

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Veicoli Terrestri  
Ingegneria Meccanica



**STUDIO DELLE LOGICHE DI CONTROLLO DI UN TRATTORE  
AUTOMATIZZATO DA VIGNETO**

Relatore: Prof. Federico CHELI

Co-relatore: Prof. Edoardo SABBIONI

Tesi di Laurea di:

Marco PERI Matr. 755770

Anno Accademico 2011 - 2012



# Indice Generale

## Introduzione

<b>1</b>	<b>Necessità di cambiamento: perché?</b> .....	1
1.1	Condizioni di lavoro .....	1
1.1.1	Mortalità .....	1
1.1.2	Rischi per la salute.....	4
1.2	Il contesto di lavoro impone vincoli dimensionali.....	6
1.3	Soluzioni e limiti.....	7
1.3.1	ROPS, trattori cabinati e teleguidati .....	7
<b>2</b>	<b>Caratteristiche prototipo</b> .....	13
2.1	Ambiente, uomo, tecnologia.....	13
2.2	Trattore convenzionale .....	14
2.3	Trattore 4WS.....	23
2.3.1	Vantaggi .....	24
2.3.2	4WS o cingolato .....	27
2.4	Guida automatizzata .....	29
2.4.1	Telecamere .....	29
2.4.2	Gps.....	31
<b>3</b>	<b>Logiche di controllo</b> .....	33
3.1	Logiche di sterzo.....	33
3.2	Marcia tra i filari .....	34
3.2	Marcia in curva .....	52
<b>4</b>	<b>Analisi dinamica</b> .....	64
4.1	Equazioni di moto .....	64
4.1.1	Carichi verticali sugli pneumatici.....	67
4.1.2	Forze di contatto pneumatico-terreno incoerente .....	79
4.2	Analisi di stabilità Trattore .....	83
4.2.1	Marcia in rettilineo .....	84
4.2.2	Marcia in curva.....	96

<b>5</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b> .....	106
	<b>Bibliografia</b> .....	109
	<b>Appendice A</b> .....	111
	<b>Appendice B</b> .....	128
	<b>Appendice C</b> .....	138

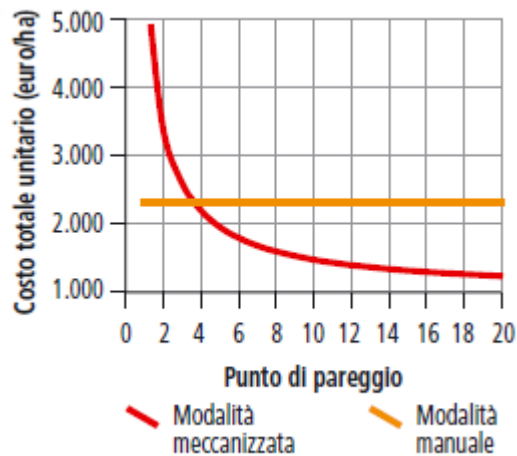
## Sommario

Contrariamente a quanto comunemente pensato, nel mondo agricolo la mortalità e le malattie costituiscono un problema da non sottovalutare. Le soluzioni che oggi sono state sviluppate per arginare queste problematiche non hanno permesso di raggiungere i risultati sperati. Inoltre le colture intensive, quale la viticoltura, hanno richiesto negli anni standard qualitativi sempre più elevati, con conseguente necessità di aumentare la tempestività delle lavorazioni.

All' interno di questo panorama nasce l'idea di sviluppare un trattore a guida automatizzata. Il progetto di tesi si pone come punto di partenza di un più ampio studio di fattibilità. Si analizzano i limiti dei trattori convenzionali, fino a giungere ad un possibile dimensionamento di massima del prototipo. L'attenzione viene incentrata sulle possibili logiche di sterzo attraverso le quali consentire al veicolo una guida in piena sicurezza. La conclusione a cui si giunge non è che l'inizio di un'evoluzione futura.

## Introduzione

Uno degli aspetti che più caratterizzano il mondo industriale moderno è l'ottimizzazione. L'uomo è soggetto a variabilità sia nei tempi che nella qualità delle operazioni e ciò si scontra con un'esigenza di controllo della sfera produttiva. Lampante può essere l'immagine del layout di una grossa azienda industriale moderna: la distribuzione delle macchine è tale da minimizzare il tempo che il prodotto deve impiegare per passare da una stazione alla successiva, rendere immediato il rifornimento di materiale alle macchine ed eliminare tutte le inoperosità che portano a dilatare il tempo di ciclo. Si assiste ad una meccanizzazione spinta: l'uomo rimane fondamentale in una fase di supervisione o in alcune operazioni in cui la qualità è più determinante della velocità. Parlare di vigneti può rendere, nella mentalità comune, più complesso associare concetti come ottimizzazione, meccanizzazione, layout... Le colture intensive, hanno già nel loro nome gli aspetti peculiari dell'ottimizzazione: sfruttare il massimo della potenzialità e rendimento, nel caso specifico del terreno, intensificando la produttività per ettaro coltivabile. Per quanto concerne gli spazi, nello specifico caso delle vigne si è assistito al passaggio dal tipo di allevamento a pergole a quello guyot (vedi Appendice A), ad una riduzione delle distanze dei filari, ad una costruzione degli stessi in zone sempre più sfavorevoli, come per esempio terreni collinari irti. La viticoltura, ossia l'insieme delle tecniche che prevedono la coltivazione delle viti, non si è concentrata solo sugli spazi, al fine di aumentare la quantità, bensì ha posto il suo accento sulla qualità del prodotto, parametro in contrasto con il primo. Proprio quest'ultimo aspetto ha avuto come conseguenza un aumento dei tempi necessari per lo svolgimento delle operazioni ed un aumento dei costi della manodopera. In risposta si è assistito ad una progressiva meccanizzazione delle principali operazioni (cimatura, la pulitura di rovi ed erbacce nel tratto tra ceppo e ceppo, lo spargimento degli antiparassitari – vedi Appendice A) che vengono svolte dagli agricoltori, creando macchine ad hoc, con le quali è possibile diminuire il dispendio di risorse, sia di tempo, uomini, e denaro.



**Figura I.1. Analisi punto di pareggio: gestione meccanica vs manuale (tratto da [1]).**

La figura I.1 mostra come sia possibile ottenere sostanziali riduzioni di costi di gestione dell'attività all'aumentare degli ettari di vigneto posseduti, e già in aziende di medio-piccole dimensioni si iniziano a vedere i vantaggi (risparmio variabile tra il 10 e il 40% a seconda delle dimensioni del campo). Tutte queste macchine operatrici presentano un cervello comune, un mezzo che più di tutti è rappresentativo di questo mondo: il trattore. Questo veicolo nel corso degli anni ha subito numerosi interventi, per quanto concerne potenza, meccanica, dimensioni, al fine di adattarlo ad un contesto mutevole. Grazie alla meccanizzazione, diminuendo il numero di addetti, si sono abbassati gli incidenti sul posto di lavoro. Le cause di decesso e le malattie più pericolose riscontrate in agricoltura sono però correlate alla necessità di utilizzo della comune macchina trattrice. Nasce l'esigenza di studiare un sistema che permetta di eliminare la figura umana anche in questa fase, che, come si vedrà, non garantisce solo maggior sicurezza ma anche uno maggior utilizzo della risorsa umana, prima limitata alla sola conduzione del veicolo tra i filari. Il progetto di tesi si sviluppa proprio in questo ambito, con l'intento di proporre una versione automatizzata del veicolo agricolo in questione. Se ieri si cercava di rendere meccanico ciò che veniva svolto manualmente, oggi si tende a renderlo automatizzato. Un trattore a guida indipendente permette ad esempio di aumentare la reattività degli interventi e la loro levatura. Infatti, non essendoci l'operatore, le velocità di marcia tra i filari possono essere molto basse, garantendo una maggior accuratezza delle operazioni. L'aumento dei tempi di esecuzione non diventa più un problema dal momento che, idealmente, la macchina può funzionare 24 ore su 24 (il limite nel caso di un trattore a trazione elettrica sarà posto dall'autonomia delle batterie e dal loro tempo di ricarica). Nella tesi viene svolto lo studio di fattibilità del trattore automatizzato, per il

quale se ne delinea la fisionomia, frutto di limiti specifici, e si dimensionano le principali caratteristiche. Per giungere a questi dimensionamenti ci si è avvalsi di ricerca e analisi di dati, studio del campo di lavoro, nonché collaborazione con il CRA-Ing di Treviglio e con l'istituto tecnico di agraria di Milano per valutare l'attendibilità delle informazioni ricavate da fonti quali internet, partecipazioni a fiere e discussioni avute con agricoltori sia personalmente che tramite forum.

Nel Capitolo 1 si presentano le motivazioni che sono state assunte come base sia per definire le peculiarità del prototipo, che per giustificarne il dimensionamento. Inizialmente si mostrano i rischi a cui gli agricoltori sono sottoposti nel proprio ambiente di lavoro, che non si attribuiscono solo al veicolo in questione, ma anche alle condizioni in cui le attività vengono svolte. Infine fa seguito una breve introduzione delle principali soluzioni adottate tipicamente in agricoltura per rispondere alle pericolosità di cui sopra e nel contempo se ne presentano i limiti.

Nel Capitolo 2 viene presentata una breve digressione iniziale sulla meccanizzazione agricola odierna e sui vantaggi che essa porta. Si procede giustificando perchè non sia conveniente predisporre alla guida automatizzata un trattore convenzionale pur considerando i cinematismi di sterzo più evoluti (SuperSteer e DualSteer - vedi capitolo 2.2). Ciò porta alla necessità di uno studio ex novo sul trattore: il compromesso a cui si giunge è un veicolo 4WS con ruote gommate, che presenti per la guida un sistema di telecamere, alle quali, nelle condizioni più specifiche sia affiancato un sistema Gps.

Nel Capitolo 3 si concentra l'attenzione sugli angoli di sterzo alle ruote. Definite le caratteristiche del prototipo si entra nel dettaglio delle logiche attraverso le quali il controllore può guidare il veicolo tra i filari e in curva. Vengono inoltre presentate alcune modalità di risoluzione di condizioni critiche che si possono venire a verificare durante la marcia.

Il Capitolo 4 è il nucleo centrale della tesi. In prima analisi si definiscono le equazioni che reggono il moto del trattore, alla risoluzione delle quali si giungerà dopo un'analisi inerente alla distribuzione dei carichi lungo l'asse longitudinale del veicolo. Nella sezione dedicata alla definizione delle forze che gli pneumatici scambiano con il terreno verranno introdotte le limitazioni del modello in esame. Si esegue in seguito l'analisi di stabilità attraverso la quale vengono definiti i valori dei guadagni del controllore. L'analisi viene condotta in due blocchi: il primo dedicato alla marcia tra i filari ed il secondo si occupa della stabilità in curva. Definiti tutti i valori necessari si passerà a considerare la dinamica del moto in grande. Questa fase non solo permetterà di vedere se il



trattore riesce o meno a curvare attraverso le logiche definite, ma consente anche di decretare l'attendibilità dell'analisi di stabilità condotta.

Il risultato di questo esame è un trattore formatosi per rispondere ad esigenze specifiche della coltivazione dell'uva, le cui dimensioni sono frutto dei limiti d'ingombro per muoversi nei filari. E' un veicolo di dimensioni e peso ridotti avente 4 ruote sterzanti e motrici. E' inoltre dotato di numerose prese di forza, alcune oleodinamiche e altre elettriche, per permettere l'ancoraggio delle macchine operatrici. Si mostrano anche le posizioni ipotizzate delle telecamere, strumenti necessari gestiti da una centralina, che consentiranno una guida del tutto automatizzata.

In conclusione, come si evince dalla trattazione sviluppata nella tesi, il progetto non vuole giungere all'ambizioso traguardo di progettare e studiare un veicolo innovativo in tutte le sue sfaccettature. Si vuole mostrare tramite un'analisi preliminare la fattibilità teorica, aprendo magari la strada a nuove idee in ambito agricolo. I valori ricavati ed utilizzati nella stesura possono valere solo da un punto di vista teorico: avendo dimensionato ex novo il veicolo non è possibile trovare in letteratura parametri precisi, ma solo verosimili. L'errore introdotto è indicativamente del 20% dal momento che i valori reali, per quanto riguarda per esempio forze al suolo, distribuzione esatta delle masse, posso essere ricavati solo da valutazioni effettuate durante la fase di progettazione vera e propria. Nonostante ciò si ritiene utile mostrare come in un contesto specifico quale il vigneto, ci sia ancora un gran margine di miglioramento. Per giungere a questi obiettivi bisogna partire non da modelli di veicoli già esistenti, ma da un'attenta analisi del contesto lavorativo.

# Capitolo 1

## Necessità di cambiamento: perché?

*Questo capitolo è il motore della tesi in quanto mette in luce tutti i principali aspetti che porteranno a delineare, nei capitoli successivi, le caratteristiche del veicolo oggetto dello studio. Nei seguenti paragrafi si mostreranno i rischi a cui gli agricoltori sono soggetti durante il loro lavoro, e si giungerà a dimostrare come il maggior numero di questi eventi negativi siano da attribuire al trattore, mezzo protagonista in tutte le attività produttive. Negli anni l'industria meccanica si è sensibilizzata verso questi aspetti proponendo sistemi di sicurezza da applicare al trattore, fino a giungere a proporre nuovi mezzi agricoli. Si cercheranno di mettere in luce alcuni limiti riscontrati in questi prodotti, mostrando come sia necessario studiare un veicolo ad hoc e non più adattando ciò che già esiste.*

### 1.1 Condizioni di lavoro

Gestire e rendere produttivo un vigneto è un compito estremamente arduo. La difficoltà non risiede solo nel creare condizioni affinché le piante durino negli anni<sup>1</sup>, ma nel cercare giorno dopo giorno di curare le proprie viti al fine di produrre uva di qualità. Per queste ragioni i contadini, specialmente in determinati periodi dell'anno sono costretti a passare molte ore nei loro possedimenti e durante questo tempo sono esposti a numerosi inconvenienti.

#### 1.1.1 Mortalità

Il 24 settembre 2011 si è tenuto nel comune di Belgirate, il “Convegno di Medio Territorio dell'Associazione Italiana di Ingegneria Agraria”, durante il quale è stato tenuto un discorso dai professori D.Pessina e D.Facchinetti del Dipartimento di Ing. Agraria dell'Università degli studi di Milano, in merito ad uno studio sul monitoraggio degli incidenti mortali dovuti al ribaltamento dei trattori. Si tratta della più importante causa di decesso dal momento che corrisponde al 70% degli infortuni mortali in agricoltura ([2]). La figura 1.1, fornita dall'INAIL (Istituto Nazionale per l'Assicurazione contro gli Infortuni sul Lavoro), riporta le diverse tipologie di ribaltamento dei trattori e le percentuali di accadimento. È evidente come i decessi per ribaltamento laterale,

---

<sup>1</sup> Un buon agricoltore fa vivere e produrre le sue vigne per oltre 40 anni.

la fetta arancione, rappresentano la causa più critica, essendo il 75% dei capovolgimenti mortali totali ([3]).

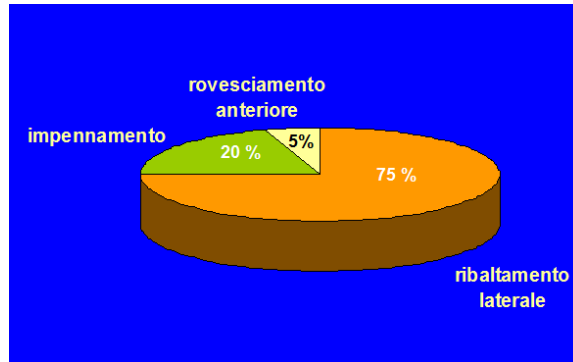


Figura 1.1. Frequenza degli incidenti per ribaltamento ( fonte INAIL [3]).

Un dato che rende questa percentuale più significativa è che già nel 2009, e ripetutasi nel 2011, nei mesi di maggio e giugno questi incidenti hanno superato il numero di quelli avvenuti nell'intera rete autostradale ([2]). Se si fosse fatto riferimento al rapporto km percorsi/veicolo il trattore sarebbe stato considerato il mezzo più pericoloso poiché, data la sua bassa velocità, percorre molta meno strada delle automobili e degli autocarri. Anche con il più corretto rapporto ore lavoro/veicolo la situazione non sarebbe cambiata. I ricercatori, a partire dal GAS Forum (Global Agricultural Safety Forum) indetto dall'ENAMA (Ente Nazionale Meccanizzazione Agricola) hanno classificato tutti gli eventi mortali in un arco di 3 anni e mezzo, tra Gennaio 2008 e Giugno 2011. Il primo dato interessante richiama quanto si è detto poco sopra, cioè l'andamento nell'anno degli incidenti, osservabili in fig. 1.2 .

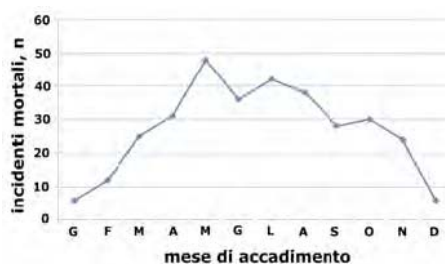


Figura 1.2. Media (nel triennio 2008-2010) degli incidenti mortali dovuti a ribaltamento del trattore agricolo in relazione al mese di accadimento ([2]).

In figura sono stati riportati nelle ordinate la media nel triennio 2008-2010 degli incidenti mortali dovuti al capovolgimento, e nelle ascisse il periodo di riferimento. Maggio e Luglio risultano essere i mesi "funesti", e questo non è un caso in quanto sono i mesi con la massima mole di lavoro. Sorprendente è stato

l'andamento delle morti durante i giorni della settimana: il martedì ha visto mediamente più vittime, ma il dato inaspettato è Sabato e Domenica in cui non sono stati registrati sensibili diminuzioni di decessi sul posto di lavoro, cosa che diversamente accade in quasi tutti i settori produttivi. In realtà questo dato ha una spiegazione: nei periodi di grande lavoro, le aziende a conduzione familiare, non conoscono il riposo il fine settimana. Si tratta di persone che per vivere, per portare avanti la famiglia, svolgono mansioni che non hanno nulla a che fare con i campi. Sono proprio queste che, tornando a casa tardi e stanche durante la settimana, sono costrette a salire sul loro trattore nei giorni che normalmente vengono usati per il riposo, accumulando sempre più stress fisico e mentale, e rendendosi più inclini ad incidenti.

In fig. 1.3 sono riportati gli stessi dati suddivisi per regione: gli incidenti mortali hanno un picco nelle zone di maggior produzione (Veneto, Emilia) e in quelle in cui i terreni sono più accidentati (Trentino Alto Adige, Toscana, Campania, Abruzzo): tra queste si notano alcune delle regioni più importanti come tipologie di vino.



**Figura 1.3. Distribuzione regionale (non pesata in relazione alle macchine operanti, né rispetto alle ore lavorate) degli incidenti mortali dovuti a ribaltamento del trattore agricolo nel periodo 2008- primo semestre 2011 ([2]).**

### 1.1.2 Rischi per la salute

Purtroppo i rischi per chi guida il trattore non si limitano al solo ribaltamento. Si parla di rischi per la salute:

#### 1. Rischi fisici:

- Rumore
- Vibrazioni
- Radiazioni solari e termiche

#### 2. Rischi chimici:

- Polveri (microclima)
- Sostanza pericolose (antiparassitari)

<b>MALATTIE PROFESSIONALI DENUNCIATE PER TIPO DI MALATTIA - GESTIONE AGRICOLTURA ANNI MANIFESTAZIONE 2005-2009</b>						
<b>TIPO MALATTIA</b>	<b>2005</b>	<b>2006</b>	<b>2007</b>	<b>2008</b>	<b>2009</b>	<b>Var. % 2009/2005</b>
<b>TOTALE MALATTIE PROFESSIONALI</b>	<b>1.318</b>	<b>1.448</b>	<b>1.649</b>	<b>1.834</b>	<b>3.914</b>	<b>197,0</b>
di cui:						
<i>Malattie osteo-articolari e muscolotendinee</i>	620	721	920	1.089	2.777	347,9
<i>Ipoacusia da rumore</i>	219	237	282	271	603	175,3
<i>Malattie respiratorie</i>	155	158	153	153	211	36,1
<i>Malattie cutanee</i>	33	34	25	33	45	36,4

**Figura 1.4. Crescita delle malattie rilevate sul posto di lavoro (fonte INAIL [3]).**

Come si osserva dalla tabella riportata in fig. 1.4 fornita dall' Ente nazionale C.R.A.-ING di Treviglio (Consiglio per la Ricerca e sperimentazione in Agricoltura), il numero di casi di malattie riscontrate sul posto di lavoro negli anni aumentano considerevolmente, nonostante le misure di sicurezza incrementino di anno in anno. Addentrarsi eccessivamente nello studio delle cause può risultare fuorviante ai fini della tesi, ma è doveroso presentare alcuni esempi per mostrare un quadro completo dei pericoli nei quali può incorrere un trattorista. Di seguito dunque se ne presenta solo una carrellata in ordine di frequenza d'accadimento. Per quanto riguarda i rischi fisici di primaria importanza troviamo le vibrazioni. Come nelle automobili, anche nei trattori si

pone grande attenzione al comfort, ma questi, a differenza delle auto viaggiano di norma su terreni incoerenti, sconnessi. Le case costruttrici, anno dopo anno, hanno introdotto nel mercato veicoli sempre più performanti, riducendo notevolmente l'esposizione del guidatore ad elevate e ripetute accelerazioni verticali in cassa, ma non abbastanza da eliminarne il problema. Dall'analisi di modelli rigidi fino alla studio delle vibrazioni sull'intero corpo umano, e dal confronto con referti medici sugli infortuni, al C.R.A. sono giunti ad una dipendenza diretta tra le cause di lombalgia e traumi, nello specifico, al rachide (colonna vertebrale) e le ore passate sul trattore. Ciò che più di tutto impensierisce la salute sono le polveri aerodisperse e gli antiparassitari. Dalla tabella in fig. 1.4 si nota anche che non si tratta delle più cospicue in termini di rilevamenti (nel 2009 sono stati registrati 211 a fronte dei 2777 casi di infortuni muscolari e alle ossa), ma sicuramente delle più pericolose, in quanto possono arrecare danni ai polmoni e più in generale all'apparato respiratorio nel complesso. Per esplicitare come gli agricoltori entrino a contatto con queste sostanze vengono riportate di seguito due immagini riferite a casi comuni (vedi fig. 1.5) la prima è un fermo immagine di un momento durante la distribuzione del diserbante con l'atomizzatore in un vigneto; la seconda rappresenta la polvere che si solleva dal suolo nella fase di raccolta in un nocciuolo.



**Figura 1.5. Eloquenti immagini di polveri e antiparassitari aerodispersi in un vigneto (a destra) e in un nocciuolo (a sinistre) (tratte da [3]).**

Non ci sono per ora legami diretti con casi di mortalità nei campi e sostanze inalate, ma spesso quando queste malattie attaccano il sistema immunitario, accompagnano l'agricoltore per tutta la vita. Non meno importanti sono le malattie cutanee dovute ai lunghi periodi di esposizione al sole, anch'esse irreversibili, qualora si presentassero. Queste tra il 2005 e il 2009 sono aumentate del 36% a fronte di un incremento dell'attività. Per questo motivo in alcune regioni d'Italia, quali per esempio la Sicilia e la Campania, si è iniziato da qualche anno a praticare la vendemmia la notte, poiché nei periodi della raccolta dell'uva nei campi si possono raggiungere temperature tra i 30 e i 40°C.

Se da un lato questo salvaguarda la salute degli agricoltori, dall'altro li espone ad un forte stress privandoli di ore di sonno.

## 1.2 Il contesto lavorativo impone vincoli dimensionali

Un veicolo ideale per la viticoltura vede in prima analisi le proprie dimensioni costrette dall'ambito in cui lavora. In Italia un vigneto su campo unico di medie dimensioni si estende per circa 3-4 ettari di terreno, ed è composto da un numero variabile di filari lunghi 200m e distanti tra loro da 1.5 a 2.5m: tale variazione dipende se la piantagione è di nuova generazione, intensiva, a spalliera, in cui si tende ad accorciare gli spazi o di vecchia generazione, a pergole, in cui c'è bisogno di una spaziatura maggiore perché la vegetazione si sviluppa orizzontalmente (Allegato A). Il primo parametro di vincolo è la larghezza: appare evidente, con la presunzione di voler studiare un veicolo che si adatti universalmente alle tipologie di vigneti, come tale grandezza possa eccedere il metro solo di pochi centimetri, al fine di garantire un piccolo ma necessario spazio di manovra. Il secondo parametro definito è la lunghezza. In questo caso il vincolo è dovuto sia alle modalità di costruzione dei vigneti ( filari stretti e quindi raggi di curvatura limitati) che ai limiti dovuti alla sterzata, ed infine allo spazio di manovra esistente a fine filare.

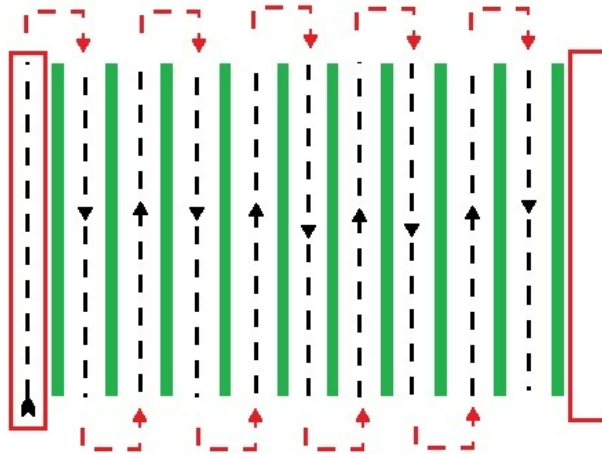


Figura 1.6. Rappresentazione grafica delle manovre critiche in un vigneto

Nella figura 1.6 sono state riportate le aree in cui gli spazi di manovra sono critici. Quelle laterali sono importanti quanto quelle a fine di ogni filare: molti appezzamenti, specialmente quelli collinari, presentano dei limitatissimi spazi ai lati del campo, rendendo difficoltose le manovre.

### 1.3 Soluzioni e limiti

All'agricoltura si associa un'attività molto snervante, ma difficilmente la si ritiene seriamente pericolosa. Per di più l'introduzione di macchine operatrici che sostituiscano la consueta manodopera, porta a pensare l'attività dei viticoltori immune da rischi. In realtà da quanto detto, molti di essi sono legati al solo trattore. Nel paragrafo che segue verranno presentate alcune scelte costruttive adottate per rispondere alle problematiche che qui sono state presentate e ci si chiederà se queste bastino a garantire sicurezza.

#### 1.3.1 ROPS, trattori cabinati e teleguidati

Molteplici, come si mostrerà, sono le soluzioni che vengono adottate sui trattori, ciascuna delle quali risolve uno dei problemi di cui sopra. Il primo che si analizza è inerente al ribaltamento laterale, fattore di elevata criticità essendo causa di incidenti mortali. Per eliminare questo rischio si è introdotto il ROPS (Roll Over Protective Structure), che deve essere usato unitamente alle cinture di sicurezza. Nella fig. 1.7 sono raffigurate tre differenti tipologie: a due montanti posteriore, due montanti anteriori e la più performante a quattro montanti.

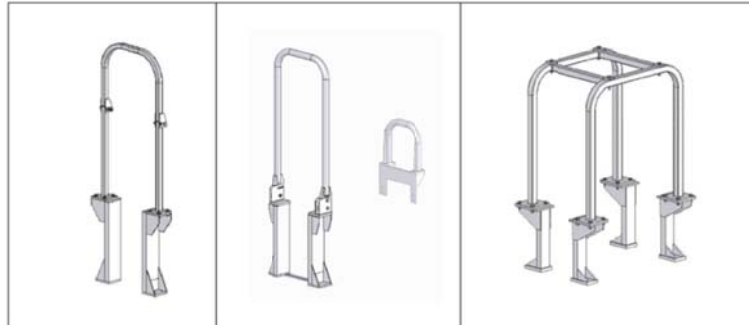
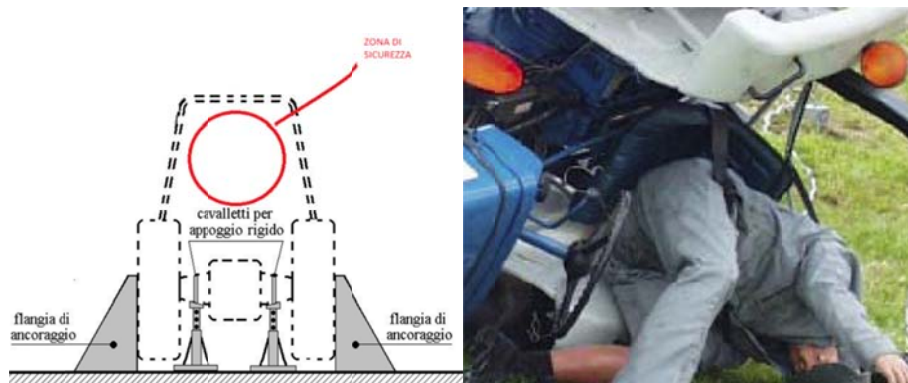


Figura 1.7. Differenti tipologie di ROPS: a due montanti posteriore (sinistra), due montanti anteriori (centro), quattro montanti (destra) (tratto da [3]).

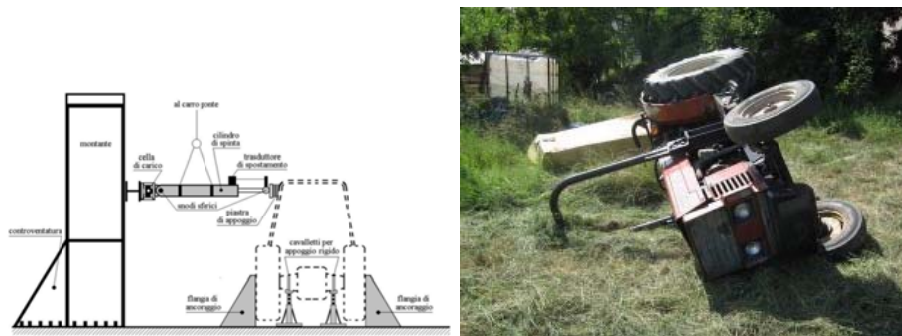
L'utilizzo combinato di questi due elementi crea uno spazio attorno al sedile (definita "zona di sicurezza") nel quale il pilota è protetto durante il capovolgimento del veicolo (vedi fig. 1.8).



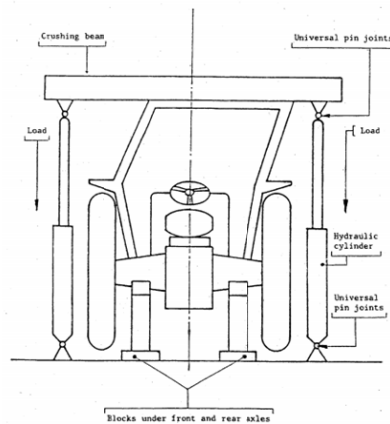


**Figura 1.8.** L'immagine a destra raffigurazione area di sicurezza in caso di capovolgimento. A sinistra l'immagine mostra, attraverso un manichino, la posizione assunta dal trattorista, in caso di capovolgimento, all'interno della zona di sicurezza (tratto da [3]).

In fig. 1.8 viene mostrato, attraverso l'uso di un manichino, in che posizione si troverà il pilota nel qual caso dovesse avvenire un capovolgimento. Ciò che è importante è la zona di sicurezza di cui sopra: il ROPS impedisce al trattore di mettersi sottosopra, mentre la cintura ancora saldamente l'agricoltore, il quale è ora soggetto solo a possibili infortuni o traumi. Per il dimensionamento della barra vengono riprodotte in laboratorio delle condizioni di carico analoghe a quelle che gravano sul ROPS negli urti di caduta. Il test (fig. 1.9 ÷ 1.10) si compone di due prove, una per analizzare la deformazione verticale e una per quella laterale:

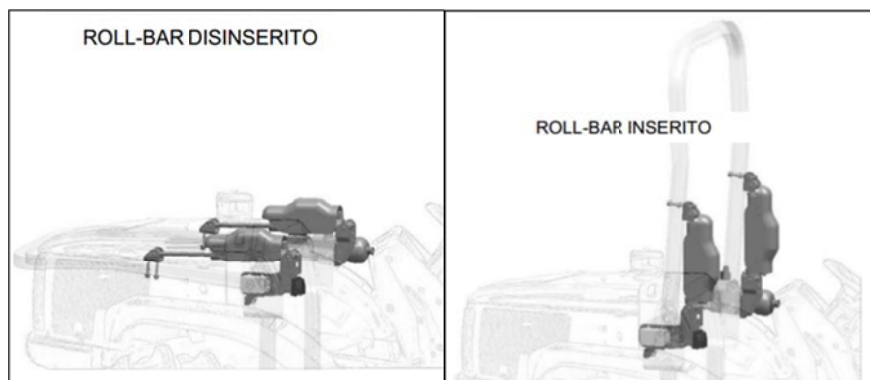


**Figura 1.9.** Nell'immagine in alto è raffigurato lo schema con cui viene eseguito il test per la resistenza a carichi laterali del ROPS. Nell'immagine in basso è raffigurato un tipico caso di incidente avvenuto in campagna (tratto da [3]).



**Figura 1.10. Schema esecutivo del test di resistenza a carichi verticali sul ROPS (tratto da [3]).**

Come si evince dalla fig. 1.9, per simulare correttamente il capovolgimento laterale, nella prova in laboratorio un attuttore preme sulla barra con un carico puntuale laterale nel punto in cui il ROPS va ad impattare. Inoltre in quel punto si ricava la maggior deformazione poiché la struttura può essere vista come una trave incastrata con forza applicata all'estremità opposta. Immediato invece è capire perché la prova dell'urto verticale (vedi fig. 1.10) è effettuata applicando alla trave orizzontale un carico distribuito. Nonostante lo studio sia accurato, questo espediente purtroppo non ha impedito le morti sul lavoro. Bisogna sottolineare che nella maggior parte dei casi in cui si sono registrati decessi, le cause non sono da imputare ad una errata progettazione, ma il motivo principale è dovuto alla negligenza degli agricoltori stessi. La barra antirollio è un elemento ingombrante in verticale che impedisce, come nel tipo di allevamento delle vigne a pergole, il passaggio del trattore tra i filari. Per evitare questo inconveniente i costruttori consentono alla barra di essere mobile, come si vede in figura 1.11, e di essere disposta in orizzontale.



**Figura 1.11. Diversi posizionamenti del ROPS (tratto da [3]).**

Quello che succede è che l'operatore, dopo averla disinserita, per noncuranza, non la dispone più in posizione corretta ponendo se stesso a grave rischio. A tal proposito è in fase avanzata di studio il così detto AUTOROPS, cioè la medesima barra che, grazie ad un inclinometro e una centralina, è in grado di attivarsi, qualora fosse stata disinserita, in caso di rovesciamento (vedi fig. 1.11) Come si è già affermato, il ROPS da solo non può garantire la sicurezza, ma servono le cinture. Vista la bassa velocità, e soprattutto la ripetitività delle operazioni nei campi, gli agricoltori sono restii al loro utilizzo, mettendosi in una condizione di vulnerabilità.

C'è un altro aspetto da considerare: molti terreni sono lavorati da realtà familiari. Quando si giunge in uno di questi campi una delle prime cose che si notano è come gli attrezzi agricoli siano "basilari". Non vengono eseguiti studi di sforzi, deformazioni sulle attrezzature, bensì si chiede al fabbro di paese di realizzare uno strumento che faccia la data operazione. Le strutture protettive per il capovolgimento non hanno nascita differente: sono enormi barre, saldate e collegate alla struttura con piastre e bulloni, non rispettose delle norme d'omologazione, ma montate per evitare controlli qualora fossero eseguiti sul campo. Se pur con dei limiti, il ROPS è un importante strumento per la sicurezza.

Nei trattori di nuova generazione, per prevenire problemi respiratori dovuti alle inalazioni di sostanze dannose, le classiche e poco efficaci mascherine sono state rimpiazzate da delle cabine, nella struttura delle quali vengono inglobate le barre descritte. Non solo aumentano la sicurezza in caso di ribaltamento, ma schermano il guidatore sia dalle polveri che dal rumore. Ma se bisognasse passare tra i filari coperti da reti per la grandine, o sotto le già citate pergole? Non potendo disinserire la cabina come si fa con il ROPS, questi tipi di trattori risultano inadatti: sarebbe difficoltoso il passaggio o non concesso. Inoltre, poiché le normali attività nei campi vengono svolte principalmente nelle stagioni estive, il conducente deve avere la possibilità di far girare l'aria. Evitando di aprire i finestrini della cabina, che farebbero irrimediabilmente entrare nell'abitacolo polveri dannose, verranno utilizzate le normali bocchette dell'aria condizionata le quali, attraverso i filtri, non possono schermare completamente le sostanze nocive.

Per bypassare tutti i rischi a cui è sottoposto l'agricoltore sono oggi in fase di sviluppo dei sistemi teleguidati, grazie ai quali è possibile comandare il veicolo anche da grande distanza. Si tratta di un'idea all'avanguardia, capace di assicurare l'agricoltore da tutti i rischi citati nel paragrafo precedente. In questo caso però, non si è eliminata la figura del pilota del trattore, ma se ne è variata la "sede". Infatti deve essere comunque sempre presente una figura che tramite un apposito telecomando muova il veicolo tra i filari.

Si consideri la struttura di un vigneto (Appendice A). È molto regolare: filari posizionati con il laser, distanze fisse o poco variabili, strutture che in uno

stesso campo si mantengono uguali, senza variazioni improvvise. È doveroso chiedersi, a questo punto, se sia utile tenere un operatore occupato a pilotare la trattoria all'interno di un percorso che non presenta ostacoli improvvisi, manovre complesse, fermate e ripartenze. Nel caso tradizionale il trattorista deve solamente tenere il volante fermo per evitare che le ruote sterzino a causa degli avvallamenti del terreno, proseguire ad andatura costante, e solamente a fine filare effettuare la manovra di sterzata, che poi è sempre la stessa. Non è neanche richiesta una cura particolare nel mantenere una distanza costante dalle vigne, dal momento che le macchine operatrici sono munite di sensori, i quali, differendo da lavorazione a lavorazione, consentono alle stesse di essere "indipendenti" da piccoli spostamenti trasversali della motrice. Qualora si fosse in presenza di filari irregolari, adattivi o curvi (Appendice A), è possibile comunque acquistare dei sensori after-market, montabili su un qualsiasi trattore, che, tramite una centralina vanno ad agire sul sistema di sterzo, consentendo di mantenere il veicolo centrato. Tali sensori possono essere di diverso tipo: la Arvatec, una nota società che produce sistemi informatici e tecnologie per l'agricoltura, produce sensori ad ultrasuoni ([4]), che consentono una guida parallela e una precisione centimetrica. Ancora più efficiente in presenza di filari irregolari è il montaggio di kit GPS ([4]): in questo caso i costi lieviteranno a seconda non solo della precisione richiesta ma anche della copertura, parametro non da trascurare in quanto i vigneti possono trovarsi nella provincia di grandi città, come in aperta campagna o in zone collinari. Rimane il problema cruciale della curva. Cosa accade quando il veicolo arriva a fine filare? La Arvatec propone un video per mostrare il funzionamento della sua versione di guida automatizzata con kit GPS, nel quale si rimane colpiti da un particolare ([5]): il pilota rimane con le braccia conserte tutto il tratto rettilineo e nel mentre si vede lo sterzo correggersi autonomamente. Passata l'ultima vite è necessario sterzare e solo a quel punto l'addetto prende con le mani il volante e fa manovra. Senza guardare il lato economico, poiché spesso il trattore viene guidato dallo stesso proprietario del vigneto nelle realtà medio-piccole, una persona spreca il proprio tempo stando fermo inutilmente nel veicolo ed entra in azione per pochi istanti. Nel caso di terreni gestiti da aziende familiari può essere un fattore molto significativo. Non si può di certo parlare di ottimizzazione, e la situazione non migliora se si considerano veicoli teleguidati, in cui deve essere sempre un operatore ad effettuare le manovre.

Tale "pilota a distanza", inoltre, non può trovarsi troppo lontano dal mezzo, non per problemi di ricezione del segnale, quanto invece per la necessità di non far impattare una parte del trattore contro i filari. L'agricoltore è così costretto ad essere presente all'interno del vigneto, o nelle sue immediate vicinanze, per cui il problema dell'esposizione a sostanze nocive torna a presentarsi. Si potrebbe pensare di munire il telecomando, come succede nel modellismo, di schermi che riportino immagini elaborate da telecamere poste sul

mezzo. In questo modo si potrebbero eseguire le manovre a distanza. Non si deve dimenticare però il contesto nel quale si lavora: il mondo agricolo. Queste persone non sono amanti della tecnologia raffinata, complessa, non vogliono schermi touch e a fatica tollerano i bottoni. Vogliono leve, ganci, attrezzi semplici e non fragili.

Non è corretto dunque aiutare gli agricoltori fornendo loro degli strumenti non idonei, dal momento che si parte dal principio che l'oggetto che si vuole introdurre nel mercato deve soddisfare le esigenze di chi lo adopererà. Logicamente studiare qualcosa ex novo comporta dei costi sicuramente maggior rispetto a porre modifiche a ciò che già esiste per adattarlo ad un contesto mutevole. In talune circostanze, però, i limiti presenti rendono impossibile adeguare un veicolo già presente nel mercato in risposta a tutte le richieste.

Nel capitolo che segue si mostrano i limiti costruttivi per la guida automatizzata del trattore convenzionale e si introducono i vantaggi di un veicolo 4WS. Inoltre si spiegano le tipologie di controllo artificiale che si adotteranno sul prototipo, e che saranno fondamentali nell'analisi dinamica sviluppata nel capitolo 3.

## Capitolo 2

### Caratteristiche prototipo

*Alcune delle caratteristiche di questo prototipo nascono per migliorare la vita dell'uomo nei vigneti, altre per migliorare quella dell'uva. Inizialmente si sposterà l'attenzione sui vantaggi dell'automazione agricola, che non permette solo di migliorare la produzione, sia in termini qualitativi che quantitativi, ma anche di agevolare il lavoro dei viticoltori. Si cercherà in seguito di chiarire perchè non sia possibile sviluppare un sistema di guida automatizzata sui trattori già esistenti nel mercato, ed infine si delinearanno le principali caratteristiche del prototipo, indispensabili per sviluppare nel capitolo successivo l'analisi dinamica.*

#### 2.1 Ambiente, uomo, tecnologia

L'Italia è molto restia ad introdurre la meccanizzazione spinta nelle proprie colture: ancora il cambio generazionale non è avvenuto, e i giovani, cresciuti nell'era della tecnologia, non hanno preso le redini del gioco. Bisogna volgere lo sguardo al di là della Alpi per vedere come le macchine siano sempre più presenti: in Italia, infatti, sono attive solo 800 vendemmiatrici contro le 14.000 utilizzate in Francia, paese con una superficie vitata analoga ([1]). In Olanda, ogni anno in una università differente del paese, si tiene in Field Robot Event, una competizione tra i vari campus in cui i giovani presentano veri e propri prototipi di veicoli nati con lo scopo di agevolare il lavoro nei campi.

