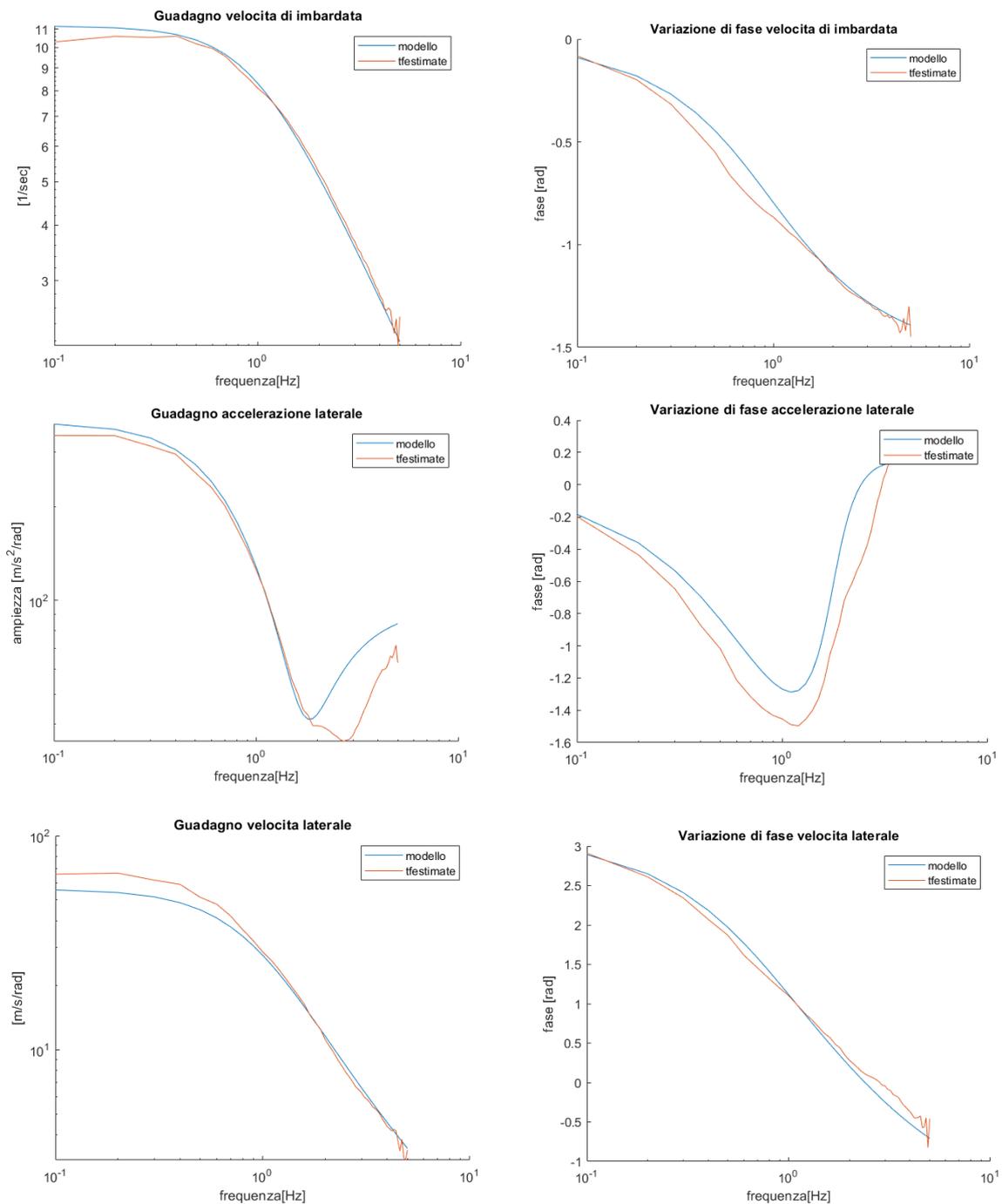


Figure 5.38 Confronto funzioni di trasferimento modello - Carmaker

Come si può notare i risultati del modello sembrano già abbastanza in linea con quelli di CarMaker.

5.4.5.3 VALUTAZIONE DELL'ERRORE RISPETTO AL MOMENTO DI INERZIA

Lasciando le rigidezze di deriva ottenute nei calcoli precedenti ($C_1=113$ [kN/rad] $C_2=78$ [kN/rad]) si è quindi valutato l'errore sul guadagno di ognuno tre parametri come descritto nel paragrafo 6.3.1. Come frequenze a cui valutare l'errore sono state scelte quelle comprese tra 0.1 e 5Hz a step di 0.1 Hz.

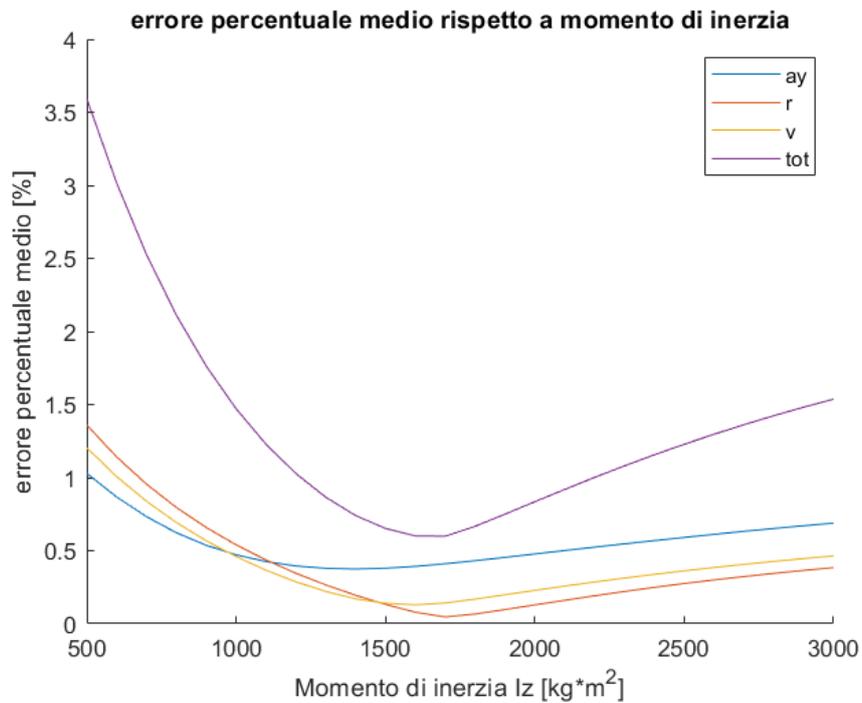


Figure 5.39 Variazione dell'errore al variare del momento di inerzia

Sembra che i vari parametri abbiano un minimo a differenti valori del momento di inerzia, tuttavia considerando l'errore totale si ha che il momento di inerzia ottimale è compreso tra 1600 e 1700 $kg \cdot m^2$, valore in linea a quello indicato nella scheda dati di CarMaker. La metodologia di calcolo del momento di inerzia può dunque considerarsi validata.

5.4.5.4 VALUTAZIONE DELL'ERRORE RISPETTO ALLE RIGIDENZE DI DERIVA

Fissando il momento di inerzia al valore presente in CarMaker si è quindi valutato l'errore rispetto alla scelta delle rigidità di deriva. Di seguito i risultati.

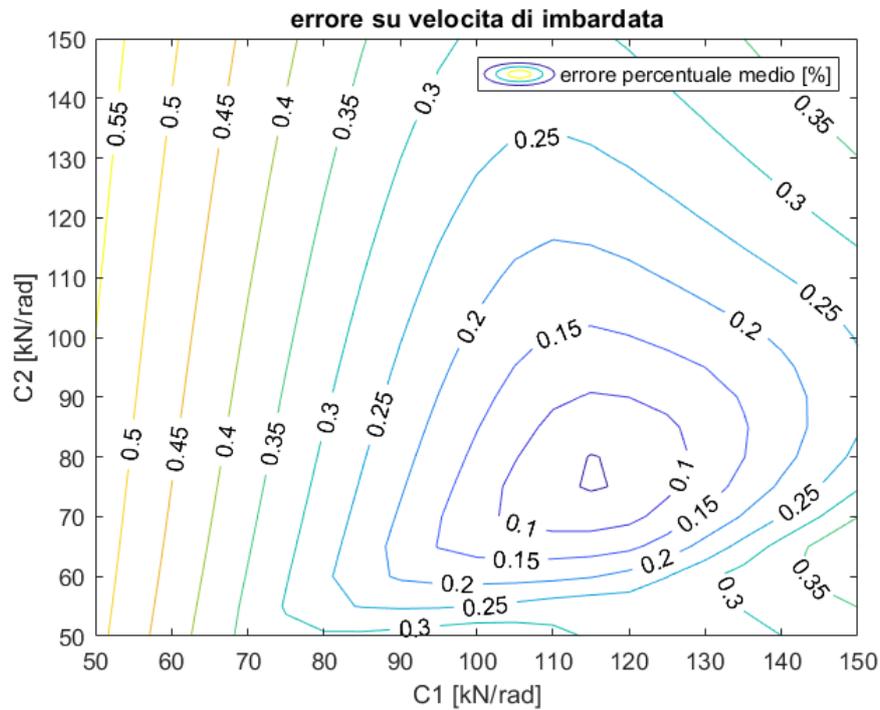


Figure 5.40 errore sulla velocità di imbardata rispetto alla scelta delle rigidità di deriva

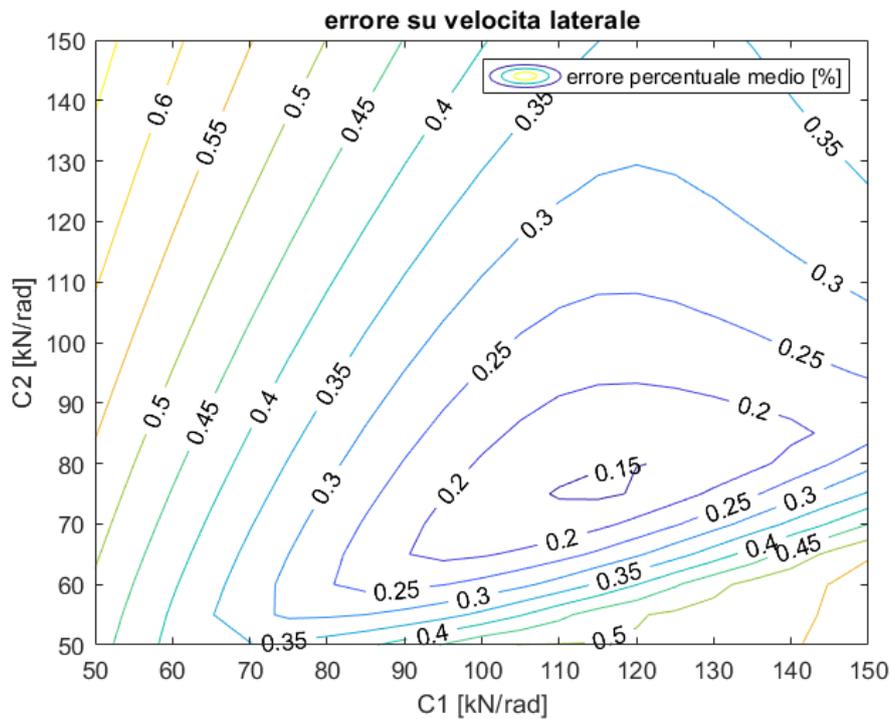


Figure 5.41 errore sul guadagno della velocità laterale rispetto alla scelta delle rigidità di deriva

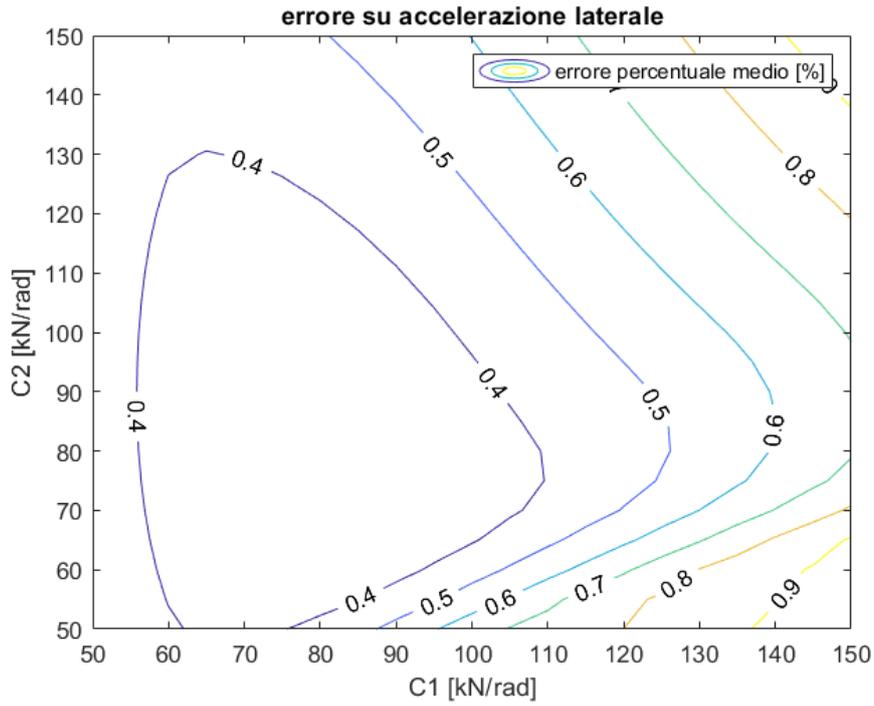


Figure 5.42 errore sul guadagno dell'accelerazione laterale rispetto alla scelta delle rigidzze di deriva

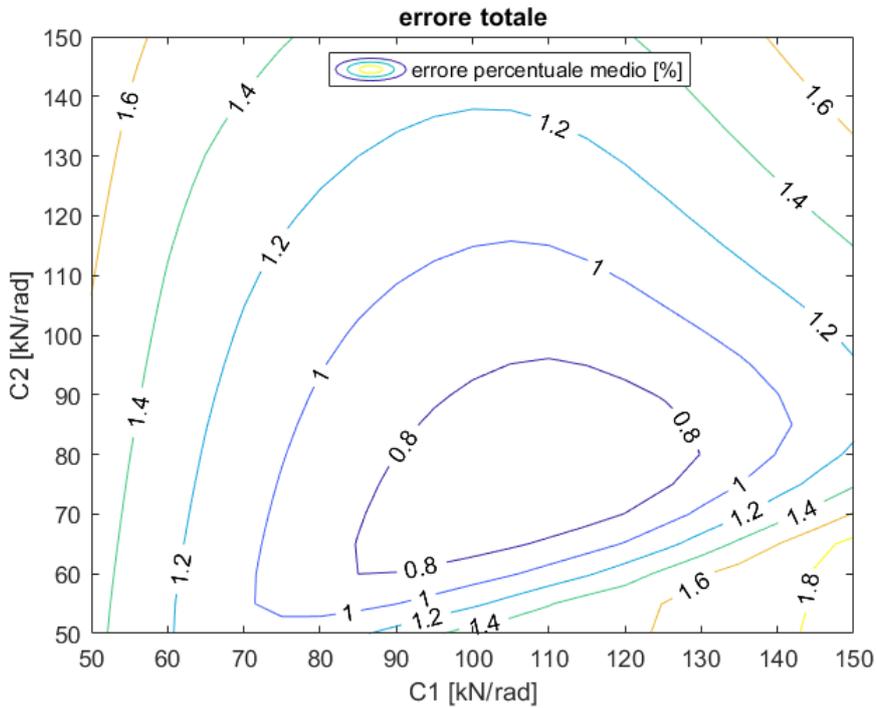


Figure 5.43 errore sul guadagno della velocità laterale rispetto alla scelta delle rigidzze di deriva

Tutti gli errori sembrano minimizzarsi attorno ai valori delle rigidzze di deriva ottenute nel processo in stazionario. I due processi sembrano quindi consistenti e coerenti tra loro.

6 ANALISI DATI TEST VAIRANO

In questo capitolo è stata svolta l'analisi dei dati raccolti nei test svolti nell'autodromo di Vairano, sul circuito Handling. Lo scopo di questi test è la validazione della bontà di funzionamento dell'applicazione mediante il confronto diretto con la strumentazione IMU professionale Racelogic.



