

Università della Calabria

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Meccanica

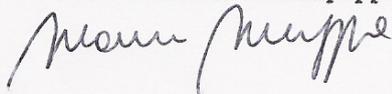
TESI DI DOTTORATO

Ingegneria Meccanica

**Strumenti e metodi di Prototipazione Virtuale nella
progettazione dell'autoveicolo: dal Reverse Engineering
all'integrazione FEM/Multibody**

SUPERVISORE

Prof. Maurizio Muzzupappa



CANDIDATO

Ing. Gianpiero Vena



COORDINATORE

Ch.^{ma} Prof.ssa Maria Laura Luchi



Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/15 - Disegno e Metodi dell'Ingegneria Industriale

XIX Ciclo - Triennio 2004-2006

Introduzione

Il lavoro di ricerca condotto nel corso di studi di Dottorato di Ricerca appena concluso, ha riguardato lo studio dei più importanti metodi d'analisi numerica (principalmente di tipo FEM e di tipo Multibody) tipicamente utilizzati nei processi di progettazione meccanica e l'integrazione dei relativi ambienti software di simulazione per la definizione di innovative metodologie di prototipazione virtuale che consentano una riduzione dei tempi e dei costi di progettazione.

Le attività di ricerca si sono concentrate, in particolare, sullo studio dei processi di progettazione impiegati nello sviluppo dei veicoli a quattro ruote con particolare attenzione verso lo studio e l'integrazione degli strumenti e dei metodi d'analisi strutturale e d'analisi dinamica.

Lo studio e l'approfondimento di tali problematiche sono stati supportati dalle importanti collaborazioni di ricerca instaurate con alcune delle più rilevanti realtà industriali del settore automotive, quali la Prototipo Testing e la Porsche A. G.

Le attività di ricerca svolte all'interno del Vehicle Dynamic Department di Porsche A.G. (nove mesi di praticantato svolti presso la sede principale di Weissach, Stoccarda, Germania) hanno permesso di analizzare le fasi principali del processo di progettazione di un nuovo autoveicolo, con particolare riferimento alle metodologie e gli strumenti di prototipazione virtuale attualmente utilizzati quale supporto all'intero processo di sviluppo.

La collaborazione diretta con la sede di Nardò (Lecce, Italia) della Prototipo Testing ha invece permesso d'analizzare il processo di sperimentazione e testing fisico dei prototipi automobilistici, con particolare riferimento alle attività d'analisi dinamica su pista, e di valutare il potenziale contributo che potrebbe essere fornito da una maggiore integrazione delle metodologie di prototipazione virtuale all'interno di tali attività.

Le esperienze acquisite e l'enorme lavoro di ricerca bibliografica condotto in questi anni, hanno descritto con estrema chiarezza i limiti e le potenzialità degli attuali processi di progettazione principalmente caratterizzati dal grande contributo fornito dall'esperienza dei progettisti, dall'adozione di layout e di sottosistemi meccanici ormai consolidati e dal supporto continuo e costante dei processi di sperimentazione fisica.

In tale contesto, le attività di prototipazione virtuale rivestono una funzione marginale, quale supporto al classico processo di progettazione; all'adozione ormai consolidata degli strumenti CAD di modellazione geometrica e degli strumenti FEM d'analisi strutturale, si contrappone un utilizzo sporadico dei diversi sistemi di simulazione dinamica e un basso livello d'integrazione degli ambienti d'analisi utilizzati per lo più in modalità stand alone.

Tale condizione si rivela un forte ostacolo all'innovazione sia dei processi di progettazione che dei sistemi meccanici; i costi ed i tempi di progettazione e sviluppo dei prototipi risultano, infatti, molto elevati proprio perché vincolati dalle attività di sperimentazione fisica e da metodi di progettazione troppo poco flessibili.

In tale ambito, le attività di ricerca si sono focalizzate sulla definizione di una completa metodologia di prototipazione virtuale incentrata sull'utilizzo dei sistemi d'analisi dinamica di tipo multibody e sull'integrazione strutturata dei diversi sistemi software di modellazione geometrica ed analisi strutturale.

In primo luogo, è stato approfondito lo studio della metodologia Multibody per l'analisi numerica del comportamento dinamico degli autoveicoli; tale attività, principalmente svolta in collaborazione con Porsche A. G. relativamente allo studio di uno specifico test case di riferimento, ha portato alla definizione di un'innovativa metodologia di modellazione ed analisi dei moduli Drive Line (sistema di trasmissione automobilistica) finalizzata allo studio del comportamento dinamico dei singoli sottosistemi e dell'intero veicolo.

In secondo luogo, è stata definita una completa metodologia di prototipazione virtuale che prevede l'integrazione strutturata dei sistemi software di modellazione geometrica (CAD), d'analisi strutturale (FEM) e d'analisi dinamica (Multibody); il lavoro di ricerca, incentrato sui processi di progettazione dei veicoli da competizione di tipo Go-Kart, è caratterizzato da importanti attività sperimentali d'analisi strutturale finalizzate alla convalida dei relativi modelli numerici e dall'innovativa applicazione integrata degli strumenti FEM e Multibody.

Nel Capitolo 1 è introdotto il sistema autoveicolo, nella sua definizione più generale, descrivendo in modo schematico i principali sottosistemi meccanici che lo caratterizzano e le attuali metodologie di progettazione e di sviluppo tipicamente impiegate nell'industria automobilistica. In tale contesto sono, inoltre, descritti i principali elementi d'innovazione forniti dal seguente lavoro di ricerca, per lo sviluppo di sempre più performanti metodologie di prototipazione virtuale applicabili nei processi di progettazione degli autoveicoli.

Nel Capitolo 2 sono introdotti i concetti di comfort ed handling nell'ambito dell'analisi numerica del comportamento dinamico dell'autoveicolo; tra le diverse metodologie di modellazione matematica utilizzate nei processi d'analisi sono descritte le caratteristiche principali dei modelli matematici semplificati, utilizzati nelle prime fasi d'impostazione del progetto dell'autoveicolo, e dei modelli matematici complessi tipicamente di tipo multibody, utilizzati nelle successive fasi di sviluppo.

Nel Capitolo 3 si procede alla descrizione delle caratteristiche fondamentali dei metodi d'analisi numerica, FEM e Multibody, analizzati nel seguente lavoro; in particolare si descrivono i processi d'integrazione dei due metodi in riferimento allo specifico sistema software ADAMS utilizzato nel seguente lavoro di tesi.

Nel Capitolo 4 si descrive il lavoro di ricerca condotto in collaborazione con Porsche A.G., relativamente all'analisi Multibody del sottosistema Drive Line per veicoli ad alte prestazioni. In particolare, sono descritte le innovative metodologie d'analisi e di modellazione appositamente sviluppate per lo studio dei singoli sistemi meccanici (motore, frizione, cambio, alberi di trasmissione, differenziale), dell'intero modulo Drive Line e dell'intero sistema veicolo.

Nel Capitolo 5 è descritta la naturale evoluzione del lavoro di ricerca verso l'integrazione delle metodologie d'analisi numerica di tipo Multibody e di tipo FEM per lo studio dell'influenza esercitata dalla deformazione strutturale dei corpi sul comportamento dinamico degli autoveicoli. L'integrazione dei due metodi d'analisi numerica e il contemporaneo utilizzo dei classici sistemi di modellazione CAD sono il principale argomento di discussione; l'approfondimento di tali tematiche di ricerca si focalizza sullo studio dei veicoli Go-Kart e sulla definizione di una specifica metodologia di prototipazione virtuale definita per lo studio delle caratteristiche dinamiche e costruttive che il Progetto dell'autoveicolo nell'industria automobilistica caratterizzano tali sistemi.

Capitolo 1

Il progetto dell'autoveicolo nell'industria automobilistica

In questo capitolo è introdotto il sistema autoveicolo, nella sua definizione più generale, descrivendo in modo schematico i principali sottosistemi meccanici che lo caratterizzano e le metodologie di progettazione e di sviluppo tipicamente impiegate nell'industria automobilistica.

In conformità alle specifiche finalità del lavoro di ricerca si pone, quindi, particolare attenzione verso:

- La descrizione dell'influenza esercitata dai singoli sottosistemi meccanici sul comportamento dinamico dell'intero veicolo, ponendo principalmente l'accento sulle caratteristiche del telaio e del sistema di trasmissione (Drive Line);
- L'analisi degli attuali processi di progettazione tipicamente impiegati nella definizione del comportamento dinamico dell'autoveicolo e degli specifici sottosistemi analizzati;
- Lo studio dello specifico contributo offerto dai sistemi d'analisi numerica.

In tale contesto sono, inoltre, descritti i principali elementi d'innovazione forniti dal seguente lavoro di ricerca, per lo sviluppo di sempre più performanti metodologie di prototipazione virtuale applicabili nei processi di progettazione degli autoveicoli.

1.1 Definizione di Autoveicolo

Riportando di seguito la definizione schematica ed esaustiva fornita dal Morelli in [1] possiamo dire che si definisce autoveicolo un mezzo autonomo¹ di locomozione terrestre² dotato di appoggi al suolo aventi funzione:

- Portante, su almeno tre punti non allineati;
- Di rotolamento, grazie alla loro particolare conformazione (ruote o cingoli);
- Motrice, grazie al motore propulsore, cui sono collegati almeno alcuni di essi, ed all'aderenza che si sviluppa nel contatto con il suolo;
- Di guida, grazie agli organi di sterzo, cui sono collegati almeno alcuni di essi, ed all'aderenza che si sviluppa nel contatto con il suolo.

Non sono dunque autoveicoli:

- I motocicli a due ruote;
- I veicoli su pista guidata (treni, tramvie, ecc.);
- I veicoli a reazione, cioè propulsi grazie alla variazione di quantità di moto del mezzo in cui si muovono (aria) e/o di masse recate a bordo.

Gli autoveicoli possono essere raggruppati in molte categorie ma tuttavia prendendo principalmente in esame gli autoveicoli provvisti di ruote con rivestimento pneumatico e trascurando quelli provvisti di cingoli, si possono principalmente distinguere:

- Automobili, adibite prevalentemente al trasporto privato (autovetture);
- Veicoli commerciali, adibiti prevalentemente al trasporto merci in aree urbane o interurbane a corta/media distanza (furgoni, piccoli autocarri, ecc.);
- Veicoli Industriali, adibiti prevalentemente al trasporto merci su lunga/media distanza (autocarri, autoarticolati, ecc.).

Alla definizione appena fornita è importante far seguito con un'ulteriore classificazione dei veicoli, che li vede raggruppati in due grandi categorie: veicoli guidati cinematicamente e veicoli guidati dinamicamente. Nei primi, ad esempio i treni, esiste un vincolo cinematico (le rotaie) che impone la traiettoria; nei secondi, invece, l'assetto del veicolo è determinato dalla risultante delle forze scambiate con l'esterno. Se è

¹ Autonomia limitata nel tempo e nello spazio percorso dalla riserva energetica a bordo (generalmente il combustibile).

² Cioè in movimento a contatto con il suolo.

evidente che le navi o gli aeroplani appartengano a questa seconda categoria, essendo la loro traiettoria determinata dalle forze che si generano in seguito allo spostamento di opportune superfici lambite dal fluido, non lo è altrettanto per le automobili. L'impressione che solitamente il guidatore avverte è che la traiettoria sia univocamente determinata dall'angolo imposto al volante; in realtà, il moto dell'autoveicolo è sempre frutto dell'equilibrio delle forze scambiate con l'esterno, rappresentate dalle forze generate all'interfaccia ruote-suolo e dalle forze aerodinamiche. Il pilota si rende conto di tale condizione solo in prossimità del limite di tenuta del veicolo.

In richiamo a tale premessa, è importante sin da subito sottolineare come il seguente lavoro di ricerca sia riferito allo studio delle automobili, con particolare riferimento alle autovetture a quattro ruote. In particolare, nei prossimi capitoli saranno approfondite le applicazioni relative alle vetture granturismo ad elevate prestazioni ed ai piccoli veicoli da competizione di tipo Go-kart³.

1.2 Generalità sui principali sottosistemi meccanici

Il layout e le prestazioni dinamiche⁴ di un'automobile a quattro ruote, sono principalmente determinati dalle caratteristiche dei sottosistemi meccanici ed elettronici che la costituiscono e la caratterizzano.

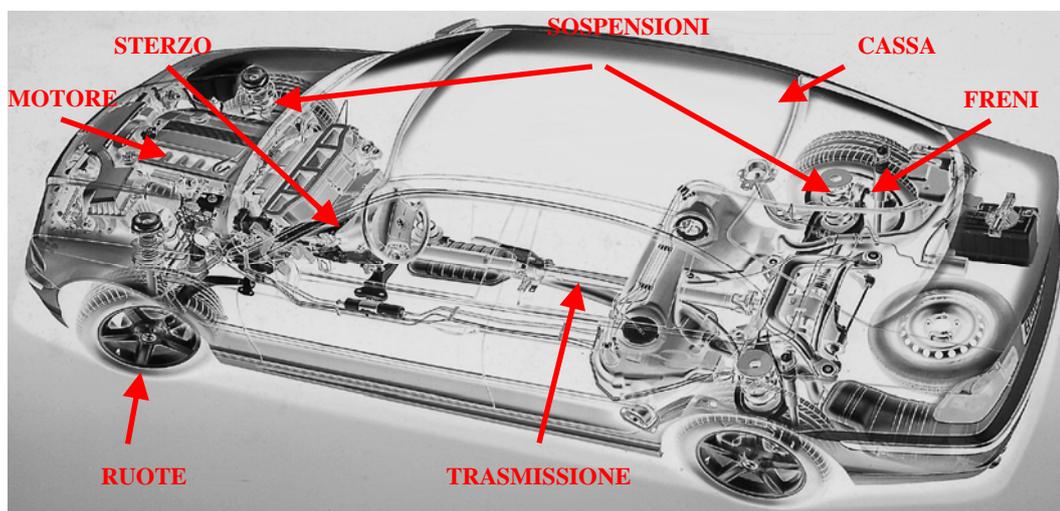


Fig 1.1 - Principali sottosistemi meccanici dell'autoveicolo.

³ Vedi Capitoli 4 e 5.

⁴ Vedi Capitolo 2.

Mettendo in risalto l'influenza e l'importanza di quest'ultimi sui metodi di controllo e gestione del veicolo, il seguente lavoro di ricerca si concentra sullo studio dei principali sottosistemi meccanici che più di altri richiedono integrazione ed analisi predittiva delle prestazioni.

Lo studio del comportamento dinamico del veicolo può ricondursi all'analisi dei principali sottosistemi meccanici mostrati schematicamente in fig. 1.2 e delle relative interconnessioni; per affrontare lo studio di tali aspetti si rende quindi necessario riassumere il sistema automobile nella seguente struttura logica:

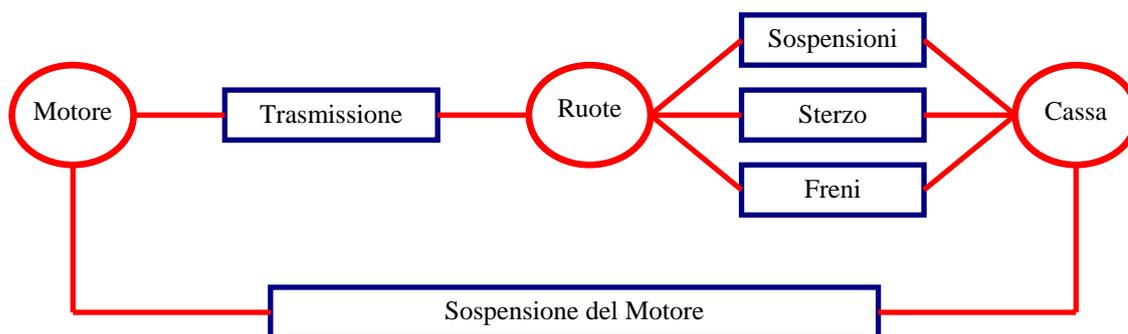


Fig 1.2 - Schema a blocchi dell'autoveicolo.

1.2.1 Cassa

Con il termine cassa si intende tutto ciò che "sta sopra le sospensioni", ovvero l'insieme degli elementi che svolgono le funzioni di telaio e di carrozzeria; comunemente, con il termine telaio si indica l'insieme degli elementi portanti che sostengono e conferiscono resistenza strutturale all'intero veicolo, mentre con il termine carrozzeria si indica l'insieme degli elementi ne caratterizzano le forme esteriori.

Le sollecitazioni provenienti dalla strada (attraverso pneumatici e sospensioni), dalle superfici aerodinamiche e dal fissaggio dei singoli sottosistemi, agiscono direttamente sul sistema cassa sottoponendolo a deformazioni strutturali spesso non trascurabili. La risposta strutturale della cassa, in termini di resistenza, rigidità (principalmente torsionale) e modalità di deformazione, si rivela quindi un elemento caratterizzante per l'intero veicolo; non solo la resistenza al crash ma anche la stabilità, il comfort e le prestazioni ne risultano fortemente influenzate.

Tali caratteristiche sono principalmente influenzate da materiale, topologia costruttiva ed assemblaggio.

Materiali

I materiali più usati sono: acciaio, acciaio inox, leghe di alluminio ottenute di estrusione, leghe di alluminio ottenute di fusione, materiali compositi, leghe di magnesio, leghe di titanio. Ad ogni materiale corrispondono diverse caratteristiche strutturali e tecnologiche. A scopo puramente indicativo e soltanto per avere un riferimento schematico e molto preliminare si riportano il rapporto rigidità/peso e resistenza/peso per i più comuni materiali strutturali:

Materiale	Rigidità/Peso	Resistenza/Peso
Acciaio	26,4	16,7
Acciaio speciale	26,4	21,8
Lega di alluminio	26,3	18,5
Lega di magnesio	25,0	19,4
Lega di titanio	24,4	21,8
Plastica speciale	3,5	14,3
Fibra di carbonio e resina epossidica	Da 20 a 100	Da 20 a 120

Scocca portante in acciaio (*Steel Unibody*)

La scocca portante in lamiera di acciaio stampata è da decenni la soluzione più adottata da tutte le industrie automobilistiche per normali vetture di serie, tanto essere utilizzata dal 95% dei veicoli attualmente in produzione. Il motivo principale risiede nelle qualità generali, nella economicità e nella grande adattabilità alla produzione automatizzata, accoppiate al buon livello delle prestazioni consentite.

Telaio e carrozzeria costituiscono un unico involucro che svolge entrambe le funzioni. La struttura è costituita da elementi stampati (mediamente circa 300) uniti tra loro mediante saldature a punti (mediamente da 3000 a 5000) eseguite da macchine automatiche. Necessita l'impiego di lamiere di acciaio da stampaggio con basso tenore di carbonio (max 0,8%) molto economiche e senza particolari vincoli di resistenza meccanica.

Vantaggi: Materiale di base molto economico, economicità per elevate produzioni (con investimenti elevati solo nella fase iniziale della produzione), piena adattabilità alla produzione in grande serie, buon comportamento a crash, ottimo sfruttamento dello spazio, con elevata abitabilità ed accessibilità.

Svantaggi: intrinseca pesantezza (per la quantità di materiale utilizzato), costi elevati per veicoli con volumi di produzione medio/bassi.

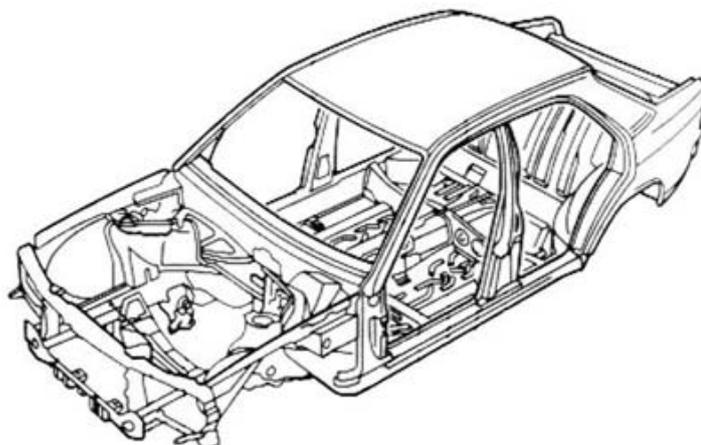


Fig 1.3 - Scocca portante in acciaio (Mercedes 190, 1984).

Scocca portante in alluminio (*Aluminum Unibody*)

In questo caso la scocca è realizzata in modo analogo alla precedente, ma impiegando lamiere in lega di alluminio, risolvendo così il problema del peso elevato.

Vantaggi: stessi vantaggi della scocca in acciaio (con riduzione di peso media del 40%).

Svantaggi: costi del materiale (5 volte superiori a quelli dell'acciaio), difficoltà di lavorazione delle lamiere di alluminio, costi molto elevati.

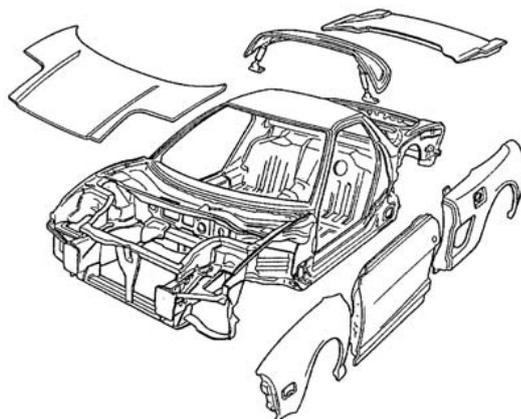


Fig 1.4 - Scocca portante in lega di alluminio (Honda NSX, 1991).

Telaio tubolare in acciaio (*Tubular Chassis*)

È costituito da un traliccio di tubi d'acciaio, generalmente con sezione circolare o rettangolare (per semplificare le connessioni) saldati tra loro. È caratterizzato da elevate prestazioni, con ottimi rapporti rigidità/peso, superati solamente dalle

scocche in fibre di carbonio. L'applicazione di questa soluzione a vetture di serie è fortemente ostacolata dalla rilevanza dei costi e dei tempi di costruzione e di assemblaggio, impossibili da automatizzare efficacemente. Il notevole ingombro dei longheroni laterali in corrispondenza della soglia inferiore delle porte laterali pregiudica l'accessibilità. Per questi motivi le applicazioni per produzioni di serie si sono da sempre limitate a vetture sportive di classe superiore, con ridotti volumi produttivi (le Ferrari precedenti alla 360 Modena, Lamborghini, Jaguar XJ 220, ...).

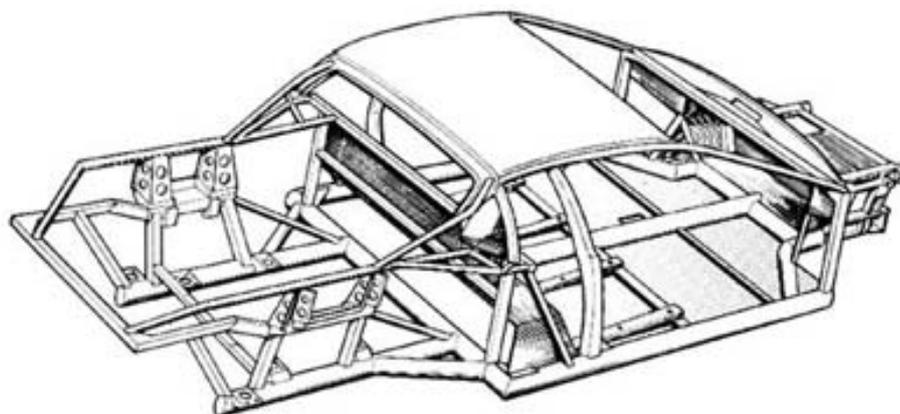


Fig 1.5 - Telaio tubolare in acciaio (Ferrari Testarossa, 1984).

Carrozzeria e telaio a longheroni (*body-on-frame*)

E' stato il primo schema costruttivo impiegato nella produzione di autoveicoli. E' costituito da una struttura piana a forma di "scala a pioli" (ladder chassis) composta da due elementi longitudinali (longheroni), connessi da diversi elementi trasversali (traverse), cui è affidato il compito di fornire resistenza alle forze laterali e conferire rigidità torsionale all'insieme. I punti di connessione fra traverse e longheroni sono generalmente rinforzati con piastre nodali saldate. La carrozzeria è connessa al telaio mediante tasselli elastici che aumentano l'isolamento dell'abitacolo da rumore e vibrazioni. Mediamente il telaio fornisce il 37% della rigidità torsionale e il 34% di quella flessionale; le quantità rimanenti sono fornite dalla struttura della carrozzeria.

Vantaggi: semplicità intrinseca della struttura con conseguente semplificazione della progettazione e dei processi di lavorazione ed assemblaggio, versatilità (diverse carrozzerie possono essere montate sullo stesso telaio), possibilità di isolare l'abitacolo mediante tasselli elastici, integrazione della traversa anteriore e posteriore con i paraurti.

Svantaggi: bassa rigidità torsionale, peso superiore del 10-15% rispetto alla monoscocca con pari rigidità, assemblaggio complesso. Questa soluzione è stata adottata sulla quasi totalità di veicoli fino agli anni '50 ('70 negli USA), e attualmente vede la sua applicazione sui veicoli commerciali, sui fuoristrada e su gran parte dei SUV e MPV.

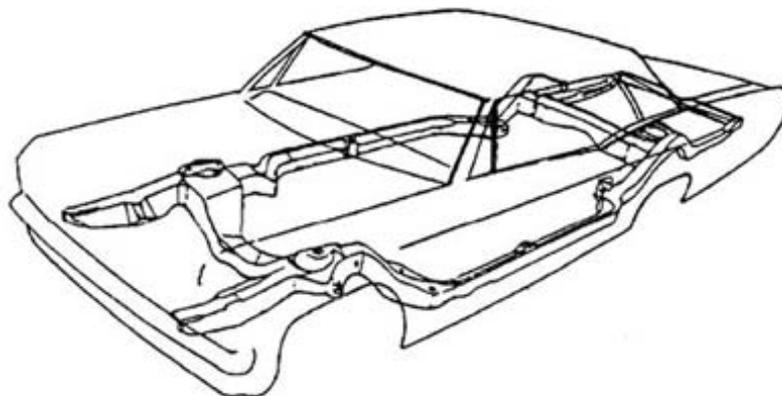


Fig 1.6 - Schema di carrozzeria e telaio a longheroni berlina americana anni '50.

Backbone Chassis

Fu introdotto per la prima volta da Colin Chapman con la Lotus Elan del 1962. Un elemento centrale tubolare di sezione rettangolare connette assale anteriore e posteriore, fornendo da solo quasi tutta la resistenza meccanica.

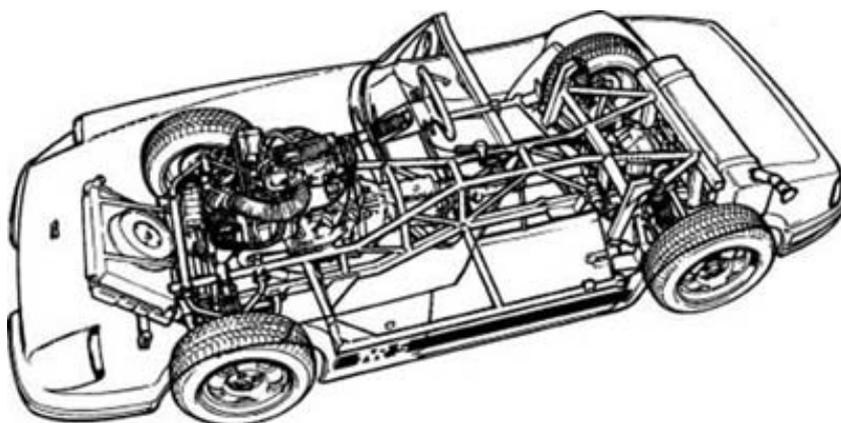


Fig 1.7 - Backbone Chassis della TVR S1 (1987).

Al suo interno trova posto l'albero di trasmissione (nel caso di motore anteriore e trazione posteriore), e ad esso è vincolato l'intero autotelaio. L'elemento centrale può essere costituito da un traliccio di elementi tubolari (come nel modello TVR, fig. 1.7).

E' una soluzione economica e adatta a vetture di ridotte dimensioni e con bassi regimi di produzione ma carente nella rigidità, con bassa protezione da impatti laterali e poca convenienza nelle grandi produzioni di serie.

Scocca in fibra di carbonio

Mentre in alcune vetture di nicchia sono impiegati compositi in fibra di carbonio per alcuni pannelli esterni, solo poche automobili sono dotate di un'intera scocca realizzata con questi materiali. Le scocche in fibra di carbonio presentano le più elevate prestazioni in assoluto, in particolare riguardo al rapporto rigidità-peso e resistenza-peso, ma la loro adozione su vetture di serie presenta estreme difficoltà economiche (costo del materiale) e produttive (complessità e lentezza della lavorazione), rendendo di fatto tale soluzione adottabile esclusivamente su vetture di categoria superiore con regimi produttivi molto limitati. Finora le sole vetture di serie con scocca in fibra di carbonio sono state la Ferrari F50, la Bugatti EB110SS e la McLaren F1.



Fig 1.8 - Scocca in fibra di carbonio della Ferrari F50.

Space Frame

Si definiscono Space Frame le strutture reticolari principalmente costituite da una rete di membri (tiranti e puntoni) connessi alle estremità a formare geometrie di base triangolari. Le connessioni possono essere a giunti sferici (in questo caso gli elementi sono soggetti a soli carichi assiali, e la struttura è più propriamente detta Space Truss) ed a giunti rigidi (in questo caso gli elementi sono soggetti anche a carichi flessionali e torsionali). In entrambi i casi la struttura presenta elevata rigidità.

In campo automobilistico l'applicazione di questo concetto porta a configurazioni simili ai telai tubolari ma con un numero molto inferiore di componenti aventi maggiori dimensioni.

Rispetto alla scocca portante l'unica differenza funzionale riguarda i pannelli esterni. Nella scocca portante i montanti, il tetto, i parafranghi anteriori e posteriori costituiscono parte integrante della struttura portante, mentre i pannelli incernierati (cofano motore, portellone del bagagliaio e sportelli laterali) pur chiamati convenzionalmente strutturali, in realtà conferiscono rigidità aggiuntiva alla struttura e solo secondariamente sostengono i carichi statici e dinamici.

Nello Space Frame, invece, tutti i pannelli esterni sono sostenuti dalla struttura portante, e non hanno compiti strutturali. Eventualmente, se in lamiera stampata, possono costituire un irrigidimento ulteriore del veicolo.

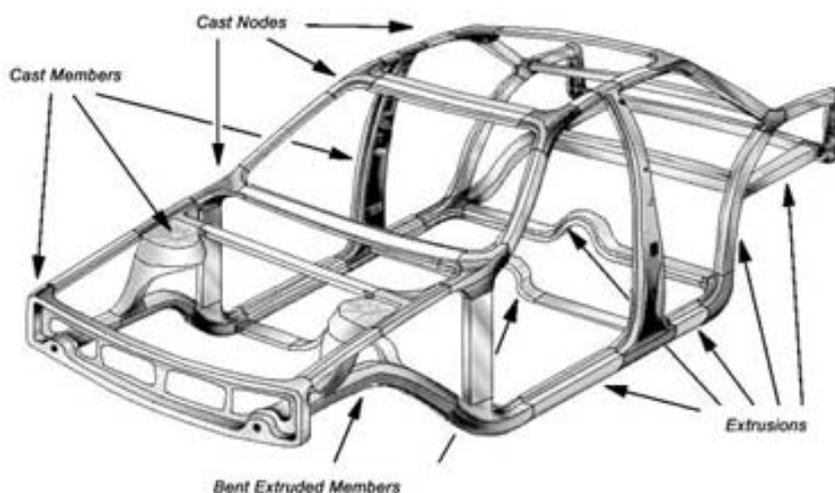


Fig 1.9 - Configurazione generale di telaio Space Frame.

Resistenza Statica

Prima funzione del telaio è quella di sostenere tutti i carichi statici. La struttura deve essere quindi prima di tutto verificata sotto tali condizioni. In realtà le esigenze di rigidità, affidabilità, durata e resistenza a crash impongono dei limiti più restrittivi, per cui in generale la struttura risulterà sovradimensionata rispetto ai soli carichi statici. In ogni caso è necessario compiere un'analisi preliminare mediante la schematizzazione dei carichi dovuti a: massa propria, pannelli esterni, componenti meccanici (motore, trasmissione, sterzo, sospensioni), componenti ausiliari, masse non sospese, abitacolo, carico trasportabile, finiture interne ed esterne.

L'analisi fornisce la distribuzione e l'entità delle sollecitazioni e consente l'individuazione dei punti maggiormente sollecitati. In generale tutte le sollecitazioni devono mantenersi inferiori al limite elastico del materiale, secondo coefficienti di sicurezza che dipendono anche dal tipo di materiale utilizzato.

Rigidezza torsionale

La rigidezza torsionale delle strutture automobilistiche è uno dei principali parametri di valutazione del comportamento dinamico delle stesse. La deformazione torsionale del telaio genera rotazioni intorno all'asse longitudinale del veicolo (asse di rollio) che si aggiungono a quelle proprie delle sospensioni, interferendo con queste nel controllo dell'assetto. Una superiore rigidezza del telaio migliora la tenuta di strada, poiché consente ai componenti delle sospensioni un maggior controllo sulla cinematica del veicolo: il telaio deve essere poco deformabile in modo che la rigidezza al rollio dipenda quasi esclusivamente dalle sospensioni. I vantaggi conseguibili sono una maggiore prevedibilità del comportamento dinamico e una superiore precisione nel relativo controllo.

Inoltre una struttura troppo flessibile accumula l'energia elastica di deformazione e la rilascia successivamente, in modo non controllabile, sotto forma di oscillazioni del telaio che, riducendo il contatto dei pneumatici con la strada e diminuendo la precisione dello sterzo, compromettono la buona tenuta del veicolo e il comfort di marcia.

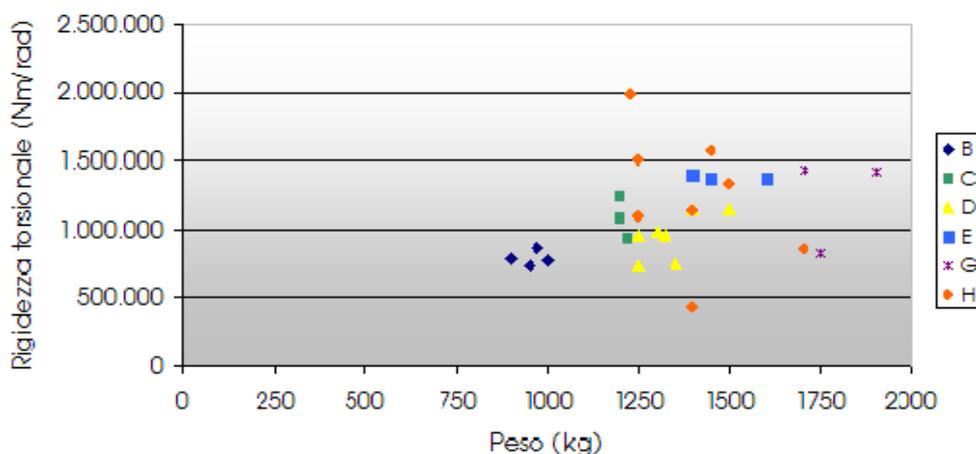


Fig 1.10 - Rigidezza torsionale e pesi di modelli di vari segmenti (2000-2001).

Nel Diagramma sono riportate le rigidzze torsionali complessive di alcuni modelli di attuale produzione, suddivisi per segmento di appartenenza. Si nota come il segmento H (vetture sportive) sia caratterizzato da un ampio intervallo di valori di rigidzza torsionale, in quanto comprende vetture coperte e scoperte e con massa, classe, prestazioni e costi alquanto differenti tra loro.

Va inoltre considerato che i valori riportati provengono da fonti differenti e possono non risultare tra loro perfettamente omogenei rispetto al metodo di misurazione utilizzato. Non esistono, infatti, procedure standard per la misurazione della rigidzza torsionale: i carichi ed i vincoli applicati alla struttura possono essere di tipo diverso e portare quindi a misurazioni tra loro non confrontabili. Inoltre tutti i componenti aggiuntivi, ed in primo luogo il motore, i pannelli esterni e gli elementi in vetro, fornendo collegamenti e vincoli addizionali ai membri strutturali, irrigidiscono ulteriormente il veicolo: i valori complessivi sono quindi sensibilmente superiori rispetto alle rigidzze della sola struttura (BIW, body-in-white). La progettazione per la rigidzza torsionale consiste prevalentemente in una fase di analisi numerica con ottimizzazione della struttura riguardo a configurazione di base, sezioni utilizzate, elementi di rinforzo. Generalmente si pongono dei valori-obiettivo di rigidzza e si ottimizza la struttura per la minimizzazione della massa.

Analisi del comportamento dinamico

Ai fini dello studio della dinamica globale del veicolo, la cassa è spesso considerata come una struttura perfettamente rigida. Dal punto di vista meccanico per massa sospesa si intende quindi un unico corpo rigido [3]. Questa ipotesi, senz'altro discutibile, è però convenientemente applicata soprattutto nelle prime fasi di progettazione semplificando i complessi processi d'analisi e fornendo informazioni comunque indicative.

Utilizzando il termine "massa non sospesa" m_n , per indicare tutto ciò che non fa parte della massa sospesa m_s , la massa totale del veicolo è pari a:

$$m_T = m_n + m_s$$

In genere, nelle automobili, la massa sospesa è circa 10 volte più grande della massa non sospesa. Pertanto, l'influenza inerziale della massa non sospesa sulla dinamica globale del veicolo è proporzionalmente meno rilevante.

1.2.2 Motore e Trasmissione

Generalmente in bibliografia si usa distinguere il gruppo propulsivo, costituito dal motore, dal gruppo di trasmissione costituito da frizione, cambio, alberi di trasmissione, giunti universali, differenziale e semiassi. Nel prosieguo del seguente lavoro si intende quindi utilizzare il termine "Drive Line" per indicare l'insieme dei due principali sottosistemi che concorrono al trasferimento della potenza propulsiva dal motore alle ruote: il motore e la trasmissione.

La Drive Line è un sottosistema dell'intero sistema autoveicolo poco conosciuto e sottovalutato dai non esperti del settore; al contrario, si rivela essere un elemento di importanza assoluta per la caratterizzazione del veicolo in riferimento a molteplici aspetti: abitabilità interna, distribuzione dei pesi, comportamento strutturale, consumi, rumorosità, comfort, handling, ecc.

Uno studio approfondito di tale sottosistema e delle specifiche influenze sul comfort ed il comportamento handling del veicolo, saranno oggetto di approfondimento in tale lavoro.

I layout di Drive Line utilizzati sono diversi e tipicamente caratterizzati dal numero di ruote motrici e dalla diversa posizione assunta dal motore (tipicamente anteriore, centrale o posteriore), dal gruppo frizione-cambio (solidali o separati dal motore) e dal differenziale (separato o inglobato dal gruppo cambio). Tra i tanti layout oggi utilizzati nella produzione di serie è importante ricordare almeno i seguenti:

MATP: Motore anteriore e trazione posteriore (*front engine and rear-wheel-drive*)

Tale configurazione è molto diffusa negli autoveicoli di grandi dimensioni: automobili di alta gamma, veicoli commerciali/industriali di elevate dimensioni.

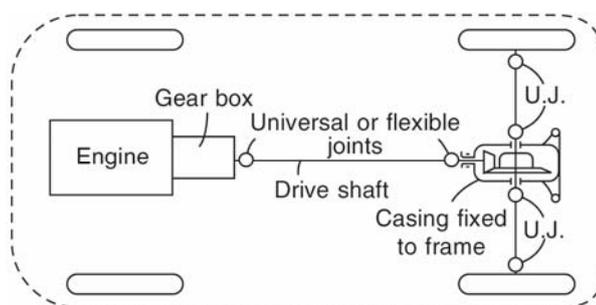


Fig 1.11 - Layout con motore anteriore, trazione posteriore e sospensioni indipendenti.

Sebbene le unità motore-frizione-cambio e differenziale siano vincolate al telaio attraverso vincoli elastici, giunti universali o flessibili sono ancora usati alle estremità degli alberi di trasmissione. Questi accorgimenti sono causati dall'esigenza di assecondare i movimenti relativi tra queste due unità causati dalla deformazione delle due relative strutture portanti (fig. 1.11).

MATA: Motore anteriore - trazione anteriore

Attualmente diffusissimo specialmente nelle versioni a motore trasversale introdotta dalla BLMC nel modello "MINI" del 1959 e quindi diffusasi preticamente in tutte le automobili, ad eccezione di quelle di grandi dimensioni e da competizione.

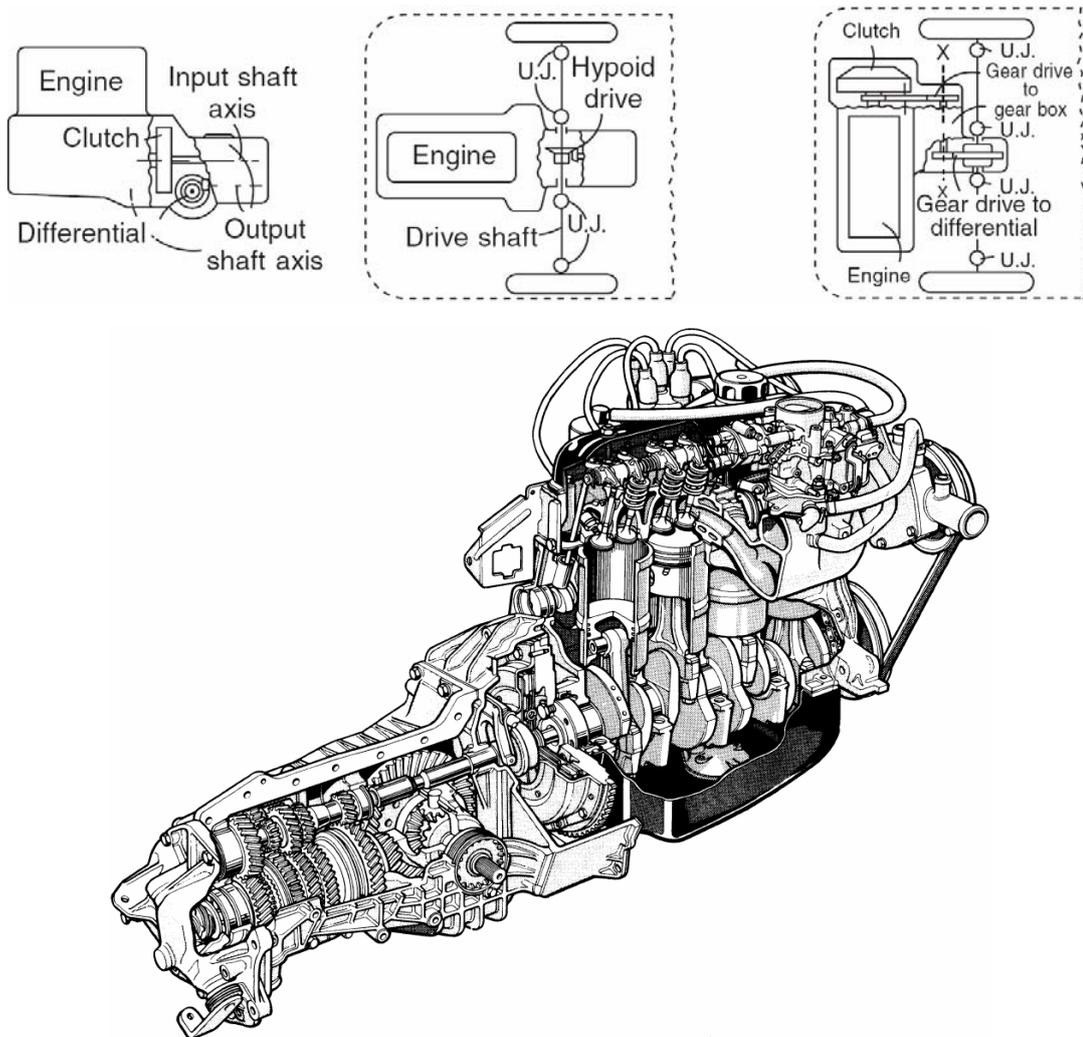


Fig 1.12 - Layout con motore anteriore, trazione anteriore e sospensioni indipendenti.

In fig. 1.12 sono presentate alcune delle principali diversificazioni fra le quali va citata la soluzione FIAT del 1966 (AUTOBIANCHI modello "Primula") per la sua semplicità: assenza di rinvii fra l'albero condotto della frizione e il primario del cambio.

MPTP: Motore posteriore - trazione posteriore

Attualmente poco utilizzata dalla produzione di massa, rimane caratteristica principale delle automobili a carattere sportivo. Principale layout adottato in passato dalle automobili che hanno diffuso la motorizzazione in Europa per la sua economicità (VW "Maggiolino", RENAULT "4", FIAT "600").

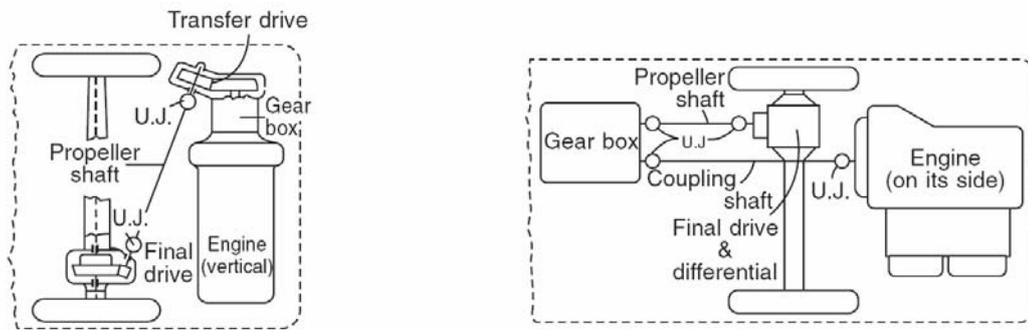


Fig 1.13 - Layout con motore posteriore, trazione posteriore ed assale rigido posteriore.

Di seguito si descrivono, a modi esempio, due diversificazioni ai layout appena descritti rispettivamente per una configurazione a quattro ruote motrici ed un particolare schema adottato dalla Chevrolet Corvette nel 1998.

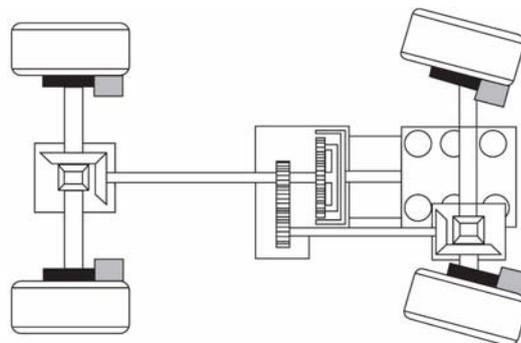


Fig 1.14 - Front engine and four-wheel-drive: motore anteriore, 4 ruote motrici ed assali rigidi.

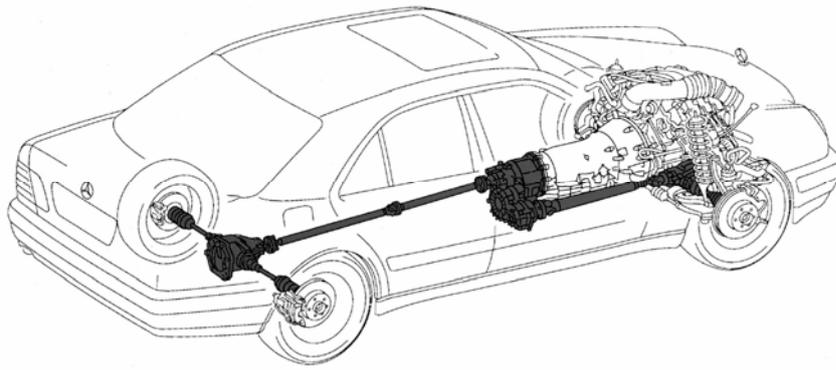


Fig 1.15 - Front engine and four-wheel-drive: motore anteriore, 4 ruote motrici, sospensioni indipendenti.

