

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI

"FEDERICO II"

FACOLTA' DI INGEGNERIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA

TESI DI LAUREA

**VALIDAZIONE NUMERICA DEL COMPORTAMENTO
DINAMICO DI UN BANCO DI LABORATORIO PER IL
*FULL SCALE MOTORCYCLE DYNAMICS TESTING***

Relatori:

PROF. ING. SERGIO della VALLE

PROF. ING. DOMENICO de FALCO

Candidato:

DANIELE DIODATI

Matr. 43/1793

ANNO ACCADEMICO 1999 – 2000

Indice

Introduzione.....	1
1 Elementi di cinematica e dinamica della motocicletta	7
1.1 Cinematica della motocicletta	7
1.1.1 La definizione cinematica del motociclo.....	7
1.1.2 La geometria del motociclo.....	10
1.1.3 L'importanza dell' avancorsa	14
1.2 Il moto rettilineo del motociclo	21
1.2.1 Le forze resistenti agenti sul motociclo.....	21
1.2.2 Forze di resistenza aerodinamiche	22
2 Manovrabilità e maneggevolezza dei motocicli.....	31
2.1 Stabilità direzionale del motociclo.....	31
2.2 Gli effetti giroscopici nella motocicletta.....	38
2.2.1 Effetti giroscopici del moto di imbardata	39
2.2.2 Effetti giroscopici del moto di rollio	44
2.2.3 Effetti giroscopici del moto dello sterzo.....	51
2.3 L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo	54
2.4 L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo ad alte velocità	56
2.5 La manovrabilità e la maneggevolezza	58
2.6 Il pneumatico della motocicletta	61
2.6.1 L'influenza delle interazioni tra pneumatico e strada sulla modellazione del motoveicolo	61
2.6.1.1 Contatto pneumatico-strada: azioni normali e tangenziali	65
3 Definizione delle caratteristiche del banco e motoveicolo testato	75
3.1 Descrizione del banco	75
3.2 Motoveicolo testato	83
4 Generalità sui sistemi multibody.....	87
4.1 Metodi computerizzati per sistemi multibody.....	88
4.2 Concetti base	93
4.2.1 Sistemi multibody e joint	93
4.2.2 Coordinate Dipendenti e Indipendenti.....	96
4.2.3 Formulazione Simbolica e Numerica	98
4.3 Tipologie di problemi.....	100

4.4	Generalità sul codice Adams.....	101
4.4.1	Forze in ADAMS.....	102
4.4.2	Coordinate in Adams	103
5	Descrizione del modello.....	108
5.1	Il telaio	109
5.2	La ruota posteriore	109
5.3	La ruota anteriore	110
5.4	La sospensione posteriore	110
5.5	La sospensione anteriore	115
5.6	Il nastro	117
5.7	I rulli.....	118
5.8	Il sistema di vincolo	118
5.9	La cella di carico	119
5.10	Assemblaggio delle parti e descrizione dei vincoli adottati.....	120
5.11	La parametrizzazione del modello	130
5.11.1	Come si realizza un modello di motocicletta parametrico	130
5.12	Costruzione del modello parametrico di una motocicletta.....	132
5.13	Carichi applicati	135
5.13.1	La forza motrice	136
5.13.2	Forze resistenti	139
5.14	Fase di simulazione.....	141
5.14.1	Tipi di simulazione.....	142
5.14.2	Parametri principali della simulazione	144
6	Simulazioni condotte e risultati ottenuti.....	146
6.1	Risultati per velocità di regime pari a 25 Km / h	149
6.2	Risultati per velocità di regime pari a 40 Km / h	151
6.3	Risultati per velocità di regime pari a 60 Km / h	153
7	Conclusioni.....	155
	Bibliografia.....	156

Introduzione

Lo sviluppo di un banco prova per attività sperimentali, riguardanti il comportamento dinamico del motoveicolo, si inserisce in un più ampio programma di ricerca che ha come obiettivo finale la definizione e messa a punto di dispositivi di controllo che intervengano durante l'evoluzione del sistema dinamico motoveicolo-pilota sia in situazioni di emergenza che allo scopo di ottimizzarne il comportamento rispetto alle caratteristiche di sicurezza ed efficienza oltreché di comfort e affidabilità. In particolare si vogliono mettere a punto, in forma integrata i seguenti dispositivi:

controllo della trazione, di tipo semiattivo, in grado di operare in condizioni di emergenza come durante le manovre di accelerazione e nei cambiamenti improvvisi nelle condizioni di aderenza dei pneumatici.

controllo semiattivo delle sospensioni.

Lo studio è rivolto al comportamento dinamico dei motocicli allo scopo di migliorarne le caratteristiche in termini di sicurezza attiva e comfort. Esso prevede la messa a punto di dispositivi per il controllo attivo o semiattivo del comportamento dinamico dei motocicli sia a regime che nei transitori di accelerazione; per tale motivo sono previste attività sia di tipo teorico che sperimentale.

Lo studio del comportamento dinamico del motociclo, nelle differenti situazioni operative in cui può trovarsi, risulta in gran parte inesplorato nonostante i numerosi studi compiuti a riguardo e i notevoli risultati raggiunti. In seguito si

darà una descrizione degli studi compiuti in questo ambito e dei loro risultati allo stato dell'arte. In particolare, soprattutto nei riguardi della sicurezza attiva, riveste grande importanza il problema della stabilità del moto del sistema motoveicolo - guidatore che è fortemente influenzato dal comportamento del pilota e da quello dai pneumatici nel contatto con la superficie stradale.

Diversi modelli fisici sono stati proposti con l'obiettivo di migliorare, in fase di progetto, soprattutto la sicurezza del motociclo; ciò può essere fatto migliorando le capacità di risposta del sistema agli input di controllo del guidatore, esaminando accuratamente le possibili cause di instabilità oppure proponendo adeguate strategie di controllo dei parametri che compaiono nelle equazioni del moto. Insieme alla modellazione e alla misurazione delle caratteristiche di risposta dei pneumatici, l'interazione fra il pilota e il resto del sistema è il problema principale e di più difficile soluzione durante la fase di costruzione del modello.

Di non minore importanza risulta essere lo studio del comportamento dinamico longitudinale del motociclo, non soltanto per quello che riguarda i problemi specificamente legati alla dinamica longitudinale come la trazione, la frenata, il trasferimento di carico sulle ruote etc., ma soprattutto per l'influenza che questi hanno sulla dinamica laterale, che la rendono quindi fortemente accoppiata a quest'ultima.

In pratica le prove che si condurranno sul motoveicolo fissato al banco sono prove a cinematica imposta cioè ad angoli di deriva e scorrimenti longitudinali imposti. Infatti, l'idea di base è quella di provare l'intero veicolo da fermo, ma con le ruote

in rotazione, su di un banco prova, come si fa normalmente con i singoli pneumatici. L'attrezzatura di sostegno deve quindi imporre al veicolo un certo carico verticale Z opportunamente posizionato (non necessariamente uguale al peso W se si vogliono simulare carichi aerodinamici) e deve impedirne i movimenti longitudinale, laterale e di imbardata. Allo stesso tempo non deve interferire con gli eventuali movimenti di scuotimento, beccheggio e rollio della carrozzeria (massa sospesa).

Per far lavorare ciascuna ruota con un determinato angolo di deriva, la si deve appoggiare su di un nastro mobile che possa essere ruotato rispetto ad un asse verticale. Per simulare condizioni di accelerazione o frenatura, è anche opportuno che i nastri mobili possano contrastare coppie motrici o frenanti agenti sulle ruote, senza variare la loro velocità. Sarà la ruota ad adattare la propria velocità di rotazione in modo da realizzare l'opportuno valore dello scorrimento longitudinale. Per tutti questi motivi si parla, appunto, di prove a cinematica imposta.

Articolazione del programma

Il programma prevede cinque attività principali:

- numerica
- realizzazione grande attrezzatura
- realizzazione dei sistemi di controllo

- sperimentazione
- analisi dei risultati numerici e sperimentali.

La prima di esse, ossia l'analisi numerica consiste nella costruzione e nella ottimizzazione di un modello numerico del sistema banco di prova – motoveicolo, il quale ha in primo luogo l'obiettivo di confrontare il comportamento del motociclo sul banco con quello dello stesso su strada. In questa tesi ci si è occupati della costruzione del modello numerico e della sua ottimizzazione.

Lo studio viene portato avanti, da un punto di vista analitico, attraverso l'utilizzo di specifici software di calcolo, atti alla simulazione di parti meccaniche, avvalendosi di codici multibody. Nel dipartimento si utilizza a tal fine l'ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System).

Questa tesi è mirata all'ottimizzazione del modello numerico attuata utilizzando i risultati ottenuti dalle prime prove sperimentali eseguite in laboratorio. La ricerca svolta è consistita nella modellazione del motoveicolo utilizzato per le prove di laboratorio e del banco di laboratorio, attraverso l'utilizzo di ADAMS, semplificandolo nei suoi elementi fondamentali, al fine di constatare quale fosse il comportamento dinamico del motociclo quando esso è in moto sul banco. E' fondamentale precisare che nell'analisi, non si prevede alcun controllo da parte del pilota, e quindi il sistema motocicletta, non subisce alcuna correzione esterna.

Nel definire le caratteristiche dinamiche di un motociclo si sono usati termini quali manovrabilità, maneggevolezza e stabilità. Con i termini

manovrabilità e maneggevolezza, si indica la capacità che ha il motociclo di compiere manovre complesse, e le difficoltà che il pilota incontra nell'eseguirle. Con il termine *stabilità*, si intende la capacità del veicolo di riportarsi in posizione verticale rispetto al suolo dopo aver subito perturbazioni esterne, generate ad esempio, da asperità del piano stradale o da raffiche di vento. Veicoli manovrabili, maneggevoli e stabili sono più facili da guidare, hanno un comportamento più prevedibile e sono quindi più sicuri [2]. Lo studio della stabilità del motociclo, è quindi di fondamentale importanza.

Dopo l'introduzione il capitolo 1 fornisce delle nozioni generali sulla cinematica e dinamica della motocicletta, introducendo un significativo parametro geometrico del motociclo, quale l'avancorsa. Vengono, quindi, esaminate le forze resistenti agenti sul mezzo.

Nel capitolo 2 si studia la manovrabilità e maneggevolezza del motociclo, descrivendo le coppie giroscopiche che nascono quando a causa di una perturbazione esterna, la moto s'inclina. Si danno, infine, delle nozioni sull'equilibrio del motociclo a basse e ad alte velocità.

Nel capitolo 3 viene fornita una descrizione del banco di laboratorio realizzato presso il D.I.M.E e del tipo di motocicletta utilizzato per le prove sperimentali.

Il capitolo 4 fornisce delle nozioni sui codici multibody in generale, ed in particolare sull'Adams, che è il software utilizzato per la modellazione del motociclo.

Il capitolo 5, quindi, affronta la fase di costruzione del modello spiegando nei dettagli come essa sia avvenuta, descrivendo le varie parti di cui è composto e i vincoli che le uniscono. Si specificano, poi, le varie forze agenti.

Infine, il capitolo 6 tratta dell'ottimizzazione del modello e delle simulazioni condotte al fine di verificarne la rispondenza alle caratteristiche del banco costruito in laboratorio.

1 Elementi di cinematica e dinamica della motocicletta

1.1 Cinematica della motocicletta

Lo studio cinematico della motocicletta è importante soprattutto in relazione ai suoi effetti sul comportamento dinamico del veicolo. Pertanto, in questo capitolo, oltre allo studio cinematico del motociclo, vengono riportati anche alcuni semplici esempi sul comportamento dinamico del veicolo, allo scopo di mostrare come le peculiarità cinematiche influenzino la stabilità direzionale e la maneggevolezza del motociclo.

1.1.1 La definizione cinematica del motociclo

Benché i motocicli siano composti da una gran varietà d'organi meccanici anche complessi, da un punto di vista strettamente cinematico, la motocicletta, considerando rigide le sospensioni, è semplicemente un meccanismo spaziale composto da quattro corpi rigidi:

- **il retrotreno** (il telaio, la sella, il serbatoio ed il gruppo motore-cambio);
- **l'avantreno** (la forcella, il canotto dello sterzo, il manubrio);
- **la ruota anteriore;**
- **la ruota posteriore.**

Questi corpi rigidi sono vincolati tra loro attraverso tre coppie rotoidali (*lo*

sterzo e gli assi delle ruote) e sono collegati al terreno mediante due coppie ruota terreno, come esemplificato nella Fig. 1.1

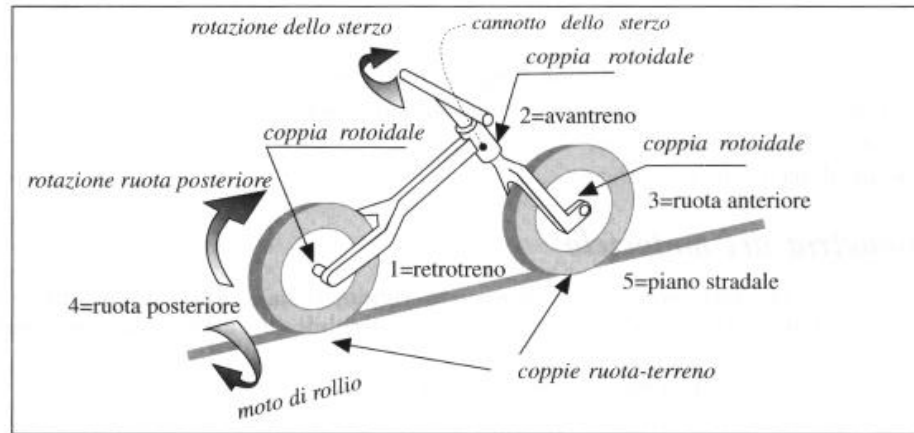


Fig. 1-1. Struttura cinematica della motocicletta.

Ciascuna coppia rotoidale inibisce cinque g.d.l. (*gradi di libertà*) del meccanismo spaziale, mentre ogni coppia ruota-terreno, considerando valida l'ipotesi di moto di puro rotolamento dei pneumatici sul piano stradale, lascia liberi soltanto tre g.d.l.; infatti, è facile constatare che ogni ruota, rispetto al piano stradale fisso, è in grado di ruotare soltanto attorno:

- al punto di contatto, nel piano della ruota (*moto di avanzamento*);
- all'asse di intersezione del piano del motociclo con il piano stradale (*moto di rollio*);
- all'asse passante per il punto di contatto, e per il centro della ruota stessa (*moto di prillamento*).

In conclusione, il numero di g.d.l. del motociclo è pari a tre, dato che ai ventiquattro g.d.l. posseduti dai quattro corpi rigidi nello spazio si devono

sottrarre i quindici g.d.l. inibiti dalle tre coppie rotoidali ed i sei g.d.l. eliminati dai due accoppiamenti ruota-terreno, come riassunto nella Fig. 1.2

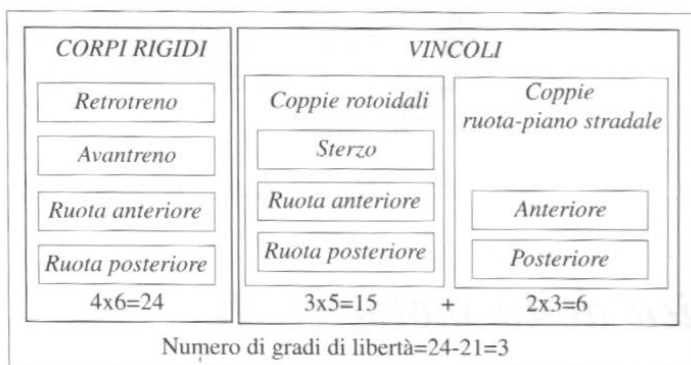


Fig. 1-2. Gradi di libertà della motocicletta.

I tre g.d.l. del motociclo si possono associare ai tre moti principali:

- moto d'avanzamento del veicolo;
- moto di rollio attorno alla retta congiungente i punti di contatto dei pneumatici con il piano stradale
- moto dello sterzo.

Il pilota, durante la guida, utilizza simultaneamente ed in maniera coordinata e personale i tre moti principali: il moto complessivo del motociclo, e la relativa traiettoria percorsa, (*ad esempio in una curva a gomito*), è dunque una combinazione nel tempo dei tre moti associati ai tre gradi di libertà. La manovra effettuata è perciò una, tra le possibili infinite manovre, e caratterizza lo stile di guida del pilota.

Queste considerazioni sono state formulate ipotizzando il moto dei pneumatici senza strisciamento; nella realtà il moto dei pneumatici non è di puro rotolamento in quanto la generazione, sia di forze longitudinali (*di spinta o di*

frenata) sia di forze laterali, richiede strisciamenti relativi rispetto al terreno, rispettivamente in direzione longitudinale e laterale.

Il numero di gradi di libertà quindi diventa pari a sette:

- moto d'avanzamento del veicolo;
- moto di rollio;
- rotazione dello sterzo;
- slittamento della ruota anteriore in direzione longitudinale (*frenata*);
- slittamento della ruota posteriore in direzione longitudinale (*spinta o frenata*);
- slittamento laterale della ruota anteriore;
- slittamento laterale della ruota posteriore.

1.1.2 La geometria del motociclo

Nello studio cinematico si fa riferimento ad un motociclo rigido, ossia senza sospensioni, e con le ruote dotate di pneumatici indeformabili, e schematizzati come dei solidi toroidali a sezione circolare (Fig 1-3).

Il veicolo è descritto dalle seguenti grandezze geometriche:

p il passo;

d l'avanzamento ovvero la distanza tra l'asse dello sterzo ed il centro della ruota anteriore;

ε l'inclinazione dell'asse dello sterzo;

R_r il raggio della ruota posteriore;

R_f il raggio della ruota anteriore;

t_r il raggio del pneumatico posteriore;

t_f il raggio del pneumatico anteriore.

Altre importanti grandezze geometriche sono esprimibili in funzione delle precedenti:

$\rho_r = (R_r - t_r)$ il raggio dell'asse del toro della ruota posteriore;

$\rho_f = (R_f - t_f)$ il raggio dell'asse del toro della ruota anteriore;

$a_n = R_f \sin \varepsilon - d$ l'avancorsa normale;

$a = a_n / \cos \varepsilon = R_f \tan \varepsilon - d / \cos \varepsilon$ l'avancorsa.

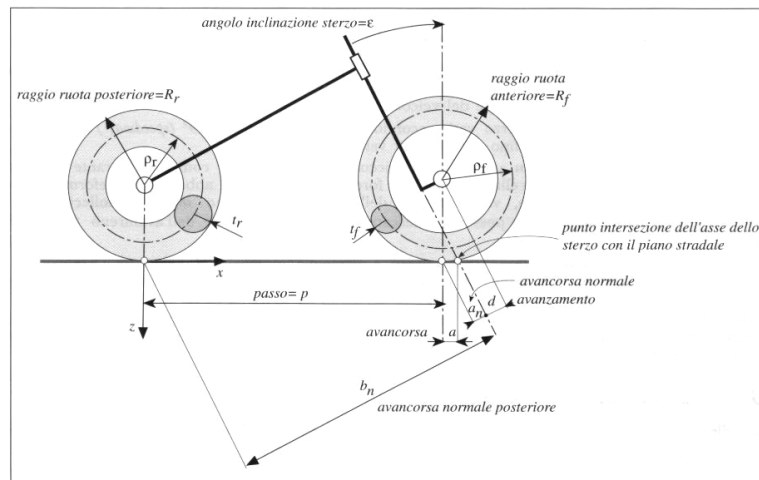


Fig. 1-3. Geometria della motocicletta.

Le grandezze geometriche, a cui si fa usualmente riferimento per caratterizzare il motociclo, sono:

- il passo;
- l'avancorsa;
- l'angolo d'inclinazione dello sterzo.

Esse sono misurate con il veicolo nella posizione verticale e con l'angolo di sterzata nullo.

Il passo è la distanza tra i punti di contatto dei pneumatici con il piano stradale; l'angolo d'inclinazione dello sterzo è l'angolo compreso tra l'asse verticale e l'asse di rotazione dell'avantreno (*asse dello sterzo*); l'avancorsa è la distanza tra il punto di contatto della ruota anteriore con la strada e il punto d'intersezione dell'asse dello sterzo sempre con il piano stradale.

Queste grandezze concorrono a definire la maneggevolezza del veicolo percepita dal pilota; non è però possibile esaminare gli effetti prodotti da una sola grandezza geometrica indipendentemente dalle altre, a causa della loro forte interazione.

Si facciano ora alcune considerazioni sul modo in cui queste grandezze influenzano il comportamento cinematico e dinamico del motociclo.

Il valore del passo varia secondo il tipo di motociclo; si passa da valori di 1200 mm nel caso di piccoli scooter, a 1300 mm per motocicli leggeri (*cilindrata 125 cc.*), a 1350 mm per motocicli di media cilindrata (*250 cc.*) fino a 1600 mm e oltre per veicoli turistici di grossa cilindrata [2],[3].

L'incremento del passo, mantenendo costanti le altre grandezze geometriche, generalmente comporta:

- un aumento sfavorevole della deformabilità flessionale e torsionale del telaio, grandezze molto importanti ai fini della maneggevolezza del motociclo (telai più deformabili rendono il veicolo meno maneggevole);

- un aumento sfavorevole del raggio minimo di curvatura in quanto risulta più difficile effettuare delle curve che hanno piccoli raggi di curvatura;
- un aumento sfavorevole della coppia di sterzo necessaria per inserire il veicolo in curva;
- una diminuzione favorevole del trasferimento del carico tra le due ruote, durante le fasi d'accelerazione e frenata, con la conseguente diminuzione del moto di beccheggio: risulta infatti più difficile il rovesciamento in avanti o l'impennamento del motociclo;
- una diminuzione favorevole del movimento di beccheggio generato dal superamento d'eventuali asperità del piano stradale;
- un aumento favorevole della stabilità direzionale del veicolo.

L'avancorsa e l'angolo d'inclinazione dello sterzo sono particolarmente importanti, in quanto definiscono le caratteristiche geometriche dello sterzo, e quindi concorrono a definire le proprietà di maneggevolezza e di stabilità direzionale del veicolo.

L'angolo d'inclinazione dello sterzo varia secondo il tipo di veicolo da 19° (speedway, ossia competizioni in piste ovali con fondo stradale terroso.) a $21-24^\circ$, per veicoli da competizione o sportivi, fino a $27-33^\circ$ per veicoli turistici [2],[3].

Da un punto di vista strutturale un angolo molto piccolo, al limite nullo, comporta durante la frenata notevoli sollecitazioni della forcella. Poiché la forcella anteriore è abbastanza deformabile sia flessionalmente sia torsionalmente,

valori piccoli dell'angolo comportano maggiori sollecitazioni, e quindi maggiori deformazioni, che possono innescare vibrazioni pericolose dell'avantreno, tipo wobble e chatter, laddove il primo è un'oscillazione dell'avantreno attorno all'asse dello sterzo, mentre il secondo è un'oscillazione intermittente della forcella anteriore.

Il valore dell'angolo d'inclinazione dello sterzo è strettamente legato al valore dell'avancorsa. In genere per avere una buona sensazione di guidabilità del veicolo, l'aumento dell'angolo d'inclinazione dello sterzo comporta la necessità di un corrispondente aumento dell'avancorsa.

Il valore dell'avancorsa dipende dal tipo di veicolo e anche dal suo passo. Si passa da valori di 75-90 mm nei veicoli da competizione, a valori di 90-100 mm nei veicoli turistici e sportivi, fino a valori di 120 mm e oltre in veicoli puramente turistici.

1.1.3 L'importanza dell'avancorsa

Una delle peculiarità della motocicletta è lo sterzo, che ha essenzialmente il compito di produrre una variazione della forza laterale necessaria, ad esempio, ad ottenere il cambiamento di direzione del veicolo o a garantirne l'equilibrio. Sotto questo punto di vista, lo sterzo potrebbe essere sostituito da due mini razzetti posti in corrispondenza della ruota anteriore, che, opportunamente azionati, potrebbero, anche se con notevoli e forse insormontabili difficoltà per il pilota, generare delle

spinte laterali, ossia svolgere la stessa funzione dello sterzo.

Da un punto di vista geometrico, lo sterzo è descritto da tre parametri;

- l'angolo d'inclinazione dell'asse dello sterzo ϵ ;
- l'avanzamento d ;
- il raggio della ruota R_f ;

Queste grandezze permettono di calcolare il valore dell'avancorsa normale a_n , che è la distanza tra il punto di contatto e l'asse dello sterzo del veicolo: essa è considerata positiva quando il punto di contatto della ruota anteriore col piano stradale, è più arretrato rispetto al punto d'intersezione dell'asse dello sterzo con il piano stradale stesso, come rappresentato nella Fig. 1-3. Come precedentemente visto, l'avancorsa misurata sul piano stradale è legata all'avancorsa normale dalla relazione;

$$a = a_n / \cos \epsilon$$

Il valore dell'avancorsa è molto importante per la stabilità del veicolo, in modo particolare nel moto rettilineo.

Per approfondire questo concetto, si consideri un motoveicolo che avanza con moto rettilineo, a velocità costante V , e si supponga che una perturbazione esterna, ad esempio un'irregolarità del piano stradale oppure un colpo di vento laterale, provochi una leggera rotazione dello sterzo verso sinistra. Si prescinda per ora dal fatto che il veicolo cominci a curvare verso sinistra e che, a causa della

forza centrifuga, inizi contemporaneamente ad inclinarsi verso destra; si concentri invece l'attenzione sulla forza laterale d'attrito F , generata dal contatto del pneumatico con il terreno.

In sostanza, si supponga che il retrotreno avanzi con velocità costante V , e che anche il punto di contatto della ruota anteriore abbia velocità nella direzione del moto pari a V . Il vettore può essere scomposto in due componenti ortogonali:

- la componente $\omega_f R_f$, che rappresenta la velocità dovuta al moto di rotolamento: essa giace nel piano della ruota (*ruotato verso sinistra di un angolo dipendente dall'angolo della sterzata*);
- la componente $V_{strisciamento}$, che rappresenta invece la velocità di strisciamento del punto di contatto rispetto al piano stradale.

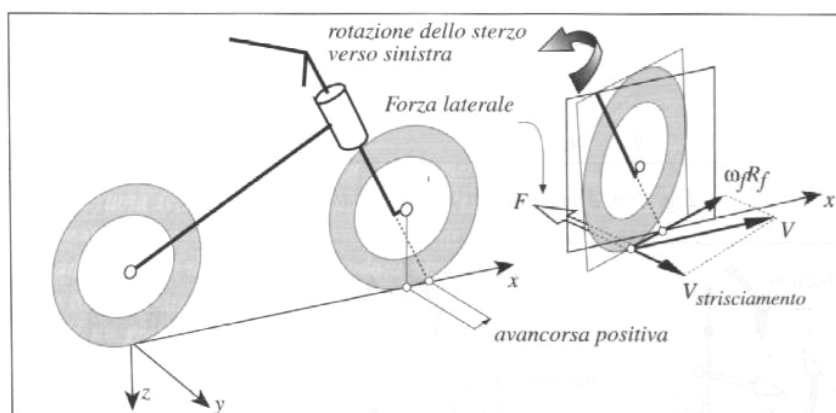


Fig. 1-4. Effetto stabilizzante dell'avancorsa positiva nella marcia rettilinea.

Sul pneumatico agisce quindi una forza d'attrito F , che ha la medesima direzione della velocità di strisciamento, ma verso opposto, come illustrato nella Fig. 1-4. Poiché l'avancorsa è positiva, la forza d'attrito F genera un momento che

tende a riportare lo sterzo nella posizione d'equilibrio. La coppia raddrizzante è proporzionale al valore dell'avancorsa normale.

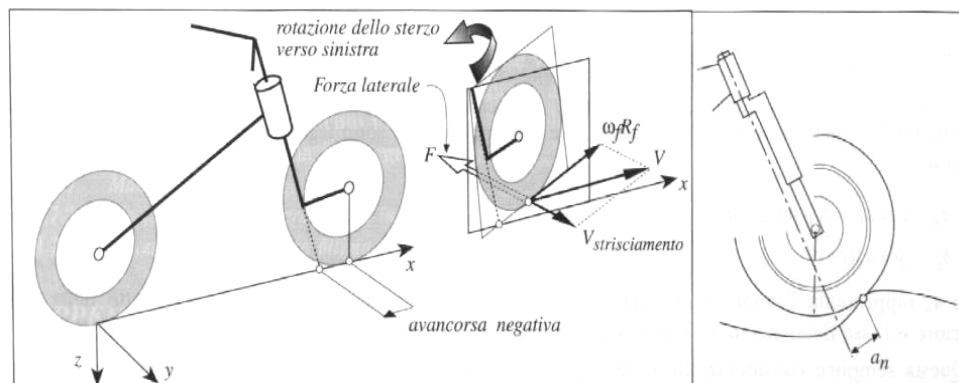


Fig. 1-5. Effetto destabilizzante dell'avancorsa negativa nella marcia rettilinea.

Se il valore dell'avancorsa fosse negativo (*punto di contatto tra ruota e terreno posto più avanti del punto d'intersezione dell'asse dello sterzo con il piano stradale*), la forza d'attrito F , sempre opposta alla velocità di strisciamento, genererebbe una coppia attorno all'asse dello sterzo, che tenderebbe ad aumentarne la rotazione verso sinistra. Nella Fig. 1-5 si può osservare come la forza d'attrito F amplificherebbe l'effetto perturbativo, compromettendo gravemente l'equilibrio del motociclo. E' da rimarcare che l'avancorsa può diventare negativa a causa del profilo stradale, ad esempio quando la ruota supera un gradino o un dosso.

Valori piccoli dell'avancorsa, generano piccoli momenti di richiamo della forza d'attrito laterale, la manovra di sterzata è percepita leggera, ma lo sterzo risulta sensibile alle irregolarità stradali.

Valori elevati dell'avancorsa (*ottenuti con grandi valori dell'angolo*

d'inclinazione dello sterzo, come rappresentato nella Fig. 1.6), aumentano la stabilità del moto rettilineo del veicolo, ma hanno come conseguenza negativa quella di peggiorarne drasticamente le caratteristiche di manovrabilità e di maneggevolezza. Si pensi ad esempio ai motocicli di tipo "chopper", alla cui diffusione ha molto contribuito il noto film "Easy Rider": essi presentano valori dell'angolo di inclinazione dello sterzo fino a 40 gradi, risultando quindi più adatti alle diritte "highways" americane piuttosto che agli stretti tornanti delle nostre strade dolomitiche.