Figure 6.1 Circuito Handling dell'autodromo di Vairano

Durante questa sessione di test sono stati raccolti dati effettuando 6 giri di pista con tre differenti vetture:

1. **TOYOTA GT 86** (2 laps)



Figure 6.2 Toyota Gt 86

2. **MITSUBISHI L 200** (3 laps)



Figure 6.3 L200

3. YARIS HYBRID (1 lap)



Figure 6.4 Yaris Hybrid

DATA SHEET			
VEICOLO	MITSUBISHI L 200	TOYOTA GT86	YARIS HYBRID
Trazione	FWD/4WD	RWD	FWD
Lunghezza [mm]	5285	4240	3945
Altezza [mm]	1780	1285	1510
Larghezza [mm]	1815	1775	1695
Passo [mm]	3000	2570	2510
Semipasso anteriore [mm]	1731	1430	1575
Semipasso posteriore [mm]	1269	1140	935
Carreggiata [mm]	A: 1540; P: 1540	A: 1520; P: 1540	A: 1475; P: 1470
Peso a vuoto [kg]	A: 1109 ; P: 813	A: 691; P: 551	A: 709; P: 421
Peso in prova [kg]	A: 1235; P: 991	A: 776; P: 670	A: 804; P: 557
Pneumatici	Dueler H/T 689 205 R16 M&S	Pirelli Pzero Nero 215/45 ZR17	Pirelli Cinturato P1 175/65 R15
Posizione IMU rispetto a mozzi ruota [mm]	F: 2300 R: 1540	F: 1800 R: 750	F: 2140 R: 400
Coordinate smartphone in sistema riferimento veicolo* [m]	X=1.30 ; Y=0.73 ; Z=1.40 ;	X=1.25 ; Y=0.65 ; Z= 1.10 ;	X=1.10 ; Y=0.62 ; Z= 1.27 ;
Dual Antenna Separation [m]	1.030	0.700	1.230

*distanze stimate, non misurate, rispetto al sistema di riferimento in figura 7.5.

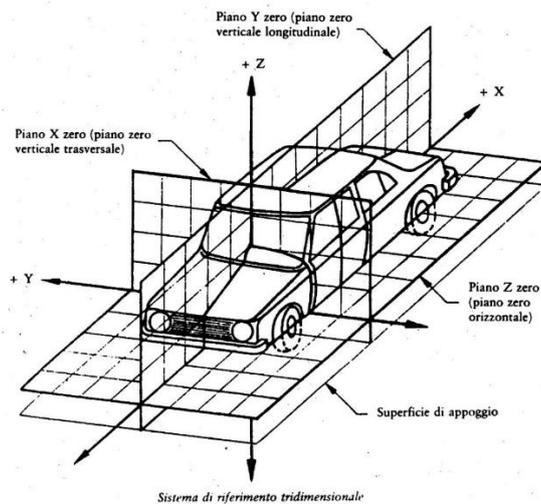


Figure 6.5 Sistema utilizzato per il riferimento della posizione della strumentazione

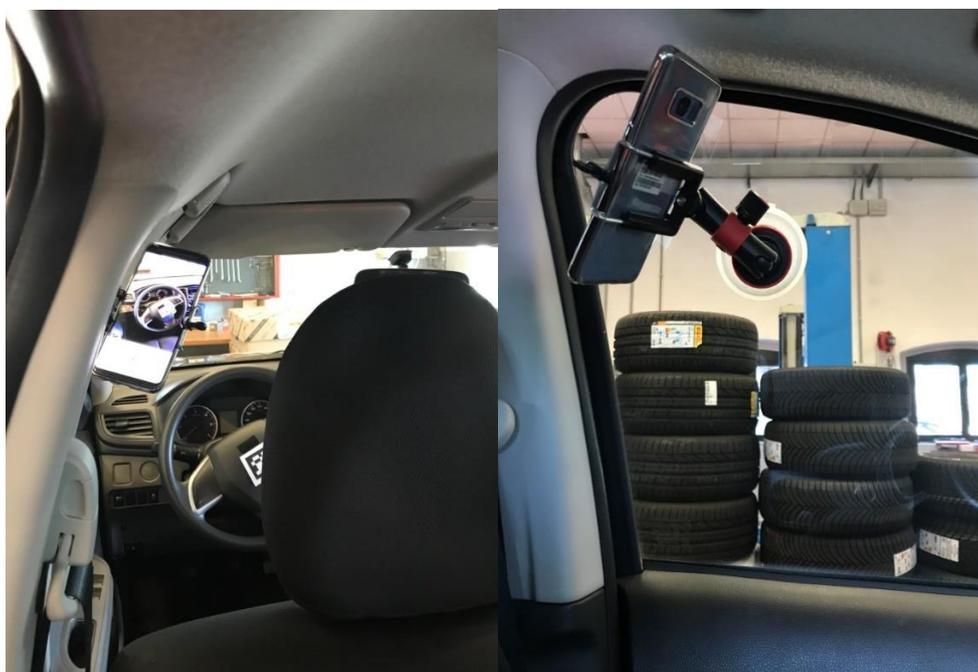


Figure 6.6 Montaggio Smartphone sul finestrino guidatore

Nel proseguo del capitolo prima verranno confrontati i dati misurati direttamente da app con i dati raccolti dalla piattaforma professionale Remak per tutte le prove svolte. Successivamente verranno applicati i filtri di kalman al modello monotraccia e cinematico per cercare di ricavare l'angolo d'assetto beta.

Purtroppo non è stato possibile analizzare i dati raccolti dal GPS visti i problemi avuti durante le prove. Ci si è accorti a fine test infatti che il GPS non funziona se il telefono non è collegato a internet o ad una rete telefonica. Durante tutti i test il GPS dello smartphone non ha raccolto dati attendibili. Si è quindi deciso di tralasciare dalla analisi le coordinate GPS e la velocità assoluta msurati da smartphone.

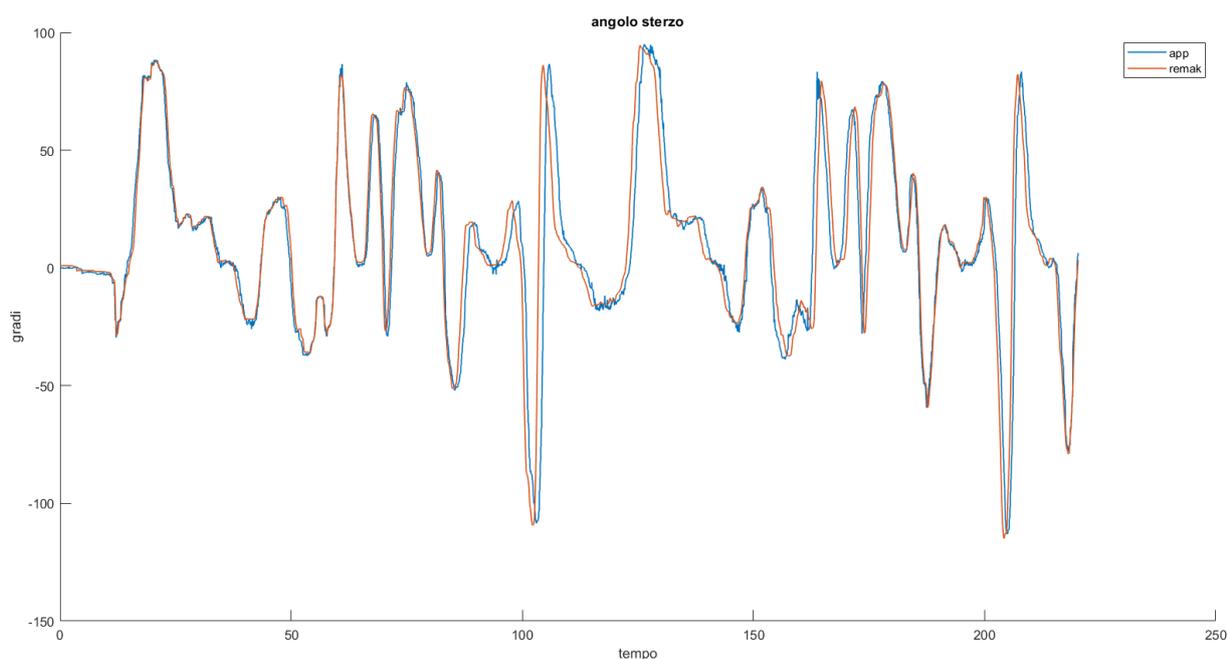
6.1 SINCRONIZZAZIONE SEGNALI

Per avere un confronto diretto tra la misura professionale e quella smartphone è necessario prima di tutto eseguire una sincronizzazione dei due segnali. Questo è una problematica di primaria importanza, infatti solo nella strumentazione professionale le misure sono ottenute in ogni sensore allo stesso istante di tempo e ad una frequenza di campionamento costante.

È noto che i sensori presenti nel telefono misurano a frequenze di campionamento ben diverse tra di loro, tuttavia lo smartphone ha una funzione di ri-campionamento delle misure che permette di avere tutti i segnali sincronizzati tra di loro. Purtroppo, non essendo lo smartphone uno strumento di misura precisissimo, la frequenza di ri-campionamento non è nota a priori e varia nel tempo durante la misura. In ogni caso dall'analisi dei dati a disposizione si è ottenuto che questa sta nell'intorno dei 50 Hz. La tabella seguente riporta le frequenze di ricampionamento medie che hanno permesso di ottenere una soddisfacente sincronizzazione dei segnali smartphone con quelli professionali (perfettamente campionati a 100Hz).

LAP	VEICOLO	FEREQUENZA RICAMPIONAMENTO MEDIA
1	GT 86	51.6
2	GT 86	51.5
3	L200	55.3
4	L200	52
5	L200	53.3
6	YARIS	46.5

Il fatto che i segnali provenienti dai vari sensori dello smartphone (dopo il ricampionamento) siano sincronizzati tra di loro lo si può capire analizzando i grafici sottostanti.



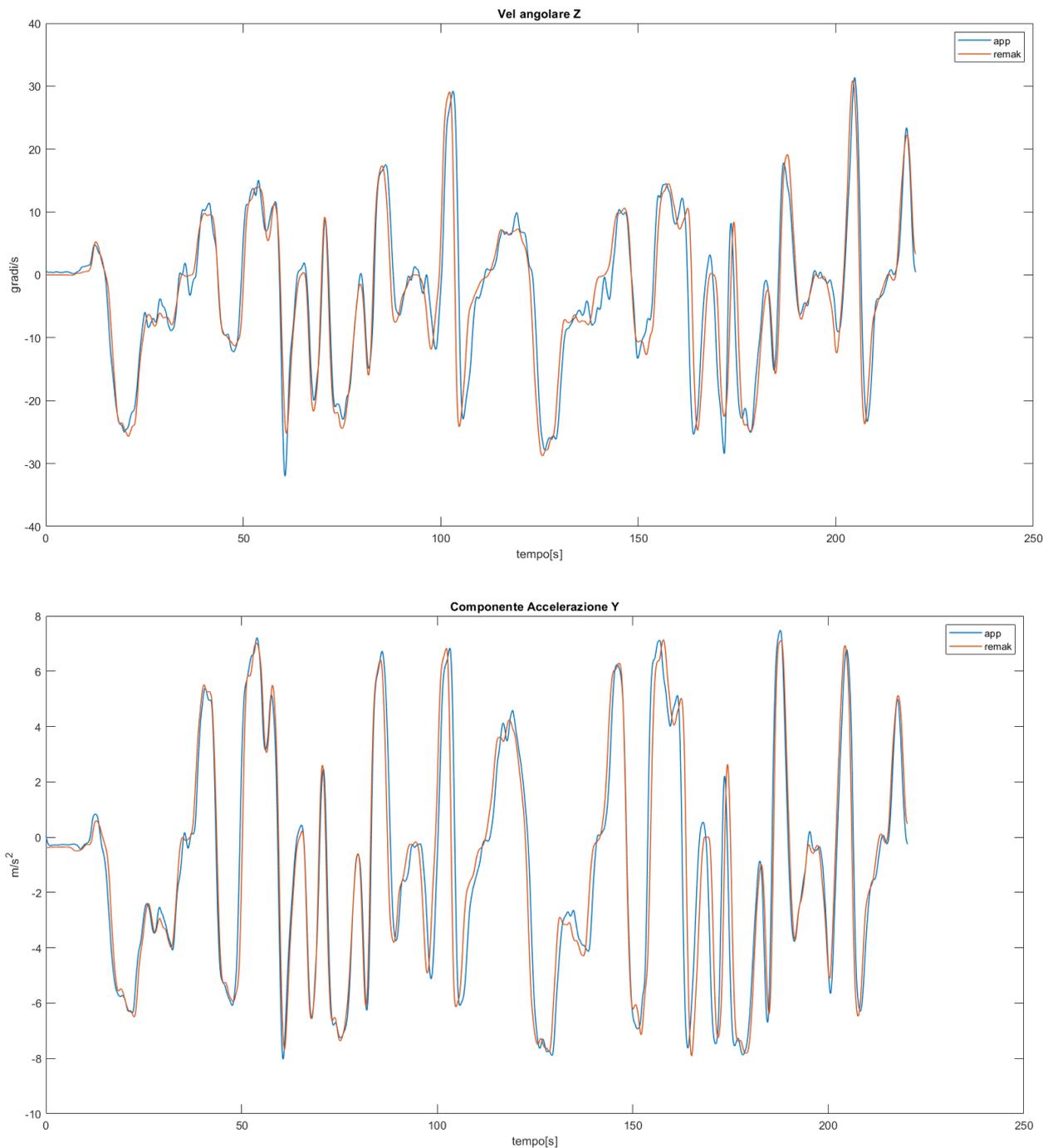


Figure 6.7 Grafici di confronto fra le misure Remak e app durante il primo giro con GT86

Questi grafici, corrispondenti al primo giro eseguito con la GT 86, sono stati ottenuti considerando una frequenza di campionamento costante di 51.6 Hz per tutti e tre i sensori dello smartphone in questione. Per giroscopio e accelerometro si è riportata una sola delle tre componenti misurate per alleggerire il contenuto (le tre componenti misurate dal sensore sono da considerarsi sincrone per natura stessa del sensore). Si è scelto in particolare di rappresentare la componente y per l'accelerometro e quella z per il giroscopio perché più adatte a questo tipo di analisi in quanto

presentano una variazione maggiore. Le misure riportate sono filtrate dal rumore per facilitare la lettura.

Come si può notare la sincronizzazione ottenuta tra app e misura professionale è più che buona. Ma l'aspetto più importante è che i segnali provenienti dai diversi sensori dello smartphone risultano perfettamente sincronizzati tra di loro:

- Ad inizio e fine misurazione tutti e tre i sensori sono perfettamente in sincronia con le misure remak.
- I ritardi e anticipi all'interno dell'intervallo misurato sono gli stessi per ogni sensore:
 - A 100 s è evidente che il segnale app sia in ritardo rispetto a quello remak in tutte e tre i sensori, segno che la frequenza di ricampionamento reale dell'app sia stata più bassa rispetto a quella costante ipotizzata.
 - Tra 150 e 200 s invece l'app sembra in anticipo rispetto alla strumentazione professionale, segno invece che la frequenza di ricampionamento è aumentata fino a sopra il livello medio.

Questo dimostra che i segnali di output dell'applicazione possono considerarsi con buona approssimazione sincroni tra di loro.

Considerando che i sensori hanno frequenze di campionamento diverse, risulta inoltre evidente quanto anticipato in precedenza: i segnali di output dell'app non rappresentano la misura diretta del sensore, ma sono frutto di un ricampionamento svolto dallo smartphone per rendere sincroni tutti i segnali tra di loro. Questo lo si può comprendere facendo uno zoom sul segnale non filtrato di uno qualsiasi dei sensori: si notano parecchi tratti piani che stanno a significare che il dato non viene aggiornato ad ogni campione, ossia che la frequenza di campionamento reale del sensore è minore rispetto a quella del ricampionamento svolto dallo smartphone.