Nell'ambito di un riflessione generale dell'applicabilità della meccanizzazione integrale del vigneto, un posto importante spetta alla qualità, intesa come potenziale enologico delle uve provenienti dai vigneti meccanizzati. Occorre capire, infatti, se la meccanizzazione integrale vada considerata come una soluzione idonea solo per i vigneti destinati alla produzione di vini più economici oppure se possa essere presa in considerazione anche per la produzione di uve per vini di pregio elevato e spiccata tipicità. Una sperimentazione oramai piuttosto vasta indica che la qualità degli interventi meccanici sulla chioma risulta soddisfacente e comparabile a quella ottenuta con operazioni manuali ([7], [8]). A risultati analoghi sono pervenute le ricerche sulla vendemmia meccanica: la libertà di programmazione dell'uso della macchina può consentire di vendemmiare al momento ottimale oppure, in caso di improvvisi mutamenti meteorologici, di intervenire per limitare i possibili danni alla produzione. La meccanizzazione integrale del vigneto appare quindi,

in linea generale, un'opzione conveniente in numerose situazioni diverse per dimensione delle aziende e per orientamento produttivo.

Tutte queste considerazioni, unite ai già citati rischi di mortalità, rischi per la salute, poco feeling degli agricoltori con strumenti che siano eccessivamente moderni (telecomandi con schermi per guida a distanza), portano a pensare ad una comune soluzione: un veicolo completamente automatizzato capace di muoversi tra i filari. Le informazioni che bisogna dare sono essenziali: parti e fermati al filare che ti viene indicato. Il “vecchio” trattorista diventa un operatore “utile”, il quale può disinteressarsi del trattore, ed utilizzare il proprio tempo per altre attività. Logicamente rischi morte e malattie spariscono.

Nell'Appendice A si mostra come un vigneto abbia una struttura regolare, con variabilità molto contenute, il che consente una guida su “binari” tramite l'adozione di telecamere, scelta che in seguito verrà precisata. Tramite questi sensori di movimentazione il veicolo non solo valuta la propria posizione nell'inter-fila, ma è in grado di bloccare la lavorazione in un filare predeterminato attraverso la lettura di appositi marker.

Di seguito, richiamando la conclusione del capitolo 1, si mostra perchè non sia possibile attrezzare un veicolo già esistente con sistemi per una guida indipendente.

## **2.2 Trattore convenzionale**

I trattori che sono oggi disponibili in commercio sono tutti caratterizzati dall'aver le classiche ruote sterzanti all'anteriore. La corretta sterzata del trattore avente 2 ruote sterzanti con ruote direttrici solo anteriori e con assale posteriore con ruote non sterzanti, prevede che tutte le ruote rotolino senza slittare anche in curva attorno allo stesso centro di rotazione. Ciò significa che tale centro deve trovarsi sul prolungamento dell'assale posteriore e che le due ruote anteriori direttrici devono avere un diverso angolo di sterzata<sup>2</sup>.

---

<sup>2</sup> L'angolo di sterzo della ruota interna è maggiore di quello della ruota esterna per costruzione.

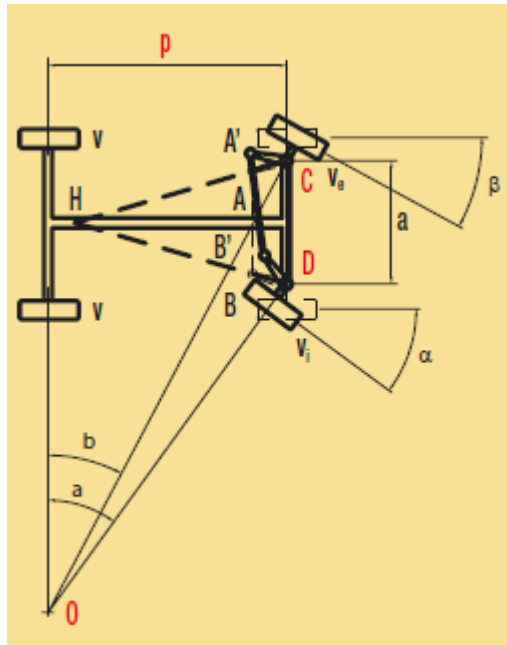


Figura 2.1. Sterzata cinematica di un veicolo con 2 ruote sterzanti anteriori (tratto da [12]).

Con riferimento alla figura 2.1, dove  $\beta$  e  $\alpha$  sono rispettivamente gli angoli di sterzata della ruota esterna e interna alla curva, “a” la distanza delle articolazioni dei perni a snodo delle ruote direttrici<sup>3</sup>, “p” il passo ovvero la distanza degli assali, è facile ottenere con semplici considerazioni trigonometriche i raggi di sterzata  $R_i$  e  $R_e$  rispettivamente della ruota interna ed esterna alla curva:

$$\begin{cases} R_i = \frac{p}{\sin\alpha} \\ R_e = \frac{p}{\sin\beta} \end{cases} \quad (2.1)$$

appare evidente che per ottenere raggi di svolta contenuti occorre avere un passo ridotto, una carreggiata stretta e grandi angoli di sterzata delle ruote direttrici. Bisogna considerare accuratamente tutti questi aspetti dal momento che esistono dei vincoli di progettazione, primo tra tutti il massimo grado di rotazione delle ruote attorno al proprio asse verticale, che non può eccedere i 50°-55°.

A causa del passo e della carreggiata delle macchine motrici presenti oggi nel mercato, è necessario un trattorista che immetta la macchina nella fila di vigne successiva attraverso manovre di posizionamento. Se si considerasse un inter-fila di 1.8m, per i limiti sullo sterzo non è sicuramente possibile effettuare la manovra in un'unica soluzione. A tal proposito sono stati sviluppati due

<sup>3</sup> In prima approssimazione questo valore è pari alla carreggiata.



diversi cinematismi di sterzo, il DualSteer e il SuperSteer, grazie ai quali la sterzata delle ruote può raggiungere i  $65^{\circ}$ - $76^{\circ}$ .

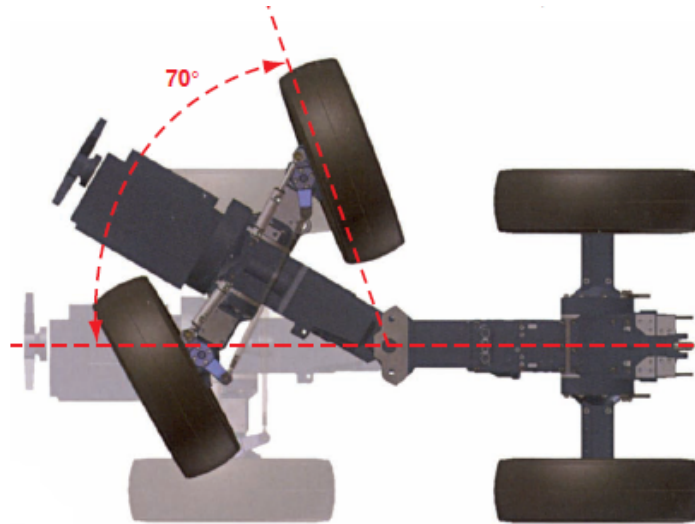


Figura 2.2. Rappresentazione della modalità di raggiungimento dell'angolo massimo in un Dual Steer (tratto da [35]).

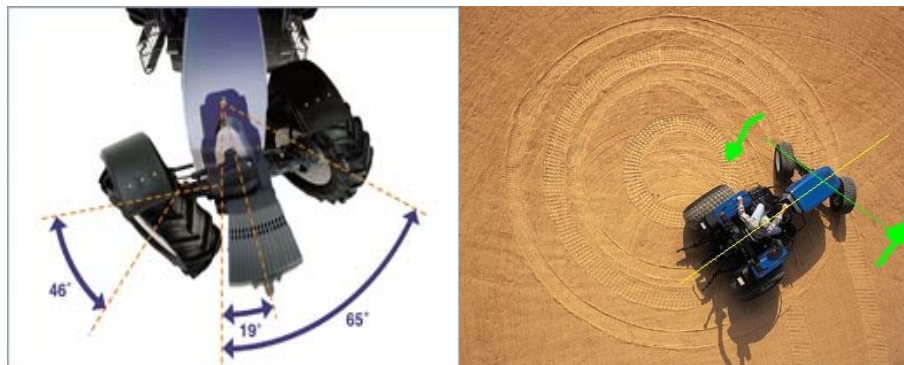


Figura 2.3. A sinistra: Sterzata di un veicolo munito di asse anteriore SuperSteer nella quale si evidenziano gli angoli caratteristici raggiungibili dal SuperSteer [key-10]. A destra: esemplificazione della enorme riduzione di raggio di curvatura tramite questo cinematismo (tratto da [11]).

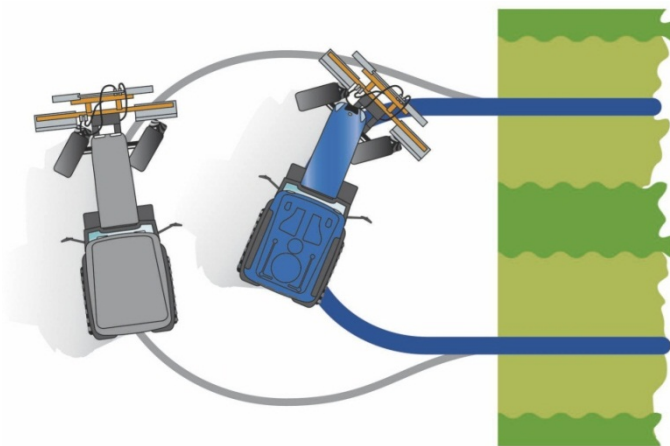
In fig. 2.2 è messo in evidenza come un trattore DualSteer<sup>4</sup> riesca ad aumentare di ben  $20^{\circ}$  il massimo valore di sterzata. Si tratta di un sistema combinato, che aggiunge alla sterzata tradizionale l'articolazione centrale, che porta l'angolo fino a  $70^{\circ}$  riducendo il raggio di sterzo minimo. Dal punto di vista meccanico, il sistema di sterzata delle ruote anteriori è di tipo tradizionale, con due classici

<sup>4</sup> Letteralmente il termine vuol dire "doppio sterzo".

cilindri idraulici a movimentare le ruote. Il corpo del trattore è però dotato anche di un perno centrale; per mezzo di un rinvio ad “L” e ad una barra di collegamento, la ruota anteriore destra resta solidale all’articolazione del carro e pertanto, ad ogni curva, quest’ultima segue la manovra in maniera sincronizzata, anche grazie alla presenza di un ammortizzatore idraulico atto a rendere particolarmente fluido il movimento. L’intero sistema permette quindi alle ruote posteriori di seguire più fedelmente la traccia di quelle anteriori, riducendo sensibilmente i danni al terreno in capezzagna<sup>5</sup>.

Nelle fig. 2.3 si mostra il sistema di sterzo introdotto dalla New Holland. Si osserva che alla consueta rotazione delle ruote di 46° si aggiunge la rotazione dell’asse anteriore di circa 19° (si parla appunto di asse anteriore SuperSteer): l’azione combinata di questi due cinematismi consente di raggiungere sterzature molto elevate, dell’ordine dei 65°. Addirittura nella serie dei trattori T4000 della New Holland quest’ultimo valore accresce fino a raggiungere i 76°. Nella figura 2.3 si mostra quanto stretto diventi lo spazio necessario alla curva. Questi cerchi così minuti vengono raggiunti anche grazie all’adozione di un sistema di frenatura differenziale, che consente di bloccare la ruota interno curva.

L’adozione di uno di questi due cinematismi di sterzo apparentemente consente solo al trattore di sterzare con un minor raggio di curvatura. Nella fig. 2.4 si mostra il risparmio di spazio di manovra tra un trattore con e senza SuperSteer: la traiettoria blu è eseguita dal trattore con asse anteriore sterzante e viene stimato un utilizzo di spazio a fine filare del 30% in meno. Attraverso ciò non solo si consente al trattorista di entrare agilmente, senza manovre, nei filari successivi, ma di curvare in minor tempo. Proprio questo risparmio è il maggior vantaggio, come afferma la New Holland ([9]), in tal modo si consente un aumento del 15% della produttività per ettaro coltivato.

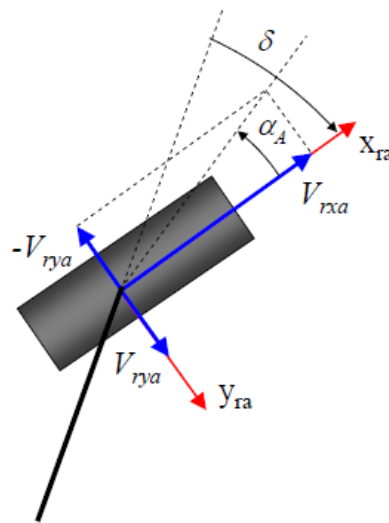


**Figura 2.4. Confronto tra spazio di manovra impiegato da un trattore con asse anteriore SuperSteer rispetto ad un trattore tradizionale (tratto da [9]).**

<sup>5</sup> La capezzagna è la strada di servizio che collega i vari appezzamenti coltivati.

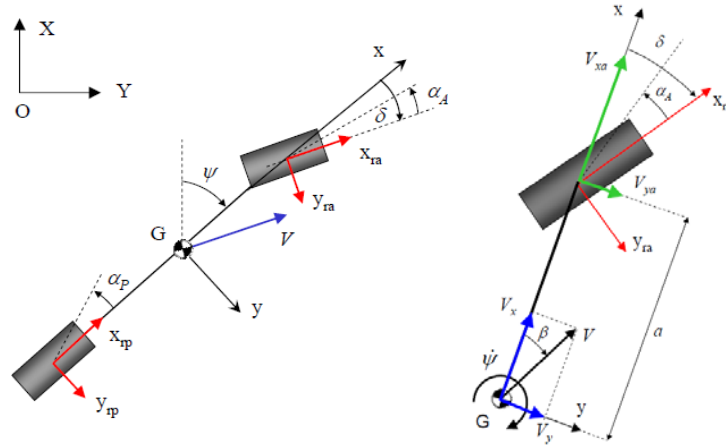
Diverse esperienze fatte hanno dimostrato che entrambe le soluzioni siano molto efficienti, e che permettano di ottenere i analoghi risultati. La motivazione secondo cui alcune case prediligano una invece dell'altra scelta costruttiva dipende da un concetto fondamentale: la deriva.

Con il termine deriva si intende l'angolo che si viene a formare tra la direzione della velocità longitudinale e trasversale della ruota.



**Figura 2.5. Confronto tra spazio di manovra impiegato da un trattore con asse anteriore SuperSteer rispetto ad un trattore tradizionale (tratto da [14]).**

Nella figura 2.5 vengono riportati in rosso gli assi longitudinali  $x_{ra}$  e trasversali  $y_{ra}$  della ruota, in blu invece le velocità del centro ruota, rispettivamente  $V_{rxa}$  in longitudinale e  $V_{rya}$  in trasversale. Nel caso, ad esempio, di modelli monotraccia del veicolo, tali velocità si ricavano a partire da quelle del baricentro del veicolo,  $V_x$  e  $V_y$  (vedi fig. 2.6) e si proiettano sugli assi della ruota noto l'angolo di sterzo  $\delta$ . Quest'ultime sono state ricavate a partire dalla velocità assoluta del veicolo  $V$  la quale è stata poi scomposta nelle due componenti noto l'angolo di assetto  $\beta$  e la velocità d'imbardata del veicolo  $\dot{\psi}$ .



**Figura 2.6. Modalità di calcolo delle velocità del centro ruota note le velocità del baricentro (tratto da [14]).**

$$\begin{cases} V_x = V \cos \beta \\ V_y = V \sin \beta \end{cases} \quad (2.2)$$

$$\begin{cases} V_{xa} = V_x \\ V_{ya} = V_y + \dot{\psi} a \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\begin{cases} V_{xra} = V_{xa} \cos \delta + V_{ya} \sin \delta \\ V_{yra} = V_{ya} \cos \delta - V_{xa} \sin \delta \end{cases} \quad (2.4)$$

A questo punto è possibile ricavare il valore dell'angolo di deriva  $\alpha_A$ :

$$\alpha_A = \tan^{-1} \left( -\frac{V_{yra}}{V_{xra}} \right) \quad (2.5)$$

L'andamento della deriva è un parametro molto importante in quanto è direttamente legato all'andamento della forza laterale che gli pneumatici sono capaci di trasmettere al suolo. A pari valore di  $\delta$  un trattore munito di asse anteriore SuperSteer crea una maggior deriva rispetto al rivale DualSteer. Per dimostrare ciò è necessario porre delle modifiche alle formule sopra riportate le quali fanno riferimento ad un modello monotraccia con asse anteriore rigido e prive di snodo centrale.

- SuperSteer

$$\begin{cases} V_{xa} = V_x \cos \gamma + \dot{\psi} a \sin \gamma + V_y \sin \gamma - \dot{\gamma} c \\ V_{ya} = V_y \cos \gamma + \dot{\psi} a \cos \gamma - V_x \sin \gamma \end{cases} \quad (2.6)$$

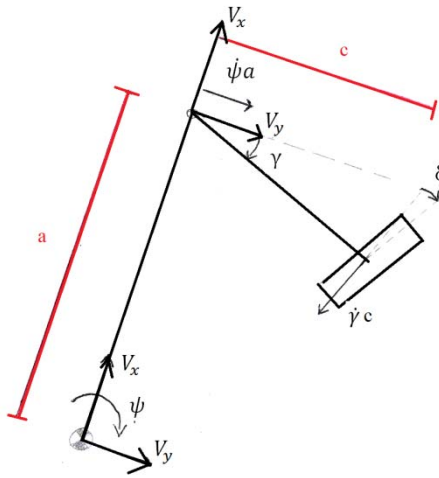


Figura 2.7. Schematizzazione modalità di calcolo delle velocità agenti sulla ruota nel SuperSteer.

- DualSteer

$$\begin{cases} V_{xa} = V_x \cos \gamma + V_y \sin \gamma \\ V_{ya} = V_y \cos \gamma + \dot{\gamma} a - V_x \sin \gamma \end{cases} \quad (2.7)$$

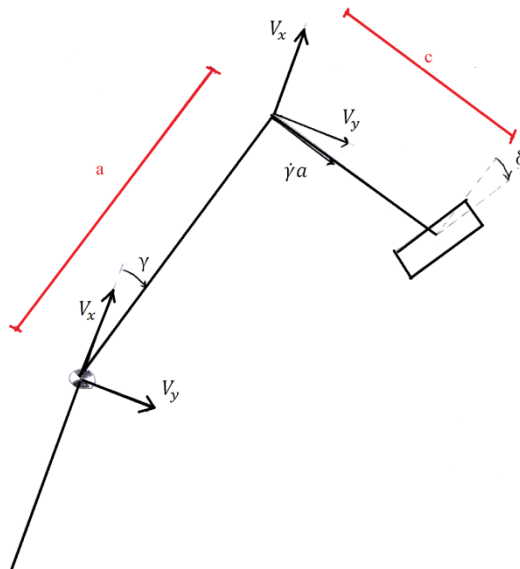


Figura 2.8. Schematizzazione modalità di calcolo delle velocità agenti sulla ruota nel DualSteer.

nelle quali con  $\gamma$  sono state indicate rispettivamente la rotazione dell'asse anteriore nel SuperSteer e la rotazione della metà anteriore dell'interasse nel DualSteer. Inoltre con  $c$  si è definito il semiasse anteriore.

$V_x [m/s]$	0.4
$V_x [m/s]$	0.13
$\delta [rad]$	0.53
$\psi [rad]$	0.20
$\dot{\psi} [rad/s]$	0.17
$\gamma [rad]$	0.20
$\dot{\gamma} [rad/s]$	0.25

Tabella 2.1. Valori utilizzati per confronto derivate tra SuperSteer e DualSteer.

Considerando, a titolo di esempio, possibili valori delle grandezze geometrico cinematiche del veicolo in curva di un veicolo 2WS, riportati nella tabella 2.1, si ottengono i seguenti parametri:

$$\begin{cases} \alpha_{A-SS} = 0.134 \text{ rad} \\ \alpha_{A-DS} = 0.056 \text{ rad} \end{cases} \quad (2.8)$$

in cui con il pedice SS ci si riferisce al SuperSteer e con il DS al DualSteer<sup>6</sup>. Questo aspetto, dovuto alle caratteristiche cinematiche del veicolo, sebbene causi il compattamento del terreno a fine filare, non è particolarmente dannoso per la qualità dell'uva. Schiacciare il suolo nel tratto tra i filari è molto dannoso poiché rovina le radici delle piante, mentre nelle zone a fine filare, contrassegnate con frecce rosse nella fig. 1.6, tale problema viene meno in quanto sono meno presenti le radici. Queste zone sono definite “zone di passaggio” e non costituiscono parte integrante del vigneto ai fini dell'integrità delle viti. Essendo però il terreno in analisi un terreno incoerente, la deriva diventa molto importante per riuscire ad effettuare la curva. Infatti più aumenta il valore di  $\alpha_A$  più la velocità laterale del centro ruota diventa predominante su quella longitudinale e maggiore sarà lo spazio impegnato nella curva: questo aspetto, definito sottosterzo, verrà chiarito in seguito ed è legato anche alla deriva sulla ruota posteriore.

Ipotizzando in un primo momento di trascurare tale effetto di deriva, si vuole determinare il massimo passo possibile  $p$  che si può avere in un trattore per passare da un filare al successivo con un'unica manovra. Si considerano i valori di sterzo massimi per le tre tipologie di trattori (vedi tabella 2.2) e il valore di interfila limite, 1.8m (per il SuperSteer si è considerato il valore

<sup>6</sup> I parametri presenti nella tabella, utilizzati per determinare le derivate, non sono stati presi casualmente ma sono dei valori ricavati dallo studio della dinamica di un veicolo monotraccia 2WS.

massimo della serie T4000). Per ottenere il valore del passo  $p$  si rielabora la formula già adottata nel capitolo 1, valida per un'analisi preliminare su un modello di veicolo monotraccia:

$$p = \delta * \rho \quad (2.9)$$

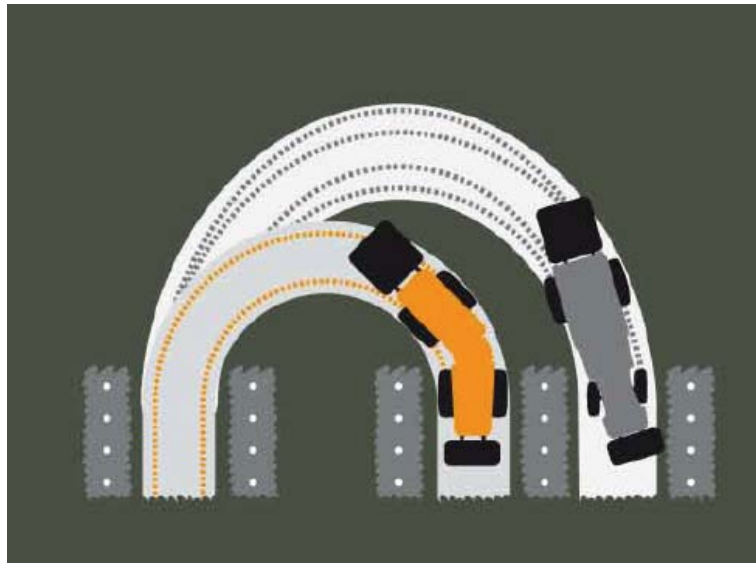
in cui  $\rho$  è il raggio di curvatura e  $\delta$  il consueto angolo di sterzo.

	Artic. centrale	Asse ant. rigido	Asse ant. mobile	$\delta_{max}$	$p$
Convenzionale		X		50°	0.78 m
SuperSteer			X	75°	1.2 m
DualSteer	X			70°	1.11 m
Super+Dual	X		X	> 90°	> 1.4 m

**Tabella 2.2. Valori utilizzati per determinare il massimo passo consentito al trattore.**

È opportuno sottolineare che si è deciso di studiare anche una quarta possibile soluzione, quella che prevede l'adozione sia di uno snodo centrale che dell'asse anteriore sterzante (Super+Dual). Questa ha validità solo per completezza argomentativa, ma non deve essere considerata tra le possibili soluzioni. La costruzione di trattori con questo sistema sterzante non è applicabile da un punto di vista realizzativa dal momento che come si osserva nella tabella 2.2 lo sterzo arriverebbe a valori superiori ai 90°. Viene scartata anche perché l'elevato angolo, anche se inferiore ai 90°, sarebbe affrontabile solo a velocità prossime allo zero, visto che in caso contrario si avrebbero deriva tali che il veicolo raggiungerebbe subito la saturazione e non girerebbe. Avere un'eccessiva deriva comporta durante lo scivolamento delle ruote in curva anche un maggior deterioramento dello pneumatico.

Dalla tabella 2.2 si evince chiaramente come le dimensioni tipiche dei trattori, nonostante siano muniti dei più innovativi sistemi di sterzata, impediscono la curvatura in un'unica manovra se i filari si fanno molto compatti tra loro. Infatti viene eseguita una tipica manovra (vedi figura 2.9), che è consentita dai limiti fisici: si lavorano i filari in maniera alternata, ogni due o ogni tre in mondo da far aumentare  $\rho$  e ridurre di conseguenza la  $\delta$  alle ruote.



**Figura 2.9.** Tipica manovra di sterzo a fine filare effettuata dagli agricoltori. In veicolo può essere inserito nel secondo o nel terzo filare a seconda di ingombri e caratteristiche sterzanti (tratto da [6]).

Già nel Capitolo 1 sono stati esposti i limiti riscontrati nei trattori oggi presenti nel mercato, che espongono i coltivatori ad innumerevoli rischi. Questa semplice analisi preliminare serve a mostrare come non sia conveniente munire questi veicolo di sistemi per la guida automatizzata dal momento che le dimensioni che li caratterizzano non permetterebbero manovre agili tra i filari. Si deve dimensionare ex novo un veicolo, facendo attenzione non solo ai limiti dovuti all'ambiente di lavoro, ma anche a tutte le esigenze che la gestione dei vigneti comporta, prima tra tutte la necessità di collegare macchine operatrici.

### **2.3 Trattore 4WS (Four Wheel Steer)**

Veicoli a 4 ruote sterzanti non sono più oggi così difficili da trovare: nel mondo agricolo, ma ancor di più in quello edile, sono numerosi i veicoli che consentono di sterzare tutte e quattro le ruote, come il ben noto caricatore telescopico. Anche per quanto riguarda le case automobilistiche molte hanno fatto, e stanno facendo, studi sulla sterzata posteriore, in quando, grazie agli enormi progressi dell'elettronica, permettono un miglioramento sensibile delle prestazioni dinamiche di un veicolo a bassa ed elevata velocità ([16]). Chiaramente in



ambito agricolo non si è tanto interessanti alla stabilità delle manovre alle alte velocità<sup>7</sup>, bensì all'aumento di reattività in curva.

Da questo paragrafo in poi si abbandona quindi l'analisi dei trattori oggi in commercio, per iniziare a delineare quelle che sono le caratteristiche del prototipo oggetto della tesi. Inizialmente, nel rispetto dei vincoli dovuti all'ambiente di lavoro e a quelli di origine meccanica<sup>8</sup>, si osserva quali vantaggi un sistema di sterzata integrali a ruote pneumatiche possa fornire al veicolo e se ne mostrano alcune scelte costruttive. Infine chiariremo come si sia deciso di gestire la guida automatica, quali sensori adottare e con che logica farli funzionare.

### 2.3.1 Vantaggi

Il moto di un veicolo è strettamente legato alla distribuzione delle forze di contatto scambiate tra pneumatici e terreno: durante una curva le forze protagoniste sono quelle laterali, le quali dipendono principalmente dagli angoli di deriva, come verrà precisato in seguito, ma sono influenzate anche dal carico verticale, dall'angolo di camber<sup>9</sup> e dalla forza longitudinale (forza di trazione o frenante)<sup>10</sup>. Per migliorare l'analisi dinamica gli sforzi si concentrano sullo studio delle interazioni di questi parametri: nei trattori convenzionali ciò viene fatto basandosi però sull'idea che solo le ruote anteriori possano essere sterzate. Le ruote posteriori sviluppano forze trasversali solo in seguito alla variazione dell'angolo d'assetto<sup>11</sup>. Quest'angolo è formato dalla direzione del vettore velocità assoluta del baricentro e la direzione dell'asse della cassa: in questo modo le posteriori non sono quindi coinvolte direttamente nel controllo del moto ([18]).

Questa osservazione ha portato all'idea che, sterzando anche le ruote posteriori in modo adeguato per controllare l'assetto del veicolo, sarebbe possibile modificare in modo rapido la dinamica laterale dello stesso. Detto ciò si vuole chiarire anche se sia più conveniente che le ruote girino in fase o in contro fase alle anteriori. Per poter spiegare meglio questo concetto è necessario introdurre le relazioni cinematiche tra le variabili. Definiamo inizialmente rapporto di sterzata:

<sup>7</sup> Un trattore agricolo da vigneto raggiunge velocità massime dell'ordine di 35 km/h su strade urbane, ma nelle attività svolte nei campi difficilmente raggiunge i 15 km/h. In particolare più ci si muove lentamente tra i filari e meglio vengono eseguite le operazioni.

<sup>8</sup> Fin ora si è analizzato solo il limite dovuto al cinematismo di sterzo, che consente, nelle versioni più performanti, di raggiungere i 75°.

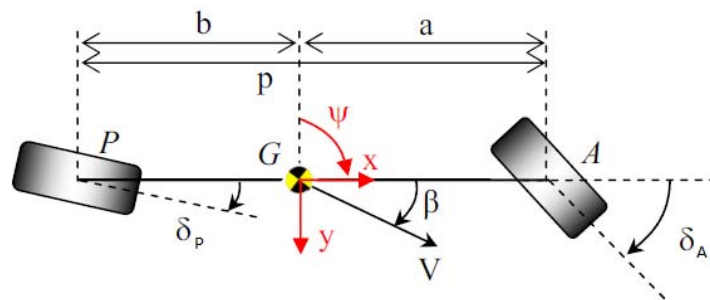
<sup>9</sup> L'angolo di camber è l'angolo formato tra il piano verticale ed il piano medio della ruota

<sup>10</sup> L'impiego di aderenza in una delle due direzioni diminuisce l'aderenza disponibile nell'altra. Vengono utilizzati per l'analisi delle azioni combinate i diagrammi polari i quali riportano i valori di  $F_x$  (ascisse) ed  $F_y$  (ordinate) in funzione dell'angolo di deriva e dello scorrimento longitudinale ([17]).

<sup>11</sup> Comunemente definito tramite la lettera greca  $\beta$  (vedi fig. 2.6)

$$\eta_s = \frac{\delta_A}{\delta_P} \quad (2.10)$$

in cui si è definito a numeratore l'angolo di sterzo delle ruote anteriori e a denominatore l'angolo di sterzo della ruota posteriore.



**Figura 2.10. Modello monotraccia veicolo avente 4WS.**

Nel modello in fig. 2.10, la cassa del veicolo è rappresentata nel piano orizzontale come una trave rigida con baricentro G mentre le ruote appartenenti ad uno stesso asse sono schematizzate mediante un'unica ruota supposta priva di massa e momento di inerzia. Dato che gli angoli di sterzo delle ruote anteriori e posteriori, come si vedrà, sono definiti dagli organi di controllo per la guida automatica<sup>12</sup>, il veicolo risulta dotato di 3 gradi di libertà, cioè le due traslazioni nel piano orizzontale (x,y) e la rotazione attorno all'asse verticale ( $\psi$ ). Nella figura si osservano anche:

- V: velocità assoluta del veicolo applicata nel baricentro
- $\beta$ : angolo di assetto
- p: passo del veicolo, cioè la distanza tra la ruota anteriore e quella posteriore
- a e b: rispettivamente la distanza della ruota anteriore e quella della ruota posteriore dal baricentro

Rimandando alla lettura [18] per la spiegazione delle relazioni tra le variabili cinematiche in un modello monotraccia 4WS, si propongono di seguito solo le

<sup>12</sup> Per la guida automatizzata il sistema complessivo di telecamere e centralina di acquisizione dati consentirà la definizione di un apposito angolo di sterzo

relazioni utili a chiarire i vantaggi tra una sterzata sincrona e asincrona delle ruote:

$$(\delta_A - \delta_P) = \frac{p}{\rho} \quad (2.11)$$

$$(\delta_A - \delta_P) = \frac{p}{\rho} + (\alpha_A - \alpha_P) \quad (2.12)$$

in cui con il termine  $\rho$  si considera il raggio di curvatura.

Considerando in un primo momento la condizione in assenza di derive, appare evidente come l'adozione di un rapporto di sterzata,  $\eta_s$ , negativo permetta di inserire il trattore su traiettorie curvilinee di raggio minore di quanto si otterrebbe con un rapporto positivo, in cui, al limite, posto  $\delta_A$  uguale a  $\delta_P$ , il veicolo non sarebbe in grado di girare. Inoltre si mette anche in luce che, sempre nel caso di  $\eta_s$  negativo, lo spazio di manovra è sensibilmente ridotto rispetto a quanto ottenuto con un veicolo convenzionale a due ruote sterzanti, a pari angolo di sterzo  $\delta_A$ .

Introducendo i parametri di deriva, sia sulle ruote anteriori che su quelle posteriori, la situazione può cambiare notevolmente. Definendo con  $\alpha_A$  la deriva sulla ruota anteriore e  $\alpha_P$  quella sulla ruota posteriore, si possono venire a definire tre differenti condizioni ([15]):

1.  $\alpha_A = \alpha_P$  : Veicolo neutro
2.  $\alpha_A > \alpha_P$  : Veicolo sottosterzante
3.  $\alpha_A < \alpha_P$  : Veicolo sovrasterzante

La seconda condizione vede il mezzo muoversi su una traiettoria di raggio  $\rho' > \rho$ , cioè curva meno rispetto a quanto viene impostato alle ruote. Chiaramente questa è una condizione sfavorevole in quanto il trattorista è costretto ad effettuare delle manovre correttive per consentire al mezzo di entrare nel filare successivo. L'ultima condizione è apparentemente favorevole, cioè il trattore percorre una curva di  $\rho'' < \rho$ , il che vuol dire che riuscirà ad entrare nel filare successivo e che permetterà l'aumento del passo. In realtà questa è la condizione più pericolosa, non solo perché se portata all'eccesso conduce il veicolo al testa-coda, ma anche perché essendo le ruote posteriori quelle con maggior deriva si danneggia maggiormente il terreno del vigneto. Se non era di particolare interesse il compattamento a fine filare, nella zona di passaggio, molto importante è limitare il compattamento del terreno tra i filari. Infatti, quando si inizia a sterzare, le ruote posteriori sono ancora all'interno del vigneto e una loro eccessiva deriva, a lungo andare, danneggerebbe la coltura.

La condizione numero 1 è quella auspicata teoricamente, in quanto, sebbene siano presenti le derive, il veicolo percorre una traiettoria di  $\rho = p \delta$ . Infatti in presenza di angoli di deriva l'effettivo angolo di sterzo da dare alle ruote per eseguire una curva di raggio  $\rho$  è:

$$\delta - \delta_0 = \alpha_A - \alpha_p \quad (2.13)$$

in cui  $\delta_0$  viene definita sterzata cinematica e vale:

$$\delta_0 = \frac{p}{\rho} \quad (2.14)$$

La capacità dei veicoli a quattro ruote sterzanti è quella di ottenere una superiore manovrabilità nelle situazioni che non presentano ampi raggi di curvatura.

### 2.3.2 4WS o Cingolato?

La scelta di munirlo di 4 ruote gommate e non da cingoli come accade per altri veicoli agricoli non è risultata scontata. Il cingolato presenta numerosi vantaggi:

- è poco influenzato dalla tipologia di terreno su cui deve lavorare, poiché la bassa resistenza all'avanzamento dovuta allo slittamento quasi inesistente della trattrice cingolata permette indifferentemente le lavorazioni su suoli di consistenza media, tenace o acquitrinosa, e questo determina sicuramente maggiori rendimenti e consumi ridotti sia di tempo che di risorse;
- a parità di peso e potenza, la capacità di trazione è ben più elevata rispetto ad un trattore a 2 o 4 ruote motrici;
- un trattore a ruote arriva a compattare il suolo del 60% in più rispetto ad un cingolato di ugual peso ([36]), dunque l'impiego di quest'ultimo riduce la costipazione del suolo, dal momento che si mantiene una buona galleggiabilità;
- la manovrabilità non è paragonabile: quella del cingolato è nettamente superiore, tanto che una trattrice di questo tipo, facendo girare un cingolo in avanti e l'altro indietro contemporaneamente della stessa quantità, riesce a compiere una rotazione su se stessa;
- il baricentro, più basso rispetto ai trattori con ruote, e la maggiore superficie d'appoggio consentono superiore sicurezza e stabilità nelle lavorazioni tutti aspetti che in un vigneto possono essere fondamentali.

C'è un rovescio della medaglia, primo tra tutti il problema delle vibrazioni, le quali, se il terreno è molto sconnesso possono indurre delle accelerazioni verticali in cassa, anche alle basse velocità, molto più elevate rispetto a quelle di un veicolo gommato. Se pur si vuole effettuare una guida automatizzata nei campi, il guidatore è sempre presente: non più una persona in carne ed ossa, ma una centralina la quale riceve informazioni da sensori. Con vibrazioni in cassa eccessive, la funzionalità degli strumenti di misura rischierebbe di essere compromessa.

Secondo problema, più pratico del precedente, riguarda gli spostamenti. Molti viticoltori possiedono i campi non nelle vicinanze delle abitazioni, il che comporta la necessità di effettuare degli spostamenti su strade urbane. La velocità massima raggiungibile da un cingolato è di soli 15 km/h e dalle discussioni emerse su alcuni forum agricoli “per raggiungerli ci vuole un bel coraggio”. Non solo per il rumore, ma anche le vibrazioni si fanno insostenibili. In realtà così com'è costruito non può girare sulle strade come fa invece un normale trattore, ma deve essere munito di apposite attrezzature che devono essere applicate alle maglie dei cingoli per evitare il danneggiamento del manto stradale. Questo rimedio non viene adottato da nessun agricoltore, ma si ovvia il problema caricandolo su rimorchi.

Da altre discussioni con viticoltori si comprende come un sogno comune, pensiero che potrebbe essere esteso a tutte le attività agricole, sarebbe avere un'unica macchina motrice che vada bene per condurre tutte le attività a 360°. Chi possiede un cingolato, per ora, non può vedere realizzato questo desiderio, poiché, per necessità di spostamento, dovrà sempre acquistare anche un trattore. Il motivo risiede nelle capacità massime di traino dell'auto: ogni vettura presenta nelle proprie specifiche un peso totale consentito di auto + rimorchio, il peso della macchina a vuoto e a pieno carico.

Con il trattore il problema non si pone in termini di trasportabilità, ma nasce la necessità di una patente aggiuntiva: se la somma della motrice più rimorchio eccede i 3500 kg è necessaria una estensione della patente B alla BE. Questo aspetto non solo comporta un ulteriore costo (ricordiamo che si è già comprato in più del voluto un trattore e un rimorchio) ma anche una perdita di tempo.

Queste considerazioni conducono a riconsiderare l'adozione di ruote pneumatiche: in tal senso, tramite un gancio traino, è possibile agganciare un trattorino ad un qualsiasi veicolo. Infatti, date le dimensioni ridotte, con peso inferiore a quello della maggior parte delle roulotte che si incontrano sulle autostrade. La scelta di ruote gommate è anche accresciuta dal contesto, quale il vigneto. Si pensi anche solo velocemente al tipo di terreno: difficilmente si lavorerà su terreni paludosi, che erano molto favorevoli ai cingoli, ma più probabilmente si dovrà lavorare in presenza di numerose buche, ostacoli,

pendenze laterali.. che possono favorire principalmente strutture flessibili, come l'impiego di sospensioni indipendenti, a discapito della rigidità.

Molto più sentito è il problema del compattamento del terreno. Con un veicolo con 4 ruote non è pensabile ottenere gli stessi risultati, in termini di peso specifico al suolo, tipici di un cingolato, ma è possibile ridurre questa differenza attraverso un espediente: si munisce il veicolo gommato di un compressore e si crea un sistema pneumatico che lo colleghi alle ruote. Su queste vengono poste delle valvole, che insieme allo stesso compressore permettono di sgonfiare e rigonfiare le ruote. È molto comodo poiché nei campi si può ridurre la pressione dei pneumatici in modo tale da far aumentare l'impronta a terra e ridurre di conseguenza la pressione specifica. Quando il veicolo deve percorrere strade urbane la pressione viene nuovamente aumentata per la sicurezza. In questo modo si riesce ad arginare il problema del compattamento del terreno, ricordando che il trattore in fase di sviluppo ha un peso molto inferiore ad uno convenzionale. Dovendo trasportare delle macchine operatrici (es atomizzatore lunghezza 3.5m), l'invidiabile manovrabilità dei cingoli viene meno, in quanto per riuscire ad effettuare la curva si deve tenere in considerazione l'ingombro del rimorchio.

Come si nota molti degli svantaggi di un veicolo gommato in un ambito specifico si riducono enormemente. Inoltre se il trattore venisse riprogettato, intento di questa tesi, anche le condizioni sull'equilibratura dei pesi verrebbero analizzate in modo da renderlo più sicuro, riducendo il baricentro e i momenti di ribaltamento conseguenti.

## **2.4 Guida automatizzata**

Molti dei rischi a cui è sottoposto il viticoltore durante il suo lavoro possono essere risolti attraverso l'introduzione di veicolo a guida automatizzata. Oggi molto è stato fatto in questa direzione, e in Italia sono presenti alcuni dei centri più all'avanguardia nel campo, come il VisLab, una società spinoff dell'Università di Parma. Proprio in questo centro ricerche, il 20 Luglio 2010 sono partiti due veicoli muniti di sistemi per la "guida senza pilota" e sono giunti fino a Shanghai [key-19]. Questa sezione presenta solo alcune considerazioni preliminari sulla scelta degli strumenti per la guida automatizzata, frutto di colloqui con il Professor A. Broggi, presidente e direttore (CEO: Chief Executive Officer) del VisLab.

### **2.4.1 Telecamere**

Al giorno d'oggi sono molte le aziende, in differenti campi produttivi, che adottano sensori utili a definire la posizione, basti pensare ai noti sensori di

parcheggio utilizzati nelle auto. Vi possono essere sensori elettromagnetici, sensori laser, ultrasuoni, tutti facilmente reperibili nel mercato e alcuni dei quali con costi contenuti.

Si è deciso di utilizzare come strumento di guida la telecamere<sup>13</sup>: predisponendone due in ogni punto in cui è necessario fare rilevazioni è possibile ottenere una grande efficienza in termini di definizione della profondità. Infatti sovrapporre un'immagine vista da punti vicini (a distanza di circa 6cm l'una dall'altra) con angolazione differente permette di ricreare la visione stereoscopica (3D) analoga a quella generata dalla visione binoculare del sistema visivo umano.