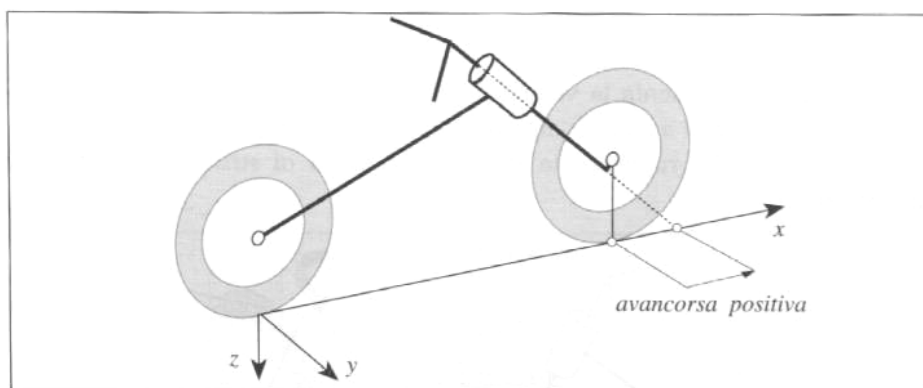


Fig. 1-6. Motociclo con valore elevato dell'avancorsa.

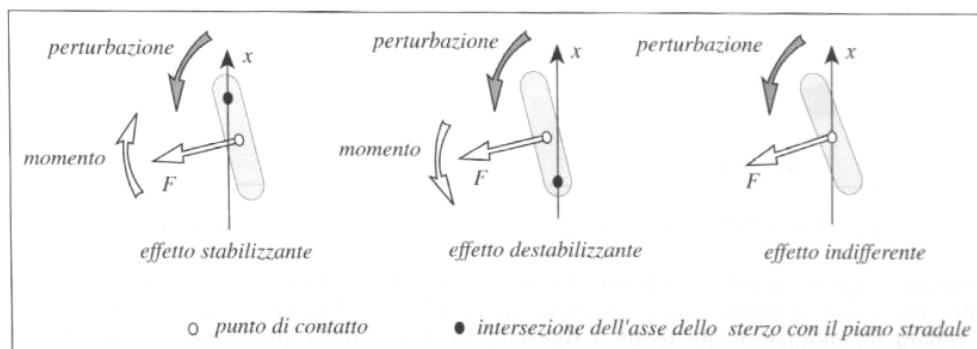


Fig. 1-7. Riepilogo dell'effetto dell'avancorsa sulla marcia rettilinea.

Durante il moto in curva la tenuta di strada è garantita dalle forze laterali d'attrito, che agiscono normalmente alla retta intersezione dei piani delle ruote con il piano stradale stesso.

Le forze laterali, anteriore e posteriore, esplicano dei momenti attorno all'asse dello sterzo, proporzionali rispettivamente alle distanze a_n e b_n ; distanze che sono legate al passo e all'avancorsa dalle relazioni:

$$a_n = a \cos \varepsilon = R_f \sin \varepsilon - d$$

$$b_n = (p+a) \cos \varepsilon$$

dove a_n rappresenta l'avancorsa normale anteriore, ossia la distanza tra il punto di contatto della ruota anteriore e l'asse dello sterzo, e b_n può essere pensata come l'avancorsa normale della ruota posteriore.

Questa semplice considerazione fa capire come il passo e l'avancorsa siano intimamente legati tra loro, e vanno quindi considerati assieme. Non è quindi del tutto corretto definire un'avancorsa piccola o grande, se non è riferita al valore del passo del veicolo. Come parametro di confronto, potrebbe essere assunto il rapporto tra l'avancorsa normale anteriore e quella posteriore:

$$R_n = a_n / b_n$$

L'avancorsa normale anteriore risulta pari a circa il 4-8%, rispetto al valore

dell'avancorsa posteriore. I veicoli da competizione hanno un valore del rapporto all'incirca pari al 6%; i veicoli sportivi e supersportivi hanno valori dal 6 al 6.5%; i veicoli da turismo, più o meno sportivi, presentano valori variabili dal 6 al 8%.

I veicoli tipo "cruiser" (*veicoli pesanti e non molto veloci*) sono caratterizzati da rapporti pari al 5-6%; hanno quindi avancorse modeste rispetto al passo. Questo probabilmente è dovuto alla necessità di rendere i veicoli maneggevoli alle basse velocità; poiché il carico sulle ruote anteriori risulta elevato a causa del peso del veicolo, la scelta di un'avancorsa piccola, diminuisce il valore della coppia che il pilota deve applicare al manubrio per eseguire una determinata manovra. E' da osservare inoltre che normalmente questi veicoli vengono impiegati a velocità non molto elevate e quindi non necessitano di lunghe avancorse, le quali, come già detto, garantiscono un'elevata stabilità direzionale alle alte velocità.

Il rapporto risulta piccolo anche per gli scooter, poiché il campo d'impiego è alle basse velocità, e pertanto è privilegiata la maneggevolezza sulla stabilità direzionale.

A rigore, il rapporto dovrebbe tenere conto della ripartizione del carico sulle ruote: un veicolo che ha un elevato carico sulla ruota anteriore necessita di un'avancorsa di lunghezza minore.

Infatti carichi maggiori sulla ruota anteriore generano forze d'attrito laterali maggiori, a parità di strisciamento laterale della ruota; pertanto per avere la stessa coppia di richiamo che agisce attorno all'asse dello sterzo è sufficiente una minore

avancorsa.

Il rapporto corretto, in base alla ripartizione del carico, è espresso dalla

$$R_n = \frac{a_n}{b_n} * \frac{N_{anteriore}}{N_{posteriore}}$$

relazione:

1.2 Il moto rettilineo del motociclo

Il comportamento del motociclo, nel moto rettilineo, dipende dalle forze longitudinali scambiate tra pneumatici e strada, dalle forze aerodinamiche che nascono durante il moto, e dalla pendenza del piano stradale. Lo studio del moto in rettilineo mette in luce alcuni aspetti, importanti anche ai fini della sicurezza, quali il comportamento in frenata, con il possibile rovesciamento in avanti, e il comportamento in accelerazione, con il possibile impennamento del motociclo.

1.2.1 Le forze resistenti agenti sul motociclo

Durante il moto stazionario la forza di spinta prodotta dal motore viene equilibrata dalle seguenti forze che si oppongono all'avanzamento e che dipendono essenzialmente da tre fenomeni (Fig. 1.8):

- la resistenza al rotolamento dei pneumatici;
- la resistenza aerodinamica all'avanzamento;
- la componente della forza peso dovuta alla pendenza del piano stradale.

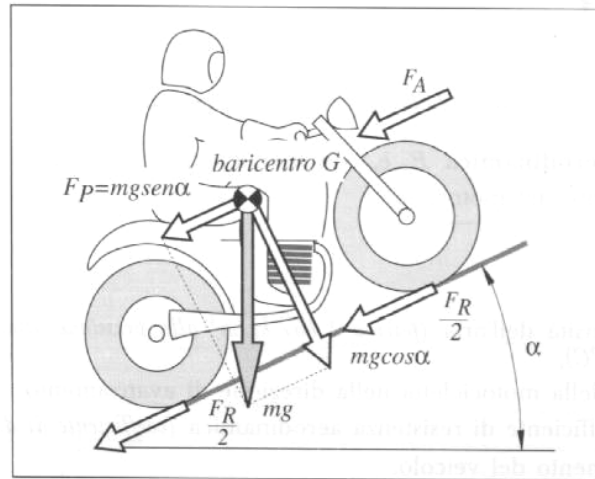


Fig. 1.8 Forze resistenti agenti sul motociclo.

La resistenza al rotolamento dei pneumatici F_R è, in prima approssimazione, pari al 20% circa della forza peso.

1.2.2 Forze di resistenza aerodinamiche

Le azioni aerodinamiche che agiscono sul motociclo sono riducibili a tre forze, che si suppongono applicate nel baricentro, e a tre coppie agenti attorno agli assi baricentrici x , y , z , come rappresentato nella Fig. 1.9

- la forza di resistenza aerodinamica, opposta al moto d'avanzamento del motociclo (*forza di drag*, laddove, in inglese drag vuol dire “resistenza aerodinamica”);
- la forza di portanza, che tende a sollevare il motociclo (*forza di lift*, dall’inglese lift vuol dire “portanza”);
- la forza laterale o di devianza che spinge lateralmente il veicolo;

- il momento di beccheggio;
- il momento d'imbardata;
- il momento di rollio.

Le componenti più importanti sono le forze di resistenza e di portanza. La forza di resistenza e di portanza sono nella realtà applicate in un punto, detto centro delle pressioni, non coincidente con il baricentro e posto generalmente sopra il baricentro. La risultante delle due forze aerodinamiche genera quindi un momento di beccheggio attorno all'asse y baricentrico.

La forza di resistenza aerodinamica influenza sia la velocità massima raggiungibile, sia le prestazioni in accelerazione.

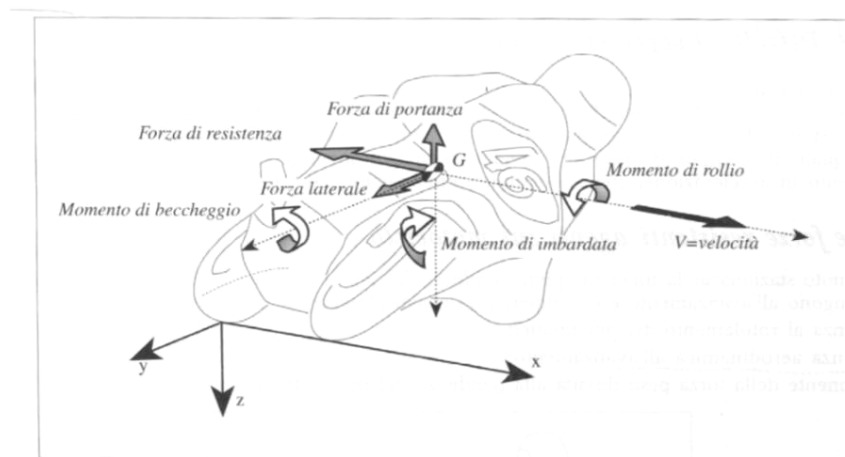


fig 1.9 Forze e momenti aerodinamici.

La **forza di resistenza aerodinamica** F_A è, con buona approssimazione, proporzionale al quadrato della velocità V d'avanzamento del motociclo:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho C_D A V^2$$

dove :

ρ rappresenta la densità dell'aria (pari a 1.167 kg/m^3 alla pressione atmosferica di 987 mbar ed alla temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$);

A è l'area della sezione della motocicletta nella direzione di avanzamento;

C_D rappresenta il coefficiente di resistenza aerodinamica (*coefficiente di drag*);

V è la velocità d'avanzamento del veicolo.

Il valore del coefficiente C_D è fortemente influenzato dalla forma della motocicletta, in particolare dalla presenza o meno del cupolino e della carenatura. Come principio generale, si può affermare che la formazione di scie vorticose, ed i distacchi di vena dalla superficie delle carenature, provocano un notevole incremento della resistenza aerodinamica.

L'interazione del motociclo con l'aria genera anche una forza di portanza F_L , proporzionale al quadrato della velocità, che riduce il carico sia sulla ruota anteriore, sia su quella posteriore:

$$F_L = 1/2 \rho C_L A V^2$$

dove C_L rappresenta il coefficiente di portanza (*coefficiente di lift*).

La portanza del motociclo è dannosa, poiché riduce il carico sulle ruote e quindi l'aderenza dei pneumatici, in particolare del pneumatico anteriore, in quanto il centro delle pressioni, in genere, è avanzato rispetto al baricentro. Le forme usuali del motociclo e delle carenature generano valori di portanza positivi (*forza di portanza verso l'alto*) mentre per avere un maggiore carico sulle ruote,

(come avviene nelle automobili da competizione) sarebbe necessario applicare degli alettoni nella parte anteriore del veicolo. Le moderne carenature sono studiate in modo tale da ridurre al minimo la forza di portanza.

Le caratteristiche aerodinamiche delle motociclette vengono espresse dal prodotto $C_D A$ (coefficiente di resistenza all'avanzamento per l'area frontale) e dal prodotto $C_L A$ (coefficiente di portanza per l'area frontale).

Il valore del prodotto $C_D A$ può variare da 0.18 m^2 per motocicli da record completamente carenati, a 0.7 m^2 per motocicli privi di carenatura e con pilota in posizione eretta.

Un valore tipico per i motocicli sportivi tipo "superbike", è pari a $0.30-0.35 \text{ m}^2$, mentre i veicoli da Gran Premio arrivano a 0.22 m^2 , ed anche a valori inferiori. I motocicli di tipo turistico e/o sportivo dotati di cupolino o di una piccola carenatura, hanno valori attorno a $0.4-0.5 \text{ m}^2$, [2].

Il passaggio dalla posizione eretta alla posizione prona, provoca una riduzione del valore del prodotto $C_D A$, variabile dal 5 al 20%, in relazione al tipo di veicolo e alla corporatura del pilota.

La resistenza all'avanzamento viene influenzata in maniera diversa dai vari componenti presenti nel motociclo e, ad esempio, l'effetto di alcuni componenti sul prodotto $C_D A$ è il seguente:

- il cupolino produce un miglioramento variabile da 0.02 a 0.08 m^2 ,
- la carenatura migliora di una quantità pari a circa 0.15 m^2 ;
- gli specchietti laterali peggiorano il prodotto da 0.012 a 0.025 m^2 ;

- gli indicatori di direzione peggiorano di una quantità pari a circa 0.01 m^2 ;
- la presenza del codino migliora di un fattore 0.015 m^2
- bauletti laterali, se opportunamente progettati, comportano un miglioramento (0.02 m^2);
- lo spoiler inferiore migliora di un fattore variabile da 0.01 a 0.02 m^2 , [2].

L'area frontale A è diversa a seconda del tipo di motociclo, ed è fortemente influenzata dalla corporatura del pilota e dalla posizione assunta durante la guida. Si possono assumere valori di riferimento pari a $0.6-0.9 \text{ m}^2$ per motociclette "turistiche" di grossa cilindrata, valori attorno a $0.4-0.6 \text{ m}^2$ per moto sportive, valori leggermente inferiori e attorno a, $0.4-0.5 \text{ m}^2$ per motociclette da Gran Premio, mentre motociclette di piccola cilindrata (125cc.) da Gran Premio, arrivano anche a valori attorno a 0.325 m^2 .

La conoscenza dell'area frontale, noto il valore di $C_D A$, consente di valutare il valore del coefficiente di resistenza C_D ; valore usuali sono dell'ordine di $0.4-0.5$.

Il valore del prodotto $C_L A$ del coefficiente di portanza per l'area della sezione, è dell'ordine di $0.06-0.12 \text{ m}^2$, [2].

Anche il momento di beccheggio è dannoso, in quanto provoca una diminuzione del carico sulla ruota anteriore, e un suo aumento sulla ruota posteriore, variazioni queste che possono modificare in maniera significativa il comportamento dinamico del motociclo.

Sia la forza aerodinamica laterale, sia i momenti di rollio e di imbardata, risultano nulli se il piano $x-z$ del motociclo comprensivo del pilota risulta essere il

piano di simmetria, e se la velocità di avanzamento del veicolo giace in detto piano, come si verifica nel moto rettilineo in assenza di vento laterale. Essi risultano invece diversi da zero, se il pilota si sposta dalla posizione simmetrica, o se si trova in presenza di vento laterale, o se gli angoli di deriva dei pneumatici sono diversi da zero.

In particolare, lo spostamento del pilota verso l'interno della curva con il contemporaneo spostamento del ginocchio, genera un momento aerodinamico di imbardata che facilita l'inserimento in curva del veicolo. Quando il motociclo percorre la curva anche la forza laterale risulta diversa da zero.

Poiché la potenza dissipata dalle forze aerodinamiche dipende dalla velocità elevata alla terza potenza, il raggiungimento di velocità elevate richiede potenze molto elevate.

La Fig. 1.10 riporta l'andamento della forza resistente al variare della velocità e dell'area di drag.

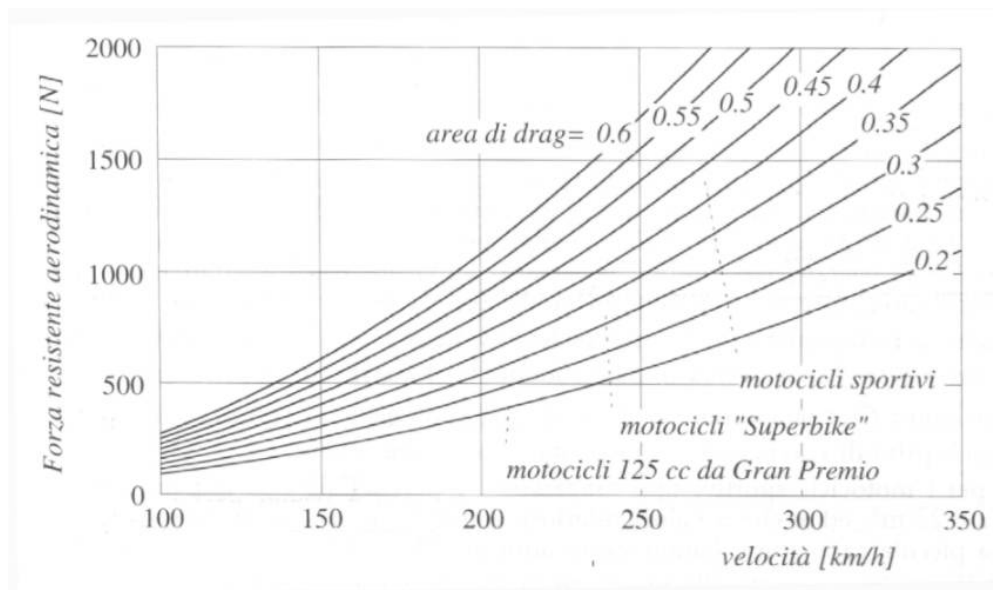


Fig. 1.10. Forza aerodinamica resistente al variare della velocità.

Le forze e i momenti aerodinamici vengono misurati nella galleria del vento, montando il motociclo su un'apposita bilancia dinamometrica; le prove in galleria permettono di evidenziare le linee di corrente attorno al motociclo e la presenza d'eventuali vortici. La visualizzazione delle linee di corrente viene effettuata mediante del fumo come mostrato a titolo di esempio nella Fig. 1.11



Fig 1.11. Linee di corrente attorno al cupolino ed al pilota (Galleria del vento dell'Università di Perugia)

Se non si dispone di una galleria del vento, si può determinare l'area di drag $C_D A$ nei seguenti modi:

- si spinge il veicolo alla velocità massima su una strada rettilinea e si rileva, oltre alla velocità massima anche il numero di giri. Dalla caratteristica del motore, si determina la potenza corrispondente al numero di giri rilevato. Il prodotto del coefficiente di drag per l'area frontale risulta:

$$C_D \cdot A = \frac{2}{\rho \cdot V^3} \cdot P$$

trascurando la resistenza al rotolamento. La non esatta determinazione della velocità massima, e la non esatta corrispondenza della potenza reale con il valore della potenza determinata dal diagramma potenza-numero di giri, possono introdurre errori non trascurabili.

- si spinge il veicolo in piano ad una velocità sostenuta e poi si mette in folle, e

$$C_D \cdot A = 2 \frac{1}{\rho \cdot \Delta t} m \left(\frac{1}{V_{finale}} - \frac{1}{V_{iniziale}} \right)$$

si misura il tempo impiegato dal motociclo per rallentare dalla velocità iniziale, ad una velocità inferiore:

Vi può essere una certa difficoltà operativa nella ricerca del folle del cambio ad una velocità sostenuta; la massa m dovrebbe, a rigore, tenere conto anche delle inerzie degli organi in rotazione.

2 Manovrabilità e maneggevolezza dei motocicli

Nel definire le caratteristiche dinamiche di un motociclo si usano termini quali manovrabilità, maneggevolezza e stabilità. Con i termini manovrabilità e maneggevolezza si indica la capacità che ha il motociclo di compiere manovre complesse e la difficoltà che il pilota incontra nell'eseguirle. Con il termine stabilità si intende invece la capacità del veicolo di mantenere l'equilibrio del moto a seguito di perturbazioni esterne, generate ad esempio da asperità del piano stradale o da raffiche di vento.

2.1 Stabilità direzionale del motociclo

Un motociclo in movimento necessita di un controllo continuo da parte del pilota: tale controllo agisce sia sull'equilibrio del motociclo che sulla direzione di avanzamento.

Nel moto rettilineo, il veicolo viene definito "direzionalmente stabile" se l'azione di controllo risulta facile ovvero se il veicolo tende naturalmente a mantenere l'equilibrio ed a percorrere una traiettoria rettilinea.

La stabilità direzionale, come si può intuire, rende però il veicolo poco manovrabile, ossia difficile da inserire in curva e da controllare in percorsi tortuosi.

Si formulano ora alcune considerazioni sulla stabilità direzionale dei motocicli, essa dipende da numerosi fattori quali:

- dalle caratteristiche inerziali del veicolo;

- dalla velocità di avanzamento;
- dalle caratteristiche geometriche dello sterzo (*che concorrono a definire l'effetto raddrizzante dell'avancorsa*);
- dagli effetti giroscopici,
- dalle caratteristiche dei pneumatici.

E' evidente che, quanto maggiore è la quantità di moto del veicolo (mV), tanto minore sarà la deviazione dalla traiettoria rettilinea causata da perturbazioni esterne. Si consideri, ad esempio, una raffica di vento (Fig. 2.1).

Si suppone che la pressione aerodinamica, generata dalla raffica di vento, agisca sul motociclo per un intervallo di tempo piccolo Δt , al limite infinitesimo; la perturbazione causa una deviazione angolare del motociclo dalla traiettoria

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\Delta V}{V} = \operatorname{arctg} \frac{F\Delta t}{mV}$$

rettilinea pari a:

L'angolo di deviazione è inversamente proporzionale alla massa del veicolo, alla sua velocità di avanzamento ed è direttamente proporzionale alla forza aerodinamica laterale.

Anche il passo del motociclo riveste una certa importanza nel definire la stabilità direzionale. La Fig. 2.2 schematizza il diverso comportamento di un veicolo a passo corto, e di un veicolo a passo lungo. Ipotizzando che una

perturbazione causi uno spostamento della ruota anteriore, l'angolo di deviazione dalla traiettoria rettilinea risulta inversamente proporzionale al passo del veicolo.

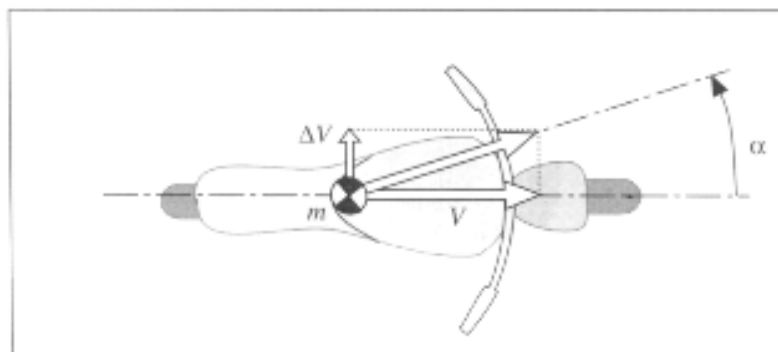


Fig. 2.1. Comportamento direzionale del veicolo investito da una raffica di vento.

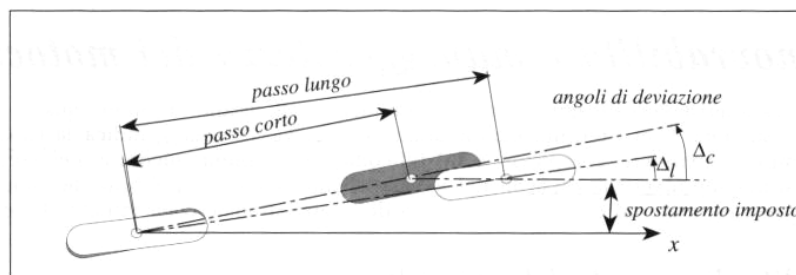


Fig.2.2. Comportamento direzionale del veicolo al variare del passo.

Per quanto concerne l'effetto della geometria del veicolo, abbiamo già osservato che il momento, esercitato dalle forze reattive sul pneumatico anteriore, ha un effetto raddrizzante, che cresce all'aumentare della velocità di avanzamento e del valore dell'avancorsa.

Si analizzi ora l'effetto raddrizzante con un modello semplificato: si consideri un motociclo in rettilineo, che viaggia a velocità costante. Si supponga che, a causa di una perturbazione esterna, l'avantreno subisca una rotazione verso

destra, e che quindi il motociclo incominci a percorrere una traiettoria curva a destra di ampio raggio; si suppone inoltre che, in tale situazione, l'angolo di rollio risulti trascurabile.

Si valutino, con queste ipotesi semplificative, le forze reattive agenti sulla ruota anteriore e il momento esercitato attorno all'asse dello sterzo.

Sul veicolo nel suo complesso agiscono le seguenti forze:

- la forza motrice di spinta S , applicata nel punto di contatto della ruota posteriore con il terreno;
- la forza resistente aerodinamica F_A , che supponiamo applicata nel baricentro;
- la forza resistente al rotolamento F_{RF} agente nel punto di contatto della ruota anteriore con il terreno.

Le equazioni di equilibrio delle forze verticali e dei momenti, rispetto all'asse y (Fig. 2-3):

$$mg - N_r - N_f = 0$$

$$N_f p + F_A h - mg b = 0$$

forniscono le espressioni delle forze reattive verticali, che il terreno esercita

$$N_f = mg \frac{b}{p} - F_A \frac{h}{p}$$

sulle ruote:

$$N_r = mg \frac{(p-b)}{p} + F_A \frac{h}{p}$$

L'equilibrio delle forze nella direzione y, ortogonale al piano del motociclo, e l'equilibrio dei momenti, rispetto ad un asse verticale, passante per il punto di contatto della ruota anteriore:

$$F_r + F_f \cos \Delta - F_{Rf} \sin \Delta - F_c \cos \gamma = 0$$

$$F_r p - (p-b) F_c \cos \gamma = 0$$

consentono di calcolare la forza reattiva laterale, che agisce sulla ruota anteriore:

$$F_f = \frac{mb\dot{\psi}^2}{\sin \Delta} + fN_f \operatorname{tg} \Delta$$

Nelle equazioni precedenti con:

$$F_{Rf} = f N_f$$

è stata indicata la forza resistente al rotolamento F_{Rf} e con:

$$F_c = mR\dot{\psi}^2 = m \frac{V^2}{R}$$

la forza centrifuga.

La terza equazione di equilibrio delle forze orizzontali, lungo la direzione di avanzamento x:

$$S + F_c \sin \alpha - F_A + F_f \sin \Delta - F_{Rf} \cos \Delta = 0$$

consente, infine, di determinare il valore della forza di spinta necessaria a produrre l'avanzamento del veicolo in curva a velocità costante.

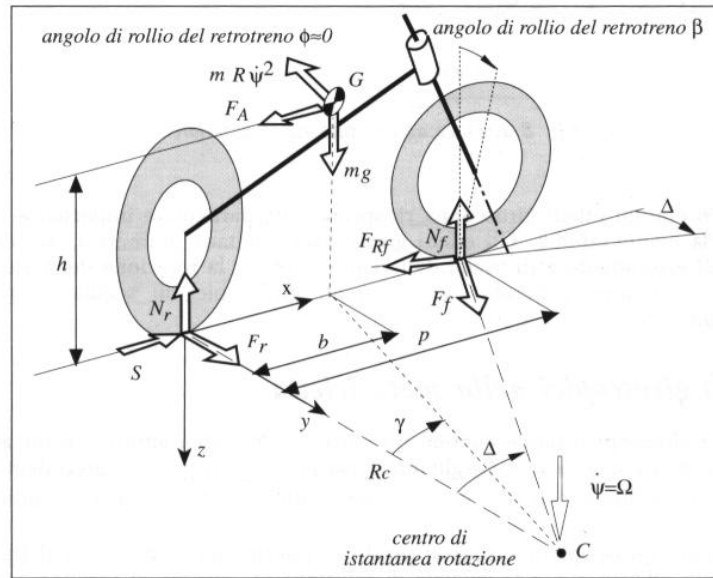


Fig. 2-3. Motociclo in curva con angolo di rollio trascurabile.

Rispetto all'asse dello sterzo esercitano un momento:

- la componente normale all'asse dello sterzo della forza reattiva verticale N_f , che tende ad aumentare l'angolo di sterzata:

$$N_f \sin \beta$$

- la componente normale all'asse dello sterzo della forza reattiva orizzontale F_f

$$F_f \cos \beta = \left(\frac{mb\dot{\psi}^2}{\sin \Delta} f N_f \tan \Delta \right) \cos \beta$$

che tende invece a raddrizzare la ruota:

Il momento risultante esercitato dalle forze reattive risulta:

$$M = (F_f \cos \beta - N_f \sin \beta) \cdot a_n = \left(m \frac{V^2}{R} \cos \beta + \frac{1}{2} \rho C_D A V^2 \frac{h}{p} \sin \beta - mg \frac{b}{p} \sin \beta \right) \cdot a_n$$

Poiché il termine positivo dipende dal quadrato della velocità, man mano che aumenta la velocità stessa, cresce il momento che tende a raddrizzare la ruota, in misura tanto più marcata quanto maggiore è l'avancorsa normale: la stabilità del moto, come anticipato, è quindi fortemente influenzata dall'avancorsa.

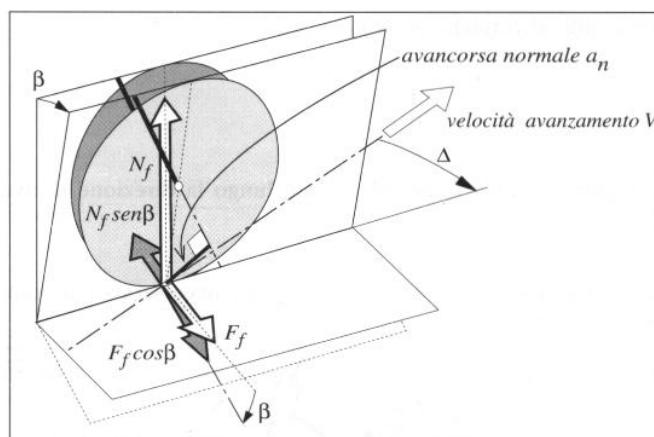


Fig. 2-4. Forze agenti sulla ruota anteriore

Si è anticipato che gli effetti giroscopici ricoprono una particolare importanza, sia per la stabilità direzionale, che per la manovrabilità. Gli effetti giroscopici risultano numerosi, sia durante il moto in curva, che nelle fasi di inserimento e di uscita dalle curve : infatti, la rotazione dello sterzo, delle ruote, e degli organi rotanti del motore, generano dei momenti giroscopici in seguito ai moti di rollio e/o d'imbardata del veicolo.