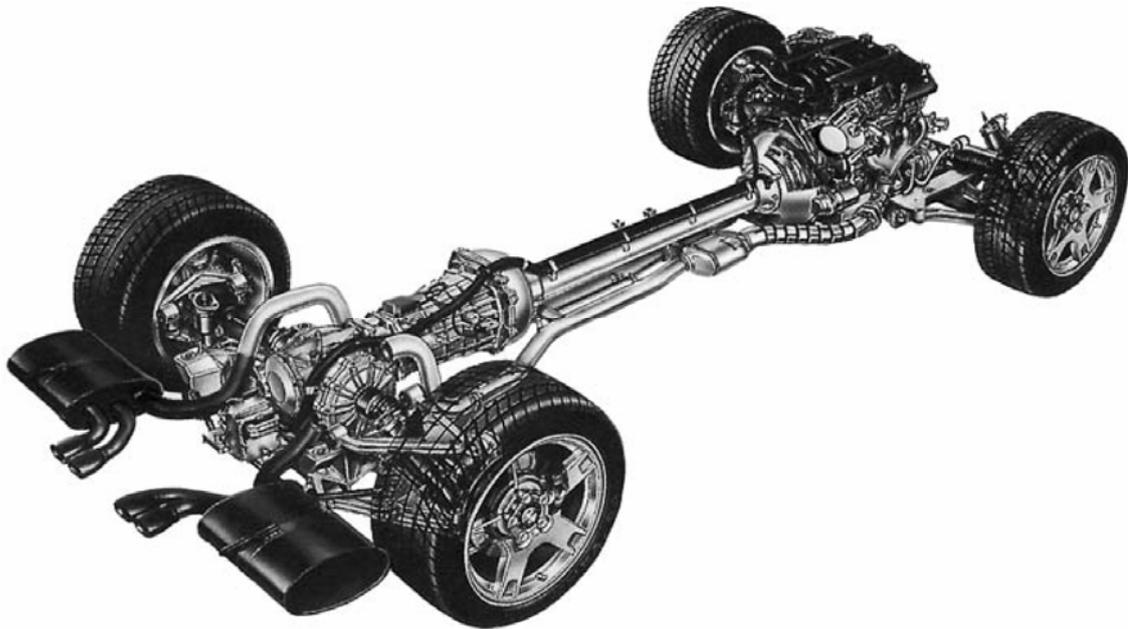


Fig 1.16 - Chevrolet Corvette (1998). Drive Line layout caratterizzato dalla integrazione del cambio con l'assale posteriore; permette una migliore distribuzione dei pesi anteriore e posteriore.

1.2.3 Sospensioni

Le ruote sono vincolate alla cassa non rigidamente ma tramite un importante sistema di collegamento detto "sospensione", che deve rispondere a due diverse esigenze:

- Devono permettere una corretta ripartizione delle forze al suolo, in modo conforme a quanto stabilito in fase di progetto ed in relazione alle diverse condizioni di carico previste, determinando l'assetto generale del veicolo sotto l'azione di forze statiche e quasi statiche;

- Devono permettere alle ruote di seguire il profilo stradale, che in generale è più o meno accidentato, senza trasmettere alla struttura del veicolo accelerazioni eccessive.

Lo scopo della sospensione è quello di garantire costantemente il corretto contatto ruota-strada e di filtrare gli effetti che le irregolarità indurrebbero sulla cassa. A tal proposito le sospensioni sono caratterizzate dal comportamento elastico e di smorzamento che offrono come risposta alle sollecitazioni esterne. Idealmente le sospensioni dovrebbero permettere alle ruote di muoversi in direzione perpendicolare alla strada rispetto alla cassa del veicolo, mantenendo il piano della ruota parallelo a se stesso e vincolando tutti i moti nel piano: la sospensione di una singola ruota dovrebbe essere un sistema ad un grado di libertà. Tuttavia nessuno dei vari schemi cinematici solitamente utilizzati nella realizzazione delle sospensioni riesce a rispettare in modo esatto tutti i vincoli geometrici e ciascun tipo di sospensione ha il suo particolare comportamento; l'approssimazione con la quale gli altri cinque gradi di libertà sono vincolati sono importanti nel dare a ciascun autoveicolo il suo carattere particolare. Tra i parametri principali che influenzano la posizione della ruota rispetto alla cassa ed al suolo si ricordano: lo spostamento verticale del veicolo, variazione dell'angolo di rollio e deformabilità egli snodi.

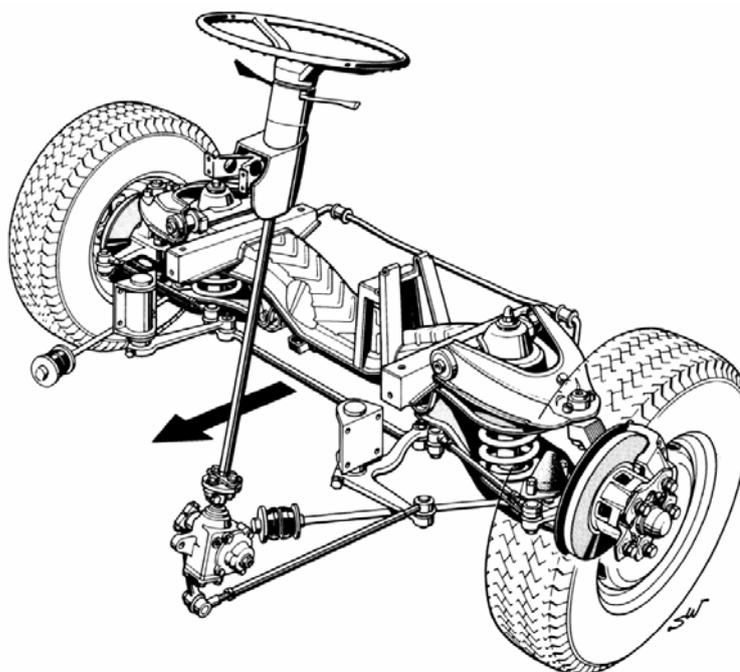


Fig 1.17 - Sospensione anteriore di tipo Double wishbone per veicolo commerciale leggero di VW.

Tra gli schemi più performanti solitamente utilizzati nelle automobili, nelle fig. 1.17 e 1.18 si mostra una tipica applicazione per sospensione anteriore a doppio quadrilatero (double wishbone) e uno schema di tipo multi link per sospensione posteriore.

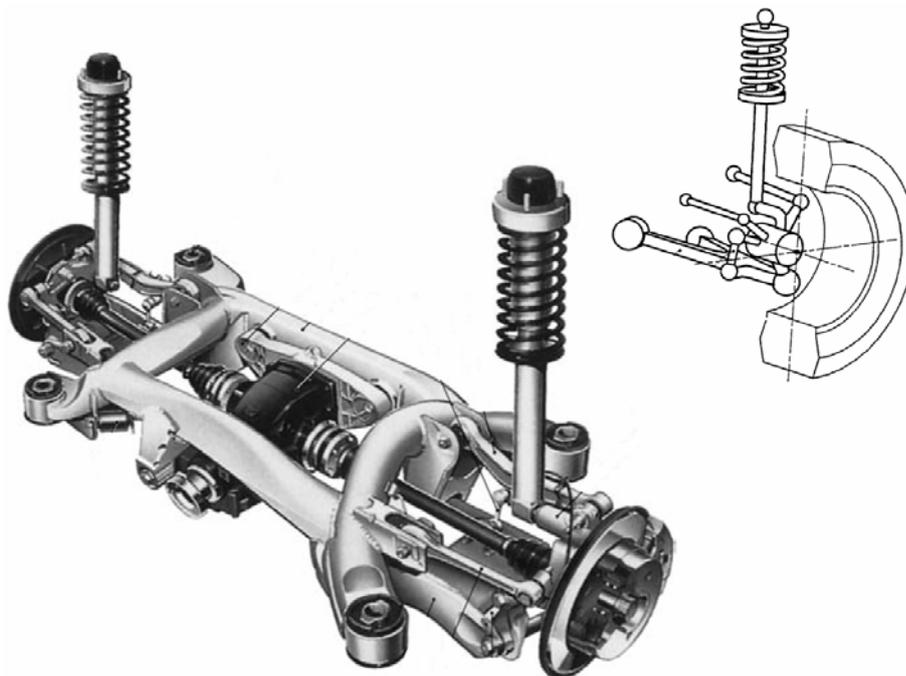


Fig 1.18 - Sospensione posteriore di tipo Multi-link per BMW serie 5 (1996).

Il sistema di sospensione è, quindi, sensibile ad azioni che si trasmettono alla cassa anche in assenza di irregolarità stradali, come ad esempio azioni di guida ed aerodinamiche. Nello studio delle sospensioni si procede generalmente suddividendo la sospensione nelle sue due parti che assolvono alle principali funzioni:

- Dinamiche, assegnando le leggi di azione e reazione fra suolo, ruota e cassa;
- Cinematiche, assegnando le leggi del moto relativo ruota-cassa.

Anche i pneumatici, benché in piccola parte, concorrono all'assorbimento delle più piccole asperità stradali grazie alla loro cedevolezza ed elasticità radiale, anche se tale funzione viene svolta in modo prioritario dalle sospensioni elastiche vere e proprie. Anche i veicoli su rotaia, nonostante viaggino su supporti molto più lisci della strada, devono essere dotati di sospensioni perchè provvisti di ruote molto più rigide. Nei casi di veicoli a 4 ruote, la cedevolezza delle sospensioni è, in molti casi, indispensabile per

garantire il corretto contatto di tutte le ruote con la strada anche a veicolo fermo, come nel caso in cui ci si ritrovi con una ruota su un marciapiede.

In linea generale, si può dire che le sospensioni hanno un effetto diretto sulla dinamica del veicolo perché permettono una maggiore mobilità della cassa, ed un effetto indiretto perché permettono alle ruote di variare il loro assetto rispetto alla strada, influenzando così la risposta dei pneumatici.

1.2.4 Il sistema di Sterzo

Attraverso il sottosistema di sterzo il pilota può attuare il processo di sterzata del veicolo. L'intero sottosistema di sterzo è solitamente caratterizzato dagli elementi meccanici mostrati nella fig. 1.19. Il sistema di sterzo produce, a comando del conducente, forze tangenziali opportune per aderenza delle ruote con il suolo, sostanzialmente in direzione normale alla direzione di marcia. Il sistema di sterzo risulta essere un sistema estremamente complesso, sia nei suoi sottosistemi meccanici che nei sottosistemi meccanici e/o elettronici che spesso sono presenti come ausilio alle operazioni di sterzata. Da tale sottocomponente dipendono molte delle sensazioni di guida direttamente trasmesse dal veicolo al pilota e poco esaustivo si rivelerebbe ogni tentativo di approfondimento in questa sede; Per l'approfondimento di tale sottosistema si rimanda, quindi, allo studio dei riferimenti [1,2,5,6].

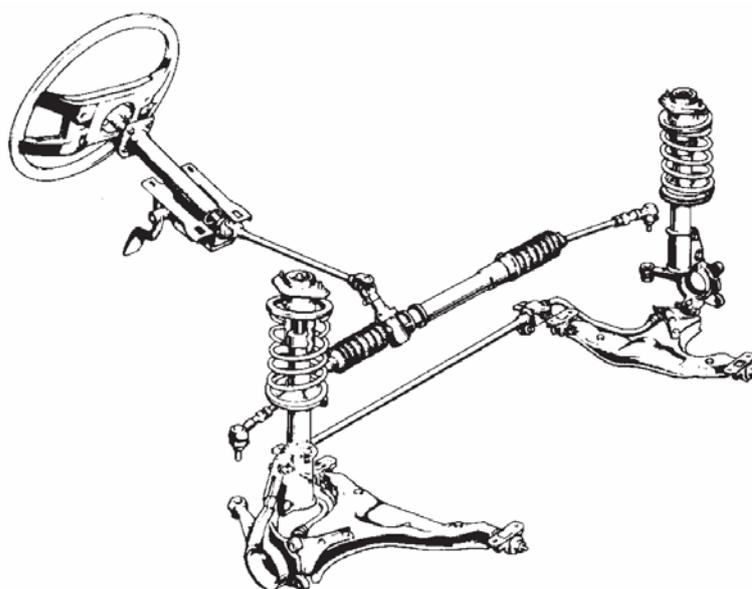


Fig 1.19 - Sistema di sospensione anteriore e sterzo per Lancia Delta.

1.2.5 Ruote con Pneumatici

Il pneumatico è uno dei componenti fondamentali e più tipici dell'autoveicolo e di quasi tutti i veicoli stradali in genere. Lo sviluppo dell'automobile è in gran parte dovuto all'invenzione della ruota con pneumatico ed al suo sviluppo parallelo. Le caratteristiche fondamentali del pneumatico sono la deformabilità e l'aderenza che rendono possibile il mantenimento del contatto ruote-strada anche in presenza di piccole asperità.

Le caratteristiche di deformabilità ed aderenza del pneumatico sono dovute alla sua struttura fortemente composita, fatta di una carcassa di fibre intrecciate, flessibili ma molto rigide estensionalmente, immersa in una matrice di gomma molto deformabile e con elevate caratteristiche di aderenza con il suolo (fig. 1.20). La deformabilità in senso radiale contribuisce a migliorare decisamente il comfort di marcia (fig. 1.21), mentre l'utilizzo di aria conferisce stabilità e rigidità strutturale all'insieme contenendo i valori di massa. Le prestazioni di un autoveicolo sono largamente influenzate dalle caratteristiche di aderenza e deformabilità dei pneumatici utilizzati; Le forze longitudinali e trasversali che rendono possibile la guidabilità e la trazione dell'autoveicolo si generano, infatti, nelle zone di contatto tra pneumatici e strada, ciascuna non molto più estesa del palmo di una mano.

La comprensione del complesso comportamento meccanico degli pneumatici al contatto con il suolo ci permette di capire i concetti di trazione, frenata, sterzata e guida dinamica [5].

Condizione necessaria e sufficiente affinché un pneumatico generi una forza longitudinale è che si crei uno scorrimento (ossia uno strisciamento) rispetto al suolo, così come lo sviluppo di una forza trasversale può essere addebitato all'insorgere di un angolo di deriva α tra il piano medio della ruota e il vettore velocità (fig. 1.24) o di un

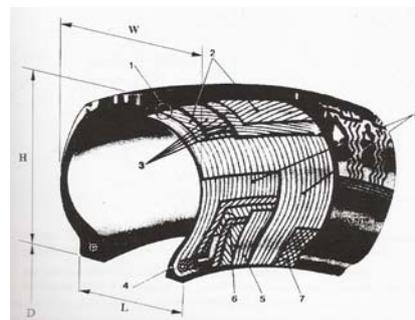


Fig 1.20 - Struttura pneumatico radiale.

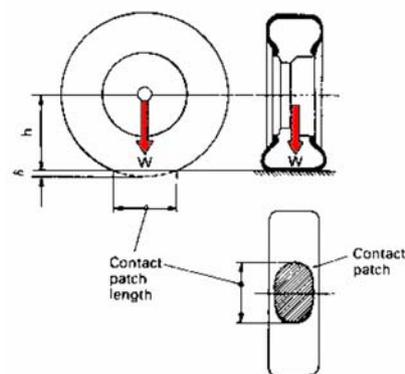


Fig 1.21 - Area di contatto all'interfaccia ruota-suolo.

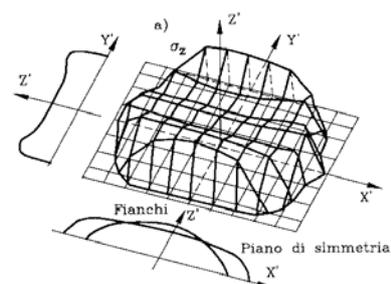


Fig 1.22 - Distribuzione della forza di contatto all'interfaccia ruota-suolo.

angolo di campanatura (camber) tra il piano medio della ruota e il piano perpendicolare alla strada nel punto di contatto (fig. 1.25) [5]. Le ipotesi di sterzata cinematica sono, quindi, una pura idealizzazione del più complesso fenomeno di sterzata dinamica, che possiamo analizzare solo nel momento in cui si prendano in considerazione gli angoli di deriva e di campanatura degli pneumatici.

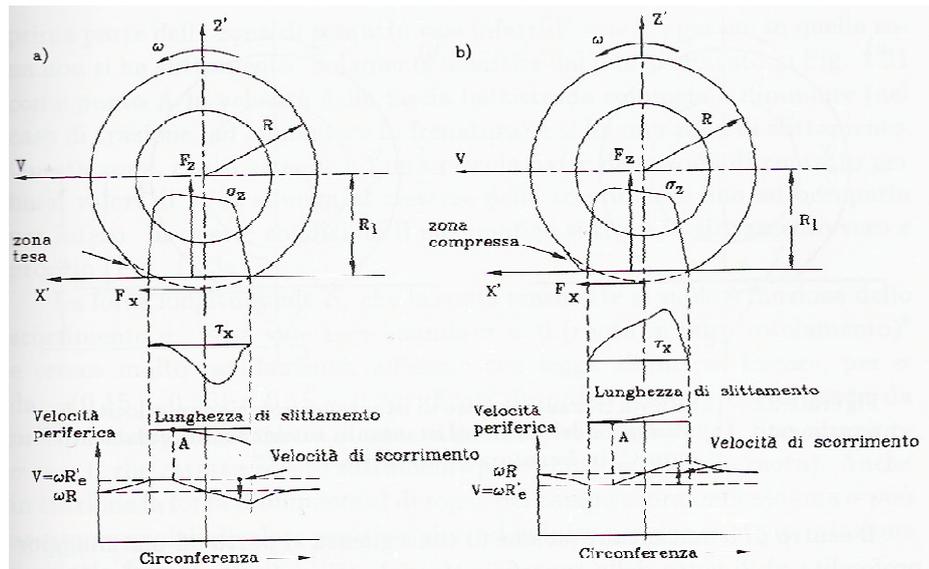


Fig.1.23 - Distribuzione delle pressioni di contatto in una ruota frenata (a) e traente (b).

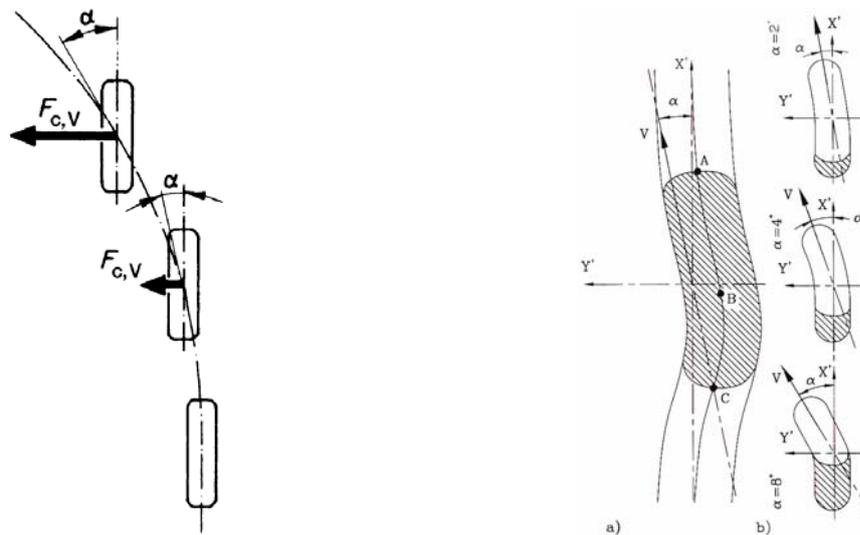


Fig.1.24 - Contatto ruota-suolo in presenza di un angolo di deriva α . (a) zona di contatto e traiettoria di un punto sul battistrada appartenente al piano medio della ruota; (b) zona di contatto e zona di slittamento al variare dell'angolo di deriva.

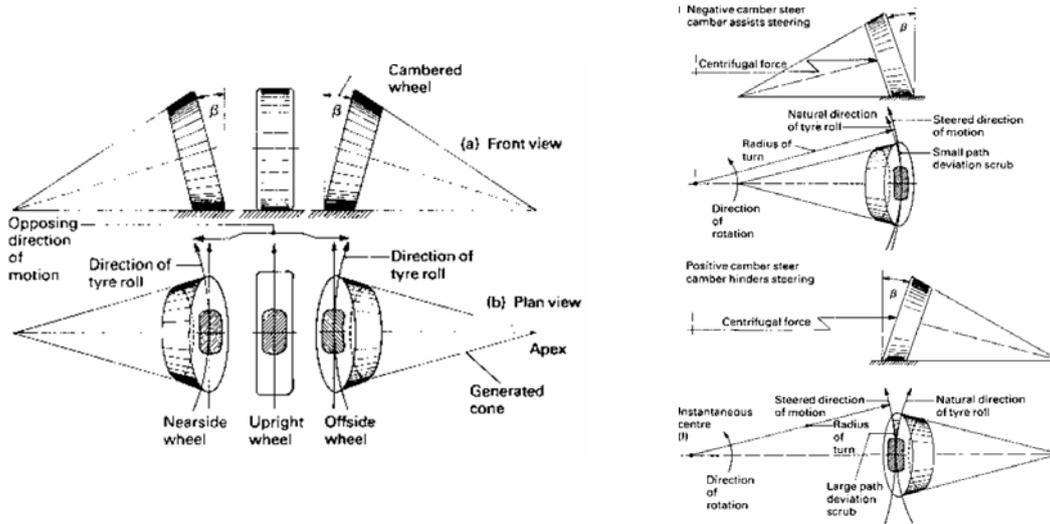


Fig 1.25 - Contatto ruota-suolo in presenza di un angolo di campanatura (camber) β .

Dal punto di vista della dinamica dell'intero veicolo ha quindi molta importanza conoscere il comportamento globale del pneumatico nelle varie condizioni di utilizzo. Meno rilevante è invece conoscere il comportamento interno del pneumatico stesso, che tanta importanza riveste per chi i pneumatici deve progettarli e costruirli. In altri termini, nello studio della dinamica del veicolo ci si pone quali utilizzatori del pneumatico e ci si limita solitamente a studiarne il comportamento macroscopico.

1.2.6 Sistema Frenante

Si definisce sistema frenante quello specifico insieme di sottosistemi meccanici e/o elettronici, comandati dal guidatore applicando un'azione F ad un apposito leveraggio (pedale), capace di creare un'azione contraria alla velocità del veicolo stesso. Generalmente l'azione frenante si traduce in un'azione di contrasto del moto di rotazione delle ruote stesse e degli organi rotanti ad esse collegati, creando

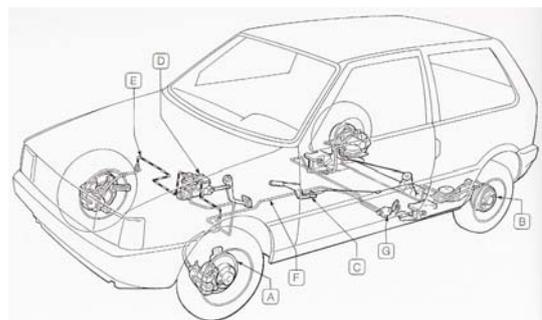


Fig 1.26 - Sistema frenante FIAT Uno. Freno anteriore a disco e posteriore a ganasce.

indirettamente forze longitudinali al contatto ruote-suolo che si oppongono alla velocità di avanzamento del veicolo. Le potenze richieste dall'azione frenante sono elevatissime, dell'ordine delle centinaia di KW per le automobili, ancora di più per i

veicoli commerciali. Tali potenze sono generalmente dissipate sotto forma di calore, a causa dello stesso principio meccanico di funzionamento dell'impianto frenante che si basa sull'attrito statico e dinamico esistente tra gli organi solidali alla sospensione (e quindi al veicolo) e gli organi solidali alla ruota.

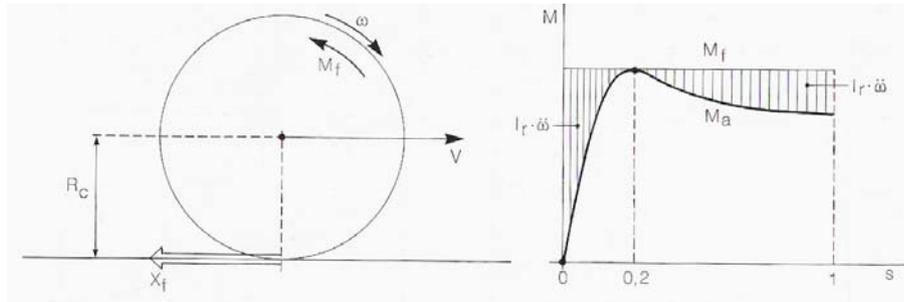


Fig 1.27 - Condizione di equilibrio dinamico della ruota in frenata.

I tipi di freno maggiormente utilizzati sono:

- Freni a disco
- Freni a tamburo

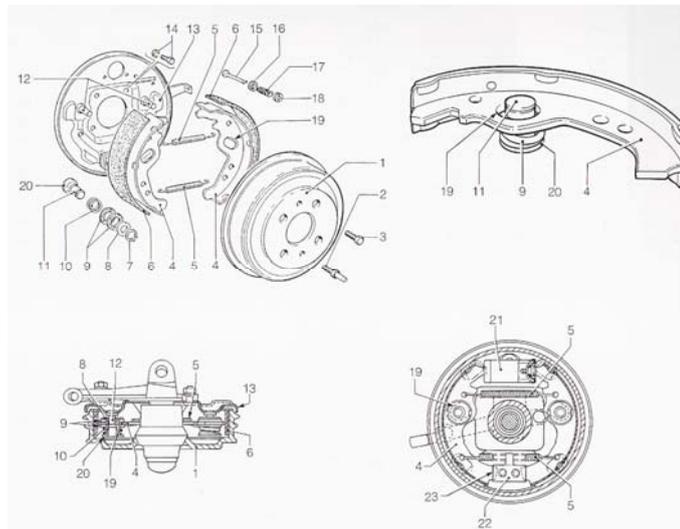


Fig 1.28 - Freno a ganasce.

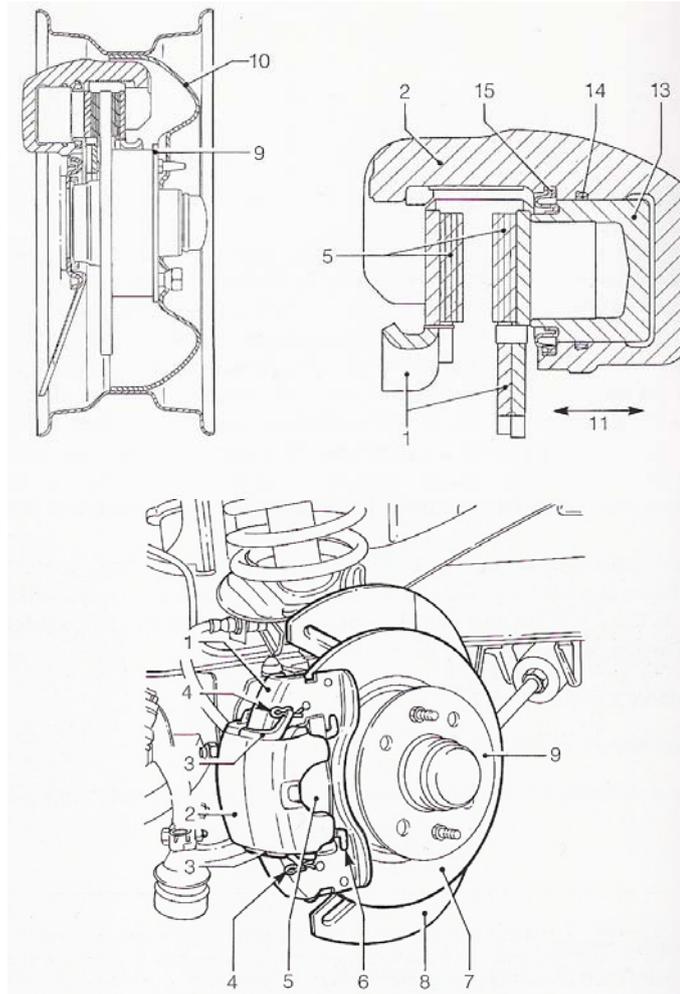


Fig 1.29 - Freno a disco con pinza flottante.

Tra i sistemi elettronici che agiscono sul sistema frenante, e per il cui approfondimento si rimanda ai riferimenti [6] in bibliografia, si ricordano l'ABS, per prevenire il bloccaggio delle ruote, e il VDC (vehicle dynamic control, o altrimenti detto ESP) per il controllo del comportamento dinamico del veicolo in curva.

1.3 Metodologie di progettazione e prototipazione virtuale

Si intende di seguito descrivere in via del tutto generale e schematica il processo di progettazione attualmente utilizzato nello sviluppo di un autoveicolo illustrando in particolare il contributo fornito dagli strumenti d'analisi numerica; particolare rilievo è

dato agli strumenti d'analisi strutturale e d'analisi dinamica evidenziandone le metodologie d'utilizzo e i principali campi d'intervento⁵.

Il processo di sviluppo di un nuovo autoveicolo è solitamente caratterizzato da tre diverse fasi: ideazione, progettazione, sperimentazione.

Il processo di ideazione, prevede la definizione delle specifiche principali del nuovo veicolo, in base alle diverse indicazioni provenienti dagli studi economici di settore, dalle valutazioni finanziarie, dalle valutazioni tecniche, dagli studi di marketing, ecc; la definizione delle specifiche caratteristiche tecniche del nuovo prodotto altro non sono che la sintesi di tutti questi elementi di valutazione.

Al processo di ideazione, in cui si definiscono le specifiche principali del nuovo autoveicolo, segue il processo di progettazione, generalmente caratterizzato da almeno quattro attività elementari: progettazione preliminare, progettazione di dettaglio, verifica ed emissione.

Nella progettazione preliminare si sviluppano schemi costruttivi, dell'intero veicolo e dei singoli sottosistemi, capaci di soddisfare le specifiche iniziali definite nella preliminare fase d'ideazione come ad esempio ingombri, massa, costi, tempistiche, ecc. Il confronto tecnico con le soluzioni costruttive adottate dagli autoveicoli di pari segmento presenti sul mercato e l'utilizzo dello specifico know how aziendale rivestono un ruolo fondamentale; le principali caratteristiche tecniche del veicolo, oltre ai tempi ed ai costi connessi con l'intero processo di progettazione dipendono da tale attività. E' spesso necessario produrre più schemi generali in modo da ottenere più informazioni sui vantaggi e svantaggi delle relative soluzioni alternative. In questo stadio, se le tempistiche lo consentono, è utile cercare di valutare il maggior numero di strade percorribili, anche quelle che, con un'analisi frettolosa, possono sembrare svantaggiose. La fase termina con la scelta dello schema definitivo che offre il miglior compromesso con le specifiche. Questo schema ci consente un'analisi delle funzioni, della resistenza, della compatibilità spaziale, della fattibilità finanziaria, della sicurezza.

La progettazione di dettaglio è la fase nella quale si definiscono nei minimi particolari i vari componenti meccanici, dal punto di vista costruttivo e commerciali; tutte le informazioni necessarie per sviluppare concretamente il prodotto quali partner commerciali e caratteristiche tecniche dei singoli componenti (materiale, geometria, processi tecnologici, ecc) sono i principali elementi argomenti di approfondimento. Le attività di modellazione geometrica e di calcolo strutturale sono i principali elementi distintivi di tale attività; l'utilizzo integrato degli strumenti software di tipo CAD e di

⁵ Per l'approfondimento si rimanda ai riferimenti bibliografici [8-9].

tipo FEM è ormai un risultato pienamente acquisito che contraddistingue lo sviluppo di qualsiasi sottosistema. Il risultato di tale attività è la generazione dell'intera documentazione relativa alle caratteristiche tecniche di tutti i sottosistemi presenti nel veicolo (sistemi software, meccanici, elettrici, ecc).

La fase di verifica prevede la revisione di tutta la documentazione tecnica, in tutti i suoi aspetti: definizioni geometriche e funzionali, tolleranze operative e di lavorazione, processi di fabbricazione e di collaudo. Tale operazione risulta estremamente preziosa per limitare gli errori della successiva fase di costruzione.

La fase di progettazione termina con l'emissione, ovvero la consegna della documentazione tecnica ai vari fornitori per la realizzazione dei vari prodotti, con modalità, tempi e costi già definiti.

Il processo di sperimentazione fisica è la fase ultima del processo di sviluppo, ma, al tempo stesso, l'inizio dell'iterativo processo di revisione dell'intero progetto.



Fig 1.30 - Processo di sviluppo del sistema autoveicolo; dall'ideazione alla sperimentazione.

Le attività sperimentali di testing fisico condotte sui singoli componenti meccanici e sui relativi sottosistemi (motore, telaio, sospensioni, drive line, ecc.) sono la premessa fondamentale per la realizzazione dei primi prototipi dell'intero veicolo e per le successive attività di sperimentazione, condotte in laboratorio e su pista.

E' una fase di analisi del lavoro svolto fino a questo punto e di verifica della corrispondenza delle specifiche del prodotto con quelle richieste ad inizio del progetto. Da tale attività derivano le prime impressioni sul nuovo prodotto e sulle potenzialità di sviluppo; i test fisici devono fornire indicazioni relative a funzionalità, prestazioni, affidabilità ed altro. Le attività sperimentali di testing prevedono l'allestimento del fenomeno in studio (definizione delle condizioni operative), la misura delle grandezze fisiche, l'elaborazione dei dati e la valutazione tecnica del sottosistema o del veicolo.

Allestire un fenomeno significa, innanzitutto, preparare il prototipo da testare, le attrezzature necessarie al test, organizzare il personale tecnico e ogni altra attività utile allo svolgimento della prova sperimentale.

L'esperienza e l'utilizzo della teoria DOE (design of experiment) sono il supporto fondamentale per la gestione dell'attività sperimentale, dalla fase della sua ideazione e pianificazione fino alla elaborazione dei dati acquisiti. La pianificazione di un esperimento è un metodo organizzato e strutturato per determinare le relazioni tra i parametri che influiscono sul processo e sul risultato finale del processo stesso.

Misurare una grandezza fisica significa definirne le tre caratteristiche principali: la specie (di cosa si tratta), l'unità di misura e valore assoluto.

Elaborare i dati significa modificarli non nella sostanza ma nella forma, per rappresentarli in un formato più adeguato alle esigenze d'analisi e valutazione tecnica. Valutare tecnicamente il sottosistema in esame, significa rispondere alle domande iniziali sul funzionamento effettivo del prodotto, in base agli specifici test effettuati e ai dati misurati e preparati nella forma più idonea. Tale fase, che si rivela certamente una delle più delicate, prevede preparazione, esperienza ed intuito tecnico; la stesura del report tecnico è la fase conclusiva dell'intero processo.

Nello sviluppo dei veicoli si hanno due tipologie di test: quelli in laboratorio e quelli in pista. Entrambi garantiscono valutazioni tecniche essenziali per lo sviluppo del veicolo, ma, in generale, hanno caratteristiche molto diverse. La sperimentazione in pista garantisce la riproduzione coerente di tutte le condizioni al contorno dovendo però convivere con la mutevolezza di alcuni parametri come le condizioni atmosferiche o l'usura dei pneumatici; in tale contesto non è sempre facile effettuare dei confronti tra le diverse misure. Nei test di laboratorio o al banco è molto più facile tenere tutti i parametri sotto controllo e di conseguenza confrontare le diverse misure anche se non tutti i parametri potranno essere coerenti con le effettive condizioni di utilizzo in pista. I dati rilevati con le prove in pista ed in laboratorio sono, quindi, solitamente sottoposti a controllo incrociato prima di effettuare le valutazioni conclusive.

Tra i diversi sistemi di modellazione ed analisi numerica al servizio dell'intero processo di sviluppo di un autoveicolo, come di un qualsiasi altro sistema meccanico, si intende sottolineare il contributo fornito dai più importanti ed ormai indispensabili sistemi software utilizzati nella definizione delle caratteristiche geometriche, strutturali e funzionali; il punto di partenza per qualsiasi processo di sviluppo rimane sempre la definizione delle forme, dei materiali, dei cinematismi e del comportamento dinamico. Tali sistemi, inoltre, non solo assistono il progettista nelle fasi fondamentali ed obbligate dello sviluppo di un sistema meccanico, ma rappresentano anche gli elementi centrali per l'integrazione di tutta una serie di altri ambienti software sviluppati per lo studio di aspetti specifici come ad esempio: logiche di controllo e relativi sistemi

elettronici, tecnologie di produzione e relativi macchinari, comportamento fluidodinamico e/o termodinamico, ecc.

Il processo di modellazione geometrica è ormai da tempo completamente demandato all'utilizzo dei sistemi CAD di modellazione assistita, che rappresentano ormai un'esigenza vitale anche per lo sviluppo di semplici sistemi meccanici; la riduzione dei costi di licenza e l'aumento delle performance dei sistemi software ed hardware, hanno reso tali sistemi uno strumento accessibile anche per le piccole aziende. L'evoluzione tecnica ha riguardato non solo il perfezionamento delle tecniche di modellazione geometrica ma anche l'integrazione di funzionalità d'analisi (analisi cinematiche, analisi dinamiche, analisi dei processi tecnologici, ecc) impensabili fino a poco tempo fa. L'applicazione di tali strumenti non rappresenta quindi più una novità all'interno del mondo industriale ma bensì un'esigenza.

Per lo studio del comportamento strutturale è invece possibile utilizzare diversi metodi d'analisi numerica ed altrettanti ambienti software di simulazione. In questo panorama i sistemi basati su metodologia FEM sono la maggioranza e rappresentano ormai anch'essi un elemento d'esigenza più che di novità nel mondo industriale. Anche in questo caso la riduzione dei costi e l'aumento delle performance hanno contribuito ad un utilizzo sempre più intensivo e diffuso di tali strumenti; l'affidabilità crescente dei risultati e lo sviluppo delle funzionalità d'analisi hanno fatto il resto.

Il know how e l'esperienza acquisita dalle industrie automobilistiche nell'utilizzo di tali sistemi hanno portato ad un progressivo adeguamento delle metodologie di progettazione che hanno ormai assimilato e fatto propri tali strumenti. Sin dalla fase di ideazione si ricorre all'utilizzo dei sistemi di modellazione per l'analisi del layout o degli ingombri anche se sono le diverse fasi del processo di progettazione che registrano un utilizzo intensivo ed integrato di entrambi i sistemi.

Altro discorso deve invece esser fatto relativamente alle attività d'analisi dinamica del sistema veicolo. Analizzare il comportamento dinamico di un veicolo significa esaminarne il comportamento su strada nelle diverse condizioni d'utilizzo al fine di migliorarne le performance offerte sia in campo handling che comfort. Il miglioramento del livello di sicurezza attiva, della stabilità, delle condizioni di frenata, del comportamento in curva, del livello di comfort e stabilità alla presenza di dossi e avvallamenti e molto altro ancora dipende da tali studi.

Attualmente l'analisi del comportamento dinamico del veicolo è fondamentalmente demandata alle attività sperimentali di testing dei prototipi fisici in pista e in laboratorio, secondo metodologie di lavoro ormai intrinsecamente connesse con la storia stessa delle case automobilistiche.

L'analisi numerica di tali fenomeni rappresenta, invece, ancora un'attività ausiliaria di solo supporto alle fondamentali fasi di sperimentazione; l'utilizzo degli ambienti

software di simulazione, così tanto decantato nelle numerose riviste scientifiche di settore, rimane ancora un evento sporadico riguardo al quale non sono state rigorosamente definite metodologie di prototipazione virtuale realmente applicabili all'interno dei processi di progettazione industriale.

I campi d'applicazione principali riguardano lo studio del comportamento dinamico dell'intero sistema veicolo, in riferimento a manovre predefinite, con particolare attenzione verso i processi di tuning dei principali sottosistemi meccanici; l'esperienza ormai acquisita nell'impostazione del progetto del veicolo e dei diversi sottosistemi ostacola l'applicazione di tali metodologie generalmente relegate allo studio di sottosistemi già definiti nel layout e nelle caratteristiche fisiche e geometrie fondamentali. La definizione delle diverse caratteristiche di rigidità e smorzamento dei diversi sottosistemi (quali sospensioni, pneumatici, barre di torsione, ecc.), l'analisi delle logiche di controllo dei sistemi servo-assistiti (sistema di sterzo, differenziale, sospensioni, freni, ecc.), lo studio e l'ottimizzazione delle performance principali sono i principali elementi di studio. Molto lavoro deve, quindi, essere fatto ancora relativamente alla definizione di metodologie di prototipazione virtuale talmente performanti (sia dal punto di vista metodologico che dei risultati) e definite, da poter essere pienamente impiegate anche in fase di progetto per consentire l'impostazione e lo studio di dettaglio dei sistemi semplici e complessi.

Ma se è semplice capire l'importanza di tali attività nello sviluppo di un autoveicolo, non è altrettanto facile comprendere le motivazioni di fondo che ancora ostacolano un utilizzo più intensivo dei relativi strumenti d'analisi numerica nel processo di progettazione. L'inconscia diffidenza ancora esistente verso la qualità dei risultati offerti, l'effettiva "immaturità" degli strumenti software per le applicazioni industriali (tipicamente sviluppati nelle università, sono principalmente pensati per applicazioni scientifiche), la mancanza di know how aziendale e gli scarsi investimenti (sia economici che umani) verso lo sviluppo e la personalizzazione di tali sistemi rappresentano i principali limiti alla diffusione intensiva di tali metodi; è tuttavia importante evidenziare come lo sviluppo di tali strumenti non possa anticipare il generale sviluppo hardware e software dell'industria informatica, che solo negli ultimi anni sta investendo fortemente in tali applicazioni.

Ciò nonostante, da alcuni anni sono presenti sul mercato software d'analisi dinamica altamente performanti e perfettamente integrabili con i già citati sistemi CAD e FEM; soprattutto i sistemi basati sulla formulazione matematica di tipo Multibody [7], ed in particolare lo specifico ambiente ADAMS, proprio in questi anni e particolarmente nel settore Automotive stanno conoscendo un momento di grande sviluppo. Tale condizione si sta rivelando fondamentale per lo sviluppo di una completa metodologia di progettazione basata sull'analisi numerica, che si integri completamente con le

comunque indispensabili attività di sperimentazione fisica; solo l'applicazione sistematica ed integrata dei tre principali sistemi di modellazione ed analisi (CAD, FEM, Multibody) può portare alla definizione di modelli matematici completamente validati e quindi applicabili nello sviluppo di qualsiasi sottosistema e quindi dell'intero veicolo.

Avendo quindi individuato alcuni dei limiti fondamentali alla diffusione dei processi di prototipazione virtuale, quali:

- Lo scarso know how relativo all'utilizzo dei sistemi di modellazione dinamica;
- La necessità d'integrazione con i sistemi di modellazione ed analisi strutturale;
- La mancata definizione di metodologie strutturate per la modellazione e l'analisi numerica dei singoli sottosistemi meccanici dell'autoveicolo;
- La mancata verifica dall'effettivo livello di attendibilità dei test numerici in comparazione con i test sperimentazione, per alcune fondamentali applicazioni.

Il seguente lavoro di ricerca si prefigge in primo luogo d'investigare le potenzialità effettive di tali strumenti ed in secondo luogo definire una completa metodologia di progettazione che prevede l'analisi numerica quale elemento fondamentale di valutazione, rendendola un elemento centrale e caratterizzante per l'intero processo di sviluppo.

In tale contesto sono stati, quindi, condotti studi approfonditi su specifici casi applicativi in collaborazione con diverse realtà industriali del settore Automotive. In particolare, nel Cap.4 si descrive il lavoro di ricerca condotto sullo studio esclusivo degli ambienti di simulazione Multibody e dello specifico sistema ADAMS, per lo sviluppo di metodologie di modellazione ed analisi del sottosistema Drive Line, condotto in collaborazione con Porsche A. G. e caratterizzato da diversi elementi d'innovazione. Nel Cap.5 si descrive, invece, il lavoro di ricerca effettuato sullo studio di un'intera metodologia di prototipazione virtuale per la progettazione di veicoli di tipo Go-Kart, in cui si applicano le specifiche conoscenze acquisite sulle metodologie CAD, FEM e Multibody.

Il lavoro di ricerca è volutamente arrivato alla definizione di una completa metodologia di prototipazione virtuale, percorrendo un naturale processo d'evoluzione che parte dallo studio dei sistemi d'analisi dinamica, ed arriva alla completa definizione di una metodologia di progettazione attraverso l'integrazione con i sistemi di modellazione geometrica ed analisi strutturale.

Bibliografia

- [1] Alberto Morelli: "Progetto dell'Autoveicolo". Celid.
- [2] Heinz Heisler: "Advanced Vehicle Technology". Second Edition 2002. Butterworth-Heinemann.
- [3] G. Genta: "Meccanica dell'autoveicolo". Levrotto & Bella. 2000.
- [4] Guiggiani: "Dinamica del veicolo". Città studi Edizioni. 1998.
- [5] Hans B. Pacejka: "Tyre and vehicle dynamics". Elsevier
- [6] T.K. Garrett, K. Newton, W. Steeds: "The motor vehicle". Thirteenth Edition 2001. Butterworth-Heinemann.
- [7] F. Cheli, E. Pennestrì: "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody". Volume 1. Casa Editrice Ambrosiana.
- [8] Julian Happian-Smith: "An introduction to modern vehicle design". 2002 SAE International.
- [9] Computer Gazette - Maggio 2002

Capitolo 2

Dinamica del veicolo e Metodologie d'analisi

In questo capitolo sono introdotti i concetti di comfort e handling nell'ambito dell'analisi numerica del comportamento dinamico dell'autoveicolo. In conformità alle finalità del lavoro di ricerca, particolare rilievo è dato alla descrizione delle diverse metodologie di modellazione matematica utilizzate nei processi d'analisi descrivendone le relative specializzazioni con riferimento alle diverse finalità. Nello specifico sono quindi descritti modelli matematici semplificati, utilizzati nelle prime fasi d'impostazione del progetto dell'autoveicolo, e modelli matematici complessi tipicamente di tipo multibody, utilizzati nelle successive fasi di sviluppo per una descrizione più accurata dei diversi fenomeni.

2.1 Handling

Al fine di agevolare la comprensione delle finalità del seguente lavoro si ritiene utile focalizzare alcuni concetti fondamentali relativi alla dinamica dell'autoveicolo.

Il comportamento dinamico di un veicolo è definito dai comportamenti "handling" e "ride-comfort"; a tali definizioni corrispondono altrettanto precisi fenomeni e condizioni d'impiego del veicolo.

Con il termine "handling" si definisce il comportamento dinamico del veicolo su strada piana e quindi della sua dinamica laterale in seguito ad input imposti dal guidatore.

Per la definizione del comportamento "handling" di una vettura, è stata definita in letteratura una metodologia di testing fisico e numerico, che prevede l'esecuzione di predefinite manovre dinamiche atte ad identificare i limiti fisici del veicolo e le modalità di risposta dello stesso a regime e in transitorio [1,2,3,4,5].

Le manovre per la valutazione del comportamento "handling" di una vettura possono essere classificate in due grandi categorie: manovre semistazionarie e manovre dinamiche, a seconda della velocità di applicazione dei comandi da parte del guidatore. Nell'ambito di ciascuna di queste due tipologie, si deve ulteriormente distinguere tra manovre soggettive e manovre oggettive, a seconda che ci sia presente o assente un controllo in retroazione sulla traiettoria. In uno studio a livello di simulazione è preferibile, al fine di ottenere risultati attendibili, svolgere manovre di tipo oggettivo, che potrebbero essere condotte da un guidatore-robot in grado di impostare in maniera ripetibile desiderate leggi di azionamento del volante, dell'acceleratore, del freno e del cambio.

Le manovre generalmente considerate sono le seguenti [6]:

■ RAMP STEER (CHIOCCIOLA)

Si tratta di una manovra molto 'dolce', solitamente effettuata alla velocità costante di 100 km/h, che consiste in una lenta rotazione del volante (15 gradi al secondo) a partire da una condizione di moto rettilineo.