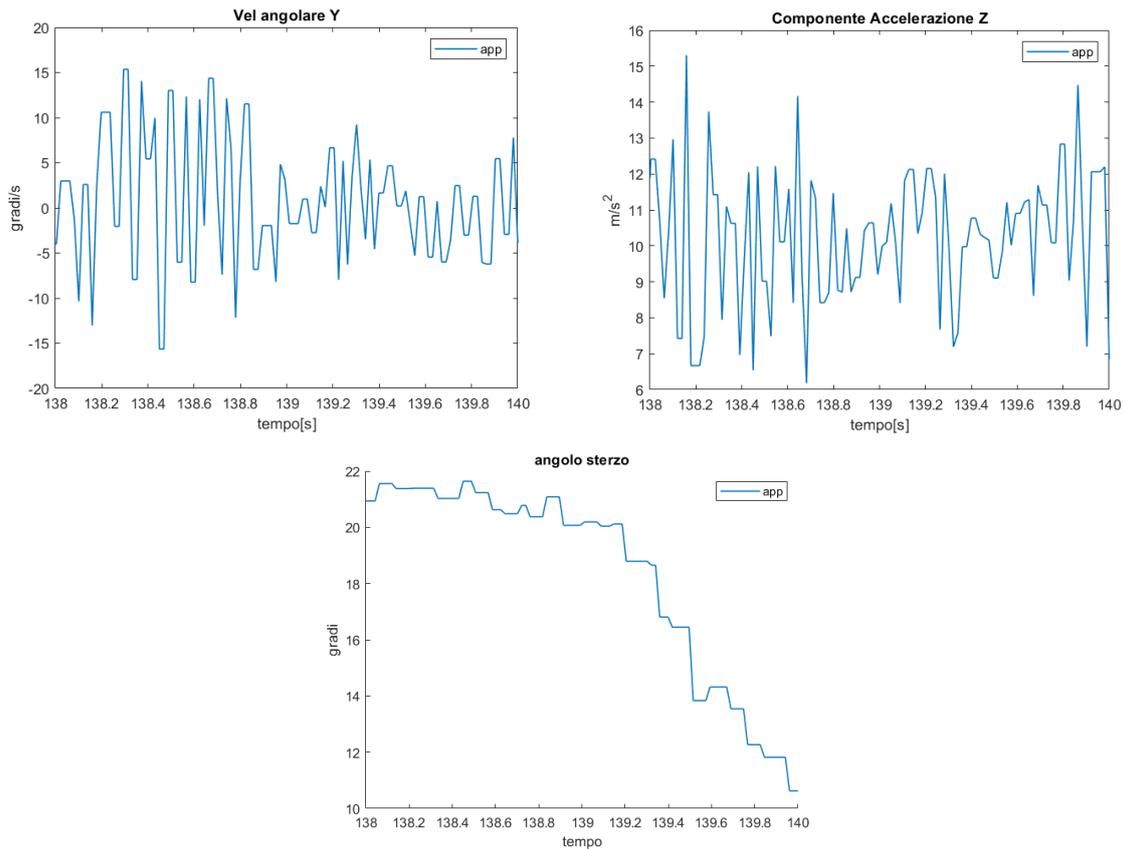


Figure 6.8 Grafici che mostrano il ricampionamento sulle misure smartphone nel primo giro con GT86

Come si nota dai grafici, che mostrano la stessa finestra temporale di 2 secondi, tutti i sensori presentano tratti piatti, che stanno a significare che la frequenza di campionamento di ognuno dei tre sensori analizzati ha una frequenza di campionamento reale più bassa di quella di ricampionamento del telefono. Si può inoltre notare che il sensore con la frequenza di campionamento più alta è l'accelerometro, poi il giroscopio, infine la telecamera. Considerando che il telefono ricampionasse costantemente a 50Hz, facendo una media della frequenza di aggiornamento di ogni segnale si è ottenuto che:

SENSORE	FREQUENZA DI CAMPIONAMENTO REALE [Hz]
accelerometro	39.5
giroscopio	28.8
telecamera	20.9
GPS	15.1

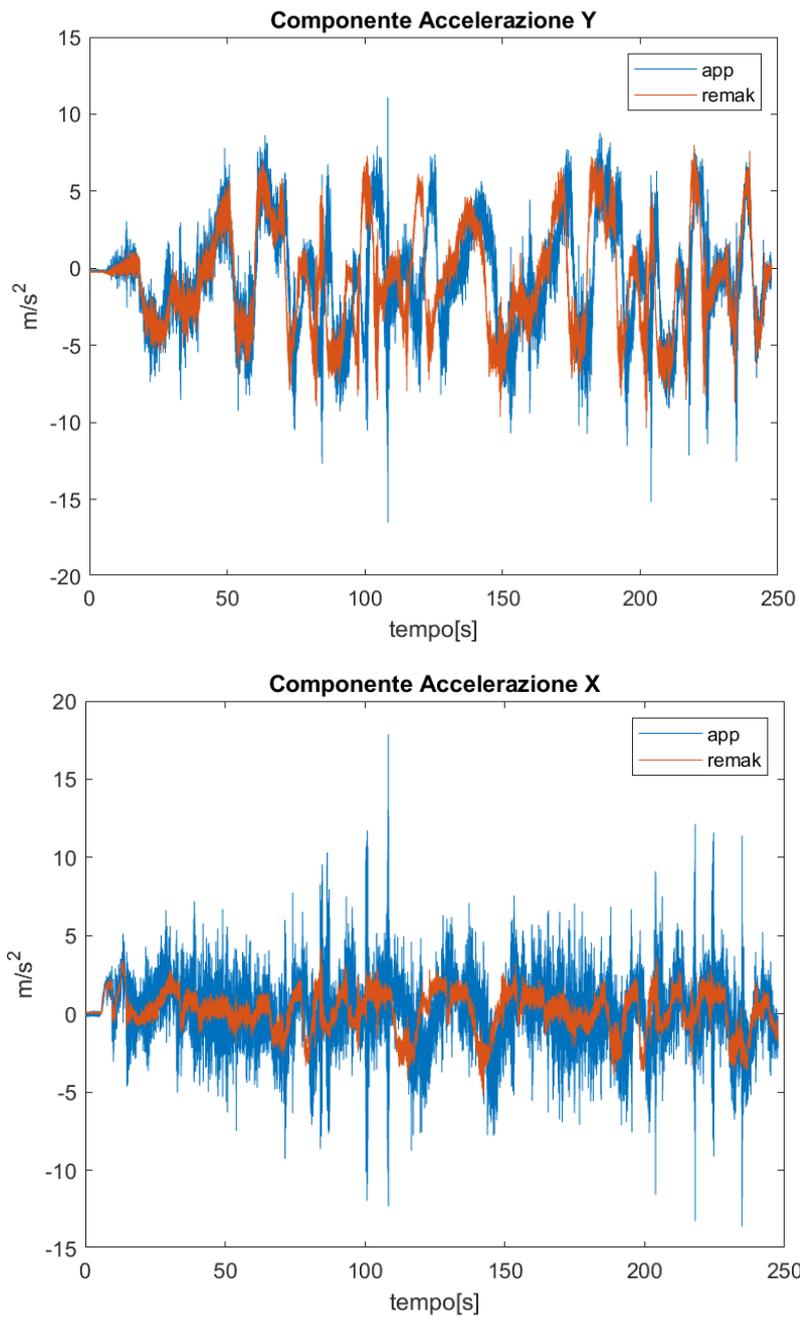
È importante sottolineare che una volta esportate le misure dello smartphone su Matlab, queste hanno lunghezze diverse (numero di punti rilevati) a seconda del sensore. Analizzando invece le misure direttamente da smartphone, queste hanno la stessa dimensione. Ciò è dovuto al fatto che i file di testo salvati dall'applicazione per l'esportazione dei dati su Matlab non contengono gli ultimi

punti misurati. Purtroppo questa perdita dati è riconducibile ad un bug dell'applicazione e non è prevedibile, tuttavia solitamente si ha che:

- Accelerometro e giroscopio sono i sensori che perdono meno dati e tra i due c'è poca differenza
- La telecamera e GPS hanno un perdita più considerevole, fino anche a 30s di registrazione.

6.2 ANALISI ACCELEROMETRO

Come già visibile nelle misure filtrate, l'accelerometro dello smartphone fornisce misure più che attendibili. Di seguito il confronto fra le misure ottenute durante il secondo giro di pista con il Mitsubishi L200.



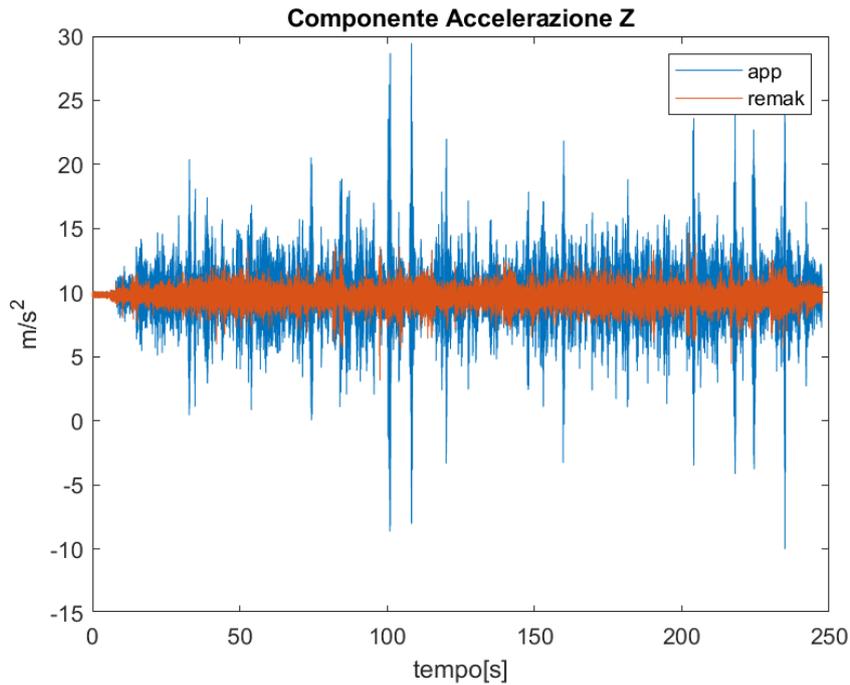


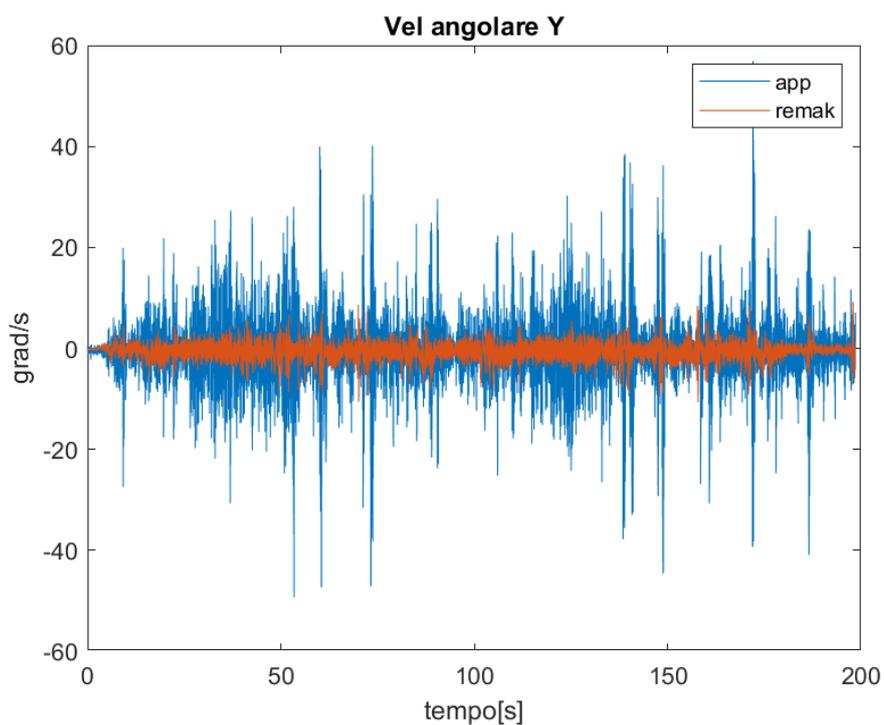
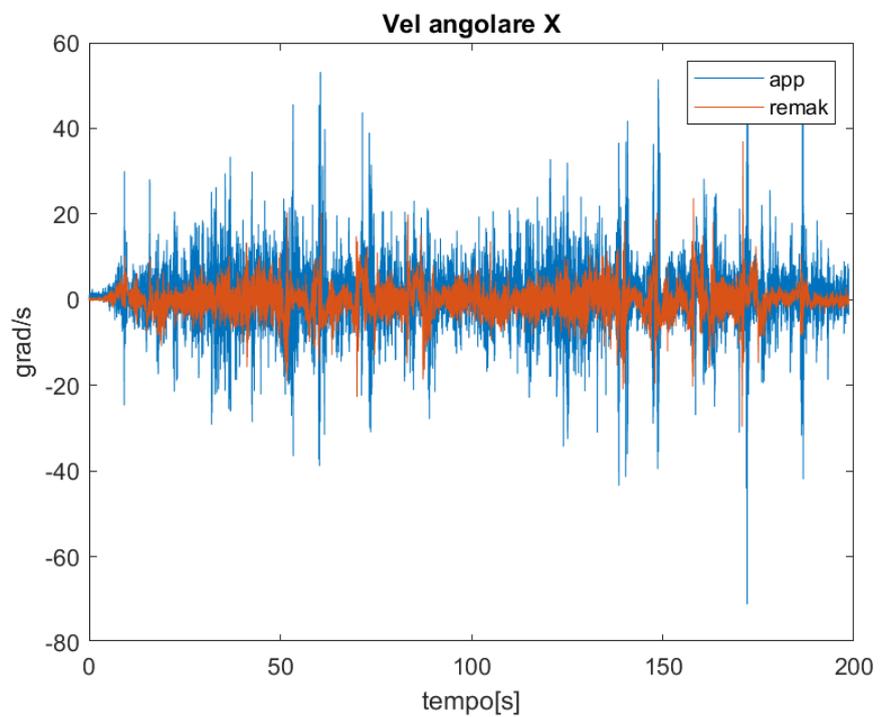
Figure 6.9 Misure ottenute dall'accelerometro nel secondo giro di pista con L200

Non sono stati riportati altri grafici perché per tutte le prove i risultati sono stati in linea con quelli mostrati. Eccetto il maggiore rumore, eliminabile comunque mediante filtraggio, e lo sfasamento dovuto ad una frequenza di ricampionamento non costante, i valori ottenuti dallo smartphone sono molto molto simili a quelli della strumentazione professionale. La bontà di queste misure, oltre a verificare la precisione del sensore, è anche segno che:

- La fase di calibrazione ha individuato brillantemente gli assi del sistema di riferimento veicolo.
- La semplificazione di utilizzare il sistema di riferimento body come sistema di riferimento veicolo (trascurati rollio e beccheggio) e trascurare la distanza che c'è tra smartphone e baricentro del veicolo non ha portato a evidenti variazioni dei risultati.

6.3 ANALISI GIROSCOPIO

Anche per il giroscopio i risultati sono stati molto soddisfacenti in tutte le prove. Di seguito i grafici ottenuti nel secondo giro di pista con la GT 86.



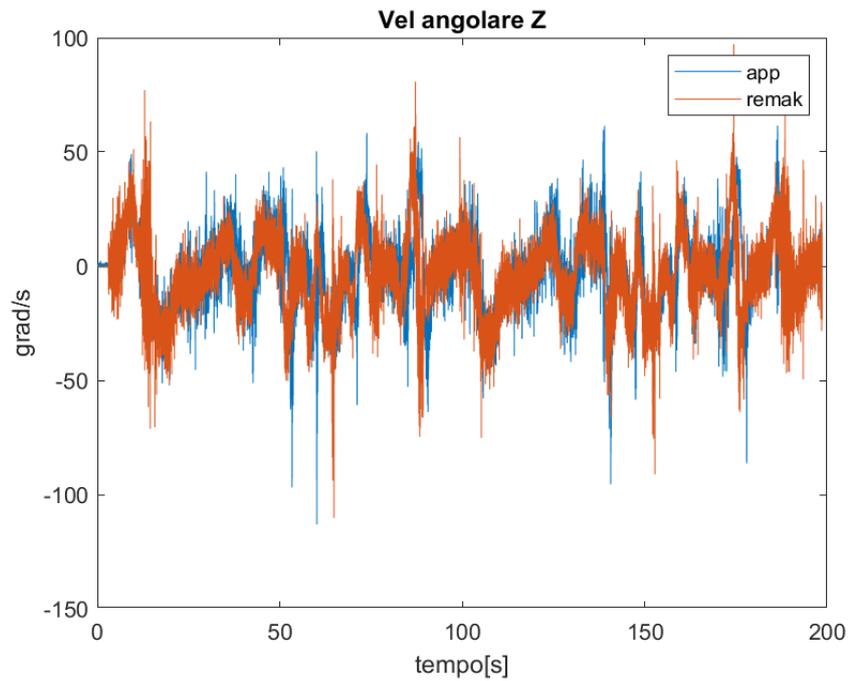


Figure 6.10 Misure giroscopio

Le misure ottenute da app sono molto valide, soprattutto la velocità di imbardata (componente z), parametro di fondamentale importanza nella successiva rielaborazione dei filtri di Kalman. Per questo parametro sembra addirittura che il rumore della misura tra app e remak sia il medesimo.

6.4 ANALISI TELECAMERA

La telecamera e l'algoritmo di riconoscimento dell'angolo volante hanno dato dei risultati alterni.

La prova migliore si è ottenuta nel primo giro di pista con la GT 86, in cui l'angolo sterzo misurato, frequenza di campionamento variabile a parte, sembra quasi perfetto.

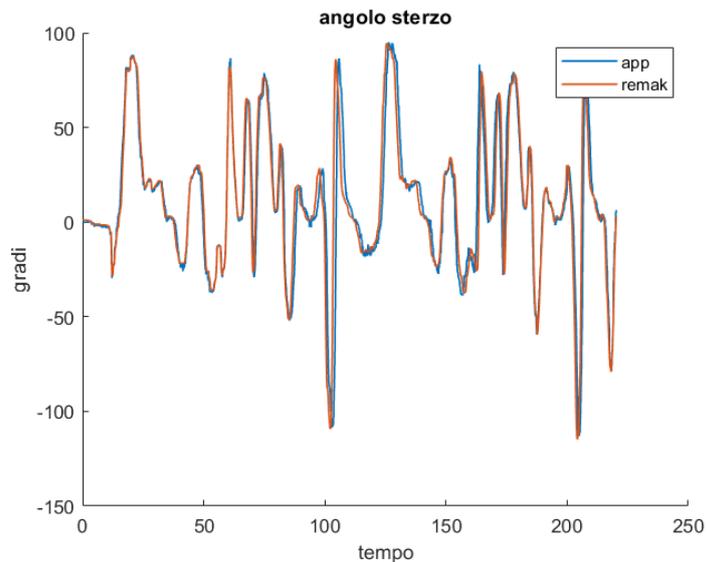


Figure 6.11 Angolo sterzo ottenuto nel primo giro di pista con la GT86

Nel secondo giro di pista l'angolo volante è andato incontro ad un particolare tipo di errore in cui alternava valori veritieri ad un valore costante vicino allo 0.