2.2 Gli effetti giroscopici nella motocicletta

Si supponga che l'effetto giroscopico nasce quando un corpo rigido ruota attorno ad un asse $a-a$, che a sua volta ruota attorno ad un secondo asse $b-b$, sghembo (*non parallelo*) rispetto al precedente $a-a$.

L'effetto giroscopico si manifesta con una coppia agente attorno ad un asse perpendicolare, sia ad $a-a$ che a $b-b$ [13].

Il valore del momento giroscopico, è pari al prodotto esterno tra il momento della quantità di moto del corpo stesso rispetto all'asse $a-a$, e la velocità di rotazione Ω , attorno al secondo asse $b-b$.

È utile ricordare che il momento della quantità di moto, è dato dal prodotto del momento d'inerzia polare del corpo, rispetto all'asse $a-a$, con la velocità di rotazione attorno al medesimo asse.

Nella dinamica della motocicletta si riscontrano diversi effetti giroscopici, che possono essere suddivisi in base al secondo asse $b-b$:

- *effetti giroscopici di imbardata*, in cui l'asse $b-b$ ha origine nel centro di curvatura della traiettoria percorsa ed è normale al piano stradale;
- *effetti giroscopici di rollio* in cui l'asse $b-b$ è la retta che giace nel piano stradale, e che passa per le impronte dei due pneumatici;
- *effetti giroscopici dello sterzo*, in cui l'asse $b-b$ è l'asse dello sterzo.

2.2.1 Effetti giroscopici del moto di imbardata

Effetto giroscopico delle ruote in curva (ruote-imbardata).

Si Consideri la sola ruota anteriore, rotante con velocità costante ω_f mentre il motociclo percorre una curva di raggio R con velocità d'imbardata Ω costante (Fig. 2-5).

Il moto della ruota in curva genera un momento giroscopico attorno all'asse

$$M_g = I w_f \Omega \cos \varphi \left(\omega_f - \frac{\Omega \sin \varphi}{2} \right)$$

orizzontale Xm , che tende a raddrizzare la ruota stessa:

$$M_g = I w_f \Omega \omega_f \cos \varphi$$

La seconda espressione approssimata è lecita, se la velocità d'imbardata Ω può essere considerata piccola rispetto alla velocità di rotazione ω_f : quest'ipotesi trova riscontro nella realtà, in quanto il raggio di curvatura è molto maggiore del raggio della ruota. L'asse Xm è solidale alla forcella, e pertanto è un asse mobile.

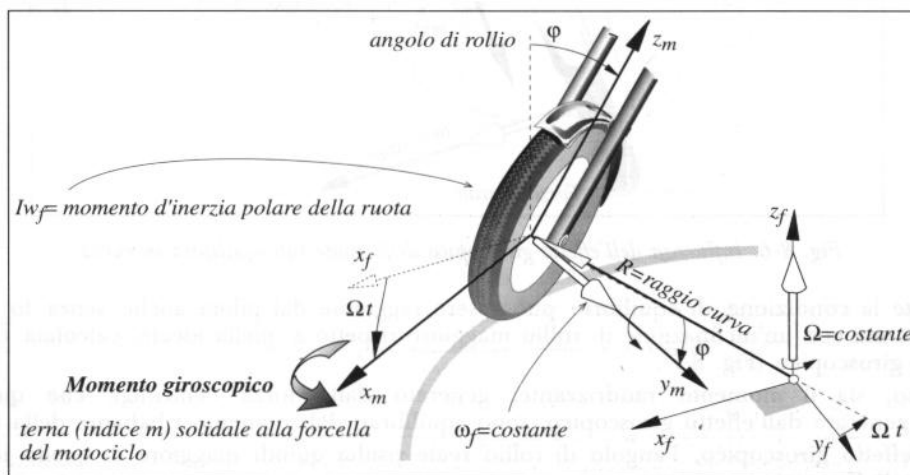


Fig. 2-5. Effetto giroscopico generato dalla ruota anteriore in curva

Si Prenda in esame ora l'effetto di entrambe le ruote. Prescindendo dal fatto che le ruote in curva possiedono angoli di rollio e direzioni leggermente differenti, è possibile sommare gli effetti giroscopici:

$$M_g \approx I_w \Omega \omega \cos \varphi$$

Il prodotto $I_w \Omega$:

$$I_w \omega = I_{w_r} \omega_r + I_{w_f} \omega_f$$

indica la somma dei momenti della quantità di moto delle due ruote.

Supponendo nullo l'effetto giroscopico, e trascurando l'effetto dovuto allo spessore dei pneumatici, la condizione di equilibrio si verifica quando la risultante della forza peso, e della forza centrifuga, interseca la linea che unisce i punti di contatto delle due ruote.

L'angolo di rollio ideale della motocicletta nel moto stazionario in curva (velocità di avanzamento e raggio della curva costanti), è quindi fornito dalla semplice relazione:

$$\varphi = \operatorname{arctg}\left(\frac{R_c \Omega^2}{g}\right)$$

Si è visto che l'effetto giroscopico delle ruote in curva si manifesta con un momento raddrizzante. Allo scopo di contrastare l'effetto giroscopico delle due ruote, e di mantenere quindi l'equilibrio, il pilota si deve spostare verso l'interno della curva, in modo che la risultante della forza peso e della forza centrifuga generi un momento uguale e contrario al momento giroscopico delle due ruote, come rappresentato nella Fig. 2-6.

$$M = -d\sqrt{(mg)^2 + (mR_c\Omega^2)^2} = -M_g = -I\omega \cdot \Omega \cos \varphi$$

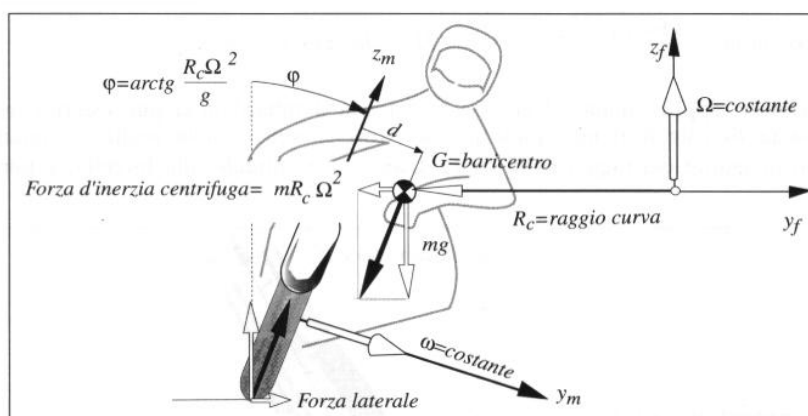


Fig. 2-6. Influenza dell'effetto giroscopico delle ruote sull'equilibrio in curva.

Ovviamente la condizione di equilibrio può essere raggiunta dal pilota anche senza lo spostamento del baricentro, ma con un'inclinazione di rollio maggiore rispetto a quella ideale, calcolata considerando nullo l'effetto giroscopico (Fig. 2-7).

In tal caso, sia il momento raddrizzante, generato dalla forza centrifuga che quello (*sempre raddrizzante*), generato dall'effetto giroscopico, sono equilibrati dal momento ribaltante della forza peso. A causa dell'effetto giroscopico, l'angolo di rollio reale risulta quindi maggiore di quello ideale che si avrebbe senza l'effettogiroscopico

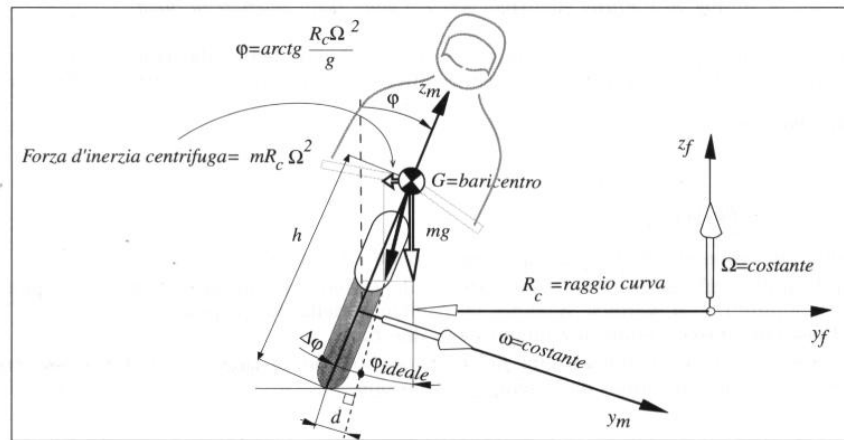


Fig. 2-7. Incremento dell'angolo di rollio causato dall'effetto giroscopico.

L'incremento $\Delta\varphi$ dell'angolo di rollio, necessario ad equilibrare l'effetto giroscopico, risulta:

$$\Delta\varphi = \arcsin \frac{d}{h} = \arcsin \frac{Iw\omega \cdot \Omega \cos(\varphi + \Delta\varphi)}{h\sqrt{(mg)^2 + (mR_c\Omega^2)^2}}$$

Poiché $\Delta\varphi$, è piccolo rispetto a φ , è lecito trascurarlo al numeratore del secondo membro, ottenendo così la più semplice equazione:

$$\Delta\varphi \cong \arcsin \frac{I\omega\Omega \cos \varphi}{h\sqrt{(mg)^2 + (mR_c\Omega^2)^2}}$$

Qui il numeratore rappresenta il momento giroscopico generato dalle due ruote della motocicletta. Il momento M , che equilibra il momento giroscopico, è generato dalla risultante della forza peso con la forza centrifuga ed è pari a:

$$M = -d\sqrt{(mg)^2 + (mR_c\Omega^2)^2} = -M_g = -I\omega\Omega \cdot \cos \varphi$$

L'incremento $\Delta\varphi$, non favorisce la manovrabilità del motociclo, poiché il motociclo, per raggiungere l'angolo di rollio di equilibrio (*che è più elevato*), impiega un tempo maggiore.

Esempio 1 [2]

Si Consideri un motociclo in moto stazionario in curva:

- raggio della curva: $R_c=200$ m;
- velocità di avanzamento : $V= 40$ m/s.

Le proprietà del motociclo sono:

- massa: $m=200$ kg;
- altezza baricentro: $h=0.6$ m;
- raggio ruote: $R=0.32$ m;
- momento d'inerzia assiale ruota anteriore: $I\omega_f=0.6$ kgm²

- momento d'inerzia assiale ruota posteriore: $I\omega_r=0.6\text{kgm}^2$

si valutino ora il momento giroscopico generato dal moto delle due ruote, ed il conseguente incremento dell'angolo di rollio.

Conoscendo il raggio della curva, e la velocità di avanzamento, si possono ricavare i valori delle velocità angolari:

- velocità angolare d'imbardata del motociclo: $\Omega=0.2 \text{ rad/sec}$
- velocità angolare della ruota: $\omega= 125 \text{ rad/sec}$

Da cui si può ricavare:

- angolo di rollio ideale: $\varphi_{\text{ideale}}= 39.20$
- momento giroscopico generato dal moto delle due ruote: $Mg=23.25 \text{ Nm}$

Il pilota può raggiungere l'equilibrio tramite due differenti azioni di controllo:

- o spostando il baricentro all'interno della curva della quantità : $d=9.2 \text{ mm}$
- oppure incrementando l'angolo di rollio della quantità: $\Delta\varphi_{\text{ideale}}=0.88$

2.2.2 Effetti giroscopici del moto di rollio

Effetto giroscopico della ruota anteriore (ruota anteriore-rollio).

Si Prenda ora in considerazione la ruota anteriore, mentre il motociclo rolla verso destra.

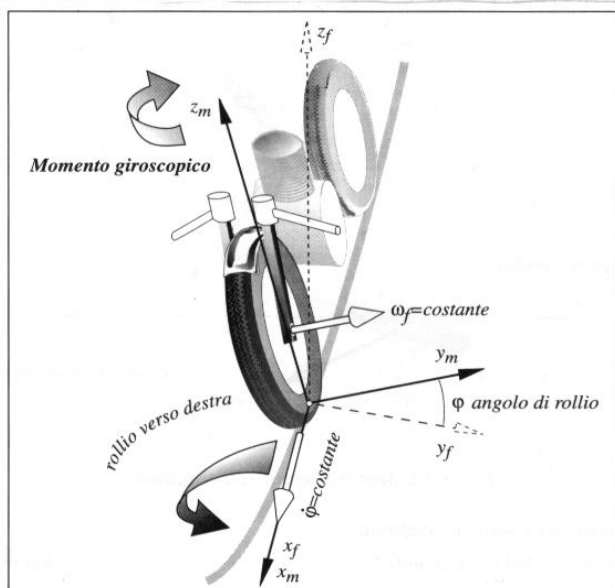


Fig. 2.8. Effetto giroscopico ruota anteriore-rollio e momento giroscopico agente sull'avantreno.

Il moto di rotazione della ruota anteriore, assieme al moto di rollio verso destra, origina un momento giroscopico M_g , che agisce sull'avantreno, attorno ad un asse che giace nel piano della moto, perpendicolare all'asse longitudinale di rollio, come evidenziato nella Fig. 2-8.

$$M_g = -I\omega_f \dot{\phi}$$

La proiezione lungo l'asse dello sterzo, fornisce il momento utile agente attorno all'asse dello sterzo:

$$M_{gu} = -I\omega_f \dot{\phi} \cos \varepsilon$$

Il momento giroscopico tende dunque a far ruotare lo sterzo verso destra, ovvero favorisce l'inserimento in curva del motociclo (*l'aumento dell'angolo di sterzata provoca, infatti, una diminuzione del raggio di curvatura*).

Analogamente, quando il moto di rollio cambia di segno, ed il motociclo ritorna nella posizione verticale, il momento giroscopico tende a diminuire l'angolo di sterzata, favorendo quindi il passaggio dal moto in curva al moto in rettilineo.

Esempio 4 [2]

Si consideri ora un motociclo che sta rollando da sinistra verso destra; si calcolino il momento giroscopico che agisce sullo sterzo, supponendo che, nell'istante iniziale considerato, il motociclo sia verticale, con velocità di rollio verso destra pari a 0.5 rad/s . si Supponga inoltre che il moto di rollio avvenga a velocità costante per un tempo pari a 0.5 s : il motociclo passa perciò, da un angolo di rollio nullo, ad un angolo pari a 14° .

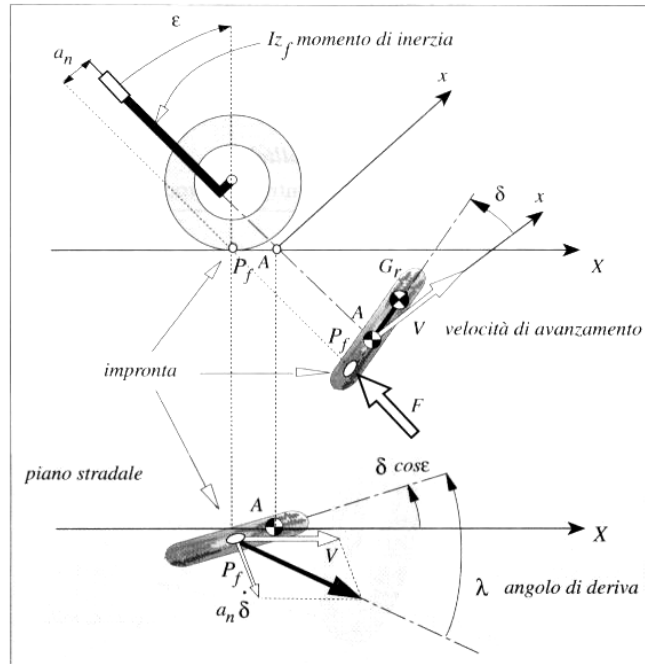


Fig. 2.9. Momenti agenti sull'avantreno

Le caratteristiche del motociclo sono le seguenti:

- momento d'inerzia assiale della ruota anteriore: $I_{wf}=0,6 \text{ kgm}^2$;
- momento d'inerzia dell'avantreno: $I_{zf}=0,5 \text{ kgm}^2$;
- velocità di rollio: $\varphi=9,5 \text{ rad/s}$;
- velocità angolare della ruota: $\omega= 100 \text{ rad/s}$;
- angolo d'inclinazione dello sterzo: $\varepsilon= 25$;
- avancorsa normale: $a_n =0,1 \text{ m}$.

Il momento giroscopico, che agisce attorno all'asse di sterzo, risulta costante e pari a: $M_g =30 \text{ Nm}$. Nell'ipotesi che il pilota non applichi alcuna coppia al manubrio, il momento giroscopico è contrastato dal momento generato dalla forza

laterale, di contatto tra il pneumatico anteriore e la strada, il cui braccio, rispetto all'asse dello sterzo, è rappresentato dall'avancorsa.

La forza laterale è data dal prodotto dell'angolo di deriva per la costante di rigidità k (viene trascurato il contributo dovuto al rollio):

$$F_f = K_\lambda \lambda$$

L'angolo di deriva è legato al movimento dello sterzo dalla relazione:

$$\lambda = \frac{a_n \dot{\delta}}{V} + \delta \cos \varepsilon$$

L'equilibrio dei momenti attorno all'asse dello sterzo fornisce l'equazione del moto:

$$I \ddot{\delta} = -K_\lambda \lambda - c \dot{\delta} + Mg$$

dove c indica la costante di smorzamento dell'ammortizzatore applicato dallo sterzo.

L'integrazione dell'equazione differenziale fornisce l'andamento dell'angolo di sterzata δ , in funzione del tempo.

Si può osservare che il momento giroscopico determina un angolo di sterzata di circa 1 grado, raggiunto in un intervallo di tempo pari a circa 0.05 s, come illustrato nella Fig. 2.10, che mette anche in evidenza come l'andamento dello spostamento angolare dello sterzo, presenti un'oscillazione naturale, che avviene con la frequenza naturale del "wobble", che, con i dati numerici dell'esempio, risulta uguale a circa 7 Hz.

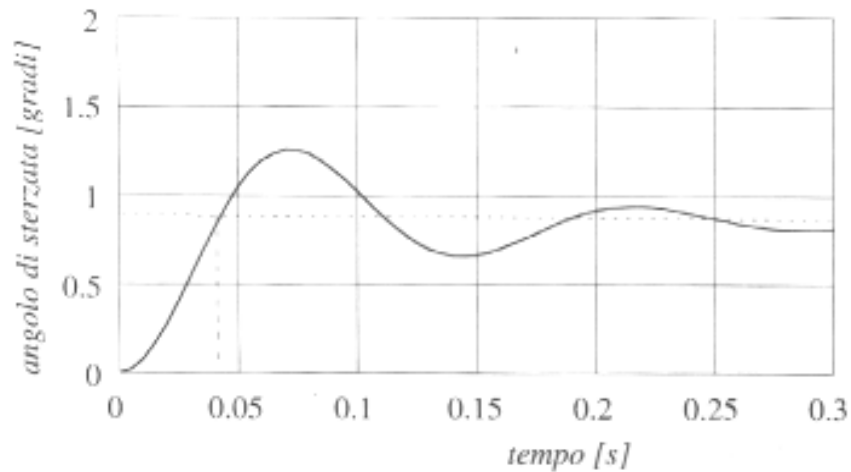


Fig. 2.10. Risposta dell'avantreno al momento giroscopico.

Effetto giroscopico delle ruote (ruote -rollio)

Considerando il motociclo come un unico corpo rigido (*ovvero in configurazione di sterzo bloccato*), è facile dimostrare che l'effetto giroscopico del moto delle ruote, durante la fase di rollio, genera un momento, che tende ad imbardare il veicolo, come esemplificato nella Fig. 2.11.

Si prenda ancora in esame un moto di rollio da sinistra verso destra: il momento giroscopico agente sul motociclo è pari a:

$$M_g = -(Iw_f\omega_f + Iw_r\omega_r)\dot{\phi}$$

Il momento giroscopico favorisce il moto d'imbardata verso destra del motociclo. Tale momento viene equilibrato dalle forze reattive laterali, che il terreno esercita sulle ruote : la forza laterale anteriore subisce quindi un lieve incremento ΔF , mentre la forza laterale posteriore diminuisce della stessa quantità:

$$M_g = -(I\omega_f\omega_r + I\omega_r\omega_f)\dot{\phi}$$

Durante la fase di uscita dalla curva, il moto di rollio avviene da destra verso sinistra (*in gergo viene denominato rollio "di risalita"*) : il momento giroscopico inverte dunque il proprio segno e le forze reattive orizzontali, applicate alle ruote, subiscono delle variazioni di segno nella manovra di "piega" del motociclo.

In conclusione, l'effetto giroscopico ruote-rollio va in entrambi i casi a detrimento della sicurezza di guida, poiché aumenta una delle forze reattive laterali.

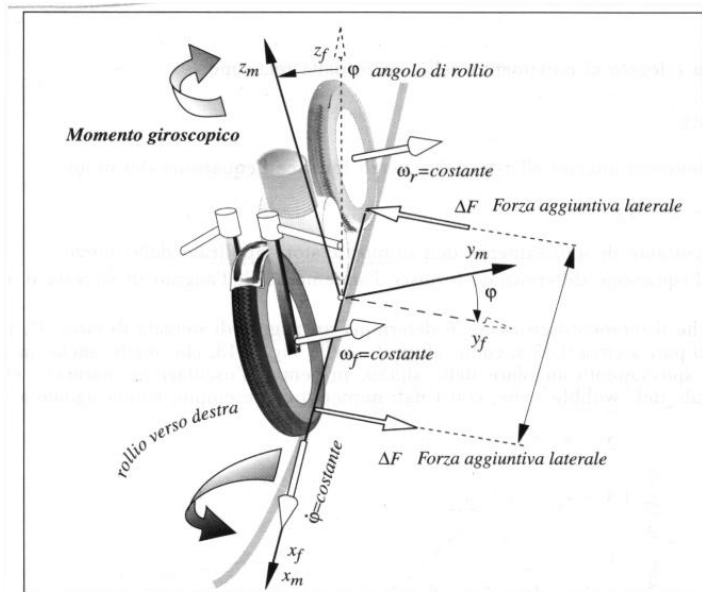


Fig. 2.11. Effetto giroscopico ruote-rollio e momento giroscopico agente sul motociclo.

Esempio 5 [2]

Si consideri un motociclo che rolla da sinistra verso destra, con la velocità di rollio di 0.5 rad/s . Le caratteristiche del motociclo sono le seguenti:

- momento d'inerzia assiale ruota delle ruote: $I_{\omega_r} = I_{\omega_f} = 0.6 \text{ kgm}^2$;
- velocità angolare della ruota: $\omega = 100 \text{ rad/sec}$
- passo: $p = 1,37 \text{ m}$

Il momento giroscopico agente sul motociclo risulta pari a 60 Nm .

La variazione ΔF delle forze laterali di attrito, necessaria ad equilibrare il momento giroscopico, è uguale a 44 N .

Questo valore è abbastanza elevato, se confrontato con il valore della forza laterale, necessaria per garantire l'equilibrio in condizioni di regime stazionario. In condizioni stazionarie (*velocità* $V = 30 \text{ m/s}$, *raggio di curvatura* $R_c = 200 \text{ m}$, *massa* $= 180 \text{ Kg}$), la somma delle due forze laterali deve essere pari a 405 N . Nell'ipotesi che la forza laterale totale si ripartisca equamente tra le due ruote, e che quindi su ciascuna ruota sia applicata una forza trasversale pari a 202.5 N , la variazione dovuta all'effetto giroscopico ruote-rollio è dell'ordine del 11% .

2.2.3 Effetti giroscopici del moto dello sterzo

Ruotando il manubrio da destra verso sinistra, poiché la direzione del moto della ruota è perpendicolare all'asse dello sterzo, si genera un momento

giroscopico attorno ad un asse perpendicolare sia all'asse dello sterzo, sia all'asse della ruota anteriore, come schematizzato nella Fig. 2.12:

$$M_g = I\omega_f \dot{\delta}$$

Questo tende ad inclinare il motociclo verso destra; la proiezione del momento giroscopico sull'asse di rollio (*linea congiungente le impronte delle due ruote*), risulta:

$$M_g = I\omega_f \dot{\delta} \cos \varepsilon$$

Durante l'inserimento del veicolo in una curva, per esempio a sinistra, il moto dello sterzo (*sempre verso sinistra*) genera dunque un momento che si oppone al moto di rollio verso sinistra, e che rende perciò più difficile l'inclinazione del motociclo ; analogamente, nella fase di uscita dalla curva, quando lo sterzo ruota verso destra, il momento giroscopico rende più difficile il moto di rollio cosiddetto "di risalita".

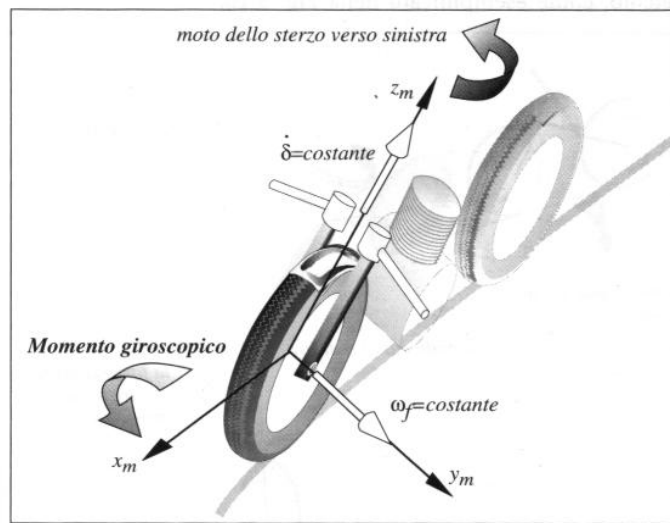


Fig. 2.12. Effetto giroscopico ruota anteriore-sterzo.

Le precedenti considerazioni potrebbero indurre a giudicare ideale la motocicletta con inerzia della ruota nulla: è invece importante mettere in rilievo il fatto che l'effetto giroscopico ruota-avantreno, è un fattore rilevante della stabilità del motociclo nel moto rettilineo.

Esempio 6 [2].

Si Prenda in esame un motociclo in fase di inserimento in una curva a destra: il pilota deve inclinare il veicolo verso destra e, contemporaneamente, ruotare il manubrio sempre verso destra. Si supponga che la velocità massima di rotazione raggiunta dallo sterzo sia pari a 0.1 rad/s, e che il motociclo abbia le seguenti proprietà:

- massa del motociclo $m = 200 \text{ kg};$
- altezza del baricentro $h = 0.6m;$
- raggio delle ruote $R = 0.32m;$

- momento d'inerzia assiale ruota anteriore $I_{Wf}=0.6\text{kgm}^2$;
- velocità di avanzamento $V=40\text{ m/s}$;
- angolo d'inclinazione dello sterzo : $\varepsilon=25^\circ$.

Il momento giroscopico, che si oppone al moto di rollio verso destra, raggiunge il valore massimo di 6,8 Nm, quando la velocità di sterzata è massima.

2.3 L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo

Dal momento che, alle basse velocità, il controllo dell'equilibrio verticale di un qualsiasi veicolo a due ruote si basa su principi identici, il motociclista è anche in grado di "andare" in bicicletta.

Il ciclista principiante, solitamente in tenera età, che inizia a percorrere una strada in lieve pendenza, impara velocemente che, se la bicicletta comincia a piegarsi verso destra ed egli ruota il manubrio nello stesso verso, la bicicletta, dopo aver curvato a destra, ritorna facilmente nella posizione verticale. Analogamente, se la bicicletta si inclina verso sinistra, il controllo dell'equilibrio viene ottenuto con una manovra simile.

La traiettoria percorsa viene influenzata dalle continue manovre esercitate dal ciclista per mantenere il veicolo verticale, e perciò tale traiettoria risulta serpeggiante, con ampiezze di oscillazione dipendenti, ovviamente, dall'abilità del ciclista stesso.

Il controllo dell'equilibrio verticale della motocicletta alle basse velocità si basa sui medesimi principi.

La caduta a destra del motociclo, viene contrastata con una sterzata a destra del manubrio : il motociclo comincia a curvare verso destra, mentre il moto in curva origina una forza centrifuga, che tende a raddrizzare il veicolo, come esemplificato nella Fig. 2.13 [2].

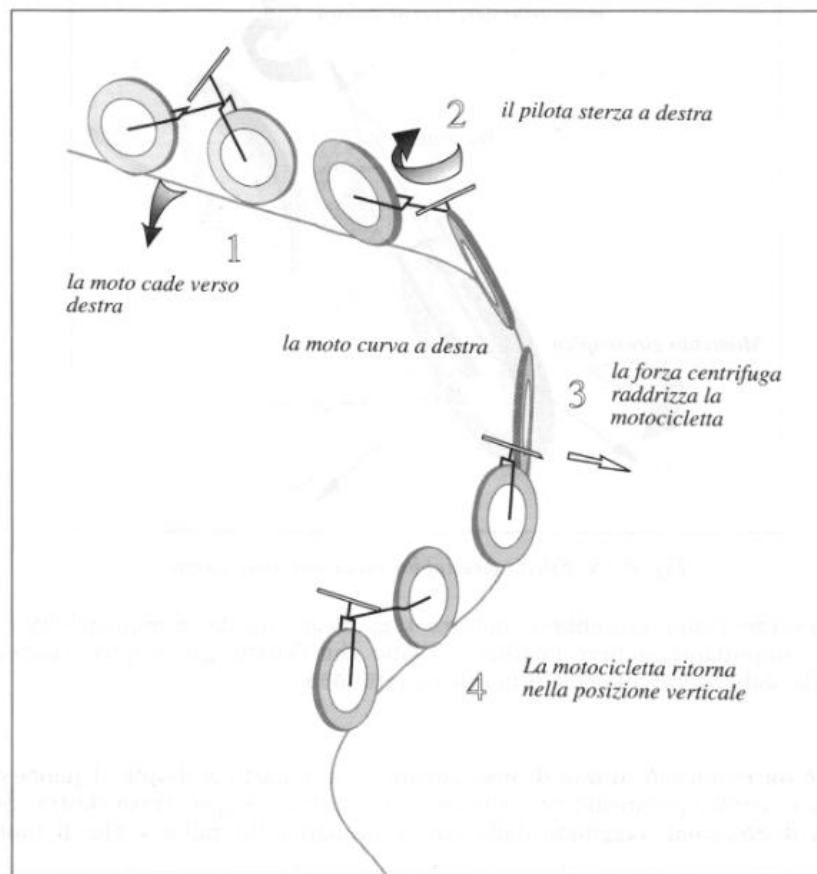


Fig. 2.13. L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo a basse velocità.