Questa manovra permette un'immediata comprensione delle caratteristiche dinamiche della vettura esaminata (vedi fig. 2.1). Innanzitutto, può essere tracciata la curva di sottosterzo [7] dell'automobile, che nel caso specifico è costituita da un tratto rettilineo fino ad un valore di accelerazione laterale pari a circa 0.4 - 0.5 g, seguito da una zona non lineare che si estende sino al limite di tenuta (che si aggira intorno a 0.8 - 0.9 g).

■ STEP STEER (COLPO DI STERZO)

Se la chiocciola permette l'identificazione delle caratteristiche della vettura in stazionario, il colpo di sterzo è la manovra chiave per lo studio in transitorio.

Tale manovra consiste in una rapida rotazione del volante di un angolo generalmente pari a 100°, effettuata ad una velocità di 400 gradi al secondo, con il veicolo o in rilascio

o mantenuto a velocità costante (con la terza marcia inserita) o con azione sull'acceleratore stazionaria. Il rilascio dell'acceleratore accompagnato da una brusca rotazione del volante è la tipica manovra effettuata dal guidatore medio in situazione di emergenza, per evitare un ostacolo improvviso. In generale si tratta della condizione più gravosa per la vettura sotto ogni punto di vista. Infatti, una rotazione di 100° del volante a 100 km/h dà luogo ad accelerazioni laterali e a velocità di imbardata [8,9] che porterebbero l'automobile al limite di aderenza anche se la manovra fosse svolta con lentezza; il carattere brusco dell'operazione produce una serie di oscillazioni nei valori delle grandezze significative.

Il colpo di sterzo, in tutte e tre le varianti menzionate, è la tipica manovra che i collaudatori delle case automobilistiche svolgono per provare il funzionamento dei dispositivi elettronici di controllo dinamico del veicolo in condizioni di emergenza (vedi fig. 2.2).

■ SWEEP

Lo sweep è una manovra a velocità costante che consiste in un'azione oscillatoria, variabile per frequenza e ampiezza, esercitata dal pilota sul volante. L'andamento temporale dell'angolo di sterzo (riportato sul primo dei diagrammi allegati) è fissato in coerenza con le tendenze naturali del guidatore umano impegnato in una manovra di rapide oscillazioni del volante. In altri termini, la manovra di sweep è nata dall'osservazione sperimentale degli andamenti di frequenza e ampiezza che il collaudatore medio è in grado di determinare in prove su pista. Le finalità di questa manovra sono profondamente differenti rispetto a quanto illustrato per le precedenti, mirate alla determinazione dei limiti di handling della vettura. In questo caso, si vuole indagare principalmente l'effetto sui moti di cassa di una serie di azioni, condotte a elevata frequenza, che di per sé sarebbero di entità trascurabile. In una manovra di sweep, la massima accelerazione laterale raggiunta dal corpo vettura supera di poco gli $0,3g$, valore che corrisponde a circa il 30% dei limiti del veicolo.

Le rapide rotazioni del volante, tuttavia, possono dare luogo, su un'automobile non ben progettata, a sgraditi fenomeni di risonanza, con amplificazione delle oscillazioni di rollio. In uno sweep ci si rende conto del feeling che l'automobile trasmette al guidatore (vedi fig. 2.3).

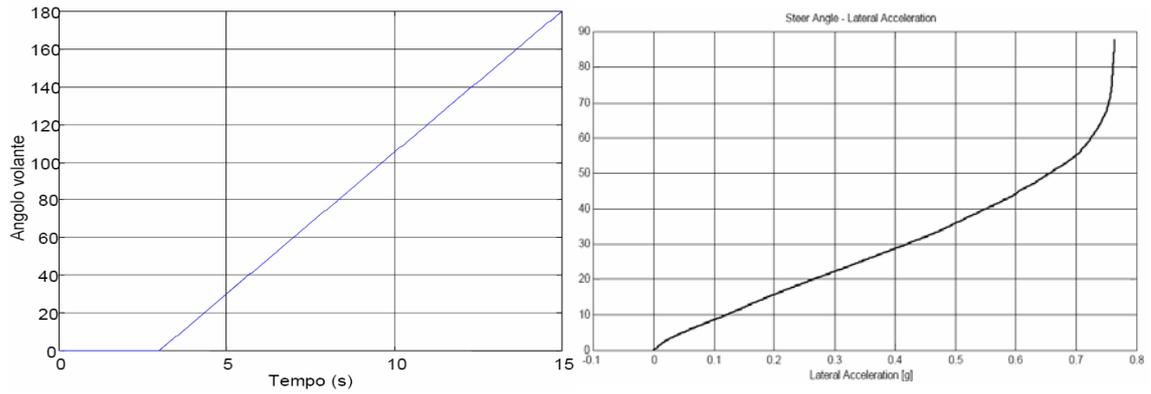


Fig 2.1 - Manovra di Ramp Steer. Andamento del valore di angolo volante rispetto al tempo (a).
Andamento del valore di angolo volante rispetto all'accelerazione laterale (b).

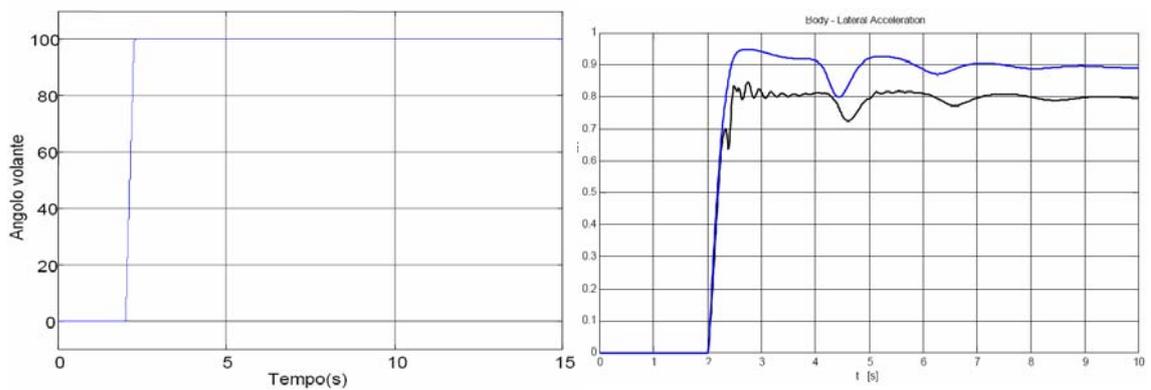


Fig 2.2 - Manovra di Step Steer. Andamento del valore di angolo volante rispetto al tempo (a).
Andamento del valore di angolo volante rispetto all'accelerazione laterale (b).

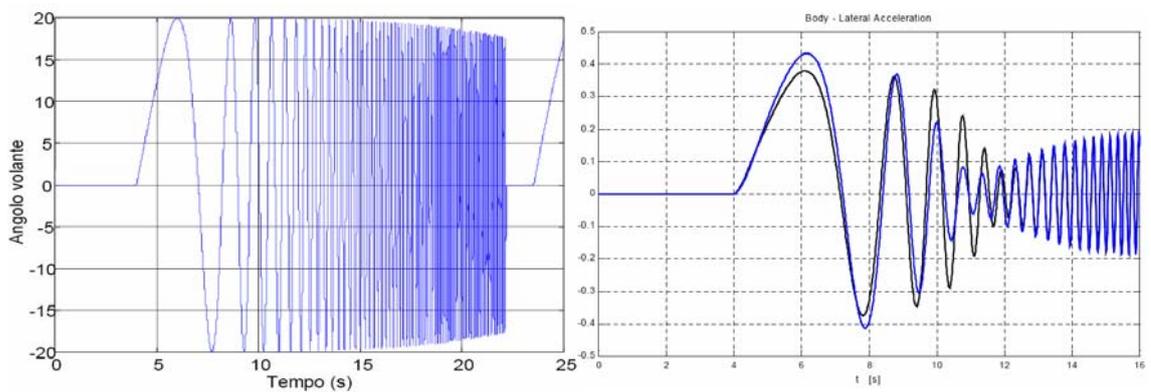


Fig 2.3 - Manovra di Sweep. Andamento del valore di angolo volante rispetto al tempo (a). Andamento del valore di angolo volante rispetto all'accelerazione laterale (b).

2.2 Comfort

Per un autoveicolo le fonti di sollecitazione, intesa come vibrazione e quindi carico variabile nel tempo in modo periodico, possono essere sia esterne che interne cioè provenienti rispettivamente dalle asperità stradali o dalle vibrazioni dei sottosistemi meccanici interni al veicolo.

A causa delle inevitabili irregolarità del fondo stradale gli autoveicoli sono dotati di sospensioni e di ruote con pneumatico; l'isolamento dalle vibrazioni, per il mantenimento di un adeguato livello di comfort, e il continuo contatto delle ruote con il terreno sono i due principali compiti cui devono assolvere tali sottosistemi.

In genere il campo di frequenze considerato nello studio della dinamica del veicolo nel suo insieme va da 0.25 a 20 Hz. Infatti, le eccitazioni a bassissime frequenze (sotto 0.25 Hz) provengono dalle naturali variazioni di pendenza della strada ed il veicolo non deve fare altro che seguirle fedelmente. A frequenze superiori a circa 20 Hz e fino a 20000 Hz si hanno fenomeni più propriamente associabili al rumore (noise), a causa delle diverse sensazioni indotte negli esseri umani. Anche se i due settori delle vibrazioni e del rumore sono correlati, per il progetto cinematico di massima delle sospensioni si analizza solamente il primo.

Anche il campo 0.25-20 Hz (ride) può essere suddiviso in due sottocampi. Infatti, per frequenze superiori a circa 3 Hz il contributo dei pneumatici è molto modesto e può essere trascurato (possono essere considerati radialmente rigidi).

In sintesi, l'obiettivo è quindi quello di rendere ottimale il comportamento del veicolo anche su strada non perfettamente livellata. Se si dà per scontato di aver stabilito geometria delle sospensioni e tipo di pneumatico, si può agire solo sulle rigidità degli elementi elastici (molle) e sui coefficienti di smorzamento degli ammortizzatori. Come si vede, si tratta di mettere a punto solo pochi parametri, oltre a fissare dei criteri oggettivi per valutare le varie soluzioni.

L'ottimizzazione delle sospensioni viene eseguita con lo scopo di ridurre al minimo le accelerazioni verticali della massa sospesa. Ciò sarebbe corretto se quello che riduce il comfort fosse direttamente l'accelerazione, senza tenere conto della frequenza alla quale è applicata.

La capacità dell'uomo di sopportare le vibrazioni ed i danni da esse arrecati sono state oggetto di moltissimi studi e varie normative in merito sono state adottate. Come puro esempio esplicativo, è qui riportato il grafico relativo alla norma ISO 2631.

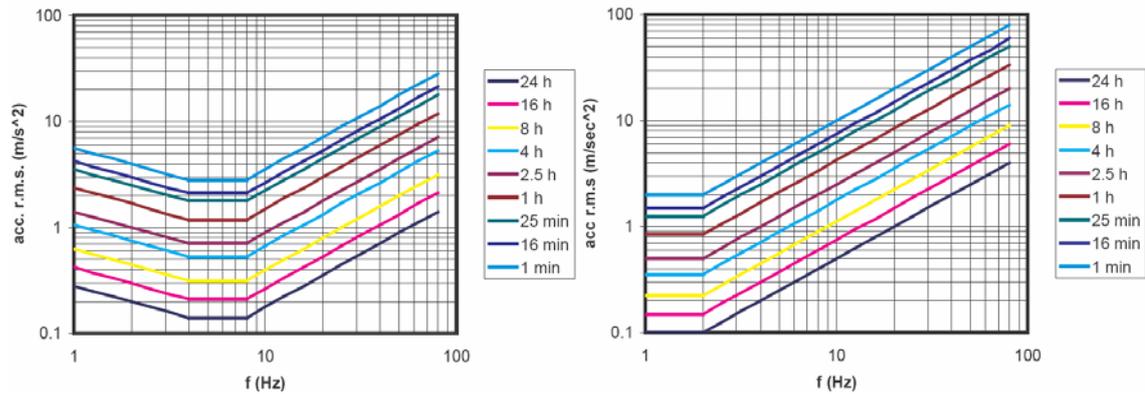


Fig.2.4 - Soglie di accelerazione in direzione verticale e parallela al piano stradale in funzione del tempo di esposizione e delle frequenze di sollecitazione, per condizioni limite di efficienza lavorativa.

La normativa stabilisce i valori dell'accelerazione verticale (r.m.s.) che causa una riduzione dell'efficienza fisica in un dato tempo. I limiti di esposizione possono essere ottenuti moltiplicando per un fattore 2 i valori riportati in figura, mentre la zona di ridotto comfort viene ottenuta dividendo gli stessi valori per 3.15 (cioè diminuendo i valori r.m.s. di 10 dB). Dal grafico è chiaro che il campo di frequenza in cui l'uomo è più sensibile alle vibrazioni è quello tra 4 e 8 Hz.

Frequenze minori di 1 Hz producono sensazioni che possono essere assimilate al mal di mare. Esse dipendono da molti parametri oltre all'accelerazione e variano molto da individuo ad individuo. Sopra gli 80 Hz gli effetti delle vibrazioni dipendono molto dalla parte del corpo interessata. Vi sono anche campi di risonanza in cui alcune parti del corpo vibrano con ampiezze maggiori. Ad esempio, il sistema torace-addome ha una frequenza di risonanza a circa 20-30 Hz, e molti altri organi hanno risonanza più o meno pronunciate ad altre frequenze (occhi a 60-70 Hz, mandibola 100-220 Hz, ecc.)

Oltre alle irregolarità del fondo stradale (road roughness), si hanno sorgenti di possibile eccitazione delle vibrazioni anche all'interno del veicolo stesso.

Le sorgenti di eccitazione all'interno del veicolo sono essenzialmente tre: le ruote, la trasmissione ed il motore. Esse contengono parti rotanti e quindi una prima causa di eccitazione dinamica è lo squilibrio. Un rotore è perfettamente equilibrato quando il suo asse di rotazione coincide con un asse principale d'inerzia, ma tale condizione può essere verificata solo in modo approssimato ed è necessario specificare una tolleranza di equilibratura per qualsiasi oggetto rotante [10]. Lo squilibrio residuo causa una forza rotante con frequenza pari alla velocità di rotazione ω ed ampiezza proporzionale al suo quadrato.

Poiché il motore, la trasmissione e le ruote hanno differenti velocità angolari, le eccitazioni dovute allo squilibrio possono avere varie frequenze.

Oltre all'eccitazione dovuta allo squilibrio, vi sono altri effetti che dipendono dalla particolare configurazione di molte componenti.

Le ruote possono presentare irregolarità geometriche e strutturali. La forma esterna del pneumatico può non essere esattamente circolare e può avere una certa eccentricità, che ha un effetto simile allo squilibrio, eccitando vibrazioni a frequenza pari alla velocità di rotazione, con possibili armoniche superiori. Un'ovalizzazione della ruota eccita una vibrazione a frequenza 2ω , una deformazione triangolare a frequenza 3ω , ecc. La presenza del battistrada eccita frequenze elevate, che normalmente si trovano in campo acustico. Lo stesso avviene per le variazioni di rigidità, che inducono forze dinamiche a frequenza pari alla velocità di rotazione o a suoi multipli. Dato che ruote differenti eccitano vibrazioni con differente contenuto armonico, lo spettro della forza esercitata dalle ruote sulla massa non sospesa è tipico di ciascun pneumatico e viene detto firma del pneumatico. Quando la ruota deve esercitare forze longitudinali e trasversali, le irregolarità geometriche e strutturali introducono anche componenti dinamiche in tali direzioni. Tuttavia, l'insieme ruota-pneumatico è un sistema complesso, che ha proprietà elastiche e smorzanti che possono filtrare alcune delle componenti armoniche delle forze d'interazione ruota-suolo. Le alte frequenze vengono spesso filtrate dal pneumatico stesso, prima di essere ulteriormente filtrate dalle sospensioni, e vengono percepite dagli occupanti principalmente come rumore.

L'eccitazione dovuta allo squilibrio della trasmissione è generalmente trasmessa alla cassa tramite i suoi appoggi elastici. La trasmissione è tuttavia costituita da elementi elastici che possono avere le loro frequenze di risonanza, in particolare alle alte frequenze. Un lungo albero di trasmissione può avere le sue velocità critiche, e nel caso di alberi a due campate con un giunto centrale, di uso comune nei veicoli con motore anteriore e trazione posteriore⁶, si ha generalmente una velocità critica, corrispondente ad un modo in cui le due parti si comportano come corpi rigidi incernierati sul supporto centrale, montato elasticamente, nel campo di utilizzo del veicolo. Se l'equilibratura del giunto centrale non è sufficientemente accurata, si possono avere forti vibrazioni al passaggio per la velocità critica. Quando si usano giunti cardanici (non omocinetici) sono presenti variazioni di coppia e velocità angolare se i due alberi non sono allineati, causando problemi non marginali. Nelle moderne vetture a trazione anteriore si usano sempre giunti omocinetici per evitare questo problema, ma è comunque necessario progettare accuratamente la trasmissione per evitare eccitazioni dovute ai giunti.

Il motore è una forte sorgente di vibrazioni e rumore per la presenza di squilibrio nelle parti rotanti, di forze inerziali dovute agli elementi con moto alterno e per la variazione del tempo della coppia motrice. Tali vibrazioni hanno una frequenza fondamentale

⁶ Vedi Capitolo 4.

che, nel caso di motori a quattro tempi è pari alla metà della velocità di rotazione, ma normalmente sono presenti molte armoniche superiori. Un motore alternativo ha normalmente un certo numero di velocità critiche torsionali e la sua dinamica è in generale complessa. Essa è stata oggetto di moltissimi altri studi e molto è stato scritto sull'argomento⁷.

Il progetto della sospensione del motore è complesso, e ai tipi convenzionali si stanno ora affiancando le sospensioni motore attive. L'eliminazione delle vibrazioni alla fonte, ad esempio usando smorzatori sull'albero o alberi di equilibratura rotanti a velocità doppia di quella dell'albero a gomiti, l'isolamento del motore dalla struttura del veicolo mediante supporti a bassa rigidità e smorzatori, e l'insonorizzazione dell'abitacolo sono tutte vie importanti per aumentare il comfort.

La sospensione del motore può anche essere usata come smorzatore dinamico. La massa del motore, la deformabilità e lo smorzamento dei supporti costituiscono uno smorzatore dinamico che può essere sintonizzato sulla frequenza propria delle masse non sospese, intorno ai 12-15 Hz, per controllare le vibrazioni verticali eccitate dalle ruote.

Una soppressione completa delle vibrazioni può essere non desiderabile, dato che le vibrazioni forniscono al guidatore molte informazioni utili e possono fornire indicazioni di anomalie che possono essere sul punto di verificarsi. Anche qui l'obiettivo sembra essere quello di fornire un ambiente vibrazionale che l'utente trovi soddisfacente più che sopprimere del tutto ogni vibrazione.

2.3 Metodologia d'analisi matematica del sistema veicolo

Lo studio dei fenomeni appena descritti e l'analisi del comportamento dei principali sottosistemi in relazione ai diversi tipi di sollecitazione, possono essere affrontati sia per via sperimentale che attraverso l'utilizzo di appositi modelli matematici.

L'analisi sperimentale del sistema autoveicolo, attraverso test fisici su strada e in laboratorio, è ancora oggi uno strumento prioritario di supporto alle diverse attività di progettazione e di sviluppo dei nuovi veicoli. Negli ultimi anni si inizia però a registrare un sempre crescente investimento verso le applicazioni di prototipazione virtuale all'interno del settore Automotive⁸. Lo sviluppo di appositi ambienti software d'analisi numerica e di specifici modelli numerici diviene, quindi, un'esigenza prioritaria. A tal riguardo, nel panorama odierno si registrano fondamentalmente due diverse tendenze; allo sviluppo di modelli matematici semplificati del sistema veicolo,

⁷ Ad esempio, W.Thompson, Fundamental of Automobile engines balancing, Mech. Eng. Publ. Ltd., 1978.

⁸ Vedi paragrafo 1.3.

caratterizzati da diversi livelli di complessità e di approfondimento, si contrappone lo sviluppo di modelli matematici complessi che, prevedendo una descrizione molto più dettagliata dei fenomeni fisici, generano un volume ben maggiore di equazioni la cui risoluzione viene demandata ai sempre più performanti strumenti hardware e software oggi disponibili.

Il grado di accuratezza di questi modelli deve essere commisurato al tipo di analisi considerata, in quanto modelli accurati risultano sicuramente complicati da utilizzare, soprattutto per il coinvolgimento di molti parametri e fenomeni difficilmente rilevabili. Occorre quindi valutare se lavorare con modelli dettagliati oppure con modelli semplificati.

In genere, lo scopo dell'utilizzo di un modello matematico rientra nei seguenti casi:

- Interpretazione di prove sperimentali;
- Impostazione delle caratteristiche di una vettura;
- Definizione delle caratteristiche progettuali di dettaglio;
- Confronto fra diverse soluzioni tecniche in esame.

Risulta utile, nei primi due casi, l'adozione di modelli semplificati, nei quali sono sintetizzate le caratteristiche di elementi fondamentali dell'autotelaio. Tale approccio risulta essere efficace per gli scopi preposti, soprattutto nel caso di interpretazione di dati sperimentali, analizzando i quali risulta difficoltoso e poco affidabile identificare il comportamento di un componente singolo.

Nei successivi due casi, invece, assume importanza il livello di dettaglio della modellazione sia per la valutazione dell'effetto introdotto da parametri di progetto dei singoli componenti sia per affrontare attività di problem solving in cui un modello semplificato sarebbe in grado di rilevare il problema, ma non di individuarne le cause ed aiutare nella valutazione di soluzioni proposte.

2.3.1 Modelli elementari

Modelli matematici semplificati, per l'analisi predittiva delle performance dinamiche di tipo handling e comfort dell'autoveicolo, sono principalmente impiegati nella fase d'impostazione del progetto.

Lo sviluppo di modelli semplificati prevede la definizione di modelli numerici specifici orientati all'analisi dei singoli fenomeni; il livello di approssimazione del modello e dei suoi risultati è discusso in riferimento alla specifica applicazione ed al particolare set di valori che si intende analizzare. Tali modelli non hanno quindi doti di particolare flessibilità, non potendo essere utilizzati in modo equivalente per studiare fenomeni diversi da quelli per i quali sono stati definiti.

Nell'ambito dello studio del moto di un veicolo su strada piana e quindi della sua dinamica laterale in seguito ad input imposti dal guidatore (handling), sono disponibili differenti livelli di modellazione a seconda dello scopo prefissato. Tali modelli prevedono, fondamentalmente, la definizione di modelli di "sintesi" del veicolo [6,7], in cui si vadano a definire schemi cinematici semplici che permettano la definizione di sistemi di equazioni (di tipo lineare, non lineare e differenziale a seconda del livello di definizione voluto) risolvibili per lo più in forma chiusa, o quantomeno con un numero minimo d'iterazioni.

Le equazioni caratteristiche sono definite in base ai principi della meccanica classica, partendo dalla descrizione newtoniana del comportamento fisico dei modelli. Partendo dall'analisi dei diversi sistemi di forze esterne agenti sul veicolo (azioni aerodinamiche e forze generate all'interfaccia ruote-suolo) si procede alla definizione delle conseguenti equazioni di equilibrio e di congruenza dei diversi parametri in gioco. Il sistema di equazioni così definito è completato dalla descrizione matematica del comportamento meccanico del pneumatico, altrimenti detto legame costitutivo; i modelli matematici adottati per tale descrizione sono oggetto di costante sviluppo, in quanto estremamente complessi e cruciali per una descrizione quanto meno verosimile dei diversi fenomeni dinamici [7].

Il livello più semplice è il cosiddetto modello "bicicletta" o modello monotraccia (single trace), così chiamato per il fatto che il veicolo è rappresentato con una sola linea, alle estremità della quale vengono posti i pneumatici; le proprietà meccaniche del veicolo sono parametri concentrati (massa e momento d'inerzia), applicati ad un punto della linea (baricentro). Un tale modello non contempla moti di cassa, azioni aerodinamiche, effetti di sospensione, mentre il comportamento degli assali anteriore e posteriore è riassunto, di solito, in coefficienti lineari. In questo modo, il comportamento riproducibile è di tipo lineare. Il grado di accuratezza di tale descrizione può essere aumentato, introducendo [6]:

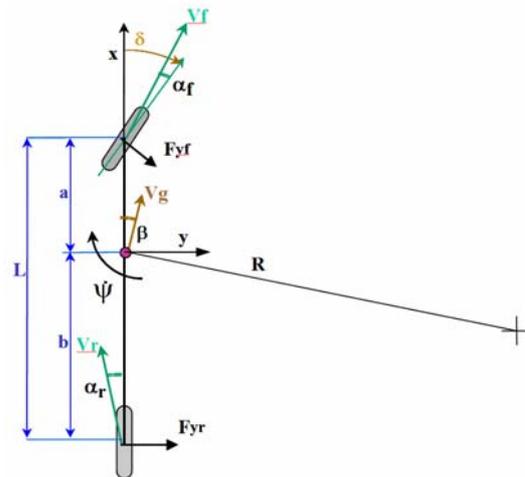


Fig 2.5 - Modello biciletta

- Ulteriori gradi di libertà per la cassa, quali rollio e beccheggio, nonché la non linearità di comportamento degli assali. In quest'ultimo caso si riesce quindi ad indagare il limite di instabilità del veicolo;
- Un sistema di equazioni differenziali per analizzare il comportamento in transitorio.

Il numero di parametri, comunque estremamente contenuto, rende il modello adatto ad analisi significative sia dal punto di vista fisico, fornendo risultati aderenti alla realtà, che numerico, consentendo una semplice identificazione di parametri partendo da dati sperimentali.

L'esigenza di un'analisi più dettagliata del veicolo e/o delle diverse manovre, può portare alla definizione di modelli matematici più complessi; in bibliografia sono descritti modelli fino a 14 e più gradi di libertà:

- Tre gradi di libertà assegnati alle traslazioni della cassa;
- Tre gradi di libertà alle sue rotazioni;
- Quattro allo scuotimento verticale delle ruote;
- Quattro alla loro rotazione.

Un grado di libertà ulteriore può essere assegnato alla posizione del volante, se ha interesse lo studio del suo comportamento dinamico; ciò accade quando la manovra anziché essere del tipo a comandi bloccati (il pilota assegna un determinato input al volante, attraverso una time history predeterminata, indipendentemente dai valori di coppia necessari), è del tipo a comandi liberi (il pilota agisce sul volante per mantenere una certa traiettoria); poiché, in questo secondo caso, la reazione del pilota dipende dalla coppia agente sul volante, è necessario aggiungere questo quindicesimo grado di libertà.

In un tale modello sono anche implementate le seguenti caratteristiche non lineari:

- Le caratteristiche elasto-cinematiche delle sospensioni e dello sterzo;
- Le caratteristiche non lineari dei pneumatici;
- Le resistenze aerodinamiche e di avanzamento;
- Il sottosistema frenante.

Le caratteristiche salienti di questo tipo di modello sono la possibilità di inserire non linearità geometriche ed elastiche di sospensioni e pneumatici, la possibilità di simulare qualsiasi tipo di sospensione (in quanto vengono implementate dal punto di vista concettuale sotto forma di curve caratteristiche), la possibilità di simulare qualsiasi tipo di trazione e differenziale.

Ciò permette, quindi, di valutare l'impatto di differenti tipi di sospensioni adottate, di differenti caratteristiche dei pneumatici e differenti linee sterzo (quindi anche di asservimento per la linea sterzo).

Pur essendo, quindi, concepibili modelli con livelli di complicazione crescenti il modello a bicicletta rimane, pur nella sua semplificazione, estremamente utile a comprendere la fisica dei fenomeni dell'handling; modelli di complicazione di poco

superiore non consentono più questa immediatezza d'interpretazione ed al tempo stesso non offrono contropartite nella semplificazione del trattamento dei dati.

Nello studio del comfort del veicolo, in bibliografia si possono trovare modelli matematici per la valutazione del comportamento vibrazionale del veicolo ed in particolare delle sue sospensioni, pur senza rappresentarne per intero la complessità in termini di gradi di libertà, geometria tridimensionale, ecc [6]. Se utilizzati in una procedura logica, tali strumenti consentono di indirizzare il processo d'impostazione delle sospensioni.

Il più semplice modello è quello a due gradi di libertà, detto anche di De Carbon [6]. Si tratta dello schema di un quarto della vettura, costituito da due masse traslanti, la massa sospesa e quella non sospesa rispettivamente. La sospensione ed il pneumatico sono modellati con rigidzze e smorzamenti equivalenti. Il modello permette di calcolare le funzioni di trasferimento per le sollecitazioni vibrazionale provenienti dall'interfaccia ruote-suolo e di considerarne l'influenza delle modifiche dei parametri di progetto del veicolo.

L'evoluzione del modello De Carbon è lo schema a quattro gradi di libertà. Si tratta della rappresentazione di mezzo veicolo in cui la massa sospesa può muoversi in direzione verticale ed essere sottoposta a rotazioni di beccheggio, mentre le due masse non sospese possono solamente traslare. Le sospensioni sono simulate con una curva forza-spostamento non lineare, cioè con la caratteristica elasto-cinematica di carico-scuotimento, in parallelo con una forza funzione non lineare della velocità, cioè la caratteristica, equivalente a centro ruota, dell'ammortizzatore. I pneumatici sono normalmente schematizzati con un modello di Kelvin-Voight [6], cioè con una rigidzza e uno smorzamento viscoso costanti ed in parallelo.

Oltre alle caratteristiche di rigidzza e smorzamento dei pneumatici e delle sospensioni i parametri del modello comprendono le tre masse, delle quali si è detto, la posizione del baricentro della massa sospesa, il suo momento di inerzia a beccheggio e il passo del veicolo.

Il modello predice quattro modi di vibrare, due diverse combinazioni di movimento verticale e di beccheggio della cassa e i due modi verticali delle masse non sospese.

Al punto di contatto tra pneumatici e suolo può essere assegnato un certo profilo stradale, per analizzare il comportamento dinamico del veicolo. La rappresentazione a quattro gradi di libertà permette di valutare, nelle prime fasi dell'impostazione, il filtraggio verticale delle sospensioni, fino alla frequenza propria delle masse non sospese, in funzione della rigidzza primaria, dell'intervento dei tamponi e dello smorzamento degli ammortizzatori. Ciò può essere fatto per diverse condizioni di carico del veicolo, tenendo conto di vincoli di variazione di assetto ed eventualmente di vincoli di assorbimento di energia. Si tratta dunque di uno strumento semplice ma potente.

Un'evoluzione del modello a quattro gradi di libertà, consente l'analisi semplificata del filtraggio verticale delle sospensioni su fondo liscio (cioè per piccole ampiezze di eccitazione). Oltre alla caratteristica carico-scuotimento e allo smorzamento viscoso degli ammortizzatori, viene introdotto un attrito equivalente a centro ruota. Spesso l'attrito è rappresentato con una caratteristica forza-velocità, di tipo coulombiano, molto semplice. Inoltre si modellano le caratteristiche elastico-smorzanti degli attacchi ammortizzatore che, sulle vetture di produzione, sono costituiti da tasselli in elastomero.

Un modello semplificato, particolarmente utile, è quello che consente di impostare il filtraggio longitudinale delle sospensioni. Le sospensioni di una vettura, infatti, grazie all'adozione di boccole in elastomero sugli attacchi tra i bracci e la scocca e nei collegamenti tra i bracci stessi, esercitano anche un molleggio longitudinale, essendo dotate della possibilità di cedere in modo non trascurabile in questa direzione. Esistono vetture di produzione con rigidzze longitudinali dell'ordine di 100 N/mm, a fronte di rigidzze verticali di 20 N/mm.

I bracci di una sospensione reale, infatti, mediante la loro disposizione geometrica, impongono che il centro ruota si muova anche lungo la direzione di marcia per effetto di uno scuotimento (variazioni di passo in funzione dello scuotimento).

Altri modelli semplificati per l'analisi vibrazionale, si ottengono collegando quattro gruppi ruota-sospensione-pneumatico con schemi simili a quelli proposti in precedenza (in presenza di sospensioni a ruote indipendenti) ad una cassa dotata di sei gradi di libertà. E' così possibile tener conto anche del comportamento a rollio della massa sospesa; In questo caso è necessario però aggiungere l'effetto delle eventuali barre anti-rollio.

Modelli del genere permettono, sulla base di obiettivi vibrazionali, di individuare le possibili soluzioni di compromesso tra le due caratteristiche elasto-cinematiche maggiormente implicate. Noti altri vincoli (prestazioni differenti, spazi, ecc.), è possibile indirizzare il progetto della sospensione con delle linee guida precise.

2.3.2 Modelli complessi - Multibody

Nella prassi della progettazione dell'autotelaio esistono modelli matematici d'analisi dinamica più complessi e principalmente basati sulla formulazione multibody [11]. I modelli costruiti con tecnica multibody rappresentano fisicamente il sistema meccanico del veicolo come costituito da un insieme di corpi rigidi vincolati mediante giunti con determinate caratteristiche elastocinematiche, lineari e non lineari.

Ciò significa che ogni singolo componente dell'autotelaio può essere rappresentato come un singolo corpo, con massa ed inerzie proprie. Questo approccio permette quindi di eseguire simulazioni sia in termini di elastocinematica delle sospensioni, sia

come veicolo completo (dal punto di vista comfort e handling), valutando la possibilità di inserire modifiche in maniera diretta e simile a quella pratica (es. punti di attacco sospensione, caratteristiche boccole..) e valutarne l'effetto sul comportamento del veicolo e dei singoli sottosistemi.

Nelle successive fasi di sviluppo del progetto di un autoveicolo, i modelli semplificati vengono sostituiti da modelli multibody (soprattutto per analisi vibrazionali) che consentono di stimare in modo più preciso le prestazioni ottenibili e di legarle direttamente alla geometria impostata ed alle caratteristiche dei componenti.

Un modello multibody è costituito da un insieme di corpi rigidi, disposti secondo una geometria tridimensionale, collegati tra loro da giunti cinematici (sferici, traslazionali, ecc.) e da elementi sviluppanti forze dipendenti da spostamenti, velocità relative, ecc., che approssimano le caratteristiche dei componenti del sistema (molle ad elica, smorzatori viscosi, tasselli in elastomero, ruote dentate, elementi di frizione, ecc.).

Il meccanismo così descritto è modellato mediante equazioni differenziali del moto, non lineari, accoppiate con le equazioni algebriche di vincolo. Un integratore dinamico le risolve nel dominio del tempo, ricavando gli spostamenti dei corpi e le forze su di essi agenti per effetto di uno o più ingressi (forze o spostamenti imposti) variabili nel tempo. E' possibile, inoltre, linearizzare le equazioni del moto per il calcolo di modi di vibrare o di funzioni di trasferimento del sistema.

Un veicolo modellato con la tecnica multibody è costituito da una serie di sottosistemi integrati tra loro e modellati nel modo più semplice possibile, compatibilmente con la capacità di fornire informazioni sufficientemente accurate.

I diversi elementi possono essere modellati come corpi rigidi o deformabili; l'approccio a corpi rigidi può costituire, talvolta, un'approssimazione troppo scarsa. In primo luogo non permette di tenere in conto i cedimenti strutturali, che possono modificare, ad esempio, le caratteristiche elastocinematiche di una sospensione o la ripartizione di carico tra i suoi elementi, in corrispondenza di forti carichi di tamponamento. In secondo luogo, qualunque corpo, al di là di una certa frequenza, presenta modi di vibrare strutturali. I modi di vibrare della scocca di un autoveicolo impediscono ad un modello multibody, costituito esclusivamente da corpi rigidi, di predire con accuratezza i livelli vibrazionali al di là di 20-30 Hz. E' per questo motivo che, per analisi in campi di frequenza più ampi o quando i cedimenti statici sono ritenuti non trascurabili, alcuni corpi vengono sostituiti da condensazioni modali, ricavate da modelli FEM o addirittura da prove sperimentali [6,12,13].

La cassa è normalmente considerata come un corpo rigido. Molta attenzione va posta nel determinarne la massa, la posizione del baricentro ed i momenti di inerzia equivalenti alla condizione di carico presa in considerazione, tenendo conto del numero di passeggeri, della quantità di bagagli, ecc.

Le azioni aerodinamiche possono essere introdotte come forze e momenti applicati in un punto della cassa e variabili secondo mappe che dipendono dalle altezze da terra del veicolo.

Una serie di sensori virtuali è disposta sul corpo per monitorare le prestazioni del veicolo e per confrontarle con i risultati di prove sperimentali. In particolare un giroscopio è necessario per le analisi handling, mentre una serie di accelerometri è normalmente utilizzata per le analisi vibrazionali.

La flessibilità della scocca viene descritta mediante il trasferimento della condensazione modale di un modello FEM nelle stesse condizioni di allestimento; la risposta dinamica della scocca risulta influenzata solo oltre determinati valori di frequenza. E' necessario stabilire in ambiente FEM l'esatta posizione dei nodi di collegamento tra la scocca e gli altri sottosistemi del veicolo (sospensioni, linea sterzo, motopropulsore, ecc.) modellati in ambiente multibody e decidere quanti modi traslare⁹. Maggiore è il numero di modi e più esteso è il campo di frequenza coperto dalla condensazione, ma i tempi di calcolo e la robustezza del modello possono diventare critici.

Il motore, per simulazioni handling, viene spesso considerato fissato alla scocca, per ridurre il numero di gradi di libertà ed i tempi di calcolo. Per calcoli vibrazionali, la sospensione motore, costituita da una serie di tasselli e biellette di reazione, viene, invece, modellata. Le dinamiche di corpo rigido del motopropulsore sono importanti nel determinare la risposta vibrazionale di una vettura, generalmente tra i 5 e i 25 Hz.

Le sospensioni principali di un autoveicolo vengono modellate disponendo bracci, tiranti, montanti ecc. secondo la loro geometria tridimensionale reale. Le singole parti devono naturalmente possedere caratteristiche inerziali il più precise possibile. Talvolta montanti particolarmente lunghi o i telai di meccanica su cui sono montate le sospensioni, spesso collegati alla scocca con tasselli in elastomero, sono introdotti mediante elementi trave, oppure con condensazioni modali.

Gli elementi di connessione sono vari. Le testine¹⁰ sono modellate come giunti sferici puramente cinematici (con possibile descrizione dell'attrito). Talvolta sono rappresentate come elementi elastici per tenere in conto la loro reale rigidezza. Allo stesso modo il cuscinetto viene introdotto come un giunto di rivoluzione, ma più spesso modellando anche le rigidezze di convergenza e campanatura, molto importanti nel determinare i corretti andamenti delle curve elastocinematiche, sotto i carichi che si sviluppano all'orma di contatto in curva.

Gli elementi elastici, come le molle, sono descritti mediante le curve caratteristiche forza-spostamento tra i due punti di appoggio. I tamponi di fine corsa sono anch'essi

⁹ Vedi paragrafo 3.7.

¹⁰ Per esempio, vedi [1], pagg. 168 – 177.

descritti con una caratteristica forza-spostamento, attiva per uno scuotimento della sospensione superiore alla luce di intervento.

Boccole e tasselli sono normalmente schematizzati secondo l'approccio di Kelvin-Voight, cioè mediante una caratteristica elastica non lineare, in parallelo con uno smorzamento viscoso, che rappresenta le caratteristiche d'isteresi della gomma. Quanto detto si applica ai gradi di libertà interessati dal collegamento. Elementi particolari come boccole e tasselli idraulici sono difficilmente schematizzabili con questo approccio e richiedono l'introduzione diretta della loro funzione di trasferimento (curva di rigidezza dinamica in modulo e fase) o di modelli ancora più dettagliati che descrivano anche le variazioni di rigidezza dinamica con l'ampiezza di deformazione.

Talvolta, l'approccio mediante funzioni di trasferimento viene utilizzato anche per la descrizione dei tasselli gomma-metallo nel caso di simulazioni vibrazionali che coprano ampi campi di frequenza. In questo caso, infatti, l'approssimazione dell'isteresi della gomma con un elemento viscoso diventa inaccettabile.

L'ammortizzatore idraulico è rappresentato con due corpi (corpo e stelo) connessi tra loro con un giunto cilindrico. La forza dell'elemento dovrebbe almeno tenere in conto la caratteristica viscosa non lineare, il precarico e la rigidezza di pressurizzazione dovuta al volume di gas interno e una caratteristica di attrito. Quest'ultima è spesso modellata in modo semplificato come una caratteristica viscosa non lineare, senza tenere in conto fenomeni di bloccaggio dovuto al reale comportamento coulombiano. Modelli più complessi ricavano la forza dell'ammortizzatore a partire dalla ricostruzione delle pressioni interne e delle caratteristiche di perdita delle valvole.

Nel caso di sospensioni McPherson¹¹ l'ammortizzatore è un elemento strutturale e i suoi cedimenti sotto i carichi dinamici trasversali possono non essere trascurabili, soprattutto per le simulazioni handling. D'altra parte anche i suoi modi di vibrare strutturali non sono trascurabili per frequenze superiori ai 30-40 Hz. Talvolta questi cedimenti vengono schematizzati aumentando la flessibilità del tassello di attacco alla scocca rispetto alle sue caratteristiche nominali, oppure introducendo delle flessibilità al posto del vincolo cilindrico rigido tra corpo e stelo. I modelli che descrivono il reale comportamento strutturale sono alquanto complessi, perché devono rappresentare le flessioni dello stelo e del corpo tenendo conto che i loro punti di interfaccia cambiano secondo lo scorrimento. E' chiaro che i dati necessari per descrivere nel dettaglio una sospensione o qualcuno degli altri sottosistemi descritti sono molto numerosi. Spesso l'analista non li possiede in modo completo. Sta alla sua esperienza capire quali possono essere approssimati senza perdere in precisione nei risultati e quali sono invece necessari per valutare il fenomeno che sta studiando.

¹¹ Per esempio, vedi [1], pagg. 128 – 133.

La linea di sterzo è modellata per poter simulare la qualità del comando dal punto di vista della manovrabilità e il suo comportamento vibrazionale.

La modellazione consiste, solitamente, di una serie di parti rigide collegate da vincoli cinematici che rappresentano lo scorrimento della cremagliera nella scatola, il collegamento pignone-cremagliera, i giunti cardanici tra gli alberini. È fondamentale, per una buona simulazione dinamica, la descrizione degli attriti tra le varie parti in scorrimento o rotazione relativa.

Le barre antirollio possono essere modellate, a parametri concentrati, come elementi trave che simulino la geometria reale e le variazioni di sezione effettive, spesso molto irregolari della barra. Gli attacchi lato sospensione e lato scocca sono costituiti da boccole in elastomero o da biellette. Questa modellazione permette di calcolare con buona approssimazione la rigidità della barra per scuotimenti antimetri, le forze che si scaricano sugli attacchi e i suoi modi di vibrare strutturali, ma richiede l'utilizzo di un gran numero di gradi di libertà.

Se una descrizione dettagliata della barra non è necessaria alla simulazione dinamica si possono utilizzare due coppie di forze riportate a centro ruota (lato sospensione e scocca), sensibili allo scuotimento relativo delle sospensioni, che originano forze equivalenti per il controllo delle dinamiche di rollio di bassa frequenza.

La modellazione degli elementi di trasmissione e dell'intero assemblato della driveline, costituisce un elemento estremamente importante sia ai fini dell'analisi handling che comfort. La modellazione della frizione, del cambio e del differenziale si dimostra molto complessa soprattutto per la definizione di elementi estremamente accurati. Ma per una descrizione più dettagliata si rimanda al Cap.5 in cui si espone come caso applicativo il processo di modellazione di un intero sottosistema Drive Line.

I modelli multibody di veicolo, fin qui descritti, sono estremamente utili nell'analisi vibrazionale dei diversi sottosistemi.

Nella simulazione delle azioni esterne, esercitate dalle irregolarità stradali, si interviene sulle lunghezze d'onda contenute nella rappresentazione matematica del profilo stradale. Per lunghezze d'onda ampie rispetto alla dimensione dell'orma di contatto dei pneumatici, le forze dinamiche che si sviluppano al contatto sono essenzialmente verticali e il pneumatico può essere modellato con l'approccio Kelvin-Voight (rigidità e smorzamento in serie) [6]. Inoltre il profilo stradale è fornito relativamente al punto di contatto ruota-suolo, senza alcun tipo di trattamento dei dati.

Un esempio di questo tipo di simulazioni è il passaggio sui lunghi avvallamenti. Questa manovra mette in evidenza il bilanciamento tra rigidità e smorzamento delle sospensioni e le caratteristiche inerziali della scocca, che determinano la risposta dei due modi di vibrare verticale e di beccheggio, pesantemente eccitati dal passaggio sull'avvallamento. Inoltre le corse delle sospensioni in manovre di questo tipo sono consistenti, per cui si può mettere a punto anche l'intervento dei tamponi di fine corsa.

Tipici indici di sintesi sono costituiti dal range dei segnali di accelerazione verticale agenti sulla scocca e dal loro valore RMS.

Anche il passaggio su strade sconnesse può essere trattato nello stesso modo, almeno fino a quando le lunghezze d'onda del profilo non diventano troppo piccole (in rapporto alle dimensioni dell'orma di contatto). In questo caso il profilo stradale (misurato o identificato) viene assegnato direttamente al piede dei pneumatici. La manovra mette in evidenza il bilanciamento tra rigidità e smorzamento delle sospensioni e le caratteristiche inerziali della scocca, che determinano la risposta dei modi di vibrare verticale, di beccheggio e di rollio eccitati dallo sconnesso.

Inoltre, è su questa manovra dove si può maggiormente notare il contributo vibrazionale della sospensione motore, ovvero l'impatto dei modi di vibrare del motore sulle vibrazioni percepite in abitacolo. Tipici indici di sintesi sono il valore RMS per quantificare l'energia delle accelerazioni in scocca e l'RMS degli stessi segnali filtrati con i filtri di sensibilità dell'uomo alle vibrazioni (ISO 2631, British Standard 6841) che "pesano" l'energia percepita.

E' bene simulare più livelli di sconnessione per valutare l'effetto delle non linearità presenti nel veicolo. In particolare, gli attriti delle sospensioni hanno un effetto massimo su piste lisce. Tenere conto delle lunghezze d'onda più piccole, su uno sconnesso, oppure delle asperità è, invece, nettamente più complicato. In questo caso si generano importanti forze longitudinali (oltre che trasversali su asperità sghembe) e il pneumatico va rappresentato in modo complesso.

Nella simulazione delle azioni interne, tipicamente esercitate dal sottosistema motore e dall'intera driveline, si procede tipicamente alla simulazioni delle tipiche manovre che più di altre sollecitano tale sottosistema e di conseguenza l'intero veicolo. Prove di partenza con innesco brusco della frizione, accelerazione e rilascio acceleratore, cambio marcia ecc. Particolare attenzione viene inoltre posta all'analisi vibrazionale degli alberi di trasmissione specialmente se impiegati in layout che prevedano lunghezze non trascurabili degli stessi; anche l'analisi delle vibrazioni tra differenziale e telaio è spesso oggetto d'analisi approfondita per tali specifici layout¹².

Oltre che per l'analisi del comfort vibrazionale, i modelli multibody di veicolo possono essere proficuamente utilizzati per la stima dei carichi sugli elementi delle sospensioni e agli attacchi con la scocca; le condizioni operative di riferimento, in questo caso, sono molto più impegnative dovendo testare i limiti di resistenza meccanica e strutturale dei diversi sottosistemi. Le forze calcolate, introdotte come input ai modelli FEM dei componenti, permettono di stimare la loro resistenza e la vita a fatica.

¹² Per approfondimenti in materia vedere il Capitolo 4.