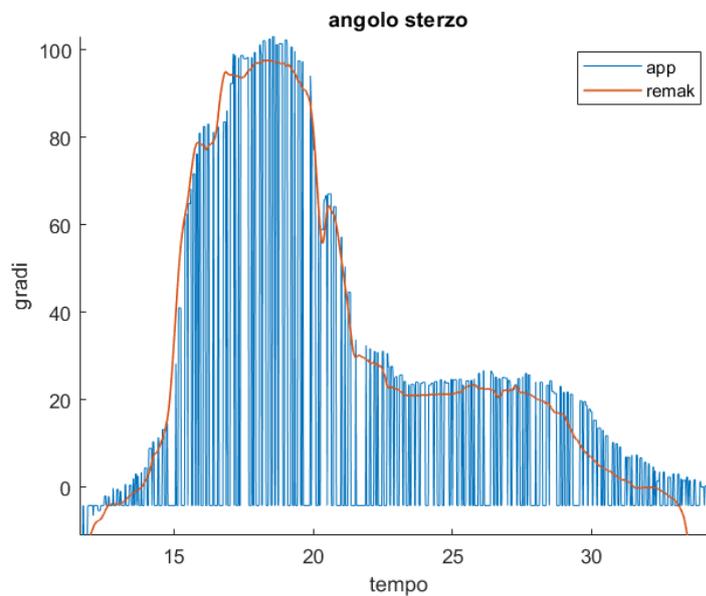


Figure 6.12 Errore sull'angolo volante ottenuto nel secondo giro con la GT86

Nel primo giro con l'L200 l'angolo sterzo taglia alcune misurazioni perdendo alcuni tratti. Lo stesso problema è visibile anche nel secondo giro con la stessa vettura.

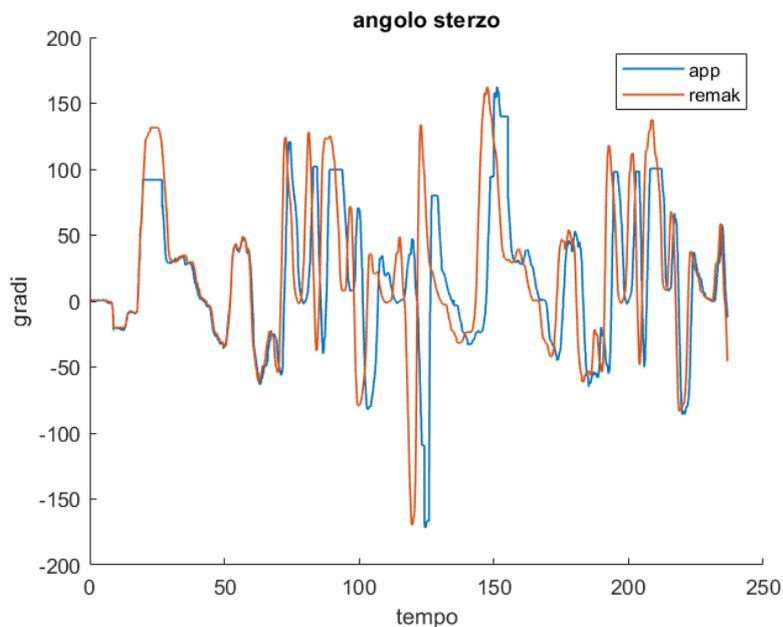


Figure 6.13 Angolo sterzo nel primo giro di pista con L200

Nel terzo giro con l'L200 e nel giro con la Yaris sono invece visibili dei picchi anomali non rilevati dalla strumentazione professionale.

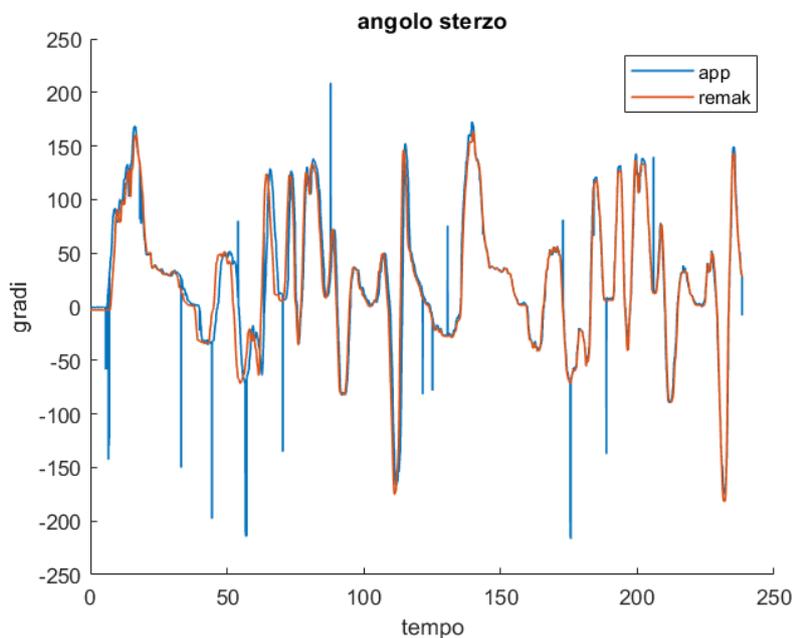


Figure 6.14 Angolo sterzo rilevato durante terzo giro di pista con L200

6.5 CONCLUSIONI PRIMA PARTE DI ANALISI

COSA FUNZIONA:

- Si può affermare che, grazie al ricampionamento svolto, tutti i segnali dello smartphone raggiungono un buon livello di sincronizzazione tra di loro ad una frequenza non costante, ma che si mantiene comunque attorno ai 50Hz.
- È evidente come l'accelerometro e il giroscopio diano dei buoni risultati in ogni prova. Questo significa che da una parte il sensore è abbastanza preciso, dall'altra l'algoritmo di cambio sistema di riferimento integrato nell'app funziona bene nonostante la non considerazione degli angoli di rollio e beccheggio e della distanza dal baricentro.
- La telecamera e l'algoritmo di riconoscimento dell'angolo volante, errori grossolani a parte, sembra essere un sistema molto preciso.

COSA NON FUNZIONA:

- Il ricampionamento che lo smartphone esegue sui segnali provenienti dai sensori non è a frequenza costante, e al momento l'app non prevede nessuna indicazione per quanto riguarda un segnale tempo che indichi l'istante temporale a cui è avvenuto il campionamento. Questo rende difficile una sincronizzazione con segnali provenienti da altre piattaforme, ma soprattutto viene resa difficoltosa una analisi dinamica in frequenza del sistema. Per risolvere ciò basterebbe introdurre nell'applicazione il segnale tempo a cui lo smartphone svolge il ricampionamento.
- Se da una parte il sistema di misura dell'angolo volante sembra essere molto preciso, dall'altra non si è mostrato sufficientemente robusto. Sulle 6 prove effettuate solo in una i risultati sono stati perfetti senza sbavature. In ogni caso quasi tutte le tipologie di errore mostrate potrebbero essere risolvibili mediante algoritmi di correzione.
- La perdita dati che si ha nei file di testo per l'esportazione su Matlab risulta molto limitante perché non prevedibile. Si rende quindi necessario di prolungare la misura oltre la fine della manovra di qualche minuto così da perdere solo dati non rilevanti.

6.6 APPLICAZIONI FILTRI E CALCOLO ANGOLO DI ASSETTO

Una volta verificata la sincronia e la bontà dei dati misurati da smartphone è stato possibile applicare i filtri di Kalman per ottenere l'angolo di assetto, da confrontare con quello misurato dalla strumentazione professionale. Visto la non disponibilità della velocità longitudinale da smartphone, a causa del malfunzionamento del GPS, è stata utilizzata quella misurata da strumentazione professionale.

FILTRO CINEMATICO

Si è verificato che il filtro cinematico non fornisce risultati abbastanza precisi in termini di angolo di assetto se utilizzato da solo. Questo filtro verrebbe utilizzato dall'app per migliorare il segnale della velocità longitudinale. Tuttavia, la velocità longitudinale è per queste prove disponibile solo da Remak quindi non c'è stato alcun bisogno di filtrarla. Sarebbe possibile anche utilizzare la velocità laterale calcolata dal filtro cinematico come misura degli stati per il filtro dinamico. Tuttavia si è notato che questo peggiora di molto i risultati.

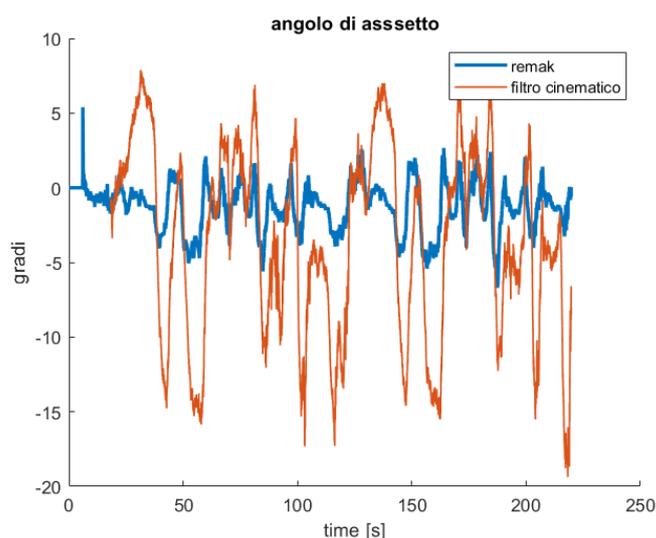


Figure 6.15 Angolo di assetto mediante filtro cinematico

È importante comunque sottolineare che i cattivi risultati ottenuti non sono dovuti al filtro cinematico in sé, ma all'imprecisione delle misure. Come esposto nei capitoli precedenti infatti il modello cinematico è un modello che non assume alcuna semplificazione se non quella di considerare il moto piano. Se idealmente le misure ottenute fossero perfette il filtro restituirebbe un valore dell'angolo di assetto rasente alla perfezione. Il problema principale è dovuto al fatto che il filtro faccia affidamento semplicemente sulle relazioni cinematiche che si basano solo sulle sole misure ottenute delle accelerazioni e delle velocità. Il modello cinematico infatti non fa affidamento su parametri fisici, come accade nel monotraccia, che semplificano sì la realtà, ma aiutano a mantenere l'errore contenuto. Risulta quindi intuitivo capire come il problema del filtro cinematico non sia il filtro in sé, ma le misure che vengono date come input ad esso. Come anticipato infatti le misure ottenute dallo smartphone, oltre ad essere affette da grande errore non trattandosi di uno strumento di misura professionale, trascurano gli angoli di rollio e beccheggio e la distanza dal baricentro.

FILTRO DINAMICO

Come appena detto il filtro dinamico ha dato i risultati migliori filtrando la sola misura di velocità di imbardata e calcolando da zero la velocità laterale.

I dati in ingresso al filtro quindi sono:

1. Velocità longitudinale remark (non disponibile da app)
2. Angolo di sterzo app
3. Velocità di imbardata app

I dati in uscita sono:

1. Velocità laterale (utilizzata per calcolare angolo di assetto)
2. velocità di imbardata filtrata

Note generali su risultati:

- utilizzando in ingresso al filtro l'angolo di sterzo e la velocità di imbardata remark invece che quelli app, si nota che i risultati in termini di angolo di assetto rimangono pressoché simili per tutti i test. Questo a prova del fatto che i dati misurati da app sono molto simili a quelli misurati dalla strumentazione professionale.

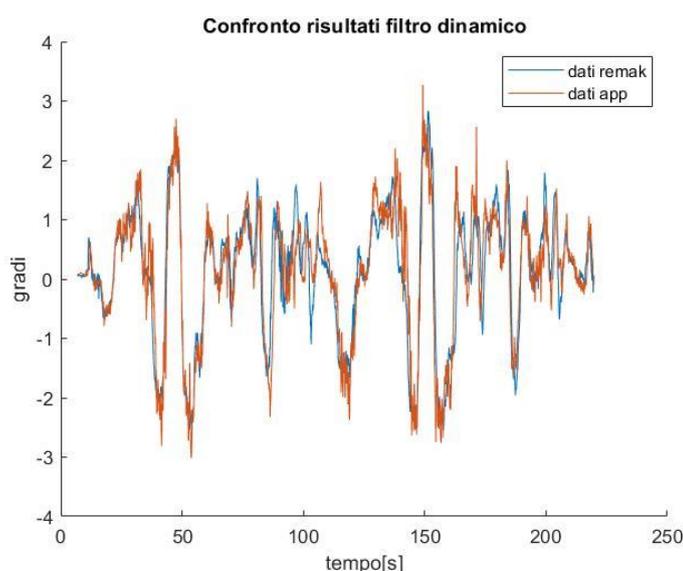


Figure 6.16 Confronto risultati filtro dinamico sul secondo giro con GT86

- Come noto è necessario impostare i valori delle matrici di covarianza Q e R. Riguardo a ciò sarebbe possibile svolgere un lavoro di ottimizzazione molto preciso per ogni singola prova. Tuttavia impostando i valori come segue si possono ottenere dei risultati più che buoni per ogni prova. Visto che l'unico parametro filtrato è la velocità di imbardata, basta definire i due parametri Q1/R e Q2/R. Il parametro Q1/R è quello che controlla la misura della velocità laterale ed è quasi totalmente ininfluente.

Q1/R	Q2/R
10e-5	0.03

- Per quanto riguarda i parametri del modello monotraccia sono stati utilizzati quelli della scheda dati per quanto riguarda la distribuzione delle masse, mentre gli altri non essendo disponibili sono stati ipotizzati.