2.4 L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo ad alte velocità

si supponga che una perturbazione esterna provochi un moto di rollio del veicolo verso destra come schematizzato nella fase 1 di Fig. 2.14, e si ipotizzi inoltre che il pilota non eserciti alcuna coppia sul manubrio, ossia che egli mantenga un comportamento passivo. Siano ω la velocità angolare della ruota, φ la velocità angolare di rollio, e δ la velocità angolare di sterzata.

Il moto di rollio genera dunque un momento giroscopico del tipo ruota anteriore-rollio, che tende a far ruotare il manubrio verso destra, come indicato nella fase 2.

Il manubrio sterza verso destra, e di conseguenza il raggio di curvatura diminuisce come si nota nella fase 3.

La diminuzione del raggio di curvatura genera un incremento della forza centrifuga, che tende a raddrizzare il veicolo.

Il moto dello sterzo genera, contemporaneamente, un momento giroscopico raddrizzante di tipo ruota anteriore-sterzo, che si oppone al moto di rollio di caduta verso destra del veicolo come è evidenziato nella fase 4, il moto di caduta verso destra si arresta.

La forza centrifuga e il momento giroscopico generato dal moto dello sterzo, tendono a raddrizzare la moto : si assiste pertanto all'inversione del moto di rollio (Fase 5).

L'effetto giroscopico dovuto al moto di rollio, tende a ruotare il manubrio verso sinistra, cosicché la moto inizia a sterzare verso sinistra, e di conseguenza il raggio di curvatura a destra diminuisce. La moto si riporta infine in posizione verticale come indicato nella fase 6, ma il moto di rollio verso sinistra continua, ed il conseguente momento giroscopico fa girare lo sterzo verso sinistra : anche per il moto di rollio verso sinistra, si ripete perciò una successione analoga a quella descritta precedentemente per il moto di rollio verso destra.

Le fasi descritte compongono il meccanismo di stabilizzazione, dovuto agli effetti giroscopici generati dai moti di rollio e dello sterzo, ad elevate velocità : la stabilità cresce all'aumentare della velocità angolare della ruota, ovvero della velocità di avanzamento del veicolo [2].

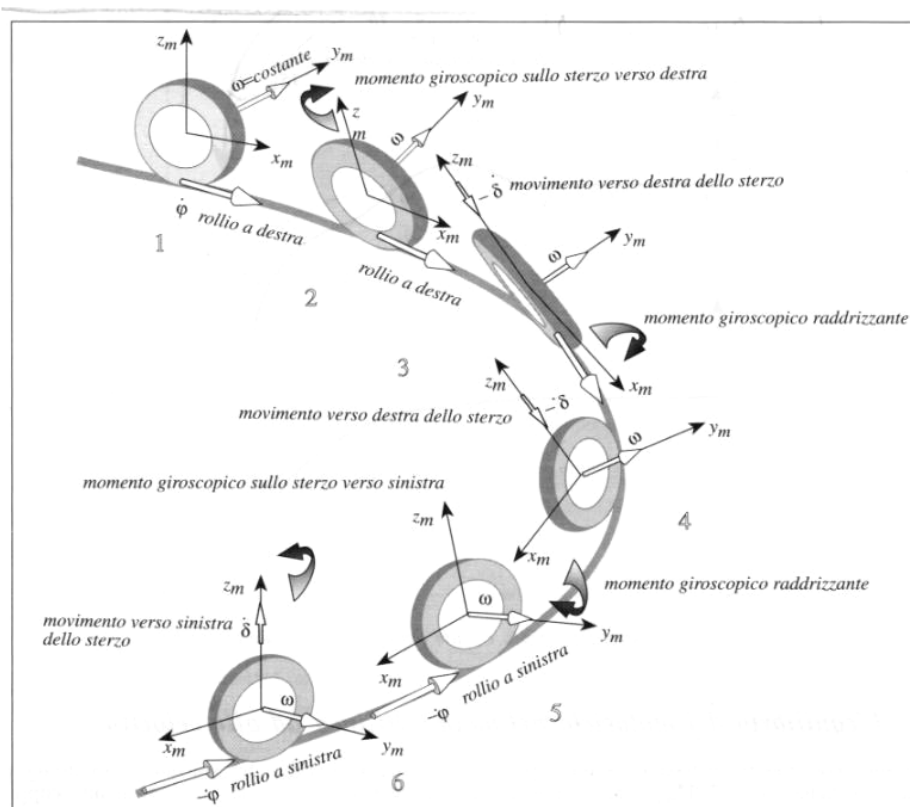


Fig. 2.14. L'equilibrio del motociclo nel moto rettilineo ad alte velocità.

2.5 La manovrabilità e la maneggevolezza

Com'è noto, lo studio della dinamica del motociclo presenta notevoli difficoltà, soprattutto a causa della complessità della descrizione esatta della cinematica del veicolo, dovuta alla presenza dello sterzo. Per ovviare a tali inconvenienti, il veicolo viene analizzato con un approccio di tipo sistemistico : esso viene cioè studiato come un sistema, a sua volta composto da due sottosistemi, come schematizzato nella Fig. 2.15:

- il sottosistema **sterzo**: è considerato come un meccanismo avente la funzione di trasformare la coppia di sterzo in una forza laterale agente sulla ruota anteriore;
- il sottosistema **veicolo rigido** : viene trattato come un corpo rigido, comprensivo dell'effetto giroscopico delle ruote, a cui sono applicate le forze generate dal contatto ruota-terreno.

Questa semplificazione permette di studiare analiticamente il comportamento del veicolo: in particolare, lo studio del sottosistema “**veicolo rigido**” fornisce informazioni sulla **manovrabilità** del veicolo, mentre lo studio del sottosistema “**sterzo**” fornisce informazioni sulla sua **maneggevolezza**.

Con il termine **manovrabilità** si intende la capacità che ha il motociclo di compiere manovre complesse, come risposta alle forze applicate, indipendentemente dalle caratteristiche dello sterzo.

La **maneggevolezza** è invece legata alle difficoltà (*fisica e mentale*), che il pilota incontra nell'eseguire le stesse manovre utilizzate nella definizione di manovrabilità: per tale motivo essa dipende dal sottosistema **sterzo**, ovvero dalle caratteristiche della funzione di trasferimento, che trasforma la coppia applicata al manubrio in una forza laterale agente sul pneumatico anteriore, necessaria per compiere la manovra impostata. Risulta quindi evidente, che buone prerogative di maneggevolezza, *presuppongono* l'esistenza di una buona manovrabilità del veicolo.

Dal punto di vista della manovrabilità, il veicolo che comporta reazioni vincolari minori, per completare una determinata manovra è il più manovrabile, poiché, in definitiva, è in grado di percorrere la medesima traiettoria con un grado di sicurezza maggiore (*e perciò con minore impegno psicofisico da parte del guidatore*), ovvero consente al guidatore di percorrere la stessa traiettoria più velocemente.

Si deve infine osservare che la definizione di manovrabilità prescinde dalle caratteristiche dei pneumatici, essendo ovvio che la medesima moto migliora le proprie caratteristiche di manovrabilità, se adotta pneumatici capaci di prestazioni superiori.

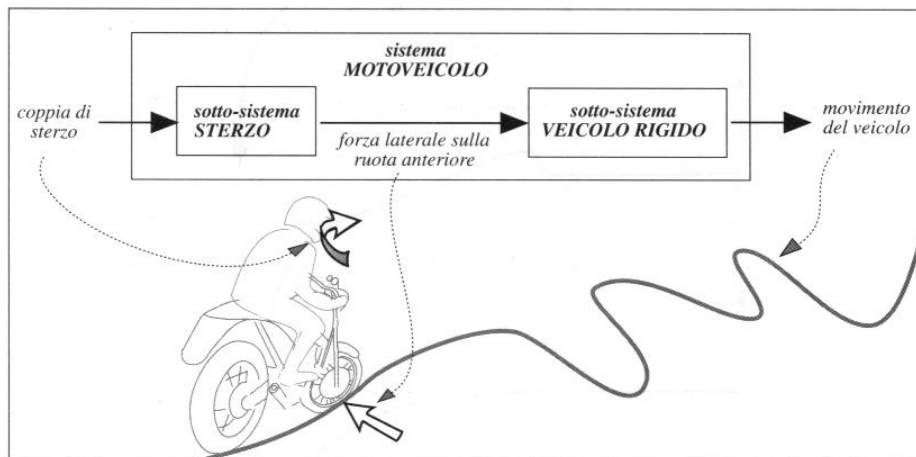


Fig. 2.15. Schema funzionale del motoveicolo.

2.6 Il pneumatico della motocicletta

Il pneumatico è uno dei componenti più importanti del motociclo, la sua caratteristica fondamentale è la deformabilità, che rende possibile il mantenimento del contatto ruota strada anche in presenza di piccole asperità. Oltre al miglioramento del comfort di marcia, il pneumatico migliora l'aderenza, caratteristica importante sia per la trasmissione a terra di elevate forze di spinta e di frenata, sia per la tenuta laterale.

E' noto che le prestazioni di un motociclo sono largamente influenzate dalle caratteristiche dei pneumatici; per comprenderne l'importanza basti pensare che il controllo dell'equilibrio e del moto del veicolo, avviene mediante la generazione di forze longitudinali e laterali che agiscono in corrispondenza delle impronte di contatto dei pneumatici con il piano stradale. Le forze nascono come conseguenza di azioni esercitate dal pilota mediante lo sterzo, l'acceleratore, l'impianto frenante.

2.6.1 L'influenza delle interazioni tra pneumatico e strada sulla modellazione del motoveicolo

Terminologia:

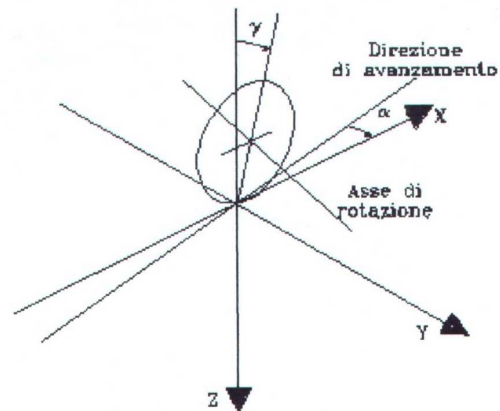


fig.2.16

Allo scopo di facilitare una corretta descrizione delle condizioni di assetto della ruota, nonché delle forze e delle coppie cui risulta soggetto il relativo pneumatico in determinate condizioni operative, si utilizza, usualmente, un sistema di riferimento ortonormale solidale alla ruota (fig.2.16) così definito:

- origine nel punto O, centro geometrico dell'area di contatto
- asse X dato dalla intersezione del piano della ruota con il piano della strada, orientato concordemente alla traiettoria di avanzamento della ruota
- asse Z perpendicolare al piano della strada ed orientato verso il basso
- asse Y perpendicolare all'asse X nel piano della strada ed orientato in maniera da rendere levogira la terna di riferimento

Con riferimento al suddetto sistema di assi, si adotta generalmente la seguente terminologia:

- Piano della ruota - piano medio della ruota normale all'asse di rotazione

- Centro della ruota - intersezione dell'asse di rotazione con il piano della ruota

- Centro di contatto del pneumatico - intersezione del piano della ruota con la proiezione dell'asse di rotazione sul piano della strada (coincide con il centro geometrico della regione di contatto pneumatico-strada)

- Raggio sotto carico (r)- distanza, nel piano della ruota, fra il centro della ruota ed il centro di contatto del pneumatico

- Forza longitudinale (F_x) - componente della risultante delle azioni distribuite sulla regione di contatto pneumatico-strada lungo l'asse **X**

- Forza laterale (F_y) - componente della risultante delle azioni distribuite sulla regione di contatto pneumatico-strada lungo l'asse **Y**

- Forza di tiro (T) - somma delle componenti di F_x e di F_y lungo la traiettoria di avanzamento

- Forza normale (F_z) - componente della risultante delle azioni distribuite sulla regione di contatto pneumatico-strada lungo l'asse Z

- Momento di capovolgimento (overturning moment, M_x) - momento risultante, intorno all'asse X, delle azioni distribuite sulla regione di contatto

- Momento resistente al rotolamento (rolling resistance moment, M_y) - momento risultante, intorno all'asse Y, delle azioni distribuite sulla regione di contatto

- Momento di autoallineamento (aligning moment, M_z) - momento risultante, intorno all'asse Z, delle azioni distribuite sulla regione di contatto

- Angolo di deriva (slip angle, α) - angolo formato dall'asse X e dalla direzione di avanzamento; un angolo di slip positivo corrisponde ad una rotazione positiva dell'asse X (che è solidale alla ruota) intorno all'asse Z

- Angolo di camber (γ) - angolo formato dal piano della ruota e dalla verticale al piano della strada (asse Z); un angolo di camber positivo corrisponde ad una rotazione positiva dell'asse Z intorno all'asse X

2.6.1.1 Contatto pneumatico-strada: azioni normali e tangenziali

L'area della regione di contatto fra il pneumatico ed il suolo è legata alle condizioni operative (carico normale agente sulla ruota e pressione interna) ed alle caratteristiche geometriche e strutturali del pneumatico.

Nella suddetta regione si genera una distribuzione di sforzi normali e tangenziali che, in generale, non è simmetrica rispetto agli assi di riferimento X e Y.

La distribuzione di pressione normale sull'area di contatto dà luogo, durante il rotolamento, ad una forza risultante ortogonale al suolo applicata in un punto con coordinata X positiva e quindi non coincidente con il centro dell'area di contatto; di conseguenza la retta di applicazione di tale forza risultante non passa per il centro della ruota e genera, quindi, il momento resistente al rotolamento (M_y).

Più complesso risulta lo studio delle azioni tangenziali, per tale motivo è opportuno soffermarsi, in particolare, sulle proprietà trasversali del pneumatico.

Azioni tangenziali dovute alle proprietà trasversali del pneumatico

Le azioni laterali che il suolo esercita sul pneumatico assumono particolare rilevanza nella dinamica del veicolo in quanto ne influenzano la stabilità direzionale. Tali azioni dipendono dall'assetto della ruota, individuato dagli angoli di slip e di camber, e dal carico normale.

Angolo di slip

Le forze laterali agenti sulla ruota sono legate alla deformazione del pneumatico; poichè le deformazioni laterali si estendono anche oltre la zona corrispondente all'area di contatto [4] si conclude che la distribuzione di forze elastiche agenti sulla ruota coinvolge un più ampio settore del pneumatico.

La suddetta distribuzione di deformazioni laterali è asimmetrica rispetto all'asse Y; infatti si rileva [4] che l'entità delle deformazioni tangenziali nella regione posteriore è maggiore di quella delle deformazioni nella regione anteriore dell'area di contatto. Assumendo che le corrispondenti forze elastiche laterali siano proporzionali alle deformazioni laterali, il punto di applicazione della forza risultante è situato dietro il centro geometrico dell'area di contatto (coordinata X negativa); la relativa distanza, lungo l'asse x, è solitamente indicata come trail pneumatico (nel caso dei motoveicoli è necessario distinguerlo dal trail meccanico, dato dalla proiezione su un asse perpendicolare all'asse di sterzo e nel piano della ruota della distanza tra il centro geometrico della area di contatto e il punto di intersezione dell'asse di sterzo con il piano della strada. Il prodotto fra trail pneumatico e forza risultante genera il momento di autoallineamento (M_z).

L'equilibrio laterale del solo pneumatico implica che la forza d'attrito che la strada esercita sulla zona di contatto sia sempre uguale alla risultante delle suddette azioni elastiche laterali. Ciò comporta che l'entità della deformazione laterale del pneumatico è limitata superiormente in corrispondenza del massimo valore raggiungibile dalla forza di attrito.

L'angolo di slip, per come è stato precedentemente definito, rappresenta una conveniente misura della deformazione laterale del pneumatico (il termine slip, in realtà, è inadatto poiché questo angolo può essere diverso da zero solo laddove non esista una perdita completa di aderenza da parte del pneumatico). Tale angolo comporta una "torsione" dell'elemento in contatto con la strada intorno all'asse Z; la entità di tale deformazione è crescente passando dalla parte anteriore a quella posteriore della regione di contatto [4].

Con l'aumento dell'angolo di slip si ha un progressivo aumento della forza laterale risultante; quando questa raggiunge il valore massimo della forza di attrito, si verifica uno slittamento del pneumatico e la tendenza di questo a tornare nella configurazione iniziale indeformata.

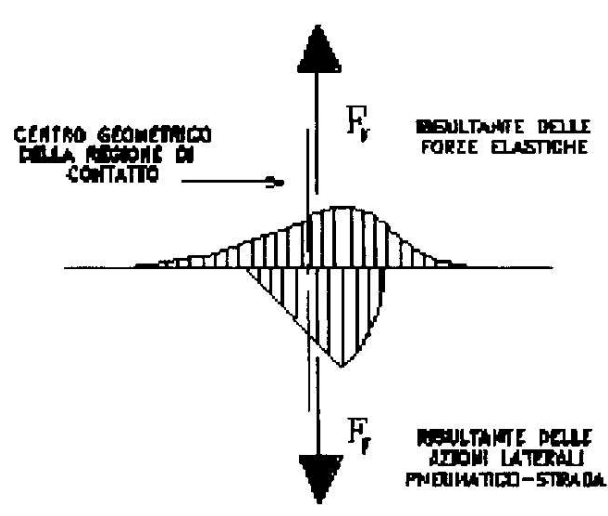


fig.2.17

Riferendosi all'equilibrio del solo pneumatico in direzione Y, si riportano in fig. 2.17 i diagrammi delle azioni esercitate dalla ruota (cerchione) e dalla strada

in funzione della coordinata angolare [5]. Le rispettive risultanti sono uguali ed opposte e giacciono sulla stessa retta d'azione.

Facendo, invece, riferimento all'intera ruota (ovvero a tutte le parti rotanti) si rileva l'esistenza di un momento intorno all'asse Z (momento di allineamento, M_z) dovuto al trail pneumatico.

Per un certo angolo di slip esiste comunque, in generale, una parte della regione di contatto, detta regione di slittamento, nella quale l'elemento di pneumatico slitta; ciò è dovuto al fatto che la forza laterale agente su un elemento singolo cresce mentre la base dell'elemento si muove lungo la regione di contatto e può accadere, a seconda dell'angolo di slip, che tale forza oltrepassi il valore massimo della forza d'attrito ed il singolo elemento cominci a slittare. All'interno della regione di contatto si individua, quindi, una zona di slittamento ed una zona di adesione l'area della zona di slittamento cresce con l'angolo di slip.

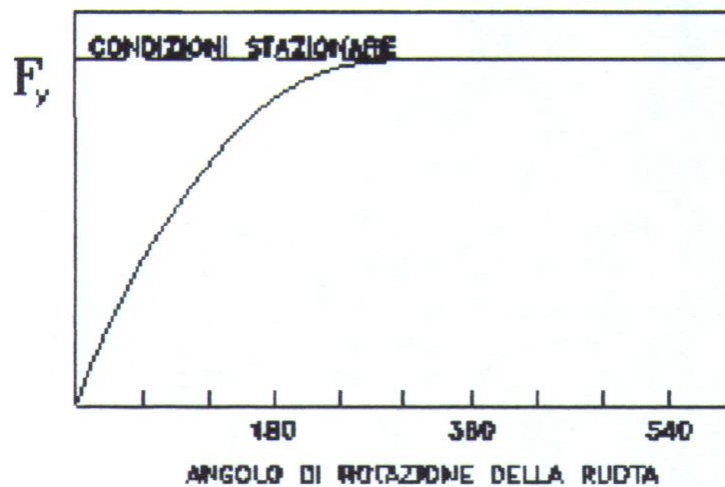


fig. 2.18

Il meccanismo a cui si è accennato non rappresenta un fenomeno istantaneo, bensì in ritardo rispetto al valore attuale dell'angolo di slip; il motivo consiste nel tempo di deformazione richiesto dalle pareti laterali del pneumatico (fig.2.18). Il ritardo di risposta è strettamente correlato alla rotazione del pneumatico; esso normalmente corrisponde ad una frazione del tempo di rivoluzione della ruota. La distanza longitudinale percorsa durante il tempo di ritardo, ovvero il tempo necessario per raggiungere le condizioni stazionarie, per un dato angolo di slip, è detta *lunghezza di rilassamento relativa allo slip*. Se il pneumatico lavora su strada irregolare (variazioni di carico normale) la lunghezza di rilassamento ha un ruolo preminente nel fenomeno della tenuta laterale. Infatti, se ad esempio il carico diminuisce, cresce la regione di slittamento e le pareti del pneumatico tendono a riportarsi nella posizione indeformata; la ruota, allora, deve rotolare per

un certo intervallo di tempo per ricoprire la intera lunghezza di rilassamento allo scopo di ottenere la stessa forza laterale iniziale [4].

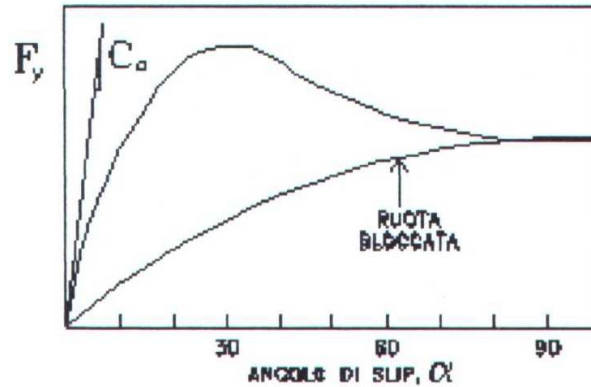


fig. 2.19

Spesso il comportamento del pneumatico viene rappresentato dal solo stato stazionario (carico costante e angolo di slip costante). In figura (2.19) si riporta l'andamento qualitativo del modulo della forza laterale (F_y) in funzione dell'angolo di slip (α), per un determinato carico normale. Si osserva che:

- quando la traiettoria del moto appartiene al piano della ruota ($\alpha=0$) la forza laterale è nulla
- per i primi 5-10 gradi di slip la forza laterale cresce rapidamente ed in maniera lineare

- nel range successivo (15-20 gradi di slip) la forza laterale raggiunge il massimo e comincia a decrescere mentre la zona di slittamento avanza all'interno della regione di contatto

- per ampi angoli di slip il comportamento del pneumatico tende a quello caratteristico in assenza di rotazione della ruota; in queste condizioni, infatti, la forza laterale è:

$$F_Y = \mu F_Z \sin \alpha ;$$

dove μ è il coefficiente di attrito dinamico tra pneumatico e strada.

La pendenza iniziale della curva viene usualmente indicata come rigidezza di slip ed è data dalla seguente equazione:

$$C_\alpha = \left. \frac{d|F_y|}{d\alpha} \right|_{(\alpha=0)}$$

La rigidezza di slip dipende da diversi fattori, fra i quali le caratteristiche costruttive e geometriche del pneumatico, la pressione interna e il carico sulla ruota.

Per quanto riguarda il carico normale, la rigidità cresce con esso, ma in maniera meno che lineare.

Un aumento della pressione interna incrementa la rigidità strutturale del pneumatico ma diminuisce la estensione della regione di contatto con il suolo.

Angolo di camber

La spinta di camber (camber thrust) è definita come la forza laterale che la strada esercita sul pneumatico, a causa dell'inclinazione del piano della ruota rispetto al piano verticale (angolo di camber, γ). Tale spinta è sempre orientata nel verso di inclinazione della ruota, per cui, nel riferimento X, Y, Z, un angolo di camber positivo produce sempre una spinta positiva.

Anche in questo caso si verifica un ritardo nella risposta del pneumatico (rispetto alla variazione dell'angolo di camber) ed è possibile definire una lunghezza di rilassamento relativa al camber in condizioni stazionarie (carico normale costante e angolo di camber costanti) la pendenza iniziale della curva che rappresenta la funzione $F_y(\gamma)$ si definisce rigidità di camber (C_γ) ed è definita dalla seguente uguaglianza:

$$C_\gamma = \left. \frac{dF_y}{d\gamma} \right|_{(\gamma=0)}$$

Il valore numerico di tale rigidità è pari, normalmente, a circa il 10-20% della rigidità di slip e dipende dagli stessi fattori che influenzano quest'ultima; in particolare essa cresce con il carico normale.

Per i normali valori degli angoli di slip e di camber, generalmente, la spinta laterale dovuta al camber è, in modulo, inferiore rispetto a quella dovuta allo slip; in questi casi, quindi, la risultante ha sempre lo stesso verso della seconda delle due. Tale risultante, affinché non ci sia completa perdita di aderenza da parte del pneumatico, deve sempre essere inferiore alla massima forza d'attrito; allora la presenza della spinta dovuta al camber aumenta o diminuisce il massimo valore possibile per l'angolo di slip rispettivamente quando ha il verso opposto o lo stesso verso della forza laterale dovuta allo slip.

Simulazione del ritardo di risposta del pneumatico

Nella ipotesi di piccolezza degli angoli caratteristici di assetto (slip e camber) ed in condizioni stazionarie (carico normale costante, angoli di assetto costanti), è possibile, da quanto detto nel precedente paragrafo, esprimere la forza laterale come funzione lineari dei suddetti angoli:

$$F_y^0 = C_\alpha * \alpha + C_\gamma * \gamma$$

Allo scopo di simulare il comportamento del pneumatico (ad esempio in termini di forza laterale) durante la continua evoluzione degli angoli di slip e di

camber (condizioni di assetto non stazionarie) è necessario aggiungere alle equazioni del moto del sistema di cui fa parte la ruota una equazione differenziale lineare del tipo:

$$\frac{\sigma}{V} \cdot \dot{F}_y + F_y = F_y^0$$

dove:

- F_y è il valore attuale della forza laterale, ovvero quello che compare nelle equazioni del moto.
- F_y^0 è il valore della forza laterale dovuta in condizioni stazionarie (proporzionale all'angolo di slip e all'angolo di camber, a sua volta dipendenti dai parametri geometrici e dai gradi di libertà del sistema), cioè la forza risultante che nasce all'interfaccia pneumatico-strada supponendo che il pneumatico risponda istantaneamente all'angolo di slip e all'angolo di camber.
- σ è la lunghezza di rilassamento del pneumatico relativa allo slip e al camber
- v è la velocità di avanzamento del baricentro della ruota
- C_α e C_γ sono i coefficienti di rigidità di slip e di camber del pneumatico

Equazioni analoghe sono valide per modellare opportunamente anche il ritardo di risposta in termini di momenti M_x e M_z . [6].

3 Definizione delle caratteristiche del banco e motoveicolo testato

3.1 Descrizione del banco

In questo capitolo si descrive il banco sperimentale realizzato presso il DIME (Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica). I disegni 3D illustrati sono stati realizzati con il programma Solid Works 99.

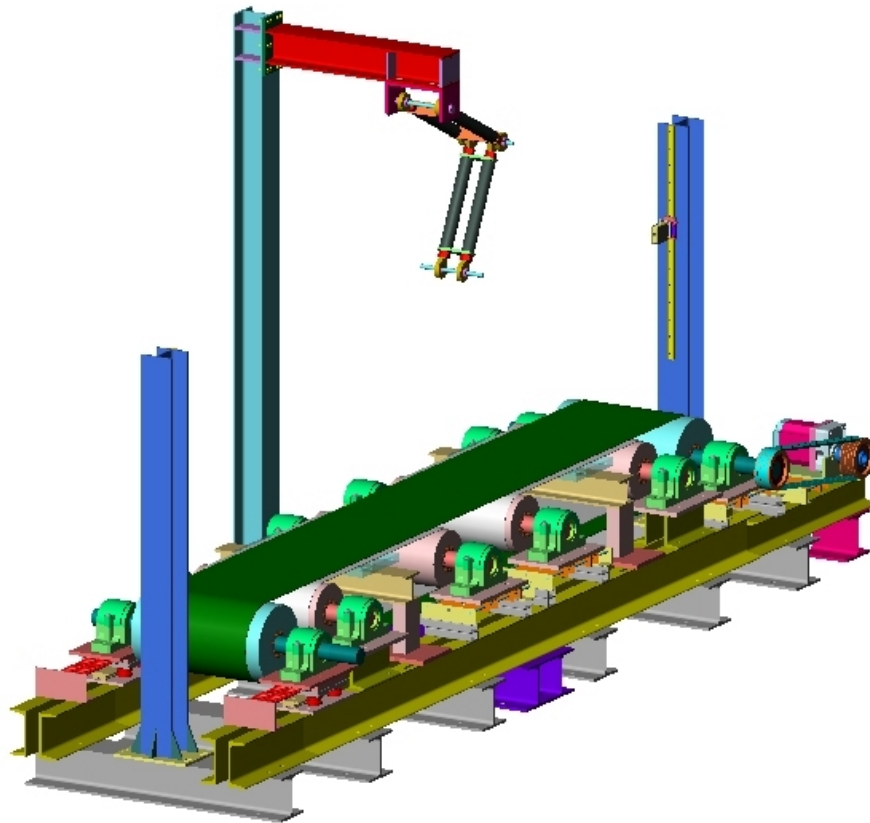


Fig. 1

Nella fig.1 è rappresentata una visione d'insieme del banco. In linea generale, esso risulta costituito da una struttura di sostegno realizzata con diversi tipi di travi su cui sono ancorati i dispositivi funzionali del banco.

Questo sistema è fissato tramite bulloni ad un suolo antisismico. Su questi sostegni sono montati una serie di rulli, sostenuti da cuscinetti orientabili radiali a due corone di sfere con bussola di trazione e relativi sopporti della SKF.

I rulli possono essere divisi in tre coppie. Su ognuna di queste coppie è avvolto un nastro, con opportuno precarico, in materiale sintetico prodotto dalla ditta Chiorino.

I rulli non sono perfettamente cilindrici ma presentano una leggera rastrematura conica (circa 2°) alle estremità; questo per risolvere in parte problemi di centraggio del nastro, come verrà in seguito illustrato.