Rispetto agli ultrasuoni, già abbondantemente utilizzati in agricoltura come sensori aftermarkert ([4]), le telecamere consentono una maggiore sicurezza: entrambi permettono una precisione dell'ordine del cm, ma gli ultrasuoni vanno in difetto in presenza di una vegetazione non fitta. Il filare del vigneto non costituisce una parete uniforme e regolare, inoltre nel periodo invernale le piante si spogliano delle foglie, rimanendo solo con i rami. Questo è un aspetto problematico, dal momento che le onde ultrasuoni non riescono a rimbalzare sui rami e dare un segnale chiaro di distanza.

La telecamera porta con se un ulteriore vantaggio: è possibile posizionare alla fine di ogni filare un marker<sup>14</sup> il quale appena viene visto dal sensore segnala l'arrivo alla fine del filare. In tal modo è possibile indicare al veicolo in quale filare fermarsi, oppure capire se è giunto alla fine del campo.



**Figura 2.11.** Nell'immagine a sinistra viene mostrata un'idea di quello che il veicolo dovrebbe immaginare, una sorta di muro che limita lo spazio dell'interfila. Nella figura a destra invece viene proposta una idea di marker per la curva.

Ciò semplifica notevolmente la gestione delle curve rispetto ad altri sensori. Il sensore ad ultrasuoni, non è capace di riconoscere se si trova a fine del filare o

<sup>13</sup> Le telecamere variano dagli 8€ per quelle più semplici a più di 1000€ per quelle termiche

<sup>14</sup> Trattandosi di un sensore visivo, il marker può essere di qualunque tipo: un paletto, un numero, un colore, qualsiasi cosa si voglia. Nel nostro caso abbiamo ipotizzato un numero il che rende comodo dire al veicolo da che filare iniziare la lavorazione.

se invece si tratta solo di un punto nel filare in cui non si rilevano segnali: questo aspetto è molto importante perché si rischierebbe di vedere il trattore curvare a metà vigneto portando alla distruzione della vigna.

Per quanto riguarda le telecamere il grosso limite è che possono funzionare solo in presenza di luce: questo aspetto può essere bypassato predisponendo dei fanali che illuminino nella direzione in cui la telecamera guarda.

### 2.4.2 Gps

Per quanto riguarda la lavorazione all'interno del vigneto il solo uso delle telecamere garantisce il corretto posizionamento del veicolo. Infatti, lavorando su terreno incoerente, spesso anche dopo le piogge, può succedere che le ruote non abbiano un'eccellente presa, il che le porta a slittare<sup>15</sup>: questa condizione non impedisce una guida automatizzata gestita da telecamere, poiché fin tanto che il veicolo non vede il marker non curva.

La gestione della curva per mezzo della sola telecamera è molto difficoltosa: basta un'angolazione errata del veicolo perché la telecamera interno curva perda il riferimento del marker e non riesca più a curvare. A rendere la gestione più robusta interviene il Gps. Se questo strumento viene posto in corrispondenza del baricentro del veicolo è possibile conoscere istante per istante la posizione del veicolo nello spazio. A questo punto si crea una logica di sterzo con la quale si confronta la posizione del baricentro rispetto ad una traiettoria predefinita. Ciò, oltre a semplificare la gestione della curva, consente non solo la guida del veicolo negli spostamenti su "strade bianche"<sup>16</sup> che collegano diversi appezzamenti, ma anche il posizionamento della motrice in prossimità del filare da cui voler iniziare la lavorazione.

---

<sup>15</sup> Con il termine scorrimento, in ambito dei veicoli gommati, ci si riferisce al rapporto tra la velocità assoluta dell'ente cinematico punto di contatto appartenente alla ruota considerata rigida corrispondente al centro dell'area di contatto  $V_c$ , e il modulo della velocità del centro ruota  $|V|$ :

$$\varepsilon = \frac{V_c}{|V|} = \frac{V - \Omega \Lambda(G - C)}{|V|}$$

in cui con  $\Omega$  si definisce la velocità di rotazione della ruota e il segmento (G-C) tra il centro di rotazione della ruota (G) e il punto di contatto con il suolo (C). La differenza tra la velocità effettiva del centro ruota  $V$  e la quantità  $\Omega \Lambda(G-C)$  è una misura di quanto microslitta la ruota ([26]).

<sup>16</sup> Si tratta di piccole stradine non asfaltate sulle quali non vige il codice della strada, in quanto strade private. Questo particolare è molto importante, poiché oggi non è consentito, per ragioni di sicurezza, ai veicoli a guida automatizzata di muoversi sulle strade urbane (solo il Nevada ha fatto rientrare nel proprio codice della strada i veicolo senza pilota).





**Figura 2.12. Visione aerea di una zona nel veronese coltivata a vigneti.**

Con la predisposizione del Gps sul trattore è possibile mappare la totalità del terreno a disposizione del viticoltore: con un unico passaggio, il trattore ha in memoria tutte le possibili strade, tutti gli appezzamenti e le distanze da uno all'altro.

Permettere al trattore autonomamente di spostarsi da un appezzamento al successivo solo tramite i sensori di posizione sarebbe impossibile poiché non ci sono riferimenti sufficienti per garantire al veicolo una pista sicura. Il Gps, a sua volta, sarebbe insufficiente se utilizzato solo: se durante la marcia si presentasse un ostacolo che quando il tracciato è stato mappato non vi era, il veicolo non lo noterebbe e vi andrebbe irrimediabilmente contro. Questo è una considerazione molto importante per la sicurezza. Si faccia il caso in cui il trattore stia facendo ritorno al garage e quest'ultimo è situato vicino alla casa del proprietario o vicino all'azienda viticola: se il veicolo non avesse dei sensori di guida co-locati, potrebbe accadere che un pedone venga colpito. Torna importante l'impiego di telecamere, le quali notando un ostacolo nelle immediate vicinanze possono inviare un segnale alla centralina per aggirare l'ostacolo, oppure, in condizioni critiche, inviare un segnale grazie al quale effettuare un arresto di emergenza della macchina.

Inoltre il Gps è fondamentale, come si vedrà, nell'esecuzione delle manovre di sterzata qualora alla motrice venissero collegate macchine operatrice di dimensioni considerevoli. Per effettuare correttamente la curva il trattore deve allontanarsi molto dalla fine del filare e ciò impedirebbe alle sole telecamere di avere un riferimento.

Queste caratteristiche sono la base da cui avrà seguito l'analisi di fattibilità dinamica attraverso la quale si giungerà a determinare il dimensionamento del trattore.

## Capitolo 3

### Logiche di controllo

*Nel Capitolo 3 si concentra l'attenzione sugli angoli di sterzo alle ruote. Definite le caratteristiche del prototipo si entra nel dettaglio delle logiche attraverso le quali il controllore può guidare il veicolo tra i filari e in curva. Vengono inoltre presentate alcune modalità di risoluzione di condizioni critiche che si possono venire a verificare durante la marcia.*

#### 3.1 Logiche di sterzo

Una parte fondamentale dello sviluppo di questa tesi viene dedicata alla definizione degli angoli di sterzo. Far sì che un veicolo si gestisca autonomamente comporta una attenta analisi delle logiche che consentono la scelta del valore di sterzo che ruote anteriori e posteriori dovranno avere. Tali strategie di controllo si possono così classificare:

- logiche in feed-forward;
- logiche in feed-back;
- logiche miste.

Per quanto riguarda le strategie in feed-forward, definite tipicamente in loop aperto, le prestazioni ottenibili sono essenzialmente legate alla presenza di disturbi esterni ed alle incertezze del modello di riferimento su cui si basano. Tali logiche però consentono di avere una prontezza di intervento maggiore in quanto non necessitano di alcuna retroazione. Le logiche di controllo in feed-back permettono di superare tali inconvenienti e di modificare in positivo la stabilità del sistema.

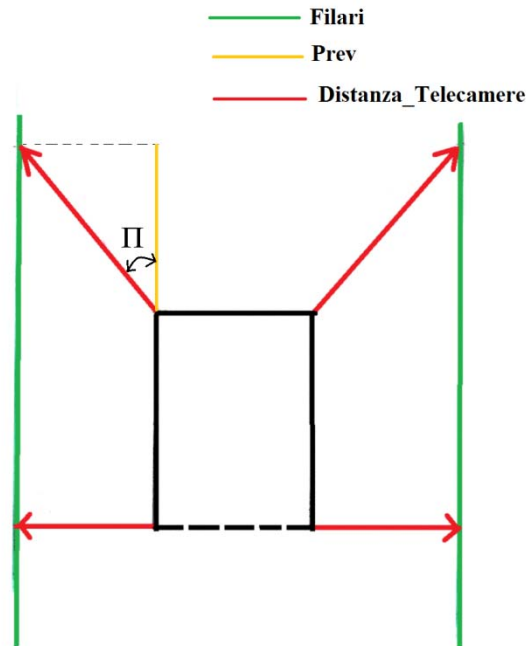
Nello studio di un trattore da vigneto un aspetto di rilevante importanza è la precisione durante le manovre. Non si tratta solo di precisione per evitare le catastrofiche conseguenze che si avrebbero qualora il veicolo urtasse i filari, ma anche di precisione nel mantenere il veicolo correttamente posizionato nei filari mentre le macchine operatrici svolgono la loro funzione. Si vuole garantire all'agricoltore la piena sicurezza durante la sua assenza dal campo. Per cercare di portare al massimo la cura nella definizione degli angoli di sterzo, si sfruttano i

vantaggi di entrambe le strategie, realizzando logiche strutturate in modo misto, dove si sommano i due contributi dati dal feed-forward e dal feed-back. Come è stato precisato nel capitolo 2, l'intento è quello di giungere alla realizzazione di un modello di veicolo in cui il pilota non sia una persona fisica, ma un “driver elettronico” capace di elaborare una serie di informazioni in input per giungere a definire in output  $\delta_A$  e  $\delta_P$ . Il controllo adottato è un controllo semplice, tramite il quale si gestirà in loop chiuso l'angolo di sterzo all'anteriore, mentre in loop aperto l'angolo di sterzo al posteriore. Il rapporto di sterzata,  $\eta_s$ , espresso nel capitolo 2.3.1, varia solo in funzione della posizione del veicolo. Infatti durante la marcia all'interno del filare, come verrà dimostrato nel capitolo 4, il trattore dimostra maggior stabilità con  $\eta_s$  nullo, mentre in curva, data la necessità di sterzare in spazi stretti, il rapporto diventa negativo, cioè avrà lo stesso modulo valutato all'anteriore e un determinato sfasato funzione della distribuzione della posizione del baricentro lungo l'asse longitudinale del veicolo.

Anche per quanto concerne la  $\delta_A$  la legge di controllo varia a seconda che il veicolo si trovi ad affrontare la curva o si muova all'interno dei filari. Per questa ragione la delineazione delle caratteristiche di controllo della ruota anteriore verrà diversificata in due paragrafi.

### 3.2 Marcia tra i filari

Per quanto riguarda la marcia all'interno dei filari, all'anteriore, il valore dello sterzo viene definito per mezzo delle telecamere. La funzione di questo sensore è quella di valutare la distanza che intercorre dal punto in cui viene posizionata ed un ostacolo. Il veicolo è posizionato nella mezzeria quando il gap tra il fianco destro e sinistro del trattore sono alla medesima distanza dalla schiera di viti. Valutare tale posizionamento per mezzo solo di due telecamere renderebbe il controllo poco robusto. Si preferisce per tale motivo considerare 4 telecamere, due per lato. Nello specifico se ne pongono due anteriori, grazie alle quali vengono valutati eventuali ostacoli ed evitati, e due in corrispondenza del baricentro (figura 3.1).

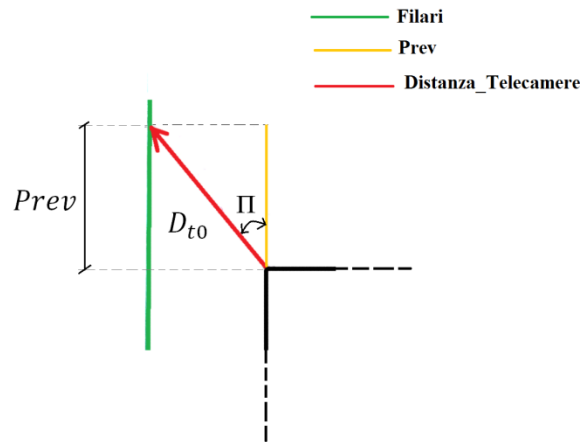


**Figura 3.1. Schematizzazione della modalità di definizione delle distanza delle telecamere dai filari. In rosso vengono definiti i valori delle distanze misurate effettivamente dalle telecamere. Tale valore è frutto di due grandezze di dimensionamento della telecamera: Prev, in ocra e l'angolo  $\Pi$ .**

Nella figura 3.1 con il segmento rosso, definito “Distanza\_Telecamere”, si evidenzia la direzione lungo la quale la telecamera farà la misurazione. Si nota come le inclinazioni di tali segmenti differiscano, a seconda che si analizzino le telecamere anteriori o posteriori. Le telecamere poste nel mezzo, infatti, misurano la distanza con un angolo di  $90^\circ$  rispetto il fianco del veicolo, mentre quelle all'anteriore sono inclinate di un angolo  $\Pi$ . L'imposizione di un angolo  $\Pi$  che volge lo “sguardo” delle telecamere anteriori in avanti è necessario per valutare eventuali variazioni della disposizione dei filari, e eventualmente bloccare la marcia se non è garantito uno spazio sufficiente per il passaggio del veicolo. A seconda delle tipologia di filare e dell'interfila, si stabilisce quanto deve essere questa inclinazione  $\Pi$ , in funzione di un coefficiente Prev, definito lunghezza previsionale. Tale lunghezza da una misura si quanto di vuole volgere “lo sguardo” della telecamera in avanti.

Si definisce “Distanza\_Telecamere” della figura 3.1 con il parametro  $D_t$ , ed in condizione di veicolo centrato con asse parallelo alla distribuzione dei filari, si valuta secondo (vedi fig. 3.2):

$$D_{t0} = \frac{Prev}{\cos\Pi} \tag{3.1}$$



**Figura 3.2** Dettaglio della telecamera anteriore sinistra del veicolo durante la marcia tra i filari in condizione di corretto posizionamento. Con *Prev* si indica la lunghezza di previsione. Si mette in evidenza  $D_{t0}$ , formalismo per definire la distanza misurata dalla telecamera in questa condizione di marcia.

in cui si è aggiunto il pedice 0 per indicare la condizione particolare di veicolo correttamente posizionato all'interno del filare. La definizione dell'angolo di inclinazione delle telecamere all'anteriore è fortemente influenzata dalla scelta della lunghezza previsionale e dell'interfila del vigneto. Considerando il veicolo centrato e fissato un valore di *Prev*, per un corretto dimensionamento si deve avere che il prodotto della distanza misurata dalla telecamera per il seno di  $\Pi$  sia uguale alla metà valore dell'interfila diminuito della carreggiata, definita con la lettera *s*:

$$D_{t0} \sin \Pi = (\text{interfila} - s) / 2 \quad (3.2)$$

Il valore a destra dell'uguale è stato dimezzato in quanto l'altra metà sarà valutata dalla telecamera sul lato opposto. Ricordando come è stata definita la distanza  $D_{t0}$ , si giunge a definire  $\Pi$  attraverso:

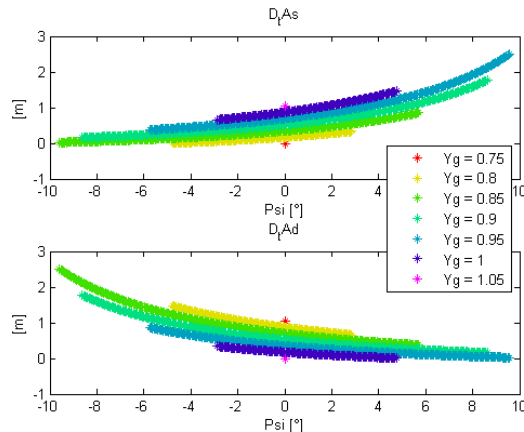
$$\Pi = \tan^{-1} \left( \frac{\text{interfila} - s}{2 \text{Prev}} \right) \quad (3.3)$$

in cui si osserva come all'aumentare dell'interfila aumenti il valore dell'angolo.

Ipotizzando di lavorare all'interno di un filare di 1.8m di distanza tra le file di viti, con una lunghezza previsionale di 0.5m, si ricava che l'angolo di inclinazione delle telecamere anteriori è di:

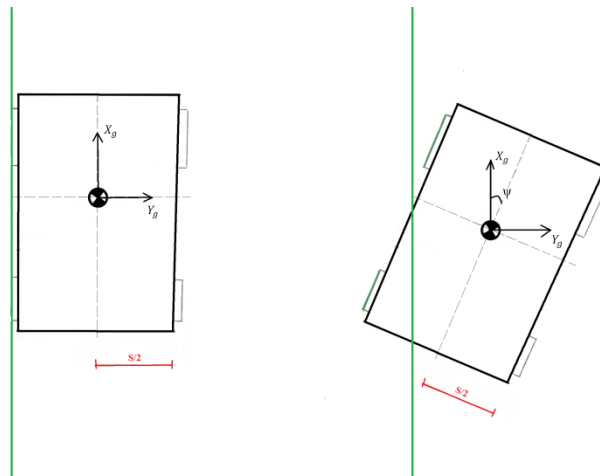
$$\Pi = 16,7^\circ \quad (3.4)$$

Noto questo parametro si può andare ad analizzare l'andamento delle distanze misurate dalle telecamere in funzione sia dell'angolo di imbardata  $\psi$  che della coordinata  $Y_g$  del baricentro espressa nel sistema di riferimento assoluto (figura 3.3):



**Figura 3.3. Andamento delle distanze calcolate dalle telecamere in funzione dell'imbardata  $\psi$  e della coordinata  $Y_g$  del baricentro espressa nel sistema di riferimento assoluto.**

Analizzando la figura 3.3, il primo aspetto interessante è come il veicolo ruoti di valori di  $\psi$  differenti a seconda della posizione che occupa il baricentro all'interno del filare. Tale grafico è stato ricavato per careggiata di 1.5m. Il baricentro non si trova all'estremità posteriore del veicolo, ma ad una distanza di 1m dall'asse posteriore a 0.6m da quello anteriore. Tale scelta dei valori verrà precisata nel capitolo 4. In condizioni ideali, durante la manovra di sterzata, il veicolo ruota attorno al proprio baricentro e di conseguenza, non gli è consentita alcuna possibilità di curvare qualora si trovasse con un fianco attaccato al filare, senza giungere inevitabilmente ad impattare contro le vigne (vedi fig. 3.4).



**Figura 3.4. Schematizzazione dell'impossibilità del trattore di curvare qualora fosse posizionato attaccato con un fianco alle vigne.**

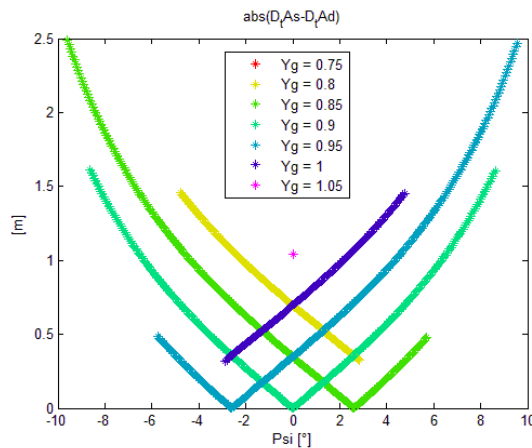
Si relaziona quindi la coordinata  $Y_g$  alla massima variazione d'imbardata attraverso le seguenti formule:

$$\psi_{max} = \sin^{-1} \left( \left( \frac{Y_g - \frac{s}{2}}{b} \right) \right) \quad (3.5)$$

$$\psi_{max} = \sin^{-1} \left( \left( \frac{\frac{s}{2} + \text{interfila} - Y_g}{a} \right) \right) \quad (3.6)$$

Il valore della  $\psi_{max}$  è il minore tra i due.

Tornando alla figura 3.3, la condizione che consente di avere il maggior angolo d'imbardata ( $\psi \sim 9.5^\circ$ ) è quella chiaramente a veicolo centrato, cioè quella in cui la  $Y_g$  corrisponde alla mezzeria dell'interfila. Tale valore corrisponde strettamente alla scelta della careggiata. Inoltre, definendo  $D_{t_{Ad}}$  e  $D_{t_{As}}$  rispettivamente le distanze misurate dalle telecamere anteriori a destra e a sinistra del veicolo, si osserva che ad una rotazione positiva, corrisponde un aumento della  $D_{t_{Ad}}$  ed una riduzione della  $D_{t_{As}}$ . Tale variazione, si osserva dalla figura 3.5, non è uguale sui due lati, bensì è maggiore nel lato esterno curva:



**Figura 3.5.** Andamento del valore assoluto della differenza tra la distanza misurata dalla telecamera sinistra e destra in funzione della rotazione  $\psi$  e della posizione del baricentro  $Y_g$ .

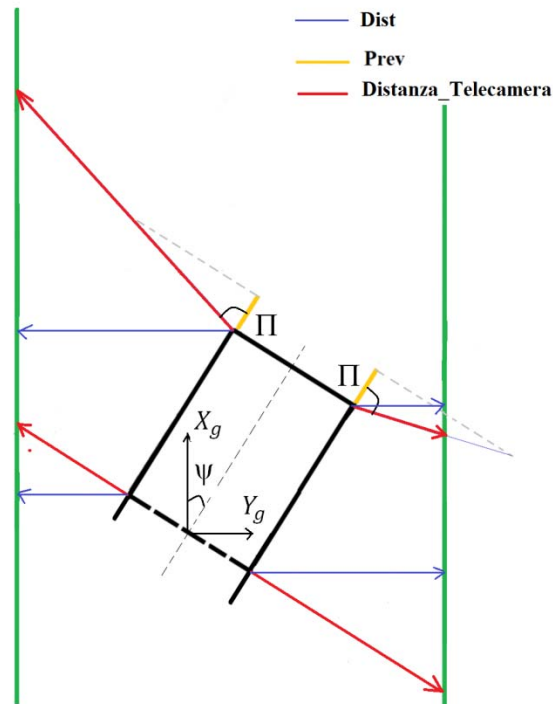
La funzione svolta dalle telecamere è quella di fornire informazioni per la navigazione del veicolo all'interno del filare. I valori di distanza valutati dalle quattro telecamere non forniscono direttamente i coefficienti da cui poi valutare l'intensità di rotazione delle ruote, bensì tali valori vengono elaborati dalla centralina posta a bordo veicolo che ricava nuove distanze. Queste ultime vengono definite distanze computazionali (vedi fig. 3.6), e si ottengono come segue:

$$\begin{cases} Dist_{Ad} = D_{t_{Ad}} * \sin(\Pi + \psi) \\ Dist_{As} = D_{t_{As}} * \sin(\Pi - \psi) \\ Dist_{Cd} = D_{t_{Cd}} * \sin(\psi) \\ Dist_{Cs} = D_{t_{Cs}} * \sin(-\psi) \end{cases} \quad (3.7)$$

I parametri  $Dist_{Ad}$ ,  $Dist_{As}$ ,  $Dist_{Cd}$  e  $Dist_{Cs}$  sono le distanze computazionali, e corrispondono ai vettori blu rappresentati della figura 3.6. I parametri  $D_{t_{Ad}}$ ,  $D_{t_{As}}$ ,  $D_{t_{Cd}}$  e  $D_{t_{Cs}}$  sono invece gli output che si ricavano tramite i sensori, e sono rappresentate con vettori rossi. I pedici indicano la telecamera di riferimento:

- Ad : anteriore destro
- As : anteriore sinistro
- Cd : centro destro
- Cs : centro sinistro





**Figura 3.6. Schematizzazione della modalità di definizione delle distanza effettive attraverso le quali giungere alla definizione dell'angolo di sterzo alle ruote. In rosso si mette il luce la distanza che valuta la telecamera effettivamente, mentre in blu il valore di distanza elaborato dalla centralina.**

Il valore dell'angolo di sterzo da attribuire alle ruote anteriori viene definito proporzionalmente alle distanza computazionali ricavate, tramite la:

$$\delta_A = k_p \left( (Dist_{Ad} - Dist_{As}) + (Dist_{Cd} - Dist_{Cs}) \right) \quad (3.8)$$

nella quale si è considerato con il parametro  $k_p$  il guadagno del controllore proporzionale. Per come lo sterzo è stato definito, se la distanza misurata dalle telecamere di destra risulta esse maggiore, l'angolo valutato sarà positivo, che per le convenzioni di segno adottate corrisponde ad una rotazione oraria delle ruote anteriori.

Poiché si tratta di gestire la curva in spazi ristretti, in cui le possibili variazioni dell'angolo d'imbardata del veicolo sono minime, si affianca al controllo mostrato un contributo derivativo, il cui contributo modifica di fatto il sistema aggiungendo un termine di smorzamento. Tale contributo si definisce:

$$\dot{\delta}_A = k_d \left( (Dist_{Ad} - Dist_{As}) + (Dist_{Cd} - Dist_{Cs}) \right) \quad (3.9)$$

in cui:

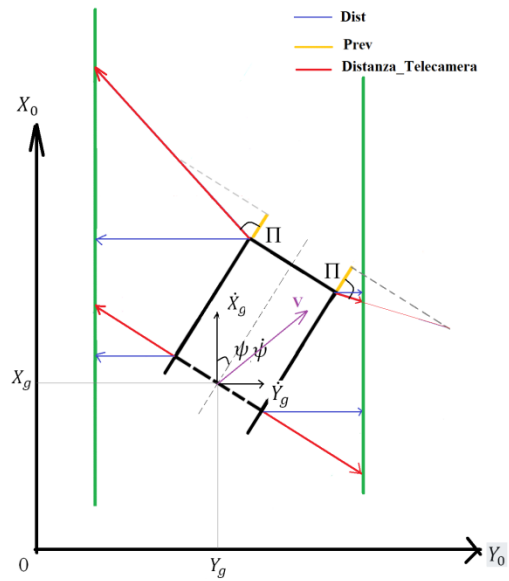
- $k_d$  : guadagno del controllore proporzionale
- $Dist_{Ad}$  e  $Dist_{As}$  : rispettivamente la velocità di variazione della distanza valutata all'anteriore destro e sinistro
- $Dist_{Cd}$  e  $Dist_{Cs}$  : rispettivamente la velocità di variazione distanza valutata in prossimità del baricentro, destro e sinistro

Ricordando che i valori delle variabili  $Dist_{Ad}$ ,  $Dist_{As}$ ,  $Dist_{Cd}$  e  $Dist_{Cs}$  dipendo da quelli rilevati dalle telecamere si ricava:

$$\begin{cases} Dist_{Ad} = \dot{D}_{t_{Ad}} \sin(\Pi + \psi) + D_{t_{Ad}} \cos(\Pi + \psi) \dot{\psi} \\ Dist_{As} = \dot{D}_{t_{As}} \sin(\Pi - \psi) - D_{t_{Ad}} \cos(\Pi - \psi) \dot{\psi} \\ Dist_{Cd} = \dot{D}_{t_{Cd}} \sin(\psi) + D_{t_{Cd}} \cos(\psi) \dot{\psi} \\ Dist_{Cs} = \dot{D}_{t_{Cs}} \sin(\psi) - D_{t_{Cs}} \cos(-\psi) \dot{\psi} \end{cases} \quad (3.10)$$

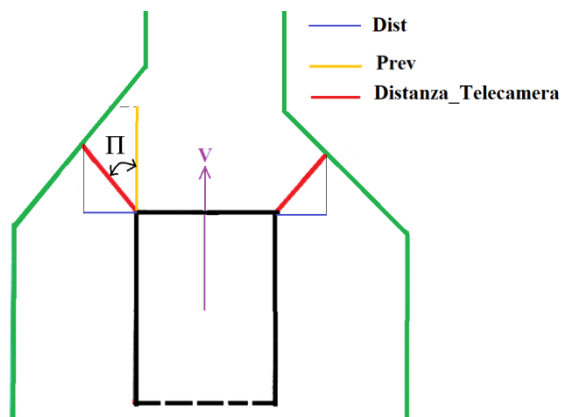
È necessario infine capire come possa la centralina, attraverso questi sensori, gestire eventuali condizioni che differiscono dalle condizioni di ottimo, cioè quelle che vedono il veicolo correttamente posizionato nella mezzeria del vigneto con imbardata nulla. Per esempio, a causa di un forte temporale può succedere che alcune file di filari non riescano a rimanere perfettamente diritte, ma si inclinino. Per costruzione (vedi Appendice A) è molto improbabile che l'intera fila crolli completamente: a seconda della tipologia di vigneto vengono disposti dei pali di sostentamento del filare ogni 2÷6m ed inoltre sono presenti dei filamenti metallici che percorrono da cima a fondo l'intera fila di vigne ad una altezza variabile dagli 0.5 m ai 2 m. Nonostante ciò, basta una elevata inclinazione di una parte della schiera per far sì che il veicolo non abbia più lo spazio necessario per passare. Possono quindi delinearsi delle condizioni che rendono la guida del veicolo più difficoltosa:

1. a causa delle oscillazioni il veicolo si avvicina molto alla fila di vigne su un lato con un determinato angolo  $\psi$  e non ha la possibilità di ricentrarsi se non colpendo inesorabilmente il filare (fig. 3.7);



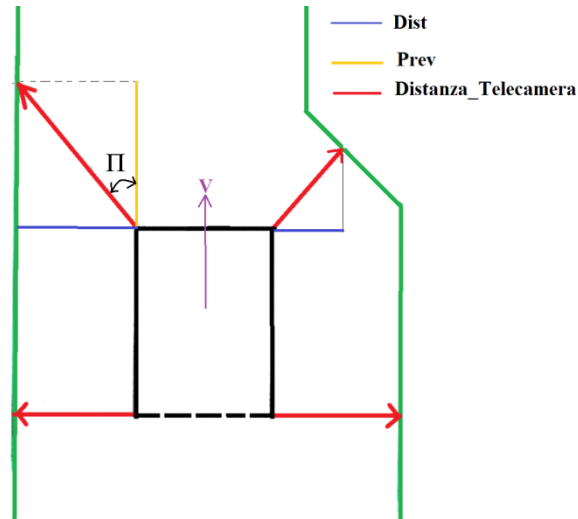
**Figura 3.7. Rappresentazione di una condizione di criticità durante le oscillazioni all'interno del filare. Il veicolo si avvicina molto al filare su un lato con un angolo  $\psi$  elevato, il che lo condurrebbe inesorabilmente all'impatto.**

2. entrambe le file di filari crollano verso l'interno (fig. 3.8) ed impediscono al veicolo di percorrere tutto il filare;



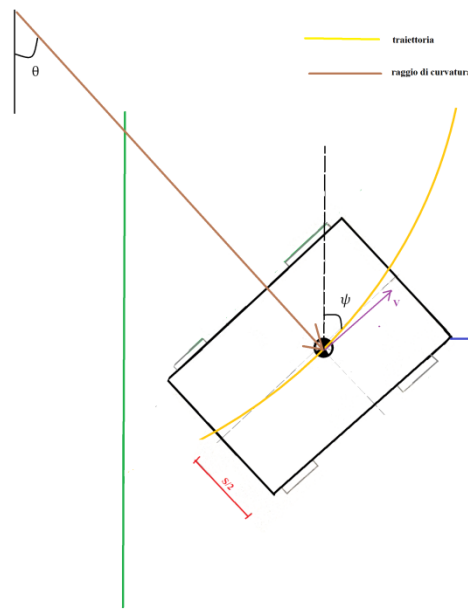
**Figura 3.8. Schematizzazione della condizione nella quale si può trovare il veicolo durante la marcia rettilinea se entrambi i filari si inclinano verso l'interno.**

3. crollo della fila solo di un lato del veicolo (fig. 3.9). Valutazione della possibilità o meno di continuare la marcia.



**Figura 3.9. Schematizzazione della condizione nella quale si può trovare il veicolo durante la marcia rettilinea se uno dei filari si inclinasse verso l'interno.**

Concentriamoci inizialmente sulla prima delle tre situazioni (figura 3.7). In precedenza (figure 3.3 e 3.5) è stato definito un limite superiore dell'imbardata in funzione della posizione della  $Y_g$  espressa nel sistema di riferimento assoluto. In tale circostanza era stata considerata esclusivamente la massima rotazione raggiungibile prima di giungere con uno dei vertici del veicolo a contatto con le vigne. Questo valore di imbardata è eccessivo. Si consideri la figura 3.10: secondo la formula che permette di ricavare la  $\psi_{max}$  il veicolo avrebbe ancora un certo range per aumentare la propria  $\psi$ . Nelle reali condizioni di marcia la motrice, non solo trasla orizzontalmente ma procede anche longitudinalmente.



**Figura 3.10. Generica condizione di marcia all'interno del filare. In giallo viene messa in evidenza la traiettoria seguita dal veicolo in marcia con velocità V.**

Nella figura 3.10 si mette in mostra in giallo la possibile traiettoria eseguita dal baricentro del veicolo, in marcia ad una data velocità assoluta V. A causa degli ingombri, e dei limiti di sterzo (massimo 75° con SuperSteer), in questa condizione si andrà inesorabilmente a sbattere contro i filari.

Considerando la sterzata cinematica: fissato il passo del veicolo, p, ed un possibile angolo di sterzo  $\delta$ , definiamo il raggio di curvatura,  $\rho$ , come:

$$\rho = \frac{p}{\delta k_{\delta}} \quad (3.11)$$

$k_{\delta}$  è una costante che dipende dalla tipologia di veicolo considerato. Per un veicolo 2WS vale 1, mentre nel caso di veicolo 4WS il valore è variabile: nel caso di angolo di sterzo delle ruote posteriori di pari modulo e fase dell'anteriore vale 0, mentre nel medesimo caso ma con sfasamento di 180° vale 2. Tale raggio  $\rho$  si definisce in riferimento al baricentro del veicolo. Nella figura 3.10 con  $\theta$  si è definito l'angolo di rotazione del raggio che definisce la traiettoria gialla. Nella condizione ideale di assenza di derive e scorrimenti nel contatto dello pneumatico con il terreno, l'angolo  $\theta$  si relaziona all'angolo di imbardata  $\psi$  attraverso:

$$\psi = 90^{\circ} - \theta \quad (3.12)$$

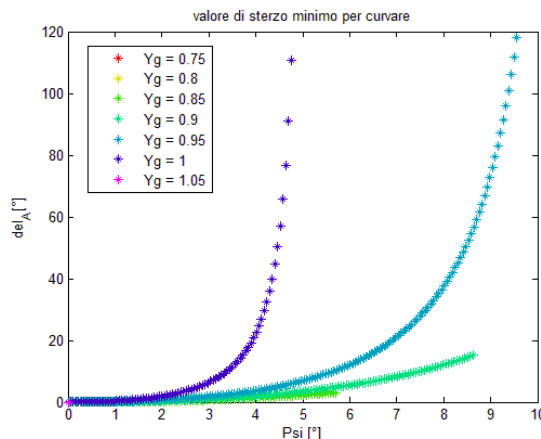
Osservando le figura 3.10 e 3.11, si può giungere a dimostrare che vi è sufficiente spazio di manovra se la distanza computazionale anteriore di minor entità (indicata nella formula con un generico  $Dist_A$ ), quindi quella che punta nella direzione del filare a rischio impatto, è maggiore o uguale al limite a:

$$Dist_A = \rho - \rho \cos \psi \quad (3.13)$$

Rielaborando l'equazione, considerando la sterzata cinematica, è possibile ottenere il valore di sterzo minimo necessario,  $\delta_{min}$ , affinché il veicolo riesca a curvare senza impattare per qualsiasi valore di  $\psi$ :

$$\delta_{min} = \frac{p(1-\cos\psi)}{k_\delta Dist_A} \quad (3.14)$$

Nell'ipotesi di considerare un veicolo 2WS, ciò che si ottiene è quanto mostrato nella figura 3.11:



**Figura 3.11. Andamento dell'angolo di sterzo minimo per un veicolo 2WS affinché esso possa correggere la propria posizione all'interno del filare. Il grafico è ricavato il funzione dell'angolo di imbardata per differenti posizioni del baricentro.**

L'andamento è stato ricavato per valori positivi sia dell'angolo di imbardata che dello spostamento del baricentro. Quest'ultimo valore incide nel valore di sterzo in quanto comporta la variazione del valore  $Dist_A$ . Si osserva come in talune circostanze i valori necessari di  $\delta$  eccedano i limiti consentiti dalla meccanica del sistema sterzo.

Inoltre, poiché il veicolo viaggia con una certa velocità  $V$ , le variazioni dell'angolo affinché il veicolo non sbatta devono avvenire ad una certa velocità  $\dot{\delta}$ , valore che dipende dalla tipologia di attuatore adottato. Ad un determinato istante di tempo  $t$  il controllo valuta un valore di angolo di sterzo  $\delta_c$  da dare alle

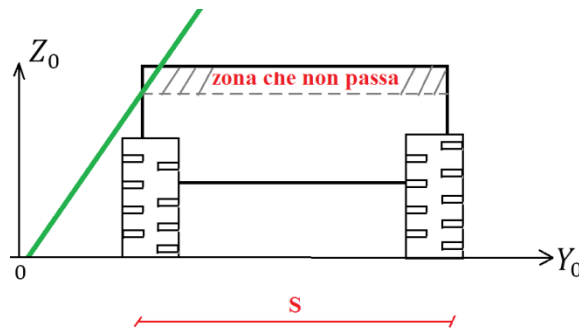
ruote. L'attuatore, a causa della sua dinamica, riesce a fornire il valore richiesto solo dopo uno specifico  $\Delta t$ . A tal proposito è necessario che si consideri non solo il valore puntuale dello sterzo ma anche la sua derivata. Si ricava che il controllore, al fine di correggere la traiettoria senza sbattere dovrebbe variare l'angolo alle ruote con una velocità almeno di:

$$\dot{\delta}_{min} = -\frac{pDist_A}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{pDist_A \cos\psi}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{p\dot{\psi} \sin\psi}{k_{\delta}Dist_A} \quad (3.15)$$

La centralina valuta dunque istante per istante le interazioni che nascono tra gli spostamenti lineare e rotazionali del veicolo e le variazioni dell'angolo di sterzo alle ruote. Se tali valori eccedono i limiti consentiti, il veicolo immediatamente si arresta.

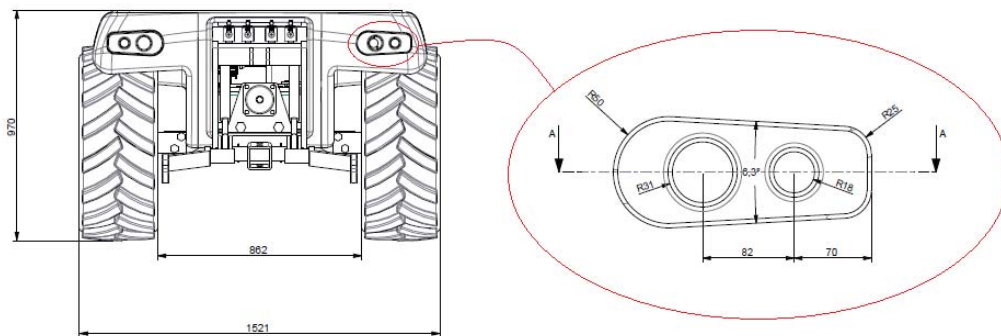
Mentre i valori di posizione nel tempo del baricentro possono essere ricavati attraverso il Gps, per quanto riguarda l'angolo di imbardata è necessario munire il veicolo di una piattaforma inerziale. I sistemi di navigazione inerziale incorporano degli accelerometri lineari ed angolari e dei giroscopi per mantenere un riferimento assoluto delle rotazioni. Sebbene in questa analisi semplificata si consideri solo l'imbardata tra le rotazioni, nella realtà il veicolo sarà munito di un accelerometro angolare per ciascuno dei tre assi: imbardata, beccheggio e rollio. Lo stesso discorso vale per i sensori di accelerazione lineare, i quali ricaveranno informazioni per l'asse longitudinale al veicolo, trasversale e verticale. Tramite un sistema di calcolo, la centralina integra nel tempo le accelerazioni percepite per dedurre la velocità attuale. Le velocità lineari ottenute saranno quelle riferite al sistema di riferimento locale al veicolo, e dovranno poi essere trasformate per ricavare le  $\dot{X}_g$  e  $\dot{Y}_g$ .

Definita questa casistica, risulta immediato comprendere le due successive, dove il trattore si muove all'interno di un filare in cui si sono inclinati verso l'interno, con angoli differenti, entrambe le file di vigne, oppure solo una delle due. Visto dall'alto, ciò che muterebbe nella struttura del vigneto è mostrato schematicamente in figura 3.8 e 3.9, cioè si ridurrebbe l'interfila. Prima di specificare il funzionamento è necessario fare una precisazione sulla disposizione delle telecamere. Fino ad ora si è parlato solo di come esse siano disposte rispetto al trattore considerato sempre in pianta: 4 telecamere, di cui due all'anteriore rispettivamente una a destra e una a sinistra, e due in corrispondenza del baricentro una per fianco del trattore. È molto importante per una corretta navigazione automatizzata che le telecamere siano poste ad una certa altezza dal suolo. Infatti, a causa dell'ingombro frontale del veicolo, se la telecamera è posta troppo bassa potrebbe non accorgersi che l'eccessiva inclinazione dei filari permette il passaggio di una sola parte (vedi fig. 3.13):



**Figura 3.13. Schematizzazione dell'ingombro frontale di un veicolo. A causa dell'inclinazione dei filari il veicolo potrebbe non trovare lo spazio per passare. In verde viene schematizzato un filare crollato.**

Dunque per evitare questo inconveniente si decide di posizionare le telecamere anteriori il più alto possibile (vedi fig. 3.14)



**Figura 3.14. Rappresentazione della posizione delle telecamere anteriori.**

Per inciso, nella figura 3.14, nello riquadro che evidenzia la telecamera anteriore si notano due cerchi, uno di raggio 31 e uno di raggio 16cm. Quello minore è quello che sarà occupato effettivamente dall'obiettivo della telecamera, mentre quello più grande, per le ragioni espresse nel capitolo 2.4.1, conterrà un fanale necessario per l'illuminazione. Si osservi anche quanto basso sia il veicolo rispetto al suolo: questa scelta è dettata non solo per evitare, come si vedrà meglio in seguito, la possibilità che un veicolo si cappotti, ma anche perché è molto difficile che l'intero filare di vigne crolli a tal punto da non essere rilevato dal veicolo.