6.6.1 GT86

6.6.1.1 Lap1:

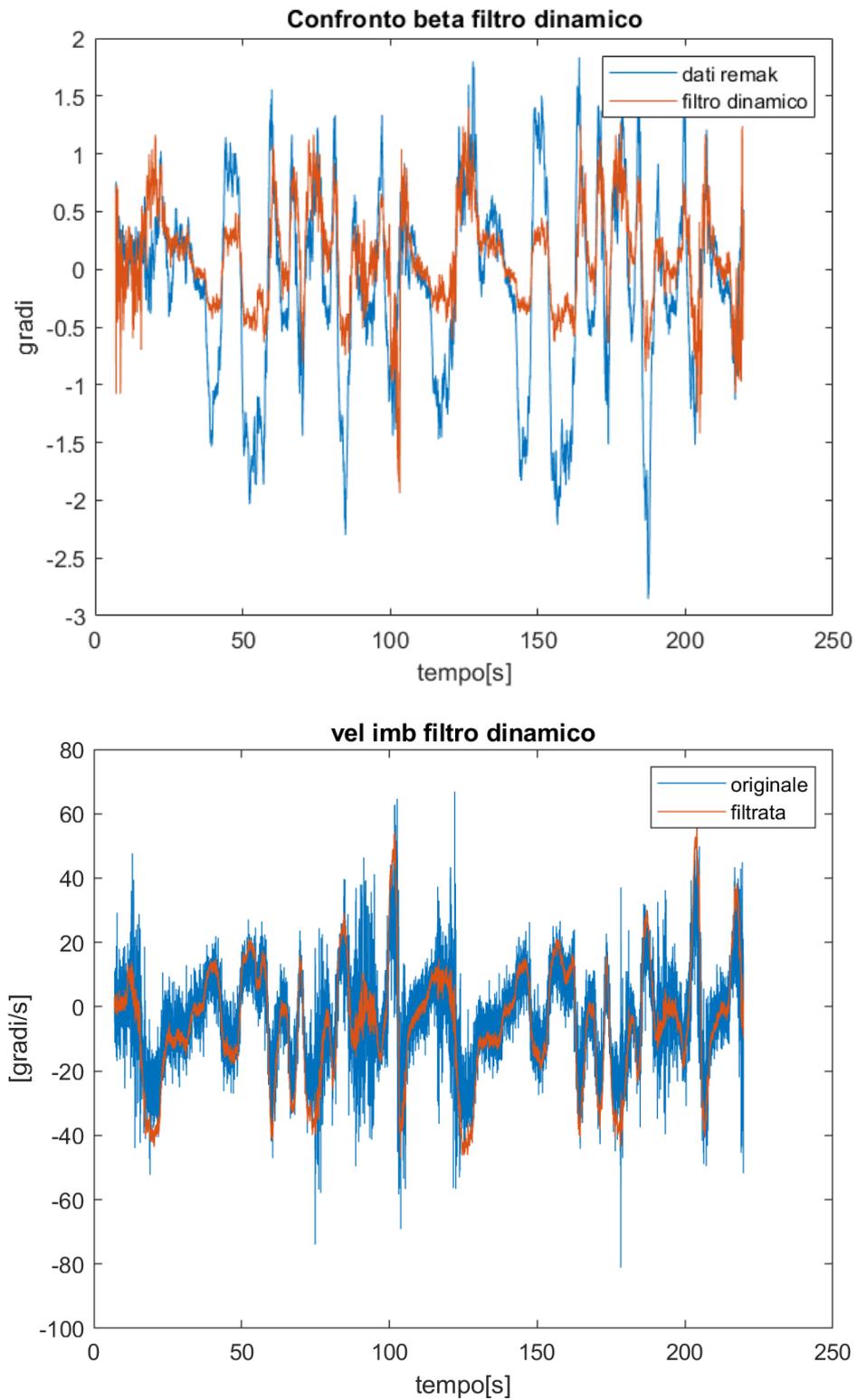


Figure 6.17 Risultati filtro dinamico

6.6.1.2 Lap 2:

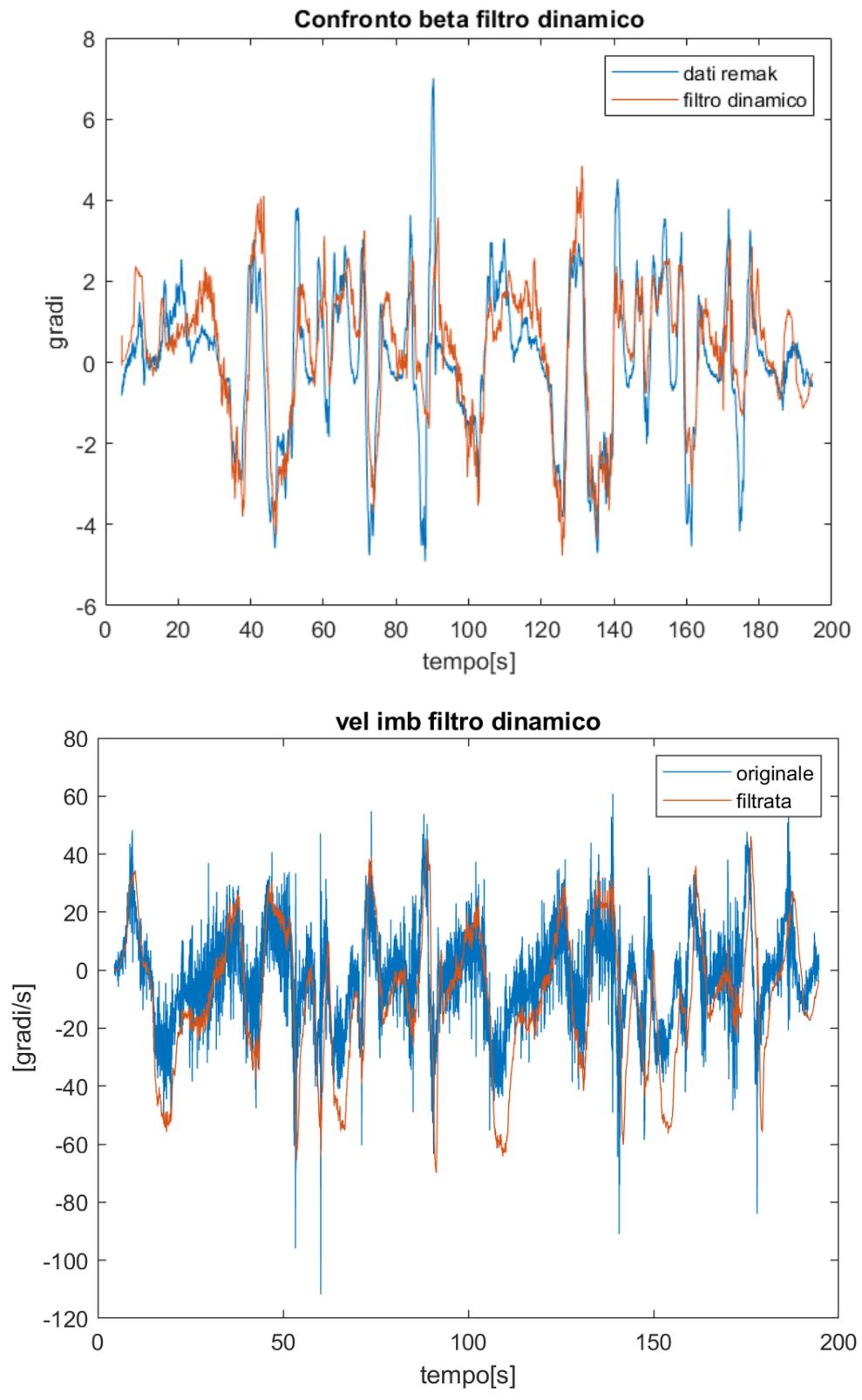


Figure 6.18 Risultati filtro dinamico

6.6.2 L200

6.6.2.1 Lap1:

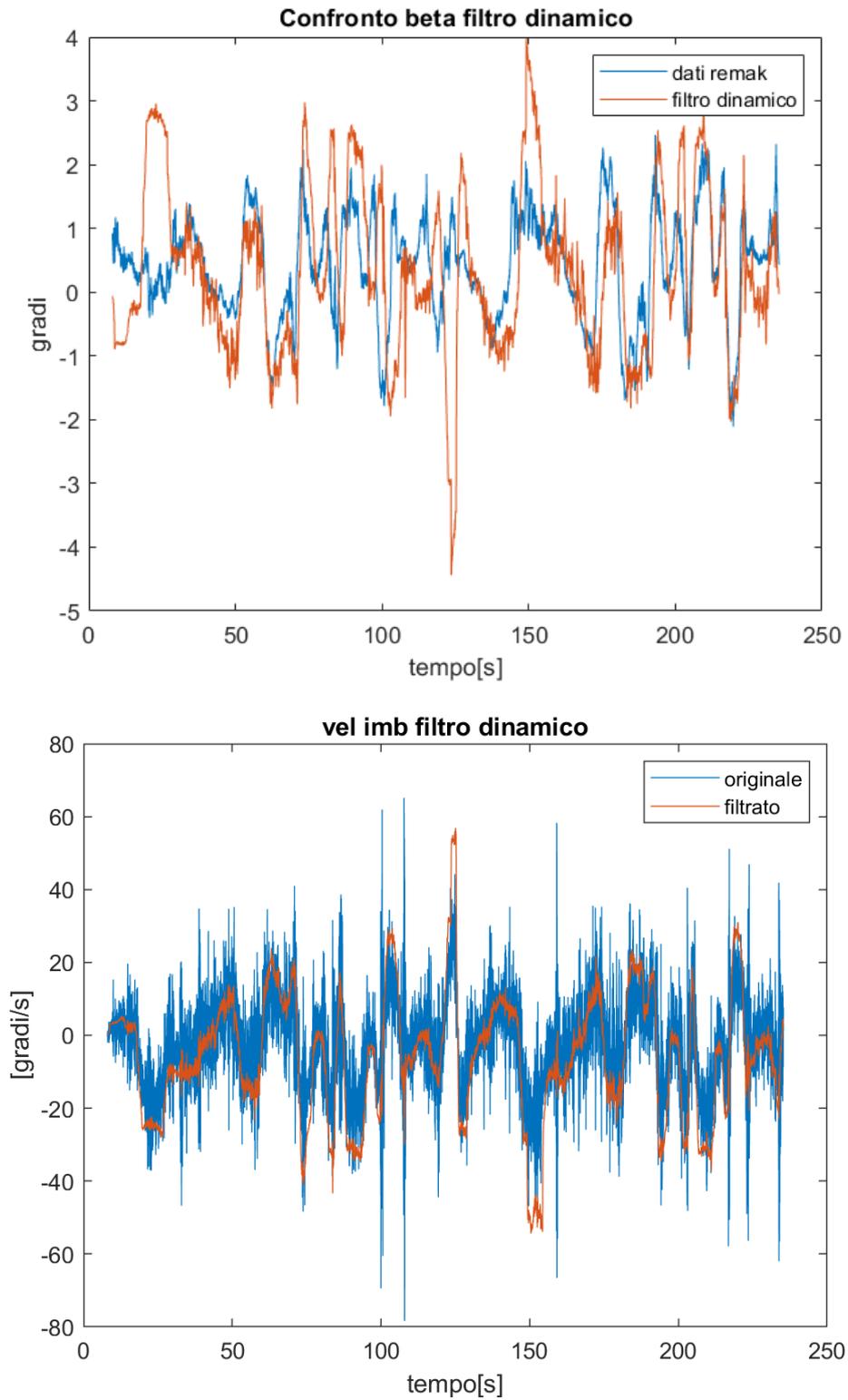


Figure 6.19 Risultati filtro dinamico

6.6.2.2 Lap 2:

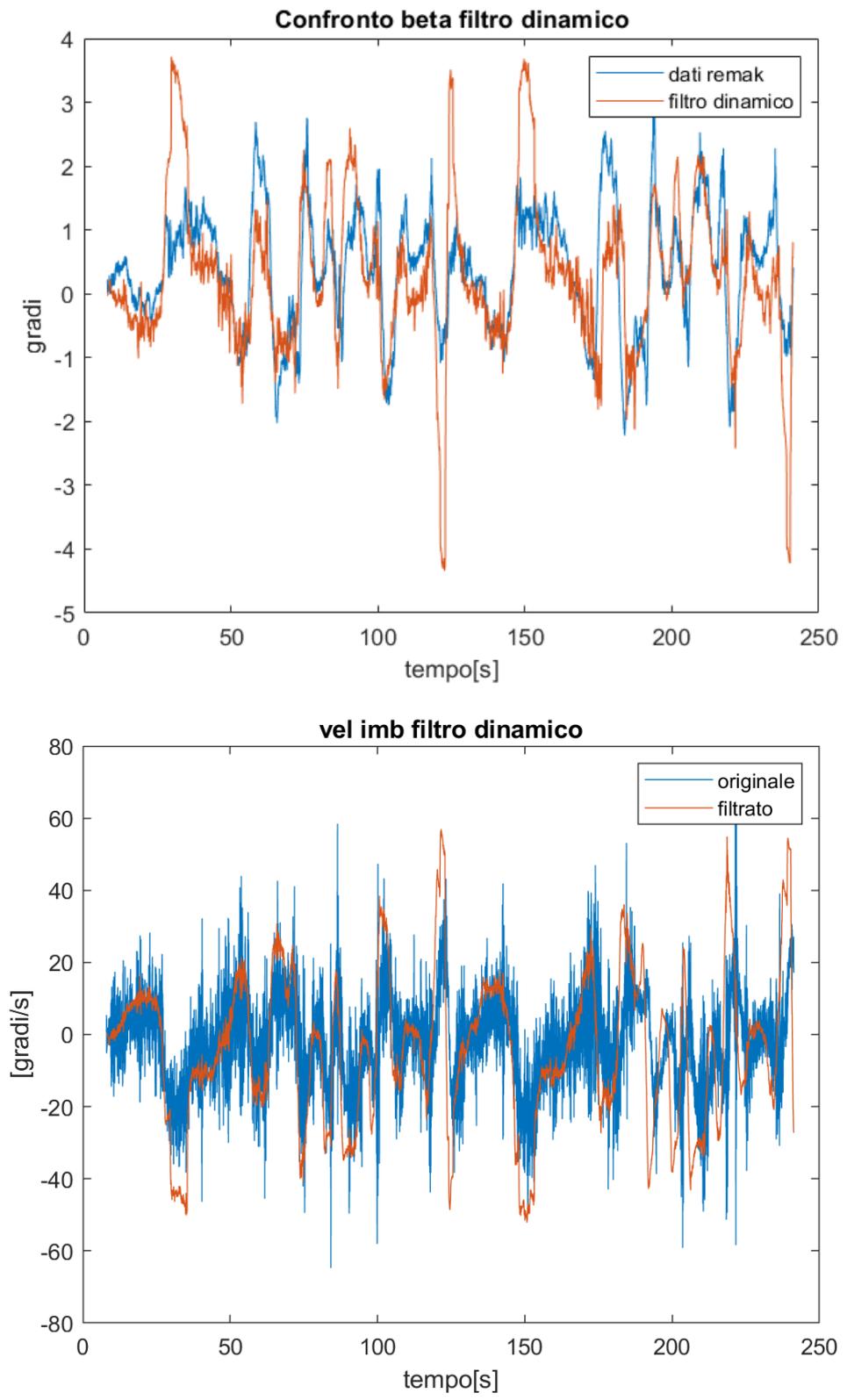


Figure 6.20 Risultati filtro dinamico

6.6.2.3 Lap 3:

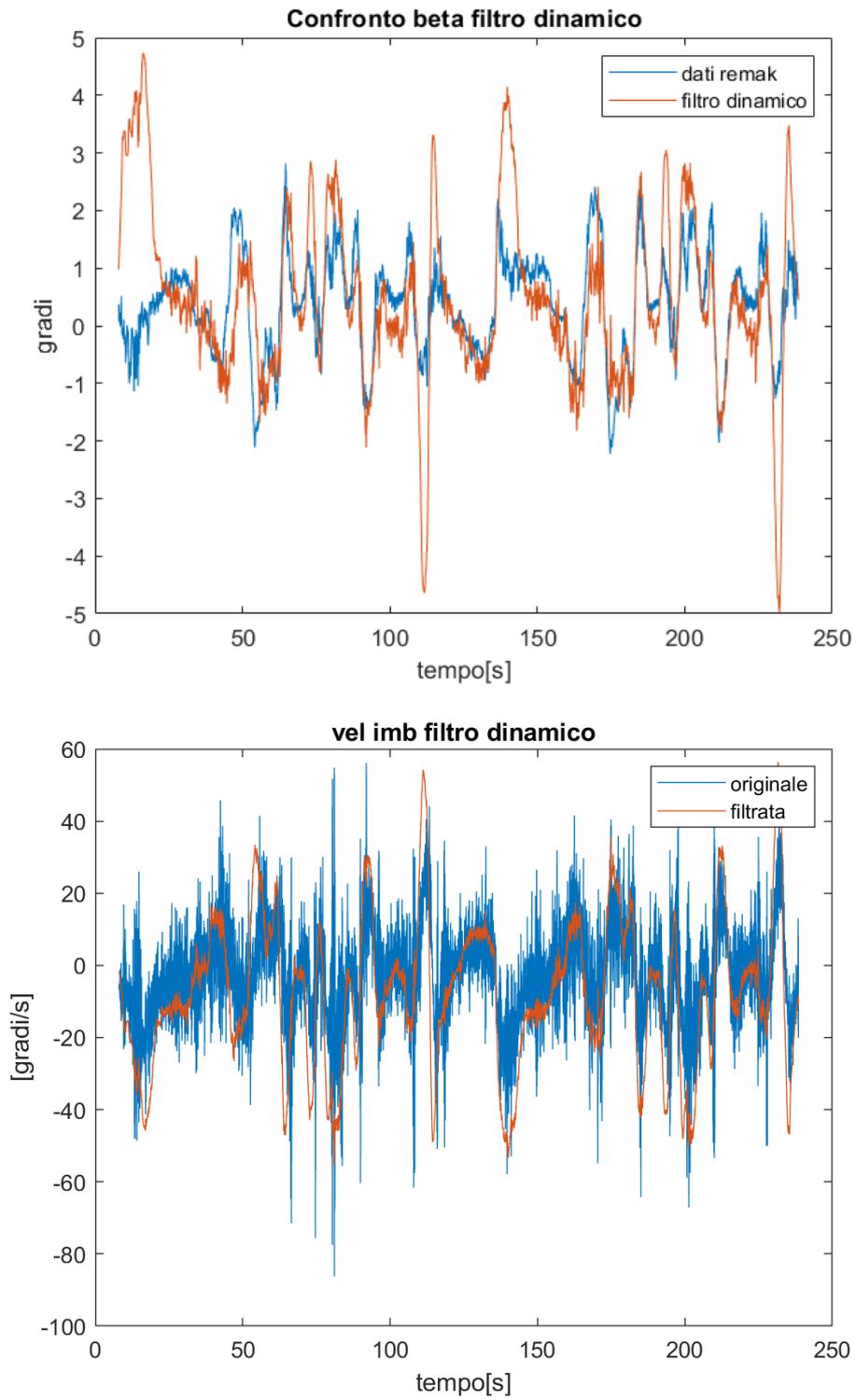


Figure 6.21 Risultati filtro dinamico

6.6.3 YARIS

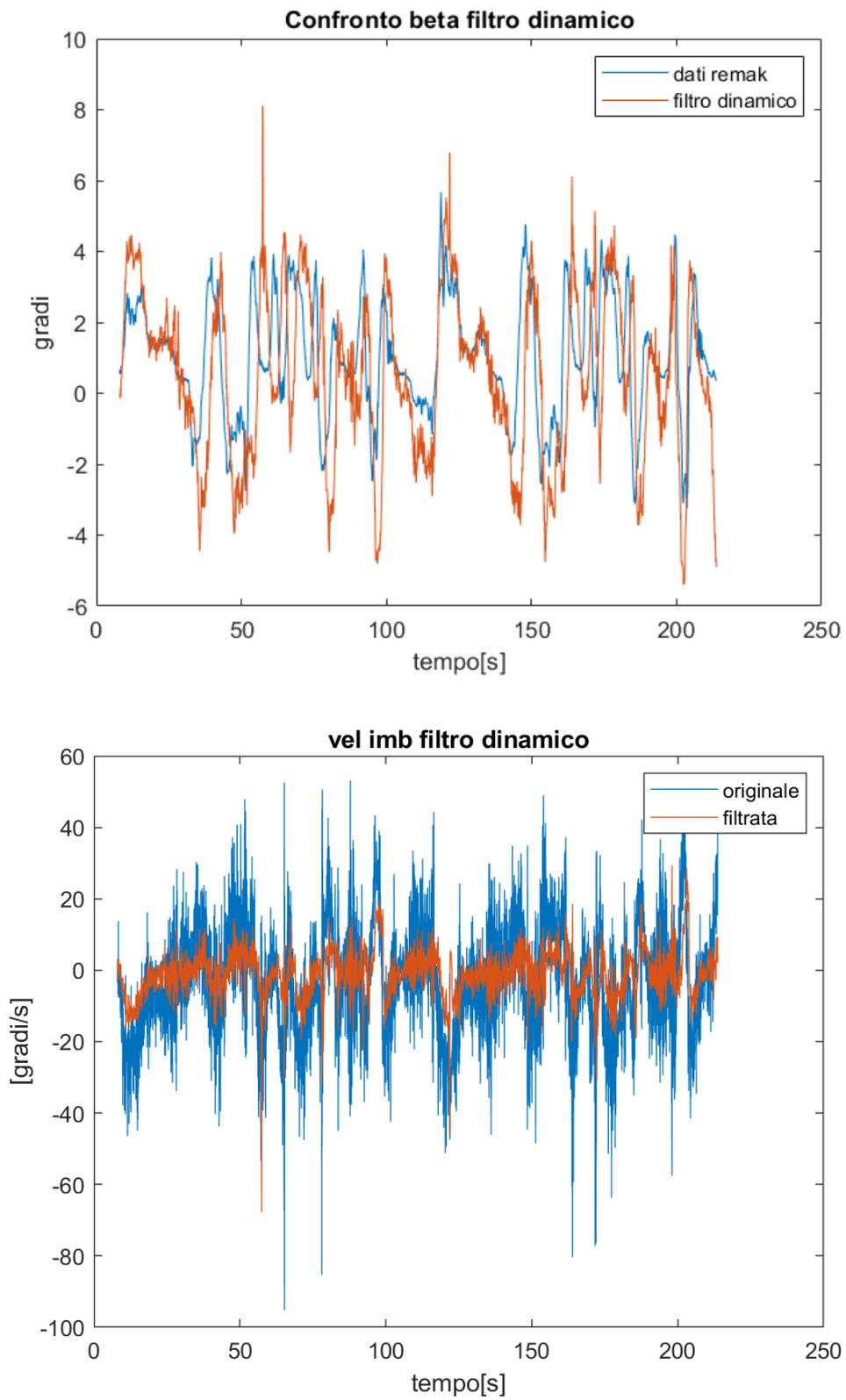


Figure 6.22 Risultati filtro dinamico

7 SIMULAZIONI TEST BALOCCO

In questo capitolo verranno prima presentati poi simulati i test che dovranno essere svolti al circuito Balocco in collaborazione con FCA, per testare e validare l'applicazione per smartphone su manovre standard e ripetibili. In questo senso è stato scelto di svolgere test tipici dell'analisi Handling, così da poter far riferimento alle normative ad essi riferiti. Tuttavia, come detto in precedenza, il fine di questi test non è analizzare le prestazioni della vettura in termini di Handling, bensì valutare le prestazioni dello strumento di misura, e delle sue funzionalità. Verranno quindi confrontate le misure dello smartphone con quelle di uno strumento professionale, così da valutare la precisione delle misure stesse, e il loro campo di applicabilità. L'obiettivo dei test è quindi quello di creare più situazioni possibili in modo da comprendere come lo smartphone risponde ad ogni tipo di situazione.

7.1 ANALISI HANDLING

Con il termine Handling si intende la guidabilità e manovrabilità di un veicolo. Le prestazioni di un veicolo in questo senso vengono tipicamente analizzate mediante manovre normative, divisibili rispetto a differenti criteri.

Una prima suddivisione è in base allo stato della vettura che vuole essere analizzato durante il test. Si possono quindi avere manovre di:

1. **stato stazionario**: in cui si analizza la vettura nei momenti di equilibrio, in particolare quando angolo volante e velocità sono costanti. Le manovre di stato stazionario sono tutte eseguite percorrendo a velocità costante una traiettoria curvilinea a raggio costante.
2. **stato transitorio**: l'analisi è focalizzata sui momenti in cui la vettura non è in equilibrio, ossia quando vengono fatte variare la velocità longitudinale e/o laterale del veicolo mediante input di acceleratore e sterzo.

Un'altra classificazione viene invece effettuata in base all'input dato al veicolo dal guidatore che interviene su volante, cambio, acceleratore e freno:

1. la manovra viene detta in **anello aperto** quando l'input è prestabilito, indipendentemente dal risultato che genera;
2. quando, invece, il guidatore manipola i comandi del veicolo in modo da far percorrere al veicolo stesso una determinata traiettoria o da far raggiungere determinati valori alle grandezze fisiche in gioco (come, ad esempio, l'accelerazione laterale) si sta effettuando una manovra in **anello chiuso**.

Di seguito le manovre più comuni:

- *Steering pad (ISO 4138 – Open loop tests methods for steady state circular driving behavior – Method 1: constant radius)*: inseguimento di traiettoria a raggio costante con velocità e/o accelerazione del veicolo imposta e adeguamento dell'angolo volante. Risulta quindi essere una manovra ad anello chiuso in quanto i controlli (sterzo e

acceleratore) devono essere regolati al fine di garantire il mantenimento della traiettoria. Può essere sia in stato transitorio che in stato stazionario a seconda che la velocità sia mantenuta costante o meno.

- *Ramp steer*: Con veicolo in marcia rettilinea a velocità costante si impone una determinata modalità di rotazione del volante. In particolare viene fatto variare l'angolo fino ad un valore finale, ad una determinata velocità di rotazione del volante [$^{\circ}/s$]; tale manovra può essere utile a determinare sia il comportamento in regime transitorio, che quello in regime quasi-stazionario, a seconda della velocità di variazione dell'angolo di sterzo.
- *Accelerazione ad angolo volante fisso (ISO 4138 – Open loop tests methods for steady state circular driving behavior – Method 2: constant steering-wheel angle)*: con angolo volante imposto e mantenuto fisso si impone una determinata velocità e/o accelerazione al veicolo. Manovra in anello aperto che serve a valutare lo stato transitorio di accelerazione in curva oppure lo stato stazionario a seconda che la velocità venga lasciata variare o meno