Come si evince dal disegno di c'è un nastro esterno che avvolge i rulli alle estremità del banco e due nastri interni che avvolgono le due coppie di rulli interni. Questi ultimi hanno un diametro pari a 200mm contro i 273mm di quelli esterni. I nastri interni hanno una larghezza pari a 450mm maggiore dei 400mm del nastro esterno. La loro lunghezza invece è rispettivamente di 2400mm e 6500mm.

In fig. 2 è rappresentato un particolare della configurazione illustrata.

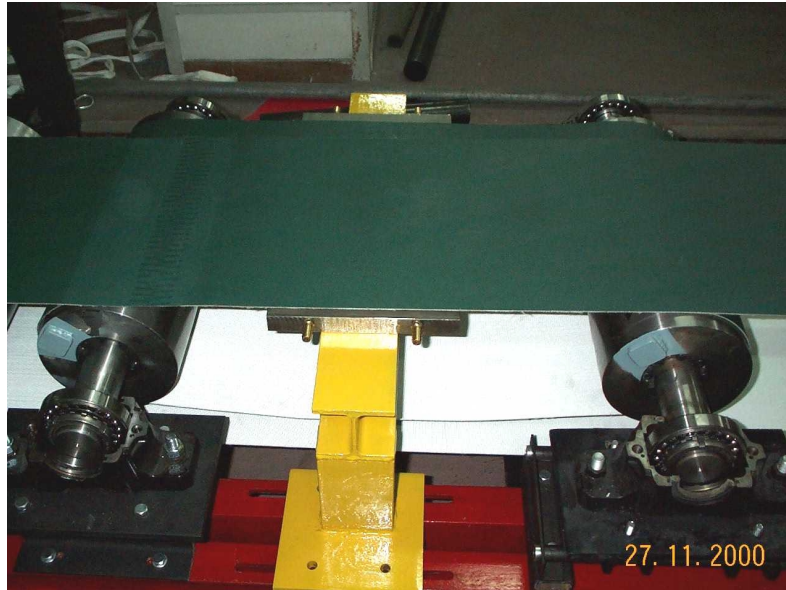


Fig. 2

Questo sistema è stato scelto per diverse ragioni. Bisogna prima di tutto precisare che la caratteristica peculiare del banco è quella di realizzare su una superficie piana la zona di contatto di ogni pneumatico come avviene su strada. Se ci fosse un solo nastro si incorrerebbe in diversi problemi. Il nastro, infatti, risulterebbe da un lato a diretto contatto con la ruota motrice del motociclo da cui è trascinato, e dall'altro con la piastra di appoggio della ruota che simula il suolo stradale su cui striscerebbe.

Questo strisciamento, evidentemente, provoca una veloce usura del nastro. Per ridurre il più possibile l'attrito tra nastro e piastra, oltre che minimizzare la rugosità superficiale della piastra, lucidandola, si può interporre tra i due elementi striscianti un velo di lubrificante. Questo però può provocare conseguenze indesiderate per il funzionamento del banco.

Infatti, a sua volta, il nastro trascina i rulli folli sui quali è avvolto. Sull'asse di uno dei rulli esterni è collegato il freno che fornisce il momento resistente in grado di equilibrare il momento motore dato dal motociclo. Uno strisciamento evidentemente impedirebbe una corretta trasmissione del momento motore. Inoltre su tali rulli si va a misurare, tramite un sistema di rilevamento laser, la velocità lineare del nastro, che corrisponde a quella di avanzamento del motoveicolo, dato fondamentale che non deve in alcun modo essere alterato da scorrimenti tra nastro e rullo. La velocità del nastro può variare dai 5m/s ai 60 m/s.

Una lubrificazione tra la piastra d'appoggio e il nastro a contatto con la ruota motrice è quindi da evitare. Si è pensato allora di inserire un ulteriore nastro tra i due succitati elementi. In questo modo la lubrificazione viene effettuata tra il nastro interno e la piastra evitando così che il lubrificante possa arrivare sul nastro esterno e quindi ai rulli, provocando slittamento.

Il nastro interno, dello stesso materiale di quello esterno, è trascinato da quest'ultimo, in tal modo si evita qualsiasi strisciamento tra i due; evidentemente questo si verificherà tra il nastro interno e la piastra d'appoggio laddove si è interposto il velo di lubrificante., mentre quello esterno non subirà alcun tipo di strisciamento. In definitiva è come se al nastro esterno venisse demandata la sola funzione di trasmissione delle forze di trazione, mentre al sistema costituito dal secondo nastro e dal lubrificante è demandato il compito di sostegno verticale.

La piastra di appoggio ruota è realizzata in acciaio INOX in quanto all'interno di essa è stato realizzato un sistema di serpentine che consente un migliore raffreddamento della stessa tramite passaggio di acqua. La piastra tende a riscaldarsi a causa dello strisciamento del nastro sulla stessa.

Questa piastra è ancorata ad un sostegno scorrevole longitudinalmente che consente di variare l'interasse delle ruote, e posta tra la coppia di rulli interni.

I nastri sono montati con precarico sui rispettivi rulli, questo è dato con opportuni tensionatori a slitta della ditta Poggi evidenziati nella fig. 3. Ci sono due tensionatori per ogni coppia di rulli, entrambi sotto i sopporti di uno stesso rullo.

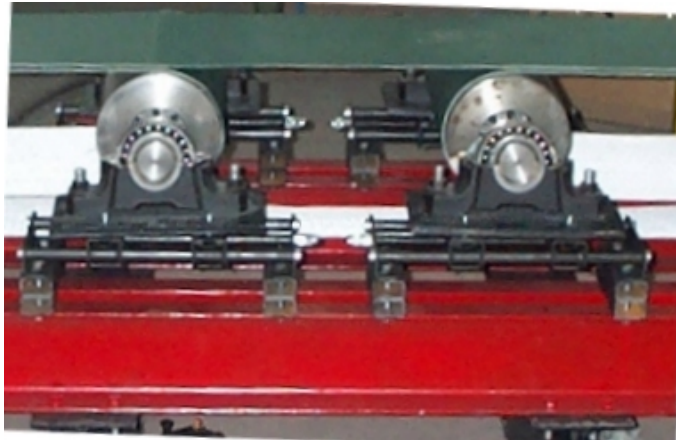


Fig. 3

Mentre per i rulli interni è presente il solo sistema per il precarico, per quelli esterni, da un lato c'è il sistema sopra descritto, dall'altro c'è un sistema passivo di regolazione della tensione del nastro (fig. 4).

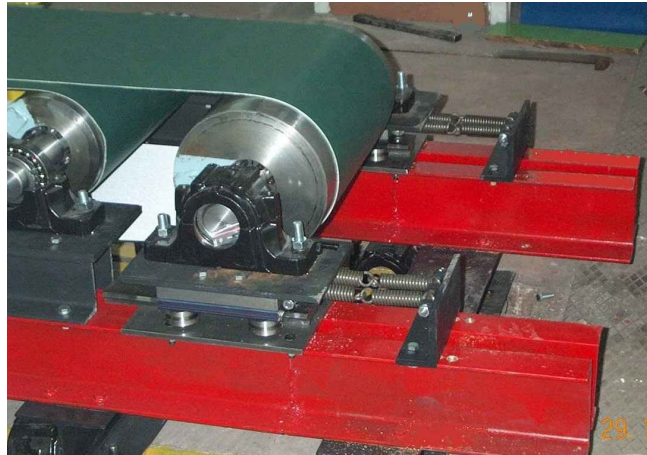


Fig. 4

Questo sistema è fondamentale per l'autocentraggio del nastro durante il funzionamento del banco.

Infatti a causa di forze trasversali, che possono nascere per varie ragioni: ad esempio per il disallineamento del motociclo, il nastro si sposta lateralmente; evidentemente se non si contrastano in qualche modo queste forze, il nastro può fuoriuscire dai rulli.

Il regolatore, uno per ogni supporto è composto da una parte mobile e una fissa ancorata al telaio di base. Le due parti sono collegate tra di loro tramite un sistema di molle di opportuna rigidità. La parte mobile scorre su una guida lineare ancorata al telaio fisso grazie ad una serie di cuscinetti. L'intero sistema di guide lineari è prodotto dalla HEPCO ed è visibile nella fig. 4.

Questo tipo di sistema consente di variare l'angolo tra i due assi dei rulli esterni. I movimenti sono dell'ordine delle decine di millimetri e sono possibili anche grazie al fatto che i cuscinetti sono orientabili.

Come già accennato sopra, al sistema di frenatura provvede una pompa ad ingranaggi illustrata in fig. 5.

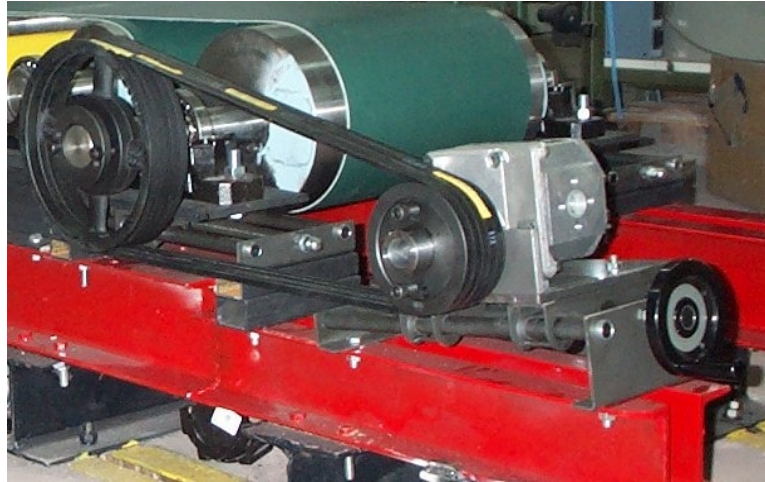


Fig. 5

La pompa fa parte di un circuito chiuso costituito oltre che dalla pompa stessa da un serbatoio di capacità pari a 100 l, una valvola a spillo per la regolazione della portata e una valvola di massima pressione. E' presente tra l'altro un manometro a glicerina. Le connessioni sono realizzate in parte con tubi rigidi in acciaio e in parte con tubi di gomma per alte pressioni, di diametro uguale a 1". La pompa può assorbire una potenza massima pari a 40 kW sviluppati a 2000 giri/min. con un pressione di 200 bar

La pompa è mossa dall'albero di uno dei rulli esterni, a sua volta mosso dalla ruota motrice del motociclo, al quale è collegato tramite un sistema di pulegge e cinghie. Il rapporto di trasmissione di questo sistema è pari a 1 o a 0,5 a seconda che ci si trovi in condizioni di bassa o alta velocità rispettivamente. Questo per

meglio coprire i campi di funzionamento della pompa. Anche in questo caso è previsto un tensionatore che montato sotto la pompa, provvede ad assicurare il precarico delle cinghie.

Come già accennato, a valle della mandata, esiste una valvola a spillo per la regolazione della portata della pompa in modo tale da avere un momento frenante che può essere opportunamente regolato a seconda del valore del momento motore da contrastare.

Il sistema di vincolo mostrato in fig. 6 ha il compito di sostenere il motociclo, ma soprattutto dovrà permettere il moto lungo l'asse x (avanzamento), il moto lungo l'asse z (rimbalzo), la rotazione attorno l'asse y (beccheggio) e la rotazione attorno l'asse z (imbardata).

Il sistema appena descritto è fissato ad una struttura monobraccio che lo sostiene e lo fissa nella posizione voluta.

Le prestazioni del banco, sopra illustrato nelle sue forme generali, sono illustrate nella seguente tabella:

Passo	Mm	1300	1600
Massa totale (in assenza del pilota)	Kg	100	200
Velocità nastro	ms ⁻¹	20	70
Potenza frenante	KW	40	80

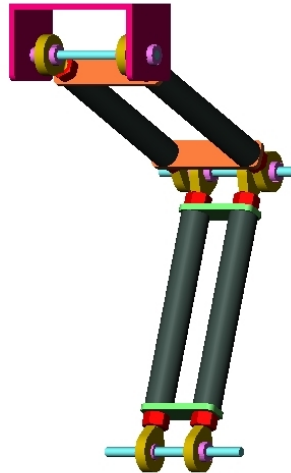


fig.6

3.2 Motoveicolo testato

La motocicletta usata per le prove sul banco è stata una Ducati ST4 (vedi fig. 7).

Il motoveicolo è stato fornito dalla Ducati per un anno al Dipartimento di Ingegneria meccanica per l'Energetica (DIME) al fine di permettere la messa a punto e lo sviluppo del banco di laboratorio e, quindi, la possibilità di portare a termine significativi test di prova.



Fig. 7

Di seguito sono elencate le principali caratteristiche sia del telaio che del motore della motocicletta.

1 Ducati ST4: telaio

Ducati ST4 - Telaio	
Telaio	Traliccio in tubi d'acciaio
Interasse	mm 1430
Inclinazione canotto	24°
Sospensione anteriore	Forcella Showa a steli rovesciati da 43 mm completamente regolabile
Escursione ruota anteriore	130 mm
Ruota anteriore	Lega leggera 3 razze 3,50x17
Pneumatico anteriore	120/60 ZR 17
Sospensione posteriore	Progressiva con monoammortizzatore. Sachs completamente regolabile

posteriore	completamente regolabile
Escursione ruota posteriore	148 mm
Ruota posteriore	Lega leggera 3 razze 5,50x17
Pneumatico posteriore	170/60 ZR 17
Freno anteriore	2 dischi da 320 mm, semiflottanti, pinza a 4 pistoncini
Freno posteriore	Disco da 245 mm, pinza a 2 pistoncini
Capacità serbatoio benzina	21 l (riserva 6 l)
Peso Ducati	215 kg
Altezza sella	820 mm
Strumentazione	Contachilometri, contagiri, display LCD con orologio, temperatura acqua, indicazione livello carburante, spie luci, abbaglianti, frecce, pressione olio, riserva carburante.

2 *Ducati ST4: motore*

Ducati ST4 - Motore	
Tipo	Bicilindrico a L
Distribuzione	Desmodromica 4 valvole raffreddamento a liquido
Cilindrata	916 cc
Alesaggio x Corsa	94 x 66
Rapporto di compressione	11:1
Coppia	89 Nm - 9 Kgm @ 7.500 giri/min
Alimentazione	Iniezione elettronica Marelli corpo farfallato mm 50
Scarico	2 silenziatori alluminio
Tipo	6 marce
Ratio	1a 37/15, 2a 30/17, 3a 27/20 4a 24/22, 5a 23/24, 6a 24/28

Trasmissione primaria	Ingranaggi a denti dritti; rapporto 1,84
Trasmissione secondaria	Catena Pignone 15 Corona 43
Frizione	Multidisco a secco con comando idraulico

4 Generalità sui sistemi multibody

La cinematica e la dinamica dei sistemi multibody è un' importante parte di ciò che è chiamato CAD (Computer Aided Design) e MCAE (Mechanical Computer Aided Engineering). I sistemi meccanici inclusi nella definizione di sistemi multibody comprendono i robot, macchinari pesanti, sospensioni d'automobili, macchine tessili, macchine per l'impacchettaggio e altri. Normalmente i meccanismi usati in tutte queste applicazioni sono soggetti a grandi spostamenti e la loro configurazione geometrica è soggetta a grandi variazioni nelle normali condizioni di esercizio.

Inoltre negli anni recenti le velocità operative sono aumentate e di conseguenza c'è stato un incremento nelle accelerazioni e nelle forze inerziali.

Queste grandi forze inevitabilmente conducono allo sviluppo di problemi dinamici che occorre prevedere e controllare. Il principale vantaggio delle simulazioni al computer effettuate dagli strumenti CAD e MCAE consiste nel fatto che essi permettono di prevedere il comportamento cinematico e dinamico di tutti i tipi di sistemi multibody in gran dettaglio, durante tutti gli stadi della progettazione dai primi concetti ai prototipi finali. Ad ogni stadio, l'analisi assistita dal computer è uno strumento di grande valore che fornisce un insieme sufficiente di dati per studiare l'influenza dei diversi parametri della progettazione, poiché esso permette di condurre un gran numero di simulazioni rapidamente ed economicamente.

I programmi di analisi simulano il comportamento di un sistema multibody una volta che tutte le sue caratteristiche geometriche e dinamiche sono state definite. Tali programmi sono certamente molto utili e attualmente essi sono i soli strumenti disponibili per un grande numero di applicazioni. Si può assistere all'avvento di programmi di progettazione che non solo realizzano le analisi di sistema, ma che modificano anche automaticamente i parametri, così da ottenere un comportamento ottimale. Un passo intermedio tra l'analisi e i programmi di progettazione ottimale sono le analisi parametriche, che determinano le differenti risposte di un sistema multibody rispetto alla variazione di una delle variabili della progettazione. In ogni caso, i programmi di analisi costituiscono la base dei programmi di progettazione.

4.1 Metodi computerizzati per sistemi multibody

I codici per computer hanno avuto un grosso sviluppo negli ultimi anni e il loro uso è diventato ampiamente diffuso in molti differenti campi e per un'immensa quantità di applicazioni. Oggi il computer è uno strumento basilare per ingegneri, scienziati, scrittori, etc. Attualmente i personal computer hanno caratteristiche tecniche superiori a quelle dei mainframe usati negli anni sessanta e settanta e che solo le più grandi compagnie potevano permettersi. Gli ingegneri che lavorano per società di consulenza o grandi aziende nell'analisi o nella progettazione di nuovi prodotti, realizzano il loro lavoro utilizzando workstation

personalizzate, per le quali, è richiesta una sempre maggiore velocità di esecuzione e migliori interfacce grafiche al fine di facilitare e perfezionare il noioso compito di immissione ed interpretazione dei dati.

Alla fine degli anni settanta, l'analisi di un modello ad elementi finiti con parecchie migliaia di gradi di libertà, o l'analisi dinamica completa di un sistema multibody su un mainframe, potevano richiedere oltre venti ore di tempo di calcolo. L'analista spendeva inoltre un tempo molto lungo per la preparazione dei dati d'ingresso, riportati su un grande numero di schede forate e per l'interpretazione dei risultati dell'output del computer. Questa procedura è oggi completamente cambiata. L'analista può preparare i dati di input in maniera interattiva con l'aiuto di un preprocessore che utilizza terminali grafici sofisticati. Il tempo di esecuzione è stato ridotto ad una frazione di un'ora di Cpu nelle moderne workstation. Per problemi più complessi l'analista utilizza super computer o le architetture parallele remotamente connesse al suo sistema personale. Il noioso lavoro di interpretare pagine e pagine di stampa di computer è stato inoltre alleviato attraverso l'uso dei terminali grafici, che possono mostrare un disegno animato dei risultati.

Sebbene l'analisi degli elementi finiti e la simulazione multibody sono parte della famiglia MCAE, essi sono diversi non solo nei loro rispettivi scopi ma anche nei loro modus operandi, cioè nel modo in cui essi funzionano. L'analisi ad elementi finiti dev'essere veloce. Essa, è essenzialmente un processo batch in cui l'utilizzatore, di solito, non interagisce con l'analisi del computer dall'inizio alla

fine di quel processo. D'altra parte l'analisi cinematica e dinamica dei sistemi multibody è un processo che può essere più appropriatamente eseguito utilizzando l'analisi interattiva. L'analista è interessato a visualizzare un set completo di risposte successive del sistema multibody con una simulazione del suo comportamento in tutto il campo di lavoro e in un certo periodo di tempo. In certi casi, può essere necessario ottenere una risposta in tempo reale e introdurre l'analista come un elemento addizionale nella simulazione (chiamato *main in the loop*), che può agire introducendo forze esterne o controllare specifici gradi di libertà. Questo ovviamente impone costrizioni sull'hardware e il software del computer che superano quelli imposti dall'analisi agli elementi finiti. L'analisi interattiva e in tempo reale aiuterà l'ingegnere a ottimizzare la produttività e l'uso del proprio tempo, che costituisce la parte più costosa del processo di simulazione. Ovviamente la classe e l'ampiezza dei problemi che possono essere risolti in tempo reale aumenterà quando l'hardware del computer e gli algoritmi numerici miglioreranno negli anni a venire.

L'avvento delle potenti workstation nel mercato dei computer, sta rendendo possibile quest'analisi interattiva per la professione dell'ingegnere in generale, e per l'analisi di sistemi multibody in particolare. Le attuali workstation possono correntemente raggiungere 100 Mips e 20 Mflops di potere di processo, e disegnare centinaia di migliaia di vettori tridimensionali e poligoni per secondo. Esse funzionano sotto sistemi operativi standard ed interfacce grafiche quali UNIX, X-Windows, MOTIF, PHIGS, WINNT, etc. e possono essere acquistate a

prezzi molto accessibili. Dato il ritmo al quale l'hardware del computer è stato migliorato nel passato, possiamo ovviamente aspettarci migliori e più veloci piattaforme hardware negli anni a venire. Di conseguenza è prevedibile che l'uso di programmi di computer a scopo generale per l'analisi tridimensionale interattiva di sistemi multibody sarà considerata dalla professione ingegneristica non solo come strumento necessario, ma anche come un tool da considerarsi acquisito nel processo di progettazione.

In questa trattazione si descrivono formulazioni e metodi numerici finalizzati a questo scopo. I metodi tradizionali di analisi, quali quelli grafici e analitici, possono, infatti, risultare limitati se sono applicati a problemi complicati. I metodi grafici in particolare, sebbene forniscono una buona comprensione della cinematica, mancano di accuratezza e richiedono tempi lunghi. Per tali ragioni, essi non sono usati per analisi ripetitive o tridimensionali. I metodi analitici in forma chiusa possono essere estremamente efficienti, ma risultano dipendenti dall'applicazione e possono soffrire di un'eccessiva complessità nella moltitudine di problemi pratici.

Un'alternativa per superare queste limitazioni è, quindi, ricorrere all'analisi numerica e al trattamento veloce di dati alfanumerici disponibili nei correnti computer digitali. Recentemente sono stati pubblicati alcuni libri, [7], [8], [9], che enfatizzano l'uso di formulazioni e algoritmi numerici per la simulazione dinamica multibody. Vari codici di scopo generale per la cinematica e la dinamica

multibody sono stati descritti simultaneamente nella letteratura o resi disponibili sul mercato.

4.2 Concetti base

4.2.1 Sistemi multibody e joint

Si definisce sistema multibody un insieme di due o più corpi rigidi (chiamati anche elementi) non completamente collegati assieme, aventi la possibilità di un moto relativo tra di loro.

Un sistema multibody è un insieme di parti meccaniche (rigide o flessibili) interconnesse mediante giunti che limitano il moto relativo, e soggetto a forze. Il sistema può compiere grandi spostamenti di traslazione e rotazione ed essere eventualmente assoggettato ad un sistema di controllo. Per la descrizione del moto, si definisce la storia temporale dello spostamento assoluto o relativo dei corpi che costituiscono il sistema. A tal fine, s'impone un sistema di equazioni differenziali accoppiato con un sistema di equazioni algebriche.

La cinematica e la dinamica sono caratterizzate da grandi spostamenti, pertanto i modelli matematici sono fortemente non lineari. Quindi, manca un fondamento teorico generalizzato per la risoluzione di sistemi di equazioni algebrico differenziali (DAE), e pertanto, si rende indispensabile l'utilizzo del calcolatore per l'elaborazione e soluzione delle equazioni del moto.

Il collegamento non completo tra due corpi che generano un sistema multibody è chiamato kinematic pair o joint o semplicemente joint. Un joint permette alcuni gradi di libertà nel moto relativo e ne vincola altri.

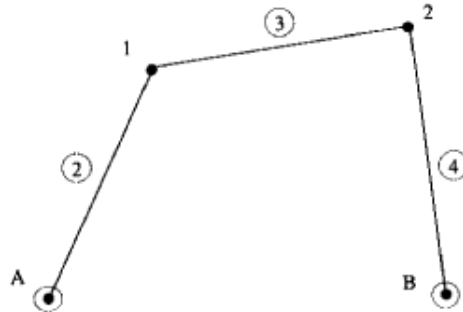


fig. 4.1

Un joint di I classe consente 1 grado di libertà, un joint di II classe consente 2 gradi di libertà, e così via. Per esempio un joint revolute \mathcal{R} è un joint di I classe, che permette solo una rotazione relativa. In sistemi multibody planari, i tipi di joint più usati sono il *revolute* \mathcal{R} e il *prismatic* (P), che permettono rispettivamente la rotazione relativa e la traslazione. In sistemi multibody tridimensionali si definiscono anche: *cylindrical* \mathcal{C} , *spherical* (S), *universal* (U), e *helical* (H). Qualche volta sono presenti anche i joint *gear* (G) e il *track-wheel rolling contact* (W).

Generalmente gli elementi di un sistema multibody sono uniti attraverso i joint, come mostrato in figura 4.1. A volte, gli elementi non hanno contatti diretti,

ma sono collegati mediante elementi che trasmettono forze, come molle o smorzatori.

I sistemi multibody sono classificati in *sistemi a catena aperta* e *sistemi a catena chiusa*. Se un sistema è composto da corpi senza diramazioni chiuse (*loops*), allora esso è chiamato sistema a catena aperta; in caso contrario esso è chiamato sistema a catena chiusa. Un doppio pendolo per esempio è un sistema a catena aperta, mentre il meccanismo mostrato in figura 1.1 è un esempio di sistema a catena chiusa.

4.2.2 Coordinate Dipendenti e Indipendenti

Per descrivere un sistema multibody, il primo importante punto da considerare è la scelta del modello matematico utilizzato per descrivere la posizione e il moto. In altre parole, occorre scegliere il set di coordinate che permette di definire univocamente la posizione, la velocità e l'accelerazione del sistema in ogni istante. Esistono molte possibilità per risolvere questo problema: lo stesso sistema, infatti, può essere descritto con differenti tipi di coordinate, ma ciò non significa che essi sono equivalenti, nel senso che essi non risultano ugualmente efficienti o facili da applicare. La descrizione di un sistema può, infatti, risultare più facile con un particolare tipo di coordinate. Pertanto il primo problema che si incontra nella modellazione di un sistema multibody consiste nello scegliere un appropriato sistema di coordinate. Una prima scelta consiste nell'usare un sistema di coordinate indipendenti, il cui numero coincide col numero di gradi di libertà del sistema, ed è il numero minimo di coordinate necessario per descrivere il sistema.

La seconda scelta consiste nell'adottare un sistema di coordinate dipendenti, il cui numero è superiore al numero di gradi di libertà, che descrivono il sistema in maniera più facile; esse non sono indipendenti, in quanto sono collegate tra loro mediante le equazioni di vincolo. Il numero delle equazioni di vincolo è uguale

alla differenza tra il numero delle coordinate dipendenti e il numero di gradi di libertà. Le equazioni di vincolo sono generalmente non lineari.

Gli studi su questo argomento tendono a concludere che le coordinate indipendenti non sono una soluzione adatta per l'analisi di un sistema multibody, poiché esse non soddisfano una delle caratteristiche più importanti, cioè che il sistema di coordinate dovrebbe definire univocamente la posizione del sistema multibody. Le coordinate indipendenti determinano direttamente la posizione degli input body o il valore delle coordinate la cui legge di variazione è imposta dall'esterno, ma non la posizione dell'intero sistema. Per alcune particolari applicazioni, le coordinate indipendenti possono essere molto utili per descrivere con un numero minimo di dati le velocità o le accelerazioni e piccole variazioni della posizione, con un'elevata efficienza di calcolo.

La scelta alternativa al set di coordinate indipendenti è il sistema di coordinate dipendenti, che determinano univocamente la posizione di tutti i corpi.

Sostanzialmente le coordinate dipendenti possono distinguersi nei seguenti tre tipi:

- *Coordinate relative*
- *Coordinate cartesiane o a punto di riferimento*
- *Coordinate cartesiane complete o naturali.*

Quest'ultimo sistema di coordinate è quello più usato in questa trattazione. Tutti e tre i tipi di coordinate possono essere utilizzati sia per sistemi planari, sia per sistemi tridimensionali. Poniamo particolare attenzione, però, all'uso delle

coordinate naturali. Attraverso queste coordinate, la posizione di un oggetto tridimensionale è definita usando le coordinate cartesiane di due o più punti e le componenti di uno o più unit vector rigidamente solidali al corpo.

4.2.3 Formulazione Simbolica e Numerica

Nell'ambito dei codici di calcolo per analisi cinematiche e dinamiche di sistemi multibody, esistono due gruppi caratterizzati da differenti approcci e capacità: codici simbolici e codici numerici.

I codici simbolici non forniscono in uscita numeri, ma solo nomi di variabili ed espressioni analitiche: la loro uscita sarà un insieme di equazioni matematiche che modellano la cinematica o la dinamica del sistema in questione, in linguaggio FORTRAN, C, PASCAL, o un qualunque altro linguaggio scientifico. I vantaggi dei metodi simbolici consistono nell'eliminare le operazioni con variabili aventi valore zero, e nel controllare direttamente l'influenza di ciascuna variabile nelle equazioni che descrivono il comportamento del sistema. Un codice simbolico dev'essere caratterizzato dalla massima efficienza, cioè esso dev'essere capace di semplificare le equazioni, per esempio evidenziando i fattori comuni e compattando le espressioni trigonometriche. Queste operazioni sono rese più facili attraverso l'uso di strumenti come MACSYMA, MAPLE, e MATHEMATICA.

La formulazione simbolica può risultare vantaggiosa quando la generazione delle equazioni è realizzata una sola volta ed è valida per l'intero range dei

movimenti che il sistema può effettuare. Uno dei maggiori problemi consiste peraltro nel fatto che un sistema multibody può effettuare una sostanziale variazione della sua configurazione cinematica durante il moto, dando luogo ad una sostanziale variazione corrispondente delle equazioni del moto. A tali variazioni corrispondono, in genere, modifiche dell'insieme delle coordinate generalizzate, con la comparsa e la scomparsa di vincoli cinematici, impatti e shock, attrito coulombiano, etc. In questi casi occorre prendere speciali provvedimenti per evitare la completa riformulazione delle equazioni simboliche del moto.

I codici numerici, d'altra parte, forniscono una soluzione generale all'analisi cinematica e dinamica di tutti i tipi di sistemi multibody. Questi programmi formulano le equazioni del moto numericamente senza generare le equazioni analitiche relative ad uno specifico problema. In molti casi, i metodi numerici sono meno efficienti di quelli simbolici, ma la loro generalità e il fatto che il loro uso sia più facile costituiscono un sensibile vantaggio. Inoltre, recenti passi in avanti nei metodi numerici hanno permesso un sostanziale miglioramento nell'efficienza della formulazione numerica, rendendoli più competitivi per molti tipi di applicazioni. Questi vantaggi includono l'uso di tecniche con matrici sparse, che eliminano le operazioni con termini uguali a zero, e la possibilità di un uso migliorato delle formulazioni dinamiche [7].