Per quanto mostrato fin qui (vedi fig. 3.5), per qualsiasi valore della  $Y_g$ , se l'angolo  $\psi$  è nullo, la differenza delle distanze  $D_t$  misurate dalle telecamere deve essere zero. In presenza di un filare inclinato (figura 3.9) la distanza misurata dalle telecamere anteriori su un lato rimarrebbe invariata, mentre



sull'altro si assisterebbe ad una diminuzione. La logica con cui si gestisce tale situazione è simile a quella appena presentate. Inizialmente rilevata una variazione di distanza sui due lati, la centralina, per mezzo del controllore PD (proporzionale-derivativo), imporrebbe alle ruote un valore di sterzo. Normalmente (figura 3.3) quello che accade quando il veicolo sterza per riposizionarsi al centro del filare, è che il valore misurato dalla telecamera più vicina alla vigna aumenta, mentre quello della più lontana diminuisce. In questa condizione non è necessariamente detto che la telecamera esterna alla curva veda aumentare la propria distanza dalla curva, e ciò è funzione della gravità con cui le vigne si sono inclinate. Nonostante ciò, la centralina bloccherà il moto del veicolo qualora venissero superati i limiti previsti per una corretta marcia:

$$\begin{cases} \delta_{min} = \frac{p(1-\cos\psi)}{k_{\delta}Dist_A} \\ \delta = -\frac{pDist_A}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{pDist_A\cos\psi}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{p\psi\sin\psi}{k_{\delta}Dist_A} \end{cases} \quad (3.16)$$

Anche in presenza di due filari inclinati la condizione sarebbe medesima. Qualora l'inclinazione del filare di destra e sinistra fosse la stessa, e iniziasse nello stesso punto, le distanze misurate dai sensori diminuirebbero ma sarebbero uguali, per cui il controllo PD fornirebbe uno sterzo alle ruote nullo. In questa situazione il veicolo proseguirebbe la corsa con  $\psi$  uguale a zero. La relazione dell'angolo di sterzo minimo sarebbe inutilizzabile. In questa circostanza si attua una frenata precauzionale.

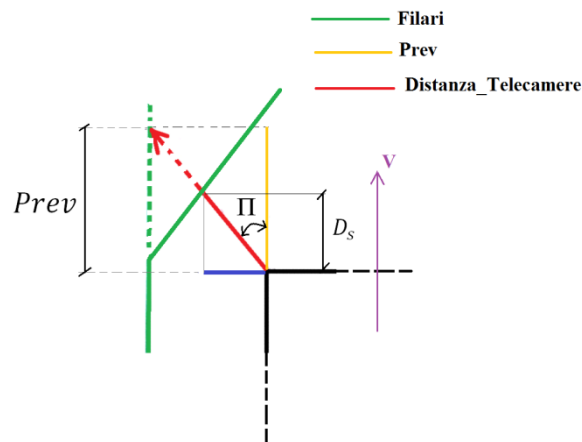


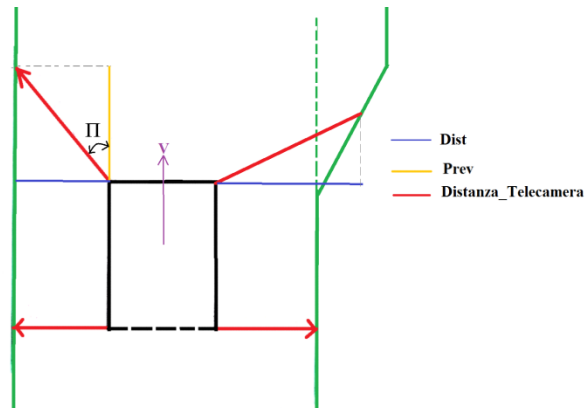
Figura 3.15. Nella figura viene mostrata la distanza di sicurezza  $D_s$ .

Si definisce infatti una grandezza  $D_s$ , definita di sicurezza. Tale coefficiente dipende dalla velocità con cui il veicolo si sta muovendo e dallo spazio che impiega per fermare completamente la corsa.

$$D_s < D_{t\_A} \cos \Pi \quad (3.17)$$

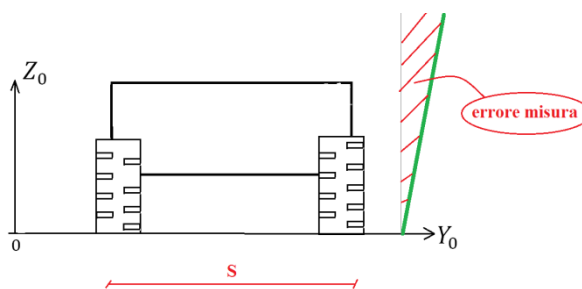
in cui  $D_{t\_A}$  indica la distanza misurata dalla generica telecamera anteriore.

Infine come ultima condizione merita riguardo la situazione che si viene a verificare quando il veicolo percorre un filare in cui le vigne si sono inclinate verso l'esterno (vedi fig. 3.16).



**Figura 3.16. Schematizzazione della condizione di filare inclinato esternamente al filare di marcia.**

A differenza di quanto accade per filari che crollano verso l'interno del percorso di marcia, in questa situazione avere una telecamera bassa introduce un errore minore sulla posizione del filare. Infatti, come viene evidenziato nella figura 3.16, sebbene le viti siano più distanti e apparentemente le distanze di manovra siano aumentate, in realtà la base del vigneto rimane nella medesima posizione. Più la telecamera è alta e maggiore sarà l'errore (figura 3.17):

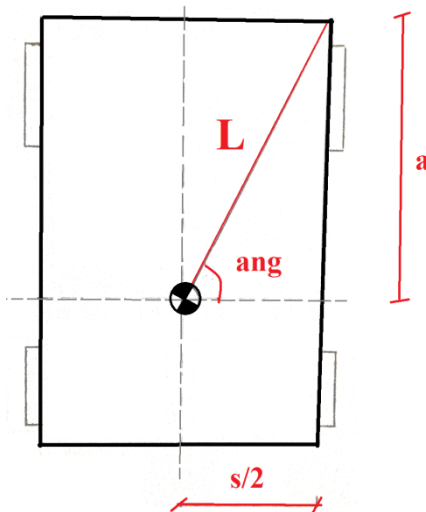


**Figura 3.17. Schematizzazione dell'ingombro frontale del veicolo. A causa dell'inclinazione verso l'esterno della viti, più la telecamera è posta in alto e maggiore è l'errore di misurazione.**

La scelta di munire il veicolo comunque di telecamere alte, come si osserva nella figura 3.14, è dovuta al fatto che in questo secondo caso è facilmente eliminabile questo errore di misurazione, mentre nel primo caso, non essendo delle strutture rigide quelle delle viti, è complesso definire la posizione di tutti i suoi punti nello spazio a seguito di una inclinazione. Il veicolo rischierebbe di colpire e distruggere qualche vite. È possibile invece gestire con le telecamere alte la condizione di filari inclinati verso l'esterno, attraverso una logica che limita l'errore nella valutazione della distanza. Per spiegare come la centralina comandi il veicolo per evitare che vada a schiacciare con le ruote la parte bassa della vite, è necessario introdurre dei coefficienti (fig. 3.18):

- $L$  : parametro che definisce la distanza tra il baricentro e la posizione delle telecamere anteriori;
- $ang$  : angolo formatosi tra la distanza  $L$  e il la distanze del baricentro dall'asse anteriore.

$$\begin{cases} L = \sqrt{\left(\frac{s}{2}\right)^2 + (a)^2} \\ ang = \tan^{-1}\left(\frac{2a}{s}\right) \end{cases} \quad (3.18)$$



**Figura 3.18.** Nella figura vengono messi in luce i parametri  $L$  e  $ang$  necessari per lo studio della marcia tra i filari in presenza di filari inclinati esternamente.

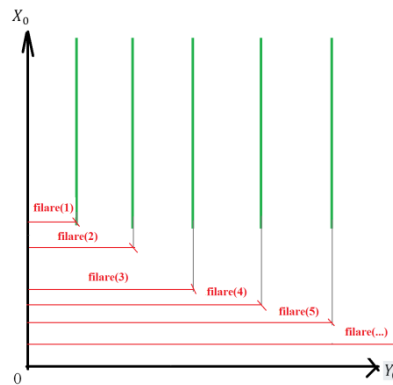
Attraverso questi coefficienti la centralina può ricavarsi istante per istante la posizione delle telecamere<sup>17</sup>. Si definisce la matrice contenente le coordinate nel sistema di riferimento assoluto  $X_0-0-Y_0$  delle 4 telecamere:

$$Telecamere = \begin{bmatrix} Xt_{Ad} & Yt_{Ad} \\ Xt_{As} & Yt_{As} \\ Xt_{Cd} & Yt_{Cd} \\ Xt_{Cs} & Yt_{Cs} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

che riscritte in formula equivalgono a:

$$Telecamere = \begin{bmatrix} X_g + L\sin(ang - \psi) & Y_g + L\cos(ang - \psi) \\ X_g + L\sin(ang + \psi) & Y_g - L\cos(ang + \psi) \\ X_g - \frac{s}{2}\sin\psi & Y_g + \frac{s}{2}\cos\psi \\ X_g + \frac{s}{2}\sin\psi & Y_g - \frac{s}{2}\cos\psi \end{bmatrix} \quad (3.20)$$

Per esempio, consideriamo la telecamera anteriore destra. Nota la coordinata  $Y_{tAd}$  della telecamera, fissato il valore massimo dell'interfila del vigneto e della carreggiata del trattore, si ricava un valore corrispettivo alla distanza computazionale. Poiché le coordinate del baricentro vengono rilevate dal Gps nel sistema di riferimento assoluto, è necessario trasformarle per definire correttamente le distanze. Si definisce a questo proposito il parametro  $Y_{marker}(marker)$  il quale è un valore pre-impostato che serve a mappare la posizione dei filari nel sistema di riferimento assoluto(figura 3.19).



**Figura 3.19. Nella figura vengono messi in luce i parametri L e ang necessari per lo studio della marcia tra i filari in presenza di filari inclinati esternamente.**

<sup>17</sup> La modalità e le equazioni attraverso le quali la centralina elabora la posizione delle telecamere e valuta la distanza dai filari, sarà la medesima implementata in Matlab per eseguire lo studio dell'analisi dinamica del veicolo.

È già stata specificata nel capitolo 2.4.1 la funzione del marker: ogni filare è numerato per consentire al trattore di capire quando curvare e fino a quanto continuare a fare determinate operazioni. Nella posizione di inizio lavorazione il trattore ha in memoria i valori dei marker, e quindi del numero dei filari di destra e di sinistra da cui inizia. Ogni volta che il trattore effettua una curva legge sui pali del filare d'arrivo dei nuovi numeri dei marker, e così nella memoria della centralina viene aggiornato il valore  $Y_{marker}(marker)$ . Ipotizzando una numerazione crescente a partire dal valore 1, all'interno del primo filare la telecamera di sinistra valuterà  $Y_{marker}(1)$  mentre quella opposta  $Y_{marker}(2)$ . Se il veicolo giunto a fine filare effettua una curva in senso orario, i valori saranno aggiornati rispettivamente a  $Y_{marker}(3)$  per la telecamera di sinistra (esterna alla curva) mentre per quanto riguarda la telecamera destra il valore sarà invariato.

Definendo con  $D_{cen}$  il valore di distanza valutato dalla centralina:

$$D_{cen\_Ad} = interfila - \frac{s}{2} - (Y_{tAs} - Y_{marker}(marker)) \quad (3.21)$$

In condizione di perfetta distribuzione dei filari si otterrà:

$$D_{cen\_Ad} = Dist_{Ad} \quad (3.22)$$

Il valore misurato matematicamente dalla centralina rappresenta il limite superiore della distanza valutabile. Qualora venisse rilevato  $Dist_{Ad}$  maggiore di  $D_{cen\_Ad}$ , il valore della distanza computazionale viene modificato con quello della distanza calcolata dalla centralina. Nel caso in figura 3.16 con questo espediente il controllore PD valuterà un angolo di sterzo alle ruote nullo. Chiaramente questa sostituzione di valori non entra in funzione in presenza di un valore della distanza computazionale minore di quella della centralina. Come si è detto ciò consente di risolvere il problema, ma introduce un errore. Infatti qualora vi fosse un aumento dell'interfila, e quindi un maggior spazio di manovra, questo non verrebbe considerato dal sistema, in quanto il valore dell'interfila massimo è fissato.

### 3.3 Marcia in curva

Assicurata la marcia del trattore all'interno dei filari, si giunge alla rilevazione del marker, posto sull'ultimo palo che sorregge le vigne, prima con le telecamere anteriori e poi con quelle posteriori. Per quanto riguarda le due anteriori, la lettura del marker comporta l'invio di un segnale alla centralina attraverso il quale si disattiva la lettura del parametro  $D_{t,A}$ , in quanto, oltre questi limiti, la distanza rilevata tenderebbe ad infinito. Il controllo rimane attivo

in riferimento alle telecamere centrali. Giunte anche queste ultime a rilevare il marker, il segnale inviato alla centralina comporta una duplice reazione:

1. Inizia la manovra di curvatura per l'immissione nel filare successivo;
2. La legge di controllo diventa funzione del Gps.

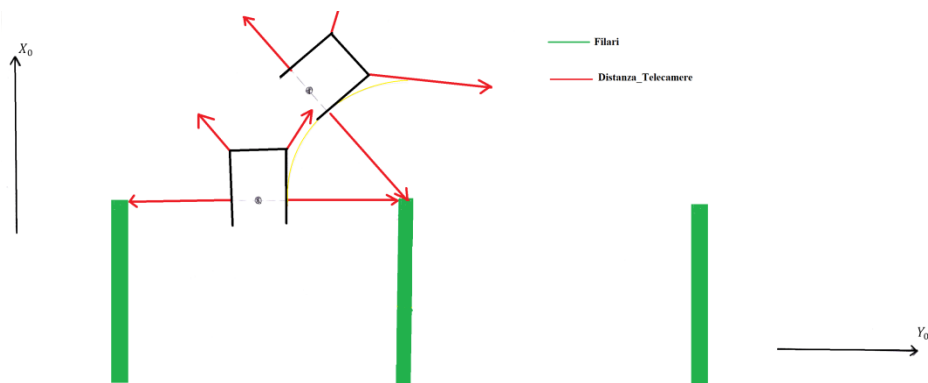
Sebbene molto raro, può succedere che un dei due pali a fine filare si sia inclinato con un angolo che non lo porta ad invadere la via di corsa, ma ad allungare il filare. In questa condizione il marker verrebbe "visto" prima dal sensore su un lato e poi sull'altro. Si risolve l'imprevisto facendo sì che il veicolo continui a marciare in rettilineo fin tanto che tutte le telecamere non abbiano raggiunto la fine. Inevitabilmente, per ragioni di sicurezza, si annulla solo la telecamera nel lato che "vede" prima il segnale.

Con il termine "annullamento" non si intende lo spegnimento del sensore, ma si fissa il valore della distanza pari al massimo valore di distanza computazionale registrabile. Per esempio nel caso la telecamera anteriore sinistra mandi per prima alla centralina il segnale di rilevazione del marker, succede che:

$$D_{t_{As}} = D_{cen_{As}} \quad (3.23)$$

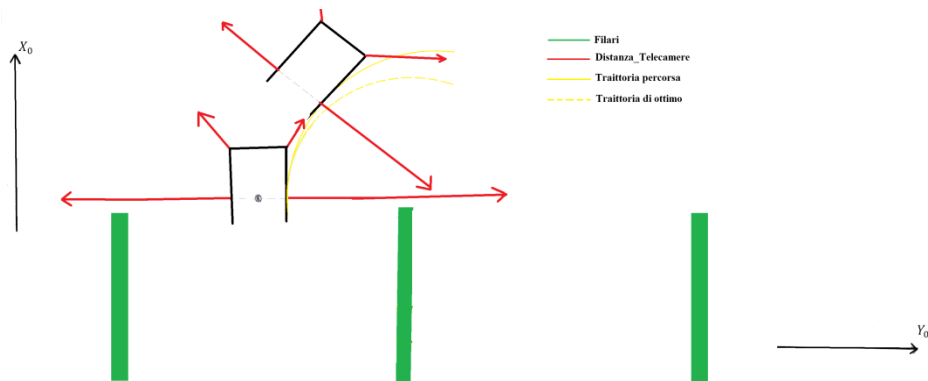
In questo modo si assicura che se a fine filare i pali non solo si siano inclinati longitudinalmente rispetto al sistema di riferimento assoluto, ma anche trasversalmente creando interferenza alla marcia del trattore, dalle informazioni rilevate dalle rimanenti telecamere in funzione, il controllore PD genererebbe un angolo di sterzo tale da evitare l'ostacolo.

Giunti completamente alla fine della fila di vigne, inizia la manovra di curva. Gestire correttamente la posizione del veicolo per mezzo delle telecamere risulterebbe molto complesso, se non impossibile. Prima di tutto in curva non si avrebbe più il contributo di quattro telecamere, ma di una sola: le due anteriori per come sono state definite valuterrebbe distanze infinite per quasi tutta la manovra (si vedrà più avanti che solo verso la conclusione della curva il loro contributo tornerà ad essere significativo) ed anche quella centrale esterno curva non avrebbe riferimenti significativi da cui trarre informazioni (vedi fig. 3.20).



**Figura 3.20. Schematizzazione delle distanze misurate dalle quattro telecamere durante la manovra di curvatura. Si osserva che solo una di queste, quella centrale interno curva, fornisce un valore significativo.**

Osservando la figura 3.21, poiché gli angoli di inclinazione delle telecamere rispetto al veicolo sono fissi, basta un piccolo ritardo nell'attuazione dello sterzo, o, per effetto delle derive nel contatto ruota terreno, un allargamento della traiettoria ottimale<sup>18</sup> per cui anche la telecamera interno curva perde il riferimento.



**Figura 3.21. Schematizzazione dell'errore di misurazione della distanza dal centro curva qualora vi fosse un ritardo nell'attuazione dello sterzo alle ruote o un allargamento della traiettoria rispetto a quella di ottimo.**

Per mezzo del Gps è possibile gestire in ogni istante e condizione la traiettoria da compiere. Il sistema satellitare fornisce ad istanti di tempo fissati le coordinate  $X_g$  e  $Y_g$ , valori che vengono confrontati con quelli in cui dovrebbe trovarsi la motrice se stesse percorrendo correttamente la curva. Per spiegare questo concetto si supponga che il veicolo debba percorrere una

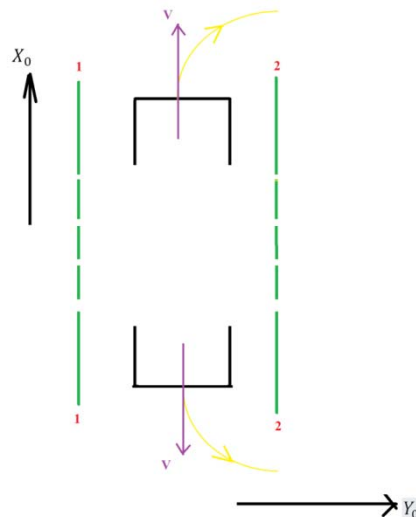
<sup>18</sup> Con "traiettoria di ottimo" si intende la traiettoria che dovrebbe seguire il veicolo per compiere correttamente la curva.

semicirconferenze di raggio  $\rho$  fissato. Ad ogni istante, è necessario che la distanza del baricentro dal centro di curvatura sia uguale a  $\rho$  (vedi fig. 3.23). Attraverso il formalismo matematico, quanto detto si traduce in:

$$\sqrt{\left(k_{X_{marker}}(X_g - X_{marker})\right)^2 + \left(k_{Y_{marker}}(Y_g - Y_{marker})\right)^2} = \rho \quad (3.24)$$

- $X_{marker}$  e  $Y_{marker}$  : coordinate nel sistema di riferimento assoluto della posizione del marker.
- $k_{X_{marker}}$  : parametro che varia in funzione di come viene eseguita la curva. Se  $X_g$  è maggiore di  $X_{marker}$  tale parametro vale 1, diversamente vale -1.
- $k_{Y_{marker}}$  : parametro che tiene in considerazione la posizione del baricentro nelle asse delle Y. Se  $Y_g$  è minore di  $Y_{marker}$  il suo valore è -1, in caso contrario vale 1

È stato spiegato attraverso la figura 3.19 come varia il valore di  $Y_{marker}$  nel tempo. Il parametro  $X_{marker}$  non è già memorizzato nella centralina e varia a seconda del marker segnalato, bensì viene aggiornato in tempo reale. Per spiegare come ciò avvenga è doverosa un breve inciso sulla modalità di definizione del senso di rotazione con cui viene svolta la curva. I filari sono segnalati per mezzo di un numero crescente e la curva viene eseguita nella direzione del numero maggiore (vedi fig. 3.22).



**Figura 3.22. Modalità di effettuazione della curva. Indipendentemente dalla direzione di avanzamento il veicolo curva sempre verso i marker di valore maggiore.**



Lo stesso numero di marker è presente sia ad inizio che a fine filare, per dare la possibilità al veicolo di percorrere il filare come è più utile all'agricoltore. Infatti non necessariamente tutte le operazioni devono iniziare dal filare 1, in alcuni casi può essere comoda iniziare dal secondo o dal quarto o da uno a caso, quindi è necessario che il trattore abbia riferimento per la curva in qualsiasi situazione. Questa scelta ha anche un secondo fine: permettere al veicolo di sapere già in ingresso al filare da che parte effettuare la curva giunto in fondo. Se per ipotesi il trattore si sta immettendo nel secondo filare, grazie alla rilevazione dei numeri posti in ingresso, la centralina sa che per l'aggiornamento della  $X_{marker}$ , giunta alla fine del secondo filare, dovrà considerare la telecamera di sinistra. In questo modo, sia che i filari siano lunghi uguali o differenti, il valore della posizione del marker, e quindi del centro di curvatura, sarà valutata correttamente.

Si preferisce far sì che l'aggiornamento della  $X_{marker}$  avvenga quando la telecamera anteriore del lato d'interesse rileva il marker. Chiaramente trattandosi di sensori di distanza, il valore da essi rilevati non corrisponde alla coordinata nel sistema di riferimento assoluto, ma è necessaria una rielaborazione. Considerando sempre il caso di un veicolo che sta percorrendo il secondo filare, con direzione di percorrenza delle X crescenti<sup>19</sup>, la centralina ricava la X del marker per mezzo della seguente equazione:

$$X_{marker} = Xt_{As} + D_{t_{As}} \cos(\Pi + \psi) \quad (3.25)$$

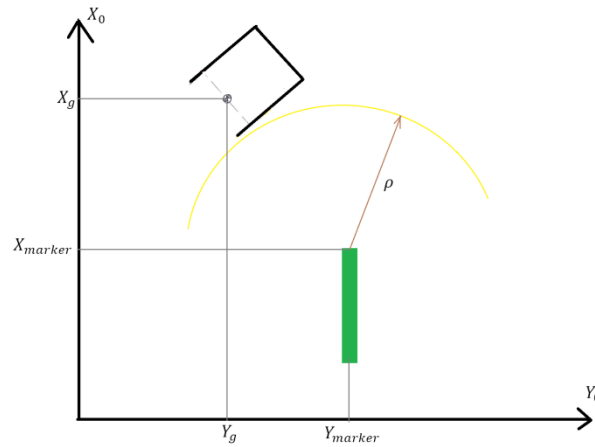
È possibile a questo punto giungere alla definizione della legge di controllo in curva. Tornando alla considerazione di un veicolo che vuole effettuare una semicirconferenza di raggio  $\rho$ , l'angolo di sterzo da dare alle ruote è (fig. 3.39):

$$\delta_A = k_{pC} \left( \left( \sqrt{\left( k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}) \right)^2 + \left( k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}) \right)^2} \right) - \rho \right) \quad (3.26)$$

in cui con il parametro  $k_{pC}$  si definisce il guadagno proporzionale del controllore in curva.

---

<sup>19</sup> Questa precisazione è molto importante in quanto a seconda del senso in cui il filare è percorso varia la telecamera anteriore rivolta al filare di marker maggiore.



**Figura 3.23. Posizione nel sistema di riferimento assoluto del veicolo durante la curva. Inoltre si mettono in evidenza le coordinate del vigneto e il raggio di curvatura, in questo particolare caso fisso e pari a  $\rho$ .**

Per come è stato definito il controllo, si osserva che se i termini all'interno della parentesi risultano positivi, posto il guadagno del controllore maggiore di zero, la rotazione che si impone alle ruote è oraria. Tale risultato è in accordo con quanto si evince dall'analisi della figura 3.23 in cui si mostra il veicolo in una generica posizione durante la manovra di curva. Ad un risultato positivo della parentesi corrisponde il baricentro situato ad una distanza dal centro di rotazione maggiore di  $\rho$ , e quindi il veicolo per tornare sulla corretta traiettoria deve aumentare il valore di sterzo.

Analogamente a quanto fatto in rettilineo per aumentare la reattività del sistema e ridurre le oscillazioni al controllo proporzionale si affianca il controllo derivativo, definito come segue:

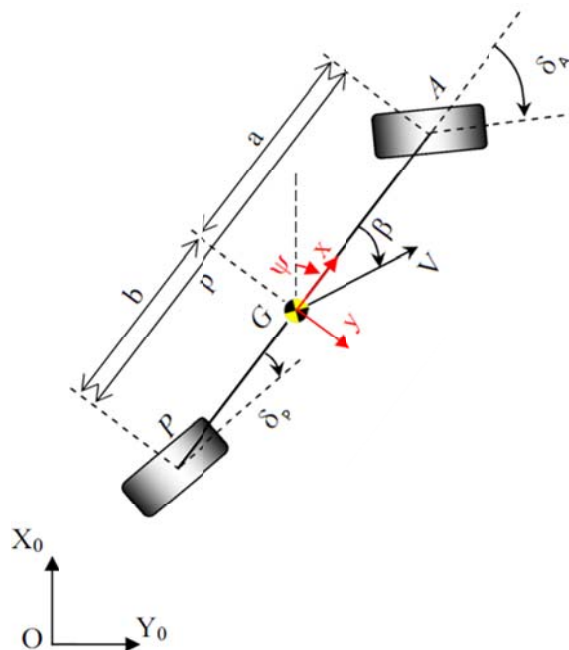
$$\delta_A = k_{ac} \left( \left( \frac{1}{2 \sqrt{(k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}))^2}} \right) \left( k_{Xmarker}^2 (2X_g \dot{X}_g - 2\dot{X}_g X_{marker}) + k_{Ymarker}^2 (2Y_g \dot{Y}_g - 2\dot{Y}_g Y_{marker}) \right) \right) \quad (3.27)$$

Nell'esempio di figura 3.23 si è definita come traiettoria una semicirconferenza di raggio  $\rho$ . Si potrebbe pensare che la traiettoria di ottimo da far seguire al baricentro del trattore corrisponda a quella rappresentata in figura posto il raggio pari alla metà dell'interfila. In questo modo, sebbene si assicurerebbe il minimo

ingombro e il posizionamento del veicolo nella mezzeria del filare successivo, non si terrebbero in considerazione due importanti aspetti:

1. Ingombri del veicolo;
2. Ritardi nell'attuazione dell'angolo di sterzo.

Il primo è dovuto alla posizione del baricentro nel piano parallelo<sup>20</sup> al suolo e alla carreggiata. Si consideri a tal proposito il veicolo monotraccia di figura 3.24 che viene proposto qui di seguito:



**Figura 3.24. Modello monotraccia a 3 g.d.l. : parametri dimensionali e convenzioni di segno.**

Con la lettera G si identifica la posizione del baricentro, mentre con A e P rispettivamente le estremità anteriori e posteriori. Nel sistema di riferimento assoluto le coordinate di quest' ultime vengono definite a partire dalla posizione del baricentro:

$$\begin{cases} A_x = G_x + a \cos \psi \\ A_y = G_y + a \sin \psi \end{cases} \quad (3.28)$$

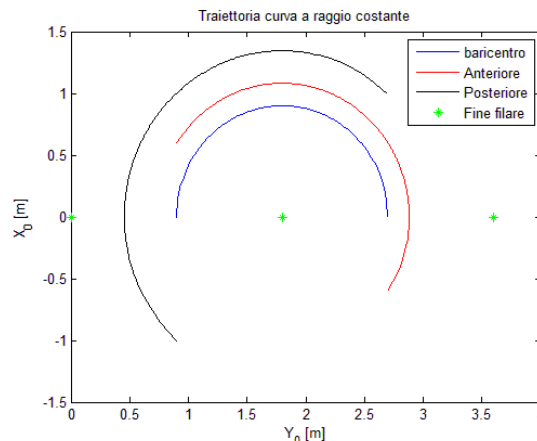
<sup>20</sup> Si precisa che per le semplificazioni condotte, quando si fa riferimento al posizionamento del baricentro nel piano parallelo al suolo ci si riferisce alla variazione lungo l'asse longitudinale del veicolo, mentre rispetto l'asse trasversale lo si ipotizza sempre nella mezzeria.

$$\begin{cases} B_x = G_x - b \cos \psi \\ B_y = G_y - b \cos \psi \end{cases} \quad (3.29)$$

Nella figura 3.25 è stato ricavato l'andamento nello spazio dei punti A,G,P nell'ipotesi ideale in cui il baricentro del veicolo compie una semicirconfenza perfetta di raggio pari alla metà dell'interfila. Inoltre la curva inizia non appena il baricentro raggiunge il marker.

Nella rappresentazione semplificata si sono definite le coordinate del marker pari a:

$$\begin{cases} X_{marker} = 0 \\ Y_{marker} = interfila \end{cases} \quad (3.30)$$



**Figura 3.25. Andamento nello sistema di riferimento assoluto della posizione del punto A,G e P durante la manovra di curvatura posto raggio costante e inizio curva in concomitanza della segnalazione del marker.**

I punti verdi nella figura rappresentano la fine dei filari. Sebbene sembrano non esserci problemi ad eseguire questo tipo di manovra, si figura una importanti limitazioni per quanto riguarda la carreggiata.

Le ruote interno curva sterzano maggiormente rispetto a quelle esterne. Per un corretto dimensionamento del veicolo è necessario valuta il valore di sterzo da attribuire a tali ruote. Fino ad ora si è imposta come carreggiata un valore di  $s = 1.5m$ . Con questa configurazione ed un passo di  $1.6m$ , rielaborando l'equazione (2.9) si osserva chiaramente come non sia possibile consentire al veicolo di curvare, neanche adottando sistemi di sterzo DuallSteer o SuperSteer. Il veicolo a fine filare si trova nella mezzeria del filare e alle ruote interno curva verrebbe richiesto di ruotare lungo una semicirconfenza di raggio  $0.15m$ .

È necessario dunque garantire al veicolo un sufficiente raggio di curvatura dovuto alle proprie dimensioni. Considerando come angolo di sterzo massimo  $55^\circ$ , si ricava che il raggio minimo da garantire è di:

$$\rho_{min} = 0.8 m \quad (3.31)$$

Non vi è alcun modo per cui sia possibile effettuare la curva non appena si è giunti in corrispondenza del marker, se non considerando carreggiate minime. Questo non è possibile in quanto al veicolo dovrà essere garantito lo spazio sufficiente per contenere il motore e la relativa alimentazione, e tutti gli altri organi meccanici necessari al corretto funzionamento.

È necessario predisporre una manovra di precurva in cui il veicolo allarga la traiettoria al fine di porsi alla distanza necessaria dal centro curva. Tale spostamento sarà tanto più marcato quanto maggiore è la carreggiata definita. Queste considerazioni comportano un aumento degli ingombri a fine filare. Nel capitolo successivo, dedicato alle logiche di controllo si giungerà a definire il valore più opportuno di larghezza del veicolo.

L'ultima osservazione da fare riguarda l'uscita del veicolo dal filare e l'inizio della manovra di pre-curva. La velocità con cui far sterzare le ruote al trattore deve considerare accuratamente che il baricentro dista maggiormente dal posteriore che dall'anteriore. Questa osservazione serve ad impedire che il retrotreno vada ad impattare contro ai filari nell'uscire dal filare.

Queste considerazioni permetteranno nell'analisi del moto in grande di giungere a stabilire il più consono valore di ingombro trasversale al fine non solo di consentire la curva ma anche di limitare lo spazio necessario per la manovra.

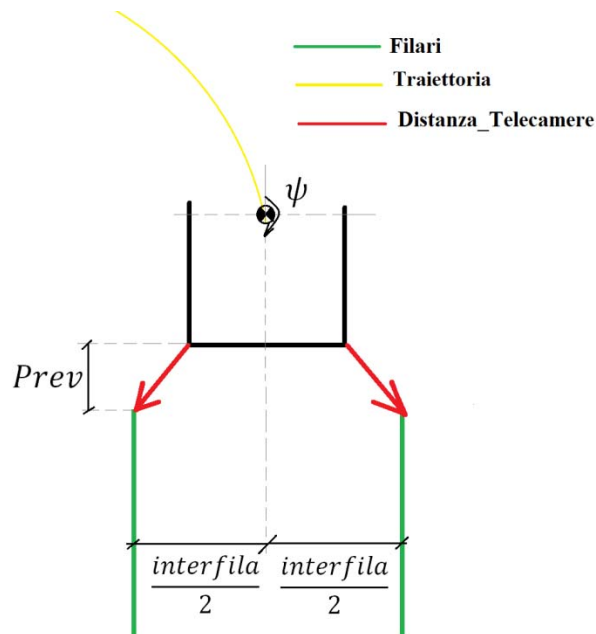
L'introduzione della precurva non comporta problematiche di gestione qualora si fosse in presenza di filari di lunghezza differente. Infatti, ricordando quanto precisato ad inizio paragrafo, in queste particolari condizioni, il trattore continua a viaggiare con le stesse modalità della marcia all'interno del filare fin tanto che tutte le telecamere non giungono a leggere il marker; solo a questo punto ha inizio la manovra di precurva. Chiaramente qualora il filare più lungo fosse quello esterno curva, questa semplice strategia comporterebbe un aumento dello spazio di manovra occupato.

Giusto per inciso si sottolinea che queste possibili variazioni di lunghezza dei filari sono minime. Per costruzione i filari presentano tutti la medesima lunghezza ed in presenza del cedimento dell'ultimo palo, grazie ai filamenti metallici che ne percorrono da cima a fondo l'estensione, le inclinazioni difficilmente raggiungono i  $20^\circ$ . Questo vuol dire che all'altezza delle telecamere (vedi fig. 3.14) la vigna si è estesa di soli 30cm.

Per quanto riguarda gli spazi necessari alla manovra è doveroso tenere in considerazione il ritardo d'attuazione dell'angolo di sterzo di cui si è già parlato. In veicolo giunge alla fine del filare con una velocità di circa 2km/h e

con  $\delta_A$  e  $\delta_P$  uguali e nulli. Improvvisamente, a seconda della manovra di precurva il controllore definirà un angolo di sterzo all'anteriore da cui sarà definito il valore di  $\delta_P$ .

La fase conclusiva della manovra di curva è altrettanto importante per evitare la collisione con i filari. Infatti non si deve solo posizionare il veicolo con il baricentro in corrispondenza della mezzieria del filare, ma è anche necessario che l'angolo d'imbardata sia prossimo ai  $180^\circ$  e che i valori di sterzo delle ruote siano nulli. Per la modalità con cui è stata definita l'inclinazione  $\Pi$  delle telecamere anteriori, se il veicolo si trova ad una distanza dall'inizio del filare pari a  $P_{rev}$ , con  $\psi$  pari a  $180^\circ$ , le telecamere hanno ripreso a funzionare correttamente e misurano la medesima distanza dai filari (vedi fig. 3.28).



**Figura 3.26. Posizionamento del veicolo affinché le telecamere anteriori riprendano a segnalare un uguale distanza dai filari.**

In questa condizione limite di misurazione può bastare un'eccessiva velocità di rotazione del veicolo rispetto al suo avanzamento longitudinale per far sì che la telecamera interna curva perda il segnale. Definendo che  $X_{t_{ic}}$  la coordinata X nel sistema di riferimento assoluto della generica telecamera interna curva, per una corretta misurazione è necessario dunque che si verifichi:

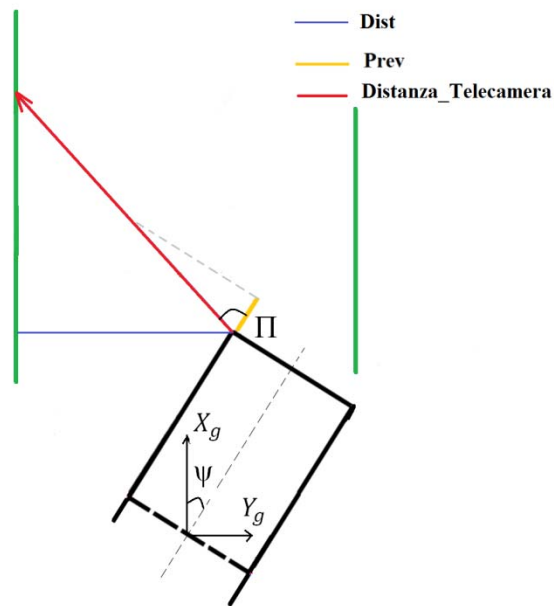
$$\dot{X}_g > \dot{X}_{t_{ic}} \quad (3.32)$$

Con il rispetto di questa disuguaglianza, per sapere se il veicolo riuscirà ad immettersi correttamente nei filari o se sarà costretto a bloccare la corsa per evitare un imminente impatto, si utilizzeranno le formule definite in precedenza:

$$\begin{cases} \delta_{min} = \frac{p(1-\cos\psi)}{k_{\delta}Dist_A} \\ \delta = -\frac{pDist_A}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{pDist_A\cos\psi}{(k_{\delta}Dist_A)^2} + \frac{p\psi\sin\psi}{k_{\delta}Dist_A} \end{cases} \quad (3.33)$$

La traiettoria del veicolo deve essere definita in riferimento alla sua dinamica. È bene precisare che la dinamica del veicolo varia se esso viaggia singolarmente o con un rimorchio collegato, dunque in memoria il trattore deve avere più d'una traiettoria di ottimo.

Può verificarsi però la situazione in cui, a causa dell'effetto degli scorrimenti e delle derive che nascono nel contatto pneumatico-terreno, il trattore non riesca in alcun modo a posizionarsi correttamente sulla traiettoria di ottimo, e arrivi con una orientazione non corretta in prossimità del filare successivo con rischio di impatto contro il palo che sorregge il marker (vedi fig. 3.27).



**Figura 3.27. Errato posizionamento del veicolo in prossimità del filare a causa di scorrimenti e derive durante la manovra in curva.**

È necessaria arrestare la marcia ed seguita una retromarcia correttiva. Come si osserva in figura 3.29, una delle due telecamere riesce a valutare la distanza dal filare. Attraverso l'elaborazione della distanza computazionale nel lato in cui è possibile ricavare informazioni, la manovra viene immediatamente arrestata qualora la centralina valutasse:

$$Dist_{ic} > \frac{interfila}{2} \quad (3.34)$$

in cui con  $Dist_{ic}$  è stata definita la distanza computazionale della generica telecamera interno curva.

Si osserva quindi che il controllo in curva è gestito dal Gps al fine di forzare il veicolo a seguire la traiettoria di ottimo predefinita, ma in prossimità del vigneto il controllo torna nelle mani delle telecamere che ne consentono il posizionamento corretto.

Nella sezione successiva, attraverso una analisi di stabilità, si giungono a definire i guadagni proporzionali e derivativi necessari per far sì che il veicolo generi un angolo di sterzo alle ruote adeguato a correggere la propria traiettoria.



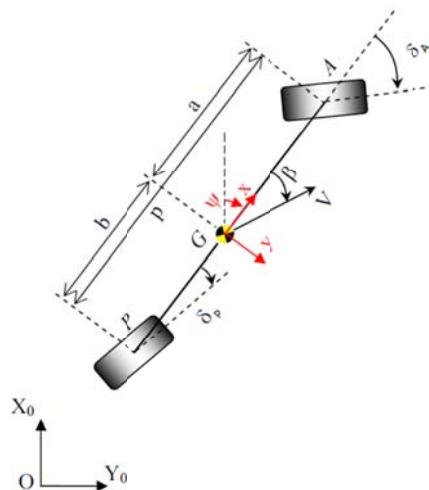
## Capitolo 4

### Analisi dinamica

*Nei capitoli precedenti sono state definite le caratteristiche che sono state reputate indispensabili per il trattore per rispondere a diverse necessità. Nel capitolo che segue si effettua l'analisi di fattibilità tramite la quale si vuole giungere a modellare le dimensioni del veicolo. L'aspetto che, come si è già evidenziato in precedenza, arreca più complicazioni è l'analisi del moto in curva. Si studierà inizialmente il veicolo singolo per poi passare alla considerazione anche dell'applicazione delle macchine operatrici. Si porrà molta attenzione alle norme per la distribuzione dei carichi e si effettuerà anche un'analisi sugli handling diagrams.*

#### 4.1 Equazioni di moto

Per esaminare la dinamica del prototipo di un trattore è stato necessario implementare un modello matematico<sup>21</sup> che descriva l'interazione tra diversi parametri durante la marcia del veicolo. Innanzitutto è stato introdotto un modello monotraccia a 3 gradi di libertà (g.d.l.) che consideri in modo semplificato le non linearità associate al veicolo. Tale modello permette di comprendere in maniera più chiara la fisica del sistema e i parametri fondamentali che ne determinano le caratteristiche meccaniche.



**Figura 4.1. Modello monotraccia a 3 g.d.l. : parametri dimensionali e convenzioni di segno.**

<sup>21</sup> Tale implementazione è stata eseguita sul software Matlab/Simulink.

Nella figura 4.1 si mostra il modello monotraccia adottato, nel quale sono state messe in evidenza le convenzioni di segno. Si possono osservare due sistemi di riferimento:

- un sistema di riferimento assoluto ( $X_0-0-Y_0$ )
- un sistema di riferimento locale ( $x-G-y$ ), solidale al veicolo, con l'origine nel baricentro  $G$ , asse  $x$  diretto come l'asse longitudinale del veicolo e ruotato rispetto al sistema assoluto dell'angolo d'imbardata  $\psi$ .

I parametri caratterizzanti sono:

- $m$  = massa complessiva del veicolo
- $J_z$  = inerzia all'imbardata del veicolo
- $R_A$  e  $R_p$  = raggi di rotolamento rispettivamente di ruota anteriore e posteriore
- $p$  = passo del veicolo
- $a$  = distanza dell'asse anteriore dal baricentro
- $b$  = distanza dell'asse posteriore dal baricentro

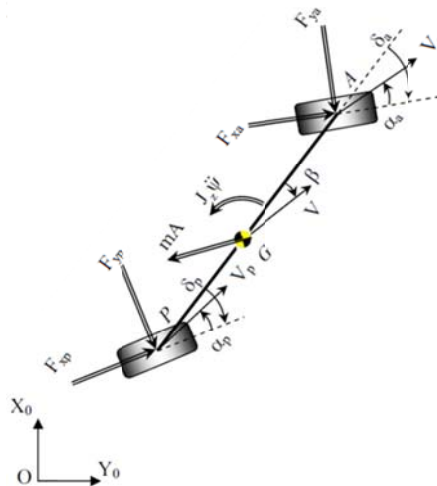
Bisogna evidenziare come tale schema presenti numerose semplificazioni, in particolare:

- si trascura la dinamica delle sospensioni, ossia si trascurano quindi i moti verticali del veicolo, i moti di beccheggio e i moti di rollio. Dato che si sta analizzando un veicolo agricolo, le cui velocità di lavorazione sono dell'ordine del km/h, i moti di cassa sono molto ridotti, e quindi questa approssimazione risulta accettabile;
- si considerano i trasferimenti di carico nella sola direzione trasversale in maniera semplificata, ossia tali trasferimenti sono istantanei non essendo presente il grado di libertà di rollio della cassa né la dinamica delle sospensioni;
- si trascurano gli effetti dovuti alla carreggiata, ossia non si considera la variazione di angolo di deriva tra ruota interna ed esterna e si semplifica

l'equilibrio all'imbardata del veicolo, in quanto la componente lungo l'asse del veicolo delle forze di contatto ruota – terreno non lavora;

- si ipotizza che le ruote rotolino senza strisciare (non vi è quindi il grado di libertà di rotazione delle ruote); tale semplificazione risulta non veritiera nella realtà, dal momento che si lavora su terreno incoerente<sup>22</sup>;
- si trascurano i momenti autoallineanti che si generano nel contatto ruota-terreno;
- si trascura la dinamica del motore e la linea di trasmissione;
- si trascura il comportamento del differenziale;
- le coppie motrici o frenanti sugli assi anteriore e posteriore sono imposte.