- *ISO Lane Change (ISO 3888)*: Con veicolo in marcia rettilinea a velocità costante, operando solamente sul volante, si deve effettuare una manovra di sorpasso simulata cercando di stare entro una traiettoria imposta da corridoi di birilli. Questa è una manovra ad anello chiuso in quanto il guidatore è forzato a seguire una traiettoria imposta.
- *Sweep Sine Maneuvre (ISO 7401, ISO/TR 8726)*: con veicolo in marcia rettilinea si impone un input sinusoidale allo sterzo di ampiezza costante e frequenza variabile, solitamente 0 e 5 Hz (frequenze tipiche delle analisi Handling). La manovra può essere svolta in anello aperto se si imposta l'ampiezza della sinusoide, oppure in anello chiuso, se si imposta il valore massimo di accelerazione laterale raggiunta. L'obiettivo del test è quello di determinare la risposta del veicolo in regime di moto transitorio; solitamente i dati ottenuti vengono analizzati nel dominio delle frequenze, in termini di guadagno e fase delle grandezze caratteristiche della dinamica del veicolo.

7.2 SIMULAZIONE MANOVRE

Verranno ora simulate le manovre più significative da svolgere durante il test nel circuito di Balocco, così da poter ricavare quelli che saranno gli output previsti, e avere indicazioni maggiori sui parametri di manovra.

Le simulazioni verranno svolte in primis su CarMaker utilizzando la stessa vettura (Ford Focus) utilizzata nel calcolo dei parametri della bicicletta. In questo modo si avranno a disposizione i parametri caratteristici per questa vettura, così da poter implementare su Simulink il modello della bicicletta corrispondente.

La maggior parte delle manovre svolte sono a velocità longitudinale variabile. Ciò significa che è necessario implementare su Simulink un modello monotraccia che abbia u come parametro variabile di ingresso. Come spiegato in precedenza le soluzioni al problema sono due:

- Aggiornamento della matrice di rigidità A ad ogni iterazione del processo con la attuale velocità longitudinale
- Linearizzazione del modello della bicicletta rispetto ad u , così da avere la velocità longitudinale come ingresso al sistema, ed ulteriore aggiornamento della condizione di linearizzazione u_0 ad ogni iterazione.

Come mostrato dai test precedenti questi due modelli danno praticamente lo stesso risultato, si è scelto quindi di implementare il modello della bicicletta linearizzato, utilizzato per il filtro di kalman dinamico.

La velocità longitudinale e l'angolo volante ottenuti nella simulazione di Carmaker verranno quindi utilizzati come input per la simulazione del modello della bicicletta equivalente, che a sua volta darà come output la velocità laterale e la velocità di imbardata. Ottenuti questi due dati sarà inoltre possibile calcolarsi l'accelerazione laterale e l'angolo di assetto come segue:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{v_y}{v_x} \right)$$

$$a_y = \dot{v} + r u = \frac{b C_2 - a C_1}{m u} r - \frac{C_1 + C_2}{m u} v + \frac{C_1}{m} \tau \delta_v$$

Infine verranno quindi confrontate accelerazione laterale, velocità laterale, angolo di assetto e velocità di imbardata del modello della bicicletta con quelli ottenuti dalla simulazione di CarMaker.

7.2.1 STEERING PAD

L'obiettivo di questa manovra è quello di analizzare la bontà delle misure e della stima dell'angolo beta, da una parte quando la vettura è in accelerazione su una traiettoria a raggio costante, dall'altra quando la velocità è fatta variare lentamente così da ottenere una situazione di regime quasi-stazionario. Si vuole quindi analizzare sia il regime transitorio della vettura, che quello quasi-stazionario.

Il test è stato svolto su CarMaker utilizzando un tracciato circolare con raggio di curvatura di 50 m



Figure 7.1 Screenshot della manovra simulata su CarMaker

7.2.1.1 REGIME TRANSITORIO

Prima di tutto è stato simulato il test di accelerazione in curva. Si è svolto tutto il test utilizzando una singola manovra, dove sia la dinamica laterale che quella longitudinale sono state affidate al pilota automatico *IPGDriver*. Per quanto riguarda la dinamica longitudinale si è impostato una velocità massima di 75 km/h, oltre la quale la vettura non riesce a mantenere la traiettoria. Nei parametri dell'*IPGDriver* si è inoltre impostata una accelerazione massima di 4 m/s, che porta il pilota automatico ad utilizzare l'acceleratore al 100%.

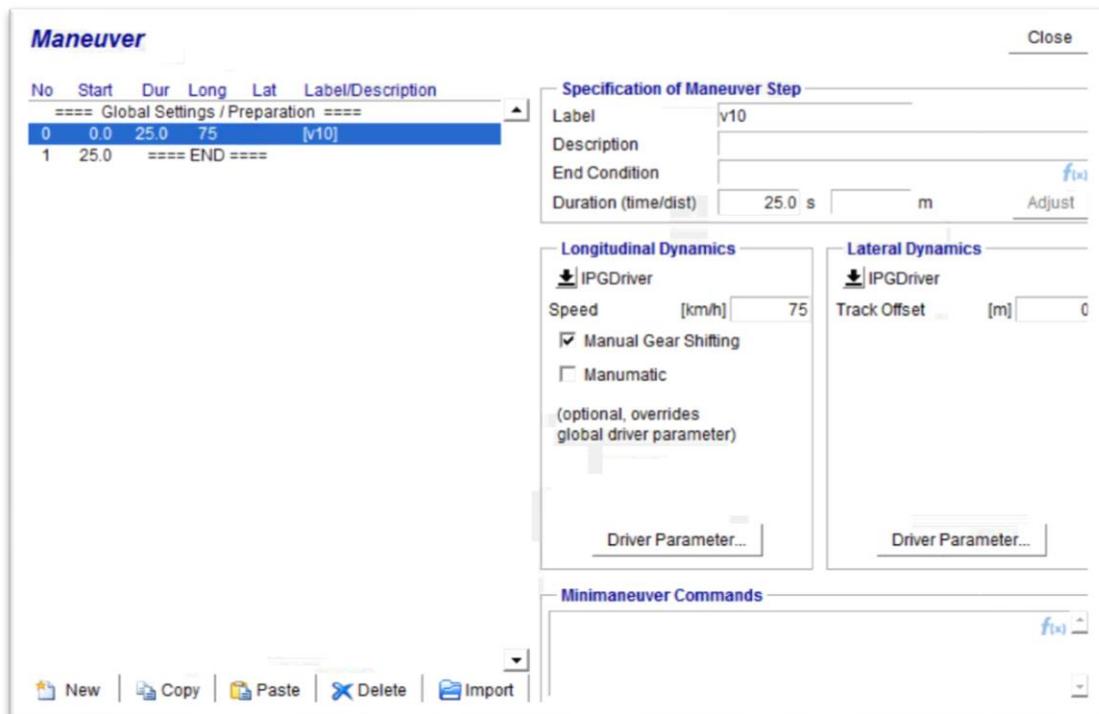


Figure 7.2 Schermata di setting della manovra su CM

A manovra svolta sono state ottenute le seguenti velocità longitudinale e angolo volante, utilizzate come input per il modello della bicicletta linearizzato.

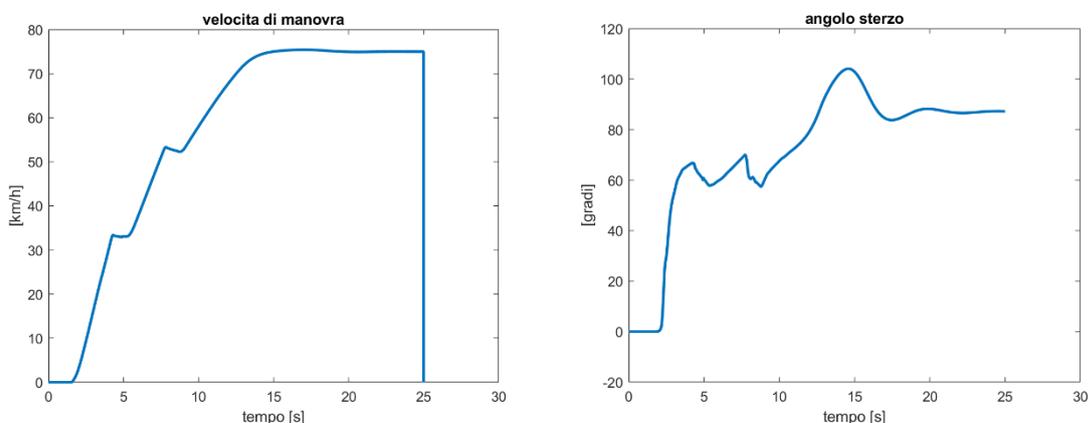


Figure 7.3 Ingressi per il modello monotraccia ottenuti da CarMaker

Di seguito i grafici di confronto tra modello della bicicletta CarMaker.