Bibliografia

- [1] ISO 7401. Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open loop test methods, 2003.
- [2] ISO 4138. Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods, 2004.
- [3] ISO 3888-1. Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part 1: Double lane-change, 1999.
- [4] ISO 3888-2. Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre - Part 2: Obstacle avoidance, 2002.
- [5] ISO 9816. Passenger cars - Power-off reactions of a vehicle in a turn - Open-loop test method, 1993.
- [6] M. Velardocchia, A. Sorniotti: Dispensa si "Dinamica dell'autoveicolo - Considerazioni Generali".
- [7] Guiggiani: "Dinamica del veicolo". Città studi Edizioni. 1998.
- [8] Thomas D. Gillespie. "Fundamentals of vehicle dynamics". SAE, 1992.
- [9] William F. Milliken and Douglas L. Milliken. "Race car vehicle dynamics". SAE, 1995.
- [10] G. Genta, Vibrazioni delle strutture e delle macchine, Levrotto & Bella, Torino, 1996.
- [11] F. Cheli, E. Pennestrì: "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody". Volume 1. Casa Editrice Ambrosiana.
- [12] R.R. Ryan, University of Michigan, Ann Arbor: "Flexibility Modeling Methods in Multibody Dynamics".
- [13] M. Amorosa, F. Frendo, E. Vitale, R. Hippoliti: "Impiego di tecniche di simulazione per analisi di ride comfort di motorscooter".

Capitolo 3

Metodi d'analisi numerica: formulazione Multibody e formulazione FEM

La comprensione dei principi teorici basilari e dei metodi seguiti nei processi d'analisi numerica dai sistemi di simulazione, può aiutare l'utente nella scelta dei differenti approcci di modellazione e/o dei diversi parametri di simulazione che possono portare ad analisi più veloci e più robuste. In tale contesto si procede di seguito alla descrizione delle caratteristiche fondamentali del solutore numerico adottato dal sistema software ADAMS (MSC software, release 2005r2) utilizzato nel seguente lavoro di tesi.

3.1 Soluzione di equazioni non lineari. Il metodo di Newton-Raphson

Il metodo di Newton è largamente utilizzato dal Solver ADAMS [1] ed è un algoritmo numerico estremamente importante da comprendere al fine di realizzare modelli che producano simulazioni veloci e robuste. In una dimensione, il metodo di Newton-Raphson trova le radici x^* di un'equazione non lineare

$$f(x) = 0 \tag{1}$$

dove la funzione $f: \mathfrak{R} \rightarrow \mathfrak{R}$ è ipotizzata differenziabile. Se una prima approssimazione $x^{(0)}$ della radice è disponibile, una nuova configurazione $x^{(1)}$ (ipoteticamente più vicina alla radice x^*) è calcolata come:

$$x^{(1)} = x^{(0)} - \frac{f(x^{(0)})}{f'(x^{(0)})} \tag{2}$$

dove $f'()$ è la derivata della funzione rispetto alle variabili dalle quali dipende. Questa strategia di aggiornamento del valore di x è ottenuta linearizzando la funzione f al punto $x^{(0)}$. Così

$$f(x) \approx f(x^{(0)}) + f'(x^{(0)}) * (x - x^{(0)}) \tag{3}$$

Piuttosto che risolvere l'equazione $f(x) = 0$, si prende in considerazione la radice dell'equazione nella parte destra della (3). Questo porta ad un'equazione lineare, la cui radice è indicata come $x^{(1)}$:

$$f(x^{(0)}) + f'(x^{(0)}) * (x - x^{(0)}) = 0 \Rightarrow x^{(1)} = x^{(0)} - \frac{f(x^{(0)})}{f'(x^{(0)})}$$

che equivale a quanto mostrato nella (2). L'algoritmo di risoluzione continua in modo iterativo, aggiornando di volta in volta il valore di $x^{(i+1)}$ ($x^{(i+1)} = x^{(i)}$), così come mostrato schematicamente in figura:

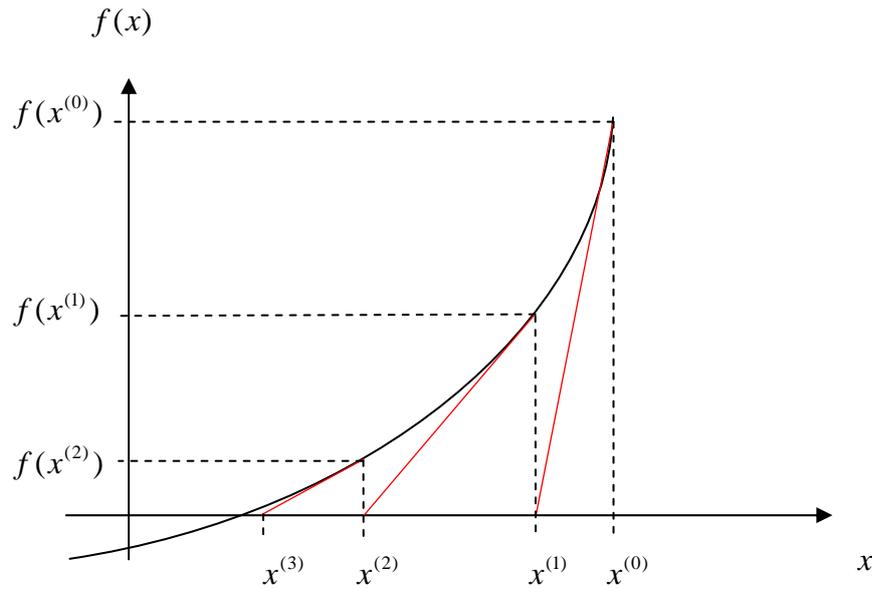


Fig 3.1 - Il metodo di Newton-Raphson

Il metodo appena descritto è chiamato Newton-Raphson, o semplicemente Newton. In generale, questo approccio porta ad un tasso quadratico di convergenza con il valore x^* . L'inconveniente di tale metodo è che, come indicato nella (2), il nuovo valore aggiornato $x^{(1)}$ richiede il calcolo della funzione $f(x^{(0)})$ e della sua derivata $f'(x^{(0)})$. Dovendo quindi valutare una funzione ed una derivata per ogni iterazione, il costo computazionale di tale metodo è considerato piuttosto elevato. Un'alternativa è quindi quella di non aggiornare la derivata ad ogni iterazione e di utilizzare quando possibile valori precedentemente calcolati. Questo metodo è chiamato Newton-like e il tasso di convergenza è lineare. Il calcolo della derivata è in generale un'operazione molto laboriosa che dovrebbe essere eseguita il più raramente possibile per ridurre i tempi di calcolo; d'altra parte però in questo caso si allungano i tempi di convergenza evidenziando una diminuzione del tasso di convergenza da quadratico (Newton-Raphson) a lineare (Newton-like). La sequenza d'iterazione è:

$$x^{(1)} = x^{(0)} - \frac{f(x^{(0)})}{f'(x^{(0)})}$$

$$x^{(2)} = x^{(1)} - \frac{f(x^{(1)})}{f'(x^{(1)})}$$

$$x^{(3)} = x^{(2)} - \frac{f(x^{(2)})}{f'(x^{(2)})}$$

.....

Il processo di iterazione è interrotto quando il cambiamento del valore dell'elemento $\frac{f(x^{(n)})}{f'(x^{(n)})}$ o della funzione $f(x^{(n)})$, è inferiore ad un prefissato valore di soglia.

Nella fig. 3.1 è possibile vedere come i diversi valori $x^{(n)}$ calcolati sono sempre più vicini al punto dove la funzione non lineare $f(x)$ interseca l'asse orizzontale e quindi sempre più vicino alla soluzione $f(x) = 0$.

Nella fig. 3.2 si mostrano sovrapposti graficamente i due metodi ora citati:

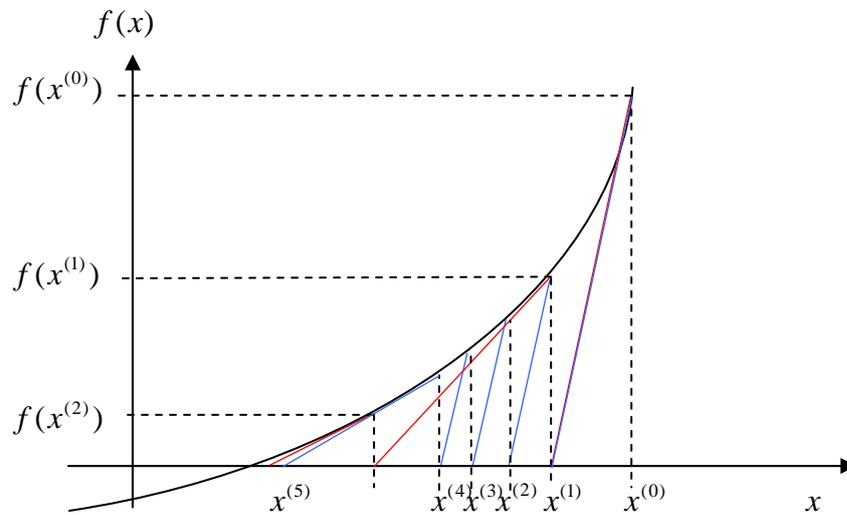


Fig 3.2 - Confronto Newton-Raphson e Newton-like

Come si può osservare, mentre con il metodo Newton-Raphson si arriva nell'intorno della soluzione con solo tre iterazioni, con il metodo Newton-like sono necessarie cinque e più iterazioni ma solo due derivate calcolate. Questo è un modo molto intuitivo per valutare questi due diversi aspetti che devono sempre essere bilanciati per ottimizzare le performance dell'algorithmo di risoluzione.

In generale, il solver di ADAMS elabora sistemi di equazioni non lineari con incognite multiple. Così, la singola soluzione dell'esempio lineare è sostituita dal vettore soluzione ad n dimensioni, $q \in \mathfrak{R}^n$, ed il sistema da risolvere assume la seguente forma:

$$f(q) = \begin{bmatrix} f_1(q) \\ f_2(q) \\ \dots \\ \dots \\ f_{n-1}(q) \\ f_n(q) \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

Qualitativamente l'approccio è lo stesso del caso monodimensionale: la funzione non lineare $f: \mathfrak{R}^n \rightarrow \mathfrak{R}^n$ è localmente linearizzata al punto $q^{(0)}$, e l'approssimazione lineare è eguagliata a zero.

Il sistema lineare risultante è risolto per un nuovo valore $q^{(1)}$ (ipoteticamente più vicino alla radice q^*). La linearizzazione della funzione produce:

$$f(q) \approx f(q^{(0)}) + F(q^{(0)}) * (q - q^{(0)})$$

dove $F(q^{(0)})$, lo jacobiano calcolati in $q^{(0)}$, è definito come:

$$F(q^{(0)}) = \left. \frac{\partial f}{\partial q} \right|_{q=q^{(0)}} = \left[\frac{\partial f_i}{\partial q_j} \right]_{q=q^{(0)}}$$

La nuova configurazione $q^{(1)}$ è calcolata risolvendo il problema lineare:

$$f(q^{(0)}) + F(q^{(0)}) * (q^{(1)} - q^{(0)}) = 0$$

che porta, analogamente alla equazione (2), alla soluzione per casi multi-dimensionali:

$$q^{(1)} = q^{(0)} - [F(q^{(0)})]^{-1} * f(q^{(0)}) \quad (5)$$

3.2 Definizione, notazioni, convenzioni: coordinate generalizzate usate in ADAMS

ADAMS è utilizzato per simulare l'evoluzione nel tempo dei sistemi meccanici. Ad ogni istante di tempo, il Solver di ADAMS è capace di calcolare ed indicare la posizione, l'orientazione e la velocità associata con ogni parte del modello. La posizione e l'orientazione di una parte è monitorata attraverso le cosiddette coordinate

generalizzate. La scelta di quest'ultime non è unica, infatti si può scegliere tra coordinate cartesiane e coordinate sferiche. Allo stesso modo possono essere scelte coordinate assolute o relative, in cui la configurazione di un componente (posizione, orientazione e velocità) è definita relativamente all'origine o ad un'altra parte. Qualsiasi configurazione sia prescelta, è comunque importante rappresentare ogni componente in modo univoco ad ogni istante di tempo.

In tale contesto, nel Solver di ADAMS, la posizione di un corpo rigido è definita attraverso tre coordinate cartesiane x , y e z .

$$p = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (6)$$

L'orientazione di un componente rigido è definita attraverso i tre angoli di eulero [2], che corrispondono (di default) alla sequenza di rotazione: ψ, ϑ, ϕ . Questi tre angoli sono registrati in un array:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \psi \\ \phi \\ \vartheta \end{bmatrix} \quad (7)$$

Il set di coordinate generalizzate associate con il corpo rigido i è indicato come segue:

$$q_i = \begin{bmatrix} p_i \\ \varepsilon_i \end{bmatrix} \quad (8)$$

In base a tale scelta di coordinate generalizzate, la velocità longitudinale ed angolare di un componente sono ottenute come, rispettivamente:

$$u = \dot{p} \quad (9)$$

$$\bar{\omega} = B \dot{\varepsilon} \equiv B \dot{\zeta} \quad (10)$$

dove

$$B = \begin{bmatrix} \sin \phi \sin \mathcal{G} & 0 & \cos \phi \\ \cos \phi \sin \mathcal{G} & 0 & -\sin \phi \\ \cos \mathcal{G} & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

e $\bar{\omega}$ è la velocità angolare del corpo espressa nel sistema di coordinate fisso.

L'equazione (11) è importante perché definisce la relazione tra la velocità angolare del corpo e la scelta delle coordinate generalizzate.

In fine si noti la relazione tra la derivata rispetto al tempo della matrice d'orientazione del corpo e la velocità angolare $\bar{\omega}$:

$$\dot{A} = A \bar{\omega} \quad (12)$$

Dove l'orientazione della matrice A è definita in termini della sequenza di rotazione di eulero 3-1-3, ψ, \mathcal{G}, ϕ come:

$$A = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \phi - \sin \psi \cos \mathcal{G} \sin \phi & -\cos \psi \sin \phi - \sin \psi \cos \mathcal{G} \cos \phi & \sin \psi \sin \mathcal{G} \\ \sin \psi \cos \phi - \cos \psi \cos \mathcal{G} \sin \phi & -\sin \psi \sin \phi + \cos \psi \cos \mathcal{G} \cos \phi & -\cos \psi \sin \mathcal{G} \\ \sin \mathcal{G} \sin \phi & \sin \mathcal{G} \cos \phi & \cos \mathcal{G} \end{bmatrix}$$

che è usata per calcolare le derivate delle rotazioni dei corpi nello spazio tridimensionale. Si noti che con il segno " $\bar{\omega}$ " rappresenta l'operatore skew-symmetric, dove in generale per un vettore $a^T = [a_1 \ a_2 \ a_3]$ si ha:

$$\bar{a} = \begin{bmatrix} 0 & -a_3 & a_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 \end{bmatrix}$$

Per un intero sistema meccanico contenente nb corpi, il vettore:

$$q = [q_1^T \ q_2^T \ \dots \ q_{nb}^T]^T = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n]^T \quad (13)$$

con $n=6*nb$, descrive in ogni istante di tempo la posizione e l'orientazione di ogni corpo del sistema.

3.2.1 Joints in ADAMS

Le coppie cinematiche (joints) in ADAMS sono viste come vincoli che agiscono su alcune delle coordinate q_i . Da un punto di vista matematico, tale vincolo assume l'espressione:

$$\Phi(q) = 0 \quad (14)$$

che è semplicemente un vincolo algebrico.

Per esempio, una cerniera agente tra due corpi induce un set di cinque vincoli per permettere un grado di libertà tra i due corpi connessi.

La collezione di tutti i vincoli cinematici presenti nel modello è indicata con Φ :

$$\Phi(q) = [\Phi_1^T(q) \quad \Phi_2^T(q) \quad \dots \quad \Phi_{nj}^T(q)]^T = [\Phi_1(q) \quad \Phi_2(q) \quad \dots \quad \Phi_m(q)]^T \quad (15)$$

dove nj è il numero dei giunti nel modello, ed m è la somma del numero dei vincoli indotti da tutti i giunti. Si noti che $q \in \mathcal{R}^n$ mentre $\Phi \in \mathcal{R}^m$. Tipicamente $m < n$; cioè il numero delle coordinate generalizzate è maggiore del numero dei gradi di libertà che si intendono sopprimere.

Prendendo la derivata prima delle equazioni di vincolo della posizione cinematica (15), si ottengono le equazioni di vincolo per le velocità cinematiche, come:

$$\dot{\Phi}_q q = 0 \quad (16)$$

Prendendo la derivata della (16), si ottengono le equazioni di vincolo per le accelerazioni cinematiche, come:

$$\ddot{\Phi}_q = -(\ddot{\Phi}_q q)_q \dot{q} \equiv \tau \quad (17)$$

Le equazioni (15), (16) e (17) possono essere viste come condizioni che devono essere soddisfatte dal vettore di coordinate generalizzate q e dalle sue derivate.

Tali condizioni sono necessarie per garantire una evoluzione vincolata del sistema meccanico; è importante che il meccanismo sia assemblato e le parti si muovano in modo da soddisfare i vincoli imposti ad ogni istante.

3.2.2 Motions in ADAMS

Da un punto di vista matematico, gli elementi motion in ADAMS indicano che le coordinate generalizzate del sistema, o un'espressione dipendente dalle coordinate generalizzate, esplicitamente dipendono dal tempo. Per esempio, considerando un pendolo semplice, un elemento motion impone che l'angolo associato con l'unico grado di libertà debba cambiare rispetto al tempo come: $\alpha = \sin(10\pi * t)$.

Generalmente, un motion è rappresentato come una equazione di vincolo dipendente dal tempo:

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (18)$$

Rivisitando la definizione di posizione, velocità ed accelerazione per le equazioni cinematiche di vincolo, sia i giunti che i motion possono essere scritti come:

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (19)$$

$$\Phi_q(q, t) * \dot{q} = -\dot{\Phi}_t(q, t) \quad (20)$$

$$\Phi_q(q, t) * \ddot{q} = -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\Phi_{qt} \dot{q} - \ddot{\Phi}_t(q, t) \quad (21)$$

Le equazioni (20) e (21) sono ottenute prendendo rispettivamente la derivata prima e seconda delle equazioni (19) di vincolo delle posizioni cinematiche. Un set di coordinate generalizzate è detto consistente se soddisfa le equazioni di vincolo delle posizioni cinematiche.

Allo stesso modo un set di velocità generalizzate è considerato consistente se per una configurazione consistente di posizione, q soddisfa le equazioni di vincolo (20) delle velocità cinematiche e così per quanto riguarda la accelerazioni.

3.3 Analisi delle condizioni iniziali

L'analisi delle condizioni iniziali (IC analysis) è effettuata per la determinazione di una configurazione consistente del sistema meccanico all'inizio della simulazione.

Durante una simulazione di tale tipo, il meccanismo è assemblato e le velocità delle parti devono essere consistenti con tale configurazione.

L'assemblabilità del meccanismo, comporta che le coordinate generalizzate q debbano soddisfare tutte le equazioni di vincolo al tempo t_0 :

$$\Phi(q, t_0) = 0 \quad (22)$$

Mentre, affinché le velocità generalizzate siano consistenti, queste devono soddisfare le equazioni di vincolo delle velocità cinematiche:

$$\Phi_q(q, t) \dot{q} = -\Phi_t(q, t) \quad (23)$$

3.3.1 Analisi delle posizioni iniziali

Durante le analisi delle condizioni iniziali, l'utente può avere la necessità di fissare alcune delle coordinate generalizzate (q_{i1} , q_{i2} , ecc.), presenti nell'array delle coordinate generalizzate dell'equazione (13). In altre parole, se l'utente prescrive la posizione di un corpo del sistema in modo che $q_{13} = 0.9$, $q_{14} = -1.0$, $q_{16} = 0$, il solver deve assemblare il meccanismo ed allo stesso tempo fare del suo meglio per soddisfare le condizioni prescritte.

L'analisi delle condizioni iniziali è risolta in ADAMS attraverso un approccio di ottimizzazione. Il problema di ottimizzazione vincolato, minimizza la funzione di costo

$$f(q_1, \dots, q_n) = \frac{1}{2} w_1 (q_1 - q_1^0)^2 + \dots + \frac{1}{2} w_n (q_n - q_n^0)^2 \quad (24)$$

soggetta alle equazioni di vincolo $\Phi(q, t_0) = 0$. Nella equazione (24) i valori w_i sono fattori di peso, mentre i termini q_i^0 possono essere visti come le coordinate iniziali generalizzate, inducendo la configurazione iniziale del sistema. Si noti che tale configurazione $q^0 = [q_1^0 \quad q_2^0 \quad \dots \quad q_n^0]^T$ non richiede consistenza (essa non deve soddisfare i vincoli).

L'utente può prescrivere che alcuni dei valori nell'array q^0 , siano considerati esatti; in tal caso, come verrà giustificato in seguito, ai fattori di peso corrispondenti (w_{i1} , w_{i2} , ...) verranno assegnati valori più grandi (come 10^{10}). I fattori di peso rimanenti e corrispondenti alle coordinate generalizzate non specificate, avranno un valore pari ad 1. Con questo approccio, la soluzione del problema di risoluzione dei vincoli assumerà

i valori di IC imposti dall'utente invariati, mentre aggiusterà le coordinate generalizzate libere di modifica.

Si noti che in questo caso, risolvere il problema significa minimizzare la funzione di costo mentre si soddisfano i vincoli.

In notazione matriciale, il problema di ottimizzazione dei vincoli implica:

Per $q \in \mathcal{R}^n$, occorre minimizzare la funzione

$$f(q) = \frac{1}{2}(q - q^0)^T W (q - q^0) \quad (25)$$

soggetta a

$$\Phi(q, t_0) = 0 \quad (26)$$

Nella equazione (25), W è una matrice diagonale dei pesi

$$W = \text{diag}(w_1, w_2, \dots, w_n) \quad (27)$$

mentre i vincoli dell'equazione (26) che devono essere soddisfatte nel problema di ottimizzazione sono esattamente i vincoli delle posizioni cinematiche dell'equazione (19).

ADAMS approssima il problema di ottimizzazione non convenzionale delle equazioni (25) e (26) attraverso una successione di problemi convenzionali che garantiscono una soluzione, che può essere trovata potenzialmente in una sola iterazione.

Così, il set di equazioni di vincolo non lineari (26) è linearizzata nelle vicinanze di q^0 :

$$\Phi(q, t_0) = \Phi(q^0, t_0) + \Phi_q(q^0, t_0)(q - q^0) \quad (28)$$

Con la notazione $d \equiv q - q^0$ e sostituendo l'equazione (26) con la (28), ora il problema di ottimizzazione convenzionale si esplica nella minimizzazione della funzione:

$$f(d) = \frac{1}{2} d^T W d \quad (29)$$

soggetta a

$$\Phi(q^0, t_0) + \Phi_q(q^0, t_0)d = 0 \quad (30)$$

Per risolvere il problema convenzionale e vincolato di ottimizzazione delle equazioni (29) e (30), si definisce l'ottimizzazione Lagrangiana [2]:

$$F(d, \lambda) = f(d) + \lambda^T (\Phi(q^0) + \Phi_q(q^0)d) \quad (31)$$

Le condizioni ottimali per questo problema sono:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial F}{\partial d} \right)^T &= 0 \\ \left(\frac{\partial F}{\partial \lambda} \right)^T &= 0 \end{aligned} \quad (32)$$

che porta al seguente sistema lineare di equazioni:

$$\begin{bmatrix} W & \Phi_q^T(q^0) \\ \Phi_q(q^0) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\Phi(q^0) \end{bmatrix} \quad (33)$$

In base all'equazione (33) ADAMS calcola il valore di d e dato q^0 calcola la soluzione del problema di ottimizzazione convenzionale come

$$q = q^0 + d \quad (34)$$

La configurazione indotta dal nuovo set di coordinate generalizzate ottenute come nell'equazione (34) corrisponde al problema linearizzato delle equazioni (29) e (30). Pertanto, mentre la soluzione soddisfa le condizioni dell'equazione (30), è possibile che non soddisfi l'originale sistema non lineare delle equazioni di vincolo indotto dai giunti cinematici del sistema come nell'equazione (26). In questo caso, la configurazione q ottenuta è settata sul nuovo valore q^0 ed un'altra iterazione è effettuata partendo con la linearizzazione della equazione (28).

Tipicamente, dopo un certo numero di iterazioni la soluzione del problema di ottimizzazione lineare convenzionale soddisfa le equazioni di vincolo non lineari del sistema meccanico. Tale approccio fallisce quando la linearizzazione dell'equazione (28) è una pura approssimazione della variazione non lineare della soluzione delle equazioni di vincolo originarie. Comunque, anche quando la variazione è altamente non lineare, la sequenza della soluzione convergerà se il punto di partenza q^0 è

abbastanza vicino alla soluzione finale. Per questa ragione, è essenziale per l'algoritmo avere un appropriato valore di tentativo iniziale.

Per meglio capire come i fattori di peso w_i aiutino a soddisfare le condizioni iniziali richieste dall'utente, si consideri un caso con solo un vincolo. Allo stesso tempo si assuma che il sistema abbia due coordinate generalizzate x ed y e che le equazioni di vincolo da soddisfare sia $\Phi(x, y) = x^2 - y^2 = 0$. Ovviamente questa equazione di vincolo è soddisfatta da un infinito numero di coppie di valori come (2,4), (2.5,6.25), ecc. ma in questo semplice caso l'utente vorrebbe specificare che il valore di x sia $x^0 = 1$, mentre il valore di y^0 è libero di cambiare. Poiché il valore di y^0 non è prescritto, si assuma come nostra approssimazione iniziale $y^0 = 6$.

Dal momento in cui l'utente prescrive un valore per x , il fattore di peso associato con questa coordinata generalizzata è grande; $w_1 = 10^{10}$. Poiché non c'è condizione imposta sulla seconda coordinata generalizzata, si pone $w_2 = 1$.

La matrice della equazione (33) assume, quindi, la forma:

$$\begin{bmatrix} 10^{10} & 0 & 2 \\ 0 & 1 & -1 \\ 2 & -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 5 \end{bmatrix}$$

Quindi $d_1 = 10^{-9}$, $d_2 = -5$, $\lambda = -5$ e

$$\begin{aligned} x_{IC} &= 1 + 10^{-9} \approx 1 \\ y_{IC} &= 6 - 5 = 1 \end{aligned}$$

Come può essere facilmente verificato, $\Phi(x_{IC}, y_{IC}) = 2 * 10^{-9} + 10^{-18}$. L'equazione di vincolo non lineare è soddisfatta e la correzione applicata alle condizioni iniziali prescritte dall'utente per x è trascurabile (10^{-9}). In questo modo, i pesi w_i influenzano la soluzione verso cambiamenti in un sottoinsieme di coordinate generalizzate piuttosto che in un altro.

Vale la pena notare che durante l'analisi delle condizioni iniziali di posizione, ADAMS verifica la compatibilità delle equazioni di vincolo indotte dai joint e dai motions presenti nel modello. Durante questa analisi dei vincoli, alcune delle equazioni di vincolo possono essere ridondanti. Il caso iniziale è quello in cui un vincolo ridondante è consistente. Quando, ad esempio, si ha un'equazione di vincolo come:

$$x^2 - y = 0 \tag{35}$$

Insieme ad un'altra differente equazione di vincolo del tipo:

$$2x^2 - 2y = 0 \quad (36)$$

Il vincolo nella equazione (36) non aggiunge nessuna informazione; quando la (35) è soddisfatta la (36) è sempre soddisfatta. Così la seconda equazione è ridondante, ma consistente, e durante tutta la simulazione è verificata da ADAMS per verificare la continua consistenza del vincolo ridondante.

Il Solver fallirebbe se la precedente equazione di vincolo fosse sostituita da:

$$2x^2 - 2y = 1 \quad (37)$$

Le equazioni (35) e (37) non possono essere simultaneamente soddisfatte per ogni $(x, y) \in \mathbb{R}^2$.

Vincoli ridondanti si incontrano usualmente, quando troppi vincoli sono usati per modellare il sistema meccanico ed il numero delle equazioni di vincolo generate da questi eccede il numero delle coordinate generalizzate del modello. Due o più equazioni di vincolo saranno di seguito indicate come indipendenti se non saranno ridondanti.

3.3.2 Analisi delle condizioni iniziali di velocità

L'analisi sulle condizioni iniziali di velocità è una diretta e semplice applicazione dell'algoritmo assunto per l'analisi sulle condizioni iniziali di posizione. È un'applicazione diretta perché è applicata esattamente come descritto in precedenza e semplice in quanto le equazioni di vincolo che devono essere soddisfatte sono già in forma lineare.

Quindi, non c'è bisogno di processi di linearizzazione come per le equazioni di vincolo sulle posizioni e la soluzione è trovata in modo deterministico in un'iterazione. Così, il problema di ottimizzazione convessa vincolata è risolto per trovare le velocità iniziali \dot{q}_i che minimizzano la funzione di costo:

$$f(\dot{q}_1, \dots, \dot{q}_n) = \frac{1}{2} (\dot{q} - \dot{q}_0)^T W (\dot{q} - \dot{q}_0) \quad (38)$$

Soggetta alle equazioni lineari (20) di vincolo della velocità cinematica:

$$\Phi_q(q, t_0) \dot{q} + \Phi_t(q, t_0) = 0 \quad (39)$$

Come nelle analisi delle condizioni iniziali di spostamento, la matrice diagonale dei fattori di peso W ha alcuni valori positivi molto grandi, grazie ai quali è possibile assicurare che le velocità iniziali definite dall'utente non siano modificate significativamente dagli algoritmi di ottimizzazione. Da questo punto in poi è applicata la stessa procedura utilizzata precedentemente per l'analisi delle posizioni iniziali. Si noti che, a causa della linearità delle equazioni di vincolo sulle velocità cinematiche, è garantita la convergenza dell'algoritmo in un'iterazione.

Un'eccezione alla linearità di questo problema si ha nel caso in cui l'utente ADAMS definisca un vincolo generalizzato non lineare di velocità. In questo caso, ovviamente un solutore non lineare è utilizzato per generare un set consistente di condizioni iniziali.

3.3.3 Analisi delle condizioni iniziali di forza ed accelerazione

In assenza delle forze di frizione, l'analisi delle condizioni iniziali di accelerazione richiede la soluzione del sistema lineare assemblato dalle equazioni del moto e dalle equazioni di vincolo (17) sulle accelerazioni cinematiche. Il sistema risultante ha la forma:

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T(q^0) \\ \Phi_q(q^0) & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ \tau \end{bmatrix} \quad (40)$$

Dove M è la matrice di massa generalizzata. Si noti che questo è un sistema lineare, e il processo iterativo utilizzato tipicamente converge in un'iterazione. L'utente non può direttamente prescrivere nessuna accelerazione iniziale per l'analisi delle condizioni iniziali di forza ed accelerazione. La forza di reazione e le accelerazioni iniziali sono valutate in base alle posizioni iniziali calcolate, alla velocità iniziale ed alle forze agenti sul sistema all'istante iniziale. Una più dettagliata descrizione del modo in cui si ottengono le equazioni del moto è data nella sezione relativa all'analisi dinamica in ADAMS.

Inoltre \ddot{q} , la soluzione del sistema lineare precedente, fornisce anche i moltiplicatori lagrangiani λ . La forza e il momento di vincolo indotti attraverso il giunto j sul corpo i sono calcolati come:

$$F^C = - \left(\frac{\partial \dot{\Phi}^{(j)}}{v_i} \right)^T \lambda^{(j)} \quad (41)$$

$$T^C = - \left(\frac{\partial \dot{\Phi}^{(j)}}{\omega_i} \right)^T \lambda^{(j)} \quad (42)$$

Nelle equazioni (41) e (42) l'apice C indica che le quantità sono espresse in un sistema di riferimento cartesiano, v_i rappresenta la velocità cartesiana del corpo i, ω_i la velocità angolare mentre $\Phi^{(j)}$ rappresenta il set delle equazioni di vincolo associate con il giunto j.

La spiegazione del perché le forze di reazione espresse nel riferimento globale siano calcolate come indicato nelle equazioni (41) e (42) va al di là degli scopi di tale discussione [3], ma è sufficiente dire che sono ottenute proiettando i moltiplicatori lagrangiani $\lambda^{(j)}$ lungo le velocità cartesiane traslazionali v_i e rotazionali ω_i del corpo i.

3.4 Analisi cinematica

Tipicamente, per un'analisi cinematica deve essere trovato un numero di equazioni indipendenti di vincolo uguale al numero delle coordinate generalizzate del modello. Affinché il meccanismo possa cambiare la sua configurazione nel tempo, alcuni di questi vincoli devono essere "motions", cioè dipendenti dal tempo.

3.4.1 Analisi della posizione cinematica

Data la posizione del sistema al tempo t_0 , il problema è determinare la posizione al tempo $t_1 > t_0$. A causa della natura non lineare delle equazioni di vincolo in (19), il metodo iterativo di Newton-Raphson è usato in ADAMS per calcolare q_1 al tempo t_1 . Per capire come questo metodo lavori e quali sono le sue limitazioni è importante notare che è ottenuto da una linearizzazione basata sull'espansione di Taylor delle equazioni non lineari di vincolo, interrotta al primo termine:

$$\Phi(q_1, t_1) = \Phi(q_0, t_1) + \Phi_q(q_0, t_1)(q_1 - q_0) \quad (43)$$

Se il numero dei vincoli è uguale al numero delle coordinate generalizzate, la matrice $\Phi_q(q_0, t_1)$ è quadrata. Quando le equazioni di vincolo sono assunte indipendenti, la matrice è anche invertibile. In base ad un integratore esplicito (ad esempio Forward-Euler [3]) una configurazione iniziale di partenza $q_i^{(0)}$ è determinata e l'algoritmo iterativo procede ad ogni iterazione $j \geq 0$ trovando la correzione $\Delta^{(j)}$:

$$\Phi_q(q_0, t_1)\Delta^{(j)} = -\Phi(q_1^{(j)}, t_1) \quad (44)$$

In seguito, con $q_1^{(j+1)} = q_1^{(j)} + \Delta^{(j)}$, il processo iterativo è ripetuto fin quando la correzione $\Delta^{(j)}$ e/o il residuo $\Phi(q_1^{(j)}, t_1)$ diventino abbastanza piccoli.

Così come con l'analisi della posizione iniziale, ADAMS può fallire nel trovare q_i se la linearizzazione ipotizzata restituisce pure approssimazioni delle variazioni non lineari. In queste situazioni, il rimedio consiste nel diminuire la dimensione dello step di simulazione, obbligando così q_i ad essere più vicino all'ultima configurazione consistente, q_0 .

3.4.2 Analisi della velocità cinematica

L'analisi cinematica della velocità è semplice, dal momento che le equazioni di vincolo della velocità cinematica sono lineari. Con q_i già disponibile dall'analisi delle posizioni cinematiche, la matrice non singolare $\Phi_q(q_1, t_1)$ è valutata ed il sistema lineare delle equazioni (20) è risolto per la nuova velocità \dot{q}_1 .

3.4.3 Analisi della accelerazione cinematica

L'analisi dell'accelerazione cinematica è immediata: al tempo t_1 è trovata come la soluzione del sistema lineare (21). Si noti che la stessa matrice che è fattorizzata per le analisi della velocità cinematica è usata per una sequenza di sostituzione iterativa per ottenere le accelerazioni generalizzate \ddot{q} .

Dal momento in cui \ddot{q} è disponibile, i moltiplicatori di lagrange associati con il set di vincoli agenti sul sistema sono calcolati come soluzione del sistema lineare

$$\Phi_q^T \lambda = F - M \ddot{q} \quad (45)$$

Questa equazione è identica alla prima riga del sistema lineare (40) e rappresenta precisamente le equazioni del moto.

3.5 Analisi dinamica: nomenclatura, convenzioni, definizioni

In aggiunta alle definizioni ed alle notazioni introdotte all'inizio, le seguenti definizioni saranno usate nella formulazione delle equazioni del moto dei corpi rigidi.

M - Matrice di Massa generalizzata

\bar{J} - Matrice d'Inerzia generalizzata espressa in riferimento al sistema di riferimento locale principale

K - Energia Cinetica, definita come:

$$K = \frac{1}{2} u^T M u + \frac{1}{2} \bar{\omega}^T \bar{J} \bar{\omega} \quad (46)$$

$\lambda \in \mathfrak{R}^m$ - array dei moltiplicatori lagrangiani.

Il numero m dei moltiplicatori di Lagrange è dato dal numero delle equazioni di vincolo definite attraverso i giunti che connettono un corpo del sistema ad un altro.

$F(q, \dot{q}, t) = \begin{bmatrix} f \\ \bar{n} \end{bmatrix} \in \mathfrak{R}^6$ - vettore delle forze applicate; f è il vettore delle forze applicate

esprese in riferimento al sistema di riferimento globale, mentre \bar{n} rappresenta il momento applicato in riferimento al sistema di riferimento locale cartesiano.

$Q(q, \dot{q}, t) \in \mathfrak{R}^6$ - vettore delle forze generalizzate agenti sul corpo. Ottenuto proiettando la forza applicata F sulle coordinate generalizzate. Tipicamente,

$$Q = \begin{bmatrix} (\prod^P)^T & f \\ (\prod^R)^T & \bar{n} \end{bmatrix} \quad (47)$$

Dove, essendo v^P la velocità del punto d'applicazione P della forza esterna F , gli operatori proiezione sono calcolati come:

$$\Pi^P = \frac{\partial v^P}{\partial u} \quad (48)$$

$$\Pi^R = \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial \xi} \quad (49)$$

3.5.1 Formulazione delle equazioni del moto in ADAMS

La formulazione lagrangiana delle equazioni del moto porta alla definizione delle seguenti equazioni differenziali del secondo ordine:

$$\frac{d}{dt} \left[\begin{pmatrix} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} \end{pmatrix}^T \right] - \left(\frac{\partial K}{\partial q} \right)^T + \Phi_q^T \lambda = Q \quad (50)$$

Considerando la scelta delle coordinate generalizzate in ADAMS, cioè la definizione di q come nelle equazioni (8), per un corpo rigido la (50) è riscritta come:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial K}{\partial u} \right)^T \\ \left(\frac{\partial K}{\partial \xi} \right)^T \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial K}{\partial p} \right)^T \\ \left(\frac{\partial K}{\partial \varepsilon} \right)^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi_p^T \lambda \\ \Phi_\varepsilon^T \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\Pi^P)^T f \\ (\Pi^R)^T \bar{n} \end{bmatrix} \quad (51)$$

È importante sottolineare che lavorando su un sistema di corpi rigidi connessi insieme attraverso giunti cinematici, il sistema delle equazioni del moto è ottenuto semplicemente unendo insieme le equazioni del moto dei singoli corpi del sistema.

Dal momento che

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial u} \right)^T = M \dot{u} \quad (52)$$

$$\left(\frac{\partial K}{\partial p} \right)^T = 0 \quad (53)$$

Con il momento angolare definito come:

$$\Gamma \equiv \frac{\partial K}{\partial \xi} = B^T \bar{J} B \xi \quad (54)$$

le equazioni del moto (51) sono formulate in ADAMS come:

$$\begin{aligned} M \dot{u} + \Phi_p^T \lambda &= (\prod^P)^T f \\ \dot{\Gamma} - \frac{\partial K}{\partial \varepsilon} + \Phi_\varepsilon^T \lambda &= (\prod^R)^T \bar{n} \end{aligned} \quad (55)$$

Tali equazioni differenziali del primo ordine sono dette equazioni cinetiche differenziali ed indicano come le forze esterne determinano la variazione nel tempo della traslazione e dei momenti angolari.

Assemblando le equazioni differenziali cinetiche e cinematiche ADAMS genera un set di 15 equazioni per ogni corpo rigido che forniscono le informazioni necessarie per trovare una soluzione numerica per l'analisi dinamica del sistema meccanico. Queste equazioni sono:

$$M \dot{u} + \Phi_p^T \lambda - (\prod^P)^T f = 0 \quad (56)$$

$$\dot{\Gamma} - B^T \bar{J} B \xi = 0 \quad (57)$$

$$\dot{\Gamma} - \frac{\partial K}{\partial \varepsilon} + \Phi_\varepsilon^T \lambda - (\prod^R)^T \bar{n} = 0 \quad (58)$$

$$\dot{p} - u = 0 \quad (59)$$

$$\dot{\varepsilon} - \xi = 0 \quad (60)$$

3.5.2 Soluzione numerica per l'analisi dinamica. Calcolo dello Jacobiano

Le equazioni dalla (56) alla (60) indicano come le coordinate generalizzate, le forze di reazione e le forze variabili applicate variano nel tempo. Quello che è omesso in questa descrizione è il fatto che la soluzione del sistema di equazioni differenziali deve anche soddisfare le equazioni dei vincoli cinematici dalla (19) alla (21). Da un punto di vista numerico, questo è quello che rende stimolante l'analisi dinamica del sistema meccanico.

C'è una moltitudine di metodi per risolvere l'assemblaggio delle equazioni differenziali e di vincolo. La descrizione di tali metodi esula dagli scopi di tale

descrizione [4], in cui si descrive sommariamente come agisce ADAMS in riferimento a tale problema.

In questo contesto vale la pena menzionare che l'insieme delle equazioni differenziali e di vincolo, forma quello che è chiamato set di Differential-Algebraic Equations (DAE). Un DAE ha un indice ad esso associato (tale indice indica il numero di volte che il DAE deve essere differenziato per portare il sistema in ODE); con la regola che più alto è l'indice e più la soluzione numerica del DAE diviene competitiva.

In particolare, il DAE derivante dai problemi d'analisi dinamica per le simulazioni dei sistemi meccanici ha indice 3, ed è considerato alto.

Nel Solver di ADAMS ci sono due metodi di risoluzione disponibili. Il più comune è un DAE Solver diretto con indice 3, nel quale, associate con le equazioni differenziali dalla (56) alla (60) ci sono le equazioni di vincolo sulle posizioni cinematiche (19). In tal modo lavora il Solver GSTIFF-13 di ADAMS.

Un secondo algoritmo più raffinato, riduce il problema originario con indice 3 ad un problema DAE con indice 2, analiticamente equivalente benché numericamente differente. Così, invece di considerare la posizione, le equazioni di vincolo (20) sono risolte con le equazioni differenziali cinematiche. Nel Solver di ADAMS questo algoritmo è chiamato SI2 e benché tipicamente più lento dell'approccio con indice 3 risulta essere più accurato e robusto.

Nel seguito l'approccio con indice 3 è presentato con un ragionevole livello di dettaglio. Nel tentativo di semplificare la presentazione, il DAE con indice 3 è integrato attraverso una formula d'integrazione implicita del primo ordine, che converte il DAE in un set di equazioni algebriche. Questa formula è la "backward Euler formula" ad uno step, un algoritmo A-stabile che qualitativamente cattura tutti i dettagli rilevanti caratteristici dei metodi di ordine superiore. La "backward Euler formula" d'integrazione sostituisce la derivata \dot{y}_1 al tempo t_1 con:

$$\dot{y}_1 = \frac{1}{h} y_1 - \frac{1}{h} y_0 \quad (61)$$

In base all'equazione (61) un Initial Value Problem (IVP) $\dot{y} = g(y, t)$, $y(t_0) = y_0$ è risolto trovando $y(t_1)$ al tempo $t_1 > t_0$ come la soluzione y_1 del sistema di discretizzazione algebrica non lineare:

$$\frac{1}{h} y_1 - \frac{1}{h} y_0 - g(t_1, y_1) = 0 \quad (62)$$

Il sistema di equazioni in (62) è detto sistema di discretizzazione poiché la derivata dell'originario problema IVP è discretizzata usando la formula d'integrazione (61). Poiché quasi sempre la funzione g è non lineare, un sistema algebrico non lineare deve essere risolto per trovare y_1 . Questo è fatto in ADAMS usando un algoritmo iterativo del tipo Newton-Raphson. In base alla formula di discretizzazione implicita di Eulero appena introdotta, tutte le derivate prime rispetto al tempo che appaiono nelle equazioni del moto dalla (56) alla (60) sono discretizzate per produrre un set di equazioni algebriche non lineari. Nell'approccio con indice 3, le equazioni di vincolo sulle posizioni cinematiche sono "appese" a queste equazioni insieme con le definizioni delle funzioni di forza F e T ; Tutto questo è fatto per il solo scopo d'incrementare il numero delle variabili e quindi indurre ad una più grande ma ancora più sparsa matrice Jacobiana. Così, dopo la discretizzazione implicita (Euler based) le equazioni (19), con il gruppo da (56) a (60) insieme con le equazioni di definizione delle forze e dei momenti assumono la seguente forma:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{h}Mu - \frac{1}{h}Mu_0 + \Phi_p^T \lambda - (\prod^p)^T f &= 0 \\
 \Gamma - B^T \bar{J}B \xi &= 0 \\
 \frac{1}{h}\Gamma - \frac{1}{h}\Gamma_0 - \left(\frac{\partial K}{\partial \varepsilon}\right)^T + \Phi_\varepsilon^T \lambda - (\prod^R)^T \bar{n} &= 0 \\
 \frac{1}{h}p - \frac{1}{h}p_0 - u &= 0 \\
 \frac{1}{h}\varepsilon - \frac{1}{h}\varepsilon_0 - \xi &= 0 \\
 \Phi(p, \varepsilon, t_1) &= 0 \\
 f - F(u, \xi, p, \varepsilon, f, \bar{n}, t_1) &= 0 \\
 \bar{n} - T(u, \xi, p, \varepsilon, f, \bar{n}, t_1) &= 0
 \end{aligned} \tag{63}$$

Le variabili in questo sistema non lineare sono $u, \Gamma, \xi, p, \varepsilon, \lambda, f, \bar{n}$. Introducendo:

$$y = \begin{bmatrix} u \\ \Gamma \\ \xi \\ p \\ \varepsilon \\ \lambda \\ f \\ \bar{n} \end{bmatrix} \tag{64}$$

il sistema non lineare (63) è riscritto come:

$$\Psi(y) = 0 \quad (65)$$

dove la soluzione è trovata attraverso l'algoritmo di Newton-Raphson. In prima istanza una predizione $y^{(0)}$ della soluzione è calcolata, utilizzando tipicamente un predittore costruito intorno ad un integratore esplicito. Formulata la iniziale previsione della soluzione, le iterazioni:

$$\begin{aligned} \Psi_y(y_0)\Delta^{(j)} &= -\Psi(y^{(j)}) \\ y^{(j+1)} &= y^{(j)} + \Delta^{(j)} \end{aligned} \quad (66)$$

sono portate avanti fino a quando il valore della correzione $\Delta^{(j)}$ è abbastanza piccolo (si noti che il residuo $\Psi(y^{(j)})$ potrebbe potenzialmente essere utilizzato come criterio d'uscita).

Il metodo di Newton-Raphson richiede il calcolo dello jacobiano $\Psi_y(y_0)$, che è ottenuto dalla (63). Con la notazione introdotta in (64), l'espressione dello jacobiano $\Psi_y(y_0)$ è fornita in appendice.

Le stesse considerazioni fatte in riferimento con l'algoritmo iterativo di Newton-Raphson per l'analisi delle condizioni iniziali e per le analisi cinematiche possono essere applicate ora. Così, se la previsione iniziale (il valore ipotizzato per $y^{(0)}$) è troppo lontano dalla soluzione, il processo iterativo potrebbe non arrivare alla convergenza. Questo è più probabile che accada con analisi dinamiche che con altri tipi d'analisi, così come è chiaro che il sistema che deve essere risolto ad ogni step d'iterazione è altamente non lineare.

Se il processo iterativo fallisce, la dimensione dello step di simulazione deve essere ridotto.

3.6 Analisi statica

Il Solver ADAMS F77 supporta due diversi metodi per il calcolo della configurazione d'equilibrio statico di un sistema meccanico: l'approccio STATICO e l'approccio DINAMICO. Il Solver ADAMS C++ invece al momento supporta solo l'approccio STATICO.

3.6.1 Approccio statico

Dal punto di vista algoritmico l'approccio STATICO è basato sulla trasformazione del problema d'equilibrio in un problema equivalente che richiede la soluzione di un sistema non lineare di equazioni algebriche. In quanto tale, questo metodo impiega un algoritmo di Newton-Raphson per trovare la soluzione del sistema non lineare di equazioni.