Nella figura 4.2 si riportano tutte le forze che nel piano orizzontale agiscono sul veicolo durante il moto: la forza d'inerzia  $mA$ , la coppia d'inerzia all'imbardata  $J_z\ddot{\psi}$  e le forze longitudinali e trasversali che gli pneumatici scambiano con il suolo,  $F_x$  e  $F_y$ , rispettivamente agenti all'anteriore e al posteriore. Vengono evidenziate anche le velocità del baricentro ( $V$ ), dell'asse anteriore ( $V_a$ ) e del posteriore ( $V_p$ ).



**Figura 4.2. Modello monotraccia a 3 g.d.l. : forze agenti sul veicolo nel piano orizzontale.**

<sup>22</sup> Verrà presentata un'analisi nel paragrafo dedicato alle norme di distribuzione dei carichi sugli assi per evidenziare come il veicolo non ecceda i limiti di aderenza longitudinali.

Per scrivere le equazioni di moto si assumono come variabili indipendenti le coordinate del baricentro proiettate nel sistema di riferimento assoluto ( $X_g$  e  $Y_g$ ), più l'angolo d'imbardata ( $\psi$ ):

$$\underline{q} = \begin{Bmatrix} X_g \\ Y_g \\ \psi \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

Equilibrio alla traslazione del sistema lungo l'asse X del sistema di riferimento assoluto:

$$\begin{aligned} -m\ddot{X}_g + F_{xa}\cos(\delta_A + \psi) - F_{ya}\sin(\delta_A + \psi) + F_{xp}\cos(\delta_p + \psi) + \dots \\ \dots - F_{yp}\sin(\delta_p + \psi) = 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Equilibrio alla traslazione del sistema lungo l'asse Y del sistema di riferimento assoluto:

$$\begin{aligned} -m\ddot{Y}_g + F_{xa}\sin(\delta_A + \psi) + F_{ya}\cos(\delta_A + \psi) + F_{xp}\sin(\delta_p + \psi) + \dots \\ \dots + F_{yp}\cos(\delta_p + \psi) = 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Equilibrio alla rotazione del sistema lungo l'asse di imbardata:

$$-J_z\ddot{\psi} + F_{xa}\sin(\delta_A)a + F_{ya}\cos(\delta_A)a - F_{xp}\sin(\delta_p)b - F_{yp}\cos(\delta_p)b = 0 \quad (4.4)$$

#### 4.1.1 Carichi verticali sugli pneumatici

Si consideri la figura 4.3 nella quale viene rappresentato il veicolo nel piano verticale.

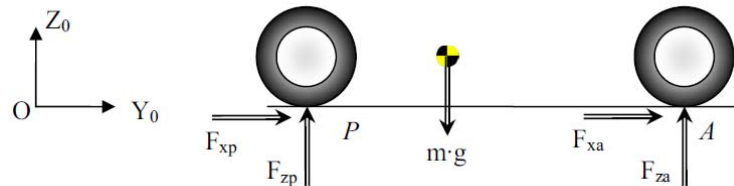


Figura 4.3. Modello monotraccia a 3 g.d.l. : forze agenti sul veicolo nel piano verticale.

In condizioni statiche, la forza verticale che grava sugli pneumatici si ricava dall'equilibrano con forza peso della motrice:

$$F_{za} = mg \frac{b}{p} \qquad F_{zp} = mg \frac{a}{p} \qquad (4.5)$$

in cui con  $g$  è stata definita la forza di gravità.

Qualora si studiasse l'equilibrio delle forze in presenza di accelerazione, a tale contributo si dovrebbe aggiungere quello dovuto alle inerzie:

$$F_{za2} = -ma_{cc} \frac{h_g}{p} \qquad F_{zp2} = ma_{cc} \frac{h_g}{p} \qquad (4.6)$$

ove con  $h_g$  si è definita l'altezza del baricentro dal suolo e con  $a_{cc}$  l'accelerazione. Questo contributo viene trascurato in quanto non solo il trattore in esame viaggia a velocità molto contenute, dell'ordine del km/h e con basse accelerazioni raggiunge le condizioni di regime.

Molto più importante è l'analisi delle variazioni di carico dovute al collegamento del rimorchio. Le macchine operatrici per la viticoltura possono essere di due tipologie: trasportate o portate (vedi fig. 4.4).



**Figura 4.4. Esempio di una macchina operatrice portata (sinistra) e una trasportata (destra). Nello specifico la macchina rappresentata è un atomizzatore.**

Le due forme si differenziano nel modo in cui sono vincolate alla motrice: le macchine portate, di modeste dimensioni e pesi, vengono applicate direttamente a bordo del veicolo, quelle trasportate sono molto grandi e pesanti, e per queste ragioni possono essere utilizzate solo trainate. Si è scelto di prendere in considerazione questo secondo tipo in quanto più comunemente presente nei vigneti<sup>23</sup>. Nello specifico si studia l'iterazione del prototipo con un atomizzatore: vista l'estensione degli appezzamenti, oggi è difficile trovare un

<sup>23</sup> Le macchine operatrici di questo tipo hanno grande diffusione perché possono essere vincolate a qualunque tipo di trattore, permettendo inoltre una maggior qualità nell'esecuzione delle operazioni.

coltivatore che esegue questa operazione manualmente, poiché estremamente dispendiosa in termini di tempi ed energia. Inoltre si tratta di una delle macchine operatrici più ingombrante e pesante, il che consente sia l'analisi dei carichi verticale sugli assi, che il successivo studio della dinamica in condizione critica. Si osservino la figura 4.5: quando un rimorchio di una dato peso viene collegato alla motrice, per la propria ripartizione dei carichi, scarica sul timone, perno di collegamento, una forza  $F_{rimo}$  verticale.

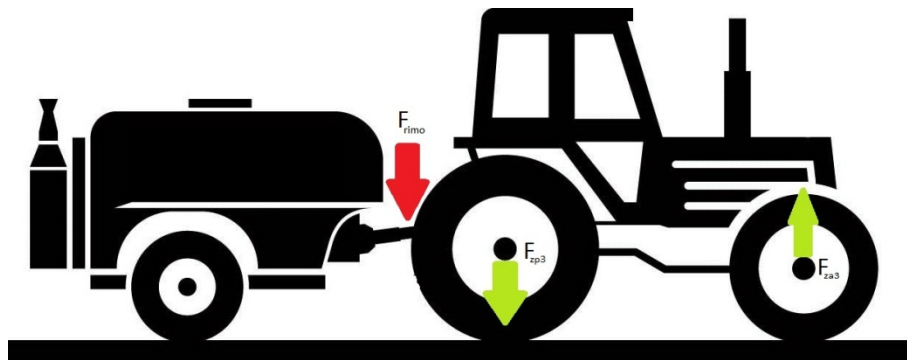


Figura 4.5. Forze verticali che si scaricano sugli assi della motrice a seguito del collegamento di un rimorchio.

L'effetto indotto, nella condizione statica, è quello di un aumento del carico sul posteriore e una riduzione di carico all'anteriore pari a :

$$F_{za3} = -F_{rimo} \left( \frac{b_1}{p} \right) \qquad F_{zp3} = F_{rimo} \left( \frac{p+b_1}{p} \right) \qquad (4.7)$$

Durante il moto si avrebbe anche la nascita di una coppia che modifica i trasferimenti di carico dovuta alla differente quota degli attacchi tra motrice e rimorchio. A causa della mancanza di informazioni sulla possibile ripartizione dei carichi sul rimorchio e sui valori delle forze che nascono al suolo nel contatto tra le ruote dell'unico asse e il terreno, non è possibile condurre l'analisi dinamica da cui estrapolare i valori di coppia citati.

I parametri utilizzati sono esplicitati nella figura 4.6:

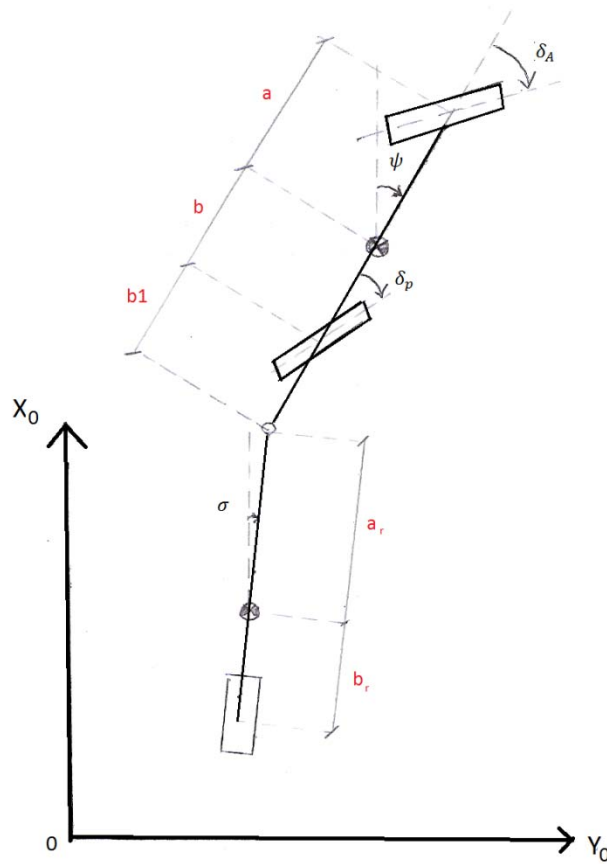


Figura 4.6. Modello monotraccia motrice + rimorchio: parametri dimensionali.

Oltre ai già citati parametri, sono stati definiti:

- $b_1$  = distanza del timone dall'asse posteriore della motrice
- $a_r$  = distanza del baricentro del rimorchio dal timone
- $b_r$  = distanza del baricentro dall'unico asse presente nel rimorchio
- $\sigma$  = angolo d'imbardata del rimorchio

La forza che in rimorchio fa gravare sul timone sarebbe pari a:

$$F_{rimo} = \left( \frac{m_r g b_r}{a_r + b_r} \right) \quad (4.8)$$

in cui con  $m_r$  è stata messa in luce la massa dell'atomizzatore ed  $a_R$  e  $b_R$  dipendono dalla ripartizione dei carichi sul rimorchio. Tale valore non è ricavabile per le ragioni appena esposte e dunque verrà ragionevolmente ipotizzato.

Complessivamente i contributi che si prenderanno in considerazione portano a definire le forze verticali che si scaricano sugli assi della motrice:

$$F_{za_{tot}} = mg \frac{b}{p} - F_{rimo} \left( \frac{b_1}{p} \right) \qquad F_{zp_{tot}} = mg \frac{a}{p} + F_{rimo} \left( \frac{p+b_1}{p} \right) \quad (4.9)$$

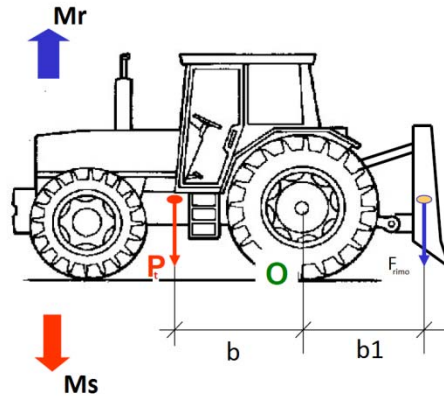
Quando si progetta un veicolo ex novo, l'analisi dei possibili valori dei carichi agenti sugli assi è di peculiare importanza. Si devono rispettare le seguenti postille:

1. Il carico gravante sugli assi sterzanti di un veicolo deve essere al minimo il 20% del peso effettivo del veicolo: nel caso in esame gli assi sterzanti sono presenti solo nella motrice quindi questi dovranno possedere più del 20% di  $P_t = mg$  ;
2. Il carico gravante sugli assi motore deve essere maggiore del 25% del peso effettivo complessivo della motrice più il rimorchio (in seguito si farà riferimento a questa nota con il parametro L25);
3. Il carico sul timone deve essere minore del 10% del peso effettivo del rimorchio, e al massimo essere pari ad 1 tonnellata, per considerazioni strutturali.

Queste considerazioni sono fondamentali per far sì che i veicoli trasmettano correttamente le forze al suolo e siano guidabili.

Esiste un'ulteriore importante considerazione inerente alla distribuzione dei carichi e corrisponde alla stabilità della macchina al momento ribaltante (vedi fig. 4.7):





**Figura 4.7. Analisi momento ribaltante agente sulla motrice per effetto della presenza di un carico collegato posteriormente.**

in cui con  $P$  ci si riferisce al peso della motrice applicato nel baricentro e con  $O$  il punto attorno al quale il trattore ruota quando si impenna. Osservando la fig. 4.7, il punto  $O$  si trova ad una distanza dal timone pari a  $b_1$ . Sono stati inoltre definiti  $Mr$  il momento ribaltante ed  $Ms$  quello stabilizzante, pari rispettivamente a:

$$\begin{cases} Mr = F_{rimo} b_1 \\ Ms = P_t b \end{cases} \quad (4.10)$$

Su terreno pianeggiante, la condizione di stabilità è:

$$Ms = Mr * k \quad (4.11)$$

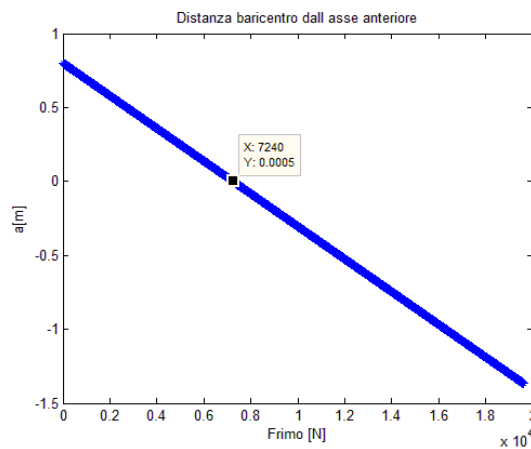
ove  $k$  è un coefficiente di sicurezza che può variare tra 1.2 e 1.5 .

Poiché una macchina motrice viene impiegata per la maggior parte del tempo con un rimorchio collegato, è necessario capire, nel rispetto dei vincoli citati, quali possa essere il limite di traino di un trattore. Come si osserva dalle formule sopra riportate, per una corretta conoscenza dei carichi verticali agenti è necessario conoscere la massa della motrice, il passo, e il posizionamento del baricentro. Trattandosi di un'analisi ex novo, tali parametri non sono noti, e come già detto, essi dovrebbero essere ipotizzati opportunamente. Una delle considerazioni più importanti in agricoltura riguarda il compattamento del terreno. Sebbene oggi si siano introdotti espedienti per ridurre tale fenomeno (cfr. capitolo 2.3.2), più il veicolo è leggero e minore è il suo impatto. A tale proposito si ipotizza una massa 1200kg ed un passo di 1.6m come primo

tentativo di dimensionamento. Si sceglie inoltre di munire il trattore dello stesso tipo di ruote e pneumatici all'anteriore e al posteriore, il che comporta la necessario che le  $F_z$  dei due assi siano simili. Affinché ciò accada si definisce la distanza dell'asse anteriore dal baricentro secondo:

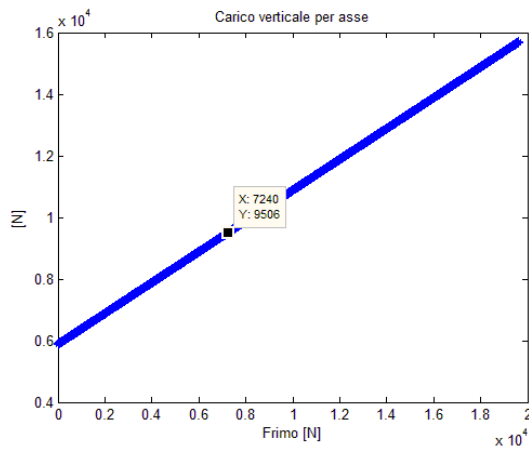
$$a = \frac{p}{2} - \frac{F_{rimo}p}{2mg} - \frac{F_{rimo}b_1}{mg} \quad (4.12)$$

Nella figura 4.8 si riporta l'andamento della  $a$  in funzione del forza agente sul timone:



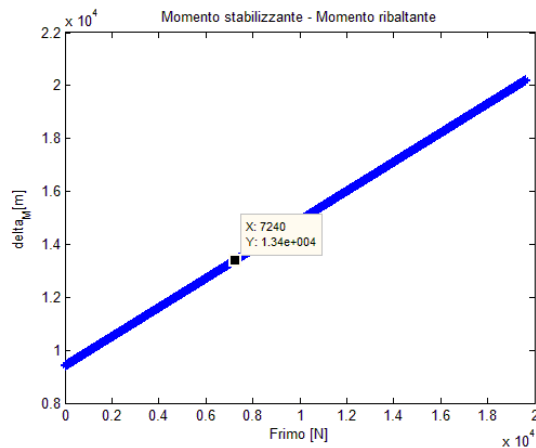
**Figura 4.8.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della forza in N gravante sul timone della motrice, mentre nelle ordinate la distanza del baricentro dall'asse anteriore.

Ad un carico di circa 724 kg il baricentro deve essere posto completamente sull'asse anteriore. Ricordando che si vuole lo stesso carico sulle ruote anteriori e posteriori, a tale variazione di posizione del baricentro in funzione della  $F_{rimo}$ , corrisponde un aumento del carico verticale (vedi fig.4.9).



**Figura 4.9.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della forza in N gravante sul timone della motrice, mentre nelle ordinate il carico verticale per asse.

Nella figure 4.10 si riporta l'andamento della differenza tra il momento stabilizzante e il momento ribaltante moltiplicato per 1.5, all'aumentare del carico gravante sul timone della motrice:

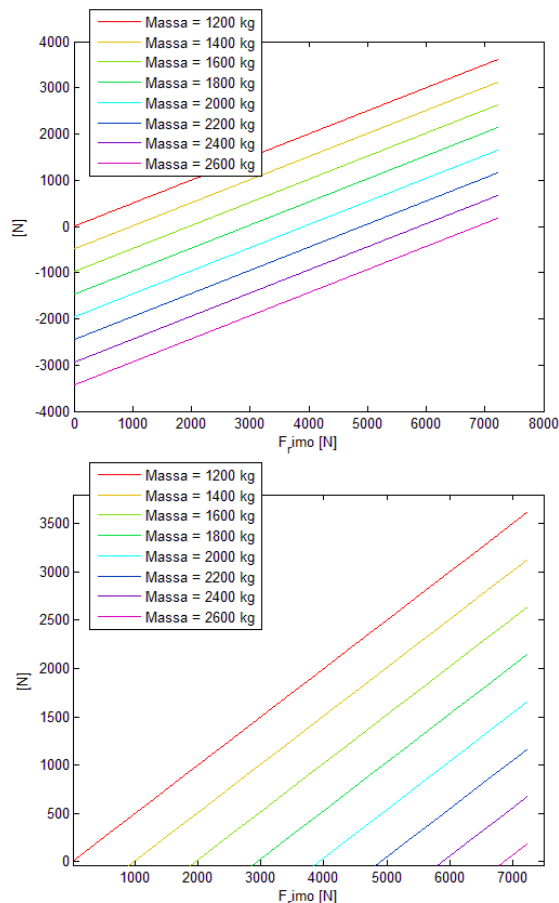


**Figura 4.10.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della forza in N gravante sul timone della motrice, mentre nelle ordinate la differenza tra il momento stabilizzante e quello ribaltante.

Chiaramente affinché il trattore sia stabile, tale differenza deve risultare sempre positiva. I valori messi in luce nelle figure 4.9÷4.10 sono i massimi ottenibili, in quanto come si osserva nella 3.9, oltre bisognerebbe avere il baricentro del veicolo posto antecedente l'asse anteriore.

Il veicolo del quale si vuole giungere ad analizzare la dinamica all'interno dei filari presenta 4WS: è necessario osservare se le forze verticali mostrate in figura 4.8 siano superiori al 25% del peso complessivo di motrice

più rimorchio. Nella figura 4.11 si mostra l'andamento della differenza tra la  $F_{za}$  e L25: anche in questo caso la soluzione è valida se tale differenza risulta maggiore di zero. L'andamento viene ricavato per valori crescenti del peso della motrice.



**Figura 4.11.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della forza verticale sul timone, mentre nelle ordinate la differenza del carico verticale dal valore di riferimento pari al 25% del peso della motrice più rimorchio. Il grafico è stato ricavato per valori crescenti della massa del rimorchio, e limitato nelle ascisse a valori di  $F_{rimo}$  variabili tra [0÷7240 N].

Gli atomizzatori presenti in commercio hanno dimensioni e pesi molto variabili: si passa per esempio dai 1400 kg a 2600 kg. Questi valori si riferiscono al peso del rimorchio a pieno carico: Infatti la struttura pesa dai 400 agli 800 kg, e a seconda del volume in litri trasportato si ha un incremento in peso. Ricavare l'andamento delle forze in funzione sia della massa della macchina trainata che del carico effettivo sul timone è dovuto alla mancanza di informazioni su come le case costruttrici di atomizzatori distribuiscono i carichi sul mezzo. Dalla figura 4.11 si ricava come un veicolo di 1200 kg con passo

1.6m possa trasportare un rimorchio di 2600 kg solo se quest'ultimo comporta, sul giunto di collegamento della motrice al rimorchio, un carico verticale di circa 700 kg. Inoltre è necessario che il baricentro della motrice sia postato quasi sopra l'asse anteriore. Qualora il rimorchio venisse rimosso, si assisterebbe ad un elevatissimo sbilanciamento dei carichi, e non si assicurerebbe più il rispetto della L25 per le ruote posteriori.

È possibile migliorare la situazione con l'adozione di zavorre: si tratta di strutture in acciaio che servono, generalmente, per aumentare il peso aderente della trattrice. Tale strategia è utile e necessaria per spostare il baricentro in modo da migliorare la stabilità longitudinale e trasversale del mezzo. Le zavorre possono essere di due tipologie:

1. Strutture in acciaio applicate direttamente sulla struttura della motrice (vedi fig. 4.12);

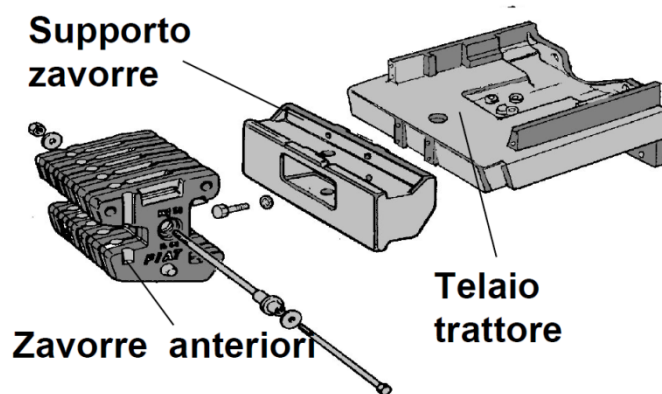


Figura 4.12. Esempio di schema di montaggio di una zavorra anteriore in acciaio.

2. Riempimento della camera d'aria della ruota d'acqua (fig. 4.13).

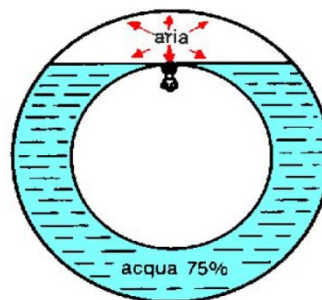
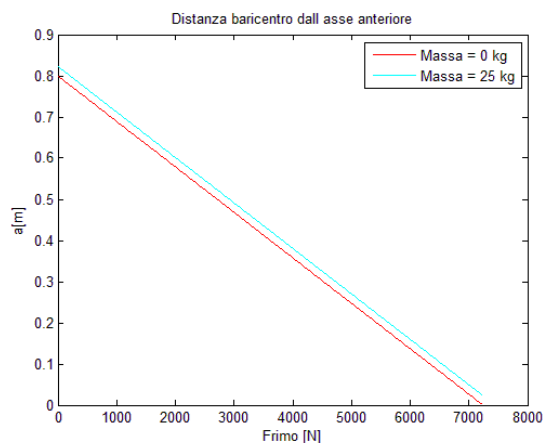


Figura 4.13. Modalità riempimento pneumatico di acqua.

Il secondo espediente consente di agire direttamente sul carico verticale gravante sul suolo: si riempiono le ruote con del liquido, il quale non deve superare il 75% del volume dello pneumatico. Quest'ultimo espediente, sebbene sia quello che permette di agire direttamente sulla ruota sulla quale si è interessati ad aumentare il carico, è da utilizzare solo nel caso nessun'altra idea abbia dato esiti positivi. Vengono infatti alterate le caratteristiche dello pneumatico: il liquido non è comprimibile a differenza dell'aria, di conseguenza la copertura diventa più rigida e meno flessibile. Il codice della strada non consente la movimentazione a veicoli con ruote riempite di liquido: tale soluzione è quindi eseguibile solo nei campi e finita l'operazione l'agricoltore dovrebbe assicurarsi di svuotare completamente le ruote di acqua e riempirle nuovamente di aria<sup>24</sup>. In fase di progettazione non si può quindi pensare di studiare un veicolo che presenti liquido nelle ruote. Si ipotizza dunque di zavorrare la motrice all'anteriore, con un carico  $P_{zav}$  posto prima dell'asse ad una distanza  $a_1$  di 30cm. Per legge tali masse non possono superare i 25 kg. Tale espediente contribuisce a variare il carico sugli assi di una quantità pari a

$$F_{za_{zav}} = P_{zav} \frac{p+a_1}{p} \qquad F_{zp_{zav}} = -P_{zav} \frac{a_1}{p} \qquad (4.13)$$

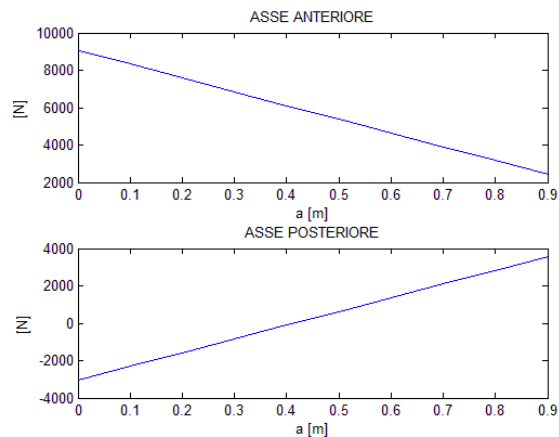
In figura 4.14 si riporta la variazione della posizione del baricentro per avere equi-ripartizione delle forze in funzione della  $F_{rimo}$  e della  $P_{zav}$ .



**Figura 4.14.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della forza verticale sul timone, mentre nelle ordinate la posizione del baricentro rispetto all'asse anteriore. Le curve sono ricavate per zavorra di massa nulla e massa di 25 kg.

<sup>24</sup> Anche se il trattore fosse utilizzato solo sui campi, finite le operazioni critiche, se non vengono svuotate le ruote dall'acqua si assisterebbe ad un'elevatissima usura del battistrada e ad un danneggiamento degli organi di trasmissione.

Si osserva come un aumento della zavorra comporti la possibilità di arretrare il baricentro soltanto di una piccola quantità pari a circa 2 cm. Questo aspetto è dovuto alle dimensioni compatte della trattrice. Per assicurare quindi il rispetto della L25 sia nelle condizioni di trasporto di rimorchio che in quelle di marcia libera, si osservi la figura 4.15 che riporta l'andamento della differenza tra il carico sull'asse e la L25 in funzione della  $a$  in assenza di rimorchio.



**Figura 4.15.** Nella figura è riportato in ascisse il valore della distanza del baricentro dall'asse anteriore, nelle ordinate la differenza del carico verticale dal valore di riferimento pari al 25% del peso della motrice, in quanto in questa situazione non si considera la presenza del rimorchio.

Affinché al posteriore in assenza di rimorchio sia assicurato il giusto carico la distanza  $a$  deve essere maggiore di 0.5m . Analizzando con questo nuovo dato le figure 4.11 e 4.14 si ricava che, imponendo  $a = 0.6$ , la trattrice possa trasportare atomizzatori che scaricano sul timone un carico massimo di 292 kg e che abbiano una massa inferiore o al limite uguale a 1800 kg.

Le condizioni che verranno utilizzate nella progettazione presenteranno:

$a$ [m]	0.6
$m_{rimo_{max}}$ [kg]	1800
$F_{rimo_{max}}$ [N]	2921

**Tabella 4.1.** Valori di riferimento che saranno adottati per lo svolgimento dell'analisi di fattibilità.

### 4.1.2 Forze di contatto pneumatico-terreno incoerente

Le forze  $F_x$  e  $F_y$  scambiate tra lo pneumatico e la strada sono forze di campo, cioè sono forze esterne che dipendono dallo stato del sistema. Tali forze dipendono in maniera fortemente non lineare da innumerevoli parametri, come riassumono le espressioni seguenti:

$$\begin{cases} F_x = F_x(F_z, \mu_{max}, \alpha, \varepsilon, \gamma, \dots) \\ F_y = F_y(F_z, \mu_{max}, \alpha, \varepsilon, \gamma, \dots) \end{cases} \quad (4.14)$$

dove le grandezze elencate rappresentano:

- $F_x$  : carico verticale agente sullo pneumatico
- $\mu$  : coefficiente di attrito dinamico tra pneumatico e terreno<sup>25</sup>
- $\alpha$  : angolo di deriva dello pneumatico
- $\varepsilon$  : coefficiente di scorrimento dello pneumatico<sup>26</sup>
- $\gamma$  : angolo di camber<sup>27</sup>

Nel modello meccanico che si sta trattando si semplifica notevolmente il calcolo di tali forze: innanzitutto il coefficiente di attrito  $\mu$  si assume costante e stabilito a priori. I trattori si muovono principalmente su terreni che vengono definiti incoerenti: tale aggettivo indica una difficoltà da parte delle particelle caratterizzanti il suolo di rimanere coese. Ciò rende molto difficoltoso agli pneumatici trasferire la forza al suolo facendo crollare il coefficiente di aderenza massima,  $\mu$ , a 0.55÷0.6.

Le forze di contatto vengono definite tramite le cosiddette Magic Formula ([20]) del Professor Pacejka, nella loro relazione sempre fissata:

<sup>25</sup> Il coefficiente di attrito dinamico  $\mu_{max}$  rappresenta il valore massimo raggiungibile dal rapporto tra la forza tangenziale e la forza normale.

<sup>26</sup> Lo scorrimento è definito dalla relazione seguente, dove  $\Omega$  è la velocità di rotazione del pneumatico,  $R$  è il raggio di rotolamento equivalente,  $V_r$  è il modulo della velocità di avanzamento del centro ruota e  $V_{rx}$  è la velocità longitudinale del centro ruota:

$$\varepsilon = - \frac{V_r - \Omega R}{V_{rx}}$$

<sup>27</sup> L'angolo di camber è l'angolo formato tra il piano verticale ed il piano medio della ruota.



$$F = \left( D * \sin \left( C * \operatorname{atan} \left( B * X1 - E * \left( B * X1 - \operatorname{atan}(B * X1) \right) \right) \right) \right) + S_v \quad (4.15)$$

in cui si è indicato con F la variabile in uscita (rispettivamente  $F_x$  nel caso si consideri la forza longitudinale o  $F_y$  nel caso si consideri la forza laterale o  $M_z$  per l'autoallineamento). Propriamente i termini dell'equazione indicano:

- $X1$  : è un coefficiente che rappresenta la somma di X ed  $S_h$
- X : variabile in ingresso (rispettivamente  $\varepsilon$  nel caso si consideri lo slittamento longitudinale o  $\alpha$  nel caso si consideri l'angolo di deriva).
- $S_h$  : shift orizzontale rispetto all'origine degli assi nel piano F-X
- $S_v$  : shift verticale rispetto all'origine degli assi nel piano F-X
- B : fattore di rigidezza
- C : fattore di forma
- D : valore del picco
- E : fattore di curvatura

I valori da attribuire a questi parametri vengono ricavati sperimentalmente.

Per quanto riguarda le forze laterali si è fatto riferimento ad uno studio eseguito dai professori del Politecnico di Milano M. Gobbi e G. Mastinu sulla misurazione dei momenti e delle forze agenti sul pneumatico di un trattore agricolo ([23]). La macchina agricola oggetto dello studio è un S.A.M.E (Società Accomandita Motori Endotermici) Dorado F100, che è costituito al posteriore dai pneumatici Pirelli TM700 420/70 R28, all'anteriore dai TM700 300/70 R20, con una ripartizione del carico complessivo di circa 5000N sull'asse anteriore e di 15000N sull'asse posteriore.

Con la ripartizione dei carichi mostrata nella tabella 4.1, in presenza del rimorchio, per l'equi-ripartizione dei carichi, si ha  $F_z = 7002 N$ . In assenza del rimorchio il carico si ripartisce così:

$$\begin{cases} F_{za} = 4469 N \\ F_{zp} = 7548 N \end{cases} \quad (4.16)$$

Tali valori sono confrontabili con quello all'anteriore del trattore Dorado F100: si è deciso dunque di adottare i parametri forniti in [23], riportati nella tabella 4.2, consapevoli dell'introduzione di un errore nella dinamica. Inoltre il veicolo sarà munito degli stessi pneumatici, Pirelli TM700 300/70 R20.

a0	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8	a9	a10	a11	a12	a13
1.4	- 19	600	15000	650	0	0.05	- 1.8	0	0	0	0	43	11

**Tabella 4.2. Coefficienti per la determinazione dei parametro della Magic Formula Pacejka '89.**

Tramite questi coefficienti è possibile determinare i parametri della relazione Pacejka '89 come di seguito riportato:

- $C = a_0$
- $D = (a_1 * F_z^2 + a_2 * F_z)$
- $BCD = a_3 \sin\left(\text{atan}\left(\frac{F_z}{a_4}\right) 2.0\right) (1.0 - a_5 \text{abs}(\gamma))$
- $B = \frac{BCD}{CD}$
- $S_h = a_9 F_z + a_{10} + a_8 \gamma$
- $S_v = a_{11} F_z \gamma + a_{12} F_z + a_{13}$
- $E = a_6 F_z + a_7$

nelle quali con  $\alpha$  ci si riferisce alla deriva (sarà rispettivamente quella sulla ruota anteriore o posteriore a seconda che si voglia calcolare su forza laterale su uno o sull'altro asse),  $\gamma$  è il camber (vale quando detto per la deriva) e con  $F_z$  si intende il carico verticale agente sulla ruota.

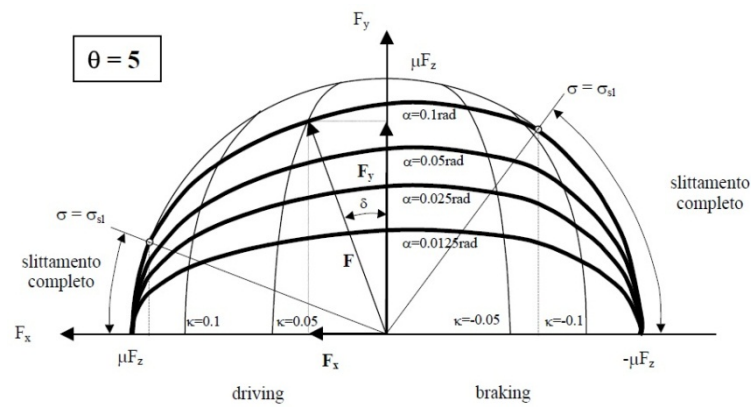
Per quanto riguarda la forza longitudinale, rispetto all'approccio rigoroso, per mancanza di dati in bibliografia, nella valutazione delle forze di contatto si sono introdotte semplificazioni e adattamenti. Tali forze vengono definite in funzione della coppia applicata all'asse (rispettivamente  $C_a$  all'anteriore e  $C_p$  al posteriore), secondo la seguente espressione:

$$\begin{cases} F_{xa} = \frac{C_a}{R} \\ F_{xp} = \frac{C_p}{R} \end{cases} \quad (4.17)$$

Nonostante questa semplificazione, per evitare di introdurre parametri che eccedano i limiti di aderenza del pneumatico sul terreno, si imporrà come limite superiore il rispetto della legge di Coulomb:

$$F_x < F_z \mu \quad (4.18)$$

A questa mancanza di dati fa seguito l'impossibilità di legare la dinamica longitudinale a quella laterale. La figura 4.16 mostra l'andamento teorico della  $F_x$  e della  $F_y$  che lo pneumatico scambia con il suolo in funzione dell'angolo di deriva  $\alpha$  e dello scorrimento longitudinale  $\epsilon$ .



**Figura 4.18. Diagramma polare teorico della forza esercitata dalla ruota in funzione dell'angolo di deriva  $\alpha$  e dello scorrimento longitudinale  $\epsilon$  (tratto da [29]).**

Tale diagramma si ricava da:

$$\frac{F_x^2}{(\mu_x F_z)^2} + \frac{F_y^2}{(\mu_y F_z)^2} = 1 \quad (4.19)$$

in cui con  $\mu_x$  e  $\mu_y$  sono stati definiti rispettivamente il coefficiente di aderenza pneumatico-terreno longitudinale e laterale. La saturazione del vincolo longitudinale, per esempio, e quindi il raggiungimento dell'unità da parte del valore  $\frac{F_x^2}{(\mu_x F_z)^2}$ , comporta l'impossibilità del veicolo di cambiare traiettoria, in quanto le  $F_y$  risulterebbero nulle, pur sterzando le ruote. Non essendo a conoscenza di questo legame è necessario, durante l'analisi dinamica, evitare che il veicolo giunga a saturazione, impedendo al veicolo di generare coppie eccessive sulle ruote e variazioni istantanee di angoli di sterzo alle ruote che possano portare alla nascita di derivate elevate.

## 4.2 Analisi di stabilità del trattore

Si consideri l'equazione di moto di un generico sistema meccanico lineare:

$$[M]\underline{\ddot{q}} + [R]\underline{\dot{q}} + [K]\underline{q} = \underline{F} \quad (4.20)$$

dove:

- $\underline{q}$  : è un vettore colonna contenente le  $n$  variabili del sistema.
- $\underline{\dot{q}}$  e  $\underline{\ddot{q}}$  : rispettivamente la derivata prima e seconda rispetto al tempo del vettore contenente le variabili del sistema;
- $[M]$  ,  $[R]$  e  $[K]$  : nell'ordine sono le matrici di massa, smorzamento e rigidità del sistema linearizzato. Sono tutte matrici di dimensione  $n \times n$ , in cui con  $n$  ci si riferisce al numero delle variabili del sistema.
- $\underline{F}$  : vettore colonna delle forzanti del sistema, la cui dimensione è di  $n$  righe.

L'analisi di stabilità consiste nello studio delle radici  $\lambda$  dell'equazione caratteristica:

$$\det([M]\lambda^2 + [R]\lambda + [K]) = 0 \quad (4.21)$$

Un sistema si definisce stabile quando le radici dell'equazione caratteristica hanno tutte parte reale negativa.

Nel capitolo dedicato alle logiche di sterzo sono stati introdotti dei coefficienti definiti guadagni del controllore, i quali sono stati opportunamente definiti diversamente sia a seconda che si stesse facendo riferimento al controllo proporzionale o derivativo, ma anche in funzione del tratto percorso dal trattore, curva o rettilineo ( $k_p, k_d, k_{pC}, k_{dC}$ ). Attraverso l'analisi di stabilità è possibile giungere ad attribuire a ciascuno di questi parametri il valore che meglio consente la gestione del veicolo a fronte di variazioni della posizione rispetto alla traiettoria desiderata.

Per determinare l'equazione caratteristica e quindi le  $\lambda$  è necessario che le equazioni del sistema ricavate ad inizio del capitolo 3 siano lineari.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 -m\ddot{X}_g + F_{xA}\cos(\delta_A + \psi) - F_{yA}\sin(\delta_A + \psi) + F_{xP}\cos(\delta_P + \psi) + \dots \\
 \quad \dots - F_{yP}\sin(\delta_P + \psi) = 0 \\
 -m\ddot{Y}_g + F_{xA}\sin(\delta_A + \psi) + F_{yA}\cos(\delta_A + \psi) + F_{xA}\sin(\delta_P + \psi) + \dots \\
 \quad \dots + F_{yP}\cos(\delta_P + \psi) = 0 \\
 -J_z\ddot{\psi} + F_{xA}\sin(\delta_A)a + F_{yA}\cos(\delta_A)a - F_{xP}\sin(\delta_P)b - F_{yP}\cos(\delta_P)b = 0
 \end{array} \right.$$

(4. 22)

Le equazioni che descrivono la dinamica del trattore sono fortemente non lineari. Tale non linearità è dovuta anche alla dipendenza della forza trasversale dal carico verticale e dalla deriva. Quest'ultimo parametro a sua volta è funzione della velocità assoluta del veicolo e della velocità d'imbardata.

Bisogna procedere dunque ad una linearizzazione delle equazioni nell'intorno di una specifica posizione di regime, differente a seconda se si consideri la marcia in curva o tra i filari. A tal proposito, come per le logiche di sterzo, si distinguono in due sotto capitoli le analisi di stabilità.

Come si comprende durante lo studio delle logiche di funzionamento dei controllori, si parte dal presupposto che il veicolo si trovi già in prossimità dei filari. La scelta è dettata da due ragioni: la prima risiede nel fatto che ciò che rende complesso l'automazione del trattore non è la movimentazione tra un filare e l'altro o il posizionamento in prossimità dei filari, quanto invece la gestione in sicurezza del veicolo per tutto il tempo della lavorazione. In secondo luogo è doveroso precisare che le realtà viticole sono molto diversificate tra loro: l'attività infatti è svolta sia da grandi aziende come da piccole realtà famigliari, il che comporta la possibilità che i veicoli siano posizionati a fine lavorazione in una rimessa nei pressi del vigneto o trasportata ogni volta in un luogo lontano dal campo. Come si è precisato già questa seconda ipotesi è molto frequente ed è anche uno dei motivi che ha condotto a considerare il veicolo gommato e non cingolato. Per queste ragioni definire un percorso di posizionamento iniziale da far fare al trattore sarebbe stato del tutto casuale. Nella realtà verrà fornito il veicolo di una traiettoria attraverso la quale, mediante Gps, raggiungerà il vigneto.