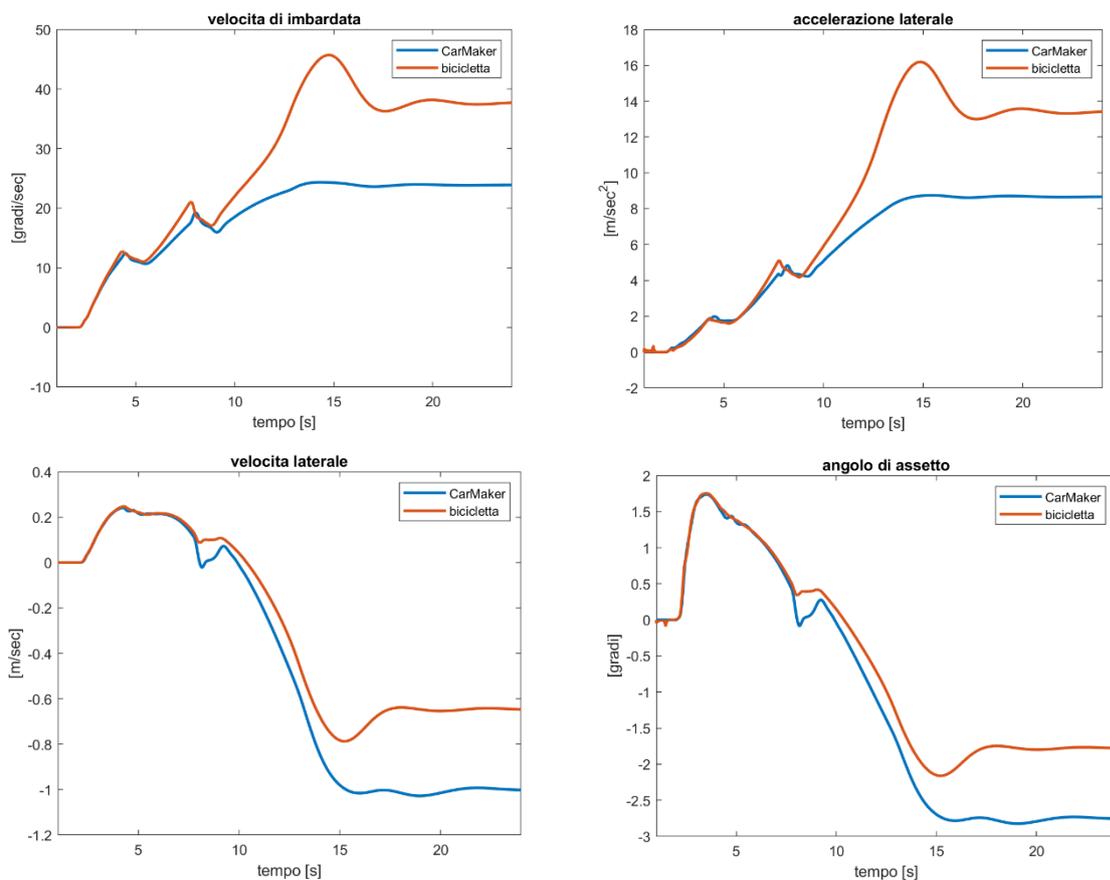


Figure 7.4 Confronto CarMaker modello motricia

Si può vedere come gli andamenti siano molto simili per tutti e quattro i parametri. Si può notare come siano tutti inizialmente molto simili mentre con l'aumentare della velocità e quindi dell'accelerazione laterale l'errore aumenta sempre di più. In particolare dopo i 7s, mentre l'accelerazione e la velocità di imbardata del modello della bicicletta crescono con lo stessa pendenza iniziale, i parametri di Carmaker iniziano a diminuire il rateo di crescita. Ciò probabilmente è dovuto al fatto che da una certo istante in poi gli pneumatici del modello CarMaker raggiungono saturazione e inizia dello slittamento, fenomeno non contemplato nel modello della bicicletta.

7.2.1.2 REGIME QUASI STAZIONARIO

Anche questo test è stato svolto utilizzando la medesima manovra del test precedente. Si sono però modificati i parametri dell'IPGDriver, in cui si è impostata una accelerazione massima di 0.2 m/s, che ha fatto sì che il pilota automatico utilizzasse meno del 20% dell'acceleratore.

Di seguito i parametri di velocità longitudinale e angolo sterzo ottenuti dal simulatore come input per il modello Simulink.

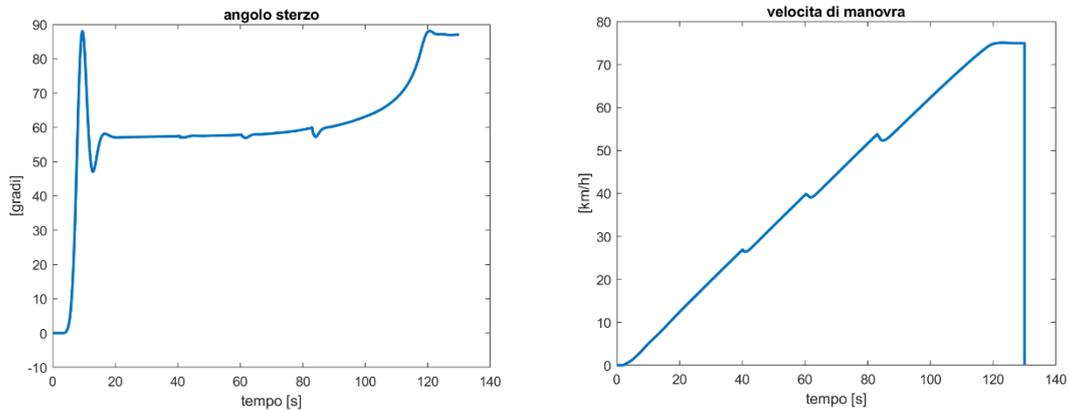


Figure 7.5 Ingressi per il modello monotraccia ottenuti da CarMaker

Si è poi svolto il confronto fra i due modelli per i parametri di velocità laterale, di imbardata, angolo di assetto e accelerazione laterale.

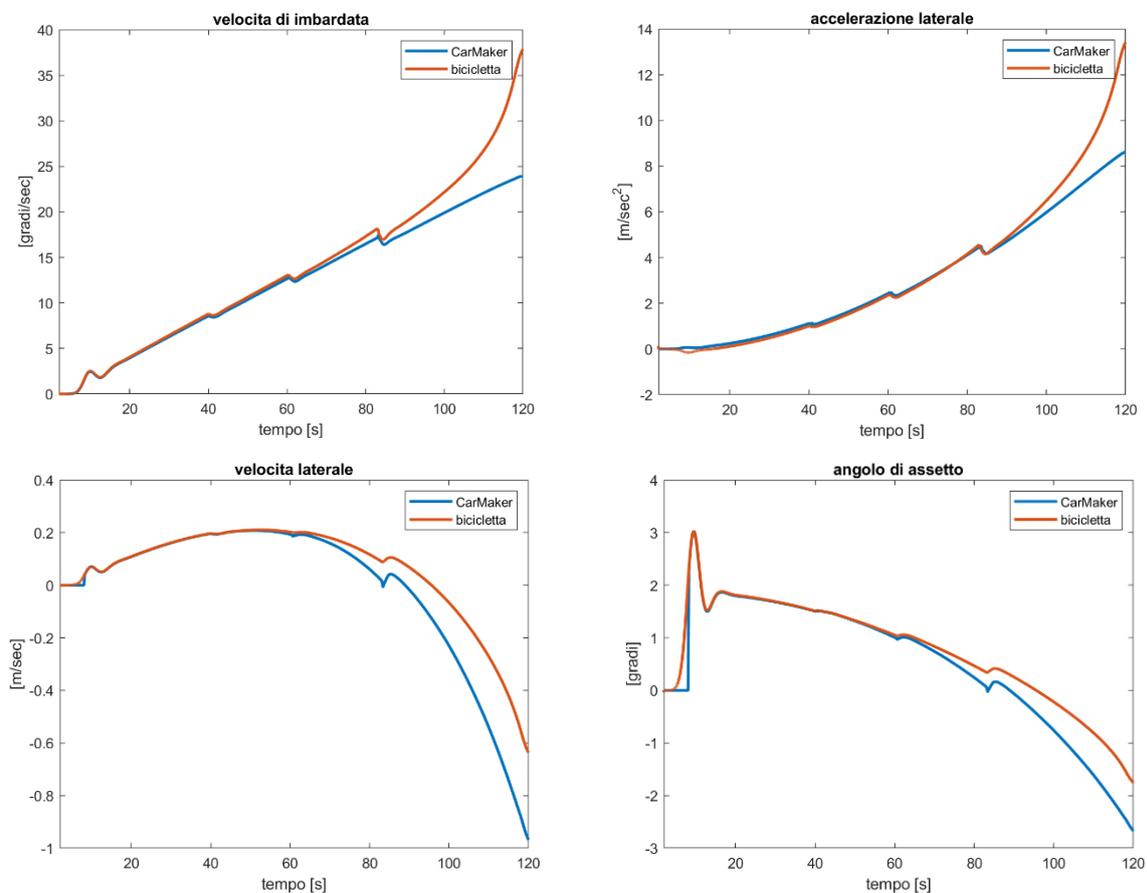


Figure 7.6 Confronto risultati monotraccia CarMaker

Sembrano persistere le stesse differenze fra i due modelli presenti anche nella prova in accelerazione. È interessante notare come in entrambi i casi il distacco dei modelli avvenga attorno ad una accelerazione laterale di 4 m/s^2 , ossia appena fuori dal tratto lineare a cui erano state calcolate le rigidità di deriva.

Queste prove mostrano come il modello monotraccia riesca ad approssimare bene il comportamento del veicolo sia in stazionario che in accelerazione, a patto che si mantenga nel comportamento lineare.

7.2.2 RAMP STEER

L'obiettivo di questa manovra è quello di analizzare la bontà delle misure e della stima dell'angolo beta, da una parte quando la vettura è in sterzata a velocità costante, dall'altra quando l'angolo sterzo è fatto variare lentamente così da ottenere regime quasi-stazionario. Si vuole quindi analizzare sia il regime transitorio della vettura, che quello quasi-stazionario.

Essendo il test in anello aperto non si conosce a priori la traiettoria, su CarMaker è stato quindi deciso di simulare la manovra in un piazzale ottenuto allargando ampiamente la carreggiata del normale tracciato.



Figure 7.7 Screenshot della simulazione del Ramp steer

7.2.2.1 REGIME TRANSITORIO

Prima di tutto è stato simulato il test in regime transitorio. Si è svolto tutto il test utilizzando una singola manovra, dove la dinamica longitudinale è stata affidata al pilota automatico *IPGDriver* impostando una velocità di manovra di 60 km/h. La dinamica laterale è stata impostata sulla funzione *Steer Step*, con un'ampiezza di 360° da raggiungere in 4s. Si è quindi conferita una velocità di sterzo di 90 gradi/sec. La sterzata è stata fatta iniziare a 16 secondi dall'inizio in modo da iniziare la manovra quando la vettura avesse già raggiunto la velocità di manovra.

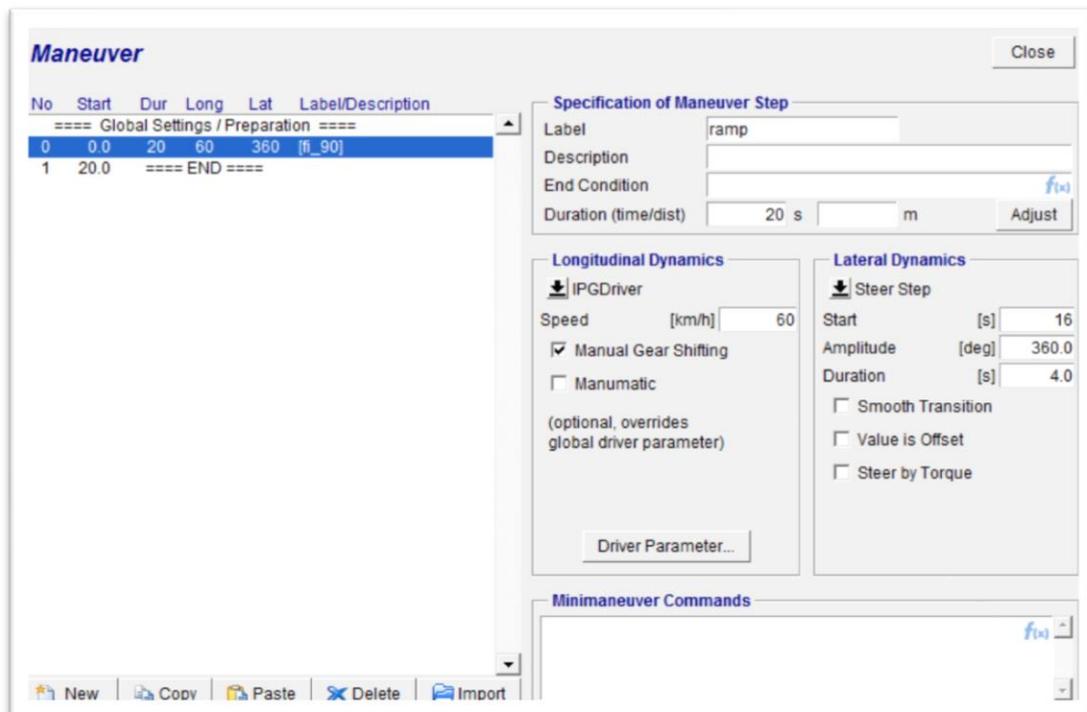


Figure 7.8 Schermata di setting della manovra su CM

A manovra svolta sono state ottenute le seguenti velocità longitudinale e angolo volante, utilizzate come input per il modello della bicicletta linearizzato.

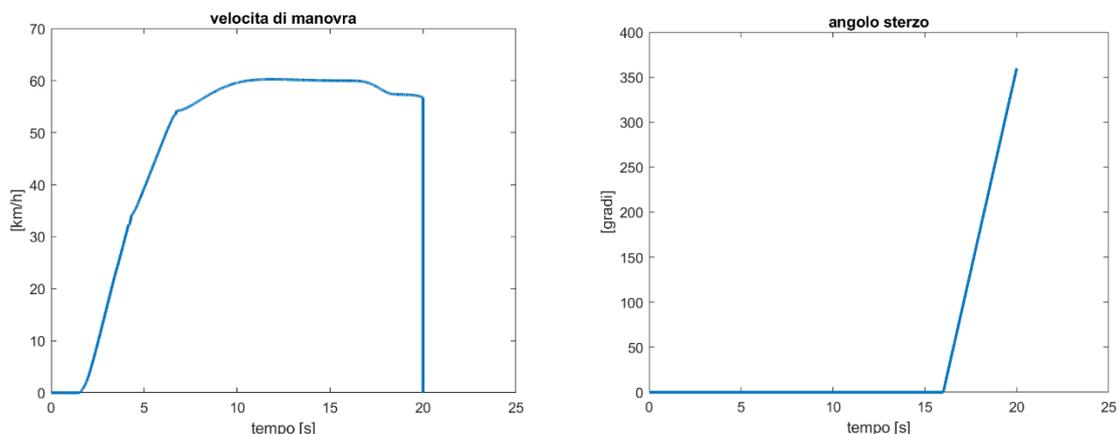


Figure 7.9 Input di manovra da CarMaker

Come si può notare la manovra inizia a 16 secondi, tempo in cui la vettura è in equilibrio a 60 km/h. Verso il finale della manovra la velocità cala leggermente per via della sterzata.

Si è poi svolto il confronto fra i due modelli per i parametri di velocità laterale, di imbardata, angolo di assetto e accelerazione laterale.

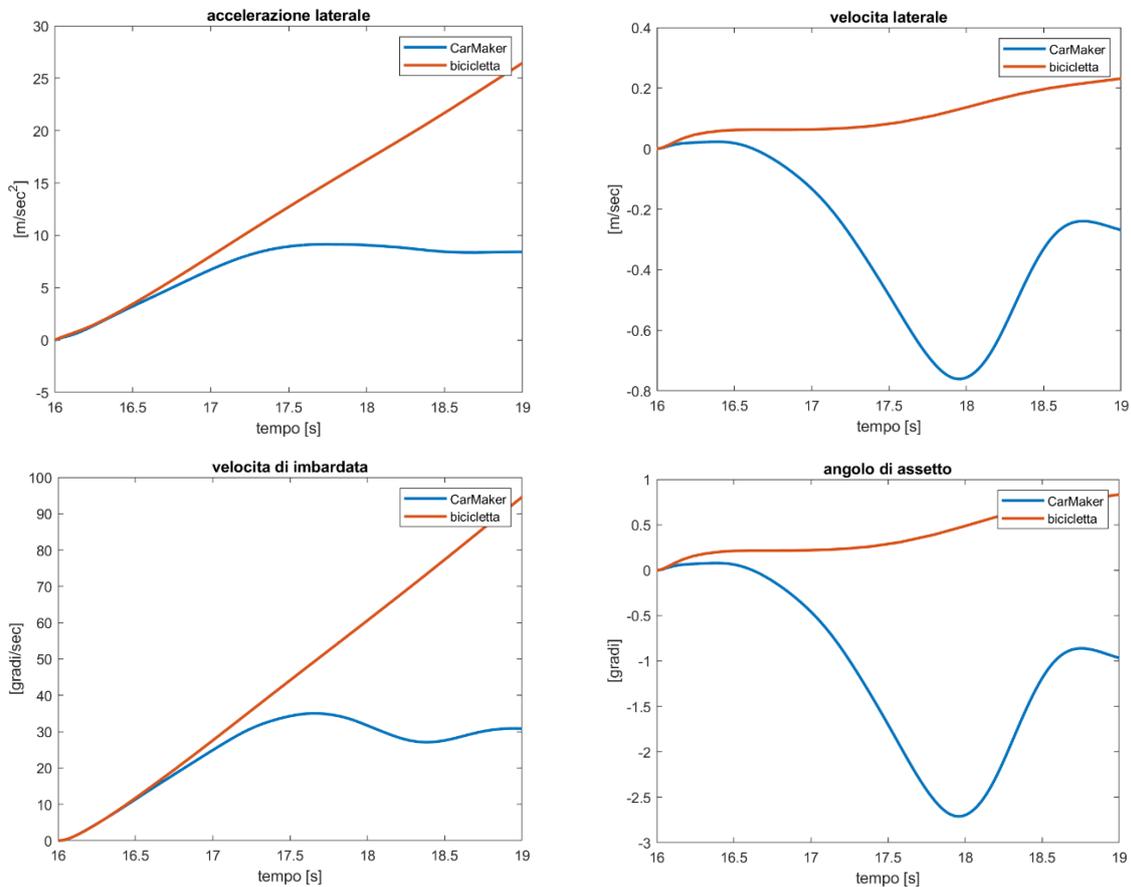


Figure 7.10 Confronto CarMaker modello monotraccia

Per tutti i parametri i due modelli danno risultati simili fino a 16,5 s. Qui mentre il modello lineare della bicicletta continua a proseguire con lo stesso andamento, il modello di carmaker ha una variazione repentina, probabilmente dovuta al fatto che gli pneumatici hanno raggiunto il limite di aderenza e sono usciti quindi dal regime lineare.