4.3 Tipologie di problemi

Problemi cinematici:

I problemi cinematici sono quelli che interessano solo le posizioni o i moti dei corpi, senza tener conto delle forze e delle reazioni che li hanno generati. I problemi cinematici sono quindi di natura puramente geometrica, e possono essere risolti senza tener conto non solo delle forze, ma anche delle caratteristiche inerziali degli elementi come masse, momenti d'inerzia e posizioni dei centri di gravità.

Gli *input element* o *input body* sono gli elementi o corpi di un sistema multibody la cui posizione o il moto sono assegnati o noti. La posizione e il moto degli altri elementi del sistema sono determinati in base alla posizione e al moto degli input element. Come esempio possiamo considerare il meccanismo di figura 4.1, in cui l'elemento o corpo 2 è un input element.

Qualche volta il problema cinematico è basato non su un input element ma su una *input coordinate*, come un angolo, una distanza, o la coordinata di un punto. Ci sono tante *input coordinate* quanti sono i gradi di libertà.

Problemi dinamici:

In generale, i problemi dinamici sono più complessi di quelli cinematici, e vanno affrontati dopo aver risolto il problema cinematico. La caratteristica principale dei problemi dinamici è che essi coinvolgono le forze che agiscono sul

sistema multibody e le caratteristiche inerziali dei corpi come masse, tensori d'inerzia e posizioni dei centri di gravità.

4.4 Generalità sul codice Adams

Il codice Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System) è uno dei più aggiornati e completi codici di simulazione disponibili sul mercato. Esso funziona sotto il sistema operativo Windows 95 o Windows NT ed ha delle notevoli potenzialità di presentazione della simulazione in forma grafica animata. Esso, inoltre presenta dei moduli specifici per elementi quali pneumatici, sospensioni, autoveicoli, etc.

L'organizzazione generale dei sistemi multibody, così come l'ADAMS, prevedono tre fasi. La prima fase è il *Pre-processing*, che consiste nell'inserimento da parte dell'utente dei dati che definiscono il sistema. Segue poi la fase di *Solution*, che è nient'altro che l'applicazione degli algoritmi risolutivi al sistema DAE. Infine vi è il *Post-processing*, ovvero un'elaborazione dei risultati attraverso tabulati numerici, grafici ed animazioni.

Una volta definito il modello da parte dell'utente, l'ADAMS svolge i seguenti passi:

- Esame da parte del codice dell'input per individuare eventuali errori sintattici nella formulazione del modello.
- Allocazione in memoria dei dati in un formato efficiente per la simulazione.

- Esame del modello per individuare eventuali errori relativi alla schematizzazione.
- Calcolo del numero di gradi di libertà (DOF).
- Analisi del sistema, che può essere Statica, Cinematica, Dinamica.
- Fornitura dei risultati per l'elaborazione nelle varie forme (tabulati, grafici, animazioni).

L'ADAMS possiede due tipi di moduli per modellare ed analizzare il sistema. Essi sono [10]:

1) Adams SOLVER

E' un modulo base del programma per la definizione del modello e impostazione e soluzione di sistemi DAE. E' dotato di un'interfaccia non grafica che permette tuttavia di gestire tutti gli elementi della modellazione. Esso è il solutore che viene invocato per risolvere ogni analisi.

2) Adams VIEW

Serve per la modellazione ed analisi dei sistemi. E' dotato di un'interfaccia grafica che permette la creazione dei modelli (anche parametrici), l'analisi ed il post-processing.

4.4.1 Forze in ADAMS

L'ADAMS, prevede la possibilità di utilizzare vari tipi di forze. Esse sono:

- *Beam*; forza tipo trave elastica a sezione costante.
- *Bushing*; cerniera elastica con rigidezza e smorzamento lineari.

- *Field*; forza traslazionale e rotazionale di azione e reazione con proprietà elastiche lineari o non lineari.
- *Vforce*; vettore di forze traslazionali.
- *Vtorque*; vettore di forze rotazionali.
- *Sforce*; componente singola di forza o di coppia.
- *Nforce*; forza multipuntuale con legami lineari di rigidità e smorzamento.
- *Springdamper*; molla smorzatore traslazionale o rotazionale.
- *Tire*; elemento pneumatico.

4.4.2 *Coordinate in Adams*

Il codice Adams, per modellare i sistemi di corpi rigidi, utilizza un sistema di coordinate a punto di riferimento, che consiste nell'esprimere, per ogni corpo, le coordinate cartesiane di un punto e l'orientamento di un riferimento solidale al corpo, con origine in quel punto, rispetto ad un riferimento assoluto. In Adams, il riferimento assoluto è chiamato *ground reference frame*; esso è levogiro e presenta un asse allineato con la direzione della forza di gravità ed altri due assi ortogonali. Come punto di riferimento Adams utilizza, per ogni corpo, il baricentro a cui associa il cosiddetto *marker*. Un marker in Adams rappresenta l'insieme di un punto geometrico caratterizzato dalle sue coordinate cartesiane, e di un riferimento costituito da tre assi ortogonali e solidale al corpo. La posizione del corpo rigido viene quindi determinata attraverso la definizione di 6 coordinate generalizzate che sono le 3 coordinate cartesiane del baricentro e i 3 angoli di

Eulero che esprimono l'orientamento della terna solidale rispetto al riferimento assoluto. Adams poi localizza sui corpi rigidi altri markers che servono per definire la geometria e le dimensioni degli elementi. Una volta che sono state definite la geometria e le dimensioni dei corpi rigidi del sistema, occorre definire i materiali e le caratteristiche inerziali dei corpi, cioè massa e momenti centrali d'inerzia. A questo proposito, occorre notare che Adams può calcolare direttamente le caratteristiche inerziali dei corpi, una volta noti le loro dimensioni e i materiali, oppure si possono inserire dall'esterno le caratteristiche inerziali.

I vari corpi rigidi possono essere collegati mediante joints, e cioè joints revolutes, spherical, cylindrical, prismatic, etc.

Ogni volta che viene aggiunto un joint, Adams crea due markers, uno su ciascun corpo unito dal joint.

Quando s'introducono i joints nel modello, occorre fare particolare attenzione al fatto che non si devono introdurre vincoli ridondanti, che limitano gradi di libertà già limitati da altri vincoli. Imporre un vincolo in termini matematici significa scrivere delle equazioni; il sistema delle equazioni di vincolo deve essere risolvibile, cioè il numero delle equazioni dev'essere uguale al numero delle incognite. Quando si introducono dei vincoli ridondanti si aumenta il numero di equazioni rispetto al numero di incognite, e così il sistema di equazioni di vincolo non è più risolvibile, diventa impossibile.

Il codice Adams prevede la distinzione tra due tipi di vincoli ridondanti, quelli consistenti e quelli inconsistenti [10]. I vincoli ridondanti consistenti sono

quelli che, comunque, soddisfano le equazioni indipendenti di vincolo; per esempio se si vincola un generico corpo rigido nello spazio con un joint revolute, esso avrà un solo grado di libertà che è la rotazione attorno all'asse del revolute. Se sullo stesso corpo si mette un altro revolute con asse coincidente con l'asse del primo, il corpo può ancora continuare a muoversi: ciò significa matematicamente che le equazioni aggiunte a causa del secondo joint revolute consentono comunque la risoluzione del sistema di equazioni di vincolo relative al primo revolute, cioè le equazioni di vincolo del secondo revolute sono combinazione lineare delle equazioni di vincolo del primo revolute. I vincoli ridondanti inconsistenti sono quelli che invece rendono il sistema delle equazioni di vincolo impossibile da risolvere. Facendo riferimento all'esempio precedente, se al primo revolute si aggiunge sul corpo un secondo revolute con asse non coincidente con l'asse del primo, il corpo non può più muoversi; in questo caso le equazioni di vincolo aggiunte col secondo revolute non sono combinazione lineare di quelle del primo revolute, e il sistema delle equazioni di vincolo è impossibile da risolvere poiché il numero delle equazioni indipendenti è superiore al numero di incognite [10].

Il codice Adams prevede la possibilità di effettuare la simulazione cinematica e dinamica di sistemi iperstatici labili con vincoli consistenti, mentre non può effettuare la simulazione con vincoli ridondanti inconsistenti. La simulazione di sistemi con vincoli ridondanti consistenti viene realizzata dal codice assumendo arbitrariamente i valori delle reazioni vincolari nei vincoli

ridondanti, e trovando di conseguenza le reazioni degli altri vincoli. I risultati della simulazione, in quest'ultimo caso, non possono essere considerati veritieri. Per ovviare a questa difficoltà, con il codice Adams occorre modellare i sistemi di corpi rigidi senza aggiungere vincoli che limitano gradi di libertà già limitati da altri vincoli; cioè il numero delle equazioni di vincolo dev'essere uguale al numero di incognite.

La modellazione della strada in Adams viene realizzata suddividendo la stessa in un certo numero di triangoli di cui devono essere fornite le coordinate cartesiane dei vertici, rispetto al riferimento assoluto. Servendosi di triangoli piccoli, cioè i cui vertici sono molto ravvicinati, possono essere modellate anche le asperità più piccole della strada.

Costruito il modello può essere effettuata la simulazione cinematica e dinamica. La simulazione cinematica viene realizzata mediante l'utilizzazione del metodo iterativo Newton-Raphson. La condizione iniziale da cui parte il metodo è quella relativa alla posizione in cui si trovano i corpi quando sono stati costruiti. L'analisi dinamica viene realizzata risolvendo numericamente il sistema delle equazioni del moto (sistema non lineare di equazioni algebrico-differenziali, DAE). La condizione richiesta per l'integrazione delle equazioni del moto è che la matrice Jacobiana sia non singolare.

In Adams si può impostare il valore del passo temporale per il quale è richiesta l'uscita dei dati della simulazione. L'integrazione delle equazioni del moto viene realizzata con un metodo implicito, a passo variabile. Quindi

l'integrazione delle equazioni partirà con un passo temporale che è quello impostato, e poi per assicurare la stabilità del metodo il passo temporale diminuisce; tuttavia la presentazione dei risultati della simulazione avviene in base al passo temporale (step) fissato.

Con Adams è possibile vedere graficamente la simulazione cinematica e dinamica mentre essa viene compiuta dal codice, con notevoli vantaggi per l'utente che può, quindi controllare in maniera visiva la validità della modellazione realizzata. I dati relativi alla simulazione come carichi, velocità, accelerazioni, sono resi disponibili mediante grafici.

5 Descrizione del modello.

L'obiettivo che ci si propone è quello di realizzare, in questa fase, un modello di motocicletta utilizzando un codice multibody MSA (multibody system analysis), impiegando a tal fine il programma scientifico ADAMS. L'analisi MSA rappresenta lo studio al calcolatore del movimento dei sistemi meccanici, in seguito all'applicazione di forze esterne o di sollecitazioni che agiscono sul sistema stesso. I sistemi spaziali oggetto dello studio, sono simulati con corpi rigidi e con elementi flessibili, tra di loro connessi tramite vari tipi di vincoli. Le forze esterne e le reazioni vincolari causano infatti i movimenti dei componenti del sistema congruenti con le condizioni di vincolo imposte. Il modello numerico consta delle seguenti parti:

- Il telaio
- La ruota posteriore
- La ruota anteriore
- La sospensione posteriore
- La sospensione anteriore
- Il nastro
- I rulli
- Il sistema di vincolo
- La cella di carico

5.1 Il telaio

L'ADAMS consente di adoperare diverse modelli per la schematizzazione degli organi meccanici più comuni. Si presentano, perciò, diverse possibilità di realizzare il telaio della motocicletta. E' possibile modellare ricorrendo a due strutture semplificative :

- corpo rigido
- corpo flessibile.

In mancanza di sufficienti dati relativi alle caratteristiche elastiche di un telaio si è stati costretti ad utilizzare il primo modello citato. Si ricorda altresì che, ai fini dello studio che si è inteso eseguire, sarebbe necessario considerare una ulteriore parte costituente il motociclo, il motore. Tale elemento, per semplicità, è stato considerato parte integrante del telaio. E' stato perciò utilizzato il modello "plate". Il plate viene definito come un solido poligonale estruso con gli angoli arrotondati ed esso viene creato indicando le posizioni di detti angoli [10]. Definita la geometria e stabilito il materiale costituente, l'algoritmo calcola automaticamente le caratteristiche di inerzia del sistema.

5.2 La ruota posteriore

Il software possiede diversi modelli di pneumatici, ognuno dei quali risponde a specifiche esigenze. Essi vengono definiti come "force element" introdotti come *tire property files* [12], i quali definiscono altresì la forma e le dimensioni della "strada". Nessuno di detti modelli è adatto però alla modellazione del sistema

banco-moto in quanto essa richiede che, rispetto al riferimento assoluto, sia il nastro a muoversi e la moto a rimanere ferma e non viceversa. Si è scelto pertanto di schematizzare la ruota posteriore come un semplice corpo rigido di forma cilindrica e di dare a questo, successivamente, tramite l'utilizzo di una GENERAL_FORCE che permette di modellare il campo di forze agente nella zona di contatto tra ruota e nastro, le caratteristiche proprie di un pneumatico. La ruota è collegata al forcellone posteriore mediante una cerniera cilindrica.

5.3 La ruota anteriore

Per quanto concerne la ruota anteriore si è proceduto come per la posteriore.

5.4 La sospensione posteriore

Con il termine sospensione posteriore di una motocicletta si intende un gruppo che sospende il telaio dalla ruota posteriore ed è stato schematizzato come un gruppo costituito da:

forcellone (swingarm)

gruppo molla ammortizzatore (shock adsorber).

È stato preso come schema di riferimento quello della sospensione posteriore della motocicletta utilizzata per le prove di laboratorio. Tale sospensione è caratterizzata dal fatto che il gruppo molla-ammortizzatore non è collegato direttamente al telaio ma al bilanciante di un meccanismo del tipo “quadrilatero articolato” che ha il ponte appartenente al telaio e la manovella ricavata sul forcellone. Di tale meccanismo è stato necessario modellare il bilanciante e la

biella. Per quanto riguarda il bilanciare è stato utilizzato un elemento piastra (*plate*) triangolare, i cui vertici sono collegati, mediante cerniere cilindriche, uno al gruppo molla-ammortizzatore, un altro al telaio ed il terzo alla biella. Quest'ultima, che collega il bilanciare al forcellone sempre tramite cerniera, è stata realizzata facendo ricorso ad un elemento predefinito: il *link*. Il *link* è un solido geometrico avente la forma di una barra a sezione rettangolare ricavato per estrusione e con le estremità arrotondate intorno a due punti, i marker.

Il forcellone può essere assimilato ad una struttura scatolare rettangolare metallica vincolata al telaio mediante una cerniera cilindrica e recante all'altra estremità la ruota anch'essa collegata mediante cerniera. Tale elemento è stato schematizzato come un elemento *link*. Per la modellazione del gruppo molla ammortizzatore non si è fatto ricorso ad alcun elemento predefinito ma si è utilizzato un modello di sospensione costituito da due cilindri cavi coassiali vincolati tramite un *traslational joint* a scorrere relativamente lungo l'asse comune.

“Il *traslational joint* permette ad una parte di scorrere lungo la direzione fissata dal vettore che ha come punto di applicazione un punto della parte stessa e che è diretta verso l'altra. Le parti possono solo traslare e non ruotare l'una rispetto all'altra. In altre parole la direzione dello scorrimento è parallela a quella del vettore orientato e passa per il punto stabilito” [10].

La legge di azione e reazione tipica del comportamento di un gruppo molla-ammortizzatore è stata modellata facendo ricorso ad una *SINGLE_COMPONENT_FORCE* agente tra due marker, uno dei quali posto all'estremità superiore del cilindro interno e l'altro all'estremità inferiore del

cilindro esterno, estremità che andranno collegate rispettivamente al telaio ed al forcellone. Tali marker sono denominati rispettivamente *Ref_Upper* e *Ref_Lower* e sono disposti in modo tale da avere la direzione dell'asse z comune coincidente con l'asse dei cilindri costituenti la sospensione.

Per completare la definizione di questo elemento è necessario specificare i valori assunti da:

K rigidezza della molla

C smorzamento dell'ammortizzatore

Il precarico

in quanto il suo modulo è calcolato secondo la relazione :

$$\text{force} = -c(dr/dt) - k(r - \text{length}) + \text{precarico}$$

in cui per r si intende la distanza tra i due marker, per length si intende la lunghezza della molla sotto l'azione del solo precarico [10].

E' noto che le tali caratteristiche, in particolare lo smorzamento, non sono costanti bensì dipendenti dal carico agente e dalla corsa manifestando un diverso comportamento tra le fasi di compressione e estensione. L'algoritmo consente di realizzare uno *spring damper* che tenga conto di tale comportamento facendo ricorso ad una funzione logica definita *IF* che ha lo stesso significato e lo stesso lessico di quelle impiegate nei linguaggi di programmazione. Assumendo come variabile indipendente la derivata prima dello spostamento relativo tra i due marker di attacco dell'ammortizzatore lungo un prestabilito asse è possibile

assegnare diversi valori allo smorzamento a seconda che detta variabile sia maggiore uguale o minore di zero. L'espressione della funzione *IF* è la seguente:

IF(EXP1: EXP2, EXP3, EXP4), che vuol dire :

se l'espressione $1 < 0$ allora assegna l'espressione 2 ;

se l'espressione $1 = 0$ allora assegna l'espressione 3 ;

se l'espressione $1 > 0$ allora assegna l'espressione 4.

Per quanto riguarda invece la rigidità della molla, essa è stata ritenuta con buona approssimazione costante. La funzione *IF* assume una espressione del tipo:

IF(V_y (SHOCK_ADSORBER_HEAD)-
 V_y (SHOCK_ADSORBER_FOOT):EXP1; EXP2; EXP3)

In cui con V_y si è indicata la componente della velocità del marker secondo il proprio asse *Y*. E' chiaro allora che se tale differenza è positiva il valore dello smorzamento diventa quello dato dalla exp2, se è nullo quella della exp3, se è negativo quello della exp4.

Per quanto riguarda il calcolo della rigidità assunta costante al variare del carico, per un valore di prima approssimazione, si può procedere come segue. Si consideri la fig.5.1:

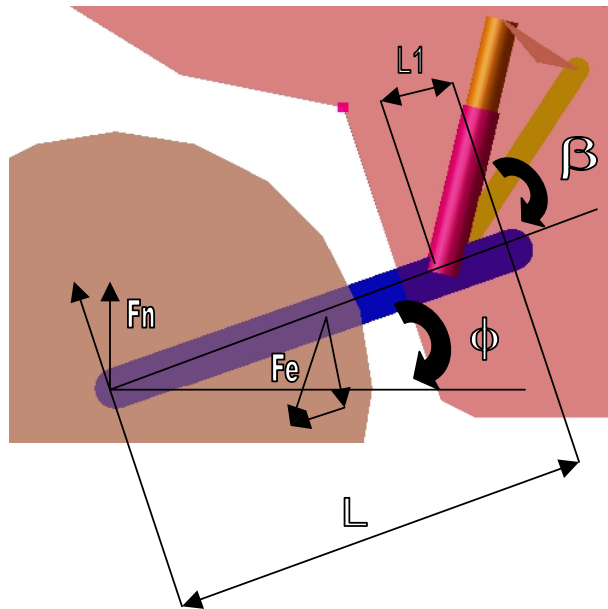


fig 5.1

e si immagini, per comodità che il telaio (frame) sia immobile mentre al forcellone sia consentita la rotazione intorno alla cerniera. L'equilibrio alla rotazione intorno al centro della cerniera tra i momenti rispettivamente del carico esterno e della reazione elastica della sospensione è espresso dalla relazione:

$$F_N * l \cos \phi - F_e * l_1 \sin \beta = 0$$

Da questa si ricava il valore della forza elastica una volta fissati tutti gli altri parametri che compaiono nella espressione. Il valore della F_N è stato considerato pari al peso del sistema motocicletta-guidatore. I valori degli angoli su menzionati sono state desunte da manuali di case costruttrici e da riviste specializzate. Fissato il valore della compressione massima della sospensione è possibile risalire al valore della rigidezza. Bisogna infine osservare che il comportamento della sospensione cambia al variare della posizione dei punti di attacco della stessa al al

forcellone ed al bilanciante del quadrilatero articolato a parità di rigidità e smorzamento.

5.5 La sospensione anteriore

Gli elementi di una sospensione sono tutti quelli che sospendono il telaio principale sulle ruote. In questo caso sono le coppie di forcelle e le piastre di attacco.

La sospensione del modello è costituita dalle seguenti parti:

Piastra di sterzo

Gruppo molla-ammortizzatore

Si è fatto ricorso ad elementi predefiniti quali cilindri (*cylinder*), piastre (*plate*), ammortizzatori (*spring-dampers*). Per quanto attiene il primo elemento possiamo dire che è un solido di rivoluzione dotato di massa dipendente dalla densità del materiale assegnata alla *part* cui l'elemento appartiene. E' individuato da un marker di riferimento la cui terna relativa di assi di riferimento deve presentare l'asse *Z* in modo che coincida con quello di simmetria per il solido stesso. Lo *shock adsorber* è stato schematizzato facendo ricorso allo stesso modello utilizzato per la sospensione posteriore per il quale valgono le stesse considerazioni del paragrafo 5.4. La rigidità *K* della sospensione può essere ancora una volta considerata costante, in prima approssimazione, ed un modo

semplice per determinarla può essere dedotto dallo schema con semplici calcoli.

Risulta infatti che, come si evince dalla fig.5.2 :

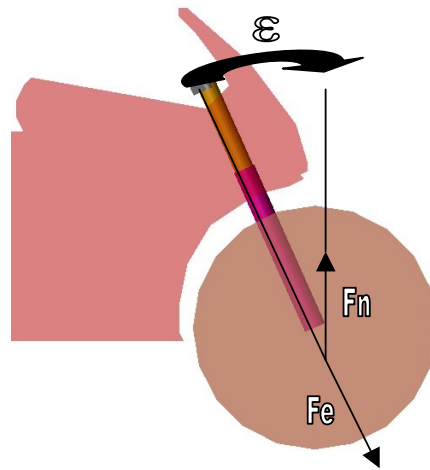


fig 5.2

$$F_N \cdot \cos \epsilon = F_e$$

in cui F_n rappresenta il carico massimo applicato, ϵ è l'inclinazione della forcella anteriore rispetto alla verticale e F_e è la reazione dell'elemento elastico. Fissato il valore dell'angolo ϵ e del carico massimo gravante si evince il valore della reazione; dal valore della deformazione massima si risale al valore della rigidità. Per concludere la schematizzazione di questa parte resta la piastra di sterzo ed il vincolo che la collega ai cilindri. La piastra di sterzo è un elemento che riveste una notevole importanza sia per la definizione della geometria dell'avantreno sia per il comportamento dinamico dell'intero motociclo in quanto dal suo disegno dipende il valore assunto dall'avancorsa, per la cui comprensione si rimanda capitolo 2.

Lo steering plate è stato schematizzato tramite un elemento piastra (*plate*) di forma triangolare. Esso deve essere collegato rigidamente alla parte superiore della sospensione. E' possibile realizzare il collegamento in due modi diversi tra loro:

Boolean union ;

Fixed constraint.

Il primo realizza una fusione tra le due parti che vengono conglobate in una nuova parte, il che comporta una nuova redistribuzione della massa della parte e quindi un diverso baricentro. Il secondo tipo è un vincolo di tipo incastro capace cioè di bloccare ogni movimento relativo tra le parti interessate. “Un *fixed joint* lega due parti in modo che esse non possano avere alcun moto relativo. L'effetto è simile a definire due parti come se fossero una sola. Il vantaggio che consegue all'utilizzo di questo vincolo sta nel fatto che è possibile in una successiva analisi eliminarlo e sostituirlo con un altro” [10]. Si osserva infine che lo schema di sospensione adottato a modello è quello della “telescopica a steli rovesciati”.

5.6 Il nastro

Essendo oggetto di questa tesi il testare con il presente modello la dinamica longitudinale del motoveicolo, il nastro è stato modellato come corpo rigido, utilizzando un elemento predefinito *box*, essendo la sua rigidità in direzione longitudinale molto elevata. Il *box* è un parallelepipedo di cui è possibile assegnare le dimensioni. Nel nostro modello il nastro è stato quindi schematizzato come un parallelepipedo di spessore molto minore rispetto alla larghezza ed alla

lunghezza. Delle caratteristiche di flessibilità e di deformabilità del nastro si è tenuto conto successivamente, con la modellazione del campo di forza agente tra quest'ultimo ed il pneumatico realizzata facendo ricorso ad una GENERAL_FORCE.

5.7 I Rulli

Il modello prevede che il nastro descritto nel precedente paragrafo sia avvolto intorno ad una coppia di rulli cilindrici. Tali rulli pertanto sono schematizzati facendo ricorso ad elementi predefiniti di tipo cilindro. Ogni rullo è collegato alla parte predefinita *ground* mediante una cerniera cilindrica, in modo che sia libero unicamente di ruotare intorno al proprio asse di simmetria.

5.8 Il sistema di vincolo

Le prime prove effettuate sul banco prendono in considerazione soltanto la dinamica longitudinale del motoveicolo. Per questo motivo la dinamica trasversale della motocicletta è impedita mediante un sistema di vincolo che, per i nostri scopi, possiamo pensare costituito da due bracci collegati tra loro da una cerniera cilindrica. I bracci del sistema di vincolo sono stati modellati utilizzando due elementi di tipo *link* denominati *Upper_Arm* e *Lower_Arm*, i quali sono collegati tra loro mediante una cerniera cilindrica. Il braccio *Upper_Arm* è inoltre collegato alla parte predefinita *ground*, mentre il braccio *Lower_Arm* è agganciato

al telaio della motocicletta. Questi ultimi due collegamenti sono entrambi realizzati mediante cerniere cilindriche.

5.9 La cella di carico

La forza longitudinale dovuta alla interazione tra pneumatico e nastro, che rappresenta il tiro che permette alla moto di vincere le forze di attrito, aerodinamiche, di pendenza, e di avanzare e di accelerare, viene misurata con una cella di carico posta alla stessa quota del baricentro del motociclo, in modo da non alterare il sistema di forze agenti sullo stesso. Il collegamento tra quest'ultimo e la cella avviene tramite un cavo in acciaio opportunamente precaricato, per evitare che durante la prova la cella possa scaricarsi. La cella è fissata al telaio fisso del banco.

Il sistema cella di carico-cavo d'acciaio viene modellato facendo ricorso ad un elemento predefinito di tipo *spring* avente una rigidezza molto elevata. Esso è un elemento di tipo force, cioè un ente fisico privo di massa, agente tra due corpi solidi facenti parte di due part distinte e tra le quali esplica un comportamento che segue la legge di azione e reazione. Per la sua definizione è necessario individuare due marker, denominati entrambi *Spring_Marker*, uno dei quali appartiene al telaio ed è sovrapposto al baricentro della moto; l'altro appartiene ad una part collegata al *ground* mediante un *traslational joint* che permette solo traslazioni in senso verticale. L'utilizzo di tale part, denominata *Load_Cell* si è reso necessario per fare in modo che, durante la simulazione, la direzione dell'elemento *spring*

rimanga sempre parallela alla direzione longitudinale. La parte *Load_Cell*, infatti, la quale è stata modellata utilizzando un elemento predefinito di tipo *box*, è vincolata al telaio mediante un *joint primitive* di tipo *inplane*.

Il *primitive-inplane* lega tra di loro due marker appartenenti a due diverse parti in modo tale che il marker appartenente alla prima parte rimanga sempre nel piano *xy* del marker appartenente alla seconda parte [10]. Nel caso della cella di carico il primo marker, denominato *Cell_Fix*, si trova sulla parte *Load_Cell*, mentre il secondo, denominato *Load_Cell_Attach*, appartiene al telaio. La posizione relativa di questi due marker è parametrizzata in modo tale che essi siano situati alla stessa quota, mentre il loro orientamento è tale da avere il piano *xy* coincidente con il piano trasversale del motoveicolo.

5.10 Assemblaggio delle parti e descrizione dei vincoli adottati

Definite e descritte le diverse parti costituenti il modello viene descritto il modo in cui sono assemblate per dar vita al modello finito ed i vincoli adoperati a tal fine. Per quanto riguarda il motociclo, per chiarezza esplicativa si inizia la descrizione dal retrotreno. Si consideri la fig. 5.3.

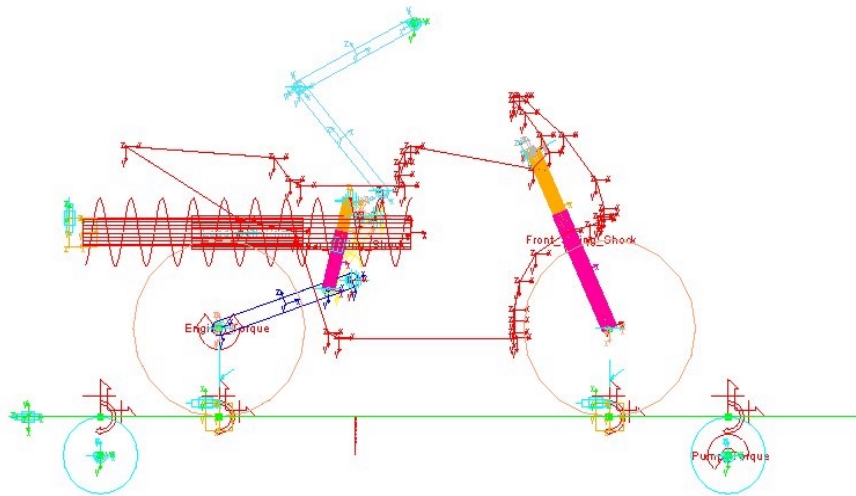


fig. 5.3

La ruota posteriore deve essere collegata al forcellone a mezzo di un vincolo che ne consenta la rotazione intorno ad un asse ovvero che introduca un grado di libertà relativo. Tale vincolo è il *revolute joint*. “Un *revolute joint* permette la rotazione di una parte rispetto ad un’altra intorno ad un asse comune. Il vincolo può essere posizionato in un punto qualsiasi di tale asse di rotazione. L’orientamento del vincolo stabilisce la direzione dell’asse di rotazione in modo che esso sia parallelo a tale direzione e passi per il punto stabilito. Anche il forcellone è collegato al telaio mediante un *revolute joint* che consenta la loro rotazione relativa. La piastra di sterzo è collegata al telaio mediante un vincolo che ne consenta la rotazione relativa in un piano normale a quello di simmetria del veicolo. L’asse intorno a cui deve avvenire la rotazione è l’asse di sterzo del motociclo. Si ricorda altresì che detto asse non è perpendicolare alla strada ma è

inclinato di un angolo rispetto alla verticale alla strada, denominato angolo di sterzo. Da esso dipendono grandezze di fondamentale importanza per la stabilità del mezzo. Il vincolo descritto è ancora una volta un *revolute* opportunamente impiegato. I vincoli impiegati nella costruzione dell'avantreno sono già stati trattati ma per completezza se ne riprende brevemente la descrizione. Lo *steering plate* è legato al cilindro della sospensione anteriore per mezzo di un *fixed joint*, ovvero un vincolo che impedisce i movimenti relativi. Il vincolo che impone al cilindro e allo stelo di scorrere lungo uno stesso asse è un *translational joint*. Il *translational* consente la sola traslazione relativa senza rotazioni, consente cioè un solo grado di libertà relativo. La ruota anteriore è collegata allo stelo mediante un vincolo dello stesso tipo di quello utilizzato per la ruota posteriore. . Assemblato in questo modo, il motociclo viene poi vincolato alla parte *ground* mediante le parti Sistema di Vincolo e Cella di Carico, descritti rispettivamente nei paragrafi 5.8 e 5.9.