#### 4.2.1 Marcia rettilinea

La condizione di regime del veicolo nella marcia rettilinea è quella che prevede le seguenti condizioni (il pedice 0 indica la condizione di regime):

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_{g0} = V \\ \dot{Y}_{g0} = 0 \\ \dot{\psi}_0 = 0 \\ Y_{g0} = Y_{marker}(marker +) - \frac{interfila}{2} \\ \psi_0 = k_\psi \\ \delta_{A0} = 0 \end{array} \right. \quad (4.23)$$

in cui sono state considerate con:

- $V$  : velocità massima raggiunta dal veicolo;
- $Y_{marker}(marker +)$  : abbiamo già precisato come viene definito tale valore. Con la dicitura “*marker +*” si intende che si sta considerando la coordinata  $Y$  del marker di numero maggiore, quindi nel caso di marcia nel primo filare si considera  $Y_{marker}(2)$ ;
- $k_\psi$  : questo parametro tiene in considerazione l’avanzamento del trattore rispetto al sistema di riferimento assoluto. Se ci si muove nella direzione delle  $X$  crescenti  $k_\psi$  è uguale a zero, diversamente vale  $180^\circ$ . Questa variazione è dovuta alle convenzioni adottate per la definizione dell’angolo di imbardata (fig. 4.1).

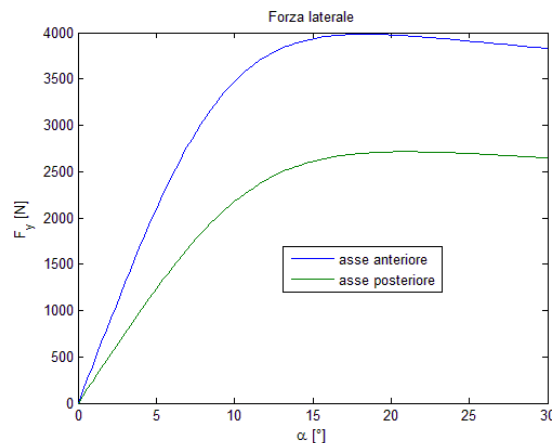
Definite le condizioni a regime, è possibile linearizzare le funzioni di seno e coseno:

- $\cos(\delta_A + \psi) \rightarrow \cos(\psi_0)$
- $\sin(\delta_A + \psi) \rightarrow \cos\psi_0(\delta_A) + \sin\psi_0(\psi - \psi_0)$
- $\sin(\delta_A) \rightarrow \delta_A$
- $\cos(\delta_A) \rightarrow 1$

Bisogna a questo punto linearizzare le forze di contatto, precisamente la forza trasversale  $F_y$ . Si ricorda infatti che per mancanza di informazioni in bibliografia sull’andamento della forza longitudinale in funzione dello scorrimento, la si è definita nel capitolo 4.1.2 in funzione della coppia applicata all’asse:

$$\begin{cases} F_{xA} = \frac{C_A}{R} \\ F_{xP} = \frac{C_P}{R} \end{cases} \quad (4.24)$$

L'andamento della  $F_y$  in funzione dell'angolo di deriva descrive la curva mostrata in figura 4.17 .



**Figura 4.17. Andamento della forza laterale in funzione dell'angolo di deriva espressa sia per l'asse anteriore che per quello posteriore.**

Nella figura si nota non solo la dipendenza della forza con la deriva, ma anche la variazione in funzione del carico verticale gravante sull'asse. Per la scelta adottata nel capitolo 4.1.1 di distribuire i pesi maggiormente sull'asse anteriore ( $a = 0.6m$  e zavorra di 25kg ad  $a_1 = 0.3m$ ) si ricava che la  $F_y$  su tale asse risulta essere più elevata rispetto al posteriore a pari deriva. Ipotizzando che durante la marcia la  $F_z$  non subisca variazione, le forze trasversali diventano funzione della sola deriva.

Per poter linearizzare correttamente la funzione  $F_y$  è necessario prima esprimere le derivate delle ruote anteriori e posteriori del modello monotraccia. Nel capitolo 2.1 è stata definita la deriva sulle ruote anteriori in funzione delle velocità del baricentro espresse nel sistema di riferimento locale. Poiché in questo caso l'analisi è condotta nel sistema di riferimento assoluto è necessaria la trasformazione:

$$\begin{cases} V_x = \dot{X}_g \cos\psi + \dot{Y}_g \sin\psi \\ V_y = -\dot{X}_g \sin\psi + \dot{Y}_g \cos\psi \end{cases} \quad (4.25)$$

Consideriamo il veicolo a 4WS con un meccanismo di sterzo tradizionale, quindi né con SuperSteer né con DualSteer, per giungere a definire i valori di

deriva sulle ruote anteriori e posteriori si introduce il parametro  $k_{ap}$  rispetto al formalismo dimostrato nel capitolo 2.1 . Tale parametro varia a seconda che si stia facendo riferimento all'anteriore o al posteriore:

- Anteriore :  $k_{ap} = a$
- Posteriore:  $k_{ap} = -b$

$$\begin{cases} V_{xa} = V_x \\ V_{ya} = V_y + \dot{\psi}k_{ap} \end{cases} \quad (4.26)$$

$$\begin{cases} V_{xra} = V_{xa} \cos\delta + V_{ya} \sin\delta \\ V_{yra} = V_{ya} \cos\delta - V_{xa} \sin\delta \end{cases} \quad (4.27)$$

Si ricava, sostituendo al  $k_{ap}$  il valore di riferimento:

$$\begin{cases} \alpha_A = \tan^{-1} \left( -\frac{\dot{Y}_g \cos(\delta_A + \psi) + \dot{\psi} a \cos(\delta_A) - \dot{X}_g \sin(\delta_A + \psi)}{\dot{X}_g \cos(\delta_A + \psi) + \dot{Y}_g \sin(\delta_A + \psi) + \dot{\psi} a \sin(\delta_A)} \right) \\ \alpha_P = \tan^{-1} \left( -\frac{\dot{Y}_g \cos(\delta_P + \psi) - \dot{\psi} b \cos(\delta_P) - \dot{X}_g \sin(\delta_P + \psi)}{\dot{X}_g \cos(\delta_P + \psi) + \dot{Y}_g \sin(\delta_P + \psi) - \dot{\psi} b \sin(\delta_P)} \right) \end{cases} \quad (4.28)$$

Si osserva quindi che la forza laterale, essendo funzione dell'angolo di deriva, è a sua volta funzione delle variabili del sistema  $\dot{X}_g, \dot{Y}_g, \dot{\psi}, \psi, \delta_A$  e  $\delta_P$ . Si esprime di seguito la linearizzazione della  $F_y$  fino al primo ordine:

$$F_y \rightarrow F_y|_0 + \left. \left( \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right) \right|_0 \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{\dot{z}}} \right) \right|_0 (\underline{\dot{z}} - \underline{\dot{z}}_0) \quad (4.29)$$

In cui sono stati definiti:

$$\underline{\dot{z}} = \begin{pmatrix} \dot{X}_g \\ \dot{Y}_g \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \delta \end{pmatrix} \quad (4.30)$$



$$\underline{\dot{z}}_0 = \begin{Bmatrix} \dot{X}_{g0} \\ \dot{Y}_{g0} \\ \dot{\psi}_0 \\ \psi_0 \\ \delta_0 \end{Bmatrix} \quad (4.31)$$

Sia che il trattore si stia muovendo nella direzione delle X positive o negative, nella condizione di regime considerata le derivate si riducono a:

$$\begin{cases} \alpha_A = 0 \\ \alpha_P = 0 \end{cases} \quad (4.32)$$

Dalla figura 4.17 si ricava dunque :

$$\begin{cases} F_{yA}|_0 = 0 \\ F_{yP}|_0 = 0 \end{cases} \quad (4.33)$$

Adottando i parametri della formulazione ([20]) del Professor Pacejka per il contatto pneumatico-suolo espressa nel capitolo 4.1.2, si può definire la pendenza della curva  $F_y - \alpha$  nell'origine degli assi come:

$$k_{tA} = \left( \frac{\partial F_{yA}}{\partial \alpha_A} \right) \Big|_0 = BCD_A = 437.8 \quad (4.34)$$

$$k_{tP} = \left( \frac{\partial F_{yP}}{\partial \alpha_P} \right) \Big|_0 = BCD_P = 252.5 \quad (4.35)$$

Il vettore  $\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{\dot{z}}} \right) \Big|_0$ , equivale a:

$$\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{\dot{z}}} \right) \Big|_0 = \left\{ \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{X}_g} \right) \Big|_0 \quad \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{Y}_g} \right) \Big|_0 \quad \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \Big|_0 \quad \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \psi} \right) \Big|_0 \quad \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \delta} \right) \Big|_0 \right\} \quad (4.36)$$

le rispettive derivate nella condizione di regime, per l'anteriore e il posteriore valgono:

$$\left( \frac{\partial \alpha_A}{\partial \underline{\dot{z}}} \right) \Big|_0 = \left\{ 0 \quad -\frac{1}{v} \quad -\frac{a}{v \cos(\psi_0)} \quad 1 \quad 1 \right\} \quad (4.37)$$

$$\left( \frac{\partial \alpha_P}{\partial \underline{\dot{z}}} \right) \Big|_0 = \left\{ 0 \quad -\frac{1}{v} \quad \frac{b}{v \cos(\psi_0)} \quad 1 \quad 1 \right\} \quad (4.38)$$

La forza laterale che le ruote scambiano con il terreno non viene generata in maniera impulsiva, ma vi sarà un ritardo necessario per consentire la deformazione laterale dei tasselli. Si introduce un'equazione che limita la velocità di variazione di forza laterale:

$$\frac{L}{V}\dot{F}_{y_{eff}} + F_{y_{eff}} = F_y \quad (4.39)$$

Come si osserva dalla relazione, la velocità di deformazione dei tasselli è funzione della velocità assoluta di marcia del veicolo  $V$  e di uno specifico parametro,  $L$ , definito lunghezza di rilassamento, parametro caratteristico dello pneumatico. Con  $F_y$  si considera la forza definita per mezzo delle Magic Formula del Pacejka, mentre la  $F_{y_{eff}}$  è quella che effettivamente viene generata nel contatto. Per quanto detto sopra a riguardo della linearizzazione della forza laterale si può riscrivere l'equazione:

$$\frac{L}{V}\dot{F}_{y_{eff}} + F_{y_{eff}} = k_t \left( (\psi - \psi_0) - \frac{\dot{y}_g}{V} - \frac{k_{ap}\dot{\psi}}{V \cos(\psi_0)} + \delta \right) \quad (4.40)$$

Chiaramente, come si osserva dalla mancanza dei pedici A e P nell'equazione, al sistema verranno aggiunte rispettivamente due equazioni, una per la ruota anteriore e una per quella posteriore.

Tali forze dipendono da come vengono sterzate le ruote. Nel capitolo precedente si sono introdotte le leggi di controllo. Complessivamente in rettilineo si ha:

$$\begin{aligned} \delta_A = & k_p((Dist_{Ad} - Dist_{As}) + (Dist_{Cd} - Dist_{Cs})) + \dots \\ \dots + & k_d((Dist_{Ad} - Dist_{As}) + (Dist_{Cd} - Dist_{Cs})) \end{aligned} \quad (4.41)$$

all'interno della quale i valori di  $Dist$  nascono da un'elaborazione da parte della centralina dei valori di distanza  $D_t$  valutati dalle 4 telecamere. Durante la simulazione per mezzo del calcolatore non si conosce la distanza valutata dalle telecamere. È necessario per ciò definire questi valori a partire dalle coordinate del baricentro del veicolo: il procedimento che si adotta è del tutto identico a quello mostrato per la gestione del veicolo in presenza di filari che si sono inclinati esternamente rispetto la via di corsa. Per chiarezza espositiva dunque si definiscono le distanze con il formalismo  $D_{cen}$  più il pedice di riferimento della telecamera. Per esempio, considerando la telecamera anteriore destra, se il veicolo marcia verso le X crescenti si ha:

$$D_{cen\_Ad} = interfila - \frac{s}{2} - (Y_{tAd} - Y_{marker(marker+)}) \quad (4.42)$$

In caso invece in cui il veicolo marciasse con verso le X decrescenti:

$$D_{cen\_Ad} = interfila - \frac{s}{2} - (Y_{marker(marker -)} - Y_{tAd}) \quad (4.43)$$

in cui ricordiamo che con la dicitura (*marker +*) e (*marker -*) ci si riferisce al filare di numero maggiore o minore. Per quanto riguarda le velocità di variazione delle distanze,  $Dist$ , si ricavano derivando nel tempo le  $D_{cen}$ . Sempre nel caso della telecamera anteriore destra si avrà, nel caso di marcia con  $\psi$  nulla:

$$\dot{D}_{cen\_Ad} = -\dot{Y}_{Ad} \quad (4.44)$$

mentre nel caso opposto:

$$\dot{D}_{cen\_Ad} = \dot{Y}_{Ad} \quad (4.45)$$

Ricordando infine la matrice delle coordinate nel sistema assoluto delle 4 telecamere si ricava il valore  $D_{cen}$  e  $\dot{D}_{cen}$  rispetto alla posizione del baricentro e all'angolo d'imbardata. Le coordinate delle telecamere così espresse devono essere linearizzate. Per evitare di appesantire lo scritto, si presenta qui di seguito il valore della legge di controllo già linearizzato:

$$\begin{aligned} \delta_A = & k_p [4Y_{marker(marker -)} + 2interfila - 4Y_g - 2L\psi \sin(ang) \cos\psi_0] + \dots \\ & \dots + k_d [-4\dot{Y}_g] \end{aligned} \quad (4.46)$$

Si osserva che il valore di distanza attraverso il quale si sta misurando l'angolo di sterzo è indipendente dal parametro di lunghezza previsionale  $Prev$ . In realtà così facendo si introduce un errore rispetto a quanto effettivamente eseguito dalla centralina. Nella realtà, poiché la distanza  $Dist$  è definita attraverso la relazione (3.7), come è stato dimostrato nel capitolo 3, la scelta di un adeguato parametro  $Prev$  permette definire l'angolo  $\Pi$  più opportuno per l'inclinazione delle telecamere al fine di anticipare eventuali correzioni di traiettoria, in presenza di filari inclinati, o di eventuali ostacoli lungo la marcia del veicolo. Il valore  $D_t$  è però variabile nel tempo, in funzione della posizione del baricentro, dell'angolo di imbardata e dell'inclinazione dei filari, pur restando costante  $Prev$ . A tal proposito si decide di introdurre nella simulazione un ritardo d'azione rispetto a quanto realmente accade: il veicolo valuta la variazione di disposizione del filare solo quando le telecamere vi si trovano alla medesima coordinata X. Questa semplificazione comporta l'inevitabile urto da parte del veicolo contro improvvisi ostacoli nel cammino. Ponendosi questa tesi come punto di partenza per motivare un più articolato e dettagliato studio di fattibilità, risulta accettabile l'introduzione di questo errore, in quanto non

apporta variazioni alla definizione dei guadagni  $k_p$  e  $k_d$  ottenuti attraverso l'analisi di stabilità, ma solo trascura il vincolo di sicurezza che impedisce al veicolo di giungere a contatto con le vigne o con qualsiasi altro ostacolo.

L'angolo di sterzo varia nel tempo secondo una legge ben precisa, definita dal tipo di attuatore adottato. Si è già precisato nel capitolo 3 come non sia possibile generare elevati angoli di sterzo in tempi infinitesimi, ma necessariamente, a causa della sua dinamica di attuazione, si deve introdurre un ritardo  $\Delta t$ . A tal proposito, si limita la banda passante del sistema di attuazione a valori inferiori ai 3Hz.

A questo punto si è in possesso di tutti gli elementi necessari per scrivere le equazioni linearizzate del sistema in riferimento al caso specifico di marcia rettilinea all'interno dei filari. Sostituendo i parametri ricavati e semplificando gli infinitesimi superiori al 1° ordine, si ottiene:

- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate X del sistema di riferimento assoluto

$$m\ddot{X}_g = \frac{C_A}{R} \cos(\psi_0) + \frac{C_P}{R} \cos(\psi_0) \quad (4.47)$$

- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate Y del sistema di riferimento assoluto

$$\begin{aligned} m\ddot{Y}_g = & \frac{C_A}{R} \left[ \cos\psi_0 \left( \delta_{A_{eff}} + \psi - \psi_0 \right) \right] + \dots \\ & \dots + F_{yA_{eff}} \cos(\psi_0) + \frac{C_P}{R} \left[ \cos\psi_0 \left( \delta_{P_{eff}} + \psi - \psi_0 \right) \right] + F_{yP_{eff}} \cos(\psi_0) \end{aligned} \quad (4.48)$$

- Equilibrio di rotazionale all'imbardata

$$J_z \ddot{\psi} = \frac{C_A}{R} \left( \delta_{A_{eff}} \right) a + F_{yA_{eff}} a - \frac{C_P}{R} \left( \delta_{P_{eff}} \right) b - F_{yP_{eff}} b \quad (4.49)$$

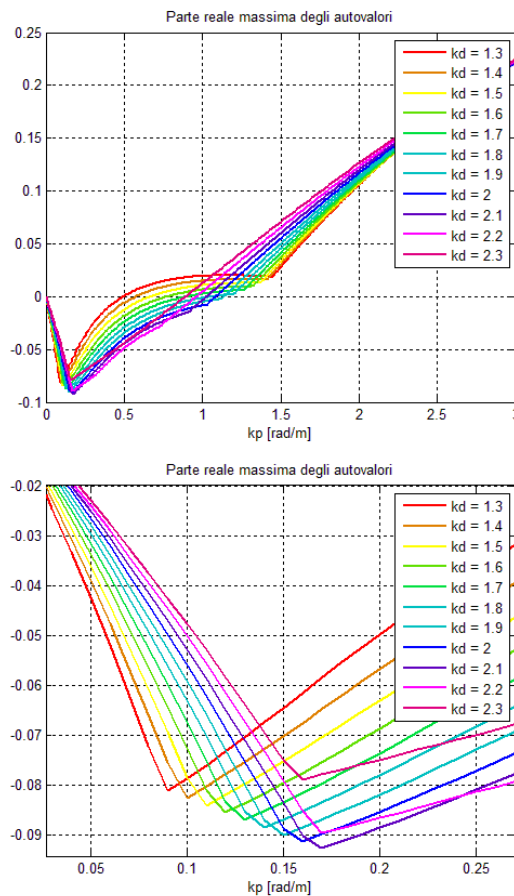
Si osservi che in tutto il procedimento sviluppato l'unico termine della condizione di regime che non è stato sostituito è  $\psi_0$ . Il motivo risiede nel fatto che a seconda della direzione di avanzamento del veicolo rispetto il sistema di riferimento assoluto, e quindi a seconda che  $\psi_0$  valga  $0^\circ$  o  $180^\circ$ , il valore del coseno cambia di segno.

Avendo linearizzato tutte le equazioni caratterizzanti il sistema, si passa ora a definire gli opportuni coefficienti di guadagno per il controllore PD. Per il dimensionamento effettuato sin ora il veicolo presenta le caratteristiche descritte nella tabella 3.3:

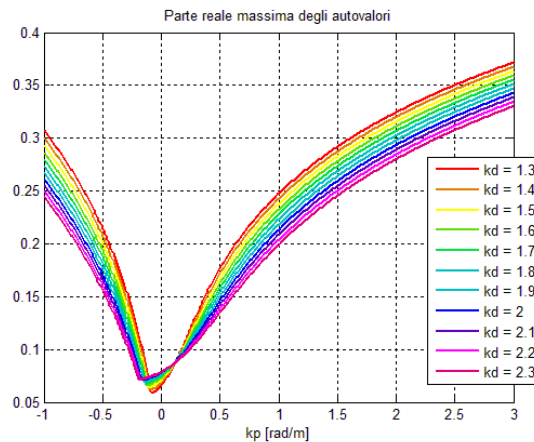
$p$	1.6 m
$a$	0.6 m
$b$	1 m
$a_1$	0.3 m
$m$	1500 kg
$m_z$	25 kg

**Tabella 4.3. Dimensioni caratteristiche del trattore.**

Nella capitolo dedicato alle leggi di controllo si è specificato il differente valore del rapporto di sterzata  $\eta_s$ , tra curva e rettilineo. Nella condizione sotto esame il rapporto è stato definito uguale a 0. A tal proposito, nelle figura 4.18 e 4.19 si riporta l'andamento della parte reale di valore maggiore delle radice del sistema, in funzione dei parametri di guadagno del controllore  $k_p$  e  $k_d$ , per un veicolo 2WS e 4WS. Tali andamenti sono stati ricavati per una velocità di percorrenza di 2km/h.



**Figura 4.18. Andamento della parte reale maggiore delle radici del sistema in funzione dei coefficienti di guadagno del controllore PD,  $k_p$  e  $k_d$ , per un veicolo 2WS. La figura in basso è un dettaglio di quella sopra.**

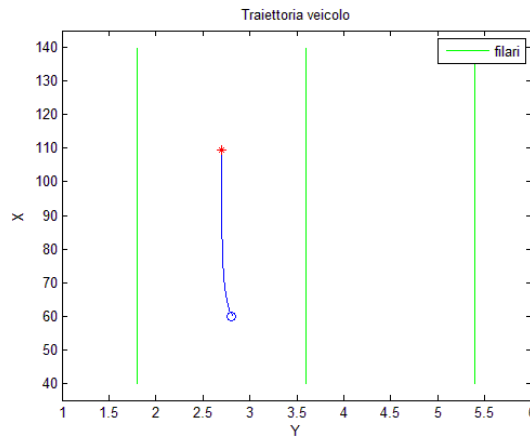


**Figura 4.19.** Andamento della parte reale maggiore delle radici del sistema in funzione dei coefficienti di guadagno del controllore PD,  $k_p$  e  $k_d$ , per un veicolo 4WS.

Un sistema è stabile quando la parte reale di tutte le radici è minore di zero. Si osserva, dal confronto delle due figure, come in rettilineo, per come è stato definito il controllo, tale condizione di stabilità sia raggiungibile solo ponendo  $\eta_s$  uguale a zero. I valori più idonei da attribuire ai parametri del guadagno del controllore, sono stati ricavati dall'analisi della figura 4.18, che si riferisce al trattore 2WS. Si osserva come la maggior condizione di stabilità si viene a verificare per:

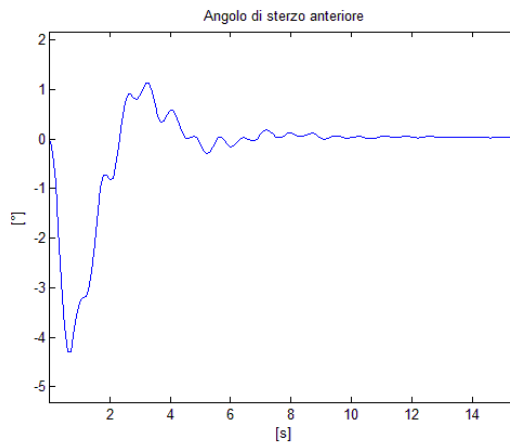
$$\begin{cases} k_p = 0.16 \\ k_d = 2.1 \end{cases} \quad (4.50)$$

L'analisi di stabilità, frutto di una linearizzazione del problema nell'intorno di una determinata condizione dinamica, deve essere testata, per decretarne l'attendibilità, nel moto in grande, cioè attraverso l'analisi del sistema non lineare. Si ipotizza che il veicolo si stia muovendo ad una velocità di 2km/h nel primo filare con angolo di imbardata nullo e che a causa di un avvallamento presente nel terreno si sia spostato verso il filare di destra di 10cm con  $\psi$  di  $2^\circ$ . Introducendo nel sistema i parametri ricavati, ciò a cui si assiste viene riportato in figura 4.20.



**Figura 4.20.** Traiettoria descritta dal baricentro del trattore a seguito di uno spostamento dalla traiettoria voluta di 10cm verso destra con un angolo d'imbardata di 2°. Tale analisi è eseguita ad una velocità assoluta  $V$  di 2km/h.

Il moto del sistema è dunque visibilmente stabile. Andando ad osservare nel dettaglio l'andamento dell'angolo di sterzo che viene generato sulle ruote (fig. 4.21) si osservano le oscillazioni che compie il sistema: i coefficienti dei guadagni dei controllori adottati consentono un rapido smorzamento delle oscillazioni e un raggiungimento rapido della condizione di marcia desiderata:



**Figura 4.21.** Andamento dell'angolo di sterzo delle ruote anteriori durante il transitori di posizionamento del veicolo nelle condizioni di regime.

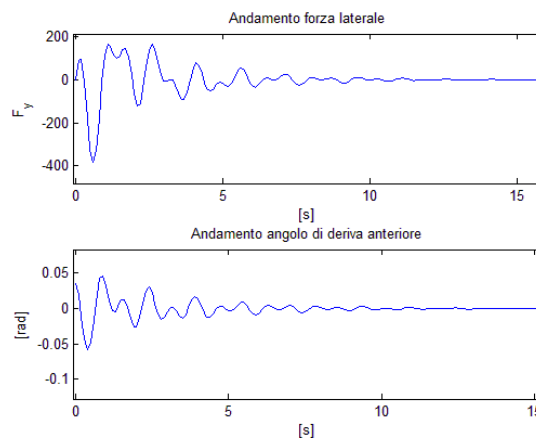
A seguito di una rapida variazione incisiva dello sterzo per correggere il veicolo ( $-4^\circ$ ), le correzioni risultano essere molto lievi.

Per una comprensione esaustiva della dinamica del veicolo si analizza anche l'andamento delle derivate (fig. 4.22) . Questo grafico non è solo importante per andare ad osservare che i valori di  $\alpha_A$  non portino nella zona di

saturazione della forza laterale, ma anche perché essi, se eccessivi, portano il veicolo ad aumentare la sterzata. Si può infatti ricavare che:

$$\delta_{Anecc} = \delta_A + (\alpha_A - \alpha_P) \quad (4.51)$$

cioè che l'effettiva rotazione da imprimere alle ruote affinché il trattore si riposizioni nella traiettoria desiderata deve essere superiore a quello imposto dal controllore. Nella prima fase del transitorio le derive impongono un aumento dell'angolo richiesto dal controllore di circa due gradi per poi, a seguito delle piccole correzioni di sterzo, andare ad annullarsi.



**Figura 4.22. Andamento delle forze laterali e dell'angolo di deriva nella fase di transitorio verso il ritorno alla condizione di regime.**

Di tale equazione non si è tenuto conto nell'analisi di stabilità in quanto in presenza di piccoli spostamenti dalla posizione a regime le derive si possono trascurare. Si avrebbe infatti:

$$\delta_{Anecc} = \delta_A + (\alpha_A - \alpha_P) \quad (4.52)$$

Sostituendo i valori di deriva linearizzati si otterrebbe:

$$\delta_{Anecc} = 2\delta_A - \frac{p\psi}{V\cos\psi_0} \quad (4.53)$$

in cui per piccole variazioni nell'intorno della posizione di equilibrio, si può dimostrare che:

$$\frac{p\psi}{V} = \delta_A \quad (4.54)$$



e quindi si ottiene semplicemente:  $\delta_{A_{necc}} = \delta_A$

In ultima analisi, per accertarsi della veridicità dei valori ricavati dall'analisi di stabilità, si mette a confronto (fig.4.23) la soluzione appena esaminata con una in cui l'autovalore con parte reale massima oltrepassa lo zero:

$$\begin{cases} k_p = 1.2 \\ k_d = 1.7 \end{cases} \quad (4.55)$$

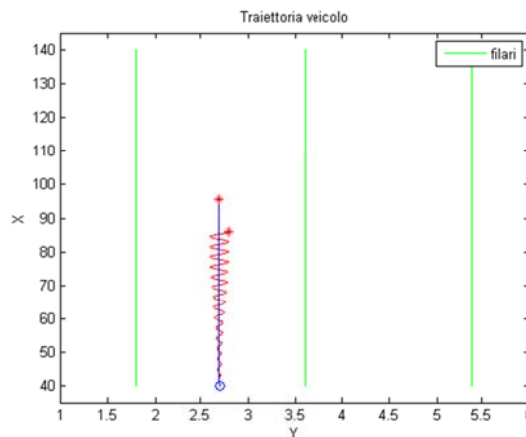


Figura 4.23. Confronto tra due soluzioni di coppie di guadagno sempre con veicolo 2WS.

In questo caso la condizione che deve essere corretta è l'orientamento della  $\psi$  che viene posto pari a  $-1^\circ$ . La nuova soluzione viene rappresentata nella figura in rosso mentre quella che porta ad avere tutti gli autovalori con parte reale minore di zero in blu. È lampante l'aumento dell'ampiezza delle oscillazioni nel nuovo caso. Si decretano dunque attendibili i valori di guadagno risultanti dall'analisi. A questo punto si sposta l'attenzione al moto in curva.

#### 4.2.2 Moto in Curva

Nel moto in curva il procedimento logico di linearizzazione non muta rispetto al precedente caso. L'analisi si fa più complessa a causa della diverse condizioni in cui si considera il trattore. Si ipotizza che il veicolo stia percorrendo una curva di raggio  $\rho$  ad una velocità assoluta  $V$  di 2km/h. In assenza di derive, cioè in condizione ideale, il trattore a regime presenta:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_{g0} = \frac{V}{2} \\ \dot{Y}_{g0} = \frac{V}{2} \\ \dot{\psi}_0 = \frac{V}{\rho} \\ X_{g0} = X_{marker} + \rho/2 \\ Y_{g0} = Y_{marker}(marker +) - \frac{interfila}{4} \\ \psi_0 = 45^\circ \\ \delta_{A0} = 30^\circ \\ \delta_{P0} = -31^\circ \end{array} \right. \quad (4.56)$$

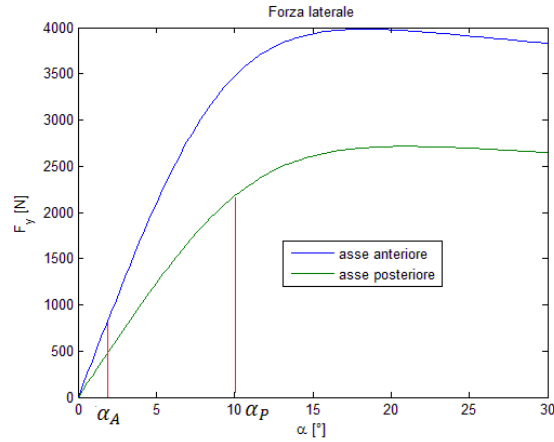
Si osserva subito che a differenza di quanto succede nella marcia lineare, in curva il rapporto di sterzata esiste ed è pari a -1. Tale condizione non trova giustificazione in un maggiore stabilità del sistema, ma più semplicemente, come è stato già spiegato nel capitolo 2.1, se il trattore non fosse munito di un sistema di sterzata 4WS non riuscirebbe in alcun modo a fare la curva, nelle migliori condizioni, potrebbe eseguirla solo con manovre molto complesse da gestire per mezzo di una guida automatizzata.

A differenza dell'analisi condotta in rettilineo, in curva, la linearizzazione comporta la generazione di una moltitudine di parametri. A tal riguardo si rimanda alla lettura dell'Appendice B nel quale si presenta uno sviluppo dettagliato di tutti i termini. Qui di seguito, per evitare di appesantire la lettura, si riportano i passaggi principali direttamente le linearizzazioni con la sostituzione dei valori definiti nella (4.53):

Per quanto riguarda la forza laterale, il valore della  $\left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha}\right)\Big|_0$  in curva non corrisponde alla pendenza della curva  $F_y = f(\alpha)$  nell'origine. Sostituendo nella (4.28) i parametri a regime si ottengono:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_A = 2^\circ \\ \alpha_P = 10^\circ \end{array} \right. \quad (4.57)$$

Analizzando il grafico in figura 4.24, si ricava:



**Figura 4.24. Andamento delle forze laterali in funzione delle derivate. Nel grafico vengono riportati i valori di  $\alpha_A$  e  $\alpha_P$  per mostrare il punto in cui si linearizzerà la forza.**

$$k_{tA.c} = \left( \frac{\partial F_{yA}}{\partial \alpha_A} \right) \Big|_0 = 430 \text{ [N/}^\circ] \quad (4.58)$$

$$k_{tP.c} = \left( \frac{\partial F_{yP}}{\partial \alpha_P} \right) \Big|_0 = 133 \text{ [N/}^\circ] \quad (4.59)$$

cioè una lieve diminuzione di pendenza per quanto riguarda il posteriore, mentre un salto marcato all'anteriore rispetto alla condizione rettilinea.

Non subiscono variazioni i valori:

$$\begin{cases} F_{yA}|_0 = 0 \\ F_{yP}|_0 = 0 \end{cases} \quad (4.60)$$

Il vettore  $\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{z}} \right) \Big|_0$  rimane formalmente immutato:

$$\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{z}} \right) \Big|_0 = \left\{ \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{x}_g} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{y}_g} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\delta}} \right) \Big|_0 \right\} \quad (4.61)$$

ma si complicano le singole derivate, per quanto concerne il numero di coefficienti. A tal proposito, analogamente a quanto fatto per la linearizzazione delle funzioni di seno e coseno, si rimanda all'Appendice B. Sostituendo sui due assi i valori nell'intorno in cui si vuole linearizzare:

- Anteriore

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{X}_g}\right)\Big|_0 = 2.16$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{Y}_g}\right)\Big|_0 = -0.69$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}}\right)\Big|_0 = -1.2$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \psi}\right)\Big|_0 = -0.74$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \delta}\right)\Big|_0 = 1.002$$

- Posteriore

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{X}_g}\right)\Big|_0 = 0.15$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{Y}_g}\right)\Big|_0 = -1.99$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}}\right)\Big|_0 = 1.5$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \psi}\right)\Big|_0 = -0.74$$

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial \delta}\right)\Big|_0 = 1.03$$

La formula (4.39) che introduce il ritardo nella generazione delle  $F_y$ , essendo funzione dei tasselli dello pneumatico, si ripresenta anche in curva. L'espressione, rispettivamente all'anteriore e al posteriore, diventa:

$$\frac{L}{V} \dot{F}_{yA_{eff}} + F_{yA_{eff}} = 430(2.16\dot{X}_g - 0.69\dot{Y}_g - 1.2\dot{\psi} - 0.74\psi + 1.002\delta_A) \quad (4.62)$$

$$\frac{L}{V} \dot{F}_{yP_{eff}} + F_{yP_{eff}} = 133(0.15\dot{X}_g - 1.99\dot{Y}_g + 1.5\dot{\psi} - 0.74\psi + 1.03\delta_P) \quad (4.63)$$

Giunti a questo punto bisogna linearizzare la legge del controllore PD in curva, che si presenta nella forma:

$$\begin{aligned} \delta_A = & k_{pC} \left[ \left( \sqrt{\left( k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}) \right)^2 + \left( k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}) \right)^2} \right) - \rho \right] + \dots \\ & \dots + k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{\left( k_{Xmarker}^2(2X_g\dot{X}_g - 2\dot{X}_g X_{marker}) + k_{Ymarker}^2(2Y_g\dot{Y}_g - 2\dot{Y}_g Y_{marker}) \right)}{\sqrt{\left( k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}) \right)^2 + \left( k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}) \right)^2}} \right) \end{aligned} \quad (4.64)$$

Anche in questa situazione, si preferisce evitare di sviluppare passo passo la linearizzazione e rimandare alla lettura dell'Appendice B. Si presenta qui di seguito solo la forma definitiva:

$$\delta_A = 0.5k_{dC}(\dot{X}_g - \dot{X}_{g0}) - 0.5k_{dC}(\dot{Y}_g - \dot{Y}_{g0}) + 0.3k_{pC}(X_g - X_{g0}) + 0.3k_{pC}(Y_g - Y_{g0}) \quad (4.65)$$

Non mutano in curva le considerazioni fatte a riguardo della velocità massima con cui l'attuatore può sterzare le ruote.

Eliminando gli infinitesimi di ordine superiore al 1°, le equazioni linearizzate nell'intorno della posizione considerata:

- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate X del sistema di riferimento assoluto

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_g = & \frac{C_A}{R} [0.26 - 0.96(\delta_A - \delta_{A0}) - 0.96(\psi - \psi_0)] + \dots \\ & \dots - F_{yAeff} (0.96 - 0.26\delta_{A0} - 0.26\psi_0) + \frac{C_P}{R} [0.96 - 0.26(\delta_P - \delta_{P0}) + \dots \\ & \dots - 0.26(\psi - \psi_0)] - F_{yPeff} (0.26 - 0.96\delta_{P0} - 0.96\psi_0) \end{aligned} \quad (4.66)$$

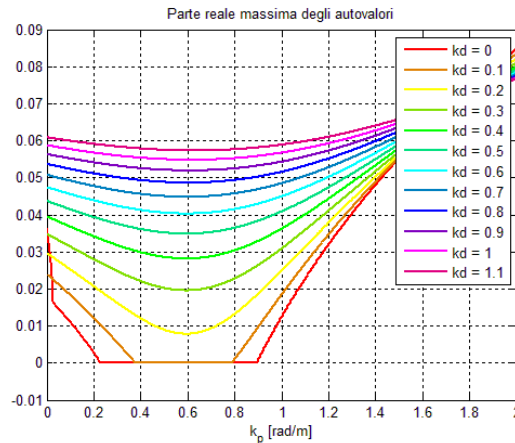
- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate Y del sistema di riferimento assoluto

$$\begin{aligned} m\ddot{Y}_g = & \frac{C_A}{R} [0.96 + 0.26(\delta_A - \delta_{A0}) + 0.26(\psi - \psi_0)] + \dots \\ & \dots + F_{yAeff} (0.26 + 0.96\delta_{A0} + 0.96\psi_0) + \frac{C_P}{R} [0.26 + 0.96(\delta_P - \delta_{P0}) + \dots \\ & \dots + 0.96(\psi - \psi_0)] + F_{yPeff} (0.96 + 0.26\delta_{P0} + 0.26\psi_0) \end{aligned} \quad (4.67)$$

- Equilibrio di rotazionale all'imbardata

$$\begin{aligned}
 J_z \ddot{\psi} &= \frac{C_A}{R} [0.5 + 0.86(\delta_A - \delta_{A0})]a + \dots \\
 \dots + F_{Y_{A_{eff}}} [0.86 - 0.5(\delta_{A0})]a - \frac{C_P}{R} [-0.5 + 0.86(\delta_P - \delta_{P0})]b + \dots \\
 \dots - F_{Y_{P_{eff}}} [0.86 - 0.5(\delta_{P0})]b
 \end{aligned} \tag{4.68}$$

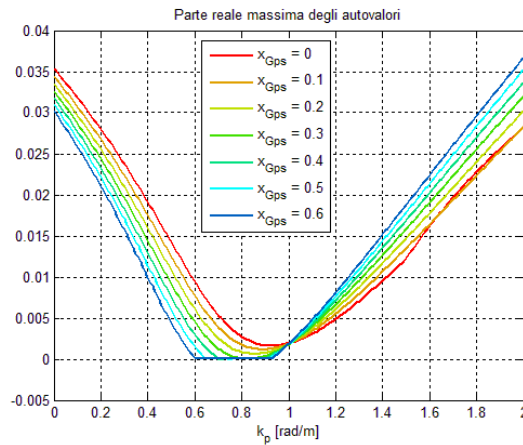
Nella figura 4.25 viene mostrato l'andamento della parte reale maggiore degli autovalori del sistema linearizzato. Si nota che l'andamento non scende mai nel semipiano negativo delle ordinate, il che significa che il sistema, a fronte di spostamenti dalla posizione di regime, non riesce più a stabilizzarsi.



**Figura 4.25. Andamento della parte reale massima delle radici del sistema linearizzato in funzione del guadagno proporzionale. Vengono inoltre ricavate più andamenti al variare anche della componente derivativa del guadagno.**

La condizione analizzata è quella di Gps posto in corrispondenza del baricentro. Si tratta di un veicolo che viaggia a 0.55m/s su una curva di raggio  $\rho$  di soli 0.9m. La traiettoria che la centralina ha in memoria, in questo semplice caso una semicirconferenza, è riferita al baricentro. Per consentire al sistema di anticipare la manovra si può pensare di spostare in avanti, rispetto al senso di marcia, la posizione del sensore satellitare. A tal riguardo si definisce attraverso la notazione  $x_{Gps}$  la posizione del Gps rispetto al baricentro lungo l'asse longitudinale del veicolo.

Nella figura 4.26 si riporta lo stesso andamento di figura 4.25, in cui però è stato fissato  $k_d$  a 0.1 ed è stata fatta variare  $x_{Gps}$ :

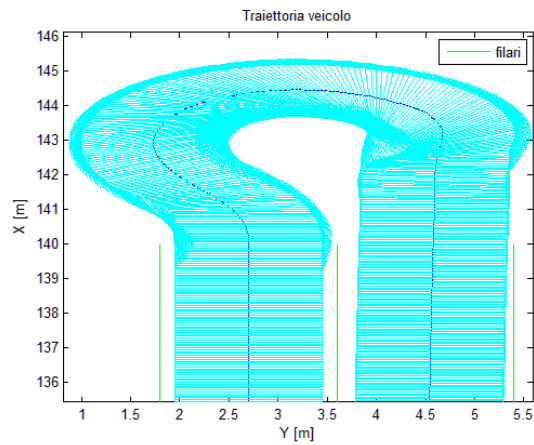


**Figura 4.26. Andamento della parte reale massima delle radici del sistema linearizzato in funzione del guadagno proporzionale. Le diverse curve sono state ricavate in funzione della posizione del Gps.**

Le variazioni di posizione sono state considerate tra 0 e 0.6m in quanto dalla posizione del baricentro alla fine del veicolo intercorre uno spazio pari ad  $a$  (0.6m) . Il restante spazio  $a_1$ (0.3m) non lo si considera in quanto è la distanza di applicazione della zavorra. Questo espediente non permette di stabilizzare il veicolo ma amplia il campo dei guadagni proporzionali che permettono di avere radici con parte reale tutte al limite uguale a zero.

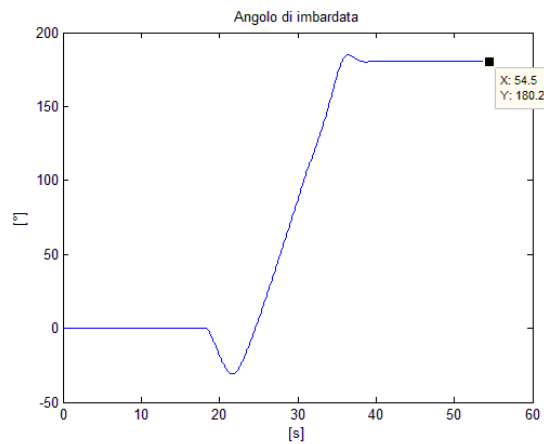
La scelta della soluzione che permette di gestire in modo più accurato la curva viene individuata per mezzo dell'analisi non lineare del moto. In questo modo è possibile analizzare, non solo se il veicolo riesce ad eseguire la curva e ad entrare nel filare successivo, ma anche lo spazio necessario per eseguire la manovra. Come è già stato evidenziato nel capitolo 3 dedicato alle leggi di sterzo, per definire la manovra di curva corretta è necessario analizzare gli ingombri, “vestendo” il veicolo di una possibile carrozzeria di larghezza pari alla carreggiata  $s$  e lunghezza pari al passo  $p$ . La soluzione che consente la miglior esecuzione della curva è:

$$\begin{cases} x_{Gps} = 0.3 \\ k_p = 0.8 \\ k_d = 0.1 \end{cases} \quad (4.69)$$



**Figura 4.27. Traiettona eseguita dal baricentro del veicolo (blu) con l'ingombro della carreggiata e del passo.**

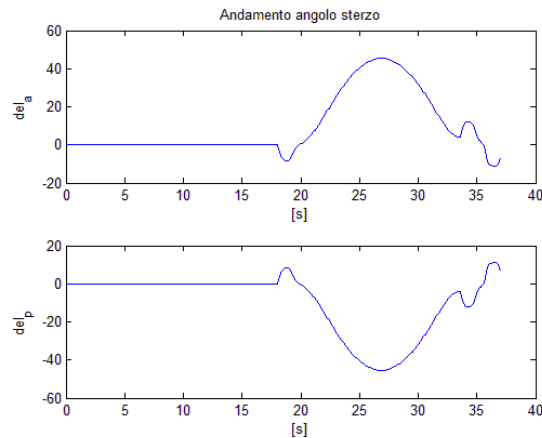
Come si osserva nella figura 4.27, il trattore esegue la curva correttamente: non sbatte contro i filari e in prossimità del filare successivo l'angolo di imbardata risulta essere pari a  $180^\circ$  (vedi fig.4.28).