L'osservazione chiave nell'approccio STATICO è che all'equilibrio, mentre tutte le equazioni tipiche (equazioni del moto, equazioni di vincolo, equazioni differenziali, equazioni di definizione delle forze, ecc.) devono essere soddisfatte, le derivate temporali di alcune quantità che compaiono in queste equazioni dovrebbero valere zero (all'equilibrio, non c'è cambiamento nel tempo del valore di una variabile, e quindi la sua derivata dovrebbe valere zero). In base a questa osservazione, considerando le equazioni dalla (56) alla (60) e eguagliando tutte le derivate a zero si ottiene il seguente set di equazioni algebriche:

$$\begin{aligned}
 \Phi_p^T \lambda - (A^p)^T f &= 0 \\
 \Gamma - B^T \bar{J} B \xi &= 0 \\
 -\left(\frac{\partial K}{\partial \varepsilon}\right)^T + \Phi_\varepsilon^T \lambda - (A^R)^T \bar{n} &= 0 \\
 u &= 0 \\
 \xi &= 0 \\
 \Phi(p, \varepsilon, t_0) &= 0 \\
 f - F(u, \xi, p, \varepsilon, \bar{n}, x, t_0) &= 0 \\
 \bar{n} - T(u, \xi, p, \varepsilon, \bar{n}, x, t_0) &= 0 \\
 d(u, \xi, p, \varepsilon, \bar{n}, x, t_0) &= 0
 \end{aligned} \tag{67}$$

Si noti che diversamente dalle equazioni dalla (56) alla (60), questo set di equazioni non lineari è stato modificato per includere gli elementi ADAMS DIFF, che per le finalità di tale trattazione sono stati assunti avere la forma:

$$\dot{x} - d(u, \xi, p, \varepsilon, \bar{n}, x, t) = 0$$

Qui x è lo stato associato con gli elementi DIFF del modello, e per semplicità tali elementi sono assunti in forma esplicita. Settando $\dot{x} = 0$ nella definizione degli elementi DIFF si perviene all'ultima equazione del sistema di equazioni (67).

Nell'approccio STATICO, una configurazione di equilibrio:

$$y^T = [u \quad \Gamma \quad \xi \quad p \quad \varepsilon \quad \lambda \quad f \quad \bar{n} \quad x]$$

è trovata come la soluzione del sistema algebrico non lineare di equazioni (67), ed a tal fine è usato l'algoritmo di Newton-Raphson. Ricordando quanto detto a proposito di tale algoritmo, il punto di partenza iniziale della sequenza d'iterazione deve essere abbastanza vicino alla soluzione. L'algoritmo potrebbe fallire se l'utente non facesse attenzione ad assicurare una configurazione iniziale vicina all'equilibrio.

3.6.2 Approccio dinamico

L'approccio DINAMICO è disponibile solo con il Solver ADAMS F77, ed è usato meno frequentemente. Piuttosto che risolvere un sistema non lineare per trovare la configurazione d'equilibrio (come nell'approccio STATICO), il Solver ricorre all'integratore per trovare la configurazione d'equilibrio. Uno "smorzamento virtuale" è artificialmente aggiunto al sistema e l'assunzione è che in una quantità di tempo finita il sistema si configuri in una configurazione d'equilibrio a causa della dissipazione di energia risultante dallo smorzamento numerico e virtuale associato con questo approccio.

L'approccio DINAMICO nel Solver ADAMS F77 non è la prima scelta per trovare la configurazione di equilibrio. Comunque, l'utente è incoraggiato a ricorrere a questo quando lo STATICO, che è l'approccio preferito, fallisce nel trovare la configurazione di equilibrio.

3.7 Integrazione FEM Multibody

La creazione di un corpo a flessibilità distribuita da studiare dinamicamente con Adams, può essere effettuata in vari modi. Adams mette a disposizione un apposito modulo Adams/Flex che consente lo studio agli elementi finiti di un corpo rigido, per un'analisi modale più o meno accurata; ma per elementi flessibili la cui geometria complessa ha richiesto la modellazione al di fuori di adams, è necessario l'uso di un programma per la creazione di un file.mnf (Modal Neutral File), che contiene la descrizione della geometria, le proprietà di massa e inerzia, i modi propri e le matrici massa e rigidità del corpo flessibile.

3.7.1 Creazione del file .mnf

L'algoritmo per la realizzazione del modal neutral file è basato sul metodo di Craig-Bampton ossia sulla teoria del component mode synthesis. In accordo con tale teoria la

deformazione del corpo flessibile avente punti di interfaccia con l'esterno è ricavata attraverso i modi statici ed i modi normali.

Il metodo di Craig-Bampton parte dalla considerazione che la deformazione di un corpo discretizzato e quindi con un numero molto alto di gradi di libertà, possa essere determinata utilizzando un numero inferiore di g.d.l. detti modali, ricorrendo al troncamento modale. Esso si basa sulla separazione dei gradi di libertà in g.d.l. di interfaccia e g.d.l. interni. I g.d.l. di interfaccia non potranno essere toccati dal troncamento modale nel quale le forme modali associate a frequenze più alte sono eliminate. Sono così definiti due gruppi di forme modali:

Modi statici: sono deformazioni statiche ottenute imponendo per ogni grado di libertà di interfaccia uno spostamento unitario, mentre gli altri sono tenuti fissi. Ne deriva una base dei modi statici che copre completamente i possibili movimenti dei gradi di libertà di interfaccia.

Modi normali: sono ottenuti mantenendo fissi i gradi di libertà di interfaccia ed estrapolando dalla struttura così ottenuta le forme modali (nel numero voluto).

L'unione dei modi normali ai modi statici, prende il nome di espansione modale verso i gradi di libertà interni.

Le deformazioni lineari dei nodi espresse da u (coordinate fisiche) sono approssimate come combinazione lineare di un piccolo numero di deformazioni modali ϕ :

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i$$

dove M è il numero di modi considerati e q_i sono le coordinate modali.

La relazione tra g.d.l. fisici e modi di Craig-Bampton è:

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix}$$

dove

u_B sono i g.d.l. di interfaccia,

u_I sono i g.d.l. di interni,

$I, 0$ sono le matrici di identità e nulla, rispettivamente,

Φ_{IC} sono gli spostamenti fisici dei gradi di libertà interni nelle forme modali vincolate,

Φ_{IN} sono gli spostamenti fisici dei gradi di libertà interni nelle forme modali normali,

q_C sono le coordinate modali dei modi statici,

q_N sono le coordinate modali dei modi normali.

Le matrici di rigidezza e di massa corrispondenti alla base modale di Craig-Bampton sono ottenute per trasformazione modale. Le trasformazioni sono:

$$\hat{K} = \Phi^T K \Phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{BB} & K_{BI} \\ K_{IB} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{NN} \end{bmatrix}$$

e

$$\hat{M} = \Phi^T M \Phi = \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{BB} & M_{BI} \\ M_{IB} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{M}_{CC} & \hat{M}_{NC} \\ \hat{M}_{CN} & \hat{M}_{NN} \end{bmatrix}$$

Il modello di Craig-Bampton non può essere utilizzato per le analisi dinamiche che il corpo subirà, perché:

- Il modello di Craig-Bampton genera sei modi statici che sono i moti rigidi del corpo. Questi modi devono essere eliminati prima che Adams analizzi il corpo in quanto lo stesso programma provvede a fornire i gradi di libertà del corpo rigido;
- I modi statici di Craig-Bampton sono il risultato di una condensazione statica, di conseguenza non avvertono il contenuto in frequenza della dinamica del sistema;
- I modi statici non possono essere disabilitati perché ciò equivarrebbe ad applicare un vincolo al sistema.

I modi di Craig-Bampton non sono un gruppo ortogonale di forme modali, lo dimostra il fatto che le loro matrici di massa e rigidezza generalizzate non sono diagonali.

Con la risoluzione di un problema agli autovalori

$$\hat{K} q = \lambda \hat{M} q$$

si ottengono autovettori che generano una matrice di trasformazione N, che trasforma la base modale di Craig-Bampton in una equivalente, ma ortogonale con coordinate modali q*

$$Nq^* = q$$

si ha quindi

$$u = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i = \sum_{i=1}^M \phi_i N q^* = \sum_{i=1}^M \phi_i^* q^*$$

dove ϕ_i^* sono i modi ortogonalizzati di Craig-Bampton.

I modi ortogonalizzati di Craig-Bampton non sono autovettori del sistema originale, ma sono autovettori che comunque rappresentano il sistema e come tali hanno frequenze naturali associate ad esso.

Alla base di tutto vi è una sostituzione dei modi normali con una approssimazione degli autovettori del corpo non vincolato e dei modi statici con gli autovettori del corpo vincolato.

Quindi l'ortonormalizzazione fornisce i modi di un sistema svincolato e quindi con i sei modi dei moti rigidi che possono essere disabilitati. Tutti i modi hanno associata una data frequenza naturale del corpo, quindi il problema dell'eliminazione dei modi contenenti alte frequenze può essere studiato anticipatamente.

I tempi di calcolo per la realizzazione di un file di tipo MNF, aumentano, come è intuitivamente comprensibile, col numero degli elementi in cui il corpo è discretizzato ed il numero di forme modali che si desidera estrapolare.

Bibliografia

- [1] ADAMS Solver documentation; release 2005r2
- [2] *Ettore Pennestri: "Dinamica tecnica e computazionale: sistemi multibody". CEA, 2002.*
- [3] F. Cheli, E. Pennestri: "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody". Volume 1.
Casa Editrice Ambrosiana.
- [4] F. Cheli, E. Pennestri: "Cinematica e dinamica dei sistemi multibody". Volume 2.
Casa Editrice Ambrosiana.
- [5] *Ahmed A. Shabana: "Dynamics of multibody systems". Cambridge University Press, 1998.*

Capitolo 4

Analisi Multibody del sottosistema *Drive Line* Test Case: 2WD PDK Drive Line by Porsche

In tale capitolo si descrive il lavoro di ricerca condotto in collaborazione con *Porsche A.G.*, relativamente all'analisi multibody del sottosistema Drive Line per veicoli ad alte prestazioni. In particolare, il lavoro ha riguardato l'analisi e la modellazione dei singoli sistemi meccanici (motore, frizione, cambio, alberi di trasmissione, differenziale) e dell'intero modulo Drive Line. I modelli sviluppati, sono stati quindi integrati con il modello multibody dell'intero veicolo, precedentemente sviluppato da *Porsche* e comprendente i seguenti sottosistemi: chassis, sistema di sterzo e moduli sospensioni complete di semiassi e pneumatici. Il lavoro di ricerca, attualmente in continua fase di sviluppo, ha portato alla definizione di una strutturata metodologia di modellazione ed analisi Multibody principalmente caratterizzata dai seguenti elementi d'innovazione:

- Definizione di dettaglio di una precisa metodologia di modellazione dei diversi sottosistemi meccanici del sistema Drive Line;
- Definizione di modelli matematici personalizzati per lo studio del sottosistema frizione nella variante in bagno d'olio (wet clutch);
- Definizione di appositi ambienti virtuali di testing per i singoli sottosistemi meccanici e per l'intero sistema Drive Line;
- Implementazione delle specifiche manovre, quali: innesco e disinnesco frizione, cambio marcia, accelerazione e decelerazione in condizioni di throttle demand;
- Definizione dei protocolli d'analisi per la validazione dei singoli sottosistemi;

- Definizione dei protocolli di pre-post processing per la valutazione delle performance.

4.1 Il sottosistema Drive Line

Come brevemente descritto nel capitolo 1, con il termine Drive Line si identifica l'intero sottosistema predisposto alla generazione ed alla trasmissione della propulsione meccanica che permette al veicolo di muoversi.

I principali sistemi meccanici che caratterizzano e costituiscono la Drive Line sono quindi il motore, la frizione, il cambio, gli alberi di trasmissione, il differenziale ed i semiassi.

L'intero sottosistema Drive Line caratterizza fortemente il veicolo e le sue prestazioni sia dinamiche che strutturali. Le caratteristiche funzionali dei sottocomponenti ed in particolare lo specifico layout adottato influenzano in modo importante l'intero processo di progettazione, diversificano fortemente la tipologia di veicolo e ne influenzano il comportamento dinamico (sia handling che comfort) e strutturale.

L'evoluzione tecnica dell'intero sistema veicolo ha rivestito nel tempo il doppio ruolo di causa ed effetto del parallelo sviluppo del sottosistema Drive Line, originariamente caratterizzato da poco raffinati elementi meccanici ed oggi più che mai esempio di tecnologia ed integrazione con i più sofisticati sistemi di controllo e gestione elettronici. Le caratteristiche intrinseche dei motori a combustione interna¹³, ed in particolar modo le peculiari caratteristiche di funzionamento ed erogazione di potenza, sono il punto di partenza fondamentale per la comprensione delle principali caratteristiche tecniche delle trasmissioni automobilistiche. Il motore a combustione interna è caratterizzato dalle seguenti caratteristiche e requisiti:

- Per l'avviamento è necessaria l'applicazione di altre forme esterne di energia;
- Il massimo valore di coppia motrice sviluppato è piccolo se paragonato con quello di motori a vapore o a trazione elettrica con uguali caratteristiche di potenza massima;
- Il massimo valore di potenza è sviluppato a velocità di rotazione relativamente elevate che variano, solitamente, in un range compreso tra i 1700 ed i 12000 giri/min.

Per l'avviamento del motore diversi metodi sono stati utilizzati, ma l'orientamento generale rimane comunque l'utilizzo di batterie elettriche.

Al fine di rendere il sistema d'avviamento il più compatto possibile è importante prevedere un dispositivo capace di disconnettere il motore dal sistema di trasmissione durante la fase di avvio. La successiva connessione del motore alla trasmissione, per la propulsione del veicolo, deve invece essere effettuata nel modo più morbido possibile,

¹³ Lo studio di dettaglio del sistema propulsivo e della sua evoluzione tecnologica, esula dagli scopi della seguente trattazione. Per l'approfondimento vedi [4].

per garantire un livello di comfort opportuno ai passeggeri e per scongiurare eventuali danni ai meccanismi del veicolo.

Le diverse condizioni operative del veicolo, dalla partenza da fermo al sorpasso, richiedono modalità di erogazione della potenza differenziate per valore di coppia e regimi di rotazione. Per tali finalità è quindi spesso necessario variare il rapporto di trasmissione complessivo tra motore e ruote motrici, avendo margini d'intervento sul motore spesso non sufficienti.

In tale contesto, la variazione del rapporto di trasmissione può portare alla generazione di un'elevata forza di trazione partendo anche da valori di coppia relativamente bassi; tale circostanza, causata anche dalla presenza di terreno molto morbido o da elevata pendenza, genera una forte riduzione della velocità di rotazione tra il motore e le ruote motrici. Allo stesso modo, al crescere della velocità del veicolo è necessario invertire tale rapporto di trasmissione al fine di garantire un regime di rotazione del motore plausibile con le proprie caratteristiche. Tali condizioni rendono quindi evidente la necessità di un sottosistema che possa variare il rapporto di trasmissione complessivo esistente tra motore e ruote.

Mentre i principi di base per le trasmissioni automobilistiche rimangono sempre gli stessi anche per differenti classi di veicoli, le tipologie di trazione ed i layout possono variare in modo così significativo da costituire un elemento di forte caratterizzazione.

Così come si può avere una ripartizione della trazione su due e/o quattro ruote (con diversa percentuale di ripartizione della potenza tra assale anteriore ed assale posteriore) allo stesso modo si possono avere layout differenti e principalmente caratterizzati dalla disposizione assoluta e relativa del propulsore e dal tipo di trazione.

Oltre alla tipologia ed al layout si possono individuare altri elementi distintivi del sottosistema Drive Line, quali il tipo ed il numero di differenziali utilizzati ed il tipo di dispositivi adottati per l'isolamento dalle diverse fonti di vibrazione presenti; il differenziale è necessario, nella percorrenza di una curva, per la variazione della velocità di rotazione relativa tra la ruota interna ed esterna mentre l'isolamento dalle vibrazioni è indispensabile per il mantenimento di un elevato livello di comfort all'interno dell'abitacolo.

I requisiti fondamentali che un sistema di trasmissione deve quindi garantire sono:

- Connessione e sconnessione del motore dai rimanenti sottosistemi della Drive Line;
- Una connessione morbida della trasmissione;
- Una variazione del rapporto di trasmissione tra motore e ruote motrici;
- Una riduzione della velocità di rotazione, dal motore alle ruote, in un rapporto variabile da 3:1 a 10:1 ed oltre, in relazione al peso del veicolo ed alla dimensione del motore;

- Una differenza di velocità tra le ruote motrici, durante la percorrenza di una curva;
- Il movimento relativo tra il motore e le ruote motrici.

Ci sono diverse strade in cui queste esigenze possono essere soddisfatte, ed in base a queste si possono distinguere tre diversi tipi di Drive Line:

- Meccanica
- Idraulica
 - Idrostatica
 - Idrodinamica
- Elettrica ed elettromagnetica

Mentre il primo tipo di trasmissione è la più comune, la combinazione di elementi di trasmissione meccanici ed idrodinamici sta divenendo sempre più popolare. Veicoli stradali con trasmissioni totalmente idrauliche sono stati costruiti senza mai conoscere, però, produzioni su larga scala.

D'altra parte però, tali tipi di trasmissione non sono del tutto sconosciute nelle applicazioni per trattori agricoli e per veicoli pesanti utilizzati in edilizia; nelle scavatrici, dove il passaggio da folle a pieno carico può essere richiesto con effetto immediato e ripetitivo. Con pompe idrauliche agenti su motori separati assegnati ad ogni ruota non sussiste più la necessità del differenziale. Lo stesso vantaggio può essere ottenuto con l'adozione di trasmissioni elettriche, in cui un generatore può fornire potenza alle differenti ruote motrici. Per lo più, entrambe le trasmissioni elettriche ed idrauliche, hanno elementi meccanici in comune. I componenti idraulici, per esempio, generalmente sostituiscono solo elementi la frizione ed il cambio di una comune trasmissione meccanica.

Come descritto, il layout, i sottosistemi adottati e la distribuzione della trazione sulle quattro ruote caratterizzano e contraddistinguono i diversi sottosistemi Drive Line. Una classificazione concettuale dei diversi tipi di trasmissione, che tenga in considerazione tali elementi di distinzione, si rende quindi necessaria; analizzando diverse fonti bibliografiche si ritiene opportuno, per le interessanti intuizioni osservate, riproporre di seguito la classificazione proposta da [1].

Molte delle trasmissioni meccaniche cadono all'interno di una delle tre seguenti categorie, ognuna delle quali caratterizzata da tre elementi principali:

- Frizione, Cambio e live axle;
- Frizione, Cambio e dead axle;
- Frizione, Cambio e axleless transmission (trasmissione in assenza d'assale).

4.1.1 Frizione, Cambio e live axle

Questo sistema è rappresentato schematicamente nella figura successiva. Il motore è anteriore, con albero a gomiti parallelo all'asse del veicolo. Dal motore il moto è trasmesso attraverso la frizione ed un corto albero (c) al cambio.

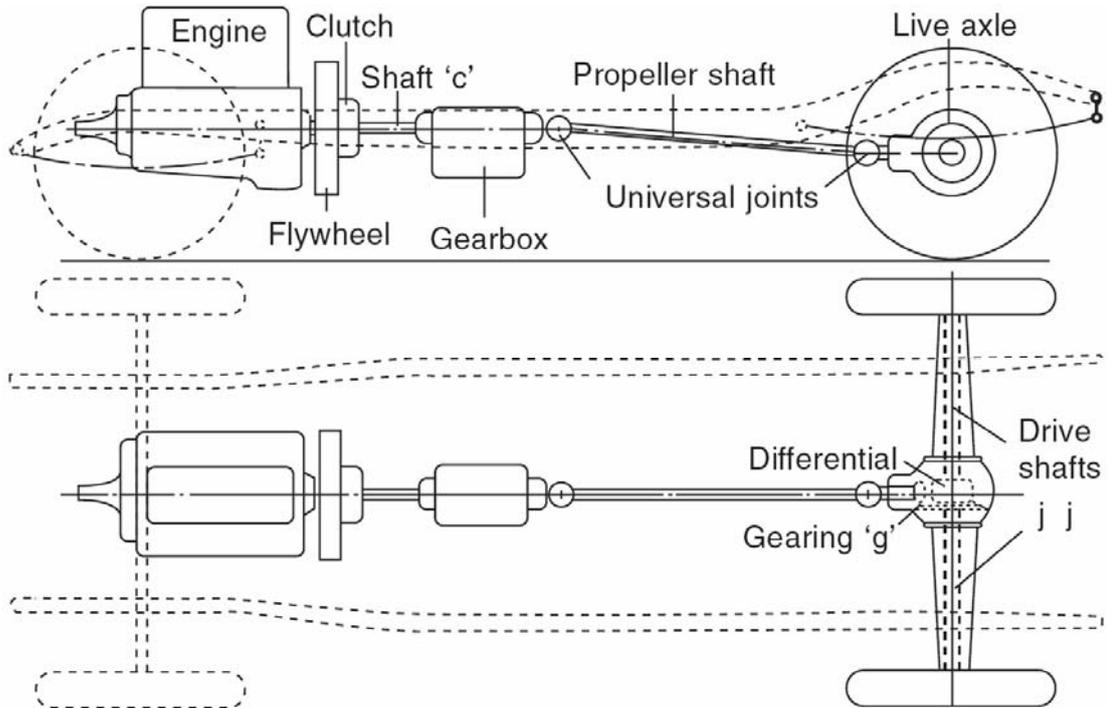


Fig 4.1 - Rear live axle layout con motore anteriore.

Nelle automobili, il piccolo albero (c) è quasi sempre integrato con il cambio, ma in molti veicoli commerciali è un componente singolo connesso a frizione e cambio attraverso giunti universali o flessibili; un giunto di scorrimento assiale, per l'adeguamento agli inevitabili scorrimenti, è previsto in una delle estremità. Dal cambio, un albero di trasmissione con giunti universali ad entrambe le estremità e un giunto di scorrimento ad almeno un'estremità porta il moto al live axle posteriore. Si definisce live axle l'assale attraverso il quale è trasmesso direttamente il moto, mentre si definisce dead axle quello che non trasmette direttamente il moto. Una ruota conica (g) all'interno dell'assale inverte il moto di 90° e ruote differenziali lo ripartiscono equamente tra i due semiassi (j) che lo trasmettono alle ruote.

Una frizione è usata sia per connettere senza shock che per disconnettere il motore dalla trasmissione (operazione, quest'ultima, richiesta sia in fase d'avviamento che di cambio marcia).

La funzione principale del cambio è invece quella di consentire al pilota di modificare il rapporto di riduzione tra motore e ruote motrici, in corrispondenza alle diverse condizioni di pendenza, di peso, di velocità, ecc.

La presenza dei giunti universali consente la trasmissione del moto (attraverso l'albero di trasmissione) tra i due principali sottosistemi costituiti dal gruppo motore-frizione-cambio e dal gruppo live axle.

La presenza dei giunti di scorrimento assiale (generalmente integrati con uno dei giunti universali) consente l'adeguamento della trasmissione alle variazioni di lunghezza degli alberi di trasmissione; tali variazioni possono essere causate dalla deformazione degli elementi elastici di connessione tra i sottosistemi meccanici e il telaio o dalla deformazione stessa di quest'ultimo.

La ruota conica (g) comunemente indicata come final drive (o rapporto di riduzione finale) inverte il moto di 90° e riduce la velocità di rotazione per un rapporto tipicamente vicino al valore di 4:1. Mentre nella figura precedente è mostrato una riduzione di velocità effettuata in un solo stage (in g) in molti veicoli pesanti, avendo rapporti di riduzione molto più elevati, sono necessari riduzioni in due o tre stage.

Tipicamente tale elemento è integrato all'interno del gruppo differenziale, che agevola la generazione di differenti velocità di rotazione tra le ruote ad esso collegate (comportamento riscontrato nella percorrenza di una traiettoria curvilinea) garantendo, però, al tempo stesso un'equa ripartizione della coppia motrice.

Relativamente al layout con motore anteriore e trazione posteriore nella figura precedente è stata mostrata una configurazione con cambio separato, mentre almeno altre due varianti sono attualmente di uso comune.

La prima è caratterizzata da un unico elemento costruttivo (quasi sempre usato oggi nelle autovetture) caratterizzato dall'unione solidale del corpo motore, del corpo frizione e del corpo del cambio. I vantaggi fondamentali di tale configurazione sono la riduzione dei pesi, la pulizia di progetto e di layout e la riduzione dei costi di produzione. Il principale svantaggio è invece rappresentato dalla inaccessibilità del gruppo frizione. È inoltre importante osservare la presenza di un albero di trasmissione più lungo e pesante rispetto alla configurazione precedentemente mostrata; questo potrebbe causare la nascita di fastidiosi fenomeni vibrazionali.

La seconda variante, invece, prevede l'integrazione del gruppo cambio con l'assale posteriore, per formare quello che oggi è comunemente indicato come transaxle unit. Tale configurazione è comunque utilizzata raramente per almeno due ragioni: tende ad essere relativamente più costosa delle altre e richiede maggiori sforzi per l'isolamento delle fonti di vibrazione.

4.1.2 Veicoli a trazione posteriore con live axle

Il layout con motore posteriore e live axle ha il vantaggio primario di permettere un posizionamento più ribassato del piano del veicolo, che può di conseguenza essere anche totalmente piatto per l'intera lunghezza dello chassis.

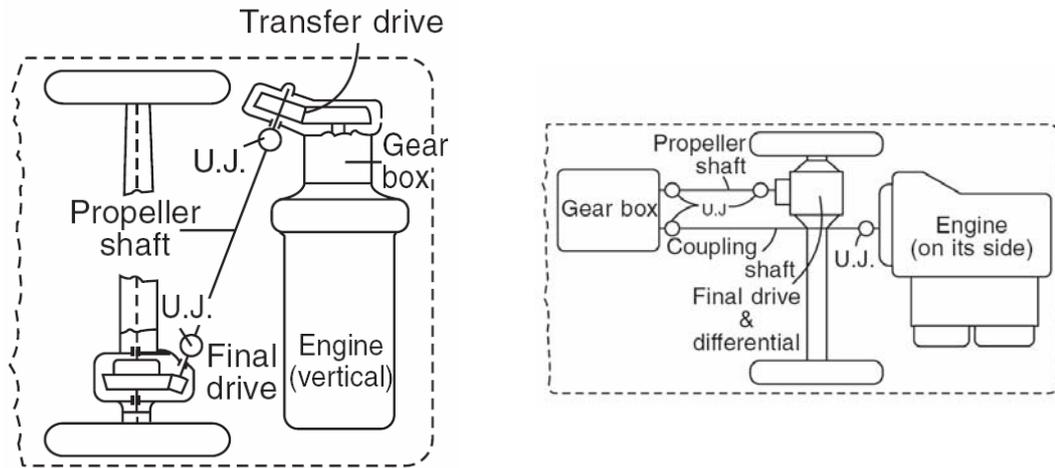


Fig 4.2 - Rear engine e rear live axle layout.

Nella figura si mostrano due classifiche configurazioni diversamente caratterizzate per l'ingombro trasversale e longitudinale dei sottosistemi motore, frizione e cambio.

Nella prima variante si osservano motore e cambio costruiti in un'unica unità installata trasversalmente dietro l'assale posteriore. La frizione è interposta tra motore e cambio, mentre all'altra estremità di quest'ultimo è localizzato un accoppiamento di ruote coniche, denominato transfer drive; la trasmissione del moto avviene attraverso un collegamento tra ruota condotta ed albero di trasmissione, realizzato attraverso un giunto universale. Tale tipologia di giunto è replicato all'altra estremità per collegare l'albero di trasmissione al pignone della final drive unit.

Ovviamente più si accorcia l'albero di trasmissione e più grande diviene l'angolo da coprire per adeguarsi ai movimenti relativi del motore e dell'assale. Per questo la final drive unit è localizzata in una estremità dell'assale piuttosto che nel centro. La trasmissione del moto tra la transfer drive unit, l'albero di trasmissione e la final drive unit avviene con angoli molto inferiori rispetto a 90°; tale circostanza semplifica la progettazione di entrambi gli accoppiamenti di ruote coniche.

La maggiore difficoltà incontrata con tale layout è la sistemazione del lungo sottosistema costituito dal motore, dalla frizione e dal cambio all'interno della larghezza del veicolo.

In tali considerazioni risiede la motivazione principale che porta alla realizzazione della seconda variante mostrata in figura. Il cambio montato separatamente anteriormente all'assale posteriore, permette una riduzione dell'ingombro trasversale. Poiché i movimenti relativi tra motore e cambio sono dovuti alla sola deflessione del telaio portante, sull'albero di connessione possono essere adottati semplici giunti universali.

Nella figura seguente si mostra invece altre due possibili configurazioni caratterizzate dal motore trasversale e dal cambio montato separatamente con differenziale più spostato verso il centro.

Tra le principali caratteristiche che accomunano tutte le diverse varianti di tale tipo di layout si ricordano:

- la presenza costante della angle drive unit (consistente in un accoppiamento di ruote coniche per l'inversione del moto secondo angoli specifici) solitamente vincolata al cambio o all'assemblato motore-frizione;
- gli inconvenienti generati dalla grande distanza esistente tra gli organi di comando del pilota ed i sottosistemi meccanici: difficoltà nella progettazione dei leveraggi e scarsa percezione da parte del pilota del regime di rotazione del motore.

4.1.3 Dead axle e axleless trasmission

Nelle sospensioni di tipo Dead Axle le ruote motrici sono reciprocamente connesse attraverso un assale, mentre il moto è trasmesso attraverso elementi non appartenenti all'assale stesso. Il layout di tipo axleless trasmission prevede, invece, l'assenza dell'assale e quindi la realizzazione di sistemi di sospensione indipendenti.

Un vantaggio del layout dead-axle è la considerevole riduzione di peso delle masse non sospese, che incrementa l'aderenza e il comfort del veicolo. La suggestione che un assale rigido permetta sempre di mantenere le ruote perpendicolari alla strada è chiaramente mendace: l'effetto di un dosso sotto una ruota è la generazione di una uguale inclinazione, relativamente alla strada, di entrambe le ruote.

La trasmissione a catena, oggi raramente utilizzata, è un esempio di dead axle. Il layout dei veicoli con trasmissione a catena è simile a quelli con transaxle unit, in cui il cambio e il final drive sono in un unico alloggiamento. Dal sottosistema motore-frizione il moto è trasmesso al cambio attraverso un albero ed infine nella final drive G è invertito di 90° e diviso equamente tra i due semiassi J. All'estremità dei semiassi si trovano i rocchetti K, mentre solidali alle ruote si trovano i rocchetti M; tali elementi sono reciprocamente

connessi dalla catena L. Le due ruote sono rigidamente connesse alle estremità del dead axle D. Un altro e più comune layout di tipo dead axle è basato sul modello

adottato dalla De Dion Company nelle ultime vetture. Adatto per autovetture basse con sospensioni rigide, è favorito nelle applicazioni sportive al posto delle più performanti sospensioni posteriori indipendenti.

In linea di massima il layout della trasmissione di tipo De Dion o di tipo axleless hanno caratteristiche simili. Dal sottosistema motore-frizione-cambio il moto è trasmesso, attraverso un albero di trasmissione, alla final drive unit A che è installata sul telaio del veicolo invece di essere contenuta nell'assale stesso. Il moto, invertito di 90° è suddiviso equamente tra i due semiassi C e trasmesso alle ruote che sono vincolate al dead axle E o direttamente al meccanismo di sospensione se è utilizzato un sistema di sospensioni indipendenti. I movimenti delle ruote rispetto al veicolo sono permessi dai giunti universali B alle estremità dei semiassi C mentre le corrispondenti variazioni di lunghezza sono ottenute dallo scorrimento relativo di due differenti elementi vincolati attraverso coppie prismatiche.

I vantaggi principali del layout De Dion in comparazione con il layout di tipo live axle consistono nell'alleggerimento dell'assale posteriore dal peso del differenziale e della final drive unit e dalla maggiore indipendenza delle due ruote.

Le prestazioni dinamiche offerte dai sistemi di sospensioni indipendenti, principalmente impiegati nei veicoli ad alte prestazioni, hanno portato ad un utilizzo sempre più diffuso anche nelle vetture di media categoria¹⁴; la crescente diffusione dei relativi layout di trasmissione di tipo axleless ci induce, quindi, ad affrontare con particolare attenzione tale descrizione.

Un layout con motore anteriore e trazione posteriore è rappresentato schematicamente nella fig. 4.5. Sebbene i sottosistemi motore-frizione-cambio e final drive siano

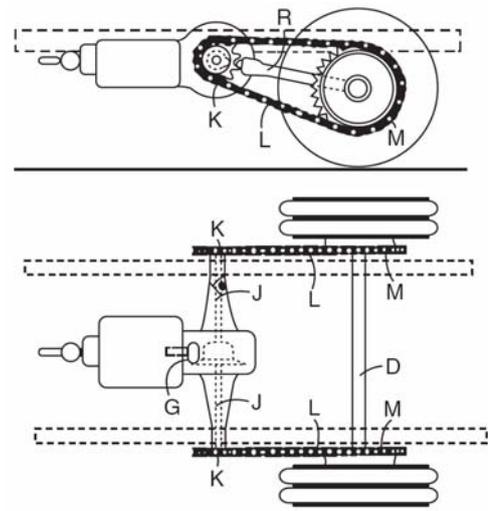


Fig 4.3 - Chain transmission.

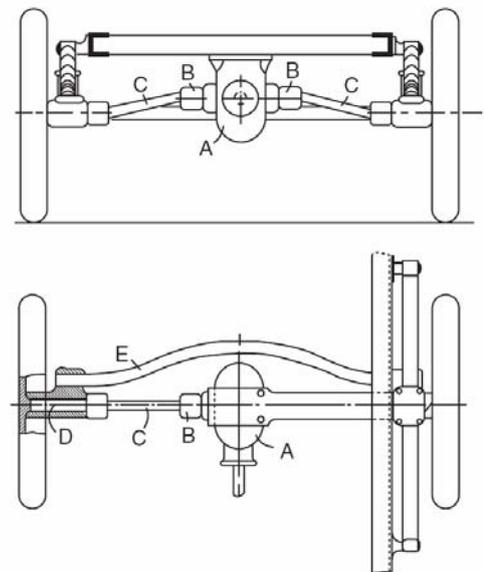


Fig 4.4 - De Dion layout.

¹⁴ Per l'approfondimento vedi, ad esempio, [1].

supportati direttamente dal telaio o da strutture supplementari, risulta comunque necessario utilizzare giunti universali e flessibili alle estremità dell'albero di trasmissione. Le deformazioni dei telai di supporto generano, infatti, uno spostamento relativo che deve essere compensato per salvaguardare la funzionalità dell'intero sistema.

Le forze agenti sul supporto del differenziale, dovute principalmente alla coppia motrice trasmessa, rappresentano l'inconveniente principale per lo stesso elemento strutturale; i carichi associati alle vibrazioni ed all'oscillazione dinamica della massa del sistema, non risultano altrettanto critici, ma tuttavia richiedono l'adozione di specifici collegamenti elastici.

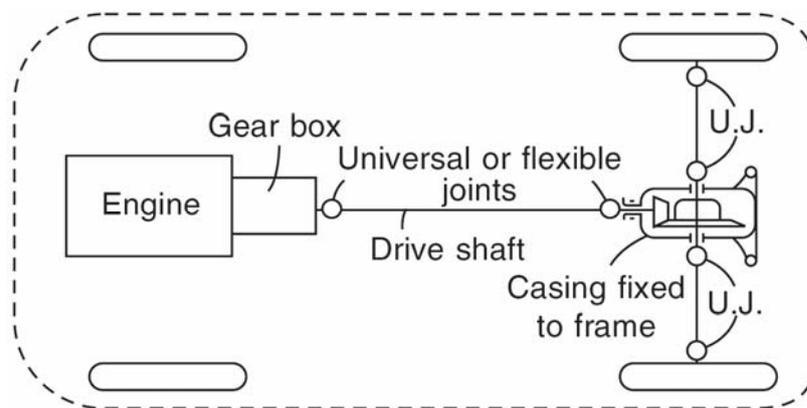


Fig 4.5 - Front engine rear wheel drive layout.

Un layout per trazione e motore anteriore è illustrato nella fig. 4.6. La rappresentazione si riferisce ad una delle più diffuse varianti di tale schema. Relativamente alle ruote anteriori, il motore è installato anteriormente in posizione longitudinale, il cambio è installato posteriormente e la final unit si trova interposta tra i due sottosistemi. In questo caso il cambio è del tipo all-indirect¹⁵ con albero d'uscita posizionato al di sotto dell'albero d'ingresso. Il pignone della final drive unit è posizionato sulla parte finale dell'albero d'uscita del cambio ed ingrana direttamente con il solare¹⁶ del differenziale. Il sistema differenziale trova alloggiamento all'interno della scatola del sottosistema motore-frizione-cambio, mentre i corti semiassi sono direttamente collegati alle ruote attraverso il classico schema cinematico con giunto universale e coppia prismatica collegati in serie. I principali svantaggi di tale layout sono rappresentati dall'elevato

¹⁵ Vedi [1].

¹⁶ Vedi [1].

ingombro longitudinale e dal necessario utilizzo di un hypoid drive (accoppiamento di ruote coniche) per l'inversione del moto di 90°.

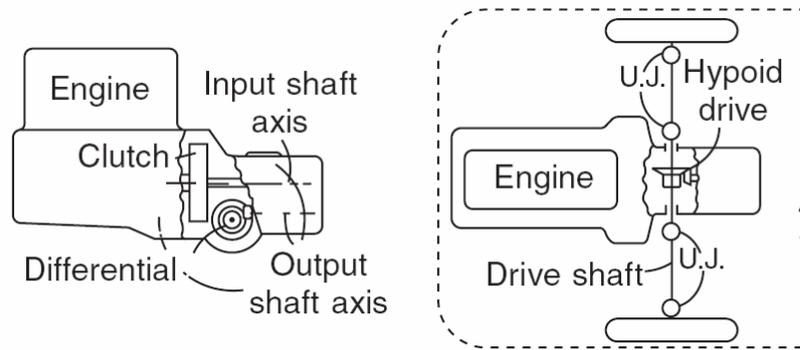


Fig 4.6 - Front engine front wheel drive layout.

Il layout utilizzato nella Austin-Rover Mini (così come progettato da Sir Alec Issigonis) e mostrato schematicamente in fig. 4.7, permette invece di ovviare a tali inconvenienti. Motore, frizione e cambio sono installati con una disposizione trasversale degli alberi rispetto all'asse longitudinale del veicolo; in tal modo è possibile utilizzare solo ruote dentate cilindriche per la trasmissione del moto attraverso motore, frizione e cambio. In modo analogo il moto è trasmesso dal cambio alla final drive unit posizionata virtualmente nella mezzeria del veicolo.

Le tre unità, formando in pratica un unico sottosistema possono condividere lo stesso telaio e quindi lo stesso lubrificante; il cambio e la final drive unit vengono installati praticamente all'interno della coppa dell'olio motore.

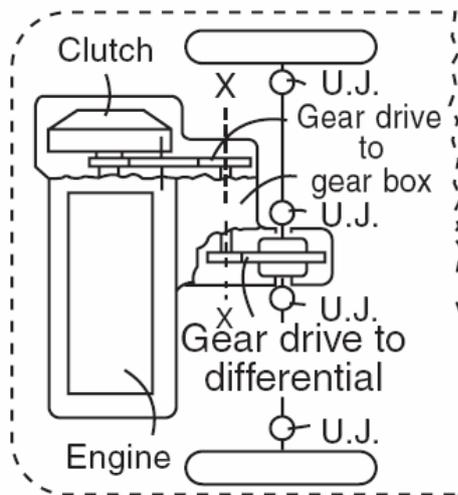


Fig 4.7 - Austin-Rover Mini layout.

I due layout appena descritti sono applicabili ad autovetture di piccole dimensioni con trazione anteriore, sebbene il layout della Mini risulti comunque il migliore garantendo un maggiore spazio per l'abitacolo.

L'estrema compattezza di tale schema genera però, per altri aspetti, inconvenienti non trascurabili. Una drive line con alberi di trasmissione così corti tra frizione e final drive è, infatti, caratterizzata da una troppa elevata rigidità torsionale che può portare all'adozione di elementi flessibili aggiuntivi all'interno della frizione stessa; tali elementi agevolano lo smorzamento delle brusche sollecitazioni che si generano nelle operazioni di ingaggio. Allo stesso tempo la presenza della final drive unit all'interno dello stesso telaio del motore, comporta un incremento considerevole delle sollecitazioni torsionali agenti sui supporti elastici; per ovviare a tali inconvenienti è necessario rivedere l'intero schema d'ancoraggio analizzandone il layout e le caratteristiche di smorzamento dei singoli supporti.

I diversi layout che prevedono il posizionamento del motore dietro o sopra l'assale posteriore sono invece caratterizzati da un eccessivo ingombro e da una cattiva distribuzione dei pesi con forte arretramento del baricentro del veicolo. Tali caratteristiche generano un comportamento dinamico molto instabile e limitano fortemente lo sviluppo della sospensione posteriore.

L'installazione del motore in posizione centrale è invece molto diffusa nelle autovetture sportive grazie agli incrementi di stabilità e di trazione (con quattro ruote motrici) garantiti dall'ottima distribuzione dei pesi sulle quattro ruote. Tale schema può essere utilizzato con entrambi i layout precedentemente descritti per trazione anteriore. I maggiori svantaggi sono rappresentati dall'eccessivo rumore all'interno dell'abitacolo, dalle difficoltà d'accesso per gli interventi di manutenzione e dall'utilizzo di spazio altrimenti disponibile per i passeggeri.

Nel confronto diretto tra la trazione anteriore e posteriore, nella gran parte delle applicazioni la prima risulta preferita soprattutto per il miglior comportamento dinamico garantito sui terreni a bassa aderenza come ghiaccio e neve. Tale comportamento può essere spiegato principalmente dal fatto che la forza di trazione, in tutte le circostanze, è applicata lungo la direzione longitudinale delle ruote anteriori; allo stesso tempo un posizionamento anteriore del motore garantirebbe una distribuzione dei pesi più sbilanciata verso l'anteriore con conseguente miglioramento delle condizioni d'aderenza.

Inoltre, mentre la trazione anteriore agevola le ruote anteriori stesse nel superamento di un ostacolo come una buca o un avvallamento, la trazione posteriore tende invece a peggiorare tale situazione spingendole sempre più in basso o comunque non necessariamente nella direzione verso la quale sono orientate.

4.1.4 Trasmissione con quattro ruote motrici

Tipicamente in un layout di trasmissione con quattro ruote motrici, fig. 4.8, un sottosistema meccanico per la ripartizione del moto tra i due assali (indicato in rosso) è direttamente collegato all'albero d'uscita del cambio.

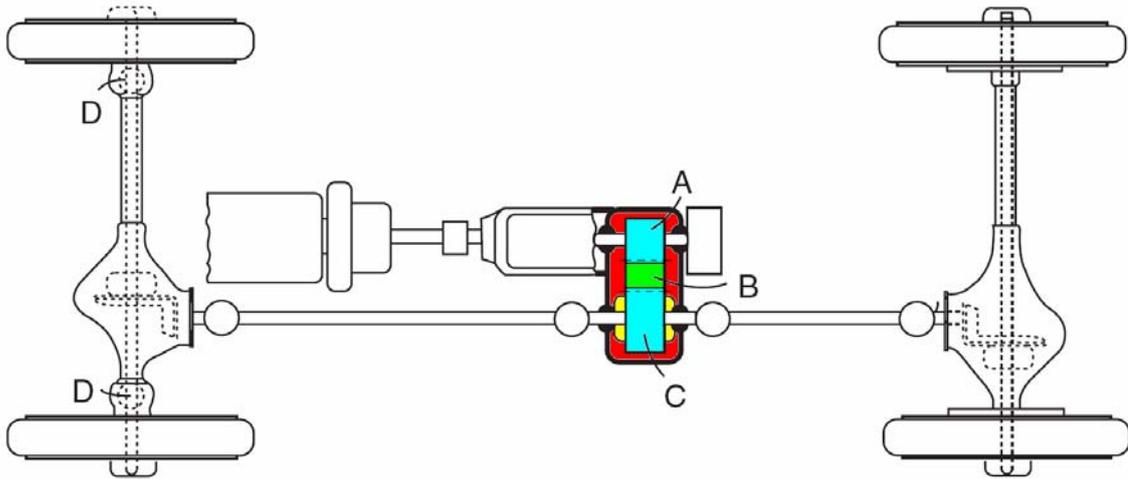


Fig 4.8 - Four wheel drive layout con live axle.

Nella figura precedente è rappresentato lo schema cinematico di tale dispositivo: il pignone A, in accoppiamento diretto con l'albero d'uscita del cambio, attraverso una ruota folle B ingrana con la terza ruota C vincolata alla gabbia del differenziale centrale (evidenziato in giallo). L'elemento differenziale è in tal caso utilizzato proprio per la ripartizione della potenza motrice tra l'assale anteriore e l'assale posteriore dove sono localizzati altrettanti differenziali per la ripartizione di potenza tra le due carreggiate. Relativamente all'assale anteriore è possibile osservare la presenza dei giunti universali D necessari per permettere alle ruote anteriori di sterzare.

Il differenziale centrale è necessario per ripartire la coppia motrice tra l'assale anteriore e l'assale posteriore secondo una predefinita percentuale di distribuzione; la presenza del differenziale è resa necessaria dalla esigenza di garantire una tale ripartizione anche alla presenza di differenti valori di velocità angolare dei due assali e dei relativi alberi di trasmissione. Tale condizione può essere generata da una differenza dei raggi di rotolamento delle ruote anteriori e posteriori (causata da diverse tolleranze di lavorazione, differenti gradi d'usura, differenti pressioni di gonfiaggio, ecc) o, più frequentemente, dalla percorrenza di curve a raggio costante (la velocità media delle ruote anteriori è differente da quella delle ruote posteriori).

In molti casi il differenziale centrale è di tipo autobloccante¹⁷ per incrementare le prestazioni del veicolo su terreni a bassa aderenza. Nel caso in cui il veicolo venga progettato per un utilizzo esclusivo su terreni molto soffici, il differenziale centrale può essere omesso dalla drive line, ma al tempo stesso un qualsiasi altro dispositivo deve essere inserito per consentire lo spostamento della coppia su un solo assale.

In sostituzione del differenziale centrale è possibile utilizzare una frizione meccanica¹⁸ che, coadiuvata dall'utilizzo di sistemi elettronici di controllo, consente una revisione continua della percentuale di potenza distribuita tra l'anteriore e il posteriore.

In questa tipologia di trasmissioni si registra un valore di potenza persa per attrito estremamente superiore a quanto riscontrato nei layout con due ruote motrici; gli alberi di trasmissione e gli ingranaggi sono sottoposti a stati di tensione e deformazione che divengono sempre più critici con l'aumento della differenza di velocità tra l'albero di trasmissione anteriore e posteriore.

Nel caso in cui si utilizzino sistemi di sospensione indipendenti sulle quattro ruote sarà necessario utilizzare giunti cinematici universali per il collegamento tra ruote e semiassi, così come visto nel caso del layout De Dion.

La trasmissione a quattro ruote motrici offre due fondamentali vantaggi: l'incremento della trazione ottenuta attraverso quattro ruote in presa (estremamente utile su terreni soffici o con bassa aderenza) e la maggiore capacità di superamento degli ostacoli quali buche ed avvallamenti in base agli stessi principi esposti nel paragrafo precedente.

I principali svantaggi sono invece rappresentati dall'incremento delle dimensioni, dei pesi e dei costi.

4.2 Analisi Drive Line Porsche: obiettivi e requisiti

Il lavoro di ricerca condotto in collaborazione con Porsche A. G., ha come obiettivo la definizione di innovative metodologie di modellazione ed analisi numerica in ambiente multibody (ADAMS Driveline, release 2005r2, [2,3]), per lo studio dell'influenza esercitata dal sottosistema Drive Line (motore, frizione, cambio, alberi di trasmissione e differenziale) sul comportamento dinamico dell'intero sistema veicolo.