Il nastro, il cui asse di simmetria parallelo all'asse longitudinale del moto è posizionato ad una distanza pari al raggio della ruota dall'asse passante per i centri delle due ruote del motociclo, è vincolato alla parte *ground* mediante un *traslational joint*, che ne permette la traslazione solo in direzione longitudinale.

I rulli sono posizionati con i rispettivi assi di rotazione perpendicolari al piano longitudinale del motoveicolo, situati ad una distanza dal nastro pari al raggio e posti tra di loro ad una distanza denominata *Rolls_Dist*. Essi sono inoltre vincolati al *ground* nel modo descritto nel paragrafo 5.7 .

Durante il funzionamento del banco di prova il nastro si muove per effetto delle forze scambiate con i pneumatici del motociclo così come i rulli ruotano per effetto delle forze scambiate col nastro. È evidente quindi che gli accoppiamenti moto-nastro e nastro-rulli non possono essere realizzati utilizzando vincoli di tipo cinematico (*joint*). I punti nei quali il nastro scambia con il motociclo e con i rulli le suddette forze sono quattro, due punti di contatto tra nastro e ruote del motoveicolo, denominati *Rear_Wheel_Contact* e *Front_Wheel_Contact*, e due punti di contatto tra nastro e rulli, denominati *Rear_Roll-Contact* e *Front_Roll_Contact*. In ognuno di questi quattro punti si è pensato di posizionare una GENERAL_FORCE.

È un elemento di tipo *force* che consiste in un sistema di tre forze e tre coppie agenti lungo tre direzioni ortogonali. Per la sua definizione è necessario specificare le espressioni di tre componenti di forza e tre componenti di coppia lungo tre assi individuati da un marker denominato *reference marker*. Tale elemento agisce tra due marker appartenenti a due parti diverse e denominati marker I e marker J, in modo da applicare una azione alla parte alla quale appartiene il marker I, e la corrispondente reazione alla parte alla quale appartiene il marker J. Quest'ultimo è un marker di tipo *floating marker*, ossia un marker mobile rispetto alla parte alla quale è associato. Per definirlo occorre soltanto indicare la parte alla quale esso appartiene; la sua posizione ed il suo orientamento sono calcolati istante per istante dal *Solver* di ADAMS durante la simulazione. L'elemento GENERAL_FORCE agisce infatti in modo tale da muovere, durante la simulazione, il marker J rispetto alla parte alla quale appartiene mantenendolo

sempre sovrapposto al marker I, il quale invece è fisso rispetto alla parte alla quale è associato [10].

Durante il funzionamento del banco i punti di contatto ruote-nastro e nastro-rulli, coincidenti con i punti di applicazione delle forze scambiate tra tali parti, sono fissi nel tempo rispetto al riferimento assoluto, mentre le ruote, i rulli ed il nastro sono mobili nel tempo rispetto a tale riferimento. Ne consegue che, se si applicasse soltanto un elemento GENERAL_FORCE in ognuno dei punti suddetti, comunque si scegliesse la parte alla quale associare il marker I, i punti di applicazione di tali elementi forza risulterebbero mobili con la parte stessa e quindi non più fissi rispetto al riferimento assoluto. È stato necessario quindi definire, in ognuno dei quattro punti di contatto, una parte intermedia che scambi un elemento GENERAL_FORCE con ognuna delle due parti a contatto nel punto e che risulti fissa rispetto al riferimento assoluto durante la simulazione. Per ogni punto di contatto è stata definita così una parte intermedia, modellata facendo ricorso ad un elemento “corpo rigido” di tipo *box*, ed una coppia di GENERAL_FORCE agenti tra la parte intermedia ed ognuna delle due parti a contatto nello specifico punto. Ovviamente per ogni punto di contatto le espressioni delle componenti omologhe delle due GENERAL_FORCE risultano uguali ed opposte. Le componenti di tali forze utili per i nostri scopi sono quelle in direzione longitudinale. Per modellare la componente longitudinale dell’interazione pneumatico-nastro si è fatto ricorso alla formula proposta da H.B. Pacejka [29], mentre per quanto riguarda la stessa componente dell’interazione nastro-rulli è stata utilizzata con buona approssimazione un’espressione funzione

lineare dello slittamento, inteso come velocità relativa tra rullo e nastro nel punto di contatto relativo in direzione longitudinale.

Detti x, y e z rispettivamente gli assi longitudinale, trasversale e verticale si riportano di seguito le espressioni delle componenti delle GENERAL_FORCE utilizzate nel modello per ogni punto di contatto:

punto di contatto ruota posteriore-nastro:

elemento point: Rear_Wheel_Contact;

elementi forze: Rear_Wheel_Force, Rear_Belt_Wheel_Action;

forza: Rear_Wheel_Force:

$$F_{X0} = D \sin\left(C \tan^{-1}(B \phi)\right)$$

in cui i coefficienti:

$$D = a_1 F_{Y0}^2 + a_2 F_{Y0}$$

$$E = a_6 F_{Y0} + a_7 F_{Y0} + a_8$$

$$B = \frac{a_3 F_{Y0}^2 + a_4 F}{C \cdot D^{a_5 F_{Y0}}}$$

$$\phi = (1 - E) \varepsilon_1 + \frac{E}{B} \tan^{-1}(B \varepsilon_1)$$

rappresentano alcune quantità caratteristiche del pneumatico quali rigidità a slittamento nullo, valore di picco della forza, curvatura ed andamento della $F_{x0}(\varepsilon_1)$, mentre F_{y0} ed ε_1 sono rispettivamente:

F_{y0} carico normale agente sulla ruota;

$\varepsilon_1 = -\frac{V_{x0}}{|V_{x0}^G|} \cdot 100$ slittamento, definito come percentuale della velocità

di avanzamento del mozzo della ruota.

In figura 5.4 si riporta l'andamento di $F_{x0}(\epsilon_1)$:

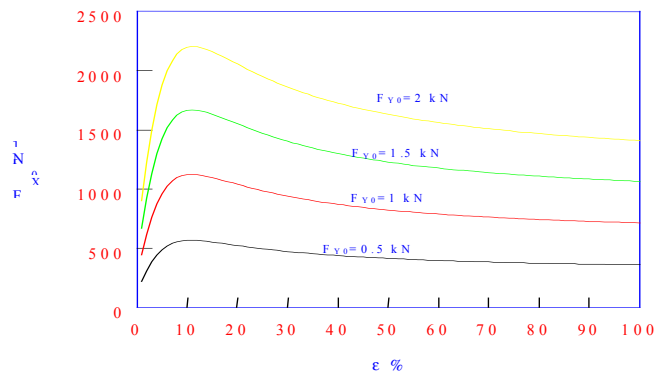


Fig 5.4

Infine le espressioni delle componenti della *Rear_Belt_Wheel_Action* sono uguali ed opposte a quelle della *Rear_Wheel_Force*;

punto di contatto ruota anteriore-nastro:

elemento point: *Front_Wheel_Contact*;

elementi force: *Front_Wheel_Force*, *Front_Belt_Wheel_Action*.

Le espressioni delle componenti delle forze in questo punto sono analoghe a quelle delle forze agenti tra nastro e ruota posteriore a patto di sostituire coefficienti e variabili caratteristici della ruota posteriore con quelli omologhi del pneumatico anteriore.

punto di contatto rullo posteriore-nastro:

elemento point: *Rear_Roll_Contact*;

elementi forze: *Rear_Roll_Force*, *Rear_Belt_Roll_Action*;

forza: *Rear_Roll_Force*:

$$F_x = K_{roll} * (\omega_{roll} * R_{roll} - V_x)$$

in cui:

ω_{roll} è la velocità angolare del rullo;

R_{roll} è il raggio esterno del rullo;

V_x è la velocità del nastro in direzione longitudinale;

K_{roll} è un opportuno coefficiente costante dipendente dalle caratteristiche del nastro.

Infine le espressioni delle componenti della *Rear_Belt_Roll_Action* sono uguali ed opposte a quelle della *Rear_Roll_Force*;

punto di contatto rullo anteriore-nastro:

elemento point: *Front_Roll_Contact*;

elementi forze: *Front_Roll_Force*, *Front_Belt_Roll_Action*.

Le espressioni delle componenti delle forze in questo punto sono analoghe a quelle delle forze agenti tra nastro e rullo posteriore a patto di sostituire coefficienti e variabili caratteristici del rullo posteriore con quelli omologhi del rullo anteriore.

Resta infine da simulare la collisione tra motoveicolo e nastro in quanto, essendo libero il grado di libertà di quest'ultimo in direzione verticale, durante la simulazione, sotto l'azione del campo di forza gravitazionale, esso compenetrerebbe il nastro, compromettendo in questo modo la validità del modello. A questo scopo si è fatto ricorso ad una funzione predefinita di ADAMS, ossia la funzione *IMPACT*.

La funzione *IMPACT* modella le collisioni. La sua sintassi è la seguente:

IMPACT (x , dx/dt , x_1 , k , e , c_{max} , d) in cui:

x è una distanza variabile tra due marker;

dx/dt è la derivata prima di x rispetto al tempo;

x_1 è una variabile reale positiva che specifica la lunghezza libera di x . Se x è minore di x_1 ADAMS calcola un valore positivo per la forza, altrimenti il valore della forza è zero;

k è una variabile reale non negativa che specifica la rigidità dell'interazione tra le superfici a contatto;

e è una variabile reale positiva che specifica l'esponente della forza caratteristica di deformazione;

c_{max} è una variabile reale non negativa che specifica il valore massimo del coefficiente di smorzamento;

d è una variabile reale positiva che specifica il valore della penetrazione tra le superfici a contatto a partire dal quale ADAMS applica lo smorzamento massimo.

La funzione *IMPACT* si attiva quando la distanza x tra il marker I ed il marker J scende al di sotto del valore della lunghezza libera x_1 , cioè quando le due parti alle quali sono associati i suddetti marker collidono. Essa ha due componenti, una di tipo elastico e l'altra di tipo viscoso. La componente di tipo elastico si oppone alla penetrazione, quella di tipo viscoso si oppone alla velocità di penetrazione. Entrambe agiscono nella direzione del moto relativo tra i marker I e J. L'espressione della prima è:

$$k * (x_1 - x)^e,$$

mentre la forza di tipo viscoso varia tra i valori zero e smorzamento massimo secondo una cubica in funzione della penetrazione tra le parti a contatto[10].

Le collisioni modellate in questo modo sono quella ruota posteriore-nastro e quella ruota anteriore-nastro. Per entrambe le collisioni menzionate il marker I è posizionato nel centro della ruota mentre il marker J appartiene alla parte intermedia definita tra ruota e nastro. La lunghezza libera x_1 è stata posta uguale al raggio della ruota. I valori di k , e , c_{max} e d sono stati dedotti dalle caratteristiche dei pneumatici.

Assemblato il modello si verifica la presenza eventuale di vincoli ridondanti. L'ADAMS ha la possibilità di realizzare tale analisi. Si riporta il listato per il modello realizzato.

VERIFY MODEL: .banco_completo

13 Gruebler Count (approximate degrees of freedom)
21 Moving Parts (not including ground)

2 Cylindrical Joints
11 Revolute Joints
3 Spherical Joints
4 Translational Joints
3 Fixed Joints
3 Inplane Primitive_Joints

13 Degrees of Freedom for .banco_completo
There are no redundant constraint equations.
Model verified successfully

5.11 La parametrizzazione del modello

L'obiettivo di una simulazione è quello di studiare il comportamento di un qualsiasi sistema meccanico attraverso un modello semplificato di essa in modo da poter desumere le informazioni desiderate senza dover studiare sistemi molto complessi. Quanto detto trova una sua logica anche nella necessità imposta dal mercato di ridurre sempre più i tempi di lancio di un nuovo prodotto per battere la concorrenza e offrire un prodotto meglio rispondente alle esigenze del cliente. Un modello numerico consente di eseguire un numero di prove molto elevato se c'è la possibilità di modificarlo abbastanza rapidamente. In quest'ottica risulta molto utile la possibilità di definire modelli i cui parametri siano dipendenti allo stesso modo in cui lo sono nei sistemi reali

5.11.1 Come si realizza un modello di motocicletta parametrico

E' noto che le motociclette di comune produzione sono suddivisibili in classi legate alla cilindrata o al tipo di impiego cui sono destinate. Per ogni classe di motocicletta, le grandezze di seguito riportate assumono importanza ai fini del comportamento dinamico del veicolo:

Passo

Avancorsa

Inclinazione del cannotto di sterzo

Raggi delle ruote

Lunghezza forcellone

Altezza della sella rispetto al suolo.

Da indagini bibliografiche è emerso che tali grandezze hanno valori che variano in campi ristretti. Ad esempio, il passo varia tra 1350 e 1500mm, l'avancorsa tra 8 e 20mm. Fissando le stesse grandezze come variabili di progetto del modello, sono stati considerati per essi i valori medi tra quelli usualmente adottati.

Per il significato delle grandezze suddette, si rimanda al capitolo 1.

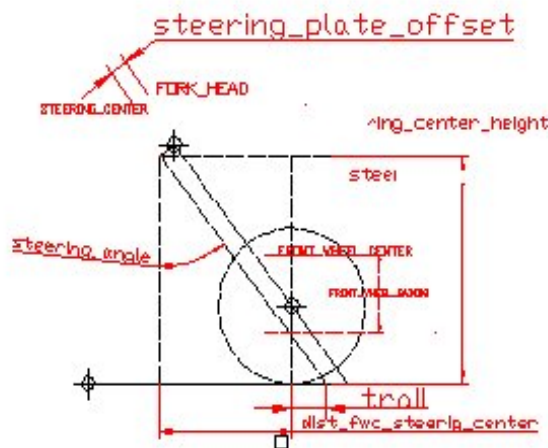
L'utilizzo delle *design variable* fa sì che il modello realizzato possa essere adattato alle dimensioni di ogni motocicletta in commercio, o in fase di progetto.

5.12 Costruzione del modello parametrico di una motocicletta.

Si consideri la figura 5.3

Si è partiti dalla localizzazione del punto di contatto ruota posteriore-nastro. Si è posizionato in detto punto un elemento *point* denominato *Rear_Wheel_Contact*, si è definita poi una design variable, denominata *rear wheel radius* cui si è assegnato un valore numerico dipendente dalle effettive dimensioni geometriche della ruota posteriore. Si sono definiti inoltre un secondo *point*, denominato *Rear_Wheel_Center* e posizionato ad un'ascissa uguale a quella del primo e ad un'ordinata tale che la distanza tra i due punti sia pari al valore della variabile definita in precedenza, ed una parte di tipo cilindro denominata *Rear_Wheel*, la si è posizionata con baricentro nel punto *Rear_Wheel_Center* e la si è orientata in modo tale che l'asse di simmetria del cilindro fosse perpendicolare al piano longitudinale del banco. Il raggio di detto cilindro è stato posto uguale al valore *rear wheel radius*. Si è definita successivamente una seconda variabile denominata *Interaxis* cui si è assegnato un valore numerico pari all'interasse fra le ruote del motoveicolo. Ad una distanza, lungo l'asse longitudinale del banco, pari al valore di quest'ultima variabile, dal punto *Rear_Wheel_Contact* si è

posizionato il punto *Front_Wheel_Contact*, a partire dal quale si sono definiti, in modo simile a quanto fatto in precedenza, il punto *Front_Wheel_Center* e la parte *Front_Wheel*. Si è passati, quindi, alla definizione dei sistemi di sospensione posteriore ed anteriore. Per quanto riguarda la sospensione posteriore, a partire dal punto *Rear_Wheel_Center* si è modellato il focellone posteriore utilizzando un elemento *link*, la cui lunghezza è stata associata al valore di una variabile denominata *Swingarm_Length*. Sul focellone, ad una distanza dal centro della ruota posteriore pari al valore di un'ulteriore variabile, *Dist_Shock_Adsorber_Foot_RWC*, è stato posizionato il punto d'attacco sul forcellone stesso del gruppo molla-ammortizzatore. Si è modellato successivamente il meccanismo articolato interposto tra telaio e sospensione posteriore secondo i disegni della moto utilizzata in laboratorio (vedi fig 5.1 e par. 5.4). Per meglio comprendere la scelta delle variabili impiegate per la costruzione dell'avantreno si consideri lo schema riportato nella figura sottostante.



Si è definita la parte *Steering_Plate* e su di essa il punto *Fork_Head*. Si sono definite inoltre le variabili *Steering Plate Offset*, ovvero la distanza tra l'asse di sterzo e l'asse delle forcelle, *Steering_Angle*, cioè l'inclinazione del canotto di sterzo misurata rispetto alla verticale, *Dist_Steer_Plate_FWC*, distanza tra il centro ruota e la piastra di sterzo misurata lungo l'asse delle forcelle.

E' possibile a questo punto definire il marker *Fork-Head* appartenente alla parte poco anzi definita con i comandi ormai noti e miranti a far dipendere la sua posizione e terna di riferimento dal marker *Front_Wheel_Center*. Si può facilmente ricavare che le coordinate di tale punto sono :

$(-Dist_Steer_Plate_FWC * SIN(Steering_Angle), 0, Dist_Steer_Plate_FWC * COS(Steering_Angle))$, relative al centro della ruota anteriore.

Si definisce successivamente il punto *Steering_Center*, ad una distanza dal punto *Fork-Head* pari al valore della variabile *Steering Plate Offset* in direzione normale all'asse delle forcelle (vedi figura precedente) . A questo punto il plate risulta individuato proprio dai due marker poc'anzi definiti, ovvero *Steering_Center* e *Fork_Head*. Bisogna costruire la forcella e per farlo viene utilizzato il modello predefinito di gruppo molla-ammortizzatore descritto nel paragrafo 5.4. Di tale modello, il marker *Ref_Upper* viene sovrapposto al marker *Fork_Head* mentre il marker *Ref_Lower* viene sovrapposto al marker *Front_Wheel_Center* con terne solidali orientate in modo che un asse sia coincidente. Quest'ultima condizione si

dimostra necessaria per la costruzione stessa dei cilindri che si sviluppano lungo il semiasse z positivo del marker di attacco. Il comando utilizzato per fare ciò è diversa da quelle sino ad ora impiegati ed è del tipo:

```
ori_along_axis(FORK_HEAD, FRONT_WHEEL_CENTER, "z").
```

In questo modo si è orientato l'asse z del marker *FORK_HEAD* secondo la retta che va dal marker stesso al secondo. Un'espressione analoga viene adoperata anche per l'altro punto di estremità dello stelo. Si ricorda che tra questi stessi marker sono stati posizionati il vincolo traslazionale e l'elemento molla ammortizzatore. L'incastro viene invece posizionato tra le parti *Steering_Plate* e *Cylinder*. Si è quindi in grado di costruire la parte lasciata in sospeso ovvero il telaio in quanto ora sono noti due punti importanti che sono il centro di sterzo e il centro della cerniera che funge da collegamento tra il telaio stesso e il forcellone. Si definisce una nuova parte il *FRAME* e al suo interno si iscrive un elemento di tipo *plate*. Il telaio è stato definito con l'utilizzo di un numero di punti necessario per conferire ad esso la forma geometrica dedotta dai disegni della moto utilizzata per le prove di laboratorio.

5.13 Carichi applicati

I carichi applicati possono essere così suddivisi:

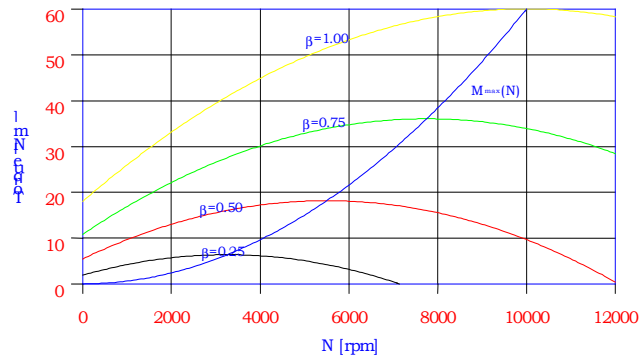
Forza motrice

Forze resistenti

5.13.1 La forza motrice

La forza motrice nel modello in esame non poteva essere altro che una coppia. Nella realtà fisica esiste un organo di trasmissione tra la ruota posteriore e il motore ma stante l'obbiettivo generale della studio non si reso necessario modellare la trasmissione ma è bastato applicare la coppia tra le parti telaio e ruota posteriore con un ente di tipo forza, e cioè un torque vector. Tale ente richiede per essere completamente definito il valore assunto dalle tre componenti rispetto al terna del marker di riferimento oltre alle parti tra le quali esplica la sua azione. Nel caso in esame come marker di riferimento è stato scelto il punto *Motor* in modo che l'unica componete non nulla risultasse quella lungo l'asse z. il modulo dalla coppia può essere una costante oppure una funzione dipendente da più parametri. E' noto che la curva di coppia di un motore quattro tempi può essere approssimata come una parabola di secondo grado in funzione del numero di giri al minuto. Per ogni apertura della valvola a farfalla, indicata con β , l'espressione della curva di coppia risulta la seguente [13],[14]:

$C_m = a N^2 + b N + c$, come si nota osservando la figura sottostante.



Indicando con:

$M_{\max 1}, N_{\max 1}$ il valore massimo della coppia motrice per $\beta=1$ e la relativa velocità del motore;

$N_{\max 0}$ la velocità del motore relativa al valore massimo della coppia motrice per $\beta=0$;

k_c fattore di forma della caratteristica del motore ;

con semplici passaggi matematici si ricavano i valori dei coefficienti incogniti come segue:

$$A = \frac{M_{\max 1}}{N_{\max 1}^2}; \quad K = N_{\max 1} - N_{\max 0};$$

$$N_{\max} = N_{\max 0} + K \cdot \beta;$$

$$M_{\max} = A \cdot N_{\max}^2;$$

$$c = k_c \cdot M_{\max};$$

$$a = \frac{(c - N_{\max}^2)}{N_{\max}^2};$$

$$b = -2a N_{\max}.$$

Supponendo il rendimento della trasmissione unitario e ricordandone la definizione si evince molto facilmente il valore della coppia da applicare alla ruota motrice. L'espressione matematica è la seguente:

$$C_m = \tau \cdot (a \cdot N^2 + b \cdot N + c).$$

E' chiaro quindi che la coppia motrice può essere espressa come funzione di alcuna grandezze legate tra loro a mezzo di una funzione matematica come quella descritta. Si definiscono quindi le seguenti design variable:

il rapporto di trasmissione τ ;

$M_{\max 1}, N_{\max 1}$ il valore massimo della coppia motrice per $\beta=1$ e la relativa velocità del motore;

$N_{\max 0}$ la velocità del motore relativa al valore massimo della coppia motrice per $\beta=0$;

k_c fattore di forma della caratteristica del motore ;

e le seguenti state variable:

β apertura della valvola a farfalla;

a, b, c secondo le espressioni già definite.

Le state variable sono delle variabili il cui valore è associato ad un'espressione funzione del tempo e viene calcolato istante per istante da ADAMS durante la simulazione.

Visto che non è nota la legge oraria del regime motore si pensato di riportare la curva di coppia del motore come funzione del regime di rotazione della ruota motrice e per fare ciò è stato sufficiente moltiplicare alcuni termini della espressione per il rapporto di trasmissione come segue:

$M(n) = \tau * (A * \tau^2 * N_u^2 + B * \tau * N_u + C)$, in cui N_u è proprio la velocità di rotazione del mozzo della ruota ovvero la componente della velocità angolare intorno all'asse z del marker *Rear_Wheel_Center*.

Il rapporto di trasmissione totale τ è definito come prodotto dei tre rapporti:

τ primario rapporto della trasmissione primaria del motore;

τ secondario dipendente dalla marcia inserita;

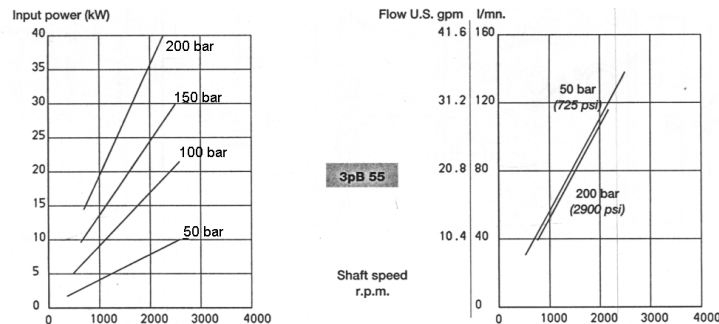
τ transmission rapporto della trasmissione a catena,

i cui valori sono stati associati ad opportune variabili definite nel modello.

5.13.2 Forze resistenti

Le forze resistenti prese in considerazione sono quelle dovute al freno agente sul banco e alla resistenza offerta dalla cella di carico.

Il freno montato sul banco, il suo compito è quello di equilibrare il momento motore esplicito dal motociclo, è un freno di tipo idraulico costituito da una pompa ad ingranaggi le cui curve caratteristiche sono riportate nella figura seguente:



Dall'esame della figura si evince che il freno in questione è un freno a coppia costante. Il valore del momento frenante può essere variato tramite la regolazione della valvola a spillo. Strozzando la valvola si aumenta il momento resistente. Per simulare l'azione del freno è bastato applicare tra le parti *ground* e *Front_Roll* un ente di tipo forza, e cioè un torque vector, orientato in modo tale che l'unica componente diversa da zero sia quella in direzione trasversale. Il valore della coppia frenante varia in funzione dell'apertura della valvola di spillo secondo la seguente espressione:

$$C_f = (M_{r1} - M_{r0}) * \alpha + M_{r0} ,$$

in cui:

- α strozzatura della valvola di spillo, $0 < \alpha < 1$;
- M_{r1} valore della coppia frenante per $\alpha = 1$;
- M_{r0} valore della coppia frenante per $\alpha = 0$.

M_{r1} , M_{r0} ed α sono stati definiti nel modello come *design variables*.

Per tenere conto del rapporto di trasmissione della trasmissione a cinghia tra pompa e rullo è stato necessario inoltre definire la variabile *Pump_Tau*.

Infine il valore della coppia applicata al rullo ha la seguente espressione:

$$C = Pump_Tau * [(M_{r1} - M_{r0}) * \alpha + M_{r0}].$$

Per quanto riguarda la resistenza offerta dalla cella di carico, la quale riproduce in un certo qual modo la resistenza aerodinamica sul motoveicolo, assente in laboratorio in quanto la moto è ferma durante le prove, si rimanda al paragrafo 5.9.

5.14 Fase di simulazione

Dopo aver costruito il modello, e verificato che la struttura meccanica ottenuta non presenti vincoli sovrabbondanti, ossia che non vi siano vincoli iperstatici, si può eseguire su di esso una varietà di simulazioni.

In generale, per simulazione si intende la costruzione di un modello che riproduca convenientemente le caratteristiche essenziali del sistema, per studiarne il comportamento in condizioni prestabilite.

Durante una simulazione, l'ADAMS svolge le seguenti operazioni :

Fissa le condizioni iniziali per tutti gli oggetti del modello.

Formula adatte equazioni del moto basate sulle leggi della meccanica di Newton, che prevedono come si muoveranno le parti del modello, considerando l'insieme di forze e vincoli agenti su di esso.

Risolve le equazioni, secondo un prefissato grado di tolleranza, dando informazioni riguardo agli spostamenti delle parti, velocità ed accelerazioni, così come per forze applicate e reazioni vincolari.

Temporaneamente, l'ADAMS salva tutti i dati calcolati in modo tale che è possibile esaminare i risultati usando l'animazione, i diagrammi e le elaborazioni numeriche. Tali dati, vengono però cancellati quando si realizza una nuova simulazione, se non sono stati salvati precedentemente in un database. Una volta terminata la simulazione, si possono rapidamente visualizzare i risultati con un'animazione. Essa aiuta a visualizzare graficamente il comportamento generale

del modello in maniera tale da individuare con precisione specifici problemi, come ad esempio errati collegamenti, errati movimenti o forze applicate in maniera non corretta. E' possibile esaminare il comportamento del modello, come diagrammi degli spostamenti, velocità, accelerazioni ed altri, che sono rappresentati in funzione del tempo, ma è possibile ottenerli in funzione di qualsiasi altra variabile.

5.14.1 Tipi di simulazione

Vi è la possibilità di scegliere tra cinque diversi tipi di simulazione [11], ossia:

DINAMICA: Una simulazione dinamica fornisce la soluzione in funzione del tempo per tutti gli spostamenti, velocità, accelerazioni e forze di reazione interna, seguite dall'insieme delle forze e azioni esterne. Una simulazione dinamica è anche conosciuta come simulazione Cinetica. Durante questo processo, l'ADAMS risolve l'intero set di equazioni differenziali non lineari ed equazioni algebriche (DAEs). Essa, dal punto di vista computazionale, è il tipo di analisi più complessa ed è riferita al calcolo di sistemi ad uno o più gradi di libertà, come avviene nel caso della motocicletta.

CINEMATICA: Una simulazione cinematica permette di determinare l'insieme dei valori degli spostamenti, velocità ed accelerazioni di tutti i punti di interesse nel modello, indipendentemente dalle forze applicate su di esso. Durante un'analisi cinematica, l'ADAMS risolve il ridotto set di equazioni algebriche.