**Figura 4.28. Andamento angolo imbardata nel tempo.**

Inoltre, come si è sottolineato nel capitolo 3, il trattore presenta a fine curva l'angolo di sterzo alle ruote che è prossimo a zero (vedi fig. 4.29).



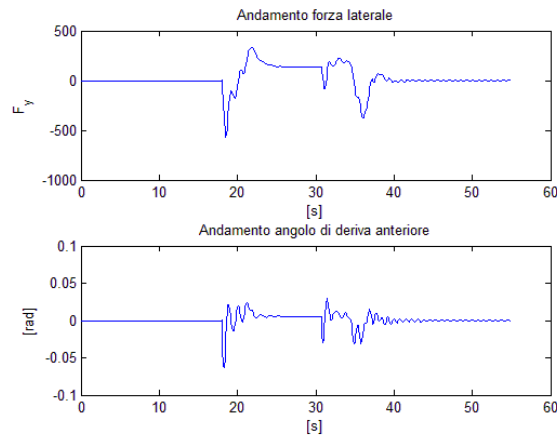


**Figura 4.29. Andamento angolo di sterzo sulle ruote anteriori e posteriori nel tempo.**

L'angolo di sterzo massimo raggiunto è di  $37^\circ$ : Questo valore si riferisce al modello monotraccia, considerato in riferimento alla posizione del baricentro del trattore. Come sottolineato nel capitolo 3, il valore di sterzo massimo delle ruote deve essere garantito alle ruote interno curva. Attraverso la manovra di precurva generata, pagando un aumento degli ingombri, si assicura il veicolo la corretta sterzata. Si osserva inoltre che il ritardo di attuazione consente al veicolo di uscire dal filare senza il rischio di urtare con il retrotreno il filare.

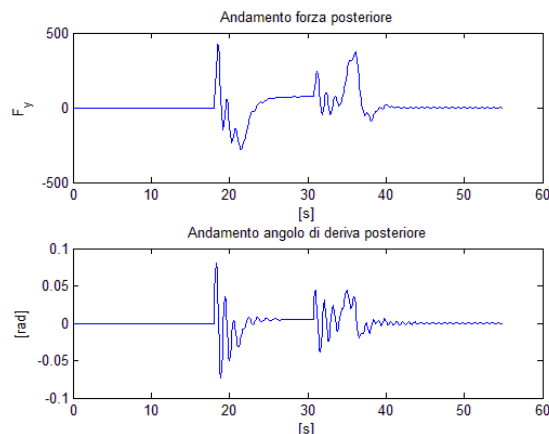
La scelta di adottare un carreggiata così elevata è dovuto al fatto che in futuro il trattore dovrà trainare un rimorchio. Tali macchine sono molto ingombranti trasversalmente, con valori che vanno dagli 1.5m in su. A tal proposito, trattandosi di un dimensionamento di massima si è scelto di attribuire al veicolo la carreggiata maggiore possibile.

Nelle manovre in curva, risulta molto importante la conoscenza dell'andamento del diagramma polare che relaziona la forza longitudinale alla laterale in funzione delle derivate e degli scorrimenti. Come precedentemente spiegato, data la mancanza di dati in bibliografia, è doveroso analizzare l'andamento delle derivate al fine di accertarsi di essere lontani dalle condizioni di saturazione. In figura 4.31, si riporta la variazione di tali derivate e della conseguente forza trasversale, in riferimento alla ruota anteriore:



**Figura 4.31. Andamento della forza laterale nel tempo riferito alla ruota anteriore (sopra) e l'andamento della corrispettiva deriva (sotto) .**

Confrontando tali valori con la figura 4.24, si nota che si è ben al di sotto della saturazione. Analogo discorso si può applicare alle ruote posteriori (vedi fig. 4.32):



**Figura 4.32. Andamento della forza laterale nel tempo riferito alla ruota posteriore (sopra) e l'andamento della corrispettiva deriva (sotto) .**

In virtù di quanto dimostrato si può considerare attendibile l'analisi fin qui condotta. Il trattore di massa 1500kg di passo 1.6m e carreggiata 1.5m riesce ad muoversi in sicurezza sia all'interno del filare che nella più critica fase di curvatura.

Si è iniziata anche l'analisi della configurazione del trattore più il rimorchio che a causa dell'insufficienza di dati non è stato possibile proseguire. Nell'appendice C vengono riportate le equazioni di moto.

## Capitolo 5

### Conclusione e sviluppi futuri

Questo lavoro è stato concepito con l'intento di creare interesse per l'applicazione delle tecnologie per la guida automatizzata anche nel mondo viticolo. Basta un semplice sguardo alle condizioni di lavoro in un vigneto in Italia per accorgersi di quanti e quali margini di miglioramento possano ancora esserci.

L'idea presentata nella tesi nasce da un problema sollevato da un agricoltore proprietario di un piccolo appezzamento coltivato a viti: la sua difficoltà consisteva nel gestire la distribuzione dei fitosanitari in contemporanea ad altre attività, in modo da ottimizzare tempo e denaro. Attraverso dibattiti sui forum e confronti con viticoltori del veronese, ci si è resi conto di come quella fosse solo una delle problematiche a cui gli agricoltori sono tenuti a far fronte. Morti per capovolgimento, malattie cutanee e respiratorie, problemi alle ossa, avevano tutte un denominatore comune: il trattore. Da qui l'esigenza e l'interesse nello sviluppare un sistema di navigazione automatizzato.

In primis si è analizzato lo stato dell'arte delle macchine motrici in agricoltura, affiancando tale studio alla ricerca delle principali tecnologie oggi adottate nel settore. La conclusione a cui si è giunti si esplica nel video già citato nell'introduzione, che descrive il funzionamento dei sensori prodotti dalla ditta Arvatec: il trattore convenzionale si muove autonomamente, ma giunto in prossimità della fine del filare la guida è sotto il controllo dell'agricoltore. Questo espediente consente al veicolo di mantenersi ad una distanza prestabilita dal filare, al fine di assicurare una lavorazione di qualità da parte delle macchine operatrici ad esso collegate. Si tratta di una soluzione che comporta un aiuto limitato alla viticoltura, in quanto attualmente esistono in commercio macchinari muniti di sensori. Ci si è quindi domandati come mai non si sia ampliato il controllo anche in curva, giungendo ad evidenziare nel passo, nella carreggiata e nella tipologia di sterzata gli impedimenti del trattore convenzionale. Negli anni l'idea di trattore è rimasta la stessa, e si sono via via sviluppate soluzioni atte a minimizzarne gli evidenti limiti. In alcuni casi, come quelli sollevati dalla tesi, questi rimedi non sono bastati ad eliminare le problematiche.

Attraverso questo progetto di tesi si vogliono porre le basi per il miglioramento del trattore, provando a percorrere una strada differente: non si lavora per modificare ciò che già c'è, ma si cerca di dar forma ad un veicolo che ha origine direttamente dalle reali esigenze.

A tal proposito si sono delineate le caratteristiche del prototipo:

- Guida automatizzata;
- Dimensioni tali da consentire l'agile movimentazione del veicolo all'interno del filare;
- Pesi contenuti per non compattare eccessivamente il terreno.

Prima di poter giungere a delineare le modalità attraverso le quali guidare il veicolo lungo il suo percorso è stato necessario uno studio sulle caratteristiche dei vigneti, sia per quanto concerne le modalità costruttive che le tecniche di lavorazione. L'analisi si è concentrata principalmente al contesto italiano, ma anche verso quello francese, essendo quest'ultimo secondo produttore al mondo di uva da tavola ed da vino dopo l'Italia. In questo modo è stato possibile definire il sensore che meglio si adattasse al contesto, grazie non solo alle informazioni fornite dal Vislab di Parma, ma anche in seguito a colloqui avvenuti in fiere con produttori di sensori after-market per trattori.

Nei vitigni francesi è stato riscontrato il minor valore di interfila di tutto il panorama viticolo, tramite il quale si è ipotizzata la dimensione massima della carreggiata del trattore.

L'analisi della manovra in curva ha portato a delineare le caratteristiche di passo e sterzata. Infatti per consentire al veicolo di curvare si è dovuto considerare un sistema di sterzo a 4WS. Lo spazio di manovra a fine filare è poco, specialmente in quanto la maggior parte degli appezzamenti sono situati su terreni collinari. Per queste ragioni si è scelto di adottare la sterzata delle ruote posteriori in controfase rispetto alle anteriori, ed un passo contenuto. Quest'ultimo valore è stato preso considerando l'interasse dei più performanti veicoli DualSteer e le dimensioni dei cingolati da vigneto, in quanto questi sono i veicolo più compatti. Da questi è stato anche possibile estrapolare dei ragionevoli valori di massa del trattore: essendo uno studio preliminare non si è a conoscenza né della tipologia di propulsione adottata e del conseguente sistema di alimentazione, né delle dimensioni degli organi meccanici adottati e degli attuatori necessari. Nella fase di dimensionamento si è fatta attenzione al possibile peso del veicolo in quanto un eccessivo compattamento delle radici delle vigne è molto dannoso per la qualità dell'uva.

Definite le dimensioni del veicolo si è analizzata una possibile legge di controllo per mezzo della quale assicurare la navigazione del trattore nel vigneto. Si è considerata non solo la disposizione ottimale dei sensori sul veicolo, ma anche le modalità con cui gestire eventuali condizioni di criticità sia nella marcia rettilinea che in quella in curva: la guida automatizzata comporta la necessità che le manovre vengano effettuate dal veicolo in completa sicurezza, proprio per il fatto che l'agricoltore non è presente nel posto di guida e non può in alcun modo controllarne l'esito.

Infine si è ricavata l'analisi di stabilità con cui si sono definiti i guadagni del controllore nelle due condizioni, rettilineo e curva. Questa è la parte più importante dell'analisi attraverso la quale è stato possibile evidenziare l'esito positivo dello studio condotto. Nonostante la scarsa, se non inesistente, presenza di informazioni in bibliografia, si è riusciti comunque a limitare gli errori introdotti nell'analisi, tanto da poter considerare attendibili le conclusioni.

La mancanza di informazioni reperibili ha però limitato lo sviluppo del progetto allo studio della sola dinamica del trattore, impedendone sia il dimensionamento dell'attuatore attraverso l'analisi delle effettive forze necessarie a sterzare la ruota, sia gli effetti che scaturiscono dal collegamento di un rimorchio alla motrice. Su quest'ultimo ambito è stato solo condotto uno studio atto a ricavare la distribuzione dei pesi lungo l'asse longitudinale del veicolo al fine di assicurare la corretta generazione di forze nel contatto pneumatico terreno per la movimentazione e guidabilità.

Per poter dire se questa strada sia in futuro percorribile è bene ricordare che questo lavoro è il primo di una lunga serie atta allo sviluppo di un apparato di controllo reale da installare sul trattore. È necessario inoltre approfondire e completare l'analisi costruttiva e lo studio della propulsione di cui il veicolo sarà dotato. Gli sbocchi futuri a cui questo progetto apre le porte sono molteplici, in quanto si incanala nella stessa corrente seguita dal pensiero moderno: rendere automatizzato ciò che ieri era meccanico, migliorare la qualità delle condizioni di lavoro e salvaguardare l'ambiente.

## Bibliografia

- [1] E. Pomarici, L. Rocco, G. Spezia, Convenienza della meccanizzazione agricola. L'informatore agrario, Gennaio 2006.
- [2] D. Pessina, D. Facchinetti, Il ruolo del web nel monitoraggio degli incidenti mortali dovuti al ribaltamento dei trattori agricoli, Convegno di Medio Termine dell'Associazione Italiana di Ingegneria Agraria, Belgirate, 22-24 Settembre 2011.
- [3] C. Bisaglia, La sicurezza nelle aziende agricole: aspetti generali e casi studio, Conferenza sulla sicurezza alla "Libera Università di Bolzano", Bolzano, 2 Maggio 2012.
- [4] [http:// www.arvatec.it/index.php](http://www.arvatec.it/index.php)
- [5] <http://www.youtube.com/watch?v=treqYxtpFNY>.
- [6] Holder, Holder F 560: DAVVER RAPIDO, *Viticoltura e frutticoltura*, pp. 4-5
- [7] Pezzi, Fabio e Bordini, Francesco, La gestione meccanizzata della chioma nel vigneto, *VigneVini*, Luglio-Agosto 2005
- [8] S. Poni, F. Bernizzoni, P. Presutto, P. Gasparinetti, Adattamento della vite alla potatura meccanica corta: il caso felice della Croatina, *L'informatore Agrario*, Luglio 2004, pp. 53-59.
- [9] <http://agriculture.newholland.com/italy/it/Products/Tractors/T7000ACN>
- [10] [http://agriculture.newholland.com/us/en/Products/Agricultural-Tractors/T7000/Pages/Axle\\_details.aspx](http://agriculture.newholland.com/us/en/Products/Agricultural-Tractors/T7000/Pages/Axle_details.aspx)
- [11] [http://agriculture.newholland.com/us/en/Products/Compact-Tractors-and-Commercial-Mowers/Boomer-Compact-Tractors/Pages/SuperSteer\\_FWD%20\\_Axle\\_details.aspx](http://agriculture.newholland.com/us/en/Products/Compact-Tractors-and-Commercial-Mowers/Boomer-Compact-Tractors/Pages/SuperSteer_FWD%20_Axle_details.aspx)
- [12] R. Demaldè, Sterzata: non prendiamoci in giro!, *Mad - Macchine agricole domani*, Aprile 2012, pp 46÷49
- [13] Dott. C. Bisaglia, comunicazione personale, Sede dell'unità di ricerca per l'ingegneria agraria CRA di Treviglio, 10 Maggio 2012
- [14] E. Sabbioni, Modello monotraccia, Corso di "Dinamica e controllo dei veicolo", Politecnico di Milano, 2012, p. 14
- [15] A. Morelli, Sterzo, *Progetto dell'autoveicolo. Concetti base*, ed. Celid, 8<sup>a</sup> ristampa, Febbraio 2011, pp.179÷190
- [16] Furukawa, N. Yuhara, S. Sano, H. Takeda, Y. Matsushita, *A review of fourwheel steering studies from the viewpoint of vehicle dynamics and control*, *Vehicle System Dynamics*, 18 (1989), pp. 151÷186
- [17] G. Genta, Forze scambiate tra ruota e strada, *Meccanica dell'autoveicolo*, ed. Levrotto&Bella, Marzo 2000, pp. 85÷93
- [18] P. Gabrielli, Vantaggi della sterzata integrale, Relazioni tra le variabili cinematiche, *Tesi: Analisi di potenzialità della sterzata integrale attiva*

- per l'impostazione dell'handling di un veicolo stradale*, Politecnico di Milano, 2001, pp. 1÷5
- [19] <http://viac.vislab.it/>
- [20] Hans B. Pacejka, *Tyre and vehicle dynamics*, Butterworth-Heinemann, 2002
- [21] <http://www.scopus.com/home.url>
- [22] <http://scholar.google.it/>
- [23] M. Gobbi, M. Aiolfi, M. Pennati, G. Previati, F. Levi, M. Ribaldone, G. Mastinu, Measurement of the forces and moments acting on farm tractor pneumatic tyres, *Vehicle System Dynamics* Vol. 43, Supplement, 2005, pp. 412÷433
- [24] <http://www.geier.it/index.php?id=52&L=1>
- [25] P. Gabrielli, Soluzioni per il controllo del 4WS, Controllori in loop chiuso, *Tesi: Analisi di potenzialità della sterzata integrale attiva per l'impostazione dell'handling di un veicolo stradale*, Politecnico di Milano, 2001, pp. 57÷87
- [26] G. Diana, F. Cheli, Le forze di contatto tra ruota e via di corsa, Sistemi a 2 g.d.l, Sistemi dinamici soggetti a campi di forze, *Dinamica dei sistemi meccanici*, Vol 2, Polipress, Aprile 2010, pp. 550÷554
- [27] <http://www.netgeo.it/index.php>
- [28] <http://www.trelleborg.com/it/wheelsystems/IT/Informazioni-Tecniche>
- [29] F. Braghin, Contatto pneumatico-strada, *Corso di "Dinamica e controllo dei veicolo"*, Politecnico di Milano, 2012, p. 28
- [30] InnovaDay, Brevetti e tecnologie, Catalogo, Modena, Novembre 2011
- [31] G. Diana, F. Resta, Metodologie di controllo classico, *Controllo di sistemi meccanici*, ed. Polipress, Milano, 2007
- [32] G. Diana, F. Resta, Modellazione di azionamenti oleodinamici, *Controllo di sistemi meccanici*, ed. Polipress, Milano, 2007
- [33] G. Diana, F. Resta, Modellazione di azionamenti elettrici, *Controllo di sistemi meccanici*, ed. Polipress, Milano, 2007
- [34] OEMER, Catalogo motori serie Sincrovert, sezione B, pp. 12-13
- [35] <http://www.rctractors.co.nz>
- [36] F. Maines, *La trattrice da vigneto*, Istituto agrario San Michele all'Adige, Fondazione Edmund Mach, p.30
- [37] F. Pipitone, *Metodologie ed orientamenti della ricerca e sperimentazione finalizzata all'innovazione tecnologica e tipologica*, dipartimento di Ingegneria e Tecnologia Agro-Forestali, Palermo,
- [38] M. Fregoni, *Viticultura di qualità*, Edizioni L'Informatore Agrario, 1998

## Appendice A

### Il vigneto

Un vigneto è un campo costituito di filari di vigne. Ogni filare è distante dal successivo di una quantità tutt'altro che casuale: in primo luogo è necessaria a permettere il passaggio del trattore, ma soprattutto serve ad evitare che un filare tolga la necessaria illuminazione giornaliera al successivo.

Su ogni filare le vigne sono disposte ad una distanza di 80cm l'una dall'altra, distanza necessaria allo sviluppo delle radici. Ogni cinque vigne c'è un palo che serve a sostenere i fili di ferro che corrono per tutto il filare e che servono a sostenere e contenere i tralci e la vegetazione. Un tondino di ferro solitamente è presente per assicurare che il tronco cresca bene dritto.

Il fattore determinante in un vigneto è il "terroir", cioè l'insieme delle proprietà di suolo, clima, vitigno e tecniche agronomiche: se tutti questi aspetti sono di alta qualità, si otterrà un ottimo vino. I campi possono trovarsi sia in collina che in pianura: le zone collinari sono preferibile perché ricevono meglio la luce del sole e l'acqua piovana non stagna. Il terreno ideale per un vigneto è:

- Asciutto
- Sassoso
- Poco argilloso

Per quanto concerne le tipologie di allevamento, esse si differenziano a seconda dell'area geografica, e a seconda della tipologia viene condizionata l'attività nel vigneto: cambiando l'impianto cambiano le lavorazioni da effettuare, i macchinari da utilizzare e i tempi richiesti. Durante la coltivazione si incombe in diversi disagi quali la grandine, le possibili trombe d'aria, le malattie e le scottature della pianta, la siccità o la troppa abbondanza di pioggia, tutti fattori che necessitano di una attenta prevenzione o di un veloce recupero.

Poiché spesso il tempo a disposizione degli agricoltori non è sufficiente per tutte le lavorazioni si ricorre a mezzi nocivi, quali prodotti chimici che bruciano il terreno per evitare, per esempio, la formazione di sterpaglie. L'utilizzo di pesticidi e diserbanti è oggi una pratica comune per salvaguardare il raccolto, ma se dato in maniera eccessiva può diventare dannoso per il consumatore.



I dati utilizzati al fine di redigere tale appendice vengono estrapolati da [37], e da colloqui con esperti agronomi e viticoltori.

## Tipologia di allevamento

L'impianto del vigneto può avere differenti fisionomie strutturali. Per ognuna cambia il lavoro da fare e il grado più o meno alto di meccanizzazione. È possibile fare le seguenti differenziazioni:

- Impianto con sviluppo verticale
- Impianto con sviluppo orizzontale
- Impianto con sviluppo misto

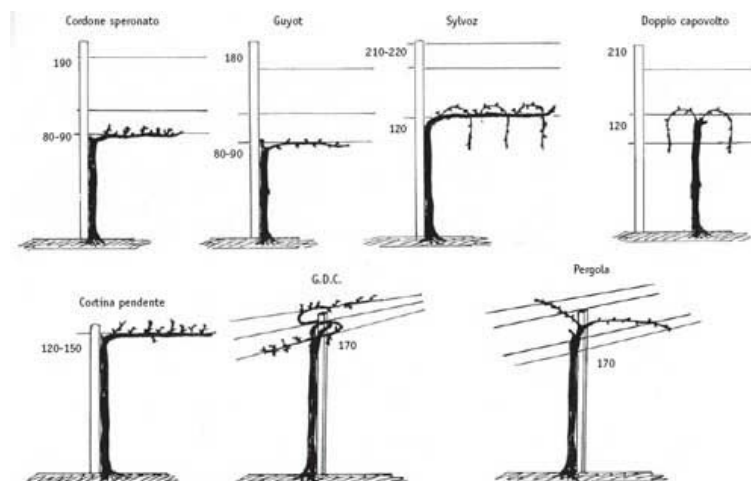


Figura A.1. Diverse tipologie di strutture di vigne

### Sviluppo Orizzontale

Un esempio di impianto con sviluppo orizzontale è la Pergola, la quale crea una calotta vegetativa superiore.

Questo sistema si compone di una serie di pali verticali a sostegno di un'impalcatura posizionata orizzontalmente (tetto) o in maniera obliqua. Su tale impalcatura verranno fissati i rami che sostengono i capi a frutto.

Esistono diverse varianti della Pergola : Semplice, Doppia, Trentina (pergola obliqua), Veronese (pergola orizzontale) e Romagnola.

Il tronco ha un'altezza di 1.6-1.9 m, oltre i quali si crea un tetto con rami (i soli ad avere uva) aventi 8-9 gemme per vite. Nelle zone collinari la distanza di una vite e l'altra nel filare va dai 0.8 a 1 m, mentre l'inter-fila è molto esteso,

3-4 m. questi valori tendenzialmente raddoppiano nelle zone pianeggianti (minor esposizione alla luce) e in particolare si usano le sole pergole doppie.

La viticoltura è un tipo di allevamento intensivo, infatti si parla di 2400-5000 piante per ettaro. Molto elevata è anche la carica di gemme, vere e proprie protagoniste del raccolto, che varia tra le 80 e le 120 mila. È bene precisare che il numero di gemme è inversamente proporzionale alla qualità del prodotto oltre un certo valore, questo comporta che l'allevatore deve essere molto attento al numero di viti e di grappoli che avrà, perché questo influirà il suo risultato in termini di resa economica.

Come detto la forma del vigneto varia da regione a regione: il pergolato è principalmente utilizzato nelle aree con terreni ad elevata fertilità o montani (centro - nord Italia :Trentino-Alto Adige, Romagna e nel veronese).

Negli ambienti con elevata radiazione luminosa e bassa umidità dell'aria (Abruzzo, Puglia, Campania, Sicilia) si utilizza una forma definita a tendone, tipica per la produzione di uva da tavola.

Il sistema è costituito da un fusto verticale, sostenuto da un palo, dal quale, a 1.8-2 m dal suolo, i capi a frutto si dipartono ortogonalmente tra loro dando vita ad un tendone continuo. L'impalcatura è formata da pali sporgenti 2-2.2 m fuori dal terreno e, oltre alla vite, sostengono una rete di fili di ferro posta ad un'altezza di 2 m. Questa tipologia permette d'avere da 1100 a 2500 viti per ettaro con una produzione medio alta di gemme, all'incirca 70 e 100 mila.

Esistono infine altre due strutture che bene si adattano alla meccanizzazione: cortina pendente e GDC (Geneva double curtain). La struttura è all'incirca identica, il GDC è appunto una variante introdotta da studiosi statunitensi della cortina pendente al fine di ottimizzare la meccanizzazione della potatura che della vendemmia.

È costituito da un fusto verticale che ad un'altezza di 1.7 m dal suolo prosegue con due cordoni permanenti speronati (speroni inseriti ventralmente sul cordone) distanziati 1,4 m sul piano orizzontale. Si ottiene la formazione di due cortine di vegetazione separate e distinte con una migliore intercettazione luminosa, una vegetazione meno folta ed un aumento della fertilità gemmaria; sono inoltre assenti i fili di contenimento della vegetazione. L'impalcatura è formata da pali distanti sulla fila 6 m l'uno dall'altro, con un'altezza di 1.8-2 m dal suolo, ad 1.6-1.7 m dal terreno sui pali sono fissati due bracci mobili verso l'alto, lunghi 0.7 m ciascuno, per aprire i cordoni, entrambi saranno sostenuti da un filo di diametro 20-22 mm. Con questo tipo di vigneto si ottengono circa 1600-2500 viti per ettaro, con una produzione di gemme tra le 80 e 100 mila, come per la forma a tendone.

### **Sviluppo Verticale**

La forma più comune oggi di vite, diffusa in tutta Italia, è a Guyot. È tipica dei terreni meno fertili e più siccitosi di collina, ove la vite presenta uno sviluppo piuttosto contenuto, e si applica per produrre uva da vino a scopo commerciale.

L'impalcatura è formata da pali distanti sulla fila 5-6 m aventi un'altezza fuori terra di 1.8 m e collegati da tre piani di fili, il primo, di diametro 18 mm a 0.8 m da terra, sostiene il capo a frutto ed il ceppo, gli altri, di diametro 16 mm, sono doppi fili di contenimento posti rispettivamente a 0.4 e 0.5 m dal piano precedente ed hanno lo scopo di sostenere la vegetazione. La produzione è inferiore a quelle analizzate in precedenza, in quanto si hanno 2800-5000 viti per ettaro con una produzione di sole 28-40 mila gemme. Anche in questo caso esistono delle modifiche strutturali, per rendere ogni vite idonea al tipo di terreno.

L'archetto è un tipo di guyot modificato: è costituito dal ceppo, sul quale si inseriscono il capo a frutto piegato verso il basso. Nei terreni più fertili e con vitigni vigorosi si lasciano due tralci formando il doppio capovolto. I pali portanti l'impalcatura hanno un'altezza fuori terra di 2-2.5 m, con distanza sulla fila di 5-6 m. Il cordone speronato invece è una forma di allevamento adatta a zone di non elevata fertilità in genere zone collinari, oppure quando si utilizzino varietà a scarso sviluppo vegetativo, ma che presentano una buona fertilità nelle prime gemme del tralcio. Il sistema è costituito da un fusto verticale, all'altezza del primo filo prosegue come cordone permanente sul quale si inseriscono dorsalmente speroni di 2-4 gemme, opportunamente distanziati tra loro (15-20 cm). L'impalcatura è come quella del guyot, ma con una produttività maggiore: 2200-4000 viti/ettaro per un totale di 50-80 mila gemme.

Infine l'ultimo tipo è definito sylvoz, ed è una forma di allevamento che ha trovato diffusione negli ambienti freddo-umidi di pianura (soprattutto in Veneto) in quanto i terreni sono fertili dove le culture vigorose esprimono al meglio le loro potenzialità e viene favorita la captazione della luce da parte della parte aerea con benefici sulla fotosintesi, sul grado zuccherino del mosto e sulla differenziazione a fiore delle gemme. Risultato 1700-2500 viti/ettaro con 80-120 mila gemme. In Friuli è diffusa una variante del Sylvoz, detta Casarsa, in cui i capi a frutto sono liberi e non c'è il primo filo, quindi la strutturazione è più semplice e la gestione meno onerosa rispetto al Sylvoz in quanto i tralci non necessitano di legature.

Come si osserva in questo metodo di allevamento si tende ad eliminare tutta la vegetazione ad eccezione di un tralcio vecchio di un anno (capo a frutto) e un piccolo sperone, ovvero una porzione di tralcio di dimensioni ridotte, portante due o tre gemme. La potatura a Guyot è quella che è sempre stata considerata la più difficile da meccanizzare per via delle necessità di definire manualmente le lunghezze dei tralci e la localizzazione delle gemme.

### **Sviluppo libero**

La classica forma di allevamento in volume è l'alberello, molto diffuso in Puglia, Sicilia e Sardegna in quanto il clima è caldo-arido con scarso sviluppo vegetativo delle viti.

È concepito per sviluppare una vegetazione di taglia ridotta allo scopo di adattare la produttività del vigneto alle condizioni sfavorevoli dei suoli poveri e siccitosi o alle basse temperature. In generale, la pianta è impalcata ad una altezza variabile da 20 a 100 cm e terminante con un sistema di tre o quattro branche brevi, portanti speroni tagliati a uno o tre gemme e, talvolta, capi a frutto. Questo sistema di allevamento non necessita di impalcatura di sostegno oppure si presta per l'impiego di tutori semplici e individuali. La densità è di 1100-10000 viti/ettaro con una produzione bassa, sole 40 mila gemme.

### **Topologie di allevamento**

Un aspetto molto importante per lo studio della guida automatizzata di un veicolo nel vigneto è analizzare come i filari vengono disposti. Spesso, a causa di limiti geofisici, gli appezzamenti non presentano una struttura regolare. Per l'appunto si parla di:

- vigneti regolari (fig.A.2 numero 1) caratterizzati da un appezzamento rettangolare con tutti i filari a distanze uguali tra loro, paralleli e con inizio e fine di ognuno allineate;
- vigneti non regolari (fig.A.2 numero 2). A volte può succedere quando nello stesso campo si è piantato in periodi diversi e nel frattempo è cambiato il tipo di allevamento. Succede così che nello stesso campo si hanno per esempio vigne a pergola e vigne a guyot che presentano distanze interfilari molto differenti e per alcune lavorazioni richiedono attrezzi diversi;
- vigneti adattivi (fig.A.2 numero 3) sono quei vigneti che si devono adeguare a fattori circostanti come possono essere strade, case, inizio di pendii collinari, topologia irregolare. Questi assumono una forma non geometrica portando a inizio e fine dei filari non allineate;
- vigneti collinari con traiettorie curve (fig.A.2 numero 4). Spesso i vigneti sono piantati in collina e seguono il profilo del pendio ecco che i filari saranno paralleli tra loro ma curvilinei.

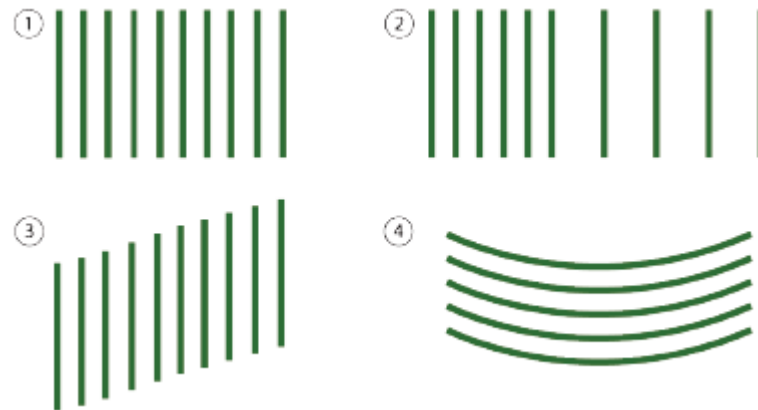


Figura A.2. Differenzi topologie campo: (1) Regolare (2) Irregolare (3) Adattivo (4) Curvo.

## Realizzazione impianto

### Sistemazione del terreno

La prima operazione, necessaria specialmente in terreni collinari, è la sistemazione del terreno. La sistemazione dei vigneti con forti pendenze ha come obiettivo la riduzione delle ore necessarie alle pratiche colturali che sono molto gravose potendo arrivare ad impiegare il triplo o il quadruplo del tempo rispetto alla pianura (fino a 2000 ore per ettaro). Bisogna dire che sono però i terreni migliori dal punto di vista del vino prodotto. I vini prodotti in collina hanno potenzialità qualitative superiori in confronto a quelli prodotti in pianura. Fin dai tempi dei romani la vite viene coltivata sulle colline e la filosofia tradizionale del vigneto collinare prevede fundamentalmente due tipologie: secondo le linee di massima pendenza (rittochino) o perpendicolarmente (girapoggio) ad esse. La prima (rittochino) non ostacola l'erosione ma consente un buon livello di meccanizzazione. La seconda invece si oppone con forza al ruscellamento e quindi all'erosione ma è difficilmente meccanizzabile. Le soluzioni moderne prevedono la sistemazione dei nuovi terreni collinari secondo due forme razionali:

1. *Terrazzamenti di medie dimensioni* : si preparano ricostruendo sia le piccole terrazze che le murate di sostegno con cemento armato. Sulle terrazze così formate si sistemano a rittochino i filari. In questo caso è possibile meccanizzare alcune operazioni colturali con trazione funicolare e cannoni irroratori. Non è possibile accedere alla terrazza con un trattore

2. *Ciglioni*: si sistemano i ciglioni (zona del terreno al margine di una scarpata) a giropoggio con filare sull'esterno del ciglione, la scarpata di sostegno viene inerbita. All'interno (verso il lato monte), il ciglione sostiene un filare in piano su cui può circolare un trattore per gli interventi al verde. A seconda della pendenza i ciglioni possono essere larghi (due o più filari) se la pendenza è lieve o stretti (un unico filare) se la pendenza è eccessiva e/o la roccia è superficiale.

### **Impianto**

L'impianto del vigneto è un'operazione complessa che coinvolge problemi economici e precise scelte tecniche. Scelte errate al momento dell'impianto si ripercuotono negativamente sul ciclo economico del vigneto. L'impianto del vigneto va fatto nelle "zone vocate", dove la vite fornisce il miglior risultato quanti-qualitativo. Per "zona vocata" s'intende non solo il riferimento all'ambiente pedoclimatico, ma anche all'insieme di strutture di commercializzazione, lavorazione e trasformazione che rendono economicamente valido l'esercizio della viticoltura. La necessità di ridurre i costi d'impianto del vigneto e le possibilità offerte dall'evoluzione in atto delle macchine operatrici, accrescono l'interesse verso la meccanizzazione della messa a dimora delle barbatelle, ossia il germoglio della vite.



**Figura A.3. Immagine rappresentante la trapiantatrice di barbatelle trasportata in funzionamento.**

Le caratteristiche della viticoltura nazionale hanno reso sinora difficile la meccanizzazione di questa operazione per una serie di fattori che possono essere attribuiti:

- All'estrema variabilità dei terreni (composizione granulometrica e giacitura);
- Alla scelta del tipo di barbatelle (franche o innestate);
- Alle condizioni socio-economiche e culturali.

Riesce, quindi, arduo valutare le conseguenze tecniche ed economiche dovute all'introduzione della macchina trapiantatrice nel ciclo economico del vigneto, viste le caratteristiche "innovative" del procedimento in un tale contesto. L'inserimento di una macchina di recente concezione, non va visto solo ed esclusivamente come fattore di riduzione del costo di produzione, ma anche sotto altri aspetti quali la qualità del lavoro svolto e la tempestività d'intervento. Il trapianto meccanico, infatti, è caratterizzato da un cantiere di lavoro composto da pochi operai, 4 -5 addetti e da una elevata tempestività di intervento, riuscendo a mettere a dimora dalle 7.000 alle 13.000 barbatelle al giorno. Tale variabilità è dovuta dalla geometria e dalla tessitura dell'appezzamento da impiantare. La trapiantatrice di barbatelle è una macchina semiportata da trattore a ruote, che effettua in un solo passaggio, utilizzando un dispositivo meccanico, la messa a dimora delle barbatelle sulla fila alla distanza desiderata mediante un sistema fluidomeccanico. La distanza tra le file viene assicurata, invece, dall'impiego di un dispositivo laser che evita l'esecuzione delle operazioni preliminari di squadratura dell'appezzamento.

Attualmente questi macchinari sono posseduti da alcune aziende vitivinicole ed altre sono di società di servizi che operano in conto terzi. Per quanto riguarda la messa in opera delle strutture di sostegno della vite, esse devono essere realizzate in modo tale da garantire l'intero ciclo economico della vite (20-30 anni). Pertanto la scelta dei materiali e la modalità di realizzazione delle stesse rappresentano i principali aspetti da prendere in considerazione al fine di ottenere un vigneto con una struttura stabile nel tempo ed idoneo alla meccanizzazione integrale. Le tipologie di pali presenti sul mercato sono:

- Pali in cemento con almeno due spigoli smussati;
- Pali in ferro zincato;
- Pali in legno.

Per quanto riguarda la scelta del filo da impiegare, appare opportuno ricordare che tra le diverse tipologie presenti sul mercato il più indicato è quello in acciaio inox AISI 304 (durata superiore alla vita del vigneto, nessuna esigenza di manodopera).

## Operazioni

La gestione di un vigneto è caratterizzata da un insieme di operazioni grazie alle quali, se eseguite correttamente e con le tempistiche dovute, permettono alla piantagione di durare negli anni. Si tratta di mansioni che si eseguono in periodi differenti, e che si distribuiscono nell'anno come segue:

MENSILITA'	ATTIVITA'
GENNAIO	POTATURA
FEBBRAIO	FINE POTATURA
MARZO	RACCOLTA SARMENTI E SMALTIMENTO
APRILE	SCALZATURA / ESTIRPAZIONE
MAGGIO	INIZIO TRATTAMENTI FITOSANITARI + SPOLLONATURA
GIUGNO	CIMATURA
LUGLIO	DEFOGLIAZIONE + IRRIGAZIONE + FERTIRRAGGIONE
AGOSTO	IRRIGAZIONE + CIMATURA VERDE + FINE TRATTAMENTI FITOSANITARI
SETTEMBRE	RACCOLTA UVA APPASSIMENTO
OTTOBRE	RACCOLTA UVA SFUSA + TRASPORTO UVA
NOVEMBRE	CONCIMAZIONE
DICEMBRE	INIZIO POTATURA

**Figura A.4. Distribuzione delle operazioni da svolgere nel vigneto nell'arco dell'anno.**

Un parametro molto rilevante nella gestione di un'attività agricola è il costo della manodopera. A tal proposito si è assistito ad una meccanizzazione delle operazioni, consentendo di svolgere con una sola macchina quello che prima veniva svolto da diversi operatori (il valore varia in funzione della tipologia di vigneto e dalla dimensione). I vantaggi che ciò ha introdotto sono stati molteplici: riduzione dei costi, diminuzione dei tempi d'esecuzione, reattività pur mantenendo una qualità paragonabile, se non maggiore, a quella manuale. Alcune operazioni per ora non possono essere automatizzate, dal momento che è necessario il bagaglio di conoscenze di un agronomo per compiere l'operazione, come nel caso della potatura dei rami durante la neo piantagione. Le macchine per la potatura invernale sono state interessate da un'evoluzione tecnologica più lenta rispetto alle altre macchine operatrici, per lo scarso interesse di meccanizzare un'operazione che, sebbene richieda un elevato numero di ore di manodopera specializzata, si può distribuire in 2-3 mesi. Ancora oggi infatti, nella maggior parte delle aziende viticole, è una mansione svolta manualmente.



	UNA TANTUM	PERIODICHE
<b>AUTOMATIZZABILI</b>	piantare vigne (1 volta ogni 20 anni) piantare pali (1 volta ogni 20 anni)	irrigare (3 volte/anno) irrorare (10-15 volte/anno) estirpare (3 volte/anno) sfogliare (2 volte/anno) spollonatura (1 volta/anno) vendemmiare (1 volta/anno)
<b>NON AUTOMATIZZABILI</b>	cura neopiantagione (1 volta ogni 20 anni) disporre fili metallici (1 volta ogni 20 anni)	potatura invernale (1 volta/anno )

**Figura A.5. Operazioni eseguite manualmente o meccanicamente, inoltre è segnata la frequenza delle operazioni.**

Di seguito si delineano le principali peculiarità dei compiti che gli agricoltori devono svolgere al fine di assicurarsi un vigneto che produca uva di qualità.

### **Concimazione**

Anche la concimazione della vite ricopre una notevole importanza se si vuole ottenere dei prodotti di qualità. Si parte già prima della messa a dimora delle barbatelle con una concimazione di fondo effettuata con del letame maturo per una quantità di circa 500 q/ha. Nel corso degli anni dov'è necessario è utile effettuare due tipi di concimazione: una autunnale con letame maturo e l'altra nella primavera successiva con concimi complessi a base di azoto fosforo potassio. Qualora nel corso della stagione le viti manifestino segni di carenze nutrizionali è bene ricordare che esistono anche dei concimi fogliari che possono aiutare a superare le carenze.

### **Irrigazione**

Il volume di acqua da distribuire deve essere pari all'acqua persa per evaporazione dal suolo e per traspirazione dalle piante (5-7 litri per metro quadrato al giorno in estate) moltiplicato per il numero di giorni che intercorre tra i turni di adacquamento e al netto di eventuali piogge. Nei vigneti che raramente presentano fenomeni di mancanza d'acqua si può operare con impianti di irrigazione mobili o estemporanei, ma nei vigneti nei quali la necessità di irrigare si ripresenta ogni anno è bene prevedere l'installazione di un impianto fisso di irrigazione. Le moderne tendenze irrigue mirano al raggiungimento dei seguenti scopi:

- evitare lo stress della pianta durante la delicata fase di ingrossamento degli acini e dell'invaiaatura, mantenendo una giusta idratazione del

terreno. Nella successiva fase di maturazione l'intervento irriguo deve avere carattere eccezionale;

- ridurre i consumi d'acqua e di energia;
- ridurre i costi di impianto e manodopera.