L'intero lavoro di ricerca è inoltre finalizzato alla realizzazione di modelli matematici perfettamente integrabili con gli ambienti di simulazione ed i protocolli d'analisi appositamente sviluppati da Porsche A. G. per lo studio dei carichi di missione¹⁹ e del comportamento handling e comfort dell'intero veicolo.

¹⁷ Per l'approfondimento vedi [8,9].

¹⁸ Per l'approfondimento vedi [1].

¹⁹ I "carichi di missione" rappresentano l'insieme dei test sperimentali predefiniti cui deve essere sottoposto il sistema meccanico per analizzare, principalmente, i carichi strutturali generati nelle manovre

Il sistema Drive Line preso a riferimento è caratterizzato da un layout con motore anteriore e trazione posteriore, con motorizzazione V8 e sistema automatico di cambio marcia di tipo PDK. Le specifiche esigenze cui deve principalmente rispondere il lavoro di ricerca riguardano:

- La definizione di specifiche metodologie di modellazione ed analisi Multibody per lo studio:
 - Dei singoli sottosistemi Drive Line;
 - Dell'intero sistema Drive Line;
 - Dell'intero sistema veicolo.
- La definizione di specifici protocolli di pre e post-processing per la convalida e la valutazione:
 - Dei singoli sottosistemi Drive Line;
 - Dell'intero sistema Drive Line;
 - Dell'intero sistema veicolo.

L'integrazione dei modelli matematici e delle metodologie definite, rispettivamente con gli ambienti di simulazione ed i processi di progettazione dell'intero veicolo sviluppati e personalizzati da Porsche A. G.

4.2.1 Definizione della metodologia d'analisi numerica DAMM

Il lavoro di ricerca ha risposto integralmente alle esigenze industriali pervenendo alla definizione di una strutturata metodologia d'analisi numerica applicabile allo sviluppo del sistema Drive Line e capace di definire in modo strutturato i diversi processi di:

- Modellazione matematica dei sottosistemi meccanici;
- Testing numerico;
- Analisi dei risultati.

Tale metodologia d'ora in avanti indicata con DAMM (Driveline Analysis & Multibody Modeling), prevede la realizzazione di un unico database in cui siano contenute le informazioni relative alle diverse caratteristiche geometriche, fisiche, cinematiche e dinamiche necessarie alla definizione dei diversi modelli multibody; la condivisione di tali informazioni tra i diversi dipartimenti aziendali di progettazione e sviluppo permette la definizione di database specializzati per i diversi tipi di applicazioni.

dinamiche; i diversi *load case* sono definiti in base alle condizioni operative di riferimento che si intende analizzare.

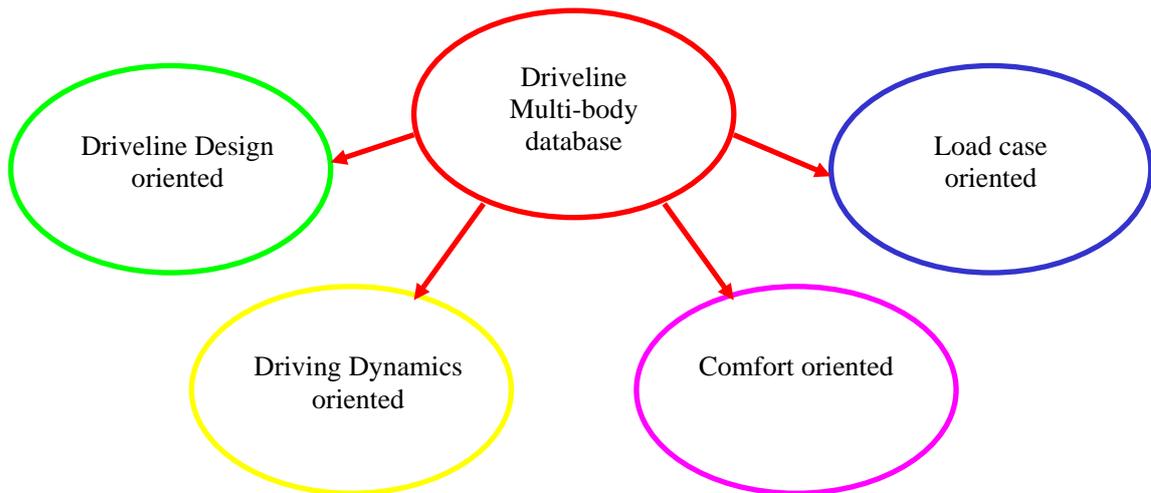


Fig 4.9 - Definizione dei diversi livelli di specializzazione dei Drive Line database.

Ogni DB è caratterizzato da personalizzati modelli matematici, opportunamente definiti per le diverse applicazioni, ma dagli stessi elementi principali di riferimento:

- Nomenclatura;
- Sistemi di riferimento;
- Caratteristiche geometriche;
- Layout e cinematismi.

In queste condizioni è quindi possibile descrivere in modo univoco e condiviso i singoli sottosistemi e l'intero sistema Drive Line preservando, però, al tempo stesso l'autonomia dei singoli dipartimenti nello sviluppo di personalizzati DB e di specifici protocolli d'analisi.

4.2.2 Stato dell'arte

Comunemente lo studio del comportamento dinamico dell'intero sistema veicolo viene effettuato utilizzando un modello esclusivamente matematico dell'intero sottosistema Drive Line; tutti i sottosistemi sono rappresentati attraverso equazioni matematiche che permettono di calcolare esclusivamente i valori di coppia motrice o resistente, dipendenti dalla Drive Line, ed agenti sulle ruote di trazione.

La mancata modellazione delle specifiche caratteristiche fisiche (massa e momenti d'inerzia) dei singoli elementi, non consente l'analisi delle sollecitazioni da queste derivanti ed inoltre impedisce, praticamente, il calcolo delle reazioni vincolari generate nei punti di connessione tra telaio e Drive Line.

La mancata modellazione delle caratteristiche cinematiche e dinamiche dei singoli sottosistemi, impedisce invece la modellazione di dettaglio dei singoli meccanismi e del relativo funzionamento meccanico; attriti, smorzamenti, dissipazioni, e molti altri elementi, non possono essere matematicamente modellati.

In tale contesto l'unico sottosistema ad essere modellato esclusivamente nelle sue caratteristiche fisiche è il motore; In particolare, l'elemento rigido costituito dall'insieme dei telai di motore, frizione e cambio (caratterizzato da un valore di massa talmente importante da non poter essere trascurato nelle simulazioni handling) è modellato come un unico corpo vincolato al telaio attraverso opportuni collegamenti. È quindi chiaro come tale tipo di modellazione penalizzi, quindi, sia lo studio del comportamento handling che comfort impedendo:

- L'analisi dettagliata dai singoli sottosistemi;
- L'analisi dei carichi effettivamente agenti sul telaio;
- L'analisi degli effettivi valori di coppia sviluppati dalla Drive Line;
- L'analisi dei diversi carichi di missione;
- L'analisi del comportamento vibrazionale dei singoli elementi;
- L'analisi del livello di comfort offerto dal veicolo.

4.3 Metodologia DAMM: Processo di modellazione

Nei successivi paragrafi si procede alla descrizione di dettaglio dei singoli sottosistemi costituenti l'intero sistema Drive Line preso a riferimento. Definito il layout e le principali caratteristiche cinematiche e dinamiche dei sottosistemi, si procede alla descrizione della metodologia DAMM in riferimento a:

- Metodologia di modellazione;
- Ambienti personalizzati per il testing dei singoli sottosistemi;
- Modelli matematici personalizzati;
- Analisi del comportamento cinematico e dinamico dell'intero sistema Drive Line;
- Integrazione con l'intero sistema veicolo.

L'esposizione, per ovvi motivi di segretezza, si limita ad una descrizione di massima dei metodi e degli strumenti sviluppati, pur mantenendo un più che adeguato livello di dettaglio.

4.3.1 2WD layout by Porsche

Il lavoro di ricerca è focalizzato all'analisi di uno schema veicolo con scocca portante e sistema di sospensioni indipendenti con schema a doppio quadrilatero all'anteriore e multilink al posteriore; sia all'anteriore che al posteriore è inoltre prevista l'adozione di telai supplementari per l'ancoraggio delle sospensioni e dei sistemi di trasmissione.

L'intero sottosistema Drive Line è caratterizzato da un classico layout con motore anteriore longitudinale e trazione posteriore. Motore, frizione e cambio sono vincolati rigidamente a formare un unico elemento installato in posizione longitudinale rispetto al veicolo. L'elemento differenziale è collegato al cambio, attraverso due differenti alberi di trasmissione cinematicamente collegati attraverso giunti universali; il primo elemento è ulteriormente collegato alla scocca attraverso elementi elastici.

L'elemento differenziale, direttamente vincolato al telaio supplementare della sospensione posteriore, è collegato alle ruote motrici attraverso il classico schema cinematico²⁰ che prevede l'accoppiamento in serie di un giunto universale e di una coppia prismatica.

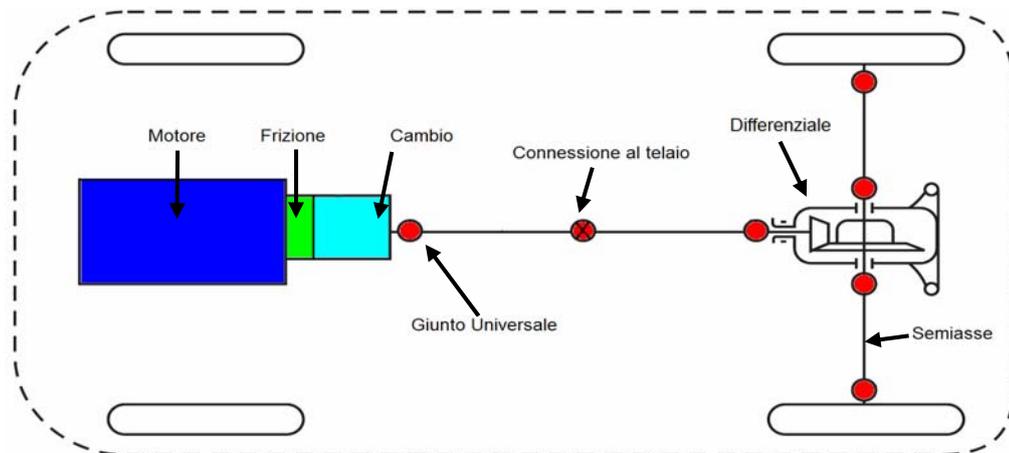


Fig 4.10 - Schema cinematico della 2WD Drive Line oggetto di studio. Si evidenziano i diversi sottosistemi ed i giunti cinematici di collegamento.

4.3.2 Il Motore

Il sistema di propulsione in esame è un motore a combustione interna (8 cilindri a V) installato in posizione longitudinale rispetto al veicolo e vincolato rigidamente ai sottosistemi frizione e cambio.

²⁰ Vedi pag. 88.

Il singolo corpo rigido così costituito è vincolato alla scocca portante della vettura ed al telaio anteriore attraverso opportuni collegamenti elastici; mentre nella zona inferiore si trovano 4 diversi bushing²¹ (elementi elastici) di collegamento diretto tra telaio e sottosistema di propulsione, nella zona superiore si trova un unico elemento elastico caratterizzato da 2 bushing e da una biella rigida.

L'albero motore trasmette il moto direttamente al disco fisso della frizione (flywheel); i due componenti sono rigidamente vincolati attraverso collegamenti filettati.

La potenza fornita dal motore può essere rappresentata attraverso una curva caratteristica tridimensionale che esprime il legame di dipendenza esistente tra coppia, numero di giri motore e percentuale di apertura farfalla [4].

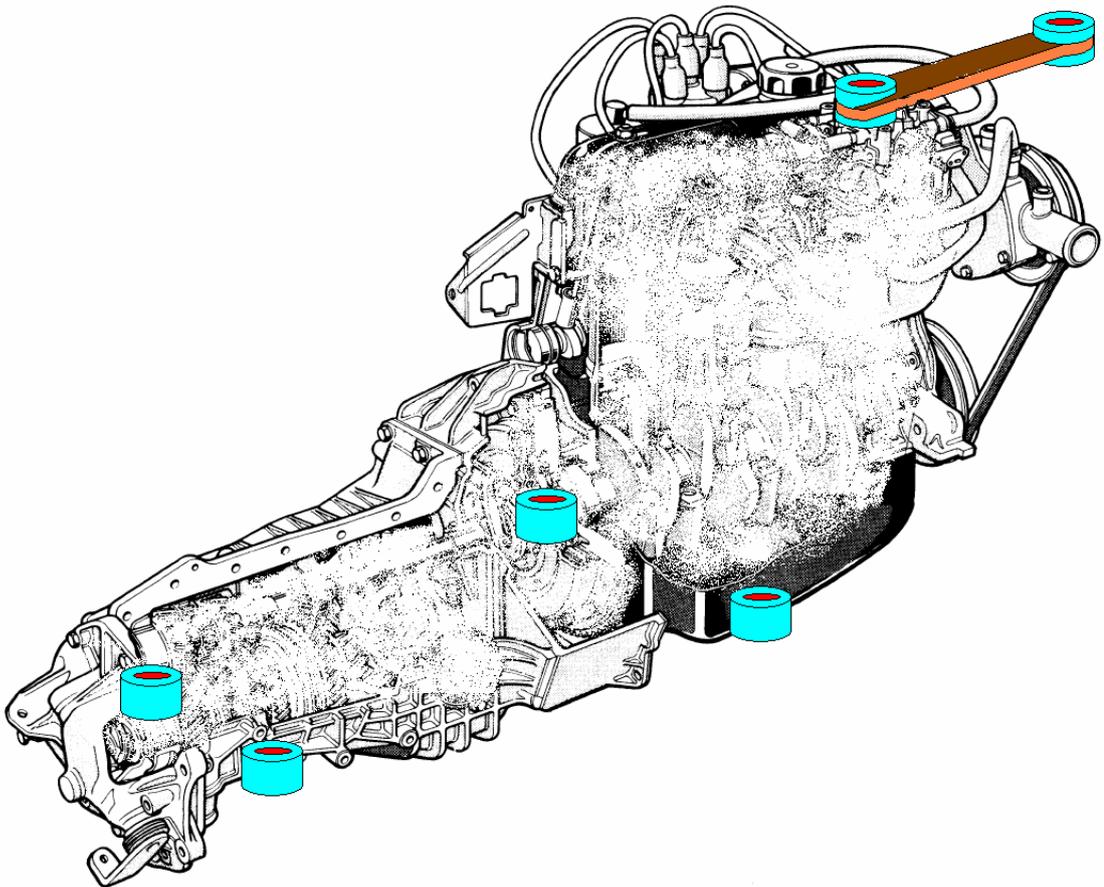


Fig 4.11 - Porsche engine layout.

Nel processo di modellazione multibody è necessario effettuare delle semplificazioni più o meno drastiche tenendo in considerazione le specifiche finalità del lavoro di

²¹ Vedi [2].

ricerca, la complessità del sistema propulsivo e la complessità computazionale del relativo modello matematico.

Effettuate le dovute considerazioni, in questo caso si ritiene, quindi, adeguato schematizzare il sottosistema motore con due diversi elementi principali:

- Engine housing;
- Albero motore (Crankshaft).

All' Engine housing afferiscono tutti gli elementi fissi (housing) di motore, frizione e cambio reciprocamente vincolati, attraverso elementi filettati, a formare un unico corpo rigido; baricentro, massa e momenti d'inerzia sono rappresentativi dell'intero assemblato di elementi statici.

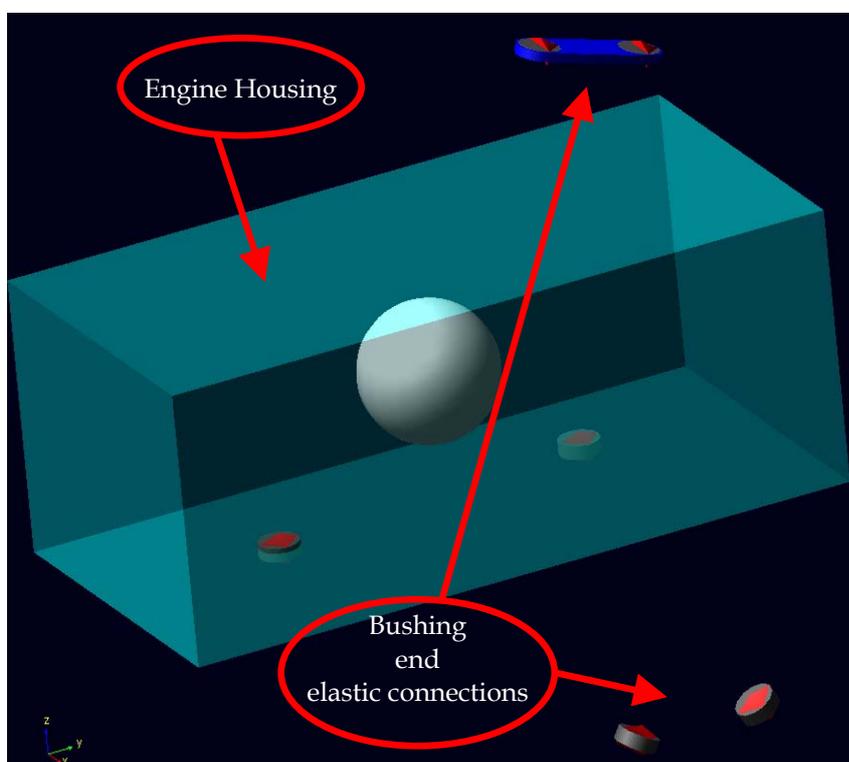


Fig 4.12 - "Bushing" e "elastic connections" rappresentano le connessioni elastiche esistenti tra la scocca e gli elementi engine housing e gearbox housing.

Come sottolineato in precedenza, tale sottosistema è sempre stato presente nelle usuali simulazioni di dinamica del veicolo, anche prima del seguente lavoro di ricerca; gli interventi di revisione e modifica cui è stato comunque sottoposto, hanno introdotto i seguenti elementi d'innovazione:

- Predisposizione all'integrazione diretta dei restanti sottosistemi (albero motore, frizione e cambio);
- Possibilità d'utilizzo del medesimo sottosistema per simulazioni con Drive Line fisica e con Drive Line concettuale.

All'albero motore afferiscono invece l'albero a gomiti e tutti gli elementi in movimento con questo. Tale elemento è quindi caratterizzato da: asse di rotazione, baricentro, massa e momenti principali d'inerzia. Particolare importanza è rivestita dal momento d'inerzia relativo all'asse stesso di rotazione; tale valore, identificativo dell'inerzia rotazionale del motore, è di fondamentale importanza per l'analisi dell'equilibrio torsionale della Drive Line.

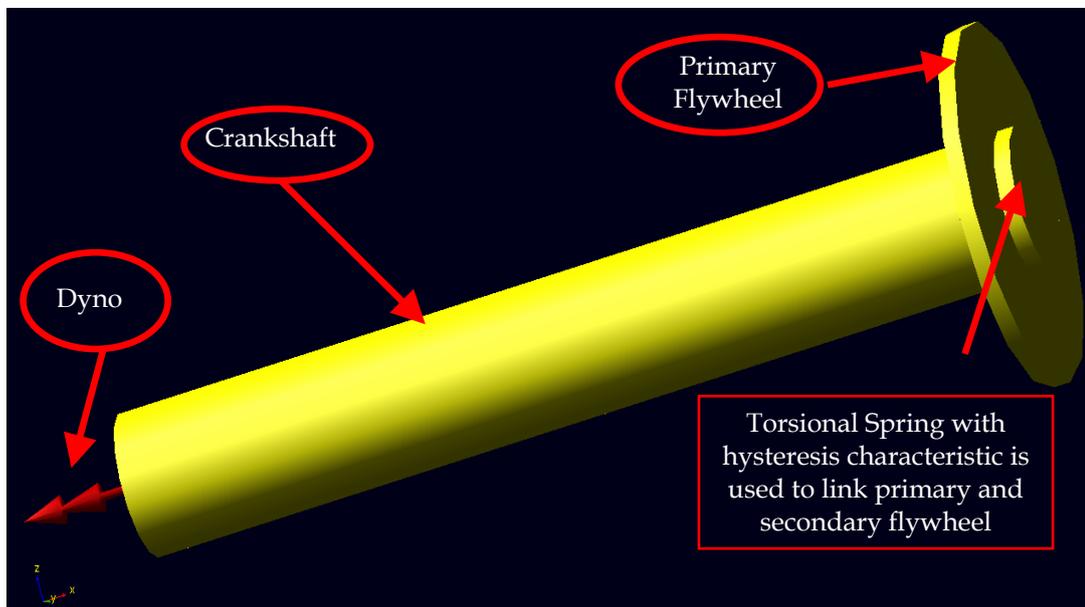


Fig 4.13 - ADAMS Crankshaft model.

L'albero motore (crankshaft) possiede un solo grado di libertà rispetto alla cassa, relativo alla sola rotazione intorno all'asse di rivoluzione; tali elementi risultano, infatti, reciprocamente vincolati attraverso un vincolo cinematico di rivoluzione.

Come descritto precedentemente, l'albero motore è direttamente connesso al primo elemento del sistema flywheel²², attraverso una molla di torsione caratterizzata da isteresi; tale condizione riproduce fedelmente le reali condizioni fisiche.

La potenza fornita dal motore, rappresentata matematicamente dell'elemento Dyno, è rappresentata attraverso la tridimensionale curva caratteristica che esprime il legame

²² Vedi paragrafo 4.3.3.

di dipendenza esistente tra coppia, numero di giri motore e percentuale di apertura farfalla. Attraverso l'elemento Dyno è possibile simulare diverse condizioni operative del sottosistema motore, imponendo direttamente valore di coppia o di velocità angolare, in differenti modalità:

- Valori costanti;
- Funzioni periodiche;
- Funzioni libere;
- Valori dipendenti dalla posizione dell'acceleratore (richiesta del driver).

L'intero sottosistema motore è quindi formato dall'insieme dei due elementi Engine housing e albero motore (Crankshaft).

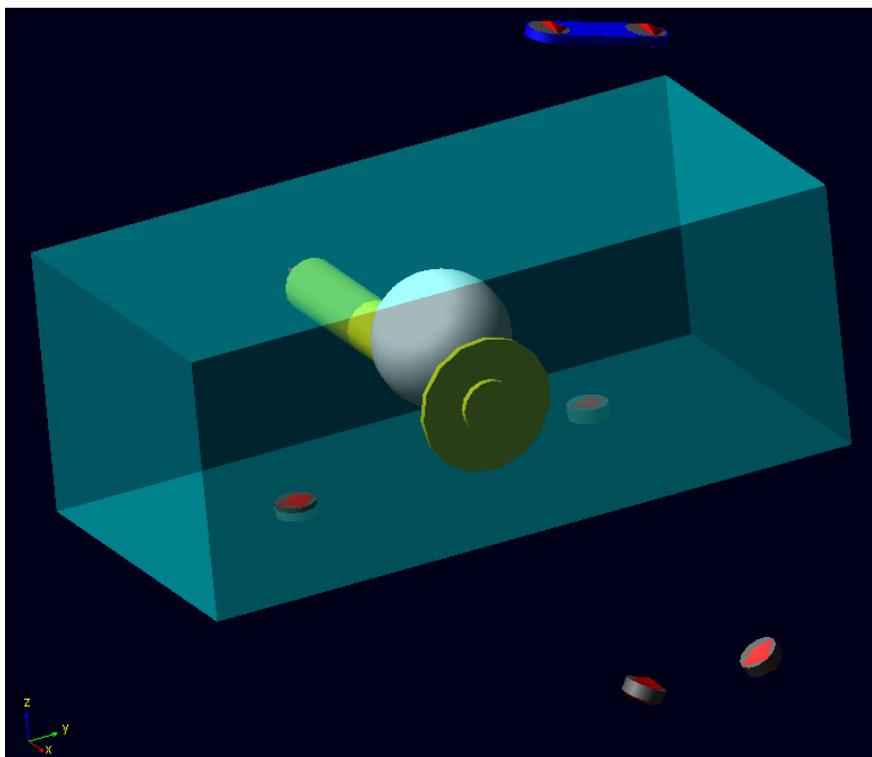


Fig 4.14 - ADAMS Engine subsystem.

Ai fini di un'adeguata modellazione matematica del sistema tali informazioni risultano sufficienti; una descrizione più dettagliata delle caratteristiche costruttive e cinematiche del sistema propulsivo si rivelerebbe, infatti, poco coerente con le specifiche finalità del lavoro di ricerca.

4.3.3 La Frizione

L'elemento frizione analizzato è il tipico sistema Double Clutch utilizzato da Porsche in accoppiamento con il sistema PDK di cambio automatico [5,6]. La Double Clutch²³ è caratterizzata da due diverse frizioni incorporate nello stesso sottosistema; le due diverse frizioni, sono rispettivamente collegata a due diversi alberi concentrici del cambio. Tale sistema permette di eseguire l'operazione di cambio marcia in modo più immediato alternando in sequenza l'utilizzo delle due frizioni.

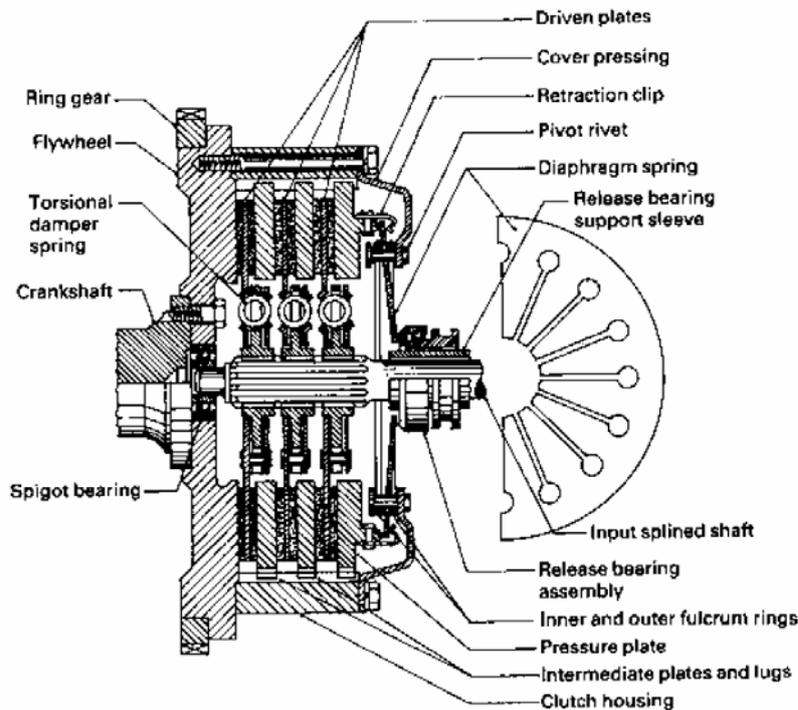


Fig 4.15 - Esempio di frizione multiplatto.

Nella tavola in figura si descrive un classico schema meccanico di frizione multidisco; nel sistema double clutch di Porsche, ogni singolo sistema frizione è caratterizzato da uno schema simile a quello mostrato in figura. Nella fig. 4.16 si descrive sinteticamente il layout della double clutch con particolare riferimento ai due diversi elementi di frizione: tali elementi sono rispettivamente indicati come inner ed outer a causa della specifica posizione occupata. Il disco fisso del sistema frizione (flywheel) come descritto in precedenza è caratterizzato da due diversi elementi, rispettivamente collegati all'albero motore ed alla campana della frizione²⁴ (clutch housing),

²³ Per l'approfondimento vedi riferimenti [1]

²⁴ Vedi riferimento [1] pag. 221.

interconnessi attraverso l'utilizzo di una molla di torsione. In modo schematico possiamo quindi descrivere lo schema cinematico della frizione e i diversi elementi di connessione:

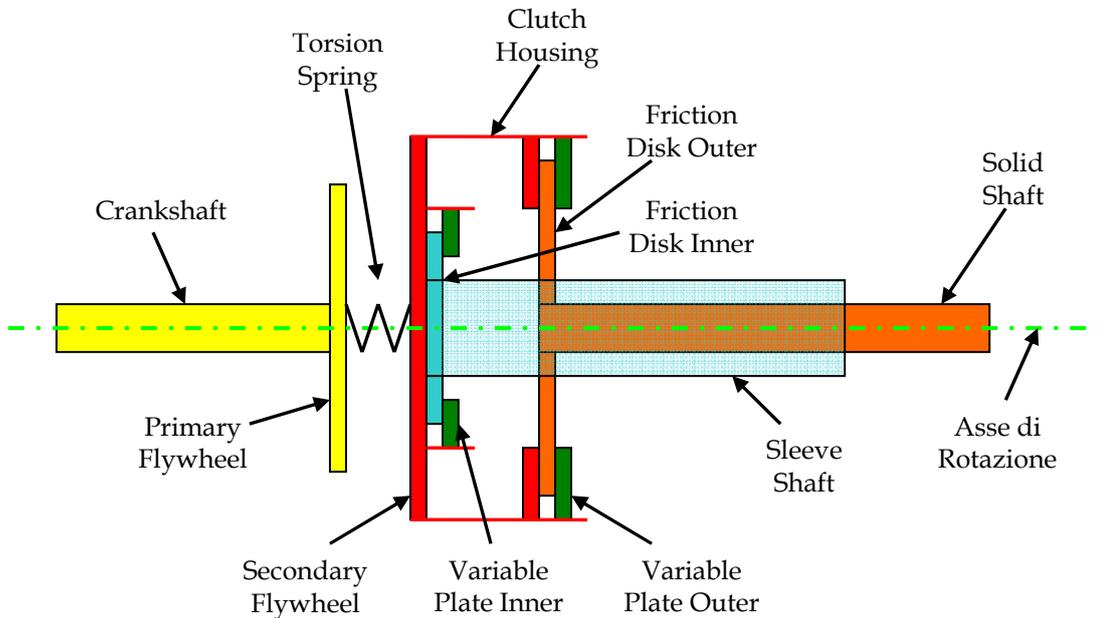


Fig 4.16 - Schema funzionale della Double Clutch.

Lo studio dell'intero sistema frizione è stato affrontato realizzando un unico modello di frizione utilizzato poi come riferimento per la modellazione sia della inner che della outer clutch. Osservando nel dettaglio la singola frizione, si possono distinguere i seguenti elementi:

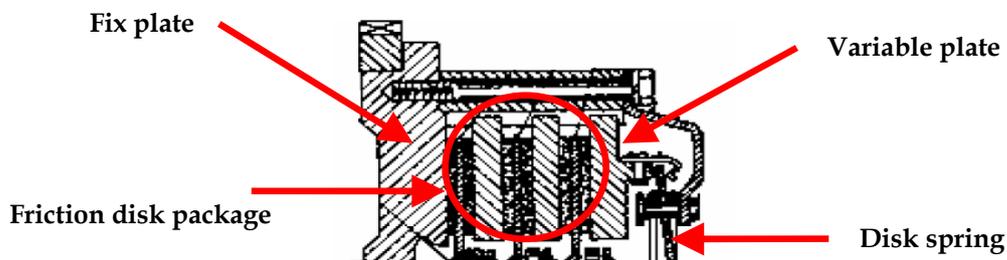


Fig 4.17 - Particolare frizione multiplatto.

- Fix plate: secondo elemento del volano (flywheel);
- Friction disk package: pacco dischi frizione;

- Spring disk: molla spingidisco;
- Variable plate: disco mobile per innescio e disinnescio frizione.

Senza scendere troppo nel dettaglio del processo di modellazione, si mostra di seguito l'elemento modellato.

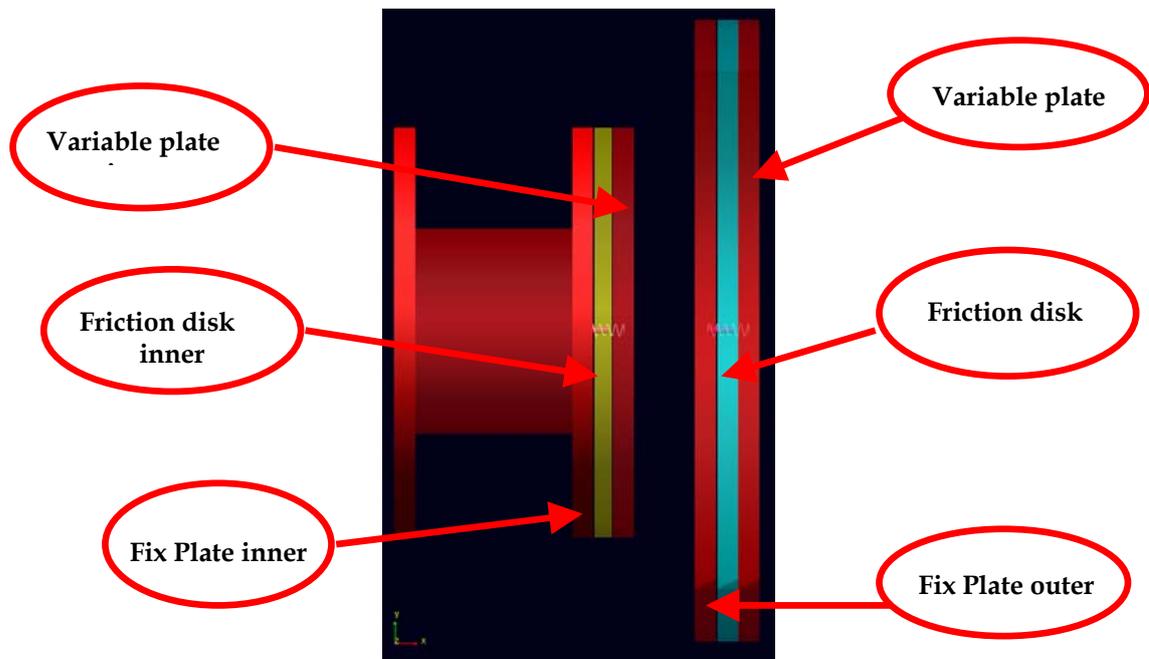


Fig 4.18 - ADAMS Double Clutch model.

Per simulare le caratteristiche di rigidità della molla spingidisco e del pacco dischi frizione sono stati inseriti due diversi elementi:

- Molla
- Bumpstop
- Damper²⁵

La molla, agente tra gli elementi fix e variable plate rappresenta il comportamento della molla spingidisco. L'elemento Bumpstop, sempre agente tra gli elementi fix e variable plate rappresenta il comportamento del elastico del pacco dischi frizione. L'elemento Damper, agente in parallelo con l'elemento Bumpstop tra gli elementi fix e variable plate, rappresenta, invece, lo smorzamento del pacco dischi frizione.

²⁵ Vedi [2].

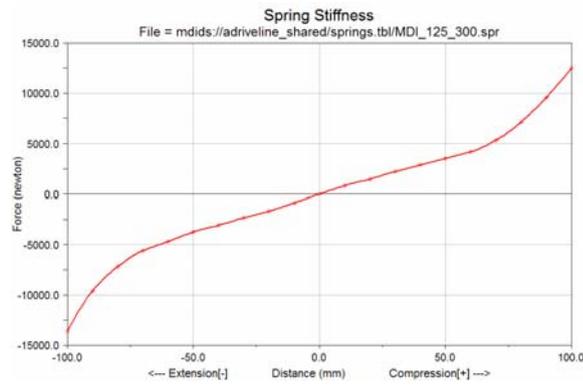


Fig 4.19 - Porsche Double Clutch spring stiffness (valori puramente Indicativi).

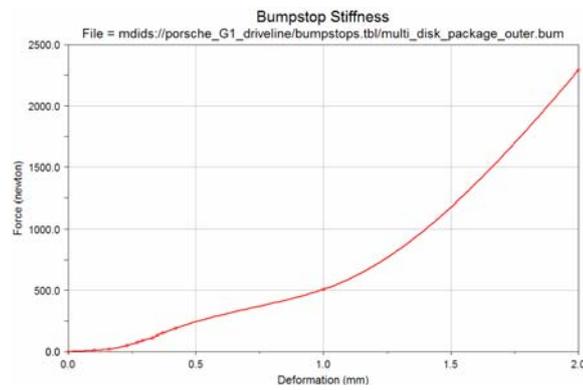


Fig 4.20 - Porsche Double Clutch bumpstop stiffness (valori puramente indicativi).

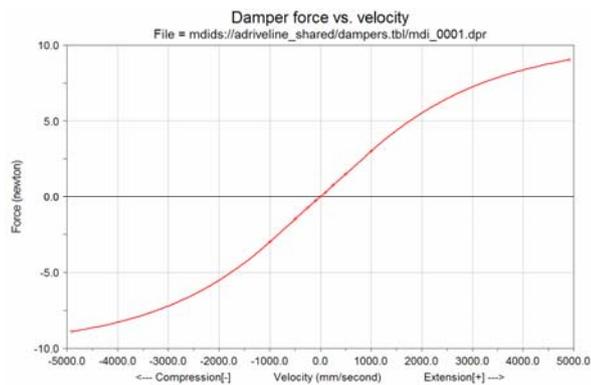


Fig 4.21 - Porsche Double Clutch damper stiffness (valori puramente indicativi).

L'utilizzo degli elementi Bumpstop e Damper, è giustificato dalla necessità d'inserimento di uno spostamento libero (Clarence), tra gli elementi fix e variable plate, percorribile senza che i dischi frizione entrino in contatto.

4.3.3.1 Modellazione matematica personalizzata per sistemi wet clutch

Il sottosistema frizione in studio è del tipo in bagno d'olio (wet clutch), quindi caratterizzata da un comportamento dinamico completamente differente rispetto al medesimo sottosistema in assenza di lubrificante (dry clutch).

All'interno dello stesso sistema multibody sono presenti modelli matematici predefiniti per la simulazione del sistema frizione, ma uno studio approfondito ne ha mostrato i numerosi limiti:

- Modelli matematici per sole dry clutch;
- Impossibilità di simulare operazioni di innesco e disinnesco frizione;
- Coefficienti d'attrito esclusivamente dipendenti dalla velocità di rotazione relativa tra le piastre;
- Assenza di parametri relativi allo smorzamento del pacco dischi frizione (dry clutch).

Tali inconvenienti sono stati puntualmente risolti inserendo diversi elementi d'innovazione e pervenendo, quindi, alla definizione di un sottosistema wet clutch completamente personalizzato.

La modellazione delle forze di torsione per frizioni di tipo wet clutch rappresenta, probabilmente, il principale elemento d'innovazione introdotto. Per la modellazione del momento torcente trasmesso si prende a riferimento l'espressione matematica:

$$Torque = F_n * f * R_m * N$$

Torque: Momento torcente trasmesso;

F_n : Forza normale agente tra le superfici di contatto;

f : Coefficiente d'attrito;

R_m : Raggio medio delle superfici dei dischi in contatto;

N : Numero di superfici in contatto.

Per il calcolo del valore di carico assiale agente tra i dischi frizione si acquisiscono e si sommano i valori di forza registrati negli elementi Bumpstop e Damper.

Per il calcolo del coefficiente d'attrito effettivo esistente tra i dischi frizione è stata appositamente modellata la curva tridimensionale che esprime il legame esistente tra coefficiente d'attrito, velocità angolare relativa dei dischi frizione e valore di pressione (o di forza) tra i dischi medesimi.

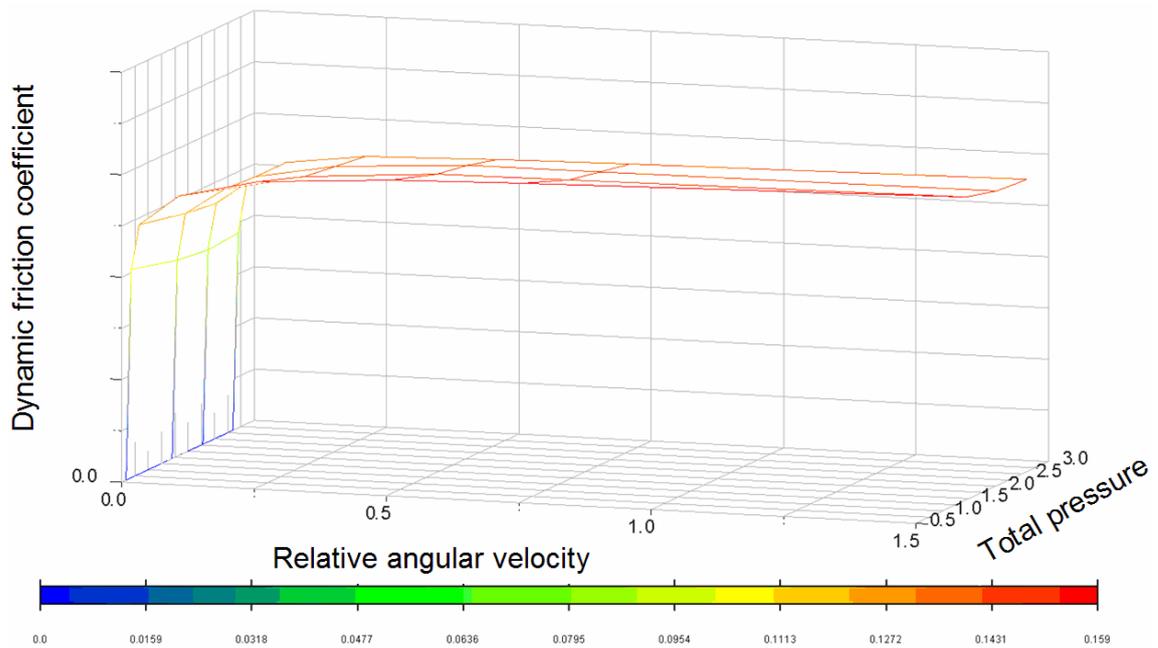


Fig 4.22 - Porsche Double Clutch friction coefficients (valori puramente indicativi).

I principali elementi d'innovazione introdotti riguardano:

- Modellazione matematica di un modello parametrico di frizione, espandibile e completamente personalizzato;
- Realizzazione di un modello completamente controllabile attraverso sistemi di numerici di gestione, successivamente utilizzabile per layout a quattro ruote motrici e per sistemi di differenziale attivo;

Il seguente modello matematico, in continua fase di sviluppo, ha mostrato un comportamento qualitativamente coerente con il funzionamento teorico, così come mostrato nelle diverse manovre simulate²⁶; per una valutazione quantitativa del comportamento dinamico del modello sono in fase di svolgimento attività di comparazione tra i risultati numerici e i risultati delle medesime prove sperimentali.

4.3.4 Il Cambio

Il lavoro di ricerca si è focalizzato sull'analisi del cambio automatico di tipo PDK a sette rapporti (più retromarcia), utilizzato da Porsche su molte delle proprie vetture [1].

²⁶ Vedi paragrafo 4.5.

Non potendo mostrare la tavola tecnica relativa all'intero sottosistema, si riporta solo un esempio di cambio con rinvio su albero folle.

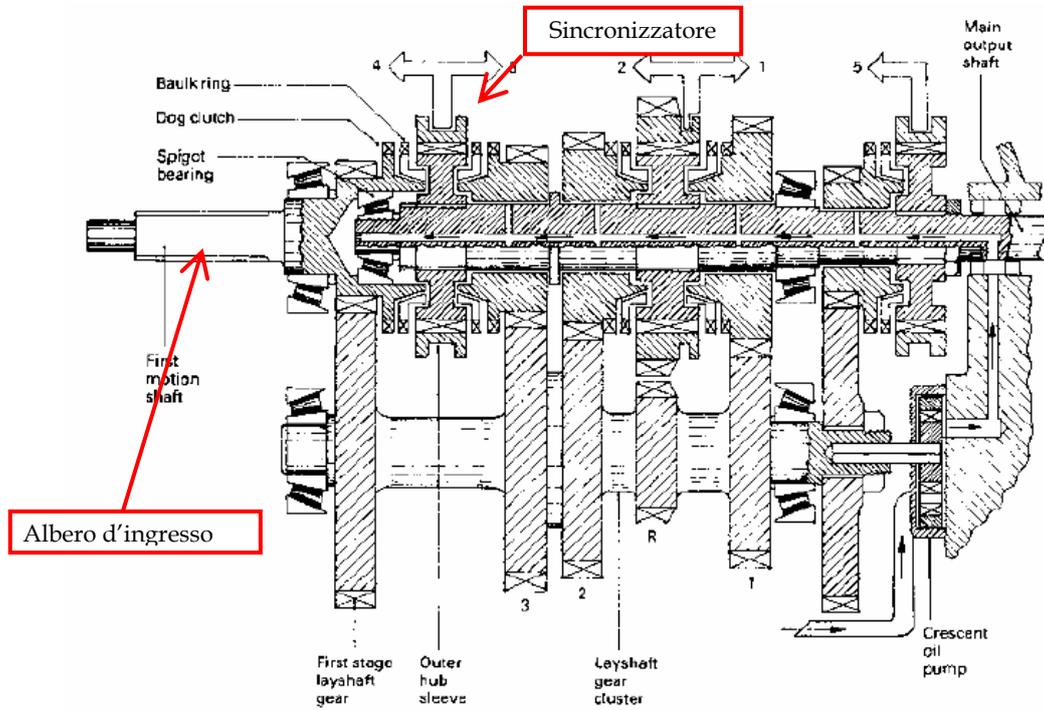


Fig 4.23 - Cambio con albero di rinvio.

Il sottosistema in esame è caratterizzato da due alberi d'ingresso concentrici (su cui si distribuiscono i diversi ingranaggi), da un contralbero su asse secondario, da un albero condotto coassiale agl'alberi d'ingresso²⁷ e da ruote dentate con denti elicoidali, secondo lo schema sintetico mostrato in figura 4.24.

²⁷ Per una descrizione più dettagliata si faccia riferimento a [1], [6], [11]

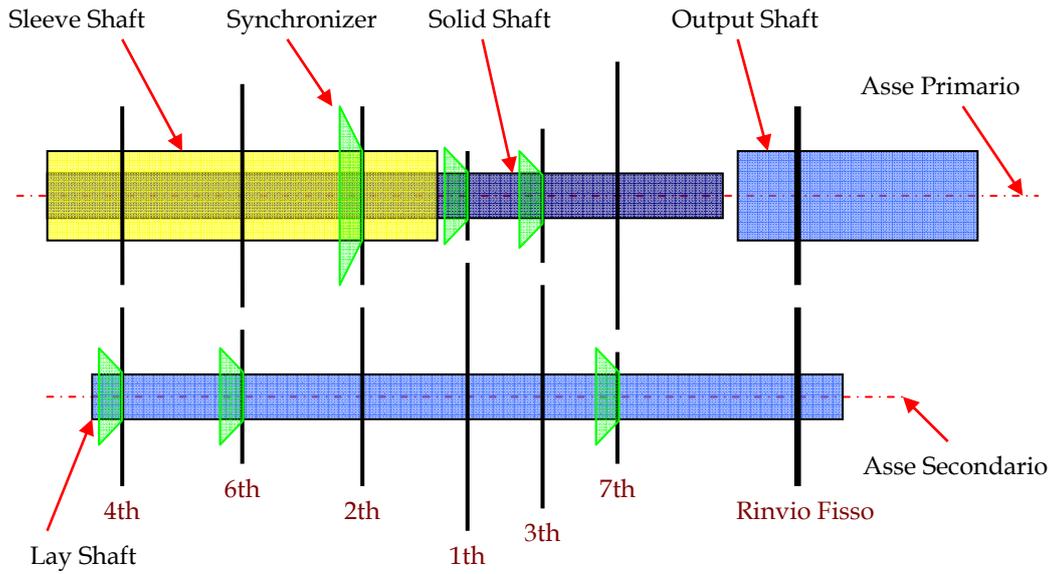


Fig 4.24 - Schema funzionale del PDK gearbox.

Fino ad oggi, lo studio del sottosistema cambio è stato affrontato con forti semplificazioni: i sincronizzatori [7] possono essere posizionati sul solo albero d'ingresso, nessun dispositivo è stato modellato per la simulazione delle manovre di cambio marcia, non si può simulare il comportamento in retromarcia e non si può calcolare i carichi tridimensionali tra i denti in presa.