7.2.2.2 REGIME QUASI STAZIONARIO

Anche questo test è stato svolto utilizzando la medesima manovra del test precedente. Si sono però modificati i parametri della dinamica laterale in modo da ottenere uno stato quasi stazionario. In particolare si è impostata una velocità di sterzata di 13 gradi/sec

Di seguito i parametri di velocità longitudinale e angolo sterzo ottenuti dal simulatore come input per il modello Simulink.

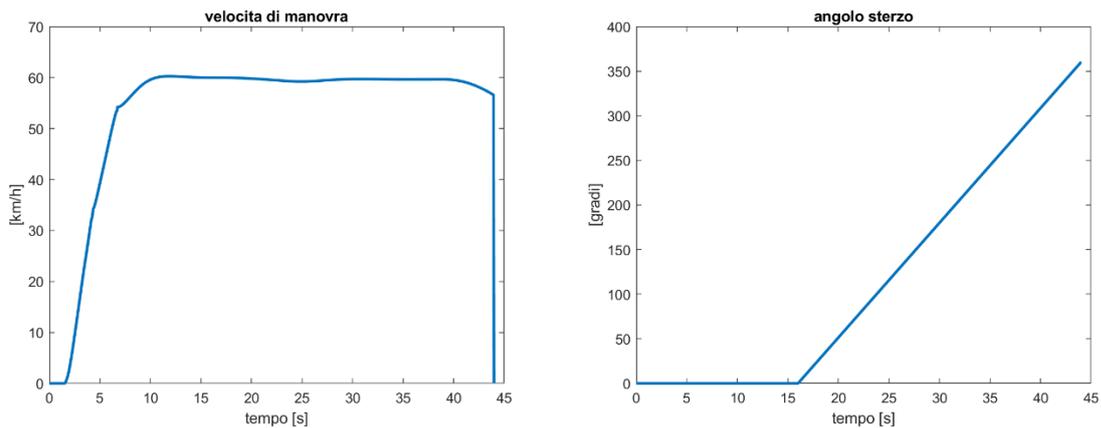


Figure 7.11 Input di manovra per il modello monotraccia ottenuti da CarMaker

Di seguito il confronto fra i due modelli.

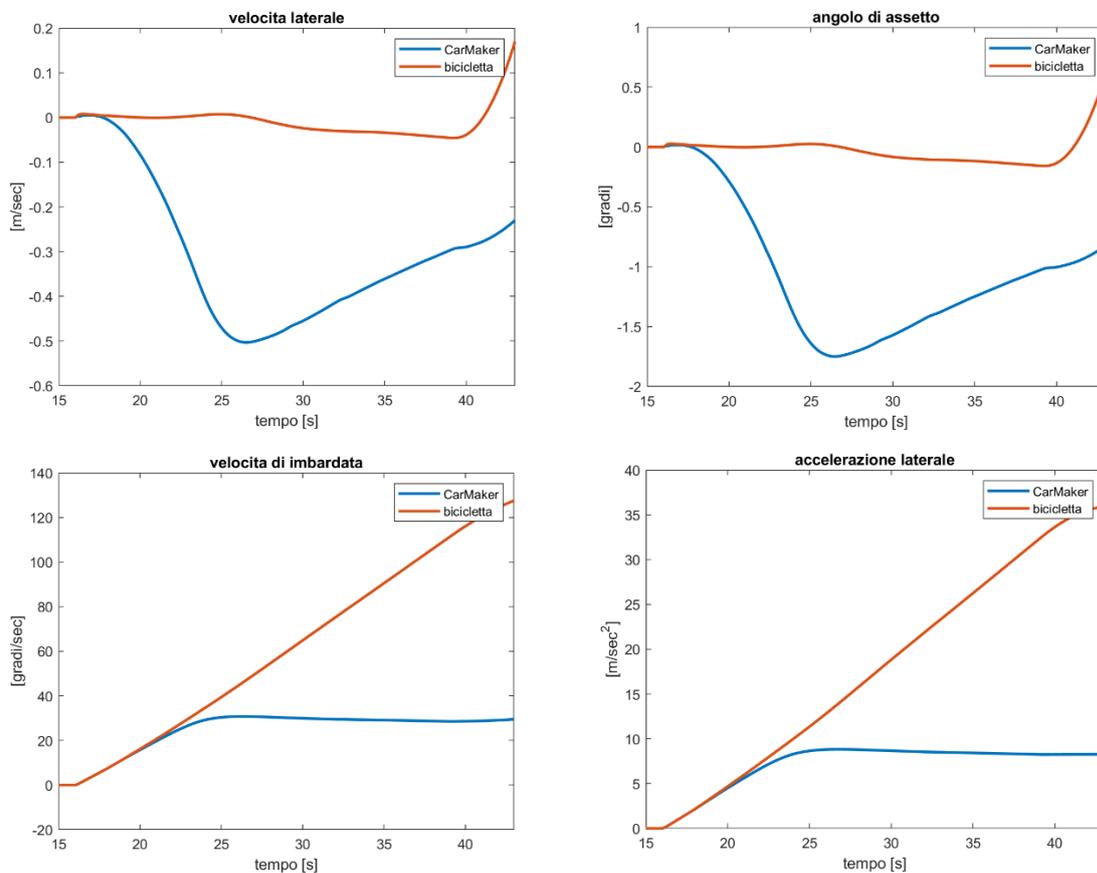


Figure 7.12 Confronto fra CarMaker e il modello monotraccia

Come in precedenza i risultati del test quasi stazionario sono molto simili a quelli del test in transitorio. Si ha una minima differenza nell'angolo di assetto e velocità laterale del modello di CarMaker. C'è similitudine fra i risultati solo nel tratto lineare.

7.2.3 SWEEP STEER

L'obiettivo di questa manovra è quello di analizzare la bontà delle misure e della stima dell'angolo beta, quando alla vettura è imposto un input di sterzo sinusoidale di frequenza variabile.

Essendo il test in anello aperto non si conosce a priori la traiettoria, su CarMaker è stato quindi deciso di simulare la manovra in un piazzale ottenuto allargando ampiamente la carreggiata del normale tracciato.

7.2.3.1 SIMULAZIONE

Il test è stato simulato su CarMaker utilizzando una singola manovra, dove la dinamica longitudinale è stata affidata al pilota automatico *IPGDriver* impostando una velocità di manovra di 60 km/h. La dinamica laterale è stata impostata sulla funzione Sinus Sweep.

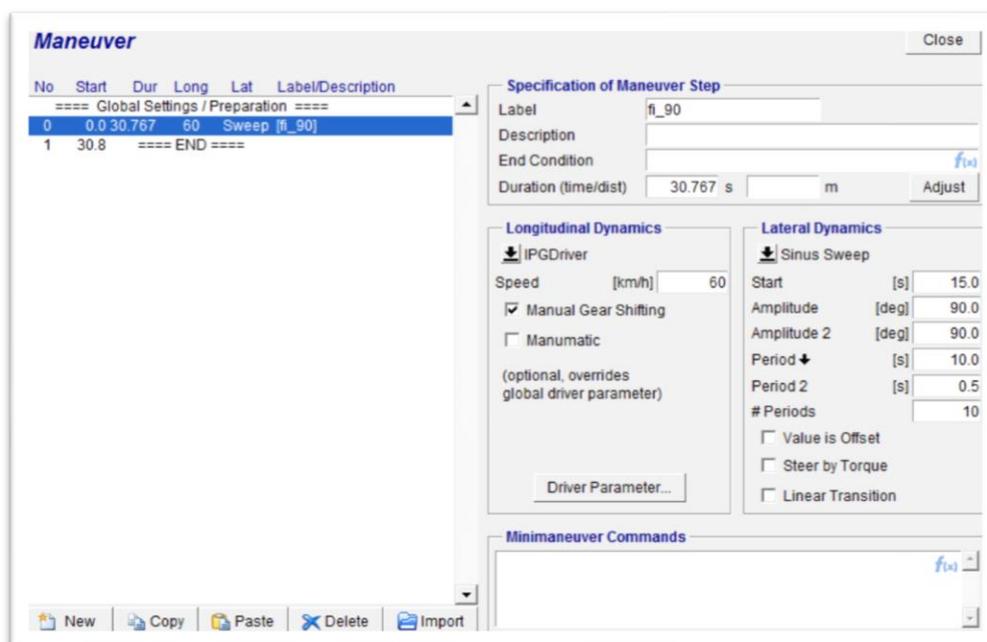


Figure 7.13 Schermata di set della manovra

Svolgendo la simulazione su CarMaker sono stati ottenuti i seguenti input per il modello della bicicletta.

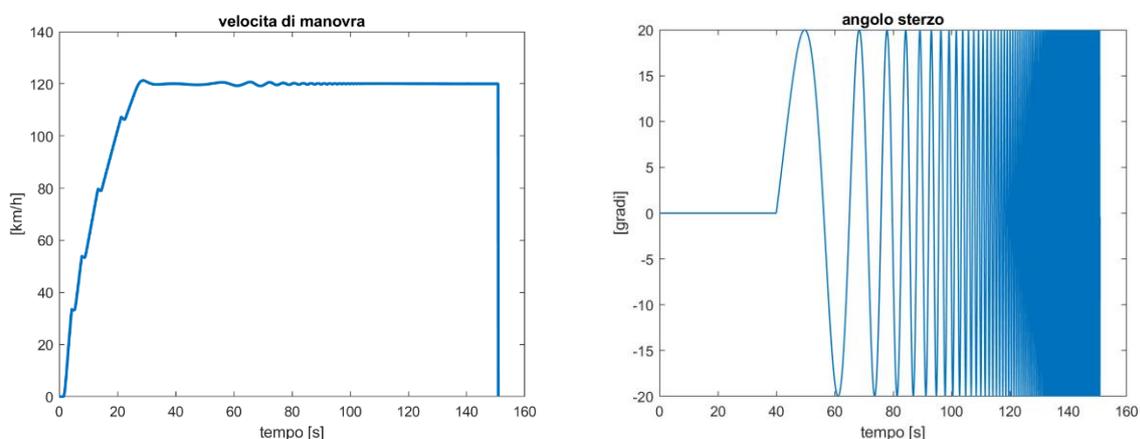


Figure 7.14 Parametri di manovra da CarMaker

Di seguito i risultati del confronto.

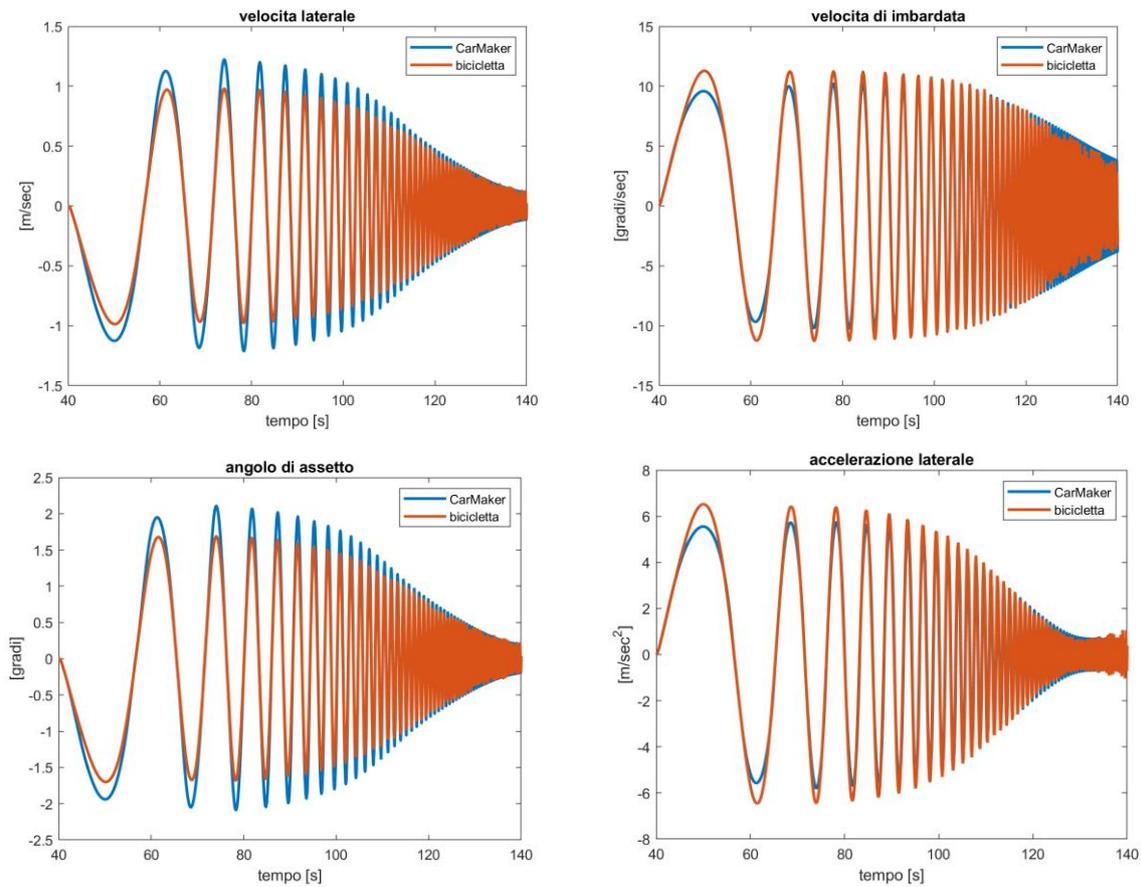


Figure 7.15 Confronto risultati CarMaker con il modello monotraccia

C'è un'ottima corrispondenza fra i risultati, tuttavia è interessante sottolineare come le due prove corrispondano solo nel tratto lineare. Ciò è evidente nel grafico dell'accelerazione laterale in cui i due modelli coincidono fino a $4 \text{ [m/s}^2\text{]}$, ossia il tratto in cui il veicolo si può considerare lineare.

8 CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Questi mesi di lavoro, hanno avuto come obiettivo quello di migliorare il modello sviluppato e poi implementato nell'applicazione per smartphone. Partendo dal lavoro già svolto negli anni precedenti quindi si è ricercato un modo per migliorare la stima dell'angolo di assetto, non modificando l'algoritmo già presente, bensì provando ad ampliarlo con nuove parti. In questo senso è stata quindi presentata un metodo per caratterizzare l'algoritmo rispetto alla vettura in utilizzo. Sono state quindi introdotte delle modalità di calcolo dei parametri caratteristici del modello monotraccia corrispondente al veicolo in utilizzo.

Successivamente l'analisi dei dati raccolti a Vairano e l'applicazione su di essi dei filtri di Kalman per il calcolo dell'angolo di assetto ha dato prova della bontà del progetto. In particolare i risultati dell'analisi hanno messo in luce quali fossero i punti di forza e quali fossero invece le parti da migliorare. L'accelerometro e il giroscopio si sono mostrati piuttosto affidabili mentre la telecamera ha dato prova da una parte delle sue potenzialità, dall'altra della necessità di essere perfezionata. Per quanto riguarda la stima dell'angolo di assetto il filtro dinamico ha dato risultati accettabili.

A seguito dei risultati delle prove di Vairano, sono stati infine pensati e simulati nuovi test che daranno indicazioni più precise sul proseguo del lavoro, e sulla bontà del calcolo dei parametri del modello monotraccia. In luce di questi dati si otterranno indicazioni migliori sui parametri ottimali da implementare nel filtro di Kalman, soprattutto per quanto riguarda i valori delle rigidità di deriva e delle matrici di covarianza.

Per quanto riguarda i futuri improvements invece, il lavoro dovrà vertere sul migliorare l'algoritmo di riconoscimento dell'angolo volante, che ha presentato qualche limite, e sull'introduzione del tempo di ricampionamento, in modo poter identificare la reale frequenza dei segnali dello smartphone. Un altro miglioramento potrebbe essere quello di implementare nel filtro di kalman un modello di veicolo più complesso, che consideri per esempio una rigidità di deriva variabile, e se necessario un rapporto di sterzo variabile.

9 BIBLIOGRAFIA

- Meccanica del veicolo - Esercitazioni (Galvagno Enrico, Velardocchia Mauro)
- Dinamica del veicolo (Guiggiani Massimo)
- Stima dell'angolo di assetto di un veicolo (Marco Albanese)
- Rilevazione della dinamica di un veicolo attraverso l'impiego di una piattaforma inerziale (Stefano Delzoppo)
- Misura di parametri di dinamica del veicolo mediante smartphone (Marco Di Rosa)
- Parameter identification of a linear single track vehicle model (Edouard Davin)
- Studio del modello CDTire per analisi Handling e Ride Comfort di un veicolo in relazione ai parametri geometrici e operativi degli pneumatici (Pierdomenico Ruggieri)

10 SITOGRAFIA

- www.wikipedia.com
- www.mathworks.com
- www.ipg-automotive.com
- www.hwupgrade.it