Questo tipo di analisi è perciò giustificabile solo in sistemi a zero gradi di libertà. Inoltre, se si specifica la massa e le proprietà d'inerzia delle parti del modello, un'analisi cinematica calcola le corrispondenti forze applicate e reazioni richieste per generare il moto imposto.

STATICA: Una simulazione statica tenta di trovare una configurazione per tutte le parti del modello per le quali tutte le forze si bilanciano. Questa configurazione è relativa ad una configurazione di equilibrio. Velocità ed accelerazioni sono poste pari a zero nell'analisi statica, in maniera tale che le forze d'inerzia non siano prese in considerazione. Questo tipo di analisi è utilizzata per quei sistemi con un numero di gradi di libertà diverso da zero, in maniera tale che sia possibile far muovere le parti in modo tale da bilanciare tutte le forze che vi agiscono.

ASSEMBLAGGIO: Una simulazione di assemblaggio cerca di modificare quei vincoli posizionati in maniera errata. Essa inoltre, cerca di risolvere ogni conflitto nelle condizioni iniziali che si specificano per l'esistenza del modello. Una simulazione di assemblaggio, è infatti anche conosciuta come una simulazione di condizioni iniziali.

LINEARE: Una simulazione lineare permette di analizzare le equazioni dinamiche del moto, non lineari, riguardo ad un particolare tipo di operazioni, al fine di determinare le frequenze naturali ed i modi naturali di vibrare del sistema.

5.14.2 Parametri principali della simulazione

Parametri fondamentali per la simulazione sono:

- Il tempo
- Il numero di passi di integrazione

Il tempo precisa la durata richiesta per la simulazione. Il numero di passi, invece, stabilisce quanti processi di integrazione saranno svolti in tale intervallo complessivo. Quindi, se si considera una simulazione di 10 secondi, e si decide di porre il numero di steps pari a 100, allora l'algoritmo svolgerà un processo di integrazione numerica ogni 10/100 di secondo. Per ogni passo di simulazione, esso calcola un grande numero di dati (posizione, velocità, accelerazione e forze agenti su ogni marker, valori delle forze esterne, etc...). Una volta terminata tale fase si ottiene un utilissimo output grafico dei risultati. Ogni simulazione fornisce un'animazione che permette di vedere sul monitor, attraverso sovrapposizione di vari frame, laddove ogni frame rappresenta la configurazione del sistema relativa ad un passo di integrazione, quelli che sono i risultati del calcolo sul modello. Nel caso esaminato, si è effettivamente visto la motocicletta rimanere ferma, il nastro scorrere in direzione longitudinale sotto le ruote ed i rulli muoversi per effetto della forza trasmessa loro dal nastro. E' quindi immediato rendersi conto di come il modello si comporti, ad esempio se i versi di scorrimento e di rotazione assunti rispettivamente dal nastro e dai rulli siano giusta conseguenza del verso di rotazione assunto dalle ruote della motocicletta, e se tale condizione permane se

cambia il segno della coppia motrice. Naturalmente poi, è consigliabile e necessario andare ad analizzare i dati in uscita rappresentati sotto forma di diagrammi, per rendersi conto di ciò che accade effettivamente. Ad esempio, nelle prove eseguite, solo tramite l'utilizzo dei diagrammi è stato possibile controllare lo slittamento delle ruote per controllare se risultava eccessivo, e quindi non corrispondente a situazioni reali. Tale aspetto non è evidenziato dall'animazione.

Il primo problema che si è affrontato è stato quello di capire quale numero di passi di integrazione al secondo utilizzare. Naturalmente, definito un determinato intervallo di tempo da esaminare, i risultati della simulazione cambiano al variare del numero di passi di integrazione. Una simulazione di 10 secondi con 10 passi, dà risultati diversi da una simulazione di 10 secondi con 100 passi. Per risolvere tale problema, si è proceduto in questo modo.

Una volta fissato il tempo di simulazione, magari quello necessario a portare il modello della motocicletta ad una data velocità, sotto l'azione della coppia motrice e della coppia frenante, si è fatta una prima simulazione con un certo numero di passi al secondo, ottenendo determinati risultati. Dopo di che si è ripetuta la simulazione per lo stesso tempo, ma aumentando di un ordine di grandezza il numero di passi al secondo, ottenendo risultati differenti dai precedenti. Si è quindi simulato ulteriormente, aumentando di un'unità l'ordine di grandezza del numero di passi al secondo. Dal confronto tra i risultati ottenuti e quelli precedenti, si è potuto stabilire il numero di passi da utilizzare quando due simulazioni successive hanno dato risultati press'a poco simili, scegliendo come numero di passi il minore fra i due.

6 Ottimizzazione del modello, simulazioni condotte e risultati ottenuti.

Una volta terminata la costruzione del modello (fig 6.1), descritta nel precedente capitolo, il passo successivo consiste, nel verificarne la rispondenza alle caratteristiche del banco di prova costruito in laboratorio. Il modello del sistema banco di prova – motoveicolo così costruito non tiene conto, infatti, di alcune resistenze al moto offerte dal banco difficilmente valutabili in via teorica. Queste ultime sono state dedotte dall'analisi dei risultati delle prime prove sperimentali eseguite in laboratorio, sui quali ci si è basati al fine di ottimizzare il modello numerico.

La prima serie di prove condotte in laboratorio è stata svolta nel seguente modo:

sono state effettuate tre diverse prove a tre diverse velocità di regime mantenendo sempre inserita la prima marcia e mantenendo totalmente aperta la valvola di spillo della pompa ad ingranaggi. Le prove sono state eseguite, cioè, in condizione di coppia frenante minima. È stato acquisito, facendo ricorso ad apposita strumentazione, il valore della tensione generata dalla cella di carico in condizioni di regime. Tale valore, opportunamente convertito, fornisce il valore della resistenza offerta dal banco al moto longitudinale del motociclo. Le tre prove sono state condotte a velocità di regime rispettivamente di 25, 40 e 60 Km/h.

I risultati sperimentali ottenuti in termini di forza resistente offerta dal banco sono riportati nella tabella seguente:

velocità (Km / h)	forza (N)
25	278,1216
40	282,9168
60	314,685

Dall'analisi di tali risultati si è pervenuti alla valutazione delle azioni resistenti a cui si accennava in precedenza al fine di procedere all'ottimizzazione del modello, che è stata ottenuta semplicemente modellando tali azioni resistenti facendo ricorso a degli elementi di tipo *force*. I valori assunti da tali forze e coppie resistenti sono stati espressi come funzioni rispettivamente della velocità del nastro e del regime di rotazione dei rulli.

Terminata la fase di ottimizzazione si è passati a quella di verifica della rispondenza dei risultati forniti dal modello con quelli ottenuti dalle prove di laboratorio. A tale scopo si è realizzata una serie di simulazioni avendo cura di riprodurre in esse le condizioni sperimentali di laboratorio. A questo proposito si fa notare che, poiché il modello numerico è stato realizzato al fine di eseguire simulazioni di carattere più generale di quelle di seguito riportate, è prevista in esso la possibilità di variare il rapporto di trasmissione al cambio durante la simulazione. In effetti sono state eseguite diverse simulazioni variando il rapporto di trasmissione, ma ciò è stato fatto ad ottimizzazione non ancora avvenuta. Pertanto i risultati ottenuti da tali simulazioni non sono stati considerati significativi e non sono stati riportati in questa sede.

Le simulazioni oggetto di questo lavoro di tesi, invece, sono state realizzate ponendo il rapporto di trasmissione al cambio costante e pari a quello della prima marcia, fissando al valore minimo la variabile che regola la strozzatura della valvola di spillo e variando opportunamente l'apertura della valvola a farfalla dell'acceleratore al fine di portare il sistema alle velocità di regime desiderate. Si sono effettuate simulazioni di 1500 passi e 20 secondi, in quanto si è visto che tale intervallo di tempo è sufficiente ad analizzare il comportamento del sistema, visto che dopo circa 20 secondi la moto ha raggiunto la velocità di regime.

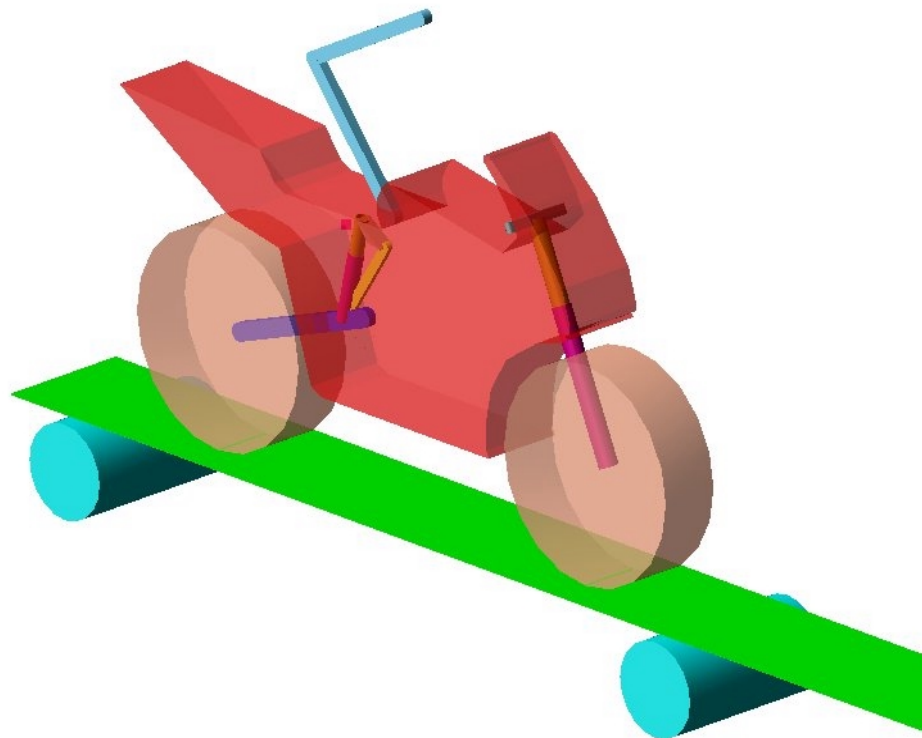


Fig 6.1

Nei paragrafi seguenti si riportano i grafici relativi a velocità, forza resistente al banco e potenza scaricata a terra dalla moto relativi a tre diverse simulazioni condotte rispettivamente a 25, 40 e 60 Km / h.

6.1 Risultati per velocità di regime pari a 25 Km / h

L'andamento della velocità di avanzamento del motociclo è riportato nella fig. 6.2. Essa parte da valore nullo e cresce fino al valore di regime.

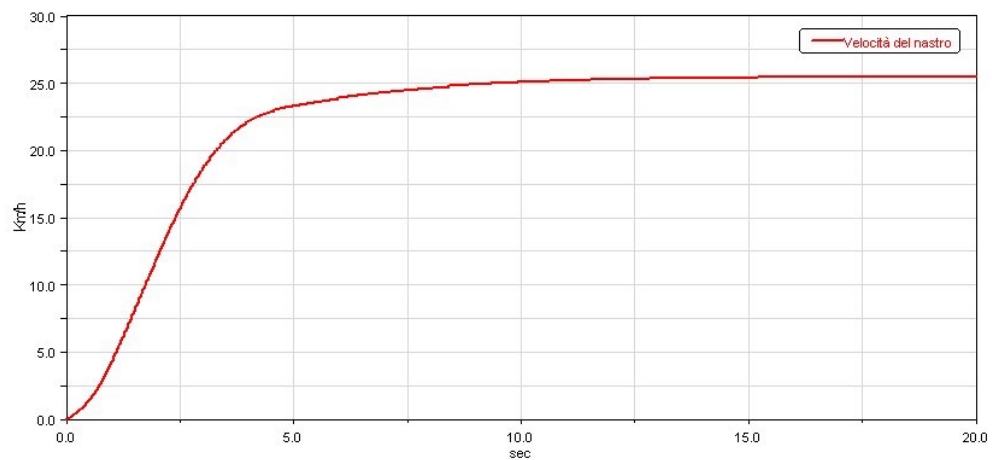


fig.6.2

In fig 6.3 è riportato l'andamento (in Newton) della forza misurata dalla cella di carico del modello numerico.

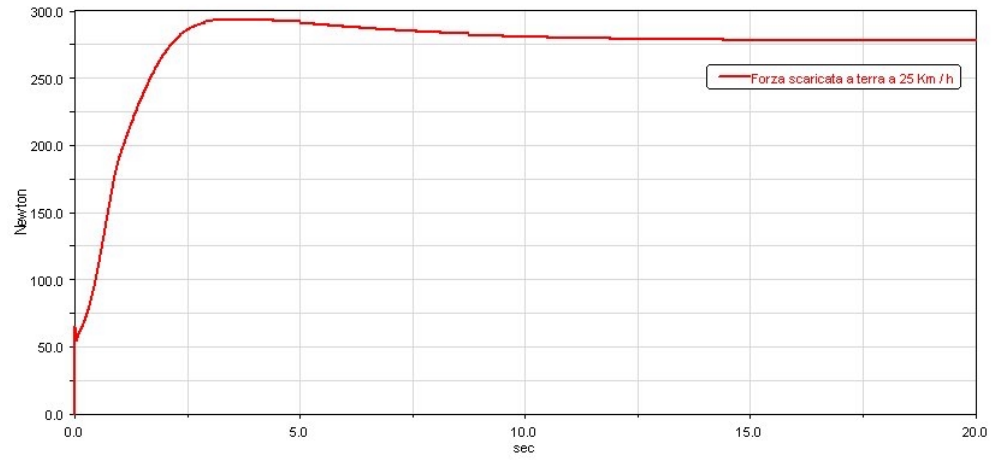


fig 6.3

La figura 6.4 mostra, invece, l'andamento della potenza scaricata a terra dalla moto misurata in KW:

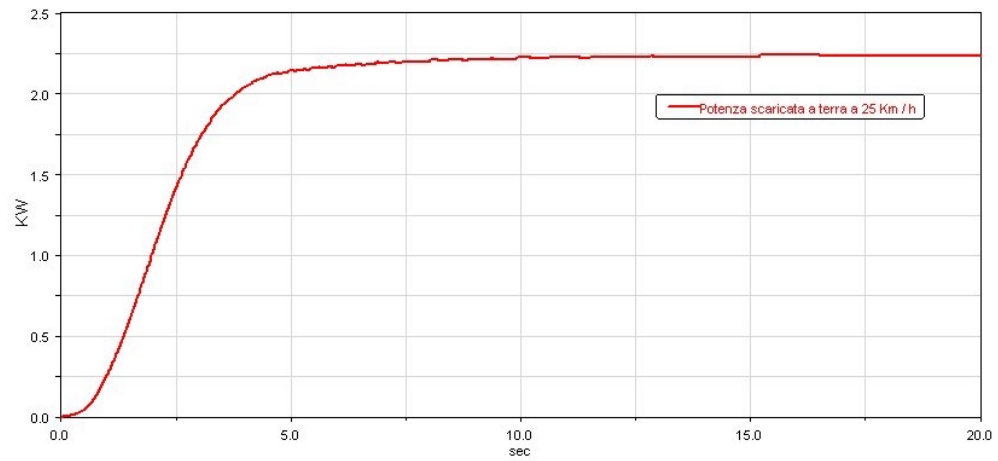


fig. 6.4

6.2 Risultati per velocità di regime pari a 40 Km /h

Si riportano gli stessi grafici del paragrafo precedente relativi questa volta ad una velocità di regime pari a 40 Km / h. La fig 6.5 mostra l'andamento della velocità del nastro:

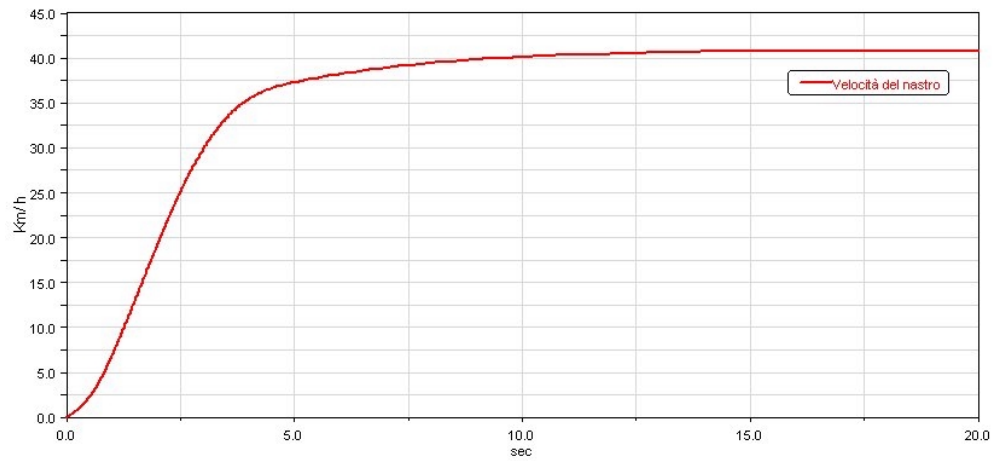


fig. 6.5

In fig. 6.6 è riportato l'andamento della forza misurata alla cella di carico:

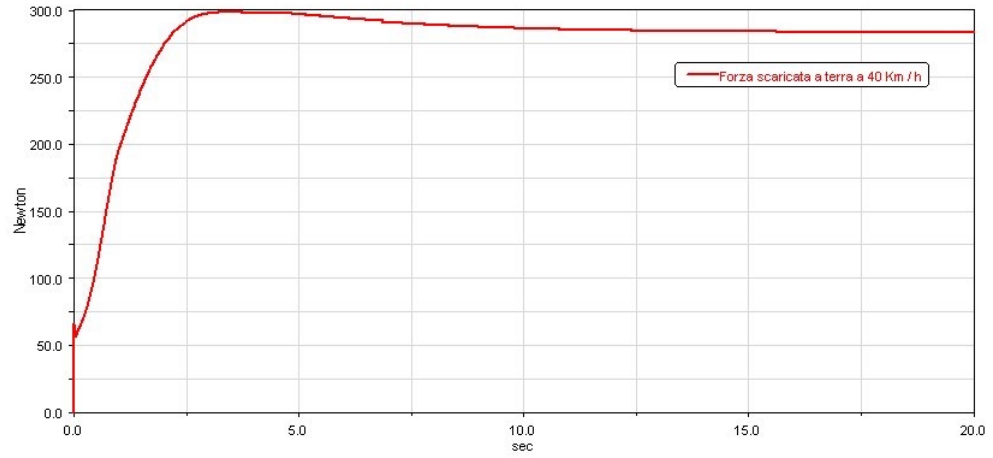


fig. 6.6

L'andamento della potenza scaricata a terra è riportato invece nella fig. 6.7:

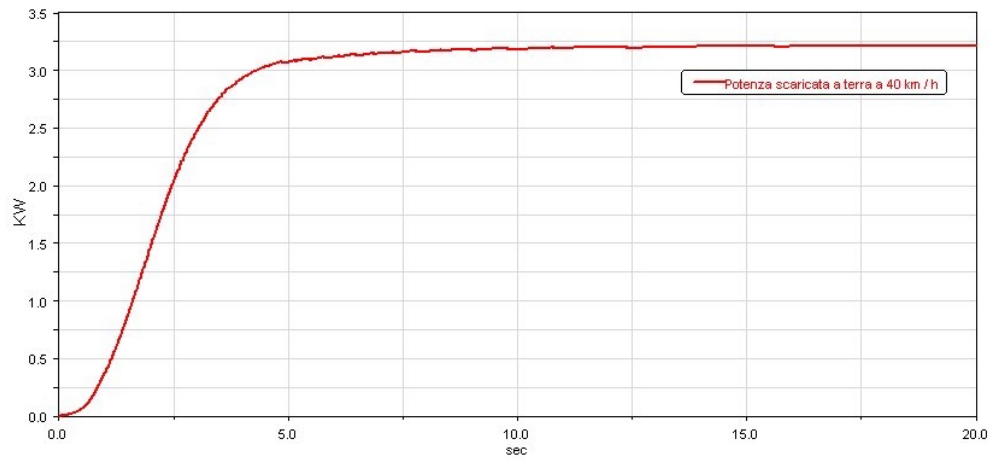


fig. 6.7

6.3 Risultati per velocità di regime pari a 60 Km / h

Analogamente a quanto fatto nei paragrafi precedenti si riportano, anche per questo valore della velocità di regime, gli andamenti della velocità del nastro (fig. 6.8), della forza resistente in direzione longitudinale (fig. 6.9) e della potenza scaricata a terra (fig. 6.10).

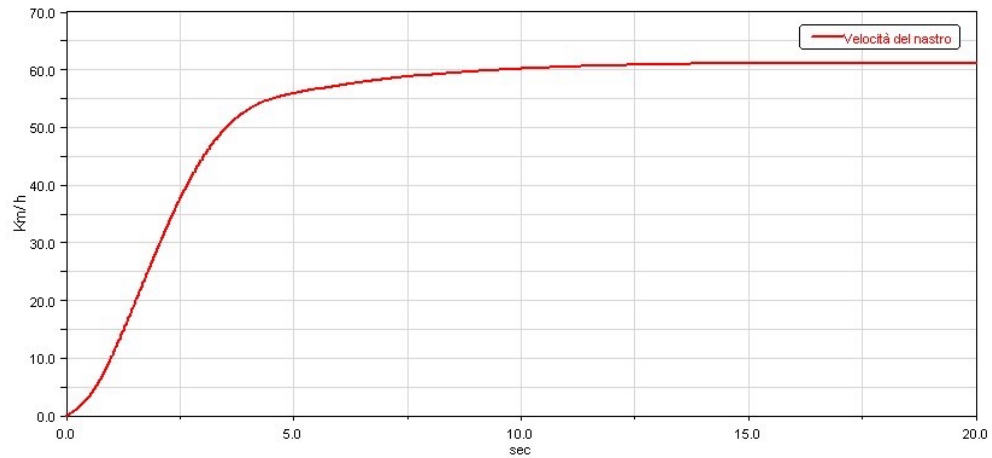


fig 6.8

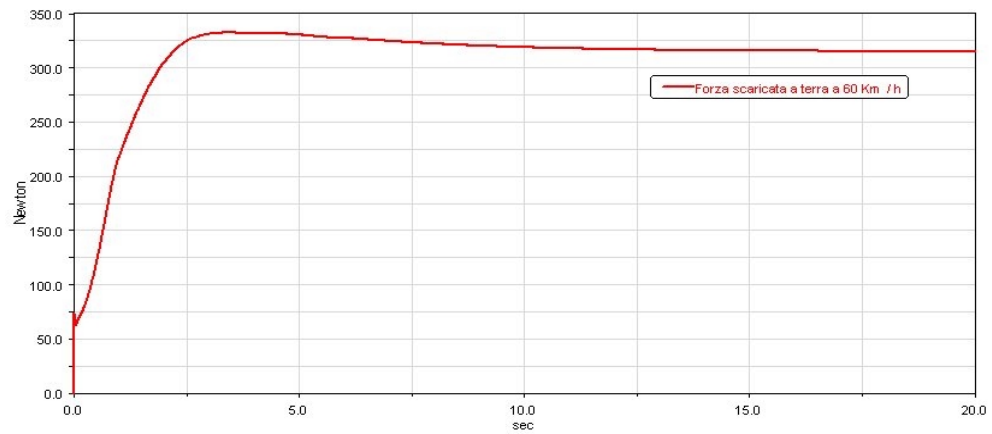


fig 6.9

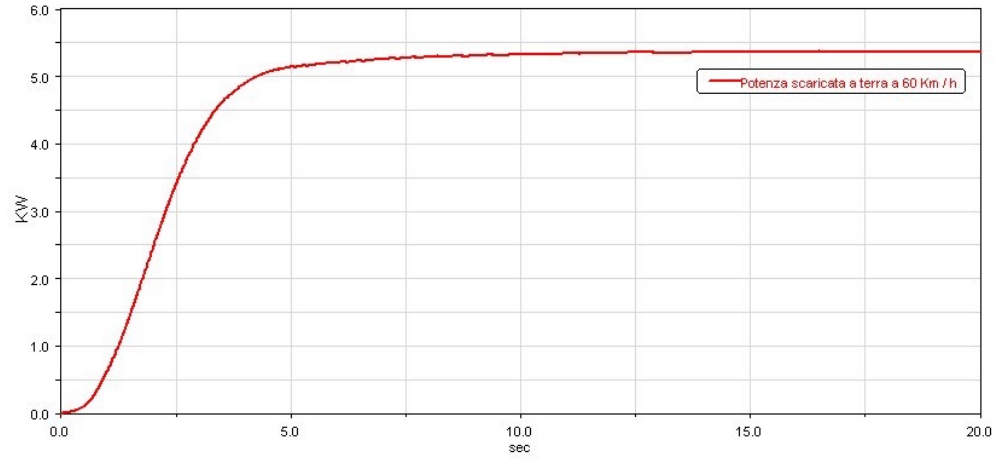


fig 6.10

Per il commento dei grafici sopra riportati si rimanda alle conclusioni.

7 Conclusioni

I risultati delle simulazioni condotte, mostrati nel precedente capitolo hanno evidenziato che il comportamento del modello numerico del sistema banco di prova – motoveicolo, la cui costruzione ed ottimizzazione sono oggetto di questo lavoro di tesi, rispecchia con buona approssimazione quello del banco costruito in laboratorio.

Si ritiene, a questo punto, che il modello numerico del banco sia pronto per essere utilizzato per l'obiettivo principale per il quale è stata pensata la sua realizzazione, ossia il confronto tra il comportamento del motoveicolo sul banco con quello su suolo stradale.

Ulteriori sviluppi futuri dell'utilizzo del modello numerico possono consistere nel liberare i gradi di libertà del motociclo nel piano trasversale del moto e di studiare quindi la dinamica trasversale della moto sul banco.

È possibile inoltre dotare il modello di un controllo che simuli quello del pilota in determinate condizioni di prova e analizzare quindi il comportamento del sistema moto – banco in presenza di un'azione correttiva esercitata dal pilota stesso in seguito al manifestarsi di eventuali perturbazioni.

Tutto ciò al fine di portare avanti uno studio finalizzato al miglioramento del comfort e delle prestazioni del motoveicolo, obiettivo principale per il quale è stato realizzato il banco di laboratorio.

Bibliografia

- [1] OLEDSKI, DE FALCO, DELLA VALLE, “*Simulazione meccanica dei sistemi fisici*”
- [2] V.COSSALTER, “*Cinematica e dinamica della motocicletta*”, Edizioni Progetto, 1998.
- [3] “*Tuttomoto*”, febbraio, 1999.
- [4] GELLISPIE T.D., “*Fundamentals of vehicle dynamics*”, SAE, 1992.
- [5] BERGMAN W., “*Theoretical prediction of the effect of traction on cornering force*”, Ford motor.co., 1965.
- [6] E.J.H. DE VRIES, H.B. PACEJKA, “*Motorcycle tyre measurement and models*”, Vehicle system dynamics supplem. (1998) pp. 280-298.
- [7] J.GARCIA DE JALON, E.BAYO, “*Kinematic and dynamic simulation in multibody system*”, Springer Verlag, 1994.
- [8] SHABANA A.A., “*Dynamics of multibody systems*”, Wiley, 1989.
- [9] W.SGHIEHLEM, “*Multibody systems handbook*”, Springer Verlang, 1990.
- [10] REFERENCE MANUAL ADAMS VIEW, versione 9.0
- [11] REFERENCE MANUAL ADAMS SOLVER, versione 9.0
- [12] REFERENCE MANUAL ADAMS SOLVER, versione 8.0
- [13] R.A.GUIDO, L.DELLA PIETRA, “*Lezioni di meccanica applicata alle macchine*”, CUEN, 1998
- [14] R.DELLA VOLPE, M.MIGLIACCIO, “*Motori a combustione interna per autotrazione*”,Cuen
- [15] R.S.SHARP, “*The stability and control of motorcycles*”, Journal of mechanical engineering science, 13.1.1971
- [16] D.E.H.JONES, “*The stability of the bicycle*”, Phisics today, 1970 pp.34-40
- [17] M.GUIGGIANI, “*Dinamica del veicolo*”, Città studi edizioni, Torino 1997
- [18] COOPER K.R. “*The effect of aerodynamics on the performance and stability of high speed motorcycles*”, 2nd AIAA Symp. On aerodynamics of sport and competition automobiles, Los Angeles (1974)
- [19] FU H., “*Fundamental characteristics of single track vehicle in steady turning*”, JSME Bulletin, vol° 9, n° 34, (1965) pp 284-293
- [20] JENNINGS G., “*A study of motorcycle suspension damping characteristics*”, SAE 740628, (1974)
- [21] KOENEN C., PACEJKA H.B., “*Vibrational modes of motorcycle in curve*”, Prot. Int. Motorcycle safety conf., Washington D.C., Motorcycle Safety Fundation (1980), vol II, 501-543
- [22] KOENEN C., PACEJKA H.B., “*The influence of frame elasticity, single rider body dynamics and tyre moments on free vibrations of motorcycles in curves*”, Prot. 7th IAVSD Symp. on dynamics of vehicles on roads on railways tracks, Cambridge U.K. (1981, 53-65)

- [23] ROE G.E., THORPE T.E., “*A solution of the low speed wheel flutter instability in motorcycles*”, Jour. Mech. Eng. Sci., vol 18, n 2, (1976), pp 57-65
- [24] ROLAND R.D., “Simulation study of motorcycle stability at high speed”, 2nd int. Cong. on automot. safety, San Francisco, 1973
- [25] SHARP R.S., “*The influence of frame flexibility on the lateral stability of motorcycles*”, Jour. Mech. Eng. Sci., vol. 15, n. 2 (1974), 117-120
- [26] SHARP R.S., ALSTEAD, “*Frequency response of motorcycles to steering torque inputs and to front wheel and tyres imperfections*”, Proc. Int.Mech. Eng., M.I.R.A. conf. on road vehicle handling, Mech. Eng. Pub, London (1983), 193-200
- [27] SHARP R.S., “*The lateral dynamics of motorcycles and bicycles*”, *V.S.D*, vol. 14, 1985, pp265-283
- [28] SHARP R.S., “*Motorcycles stability and steering control*”, Proc. 1st course on advanced vehicle system dynamics, International center of transportation studies, Roma, 1982, pp237-262
- [29] PACEJKA H.B., BAKKER E, “The magic formula tyre model”, 1st international colloquim on tyre models for vehicle dynamics analysis, pp1-8.