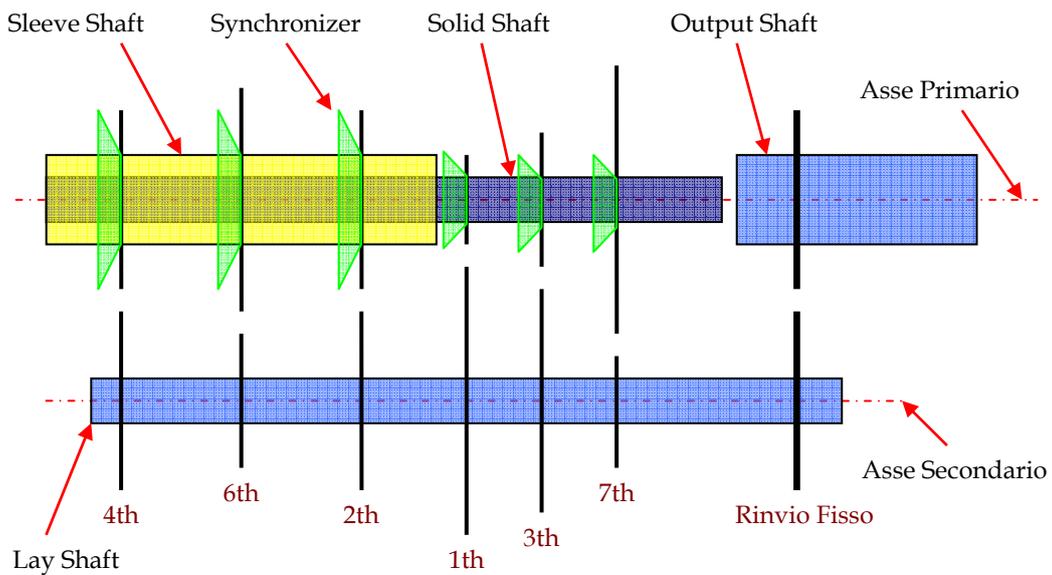


Fig 4.25 - Schema funzionale del PDK gearbox precedentemente implementato.

I limiti fin qui descritti riguardano, quindi, principalmente la modellazione dei seguenti elementi:

- Meccanismo di funzionamento dei sincronizzatori;
- Forze di contatto negli ingranaggi in presa.

Focalizzandosi principalmente sullo studio di tali elementi, il processo di modellazione del sottosistema cambio ha introdotto diversi elementi d'innovazione, sia nella modellazione di alcuni elementi meccanici sia nella metodologia d'analisi.

Per la modellazione del cambio sono definiti due diversi livelli di modellazione con diversi livelli di complessità:

Easy Modelling: un primo livello di modellazione prevede l'analisi esclusiva del momento torcente generato nell'ingranaggio delle diverse ruote dentate e del relativo rapporto di trasmissione; si perdono le informazioni relative ai carichi tridimensionali agenti sui denti delle ruote dentate ottenendo però tempi di simulazione estremamente inferiori. Tale tipo di modellazione è particolarmente adatta alle simulazioni delle diverse manovre di tipo handling ma non altrettanto indicata per uno studio di dettaglio dello specifico sottosistema cambio.

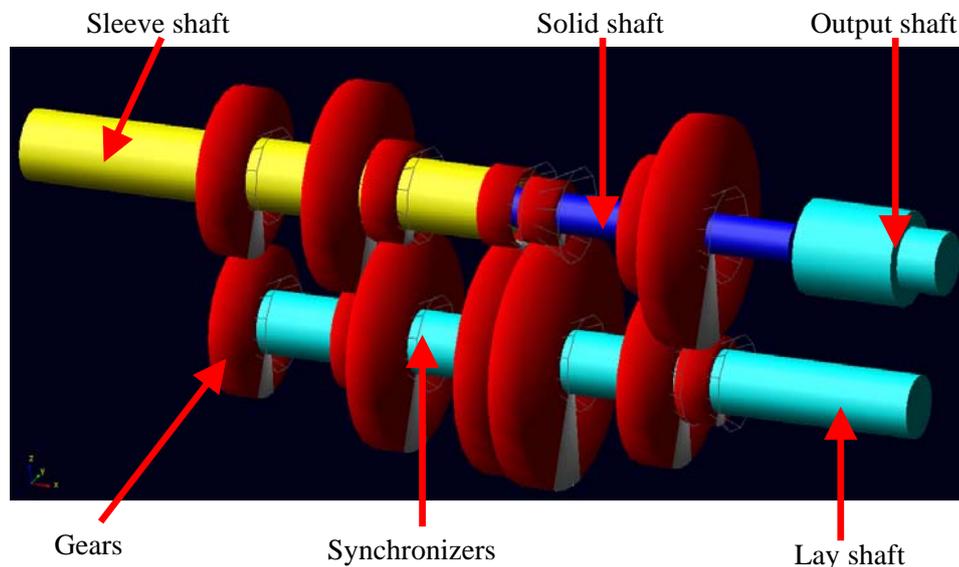


Fig 4.26 - ADAMS gearbox easy model.

Complex Modelling: un secondo livello di modellazione prevede la definizione geometrica completa delle ruote dentate (tipicamente a denti elicoidale) e l'analisi dei

carichi tridimensionali agenti sui denti. Questo tipo di modellazione comporta tempi di simulazione piuttosto elevati per analisi di tipo handling, ma si dimostra particolarmente adatta ad uno studio di dettaglio del sottosistema; il calcolo dei carichi sui denti agevola, inoltre, lo studio delle caratteristiche di elasticità e di smorzamento degli stessi in condizioni d'ingranaggio, con riferimento all'analisi del comportamento vibrazionale dell'intero cambio e dell'influenza del sistema Drive Line sul livello di comfort dell'intero veicolo.

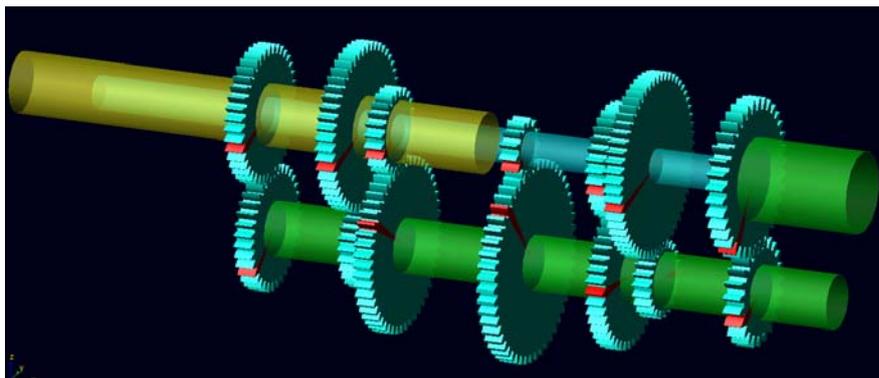


Fig 4.27 - ADAMS gearbox complex model.

Risolve le problematiche relative all'analisi dei carichi derivanti sui processi di ingranaggio, è stato modellato un schematico modello di sincronizzatore, bisognoso di ulteriore sviluppo ma comunque atto a simulare le manovre di cambio marcia in modo più che accettabile. Il modello prevede:

- La realizzazione di una cerniera cilindrica (revolute joint [2]) tra ruota e albero, con la creazione di elemento d'attrito con diverso comportamento in condizioni di funzionamento statico e dinamico;
- La creazione di una forza normale all'asse di rotazione, variabile nel tempo secondo un andamento completamente personalizzabile.

Agendo sugli elementi inseriti è possibile gestire il bloccaggio e lo sbloccamento dei due elementi, simulando in tal modo il meccanismo di funzionamento del sincronizzatore.

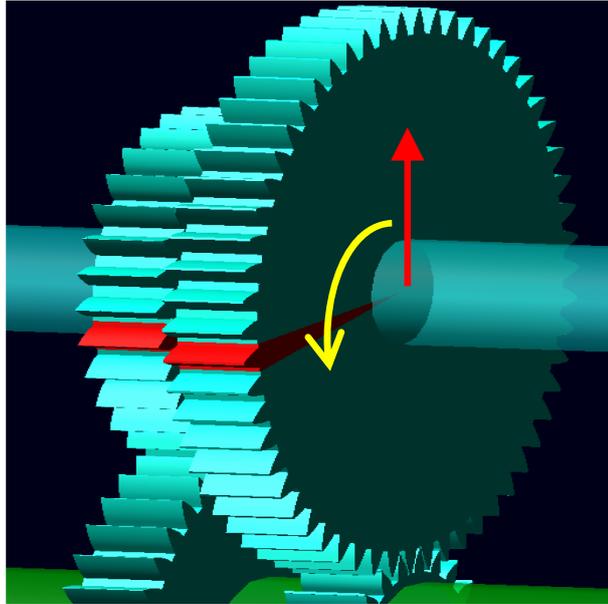


Fig 4.28 - ADAMS synchronizer model.

Con il tipo di modellazione eseguita è quindi possibile:

- Analizzare tutti i tipi di carichi generati dal contatto dei denti in presa;
- Gestire totalmente il posizionamento dei sincronizzatori;
- Effettuare manovre di cambio marcia;
- Analizzare, in combinazione con il sistema di frizione Double Clutch precedentemente illustrato, tutte le manovre rilevanti sia per fini handling che comfort.

In questo stadio di sviluppo il modello non permette invece l'analisi dei transitori, non potendo ancora prevedere elementi per il controllo delle caratteristiche elastiche e di smorzamento dei singoli ingranaggi.

Lo sviluppo futuro del modello prevede:

- Applicazione del modello personalizzato di clutch force²⁸, per la realizzazione di un più performante sistema di sincronizzazione;
- Controllo delle caratteristiche elastiche e di smorzamento degli ingranaggi.

²⁸ Vedi paragrafo 4.3.3.

4.3.5 Alberi di trasmissione

Il collegamento tra differenziale e cambio è effettuato attraverso due diversi alberi di trasmissione.

Il primo albero è direttamente connesso all'albero d'uscita del cambio attraverso giunto cinematico di tipo universale; all'altro estremo, l'albero è connesso al telaio attraverso un elemento supplementare.

L'albero è connesso all'elemento supplementare attraverso una cerniera sferica, mentre quest'ultimo è connesso al telaio attraverso un collegamento elastico (bushing).

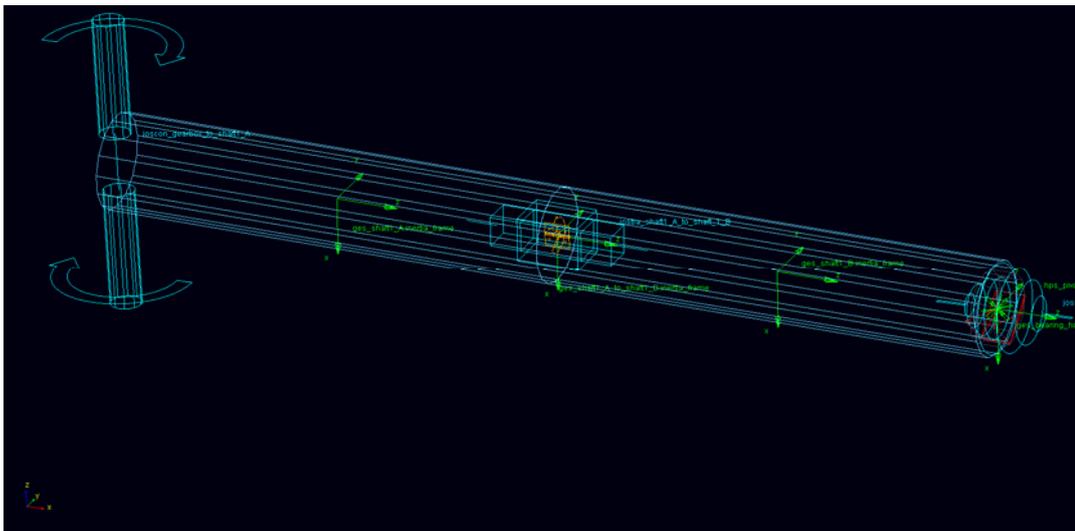


Fig 4.29 - ADAMS propeller shaft1 model.

Il secondo albero di trasmissione risulta invece direttamente collegato al primo albero di trasmissione ed all'albero d'ingresso del differenziale attraverso due giunti cinematici di tipo universale.

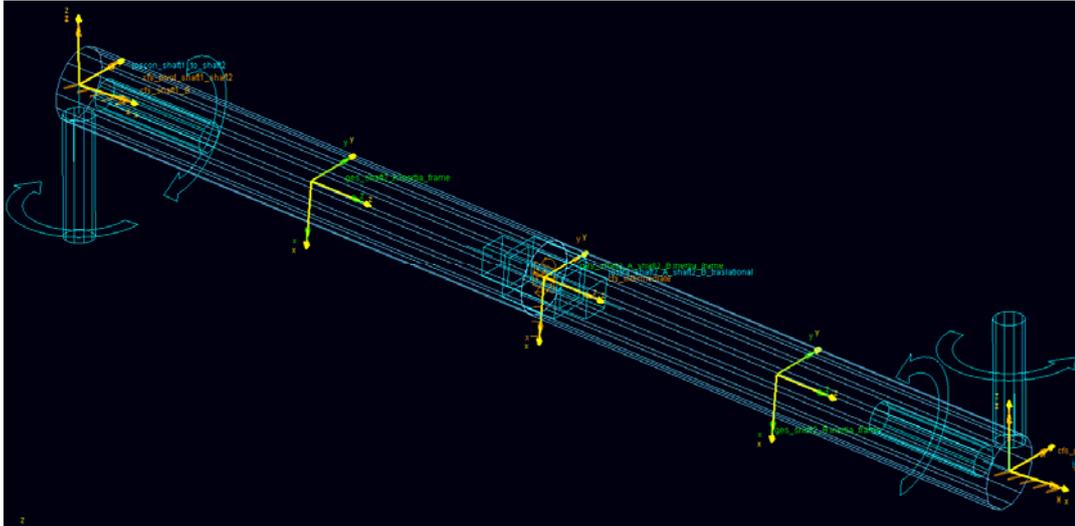


Fig 4.30 - ADAMS propeller shaft2 model.

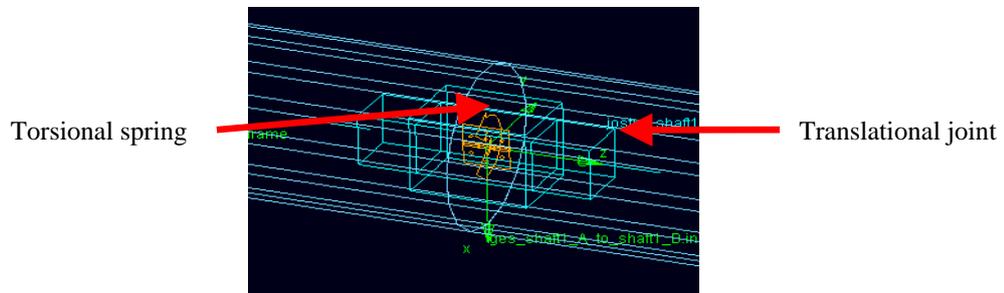


Fig 4.31 - Particolare dei joints utilizzati nella modellazione dei propeller shafts.

I principali elementi d'innovazione introdotti nel processo di modellazione di tali sottosistemi sono:

- L'utilizzo di un'opportuna tecnica di modellazione geometrica dei lunghi elementi cilindrici, finalizzata all'eliminazione dei problemi d'approssimazione numerica derivati dalle modifiche dei parametri geometrici del layout;
- Suddivisione del singolo albero di trasmissione in due elementi collegati attraverso coppia prismatica e molla di torsione; tale sistema permette l'allungamento e l'accorciamento del singolo albero costretto ad accompagnare le deformazioni strutturali del telaio ed, inoltre, permette la modellazione delle caratteristiche di deformazione torsionale dell'albero stesso. Anche questo elemento molla prevede una caratteristica di funzionamento con isteresi.

4.3.6 Il differenziale

Il sistema differenziale in esame è caratterizzato da un funzionamento di tipo open ovvero senza autobloccaggio [8,9]. Il processo di modellazione del meccanismo non richiede, quindi, particolari accorgimenti potendosi limitare ad un'applicazione delle

feature predefinite presenti in ADAMS. L'elemento che ha richiesto invece una particolare attenzione è stato il collegamento con il telaio supplementare della sospensione posteriore; la necessità di analizzare il comportamento di tale sistema nelle manovre più critiche per il livello di vibrazioni e di deformazioni strutturali indotte, ha richiesto l'adozione di un modello deformabile del telaio [10].

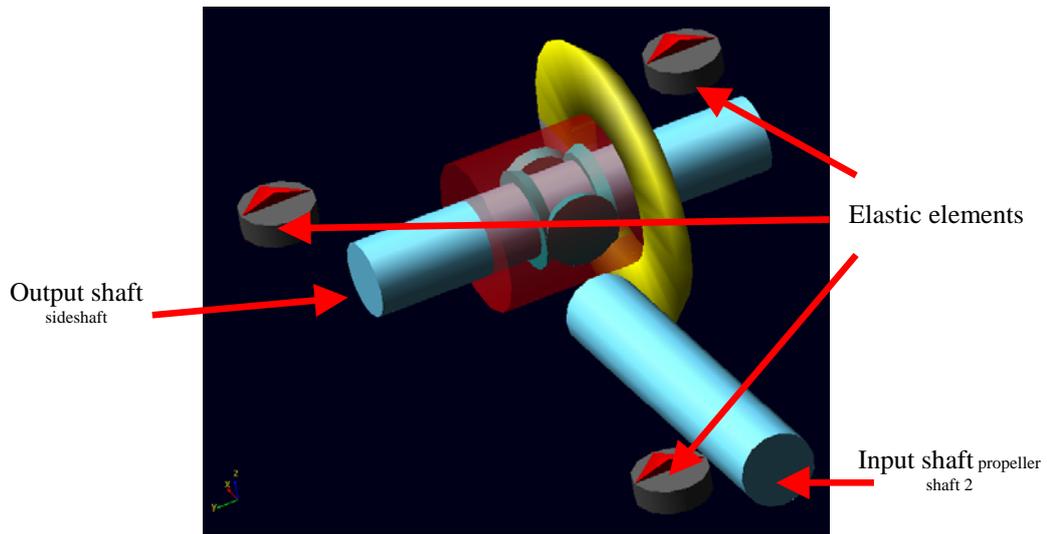


Fig 4.32 - ADAMS differential model.

Il modello definito presenta, quindi un comportamento di tipo open, non precludendo comunque l'integrazione di sistemi di controllo per la gestione elettronica del valore d'autobloccaggio offerto. Non sono presenti impedimenti all'adozione delle diverse metodologie di controllo sia di tipo torque sensitive che slip sensitive.

Anche in questo caso, per lo sviluppo futuro di tale sottosistema si prevede l'integrazione del modello matematico appositamente sviluppato per la simulazione delle clutch force.

4.4 DAMM: Integrazione ed Analisi in condizioni di Full Drive Line

Nell'integrazione dei diversi sottosistemi realizzati è necessario prestare attenzione fondamentalmente a due diverse tipologie di inconvenienti:

- Locked Mechanism [2]: le fasi transitorie delle manovre di cambio marcia ed ingaggio frizione possono avere una grande influenza sul comportamento dinamico

dell'intero sistema Drive Line. Tale problematica può essere risolta esclusivamente attraverso un attento processo di modellazione matematica dei diversi elementi;

- Costo computazionale troppo elevato: la modellazione degli elementi di attrito e di contatto richiede grande attenzione per evitare tempi di simulazione troppo lunghi.

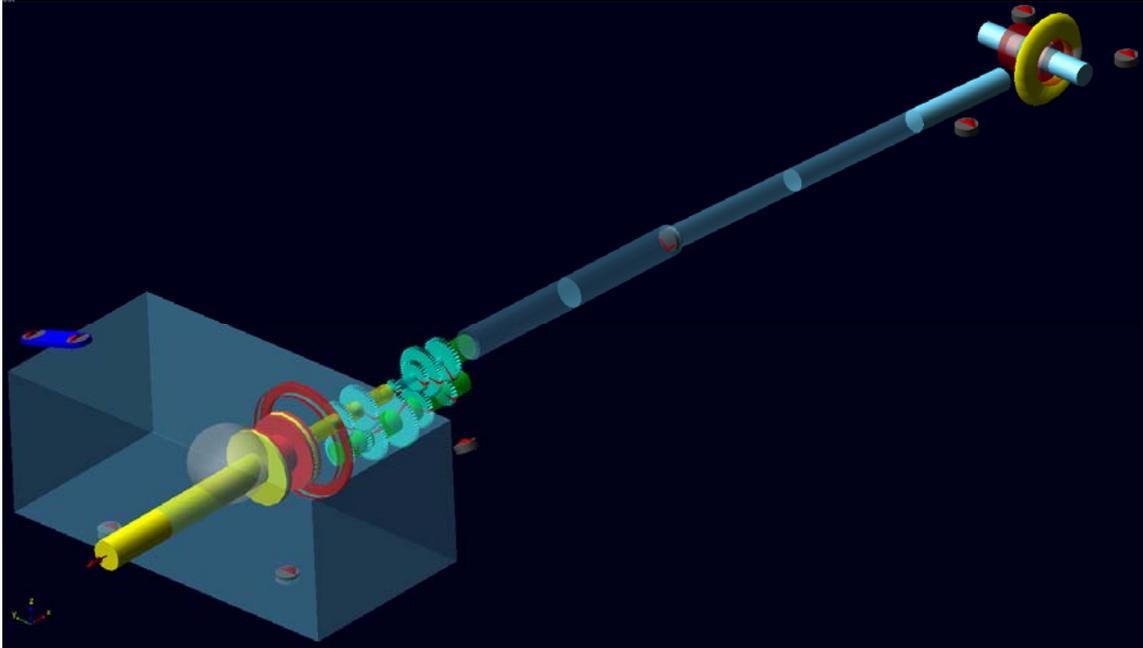


Fig 4.33 - ADAMS Full Drive Line assembly.

4.5 DAMM: protocolli di pre-post processing

Relativamente alla definizione dei protocolli d'analisi numerica e delle relative fasi di pre e post processing, si descrive di seguito, a modi esempio, quanto effettuato relativamente al sottosistema frizione.

Il processo di definizione delle attività di pre e post processing deve prendere in considerazione quei particolari tipi di simulazione che siano capaci di mettere in risalto le più importanti caratteristiche di funzionamento del sottosistema in esame analizzandone l'andamento dei parametri più rappresentativi; tale attività richiede, quindi, una grande esperienza progettuale sul singolo sottosistema e una ottima conoscenza delle diverse metodologie di testing fisico applicate nei relativi processi di sperimentazione.

In definitiva, l'attività di pre processing prevede la definizione dei seguenti elementi:

- Condizioni operative di riferimento per le attività di sperimentazione fisica e virtuale;
- Parametri (geometrici, fisici, cinematici e dinamici) di principale interesse

Relativamente al sottosistema frizione sono state definite diverse condizioni operative di riferimento per le attività di testing numerico e diversi parametri da monitorare; tra le diverse manovre d'interesse, si procede di seguito alla descrizione della singola manovra di partenza da fermo dell'intero (con condizioni iniziali di frizione non innescata e prima marcia inserita).

- Accelerazione motore

Percentuale di farfalla variabile da 0 al 30%, in un intervallo di 0.5 sec., con un andamento descritto dalla funzione step in figura.

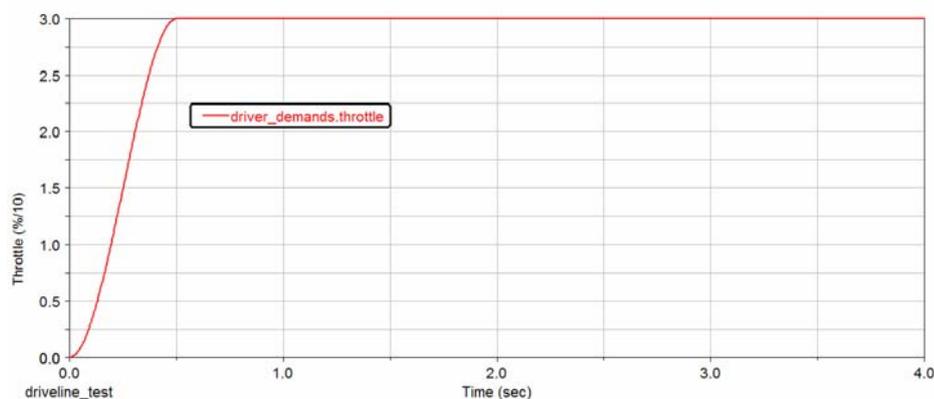


Fig 4.34 - Throttle demand ADAMS Drive Line testing analysis.

- Innesco frizione

Forza assiale tra i dischi frizione modellata secondo l'andamento caratteristico delle operazioni reali di cambio marcia, con valori di forza effettivi ma con tempi d'intervento modificati.

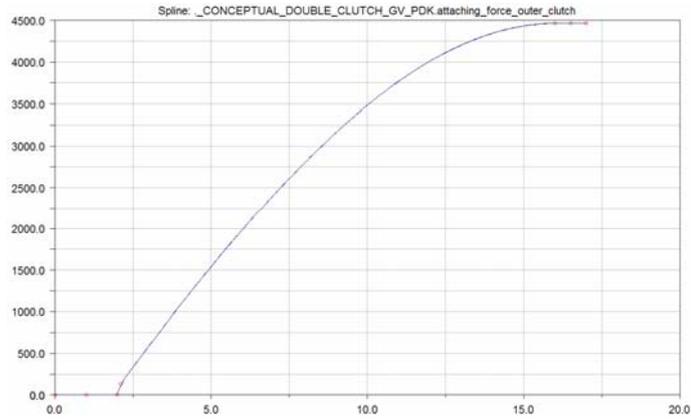


Fig 4.35 - Double Clutch attaching force.

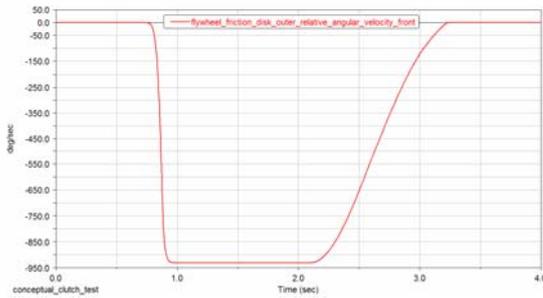


Fig 4.36 - Friction disk-Flywheel relative angular velocity.

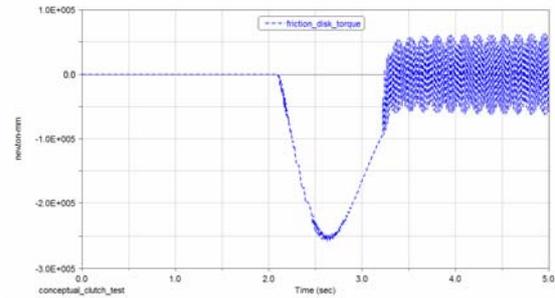


Fig 4.37 - Double Clutch transmitted torque; noise is a numerical problem only.

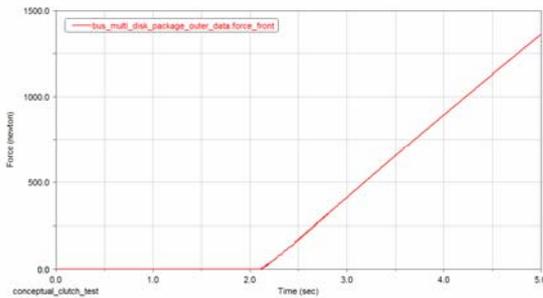


Fig 4.38 - Double Clutch Multi disk package axial force.

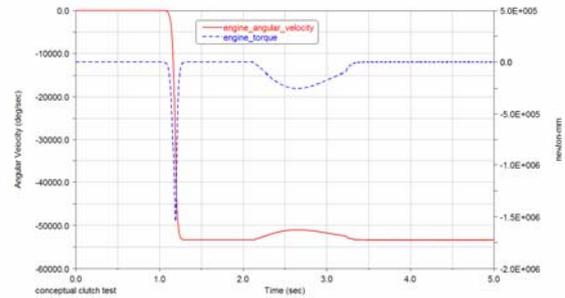


Fig 4.39 - Engine angular velocity (red) and transmitting torque (blue).

Tale tipo d'analisi permette di valutare una delle condizioni operative più critiche per il sottosistema frizione e per l'intera Drive Line, ovvero l'innescò, determinando i

tempi d'ingaggio, le percentuali di slittamento, il momento torcente effettivamente trasmesso, e molti altri parametri ancora. In definitiva, l'attività di post processing prevede quindi quali siano i diversi parametri da monitorare per la singola simulazione e le relazioni di dipendenza da verificare.

4.6 DAMM: ambienti personalizzati di testing

Le attività di testing numerico dei diversi sottosistemi e dell'intera Drive Line prevedono la definizione di personalizzati ambienti d'analisi, per la verifica delle diverse condizioni operative.

Ogni ambiente di testing è sviluppato per la simulazione delle singole manovre, ponendo attenzione verso:

La modellazione degli specifici dispositivi ausiliari d'analisi (attrezzature di sperimentazione);

L'integrazione dei singoli sottosistemi senza richiedere modifiche geometriche o concettuali dei rispettivi modelli matematici (massima flessibilità).

In riferimento a tali attività si mostra di seguito l'ambiente di testing personalizzato per l'analisi dell'intero sistema Drive Line.

4.7 DAMM: Integrazione ed Analisi in condizioni di Full Vehicle

Uno degli obiettivi principalmente perseguiti nel processo di modellazione riguarda l'integrazione dell'intero sistema Drive Line con l'intero sistema veicolo definito da Porsche per le simulazioni di tipo handling e comfort. In risposta a tale esigenza i modelli matematici dei diversi sottosistemi sono stati definiti per una completa interazione con i restanti sottosistemi del veicolo, quali: telaio, ruote, sospensioni e telai di supporto. L'intero sistema Drive Line è stato inoltre definito per una perfetta integrazione con i diversi sistemi di controllo elettronico del veicolo e con il modulo driver (pilota) per la guida del veicolo (ricevendo in input le informazioni relative ad acceleratore, frizione e cambio).

Tali condizioni permettono quindi di simulare qualsiasi tipo di manovra e di analizzare l'interazione della Drive Line con gli altri sottosistemi.

A tal proposito è stata analizzata la manovra di partenza da fermo. Questa particolare condizione operativa si contraddistingue per l'elevato valore di deformazione strutturale indotta dal differenziale sul telaio della sospensione posteriore.

4.8 Conclusioni

La metodologia DAMM è una metodologia di modellazione ed analisi numerica del sistema Drive Line e dei relativi sottosistemi.

DAMM prevede:

- Tecniche di modellazione predefinite;
- Modelli matematici personalizzati per i principali elementi di frizione cambio;
- Database condivisi per tutti i sottosistemi relativi allo specifico layout analizzato;
- Procedure strutturate di pre e post processing per l'analisi e la validazione:
 - Dei singoli sottosistemi;
 - Dell'intero sistema Drive Line;
 - Dell'intero sistema veicolo.
- Tutti i modelli realizzati sono utilizzabili per i diversi livelli d'analisi senza bisogno di processi di revisione.

I modelli definiti permettono la simulazione di tutte le manovre che prevedono l'interazione con i moduli di guida (driver):

- Cambio marcia;
- Apertura e chiusura frizione;
- Erogazione di potenza dipendente dalla richiesta dell'acceleratore.

Il sistema Drive Line e l'intero veicolo sono testati per condizioni di funzionamento statico e dinamico.

Al tempo stesso sono necessari, tuttavia, ulteriori sviluppi della metodologia per definire un completo strumento di sviluppo. In tale contesto è quindi necessario:

- Definire un database completo per qualsiasi tipologia di sottosistema presente nei sistemi Drive Line;
- Definire un database completo per qualsiasi tipologia di layout presente sui veicoli Porsche;
- Definire modelli matematici personalizzati per i fenomeni non ancora analizzati e sviluppare ulteriormente quelli già definiti;
- Definire una metodologia strutturata di pre e post processing per lo studio dei sottosistemi non ancora sottoposti ad analisi.

Bibliografia

- [1] T.K. Garrett, K. Newton, W. Steeds: "The motor vehicle". Thirteenth Edition 2001. Butterworth-Heinemann.
- [2] ADAMS Driveline documentation, release 2005r2.
- [3] ADAMS Solver documentation, release 2005r2.
- [4] John B. Heywood: "Internal Combustion Engine Fundamentals". McGraw-Hill International Editions. Automotive Technology Series.
- [2] Heinz Heisler: "Advanced Vehicle Technology". Second Edition 2002. Butterworth-Heinemann.
- [6] Reimpell, Stoll, Betzler: "The Automotive Chassis: Engineering Principles". Second Editino. Butterworth-Heinemann
- [7] R. J. Socin, L. K. Walters: "Manual trasmission Synchronizers". 680008
- [8] Amato: "Tesi 1 differenziale". Università di Pisa
- [9] Greco: "Tesi 2 differenziale". Università di Pisa
- [10] G. Genta, *Vibrazioni delle strutture e delle macchine*, Levrotto & Bella, Torino, 1996.

Capitolo 5

Analisi Multibody del veicolo Go-Kart

In questo capitolo è descritta la naturale evoluzione del lavoro di ricerca verso l'integrazione delle metodologie d'analisi numerica di tipo Multibody e di tipo FEM per lo studio dell'influenza esercitata dalla deformazione strutturale dei corpi sul comportamento dinamico degli autoveicoli. L'integrazione dei due metodi d'analisi numerica e il contemporaneo utilizzo dei classici sistemi di modellazione CAD permette, inoltre, la definizione di una strutturata metodologia di prototipazione virtuale relativa all'intero processo di sviluppo del veicolo.

L'approfondimento di tali tematiche di ricerca si focalizza sullo studio dei veicoli Go-Kart e delle specifiche caratteristiche dinamiche e costruttive che li caratterizzano. La deformazione strutturale del telaio e dei principali elementi a questo connessi influenza, infatti, in modo determinante il comportamento dinamico di tali veicoli caratterizzati dall'assenza totale del differenziale e dei sistemi di sospensioni.

In tale contesto è preso a riferimento il prototipo fisico di un tipico veicolo Go-Kart, sul quale sono condotte tutte le diverse attività di ricerca per lo sviluppo e la convalida della specifica metodologia di prototipazione virtuale. Con l'obiettivo ultimo di definire un completo modello multibody dell'intero veicolo Go-Kart per la valutazione del comportamento dinamico e della specifica influenza esercitata dalle caratteristiche di deformazione del telaio, sono state condotte le seguenti attività:

- Reverse Engineering del telaio e dei principali sottosistemi per la valutazione delle specifiche caratteristiche fisiche e geometriche;

- Modellazione virtuale del telaio e dei principali sottosistemi attraverso l'ausilio di sistemi CAD;
- Definizione del modello numerico FE per l'analisi delle caratteristiche strutturali;
- Definizione del modello numerico Multibody del telaio discretizzato;
- Convalida del modello FE del telaio mediante analisi sperimentale del comportamento torsionale con set up estensimetrico;
- Comparazione dei modelli FEM e Multibody del sottosistema telaio;
- Definizione del modello numerico Multibody dell'intero veicolo per l'analisi del comportamento dinamico.

I principali elementi d'innovazione del seguente lavoro di ricerca sono rappresentati dall'applicazione dei metodi d'integrazione numerica FEM-Multibody nello studio del sottosistema telaio e dalla completa metodologia di progettazione di conseguenza sviluppata.

5.1 Il veicolo Go-Kart

I veicoli di tipo Go-Kart sono caratterizzati da un limitato numero di componenti che si contraddistinguono, ognuno, per semplicità concettuale e d'utilizzo. Lo schema costruttivo caratteristico dei veicoli Go-Kart prevede il seguente layout di progetto:



Fig 5.1 - Go-Kart con motorizzazione da 125 cc

- Telaio tubolare;
- Motore e trazione posteriore;
- Assale posteriore unico con assenza di differenziale;
- Trasmissione a catena;
- Sistema di sterzo in presa diretta;
- Assenza di qualsiasi dispositivo di sospensione;
- Freni a dischi sulle ruote anteriori e/o sull'assale posteriore.

Usualmente con il termine "telaio" si intende l'insieme del telaio tubolare propriamente detto e dei restanti componenti fondamentali, ad eccezione degli pneumatici, delle carene e del motore.

Nella fig. 5.2, a conferma di tale affermazione, si riporta l'immagine descrittiva relativa alla fiche d'omologazione di un telaio di tipo commerciale, per motorizzazioni di 125 cc. Come dimostrano le numerose pubblicazioni scientifiche sul comportamento dinamico di tali veicoli [1-5], le prestazioni dinamiche offerte sono principalmente influenzate proprio dalle caratteristiche di rigidità strutturale del telaio tubolare e dall'assale posteriore. Tali veicoli, sono capaci di prestazioni estreme e sebbene a prima vista possano sembrare molto più semplici di un qualsiasi altro veicolo da competizione, richiedono un processo di progettazione e di messa a punto molto raffinato.

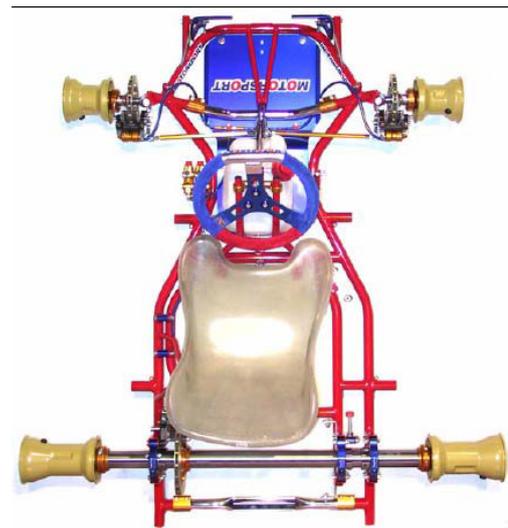


Fig 5.2 - Fiche d'omologazione per telaio Go-Kart 125 cc

Il motore tipicamente a due tempi (solo a partire dal 2004 anche sui Go-Kart è stato introdotto il motore a 4 tempi) ha cilindrata da 100 o da 125 cm^3 ed è solitamente installato nella zona posteriore e/o laterale del sedile.

L'assale posteriore (elemento di connessione tra ruote, motore ed impianto frenante) si contraddistingue per la forte influenza esercitata nella caratterizzazione della rigidità torsionale del telaio, svolgendo l'importante funzione di elemento elastico del retrotreno. Le flessioni dell'estremità dell'assale sono dell'ordine di pochi *mm* e dipendono sostanzialmente del modulo di elasticità *E* del materiale, e dalla geometria. Le tre quote caratteristiche sono la lunghezza *l*, il diametro esterno *De* e lo spessore *s*.

Si possono tracciare le variazioni della resistenza a flessione dello stesso tipo d'acciaio in funzione del rapporto De/s , ma il comportamento dinamico dell'assale, ed in particolare la frequenza di oscillazione, variano anche in funzione del materiale e della lunghezza dello sbalzo rispetto ai supporti esterni.

Comportandosi anche l'assale come una molla, maggiore è la rigidità maggiore è la velocità con cui ritorna alla sua posizione di riposo; di conseguenza è preferibile un assale molto rigido, in quanto favorisce il sollevamento della ruota posteriore interna e il trasferimento di carico rispetto ad uno meno rigido, che si deforma maggiormente nella zona della ruota esterna (quella di appoggio).

Nelle classi 100 cm^3 , il sistema di trasmissione a catena è collega direttamente il motore all'assale attraverso i rispettivi elementi costituenti il pignone e la corona; nella classe 125 cm^3 tra albero motore e pignone abbiamo la frizione e un cambio a sei rapporti.

Componente fondamentale del sistema di sterzo è il fusello, dalla cui orientazione dipendono i valori degli angoli caratteristici delle ruote, ed in definitiva la bontà dell'assetto stesso del veicolo Go-Kart.

Tali angoli possono essere facilmente schematizzati come segue:

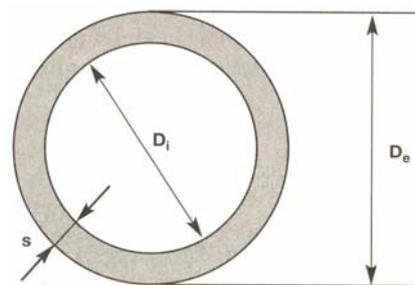


Fig 5.3 - Sezione assiale posteriore Go-Kart.

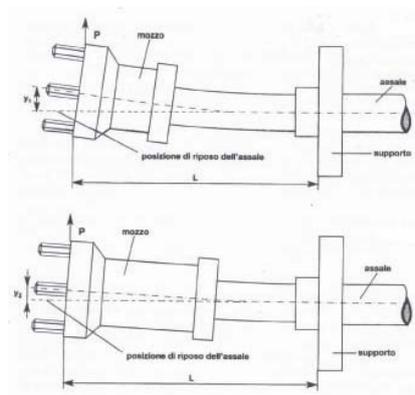


Fig 5.4 - Deformazione assale posteriore Go-Kart.

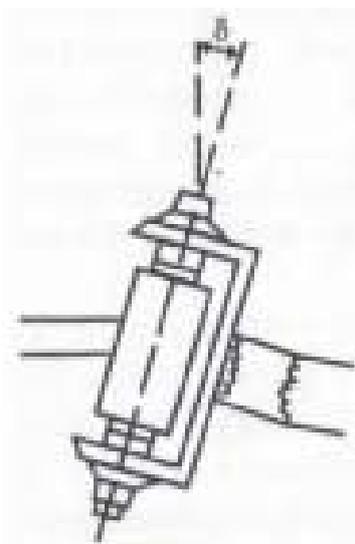


Fig 5.5 - Fusello Go-Kart.

Convergenza (toe). Rappresenta l'angolo orizzontale che il piano di rotolamento di ciascuna ruota anteriore forma con il piano longitudinale e verticale passante per l'estremità del fusello. Ogni ruota ha un angolo di semiconvergenza che vale la metà del totale; Per convenzione, si considera solitamente positivo quando le ruote sono chiuse in avanti.

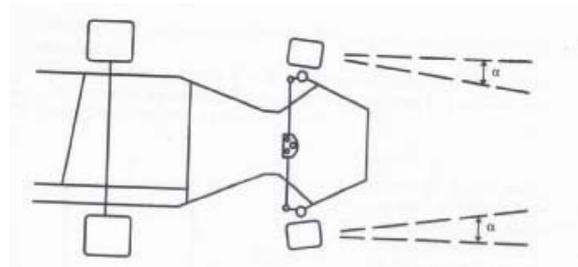


Fig 5.6 - Rappresentazione dei piani longitudinali delle ruote anteriori. Convergenza positiva (piani che si incrociano anteriormente).

Campanatura (Camber). E' l'angolo che si forma tra il piano di rotolamento del pneumatico anteriore ed il suo asse di mezzeria, perpendicolare al terreno. Assume valori positivi quando i pneumatici sono chiusi verso il basso.

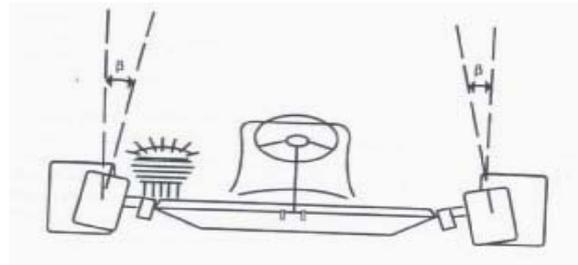


Fig 5.7 - Definizione positiva dell'angolo di Camber (toe in).

Incidenza (Caster). Rappresenta l'angolo di inclinazione longitudinale che l'asse di rotazione del fusello forma con la verticale al terreno. Esso generalmente è positivo, dato che in tal modo svolge una funzione stabilizzatrice.

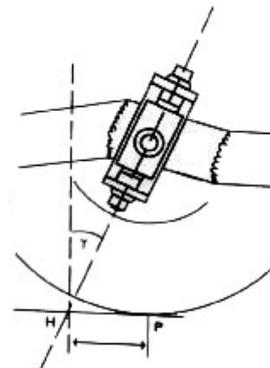


Fig 5.8 - Evidenzia l'angolo di caster e il conseguente braccio raddrizzante.

Inclinazione trasversale (King Pin). È la componente trasversale dell'angolo con il quale è saldata la C del fusello al telaio, e da tale angolo dipende la lunghezza del braccio a terra, responsabile della prontezza di ritorno del volante dopo una sterzata.

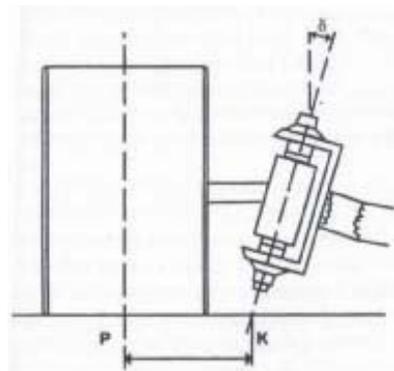


Fig 5.9 - Angolo di King Pin.

Il sedile riveste una funzione importante relativamente alla distribuzione dei pesi e quindi sulla posizione del baricentro del complessivo. Un sedile posizionato più in alto incrementa la tenuta laterale, in quanto cresce il braccio della forza centrifuga che si scarica sulle ruote esterne, con un aumento della pressione

di contatto con il terreno. Durante la frenata aumenta, inoltre, il carico sulle ruote anteriori: in tale condizione, un sedile posizionato in avanti sposta il baricentro verso l'avantreno, conferendo al kart un comportamento sovrasterzante, al contrario se invece si sposta il sedile verso il retrotreno.

Nella categoria dei 100 cm^3 l'impianto frenante agisce solo sull'assale posteriore, mediante un solo disco, mentre nella categoria dei 125 cm^3 è previsto uno schema più tradizionale aggiungendo due freni a disco sulle ruote anteriori. Gli elementi costitutivi, oltre a pinze e dischi freno, sono pedale, pompa freno e tubazioni. La pompa freno è costituita da un corpo in alluminio in cui scorre un piccolo pistoncino che, sotto l'azione della leva collegata al pedale, permette l'innalzamento della pressione idraulica nel circuito.

5.2 Processo di Reverse Engineering

Con il termine Reverse Engineering (RE) si individua una metodologia che consente, partendo dal modello fisico, di risalire alla descrizione matematica delle geometrie. Il processo di RE appositamente definito per la rilevazione della geometria del telaio tubolare [6], utilizza una macchina a controllo numerico per l'acquisizione di punti nello spazio (CMM); la rilevazione delle coordinate avviene solitamente attraverso un processo di tastatura, con o senza contatto, con il quale viene generata una nuvola di punti rappresentativa del modello [7]. Le tecniche di Reverse Engineering (RE) consentono di recuperare forme già esistenti ed eventualmente effettuare operazioni di modifica su esse. L'esposizione dettagliata dell'intero processo di RE oggetto del seguente studio, si articola, di seguito nella descrizione di un test case di riferimento, degli strumenti di misurazione e delle metodologie di ricostruzione geometrica.

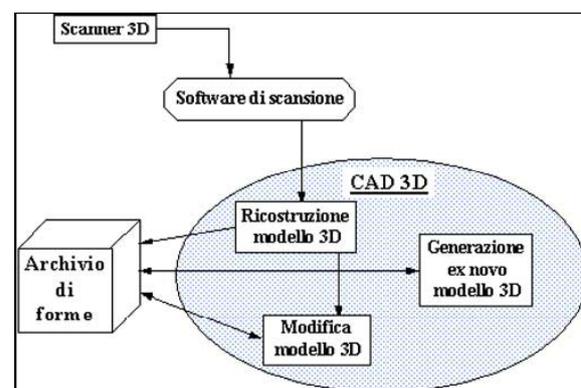


Fig 5.10 - Descrizione Processo di Reverse Engineering.