Il sistema che meglio si presta al raggiungimento di questi obiettivi è la microirrigazione, cioè la distribuzione localizzata dell'acqua in ridotte porzioni di terreno utilizzando basse portate, lunghi orari di distribuzione e turni brevi di adacquamento (pochi giorni tra un intervento e l'altro durante la fase più critica). L'utilizzo di bassi volumi di acqua e di basse pressioni permette di utilizzare fonti di approvvigionamento modeste e anche acque leggermente salmastre; il metodo di irrigazione sotto chioma inoltre non influenza la difesa dalle malattie fungine e la distribuzione dei fitofarmaci, poiché non bagna la vegetazione, e l'impianto può essere utilizzato per la distribuzione di fertilizzanti. Il posizionamento delle condotte e la distribuzione dei microirrigatori (a goccia, a spruzzo, statici, dinamici, ecc.) vanno valutate in base al tipo di terreno e alla conformazione del vigneto. Nei terreni sciolti, che percolano velocemente l'acqua che vi arriva e non ne permettono la diffusione orizzontale nel terreno, è necessario infittire il numero dei distributori, orientandosi verso i microjet che coprono una superficie di terreno maggiore di quelli a goccia. Il posizionamento delle condotte e dei distributori lungo i filari deve assicurare la meccanizzazione delle operazioni colturali, permettendo l'accesso al filare a tutte le macchine operatrici, e le lavorazioni lungo il filare; normalmente tutte le condotte di trasporto dell'acqua al vigneto si interrano, mentre quelle lungo il filare si devono posizionare uniformemente ad almeno 50-70 cm da terra, per consentire le operazioni colturali lungo la fila (tale altezza consente anche la spollonatura meccanica e l'utilizzo delle attrezzature interceppo).

### **Potatura**

Nella gestione dei vigneti allevati a controspalliera, l'operazione di potatura invernale viene tradizionalmente eseguita a mano da manodopera specializzata con l'ausilio di forbici e cesoie ad azionamento manuale. Tale operazione, fondamentale nella tecnica viticola per guidare la produzione sia in senso quantitativo che qualitativo ([38]), richiede un cospicuo impiego di manodopera e rappresenta uno dei principali costi di produzione. In media, le ore di manodopera per ettaro necessarie per l'operazione di potatura invernale hanno un'incidenza su quelle complessive per la conduzione del vigneto di circa il 40% nelle aziende che vendemmiano manualmente, e di circa il 75% in quelle che vendemmiano meccanicamente. Inoltre, nel caso dei vigneti con forma di potatura a cordone rinnovabile annualmente (Guyot), insieme all'operazione di potatura vera e propria si rende necessaria anche la legatura dei cordoni scelti

per la fruttificazione nell'anno in corso, operazione che è, anch'essa, eseguita a mano ed è molto onerosa, sia in termini di ore di manodopera richieste sia in termini economici. Ciò spiega il crescente interesse dei viticoltori verso le attrezzature, disponibili sul mercato, che consentono la meccanizzazione della potatura invernale del vigneto e quindi la riduzione del fabbisogno di manodopera per l'esecuzione di questa operazione. Alcune di queste attrezzature effettuano, di fatto, la prepotatura meccanica delle viti, con contemporanea trinciatura dei sarmenti tagliati prima del loro scarico al suolo, altre invece, come le cesoie ad azionamento elettrico, consentono soltanto di agevolare il lavoro della manodopera nell'operazione di potatura manuale.



**Figura A.6. Due esempi di potatura meccanizzata. A sinistra potatura su cordone speronato, a destra potatura su viti a Guyot.**

La scelta fra le differenti tipologie di attrezzature è condizionata, evidentemente, dalla forma di potatura delle viti adottata nel vigneto. Allo stato attuale, infatti, la prepotatura meccanica può essere attuata sia in presenza di forme di potatura a cordone speronato che a Guyot; in cui è possibile recidere meccanicamente tutti i tralci ad una determinata distanza dal cordone o capo a frutto. La potatura agevolata è, invece, l'unica alternativa alla potatura tradizionale nei vigneti con forme di potatura che richiedono tagli di tipo selettivo, quale è ad esempio quella a Guyot. In questo ultimo caso anche l'operazione di legatura dei tralci può essere agevolata con l'impiego di specifiche legatrici e resa più rapida con l'applicazione di tecniche di legatura semplificate. Da un recente studio è emerso che le operazioni di potatura e di stralciatura agevolate con l'impiego di cesoie elettriche consentono un incremento della produttività del lavoro della manodopera compreso fra il 20 ed il 30% rispetto alle operazioni di potatura e di stralciatura tradizionali. Ciò si traduce, con riferimento ad un vigneto con densità di impianto di 4000 viti per ettaro, in un risparmio di 6-9 ore di manodopera per ettaro. Le operazioni di prepotatura meccanica e di rifinitura manuale agevolata con l'impiego delle cesoie elettriche, effettuate in vigneti con forma di potatura a cordone speronato, consentono un incremento medio della produttività del lavoro della manodopera rispetto alle operazioni di potatura e di

stralciatura tradizionali compreso tra il 43% (vigneto con vegetazione non condizionata) ed 193% (vigneto con vegetazione condizionata).

### **Recupero residui potatura**

Il recupero a fini energetici sta emergendo come una delle possibilità più interessanti per valorizzare i residui di potatura del vigneto, e risolvere così il problema del loro smaltimento, che può anche essere molto oneroso quando considerazioni fitosanitarie consiglino la rimozione della biomassa, invece della trinciatura in campo. Attualmente i residui agricoli di potatura vengono concentrati fuori dagli appezzamenti nelle aree più aperte delle capezzagne (strade perimetrali degli appezzamenti colturali) e bruciati. Per l'asportazione delle potature si impiega normalmente il rastrello a 40 denti portato da trattore (cingolato o gommato). La bruciatura richiede l'opera manuale con produttività media di 0,5 t/h. Analizzando i costi dello smaltimento risulta che la gestione di questo materiale ha comunque sempre un costo compreso tra 50 a 100 €/t, a cui non corrisponde alcun ricavo, perché il materiale è semplicemente distrutto. D'altra parte, il potenziale produttivo è notevole: dalla potatura annuale dei vigneti infatti è possibile recuperare almeno 1 t s.s. per ettaro in funzione del grado di sviluppo delle piante, dalla periodicità degli interventi e dalla tecnica di potatura. La qualità della biomassa recuperabile dai vigneti è di qualità mediocre, con un contenuto di umidità variabile tra il 30 e oltre il 40 %, e un elevato tenore di cenere. La possibilità di recuperare questo materiale a condizioni economiche e la scelta della tecnologia più adatta per effettuare il recupero dipendono da alcuni fattori, tra cui soprattutto: la giacitura del terreno, la spaziatura tra le piante, la taglia degli appezzamenti e il tipo di potatura da raccogliere (quantità e dimensioni). Un aspetto importante è rappresentato dalla stagionalità del lavoro, perché il periodo disponibile per la raccolta della potatura va da Dicembre a Marzo, e in genere coincide con la stagione piovosa. D'altra parte, in questo periodo la richiesta di calore raggiunge i valori massimi, e si potrebbe pensare all'invio della biomassa direttamente in caldaia, evitandone lo stoccaggio e la manipolazione intermedia. Questo ovviamente può essere fatto solo se si impiegano caldaie in grado di accettare combustibile relativamente umido, o se la biomassa fresca è miscelata con materiale più asciutto, di altra provenienza. Il recupero dei residui di potatura può essere effettuato in diversi modi e con diverse attrezzature. Le tecnologie sicuramente esistono, perché i costruttori di macchine agricole si sono accorti del nuovo mercato offerto dalle bioenergie e stanno dedicando sempre maggiore attenzione a questo settore: buona parte delle macchine sviluppate finora deriva dalla modifica di attrezzature agricole destinate ad altre lavorazioni, ed è progettata per raccogliere da terra le potature già disposte in andana, condizionandole poi in modo opportuno.

### **Lavorazione del terreno**

Questa tecnica colturale ha segnato una stretta collaborazione fra ricerca, sviluppo tecnologico e tipologia di intervento. Ciò è dovuto sicuramente alla notevole diversificazione delle condizioni pedo-climatiche del territorio italiano, che sono notevolmente variabili, talvolta difficili e che hanno una notevole incidenza economica nella condizione del vigneto.



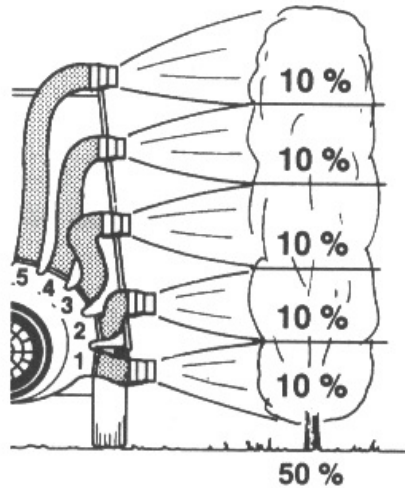
**Figura A.7. Lavorazione del terreno con macchina trasportata.**

Per tale tecnica la stretta collaborazione fra ricerca e costruttori di macchine agricole ha fatto sì, inoltre, di introdurre nella conduzione dei vigneti macchine che consentono anche di esaltare la fertilità del terreno a vantaggio anche del prodotto.

### **Difesa**

Il rispetto dell'ambiente e la salvaguardia della salute dell'uomo sono, oggi, temi di grande attualità. Nel campo dei trattamenti fitosanitari, parecchi sono i fattori che possono avere conseguenze sull'ambiente e sull'uomo. Com'è noto, infatti, i trattamenti con fitofarmaci spesso sono eseguiti dagli agricoltori senza rispettare quegli accorgimenti che, come è stato ampiamente accertato, contribuiscono a ridurre l'impatto sulle matrici ambientali (aria, terra, acque superficiali e sotterranee) e sulla salute dell'uomo. La taratura e la regolazione delle macchine irroratrici sono fattori essenziali per eseguire una corretta pratica fitosanitaria nel rispetto dell'ambiente, della salute degli operatori e dei consumatori, tenendo conto delle problematiche economiche connesse. La scelta della tipologia di macchina da impiegare per la distribuzione di fitofarmaci è di fondamentale importanza ai fini dell'efficienza dell'operazione. Tra le diverse tipologie di macchine presenti oggi sul mercato a fare la differenza è sicuramente quella a moduli separati con disposizione degli organi di

distribuzione in prossimità del bersaglio. Ciò consente di ottenere una distribuzione mirata del prodotto (fig.5).



**Figura A.8. Distribuzione fitosanitari tramite atomizzatore. Percentuale con cui il getto fuoriuscente dagli ugelli viene distribuito lungo d'asse verticale della vite.**

### **Cimatura**

Nell'ottica della meccanizzazione integrale del vigneto, la cimatura rappresenta una tecnica colturale di notevole importanza non solo per gli effetti vegeto-produttivi e fitosanitari che può arrecare alla vite, ma soprattutto perché può migliorare, a seconda dell'epoca in cui viene eseguita, l'efficienza di altre operazioni quali i trattamenti antiparassitari e la raccolta meccanica in particolare. Da un recente studio, in cui è stata analizzata la tecnica dell'operazione di cimatura qualche giorno prima della vendemmia meccanica, è emerso che l'efficienza della vendemmiatrice è migliorata in:

1. perdite di prodotto inferiori di circa il 58% in vigneti con vegetazione libera e di circa il 27% in vigneti con vegetazione condizionata;
2. produttività del lavoro della manodopera impiegata nel cantiere di raccolta, con un incremento di circa il 16%;
3. impurità presenti nel prodotto raccolto costituite in prevalenza da lamine fogliari, con una riduzione di circa il 16%.



**Figura A.8. Macchina cimatrice durante il funzionamento.**

Infine possiamo affermare che l'introduzione di questa macchina nelle aziende viticole è conveniente in quanto il costo di esercizio è modesto, perché tale operatrice comporta bassi costi fissi e bassi costi variabili; la macchina, inoltre, può essere utilizzata dal viticoltore in diversi periodi dell'anno per finalità differenti.

### **Vendemmia**

Il periodo di vendemmia varia tra luglio e ottobre (nell'emisfero settentrionale), e dipende da molti fattori, anche se in maniera generica si identifica con il periodo in cui le uve hanno raggiunto il grado di maturazione desiderato. I metodi di raccolta delle uve sono due:

- *Manuale*: viene utilizzata per la produzione di vini di elevata qualità e degli spumanti metodo classico, in quanto è necessario operare una scelta selettiva dei grappoli; ciò comporta un inevitabile aumento dei costi di produzione;
- *Meccanico*: esistono agevolatrici, che velocizzano il lavoro manuale e vendemmiatrici, delle vere e proprie macchine dette vendemmiatrici: per appezzamenti inferiori ai 50ha sono generalmente delle macchine trainate accoppiate ad un trattore, per vigneti di dimensioni maggiori sono macchine semoventi.

La raccolta dell'uva avviene in due maniere: con scuotimento verticale nelle macchine di origine americana, che necessitano di un filare GDC (Geneva Double Curtain) e a scuotimento laterale per le macchine francesi. Il prodotto che si stacca dalla pianta viene raccolto prima che tocchi terra, pulito da eventuali impurità e messo in una tramoggia che poi successivamente viene svuotata in rimorchi appositi. La vendemmia meccanica mostra alcuni vantaggi,

infatti è più economica di quella manuale. Per produzioni che soddisfino qualitativamente la cantina, è necessaria un'eliminazione manuale di quei grappoli che presentano malattie o non sono maturi. Tuttavia tale tecnica comporta un indice di ammostamento superiore rispetto alla raccolta manuale dovuto principalmente all'azione energica degli scuotitori sui grappoli per permettere il distacco degli acini. E' necessario evitare di raccogliere l'uva bagnata (da pioggia, rugiada o nebbia), in quanto l'acqua potrebbe influire sulla qualità del mosto; inoltre vanno evitate le ore più calde della giornata, per impedire l'inizio di fermentazioni indesiderate; i grappoli andranno riposti in contenitori non troppo capienti, per evitare lo schiacciamento degli stessi; infine l'uva dovrà essere trasportata (conferita) nei locali in cui sarà effettuata la vinificazione nel più breve tempo possibile, per evitare fermentazioni o macerazioni indesiderate.



## Appendice B

### Sviluppo delle equazioni linearizzate di moto in curva

#### B1. Trattore

Le equazioni di moto che descrivono la dinamica del singolo trattore, sprovvisto del rimorchio, rispettivamente nella traslazione lungo l'asse delle X, delle Y e nella rotazione d'imbardata:

$$\left\{ \begin{array}{l} -m\ddot{X}_g + F_{xA}\cos(\delta_A + \psi) - F_{yA}\sin(\delta_A + \psi) + F_{xP}\cos(\delta_P + \psi) + \dots \\ \quad \dots - F_{yP}\sin(\delta_P + \psi) = 0 \\ -m\ddot{Y}_g + F_{xA}\sin(\delta_A + \psi) + F_{yA}\cos(\delta_A + \psi) + F_{xA}\sin(\delta_P + \psi) + \dots \\ \quad \dots + F_{yP}\cos(\delta_P + \psi) = 0 \\ -J_z\ddot{\psi} + F_{xA}\sin(\delta_A)a + F_{yA}\cos(\delta_A)a - F_{xP}\sin(\delta_P)b - F_{yP}\cos(\delta_P)b = 0 \end{array} \right. \quad (\text{B. 1})$$

La linearizzazione viene eseguita nell'intorno della generica posizione:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_{g0} \\ \dot{Y}_{g0} \\ \dot{\psi}_0 \\ X_{g0} \\ Y_{g0} \\ \psi_0 \\ \delta_{A0} \\ \delta_{P0} \end{array} \right. \quad (\text{B. 2})$$

Seno e coseno linearizzati risultano:

- $\cos(\delta_A + \psi) \rightarrow \cos(\delta_{A0} + \psi_0) - \sin(\delta_{A0} + \psi_0)(\delta_A - \delta_{A0}) + \dots$   
 $\quad \dots - \sin(\delta_{A0} + \psi_0)(\psi - \psi_0)$
- $\sin(\delta_A + \psi) \rightarrow \sin(\delta_{A0} + \psi_0) + \cos(\delta_{A0} + \psi_0)(\delta_A - \delta_{A0}) + \dots$   
 $\quad \dots + \cos(\delta_{A0} + \psi_0)(\psi - \psi_0)$

$$\begin{aligned} \blacksquare \sin(\delta_A) &\rightarrow \sin(\delta_{A0}) + \cos(\delta_{A0})(\delta_A - \delta_{A0}) \\ \blacksquare \cos(\delta_A) &\rightarrow \cos(\delta_{A0}) - \sin(\delta_{A0})(\delta_A - \delta_{A0}) \end{aligned}$$

La linearizzare della forza laterale si esplica nella forma:

$$F_y \rightarrow F_y|_0 + \left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha}\right)|_0 \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \underline{z}}\right)|_0 (\underline{\dot{z}} - \underline{\dot{z}}_0) \quad (\text{B. 3})$$

in cui:

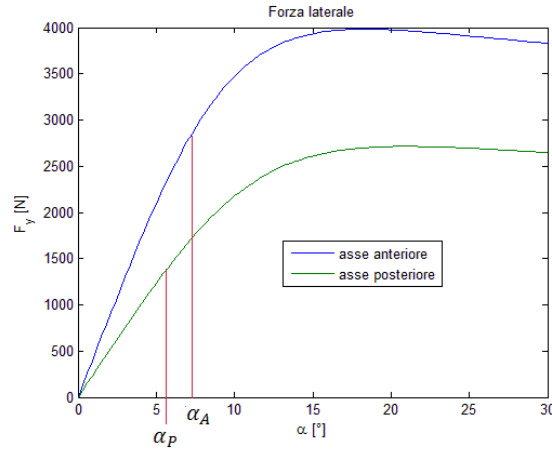
$$\underline{\dot{z}} = \begin{pmatrix} \dot{X}_g \\ \dot{Y}_g \\ \dot{\psi} \\ \psi \\ \delta \end{pmatrix} \quad (\text{B. 4})$$

$$\underline{\dot{z}}_0 = \begin{pmatrix} \dot{X}_{g0} \\ \dot{Y}_{g0} \\ \dot{\psi}_0 \\ \psi_0 \\ \delta_0 \end{pmatrix} \quad (\text{B. 5})$$

In quanto:

$$\begin{cases} \alpha_A = \tan^{-1} \left( -\frac{\dot{Y}_g \cos(\delta_A + \psi) + \dot{\psi} \cos(\delta_A) - \dot{X}_g \sin(\delta_A + \psi)}{\dot{X}_g \cos(\delta_A + \psi) + \dot{Y}_g \sin(\delta_A + \psi) + \dot{\psi} \sin(\delta_A)} \right) \\ \alpha_P = \tan^{-1} \left( -\frac{\dot{Y}_g \cos(\delta_P + \psi) - \dot{\psi} \cos(\delta_P) - \dot{X}_g \sin(\delta_P + \psi)}{\dot{X}_g \cos(\delta_P + \psi) + \dot{Y}_g \sin(\delta_P + \psi) - \dot{\psi} \sin(\delta_P)} \right) \end{cases} \quad (\text{B. 6})$$

Per quanto riguarda la pendenza  $\left(\frac{\partial F_y}{\partial \alpha}\right)|_0$ , il suo valore cambia a seconda delle condizioni scelte in funzione della derivata (fig. B.1)



**Figura B.1. Andamento delle forze laterali in funzione delle derivate. Nel grafico vengono riportati i valori di  $\alpha_A$  e  $\alpha_P$  per mostrare il punto in cui si linearizzerà la forza.**

$$k_{tA_c} = \left( \frac{\partial F_{yA}}{\partial \alpha_A} \right) \Big|_0 \quad (B. 7)$$

$$k_{tP_c} = \left( \frac{\partial F_{yP}}{\partial \alpha_P} \right) \Big|_0 \quad (B. 8)$$

$$\begin{cases} F_{yA} \Big|_0 = 0 \\ F_{yP} \Big|_0 = 0 \end{cases} \quad (B. 9)$$

Il vettore  $\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{z}} \right) \Big|_0$  si esplica :

$$\left( \frac{\partial \alpha}{\partial \underline{z}} \right) \Big|_0 = \left\{ \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{x}_g} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{y}_g} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \Big|_0, \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \delta} \right) \Big|_0 \right\} \quad (B. 10)$$

Per rendere più chiara la comprensione, si considera un generico  $\delta$  e il parametro già introdotto  $k_{ab}$ . Di conseguenza per ricavare la derivata sulla ruota d'interesse basta fare la seguente sostituzione:

- Anteriore

$$\begin{cases} \alpha = \alpha_A \\ \delta = \delta_A \\ k_{ab} = a \end{cases} \quad (B. 11)$$

- Posteriore

$$\begin{cases} \alpha = \alpha_P \\ \delta = \delta_P \\ k_{ab} = -b \end{cases} \quad (\text{B. 12})$$

$$\begin{aligned} \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{X}_g} \right) \right|_0 &= \frac{\sin(\delta_0 + \psi_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ap} \sin \delta_0)} + \dots \\ \dots + \frac{(\dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ap} \cos \delta_0)(\cos(\delta_0 + \psi_0))}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ap} \sin \delta_0)^2} \end{aligned} \quad (\text{B. 13})$$

$$\begin{aligned} \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{Y}_g} \right) \right|_0 &= \frac{-\cos(\delta_0 + \psi_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ap} \sin \delta_0)} + \dots \\ \dots + \frac{(\dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \cos \delta_0)(\sin(\delta_0 + \psi_0))}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ap} \sin \delta_0)^2} \end{aligned} \quad (\text{B. 14})$$

$$\begin{aligned} \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \right|_0 &= \frac{-k_{ab} \cos(\delta_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)} + \dots \\ \dots + \frac{(\dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \cos \delta_0)(k_{ab} \sin(\delta_0))}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)^2} \end{aligned} \quad (\text{B. 15})$$

$$\begin{aligned} \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \right|_0 &= -\frac{(-\dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0))}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)} + \dots \\ \dots + \frac{(\dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \cos \delta_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)^2} (-\dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dots \\ \dots + \dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0)) \end{aligned} \quad (\text{B. 16})$$

$$\begin{aligned}
 \left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \delta} \right) \right|_0 &= - \frac{(-\dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)} + \dots \\
 \dots + \frac{(\dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) - \dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \cos \delta_0)}{(\dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \sin \delta_0)^2} &(-\dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dots \\
 \dots + \dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0) + \dot{\psi}_0 k_{ab} \cos \delta_0) & \tag{B. 17}
 \end{aligned}$$

Per semplificare la scrittura si introducono le seguenti posizioni:

$$A_1 = \sin(\delta_0 + \psi_0)$$

$$A_2 = \cos(\delta_0 + \psi_0)$$

$$A_3 = -\dot{X}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{Y}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0)$$

$$A_4 = k_{ab} \cos(\delta_0)$$

$$A_5 = k_{ab} \sin(\delta_0)$$

$$A_6 = \dot{Y}_{g0} \sin(\delta_0 + \psi_0) + \dot{X}_{g0} \cos(\delta_0 + \psi_0)$$

Le espressioni si riscrivono come segue, e si esegue un'ulteriore cambio di variabile per poter poi andare ad esprimere completamente l'espressione di moto linearizzata nel modo più chiaro possibile:

$$\left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{X}_g} \right) \right|_0 = \frac{A_1}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)} + \frac{(A_3 + \dot{\psi}_0 A_4) A_2}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)^2} = D1$$

$$\left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{Y}_g} \right) \right|_0 = - \frac{A_2}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)} + \frac{(A_3 + \dot{\psi}_0 A_4) A_1}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)^2} = D2$$

$$\left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \dot{\psi}} \right) \right|_0 = - \frac{A_4}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)} + \frac{(A_3 + \dot{\psi}_0 A_4) A_5}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)^2} = D3$$

$$\left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \psi} \right) \right|_0 = - \frac{A_6}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)} + \frac{(A_3 + \dot{\psi}_0 A_4) A_3}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)^2} = D4$$

$$\left. \left( \frac{\partial \alpha}{\partial \delta} \right) \right|_0 = 1 + \frac{(A_3 + \dot{\psi}_0 A_4)^2}{(A_6 + \dot{\psi}_0 A_5)^2} = D5$$

Poiché la forza laterale viene applicata con un ritardo al suolo a causa della deformazione dei tasselli dello pneumatico, si ricava:

$$\begin{aligned} \frac{L}{V} \dot{F}_{y_{eff}} + F_{y_{eff}} = k_t [D1(\dot{X}_g - \dot{X}_{g0}) + D2(\dot{Y}_g - \dot{Y}_{g0}) + \dots \\ \dots + D3(\dot{\psi} - \dot{\psi}_0) + D4(\psi - \psi_0) + D5(\delta_A - \delta_{A0})] \end{aligned} \quad (B. 18)$$

Rispettivamente per l'asse anteriore e posteriore.

Si consideri ora la legge che governa l'andamento dello sterzo alle ruote durante la curva:

$$\begin{aligned} \delta_A = k_{pc} \left[ \left( \sqrt{(k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}))^2} \right) - \rho \right] + \dots \\ \dots + k_{dc} \left( \frac{\frac{1}{2} (k_{Xmarker}^2(2X_g\dot{X}_g - 2\dot{X}_g X_{marker}) + k_{Ymarker}^2(2Y_g\dot{Y}_g - 2\dot{Y}_g Y_{marker}))}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}))^2}} \right) \end{aligned} \quad (B. 19)$$

è necessario provvedere alla sua linearizzazione. Si definisce lo sviluppo fino al primo ordine:

$$\delta_A \rightarrow \delta_A|_0 + \left. \left( \frac{\partial \delta_A}{\partial \underline{zC}} \right) \right|_0 (\underline{zC} - \underline{zC}_0) \quad (B.20)$$

in cui si ha:

$$\underline{zC} = \begin{Bmatrix} \dot{X}_g \\ \dot{Y}_g \\ X_g \\ Y_g \end{Bmatrix} \quad (B. 21)$$

$$\underline{zC}_0 = \begin{Bmatrix} \dot{X}_{g0} \\ \dot{Y}_{g0} \\ X_{g0} \\ Y_{g0} \end{Bmatrix} \quad (B. 22)$$

Per esprimere chiaramente la linearizzazione è necessario dividere il contributo proporzionale da quello derivativo. Per definizione, nella condizione di regime in cui il veicolo percorre correttamente la traiettoria imposta,  $\delta_A|_0$  deve risultare nullo.

▪ **Contributo Proporzionale**

$$\delta_{A-PROP} = k_{pC} \left[ \left( \sqrt{(k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}))^2} \right) - \rho \right] \quad (B. 23)$$

L'analisi si riduce al solo termine derivativo, e precisamente alle sola derivazioni rispetto  $X_g$  e  $Y_g$ , in quanto rispetto agli altri termini il risultato il valore della derivata è nullo nullo.

$$\left( \frac{\partial \delta_{A-PROP}}{\partial X_g} \right) \Big|_0 = k_{pC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Xmarker}^2 (2X_{g0} - 2X_{marker})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0} - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0} - Y_{marker}))^2}} \right) \quad (B. 24)$$

$$\left( \frac{\partial \delta_{A-PROP}}{\partial Y_g} \right) \Big|_0 = k_{pC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0} - 2Y_{marker})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0} - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0} - Y_{marker}))^2}} \right) \quad (B. 25)$$

▪ **Contributo Derivativo**

$$\delta_{A-DERIV} = k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Xmarker}^2 (2X_g \dot{X}_g - 2\dot{X}_g X_{marker}) + k_{Ymarker}^2 (2Y_g \dot{Y}_g - 2\dot{Y}_g Y_{marker})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_g - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_g - Y_{marker}))^2}} \right) \quad (B. 26)$$

A differenza del caso proporzionale la derivazione della funzione rispetto le variabili contenute nel vettore  $\underline{zC}$  da valori diversi da zero.

$$\left( \frac{\partial \delta_{A-DERIV}}{\partial \dot{X}_g} \right) \Big|_0 = k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Xmarker}^2 (2X_{g0} - 2X_{marker})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0} - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0} - Y_{marker}))^2}} \right) \quad (B. 27)$$

$$\left( \frac{\partial \delta_{A-DERIV}}{\partial \dot{Y}_g} \right) \Big|_0 = k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0} - 2Y_{marker})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0} - X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0} - Y_{marker}))^2}} \right) \quad (B. 28)$$

$$\begin{aligned}
 \left. \left( \frac{\partial \delta_{A-DERIV}}{\partial X_g} \right) \right|_0 &= k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Xmarker}^2 (2\dot{X}_{g0})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2}} \right) + \dots \\
 \dots k_{dC} &\left( -\frac{1}{4} \frac{[k_{Xmarker}^2 (2X_{g0}\dot{X}_{g0} - 2\dot{X}_{g0}X_{marker}) + k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0}\dot{Y}_{g0} - 2\dot{Y}_{g0}Y_{marker})][k_{Xmarker}^2 (2X_{g0} - 2X_{marker})]}{[(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2]^{\frac{3}{2}}} \right)
 \end{aligned} \tag{B. 29}$$

$$\begin{aligned}
 \left. \left( \frac{\partial \delta_{A-DERIV}}{\partial Y_g} \right) \right|_0 &= k_{dC} \left( \frac{1}{2} \frac{k_{Ymarker}^2 (2\dot{Y}_{g0})}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2}} \right) + \dots \\
 \dots k_{dC} &\left( -\frac{1}{4} \frac{[k_{Xmarker}^2 (2X_{g0}\dot{X}_{g0} - 2\dot{X}_{g0}X_{marker}) + k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0}\dot{Y}_{g0} - 2\dot{Y}_{g0}Y_{marker})][k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0} - 2Y_{marker})]}{[(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2]^{\frac{3}{2}}} \right)
 \end{aligned} \tag{B. 30}$$

Si introducono dei parametri attraverso i quali poter scrivere più chiaramente l'equazione del controllo PD linearizzata:

$$\begin{aligned}
 K_{den} &= \frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2}} \\
 K_{den2} &= -\frac{1}{4} \frac{1}{[(k_{Xmarker}(X_{g0}-X_{marker}))^2 + (k_{Ymarker}(Y_{g0}-Y_{marker}))^2]^{\frac{3}{2}}}
 \end{aligned}$$

$$K1 = k_{Xmarker}^2 (2X_{g0} - 2X_{marker})$$

$$K2 = k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0} - 2Y_{marker})$$

$$K3 = k_{Xmarker}^2 (2\dot{X}_{g0})$$

$$K4 = k_{Ymarker}^2 (2\dot{Y}_{g0})$$

$$K_{num} = [k_{Xmarker}^2 (2X_{g0}\dot{X}_{g0} - 2\dot{X}_{g0}X_{marker}) + k_{Ymarker}^2 (2Y_{g0}\dot{Y}_{g0} - 2\dot{Y}_{g0}Y_{marker})]$$



La funzione del controllore che definisce l'angolo da applicare alle ruote, presenta la seguente forma a seguito della linearizzazione:

$$\begin{aligned} \delta_A = & k_{dc}(K_{den}K1)(\dot{X}_g - \dot{X}_{g0}) + k_{dc}(K_{den}K2)(\dot{Y}_g - \dot{Y}_{g0}) + \dots \\ & \dots + [k_{pc}(K_{den}K3) + k_{dc}(K_{den2}K_{num}K1)](X_g - X_{g0}) + \dots \\ & \dots + [k_{pc}(K_{den}K4) + k_{dc}(K_{den2}K_{num}K2)](Y_g - Y_{g0}) \end{aligned} \quad (B. 31)$$

Nota la  $\delta_A$  si ricava anche l'angolo di rotazione delle ruote posteriori attraverso il rapporto di sterzata  $\eta_s$  predefinito

È possibile a questo punto esprimere le equazioni lineari della dinamica del trattore in una generica condizione di moto in curva. Il sistema di equazioni che segue presenta la sostituzione di tutti i termini che sopra sono stati linearizzati ed inoltre sono stati eliminati tutti gli infinitesimi di ordine superiore al primo. Attraverso l'utilizzo dei pedici A e P si esplicherà a che asse fa riferimento il parametro considerato.

- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate X del sistema di riferimento assoluto

$$\begin{aligned} m\ddot{X}_g = & \frac{C_A}{R}[A2_A - A1_A(\delta_A - \delta_{A0}) - A1_A(\psi - \psi_0)] + \dots \\ & \dots - F_{yA_{eff}}(A1_A - A2_A\delta_{A0} - A2_A\psi_0) + \frac{C_P}{R}[A2_P - A1_P(\delta_P - \delta_{P0}) + \dots \\ & \dots - A1_P(\psi - \psi_0)] - F_{yP_{eff}}(A1_P - A2_P\delta_{P0} - A2_P\psi_0) \end{aligned} \quad (B. 32)$$

- Equilibrio traslazionale lungo le coordinate Y del sistema di riferimento assoluto

$$\begin{aligned} m\ddot{Y}_g = & \frac{C_A}{R}[A1_A + A2_A(\delta_A - \delta_{A0}) + A2_A(\psi - \psi_0)] + \dots \\ & \dots + F_{yA_{eff}}(A2_A + A1_A\delta_{A0} + A1_A\psi_0) + \frac{C_P}{R}[A1_P + A2_P(\delta_P - \delta_{P0}) + \dots \\ & \dots + A2_P(\psi - \psi_0) + F_{yP_{eff}}(A2_P + A1_P\delta_{P0} + A1_P\psi_0) \end{aligned} \quad (B. 33)$$

- Equilibrio di rotazionale all'imbardata

$$\begin{aligned} J_z\ddot{\psi} = & \frac{C_A}{R}[\sin(\delta_{A0}) + \cos(\delta_{A0})(\delta_A - \delta_{A0})]a + \dots \\ & \dots F_{yA_{eff}}[\cos(\delta_{A0}) + \sin(\delta_{A0})(\delta_{A0})]a - \frac{C_P}{R}[\sin(\delta_{P0}) + \dots \\ & \dots + \cos(\delta_{P0})(\delta_P - \delta_{P0})]b - F_{yP_{eff}}[\cos(\delta_{P0}) + \sin(\delta_{P0})(\delta_{P0})]b \end{aligned} \quad (B. 34)$$

in cui i valori di  $\delta_A$ , e del conseguente  $\delta_P$ , vengono ricavati dalla legge di controllo adottata

## Appendice C

### Equazioni della dinamica dell'interazione motrice più rimorchio

Nel capitolo 4.1.1 si sono discusse le modalità di distribuzione dei carichi sugli assi del trattore, al fine di garantire la assicurare la generazione di forze al suolo capaci di muovere e guidare la motrice. Tale studio è stato condotto considerando la possibilità da parte del trattore di dover trainare un macchina operatrice, quale l'atomizzatore. Si è giunti in fine a definire i valori massimi di trasportabilità per un veicolo di massa 1500kg con baricentro posto a 0.6m di distanza dall'asse anteriore e con una zavorra di 25kg applicata oltre tale asse rispetto al senso di marcia. I valori sono riportati in tabella:

$F_{rimo}$	2921 N
$m_r$	1800 kg

**Tabella 4.4. Per come sono stati distribuiti i carichi lungo l'asse longitudinale del veicolo, quelli riportati in figura sono il massimo carico verticale agente sul timone e la massima massa trainabile.**

Il rimorchio, con la sua massa e le sue ruote, interagisce attraverso il timone con la motrice e ne può modificare la dinamica. È dunque importante ricavare nuovamente le equazioni di moto. Si consideri a tal proposito la figura 4.33:

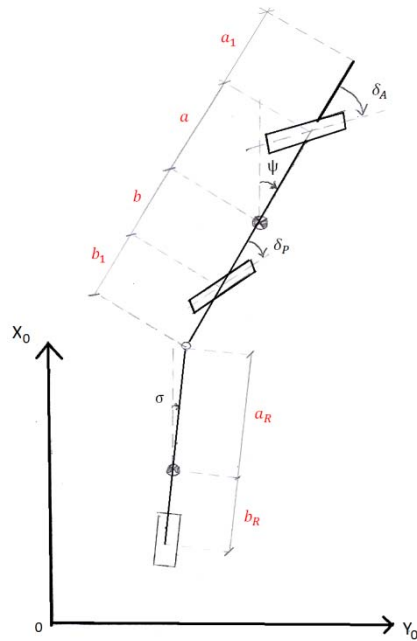


Figura 4.33. Modello monotraccia motrice + rimorchio: parametri dimensionali.

Il perno di collegamento dei due corpi è stato considerato una cerniera. Nella figura 4.34, si sono messe in evidenza le forze che agiscono sui due corpi. Si osservi che in corrispondenza della cerniera sono state riportate le 4 forze di reazione, due agenti sulla motrice e due sull'atomizzatore.

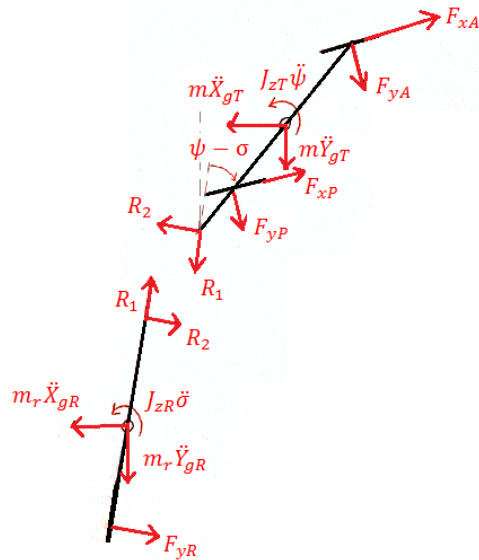


Figura 4.34. Forze agenti sulla trattore (T) e sul rimorchio (R).

Si definiscono i seguenti parametri:

- $m$  e  $m_R$  : rispettivamente la massa del trattore e del rimorchio;
- $\ddot{X}_g$  e  $\ddot{Y}_g$  : definiscono le accelerazioni del baricentro rispetto al sistema di riferimento assoluto;
- $J_z$  : inerzia di rotazione;
- $\psi$  : angolo descrittore dell'imbardata del trattore nel sistema di riferimento assoluto;
- $\sigma$  : imbardata del rimorchio rispetto l'asse assoluto X;
- $F_x$  e  $F_y$  : forze longitudinali e trasversali nate dall'interazione pneumatico terreno incoerente. A seconda del pedice esse possono riferirsi all'asse anteriore (A), posteriore (P) o al rimorchio (R);
- $R_1$  e  $R_2$  : forze che si scambiano i due corpi attraverso la cerniera (timone);
- Pedici A, P, R e T: rispettivamente fanno riferimento all'asse anteriore, posteriore, R definisce che si sta analizzando il rimorchio e T si riferisce al trattore.

Si consideri il sistema di riferimento assoluto  $X_0 - 0 - Y_0$ . Analizzando singolarmente prima la trattrice e poi l'atomizzatore, si ricavano le equazioni dell'equilibrio alla traslazione lungo l'asse X, Y e la rotazione all'imbardata.

### Motrice

$$m\ddot{X}_{gT} - F_{xA} \cos(\delta_A + \psi) + F_{yA} \sin(\delta_A + \psi) - F_{xP} \cos(\delta_P + \psi) + \dots \\ \dots + F_{yP} \sin(\delta_P + \psi) + R_1 \cos \sigma - R_2 \sin \sigma = 0 \quad (C.1)$$

$$m\ddot{Y}_{gT} - F_{xA} \sin(\delta_A + \psi) - F_{yA} \cos(\delta_A + \psi) - F_{xP} \sin(\delta_P + \psi) + \dots \\ \dots + F_{yP} \cos(\delta_P + \psi) + R_1 \sin \sigma + R_2 \cos \sigma = 0 \quad (C.2)$$

$$J_{zT} \ddot{\psi} - F_{xA} \sin \delta_A a - F_{yA} \cos \delta_A a + F_{xP} \sin \delta_P b + F_{yP} \cos \delta_P b + \dots \\ \dots + R_1 \sin(\psi - \sigma)(b + b_1) - R_2 \cos(\psi - \sigma)(b + b_1) = 0 \quad (C.3)$$

**Rimorchio**

$$m_R \ddot{X}_{gR} + F_{yR} \sin\sigma - R_1 \cos\sigma + R_2 \sin\sigma = 0 \quad (C.3)$$

$$m_R \ddot{Y}_{gR} - F_{yR} \cos\sigma - R_1 \sin\sigma - R_2 \cos\sigma = 0 \quad (C.4)$$

$$J_{zR} \ddot{\sigma} + F_{yR} b_R - R_2 a_R = 0 \quad (C.5)$$

Il sistema in analisi, nonostante le 6 equazioni ricavate, presenta solo 4 incognite:

$$\begin{pmatrix} X_{gT} \\ Y_{gT} \\ \psi \\ \sigma \end{pmatrix} \quad (C.6)$$

Rielaborando le equazione della traslazione del rimorchio nel sistema di riferimento considerato si giunge alla dipendenza delle variabili  $R_1$  e  $R_2$  dalle accelerazioni del baricentro del rimorchio:

$$\begin{cases} R_1 = m_R \ddot{Y}_{gR} \sin\sigma + m_R \ddot{X}_{gR} \cos\sigma \\ R_2 = m_R \ddot{Y}_{gR} \cos\sigma - m_R \ddot{X}_{gR} \sin\sigma - F_{yR} \end{cases} \quad (C.7)$$

In riferimento alla figura 4.50, è possibile esprimere le coordinate del baricentro della macchina operatrice in funzione di quelle del trattore:

$$\begin{cases} X_{gR} = X_{gT} - (b + b_1) \cos\psi - a_R \cos\sigma \\ Y_{gR} = Y_{gT} - (b + b_1) \sin\psi - a_R \sin\sigma \end{cases} \quad (C.8)$$

Derivando una volta rispetto al tempo le equazioni trovate:

$$\begin{cases} \dot{X}_{gR} = \dot{X}_{gT} + \dot{\psi}(b + b_1) \sin\psi + a_R \dot{\sigma} \sin\sigma \\ \dot{Y}_{gR} = \dot{Y}_{gT} - \dot{\psi}(b + b_1) \cos\psi - a_R \dot{\sigma} \cos\sigma \end{cases} \quad (C.9)$$

ed infine le accelerazione:

$$\begin{cases} \ddot{X}_{gR} = \ddot{X}_{gT} + \ddot{\psi}(b + b_1) \sin\psi + \dot{\psi}^2(b + b_1) \cos\psi + a_R \ddot{\sigma} \sin\sigma + a_R \dot{\sigma}^2 \cos\sigma \\ \ddot{Y}_{gR} = \ddot{Y}_{gT} - \ddot{\psi}(b + b_1) \cos\psi + \dot{\psi}^2(b + b_1) \sin\psi - a_R \ddot{\sigma} \cos\sigma + a_R \dot{\sigma}^2 \sin\sigma \end{cases} \quad (C.10)$$

In questo modo è possibile esprimere l'andamento delle forze  $R_1$  ed  $R_2$  in funzione della dinamica del trattore  $(X_{gT}, Y_{gT}, \dot{X}_{gT}, \dot{Y}_{gT}, \ddot{X}_{gT}, \ddot{Y}_{gT}, \psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi})$  e dell'imbardata del rimorchio  $(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma})$ .

Il sistema si riduce dunque allo studio di 4 equazioni, le tre del trattore più la rotazione attorno all'asse d'imbardata della seconda macchina. Come si nota per poter proseguire con l'analisi è necessario conoscere sia la distribuzione dei carichi che l'andamento delle forze trasversali  $F_{yR}$ . Il primo dei due punti viene ipotizzato considerando

È necessario effettuare nuovamente l'analisi di stabilità al fine di determinare i guadagni del controllore.

La deriva sull'unico asse del rimorchio vale:

$$\alpha_R = \tan^{-1} \left( - \frac{\dot{Y}_{gR} \cos(\sigma) + \dot{\sigma} b_R - \dot{X}_{gR} \sin(\sigma)}{\dot{X}_{gR} \cos(\sigma) + \dot{Y}_{gR} \sin(\sigma)} \right) \quad (C. 11)$$