5.2.1 Test Case di riferimento

Il "test case" di riferimento è rappresentato da un Go-Kart per motorizzazione da 125 cc, in possesso del Dipartimento di Meccanica dell'Università della Calabria. Per l'analisi del telaio tubolare, l'intero veicolo è stato sottoposto ad un processo di

preparazione, che ha comportato un disassemblaggio integrale dei componenti fondamentali, ed un processo di ripulitura superficiale, atto ad eliminare quegli elementi di possibile disturbo per il processo di misurazione. Difatti, i valori forniti dallo strumento di misura, a causa dell'estrema precisione e sensibilità di questo ultimo, potrebbero essere alterati dalla presenza di elementi, quali, adesivi e residui di lubrificante.

La fig. 5.11 mostra il telaio tubolare oggetto di studio, pronto per il processo di misurazione. Nella fig. 5.12 si riporta la descrizione complessiva degli ingombri fondamentali del telaio in esame, così come riportati dalla fiche d'omologazione.

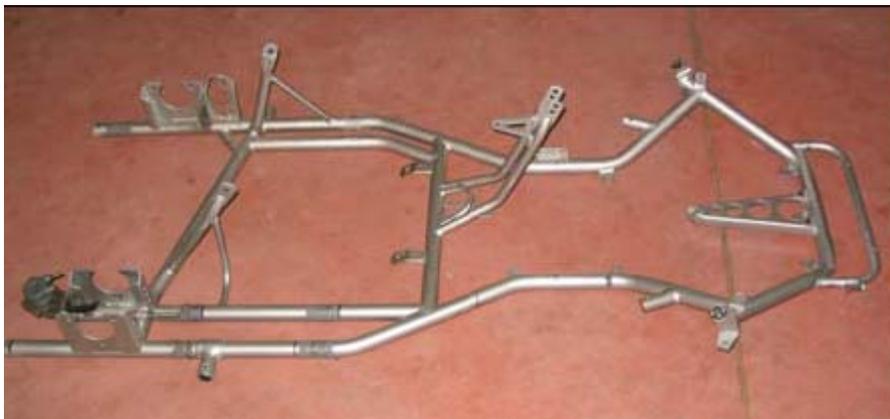


Fig 5.11 - Telaio Tubolare Go-Kart 125 cc.

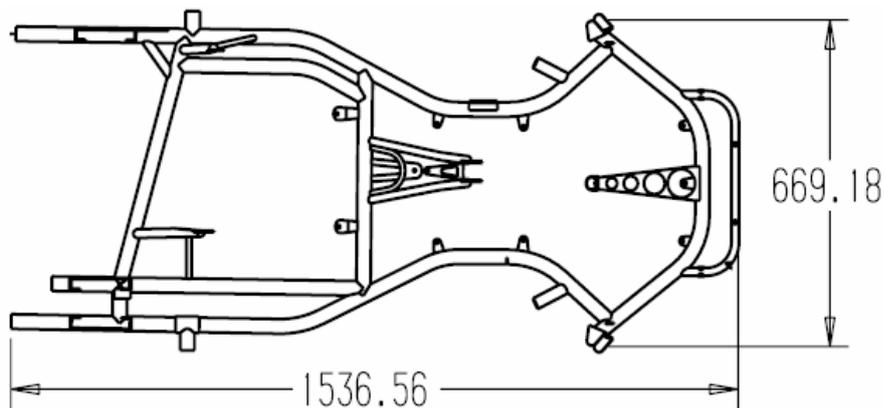


Fig 5.12 - Fiche d'omologazione Go-Kart (test case di riferimento).

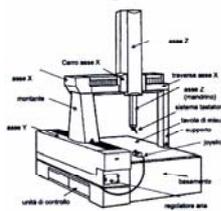
5.2.2 Strumenti di Misura

Per l'acquisizione del telaio è stata utilizzata una macchina di misura a coordinate (CMM), modello Ares 10-7-5 prodotto dalla Coord3 (fig. 5.13). Il sistema di

misurazione, a portale mobile, dotato di un tastatore a contatto per scansione puntuale (trigger) prodotto dalla Renishaw, è gestito dal software di modellazione geometrica ArcoCad, prodotto dalla Arco. Il sistema software, oltre a gestire i percorsi del tastatore ed elaborare i dati rilevati, è da considerarsi un componente essenziale della CMM, per lo svolgimento di due funzioni principali:

- Programmazione del task di misurazione;
- Valutazione ed elaborazione dei dati rilevati.

Attraverso l'utilizzo di questo sistema di misura si ha, infatti, la possibilità di effettuare sia un processo di RE, per la misurazione del componente di cui non si ha il progetto, sia una misurazione di controllo, per la verifica di conformità tra il pezzo e il progetto realizzato. Di seguito si riporta, inoltre, la descrizione fornita dal costruttore, circa le corse, gli ingombri e gli errori di misura forniti dal modello specifico in dotazione.



Corse [mm]			Ingombri [mm]		
X	Y	Z	A	B	C
100	65	50	168	116	252
0	0	0	0	0	5

Errore di Misura

$$E = (3.0 + 3.5 L) \mu\text{m}$$

Fig 5.13 - CMM Ares Coord3, modello 10-7-5 - Corse, Ingombri, Dimensioni.

5.2.3 Ricostruzione geometrica

Il processo di ricostruzione geometrica, si è articolato in una serie di attività, strutturate in modo da facilitare il processo d'integrazione tra il sistema CAD e il sistema di misura [8]. Il soddisfacimento di tale obiettivo ha garantito una maggiore flessibilità delle stesse attività di rilevazione e delle successive attività di modellazione virtuale. Il processo d'analisi e ricostruzione geometrica è stato strutturato nelle seguenti fasi:

- Posizionamento del modello e dei riferimenti;
- Calibrazione dei sensori;
- Rilevazione delle geometrie;
- Generazione File di Data Exchange.

5.2.3.1 Posizionamento del modello e scelta del riferimento

Il processo di rilevazione delle geometrie prevede il posizionamento del modello fisico e la definizione dei riferimenti. Poiché l'ingombro longitudinale del telaio risulta eccessivo rispetto al volume di lavoro della macchina, sono stati predisposti due set di misurazione, relativi all'acquisizione separata della zona posteriore ed anteriore.



Fig 5.14 - Set di misura relativi ai processi d'acquisizione della parte posteriore ed anteriore del Telaio.

In tali condizioni risulta necessario, quindi, fissare un sistema di riferimento unico ed assoluto, rispetto al quale definire i rilevamenti relativi sia alla parte posteriore che a quella anteriore. Senza tale accorgimento, generare un unico database dell'intero telaio risulterebbe estremamente oneroso. È stato, quindi, definito un sistema di riferimento solidale al telaio e posizionato in modo tale da rientrare nel volume di lavoro in entrambe le posizioni di misura. Come si può notare in fig. 5.15, la scelta del riferimento assoluto è ricaduta su un parallelepipedo rettificato, che è stato vincolato rigidamente alla struttura in una posizione vicina alla mezzeria del telaio. In tal modo, è, quindi, possibile generare un unico database di misura relativo all'intero telaio.



Fig 5.15 - Posizionamento Sistema di Riferimento Assoluto.

5.2.3.2 Calibrazione dei sensori

Un'analisi preliminare del modello fisico, ha permesso l'individuazione delle principali geometrie di riferimento e dei relativi percorsi di misurazione. In seguito a tali osservazioni, si è reso necessario individuare le posizioni fondamentali da conferire al tastatore per il completamento del processo d'acquisizione. In particolare, l'articolazione, capace di 2 gradi di libertà (rotazione di 360° attorno all'asse verticale e di 103° attorno a quello orizzontale) è stata calibrata per le seguenti posizioni d'acquisizione:

Posizione	Rotazione Asse	Rotazione Asse
	Verticale [gradi]	Orizzontale [gradi]
P_0_0	0	0
P_0_45	0	45
P_0_-45	0	-45
P_90_45	90	45
P_-90_-45	-90	-45

5.2.3.3 Rilevazione delle geometrie

I telai da Go-Kart, sono caratterizzati da una struttura tubolare sulla quale vengono saldati tutta una serie di elementi destinati all'assemblaggio dei diversi componenti. Come è possibile notare dalle immagini, i componenti fondamentali sono caratterizzati da geometrie elementari, quali: cilindri, circonferenze/archi e piani. Si deve però sottolineare che un sistema di misurazione CMM è principalmente rivolto alla rilevazione di geometrie con campi di tolleranza piuttosto contenuti. Pertanto, un sistema di misura così accurato poco si adatta alla rilevazione di geometrie tridimensionali scarsamente precise come gli elementi cilindrici del telaio. Nel caso dei telai tubolari, le fonti di imperfezione delle superfici cilindriche, possono derivare da:

- Deformazioni dovute ai processi di lavorazione (piegatura, processi di saldatura, trattamenti termici, etc);
- Deformazioni occorse alla struttura tubolare del telaio, durante il normale utilizzo in pista.



Fig 5.16 - Ancoraggio anteriore dello sterzo.



Fig 5.17 - Ancoraggio posteriore dello sterzo.

Un processo di misurazione volto ad acquisire in modo diretto le superfici cilindriche esterne degli elementi tubolari, comporterebbe un'iterativa ripetizione delle misure e il fallimento dei rilevamenti. Durante il processo di misurazione, il software di gestione è in grado, infatti, di interpretare i valori acquisiti, associandovi primitive geometriche presenti nella propria libreria secondo un range di tolleranza estremamente ristretto.

Ma, se da un lato l'aumento del range di tolleranza predefinito renderebbe più agevole il processo di acquisizione, d'altra parte porterebbe alla definizione di un cilindro ideale difforme dal reale elemento tubolare deformato con conseguente aumento incontrollato dell'errore commesso nella fase di misurazione.

La necessità di rilevare le deformazioni reali subite dalla struttura tubolare ed il conseguimento di una elevata precisione di acquisizione geometrica dei componenti, ha orientato il lavoro verso la messa a punto di una metodologia di rilevamento ad hoc. Tale metodologia prevede di risalire alla deformata reale dell'elemento tubolare attraverso la ricostruzione della sua curva d'asse. Il processo di ricostruzione può essere realizzato analizzando un sufficiente numero di sezioni trasversali dell'elemento tubolare ed identificandone le coordinate dei centri (le sezioni trasversali dei tubi si possono considerare, con buona approssimazione, pressoché indeformate).

La linea d'asse dei tubi è definita, quindi, attraverso un'interpolazione ai minimi quadrati dell'insieme di punti riconosciuti quali centri delle sezioni trasversali, che, in base alla posizione relativa tra tubo e tastatore, possono essere sia circolari che ellittiche. La funzione interpolante è di tipo quadratico ed il passo utilizzato per l'acquisizione delle sezioni è di 2 cm [9,10].

Per il rilevamento delle sezioni trasversali, è stata utilizzata la capacità del braccio di misura della CMM di muoversi su un piano verticale, con un errore praticamente nullo; di fatto, sarebbe impossibile per qualsiasi operatore misurare i punti giacenti su una stessa sezione normale all'asse del tubo ed orientata in maniera casuale nello spazio (fig. 5.20).



Fig 5.18 - Elementi di ancoraggio del sedile.



Fig 5.19 - Fissaggio assale posteriore.

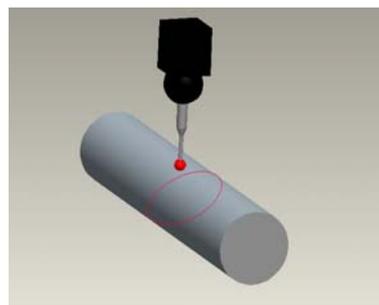


Fig 5.20 - Processo di acquisizione punti appartenenti alla sezione trasversale di un elemento cilindrico.

Il sistema di gestione della CMM, non è in grado di ricostruire le ellissi e per questo motivo si è resa necessaria la definizione di un processo di ricostruzione geometrica delle sezioni basata su alcune osservazioni elementari. L'intersezione tra un piano verticale ed un cilindro ad asse orizzontale, genera una sezione trasversale di forma ellittica. Rilevare le coordinate spaziali di almeno tre punti appartenenti a tale sezione trasversale equivale, quindi, ad assumere tre punti su una ellisse. Facendo riferimento alla fig. 5.21, si può osservare come, rilevando tre punti sulla sezione in modo tale che almeno un punto appartenga al 2° quadrante e i restanti due al 1°, la circonferenza passante per tali punti, avrà il proprio centro sempre e comunque appartenente all'asse verticale dell'ellisse.

In base a questa osservazione si può quindi concludere che: tre punti rilevati secondo la disposizione appena descritta ed appartenenti alla sezione trasversale di un elemento tubolare, permettono la definizione di una circonferenza il cui centro individua con esattezza la posizione dell'asse verticale dell'ellisse.

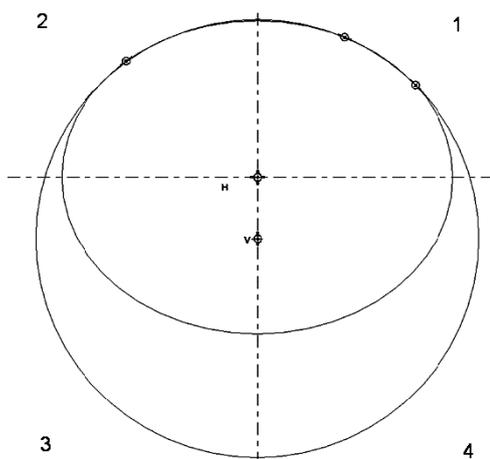


Fig 5.21 - Individuazione asse verticale ellisse.

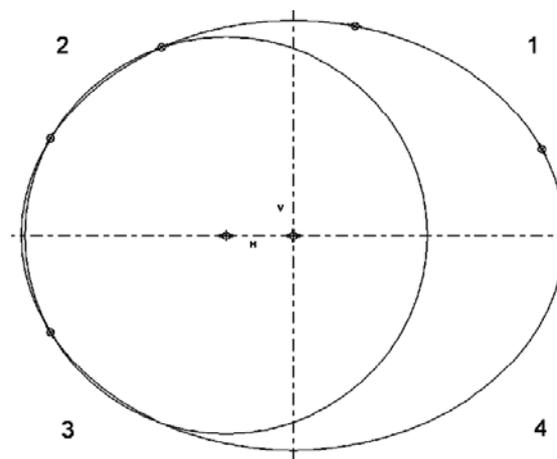


Fig 5.22 - Individuazione asse orizzontale ellisse.

In base a questa osservazione si può quindi concludere che: tre punti rilevati secondo la disposizione appena descritta ed appartenenti alla sezione trasversale di un elemento tubolare, permettono la definizione di una circonferenza il cui centro individua con esattezza la posizione dell'asse verticale dell'ellisse.



Fig 5.23 - Elementi tubolari uscenti dal piano orizzontale.



Fig 5.24 - Raccordi del telaio tubolare.



Fig 5.25 - Elementi di geometria complessa.

L'individuazione esatta dell'asse orizzontale dell'ellisse risulta estremamente semplice distribuendo i punti secondo la disposizione mostrata (figg. 5.21-22). Definito sia l'asse verticale che l'asse orizzontale della sezione ellittica, risulta estremamente semplice risalire alla posizione del centro dell'elemento tubolare. Tale metodologia di acquisizione è particolarmente adatta alla definizione delle curve d'asse appartenenti ad un elemento del telaio posto su un piano orizzontale, che risulti perpendicolare al braccio di misura.

Per l'analisi degli elementi tubolari del telaio, uscenti dal piano orizzontale (fig. 5.23), si è provveduto alla definizione delle singole sezioni trasversali ellittiche rilevando quattro punti caratteristici e ricavando la relativa equazione.

La metodologia di misurazione si è rivelata molto utile anche per l'acquisizione della geometria relativa ai raccordi tra due elementi tubolari rettilinei consecutivi (fig. 5.24).

Per la definizione di geometrie più complesse ed allo stesso tempo meno rilevanti ai fini della definizione della deformata reale del telaio, è stata effettuata una acquisizione tradizionale, mediante strumenti di misura quali il calibro ed il goniometro (fig. 5.25).

5.2.3.4 Generazione File di Data Exchange

Definiti i punti e le geometrie caratteristiche del telaio tubolare, il lavoro si è concentrato sulla identificazione di un opportuno file d'interscambio dati, attraverso il quale trasferire le informazioni acquisite direttamente in input al software CAD di modellazione. Analizzate le caratteristiche del software di gestione della CMM e del software CAD, si è optato per la compilazione di un file in formato .xls, nel quale sono state codificate tutte le informazione relative alle geometrie acquisite (fig. 5.26). Le entità geometriche, oggetto d'interscambio, sono principalmente rappresentate da piani (le coordinate del centro del sistema di riferimento e i versori) e punti.

Tali entità sono oggetti di semplice manipolazione per gli attuali sistemi di modellazione CAD (in alcuni casi il processo di ricostruzione geometrica può essere completamente automatizzato) [11].

	K	L	M	N	O	P	Q
1							
2	ID	x	y	z	i	j	k
3	1	-133,8	-225,1	-532,2	0	0	1
4	2	-151,3	-210,3	-536,8	-0,9995	-0,032	0,001
5	3	-138,9	-240,5	-537,4	0,32	-9995	0
6	4	-664,111	-636,718	-449,6	0,013	-0,9985	0,057
7	5	-583,321	-625,726	-456,9	0,9995	-0,32	-0,00
8	6	-594,834	-609,886	-470,9	0,044	0,9989	-0,01
9	7	-636,024	-529,664	-447,9	-0,13	0,9997	-0,0
10	8	-712,281	-629,056	-455,9	-0,0	0,999	-0,0
11	9	-672,322	-615,157	-455,9	-0,0	0,999	-0,0

Fig 5.26 - File di scambio dati in formato.xls.

5.2.4 Processo di Modellazione Parametrica 3D

Il processo di modellazione parametrica 3D è stato effettuato attraverso l'utilizzo del software Pro/Engineer della PTC nella versione WildFire 2. Direttamente in input al software CAD è stato sottoposto il file .xls generato dal processo di rilevamento delle geometrie. Le funzionalità d'inserimento dati presenti nel software di modellazione, consentono l'importazione di tale file e la definizione automatica delle entità geometriche in esso generalizzate.

La generazione di un modello CAD fruibile anche per le successive fasi di modifica geometrica, non può però prescindere da un'impostazione parametrica che consenta la rigenerazione automatica delle feature di modellazione definite. La parametrizzazione dei vincoli fondamentali del layout di progetto, quali assi e riferimenti principali, consente una gestione del modello che semplifica i processi iterativi di modifica ed ottimizzazione delle forme in modo strutturato e sistematico.

5.2.4.1 Importazione dei riferimenti geometrici

In seguito alla definizione del file .xls, il processo d'importazione ha consentito di definire, direttamente nell'ambiente di modellazione, le entità geometriche in questo formalizzate. Nella fig. 5.27(b), è mostrato l'insieme di punti, piani ed assi importati direttamente nell'ambiente CAD.

In seguito all'inserimento dei riferimenti fondamentali si è proceduto alla definizione delle feature fondamentali in relazione ai vincoli funzionali e cinematici del modello reale.

5.2.4.2 Processo di Modellazione

Il processo di modellazione è consistito nella definizione delle singole feature che sono state messe in relazione con i vincoli di progetto forniti in input e determinati in funzione delle successive analisi sia strutturali che dinamiche. Nella fig. 5.27(c) si mostra il modello CAD finale relativo all'intero telaio tubolare.



Fig 5.27 - Ricostruzione delle geometrie caratteristiche del Telaio.

5.2.5 Conclusioni e sviluppi futuri

I principali elementi d'innovazione nel processo di RE appena descritto sono rappresentati dallo specifico strumento di misura utilizzato e dalla stessa metodologia di ricostruzione geometrica appositamente definita. L'ottimizzazione dei processi di acquisizione e di ricostruzione delle geometrie e il soddisfacente livello d'integrazione tra le tecniche e gli strumenti utilizzati garantiscono flessibilità e accuratezza all'intera attività di RE.

Il processo di rilevamento si caratterizza per il livello di precisione garantito dalla Macchina di Misura a Coordinate (CMM) utilizzata per l'acquisizione delle geometrie.

Il processo di ricostruzione si contraddistingue, invece, per il livello di flessibilità garantito dall'utilizzo di uno strumento CAD di tipo parametrico.

L'integrazione raggiunta mediante la definizione di uno specifico file di data exchange consente uno scambio d'informazioni automatico tra i sistemi hardware e software riducendo il carico di lavoro degli operatori e dei progettisti.

Per lo sviluppo futuro della metodologia di RE si prevede di verificare l'attendibilità dell'andamento quadratico ipotizzato per la linea d'asse deformata degli elementi tubolari e del valore assunto per il passo d'acquisizione delle sezione trasversali. Relativamente al processo di modellazione si prevede, invece, d'implementare una metodologia di progettazione concorrente, secondo un approccio di tipo Top-Down, che consentirebbe una migliore gestione delle fasi di analisi strutturale e dinamica.

5.3 Processo d'analisi strutturale

Le seguenti attività di ricerca sono finalizzate all'ottimizzazione dei processi di analisi strutturale, numerica e sperimentale, dei telai da Go-Kart. Come precedentemente anticipato, le motivazioni alla base di tale lavoro sono da ricercarsi nella grande importanza che riveste il comportamento strutturale di tale elemento nella determinazione delle prestazioni dinamiche del veicolo. Prendendo a riferimento un telaio da Go-Kart omologato nella classe 125cc, sono state condotte una serie di analisi sperimentali mirate alla valutazione delle deformazioni sotto carico della struttura. Tali test sono stati condotti attraverso l'ausilio di un set-up estensimetrico per prove statiche in laboratorio, finalizzate all'analisi del comportamento torsionale e flessionale del telaio. I risultati puntuali e globali ottenuti dalle prove fisiche effettuate, sono stati utilizzati per verificare l'affidabilità dei modelli numerici realizzati attraverso il metodo agli elementi finiti, contraddistinti da differenti livelli di idealizzazione.

I veicoli Go-Kart sono caratterizzati da un'estrema semplicità costruttiva, che negli anni ne ha consentito una rapida diffusione, grazie alle esigue risorse necessarie allo sviluppo ed alla messa in pista del veicolo. Ciò che maggiormente ne caratterizza il layout generale, è la completa assenza di sistemi di sospensione oltre che del differenziale. In condizioni normali, ciò porta ad elevati strisciamenti dei pneumatici al suolo, causati dall'assenza di un componente che gli permetta di mantenere differenti velocità angolari durante la percorrenza del veicolo in curva; in questo contesto gioca un'importanza fondamentale la struttura portante del go-kart, che deformandosi in maniera opportuna, consente di evitare parzialmente l'instaurarsi dei sopraccitati fenomeni. Si capisce bene quindi, quale sia il livello di attenzione che bisogna rivolgere alla progettazione di questo componente, che determina in gran parte il comportamento dinamico del veicolo [12,13].

La progettazione e la messa a punto di un go-kart ha subito, sin dalla sua nascita, una evoluzione essenzialmente sperimentale, affidando la progettazione del telaio a prove in pista su prototipi fisici appositamente realizzati, durante le quali testare differenti soluzioni costruttive proposte in base a considerazioni soggettive del pilota. Al giorno d'oggi, tuttavia, l'importanza che riveste il movimento sportivo legato alle competizioni di tali veicoli, ed il contenuto tecnologico che li contraddistingue, ha obbligato il ricorso a criteri e strumenti di progettazione e di analisi caratteristici dell'ingegneria moderna, coinvolgendo anche il mondo accademico [1,5]. In quest'ambito si colloca il presente lavoro, proponendo una metodologia di analisi strutturale del telaio, numerica e sperimentale, che caratterizzi in maniera oggettiva il comportamento strutturale del telaio, fornendo un utile supporto alla progettazione del veicolo finalizzata all'ottenimento delle migliori performance dinamiche.

5.3.1 Preparazione del set-up sperimentale.

La struttura portante del veicolo, è stata sottoposta a specifici test sperimentali volti ad identificare il grado di rigidità del telaio, oltre che le sue deformazioni sotto condizioni di carico statico che possano ritenersi coerenti con quelle che normalmente si verificano durante l'utilizzo in pista del gokart.

Ciò che emerge da un'attenta analisi dei lavori già pubblicati in tale settore, oltre che dallo studio della dinamica di tale tipologia di veicoli è l'importanza che la rigidità torsionale della struttura riveste nelle prestazioni globali del go-kart; sulla valutazione di tale parametro è stata quindi concentrata l'attività di analisi sperimentale svolta in laboratorio. In tale processo è stato trascurato il contributo fornito dall'assale posteriore e si è scelto di analizzare il solo comportamento torsionale della struttura.



Fig 5.28 - Un tipico Go-Kart da competizione.

I test sono stati condotti prendendo a riferimento un veicolo appartenente alla categoria dei 125cc, recentemente omologato in tale classe di competizione, di

proprietà del Dipartimento di Meccanica dell'Università della Calabria (fig. 5.28). In prima istanza, il go-kart è stato privato di tutti gli elementi vincolati al telaio, in modo da lasciare la struttura principale completamente "nuda".

Successivamente, essa è stata sottoposta ad una particolare configurazione di vincoli, capace di riprodurre al meglio le reali condizioni di utilizzo in pista (fig. 5.29). Nella zona posteriore, in corrispondenza della parte terminale dei longheroni principali, è stata realizzata una condizione di incastro, vincolando tali elementi ad una struttura considerabile infinitamente rigida rispetto al telaio.

La parte anteriore, in corrispondenza del punto medio del cilindro trasversale, è stata collocata su di una testa sferica regolabile in altezza, in modo da fornire un appoggio in grado di limitare esclusivamente gli spostamenti in direzione verticale: è così possibile bilanciare le sollecitazioni di taglio indotte nella struttura dai carichi applicati.



Fig 5.29 - Configurazione di vincolo utilizzata per la prova.

Per sottoporre la struttura alle condizioni di carico volute, una piastra circolare dotata alla base di un giunto sferico, è stata vincolata in corrispondenza della "C" destra del telaio. Dopo aver regolato la posizione angolare della piastra su di un piano orizzontale, il giunto sferico è stato bloccato in modo da garantire al supporto la necessaria stabilità. In quest'ambito le piccole traslazioni sotto carico del centro di massa della piastra possono essere ritenute trascurabili, considerando che le deformazioni della struttura in questo tipo di analisi sperimentali sono in genere molto piccole. L'ammontare del carico applicato alla struttura, è stato determinato in base ad una semplice analisi delle sollecitazioni agenti sul telaio durante tipiche condizioni di utilizzo in pista [14]. In base a tali considerazioni, è stato stabilito un valore per il carico complessivo da applicare pari a circa 300N; questo è stato imposto con l'ausilio di una serie di sei pesi calibrati da 5 Kg ciascuno, da porre al di sopra della piastra circolare fissata al telaio (fig. 5.30).



Fig 5.30 - Analisi strutturale: condizioni di carico.

Per l'analisi completa del comportamento strutturale del telaio è stato ritenuto necessario effettuare, per mezzo di appositi strumenti, la misura dell'andamento temporale delle deformazioni locali in alcuni punti caratteristici localizzati nella zona anteriore della struttura (fig. 5.31).

Difatti, da lavori precedentemente pubblicati oltre che da alcune analisi numeriche preliminari effettuate, è risultata essere la zona maggiormente sollecitata in tale tipologia di test sperimentali. Il rilevamento delle deformazioni è stato eseguito attraverso l'utilizzo di cinque rosette estensimetriche HBM RY91, scelte opportunamente per non risentire in modo rilevante della curvatura degli elementi tubolari costituenti la struttura analizzata. I cinque strumenti sono stati successivamente interfacciati ad una centralina di acquisizione dati, direttamente collegata ad un Personal Computer dal quale è stato possibile monitorare in tempo reale l'andamento delle deformazioni registrate, oltre che successivamente processare i dati in maniera opportuna. In aggiunta, è stato rilevato lo spostamento in direzione verticale di un punto localizzato sulla "C" del telaio opposta a quella utilizzata per l'applicazione del carico. Tale misura, infatti, si rileva particolarmente utile per la validazione completa ed efficace del modello numerico.

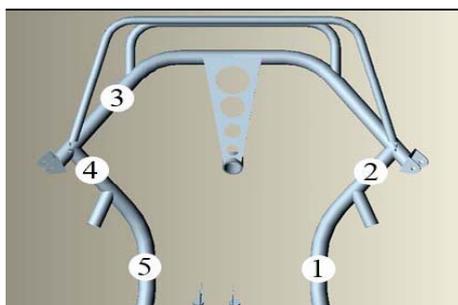


Fig 5.31 - Analisi strutturale: posizionamento degli strumenti di misura.

Dopo una fase preliminare in cui tutti gli strumenti e le apparecchiature coinvolte nel test sono state messe in funzione per il tempo necessario al raggiungimento di una condizione stazionaria, anche in termini di condizioni ambientali, è stato realizzato un ciclo completo di carico e scarico della struttura. In ognuno di essi, ogni singolo peso è stato applicato al telaio per un tempo minimo necessario a registrare un valore pressoché costante delle deformazioni misurate dagli estensimetri; inoltre, l'intera prova è stata condotta nel minor tempo possibile, per contrastare la naturale deriva dell'amplificatore che normalmente caratterizza le centraline d'acquisizione.

Carico (KG)	Spostamento Ciclo di Carico (mm)	Spostamento Ciclo di scarico (mm)
0	0	0
5	0.36	0.37
10	0.72	0.73
15	1.10	1.12
20	1.49	1.50
25	1.86	1.88
30	2.24	2.24

Da una prima analisi dei risultati, ed in particolare dall'analisi degli spostamenti registrati dal comparatore durante la prova (fig. 5.32), è possibile osservare come sussista una differenza minima tra i valori misurati nei cicli di carico e scarico; inoltre, si può rilevare come al variare del carico, in entrambi i casi, l'andamento dello spostamento risulta essere pressoché lineare, all'interno del load range considerato (0-300 N). Il massimo valore registrato durante la prova equivale a circa 2.24 mm.

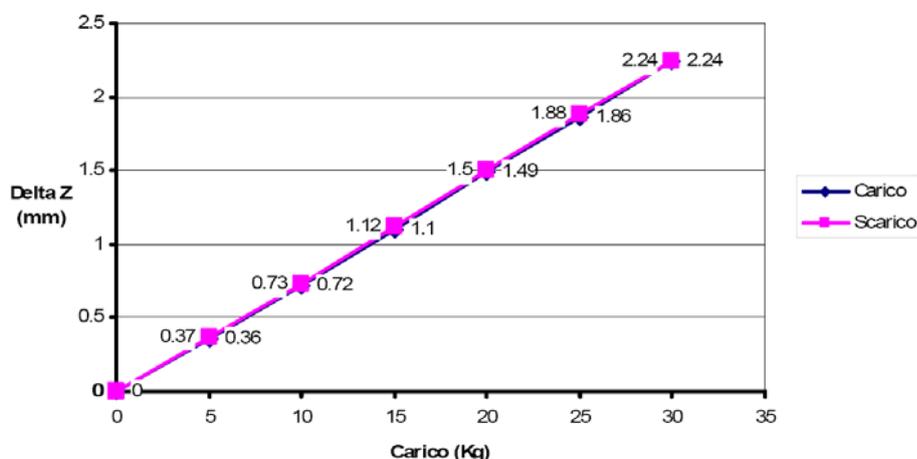


Fig 5.32 - Andamento degli spostamenti registrati dal comparatore in funzione del carico applicato.

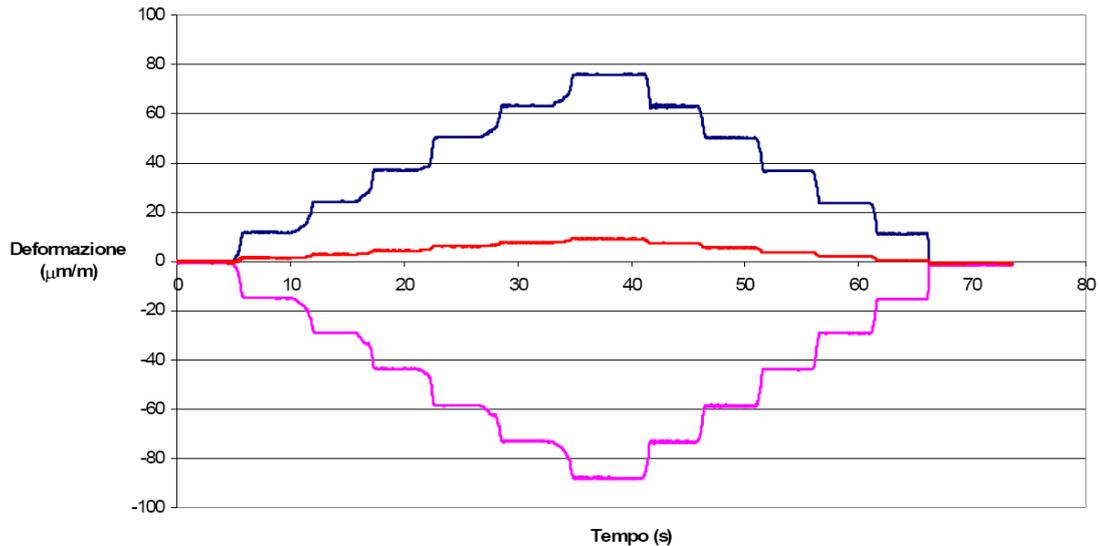


Fig 5.33 - Segnale in uscita da una delle rosette estensimetriche durante i test.

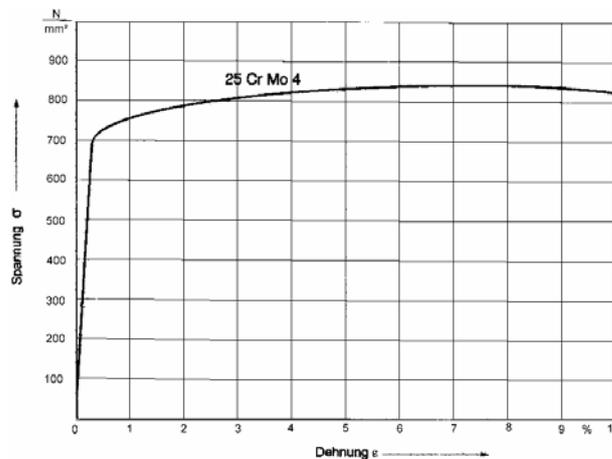
Altre importanti informazioni possono essere ricavate dall'analisi delle deformazioni puntuali registrate dalle rosette estensimetriche, di cui un esempio è riportato in fig. 5.33. A partire da tali informazioni, è possibile risalire al valore delle deformazioni principali nello specifico punto di misura, oltre che al valore delle tensioni principali corrispondenti [15].

5.3.2 Analisi del modello numerico

I risultati ottenuti dai test sperimentali consentono, oltre che la caratterizzazione oggettiva del comportamento strutturale del telaio, di poter realizzare, attraverso il metodo agli elementi finiti (FEM), un modello numerico della struttura convalidato e messo a punto in modo da rispecchiare fedelmente il modello fisico reale. Questa operazione permette lo sviluppo di un "prototipo virtuale" del telaio da go-kart, determinante ai fini dell'analisi ingegneristica del veicolo mediante i moderni strumenti software di simulazione strutturale e dinamica oggi in commercio.

Il primo aspetto da considerare, è la possibilità di poter idealizzare la struttura tubolare del veicolo preso in esame come un insieme di elementi semplici: ciò consente di realizzare un modello numerico che rappresenti un compromesso ottimale tra l'accuratezza dei risultati ottenuti ed il costo computazionale richiesto, valutato principalmente in termini di tempi di pre-processing e di elaborazione della soluzione. Il telaio in esame è contraddistinto da una struttura fatta da elementi cilindrici in cui due delle dimensioni principali sono predominanti rispetto alla terza: in queste condizioni è allora possibile trascurare le variazioni di tensione che si verificano lungo

lo spessore degli elementi tubolari. Questa semplificazione si traduce in un modello numerico in cui, in luogo dei cilindri originali, viene considerata una superficie mediana, costituita prevalentemente da elementi di tipo shell. Un livello di idealizzazione ancora più spinto richiede la modellazione dei tubolari come elementi beam di sezione assegnata: ciò è consentito dalle proprietà geometriche del telaio, il quale non è altro che un traliccio di tubi a sezione costante opportunamente saldati fra loro. Il modello geometrico del telaio, realizzato attraverso software CAD, è stato quindi introdotto all'interno dell'ambiente di modellazione agli elementi finiti MSC Patran v2005r2, per la realizzazione dei due modelli numerici da sottoporre al processo di analisi e convalida. In ambedue i casi è richiesta la definizione delle proprietà geometriche e meccaniche della struttura, oltre che del sistema di vincoli e carichi da adottare per simulare i test sperimentali. Il telaio in esame è costituito da una struttura portante realizzata da tubi in acciaio 25CrMo4, caratterizzati da una sezione cilindrica cava di spessore costante pari a circa 2mm. Alcuni elementi del telaio, come i supporti dell'assale posteriore, o le "C" di supporto ai fuselli anteriori, presentano invece uno spessore di circa 5mm. Le caratteristiche del materiale sono riassunte in figura.



Elastic Modulus: 210000 N/mm²
Poisson Coefficient: 0.27
Density: 7.801 e-06 Kg/mm³

Fig 5.34 - Caratteristiche del materiale acciaio 25CrMo4.

La configurazione di vincolo e di carico al quale sottoporre il modello numerico, è stata elaborata in modo da riprodurre quanto più fedelmente le condizioni imposte durante i test sperimentali. Di conseguenza, in corrispondenza delle sezioni finali dei due elementi cilindrici longitudinali principali, sono stati applicati dei vincoli di incastro perfetto. In aggiunta, nel punto di mezzeria della traversa anteriore, è stato applicato un vincolo puntuale sugli spostamenti, in modo da limitare esclusivamente quello in direzione verticale. Per quanto concerne il carico, esso è stato applicato in corrispondenza della "C" destra del telaio.

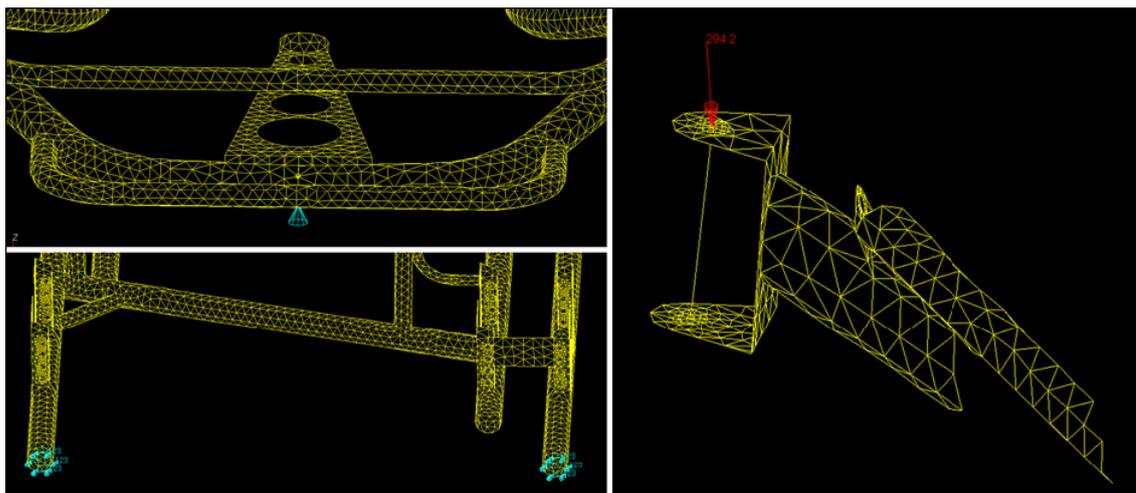


Fig 5.35 - Condizioni di vincolo e carico imposte.

Entrambi i modelli (shell e beam) sono stati sottoposti ad una campagna di test volti al raggiungimento di un grado di approssimazione ottimale rispetto alle prove sperimentali; ciò ha comportato un set up dei due modelli in grado di assicurare il miglior compromesso tra la qualità della soluzione finale ed il costo computazionale della soluzione stessa. Al termine delle prove, entrambi hanno richiesto un quantitativo di risorse fisiche di sistema non troppo elevato, se consideriamo anche la tipologia di analisi al quale essi sono stati sottoposti (fig. 5.36).

	Shell (Tria3)	Beam (Bar2)
Num. di elementi	20500	982
Tempo di computazione*	7.9 sec	13.5 sec
Memoria RAM ammocata*	32 MByte	32 MByte
Spazio su disco richiesto*	620 MByte	29.6 MByte

*Analisi svolte su Laptop Intel Centrino 1,86Ghz 1GB RAM 533MHz - HDD 7200rpm

Fig 5.36 - Caratteristiche finali dei modelli numerici di tipo shell e beam..

Un primo confronto fra le due formulazioni, può essere fatto sulla base dei risultati ottenuti nella misura dello spostamento verticale del punto scelto a riferimento (fig. 5.37). Come si può notare dai dati riportati, entrambi i modelli mostrano un comportamento degno di nota, con valori dell'errore percentuale sempre molto contenuto. In particolare, il modello shell risulta essere sempre più flessibile del modello fisico reale, attestandosi su valori dell'errore percentuale al variare del carico sempre compresi fra il 3,12 % ed il 6,94 %. Di contro il modello beam, mostra una maggiore rigidità rispetto al telaio fisico, per alti valori del carico applicato, mentre

per basse sollecitazioni mostra anch'esso una maggiore cedevolezza; per tale modello, l'errore è sempre compreso fra 0 ed il 2,23 %. Mentre nel modello shell lo spostamento è stato valutato con sufficiente precisione nel punto corrispondente a quello monitorato sulla struttura reale, nel modello beam ciò non è stato ovviamente possibile: in questo caso è stato preso a riferimento un punto la cui posizione potesse quanto più possibile rappresentare quella del punto misurato.

Carico (kg)	Spostamento (mm)				
	Sperimentale	Shell		Beam	
		Calcolato	Errore (%)	Calcolato	Errore (%)
5	0,36	0,385	6,94	0,365	1,38
10	0,72	0,77	6,94	0,731	1,52
15	1,10	1,16	5,45	1,10	0
20	1,49	1,54	4,02	1,46	2,01
25	1,86	1,93	3,76	1,83	1,61
30	2,24	2,31	3,12	2,19	2,23

Fig 5.37 - Comparazione dei risultati numerici e sperimentali, sulla base della misura dello spostamento in direzione verticale del punto di riferimento.

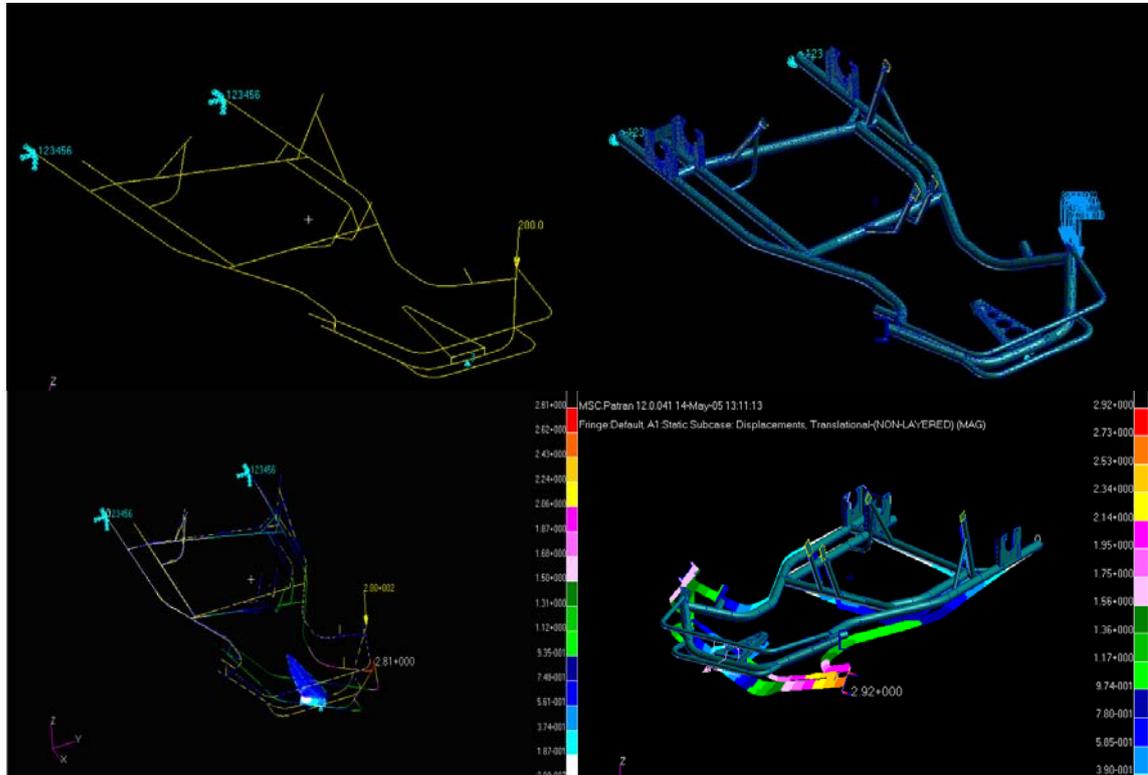
Il processo di analisi ha mostrato inoltre come, in particolare per il modello shell, non sia necessario infittire eccessivamente la griglia degli elementi od aumentarne il numero di nodi, per descrivere con sufficiente precisione la deformazione globale della struttura e valutare lo spostamento del punto di riferimento. Difatti, tale operazione si è dimostrata rilevante esclusivamente per la valutazione dello stato di deformazione locale della struttura, riducendo al 10% l'errore commesso in questo tipo di analisi; ciò nonostante, l'elevato costo computazionale di tale operazione potrebbe non giustificare la messa in atto, vista comunque la buona qualità della soluzione finale offerta dal modello più semplice.

Per il calcolo della rigidezza torsionale della struttura, sono state successivamente condotte su entrambi i modelli delle specifiche prove atte a simulare il comportamento del telaio sottoposto a trasferimento di carico in curva [16]. Dalle prove condotte si evince come il modello beam sia tendenzialmente più rigido del modello shell, a conferma dei test effettuati in precedenza. Il valore della rigidezza torsionale calcolato attraverso l'analisi del modello beam, differisce dal valore fornito dal costruttore di circa il 7%, confermando come, in questo caso, tale formulazione sia più che sufficiente per la stima di questo importante parametro che più di altri caratterizza il comportamento dinamico del veicolo Go-Kart.

Shell
194.9 Nm/°

Beam
175.4 Nm/°

Fig 5.38 - Valori della rigidità torsionale del telaio calcolate per i due modelli numerici.



5.3.3 Conclusioni

Il presente lavoro ha consentito la caratterizzazione oggettiva del comportamento strutturale del telaio di un veicolo Go-Kart. Attraverso l'esecuzione di una campagna di analisi sperimentali e numeriche, e dal successivo confronto dei dati a disposizione, si è stabilito come in questo tipo di test un modello basato su elementi beam opportunamente tarato, sia ampiamente adatto alla determinazione della rigidità torsionale della struttura. Al contrario, un modello basato su elementi di tipo shell, consente con un buon grado di approssimazione l'analisi locale dello stato di tensione e deformazione del telaio. I futuri sviluppi di tali attività, prevedono principalmente l'utilizzo dei modelli numerici elaborati all'interno di una strutturata metodologia di progettazione e sperimentazione virtuale di questo genere di veicoli. In particolare, ciò consentirà lo studio di geometrie alternative, attraverso metodi di ottimizzazione, e la valutazione delle performance su pista del veicolo, attraverso l'utilizzo dei moderni codici di calcolo multi corpo.

5.3.4 Realizzazione del modello in ambiente multi body

Per realizzare le analisi dinamiche relative al modello completo del go-kart è stato necessario modellarne i vari sottosistemi, quali: Sistema di sterzo, Retrotreno, Sistema di sterzo, Ruote anteriori, Ruote posteriori, Corpo macchina. Tralasciando la descrizione del processo di modellazione dei singoli sottosistemi, che poco o nulla aggiungerebbe alla descrizione, si mostra il processo di modellazione degli pneumatici e del telaio deformabile.

La descrizione del processo di modellazione dei pneumatici permette di analizzare l'unico sottosistema non ancora descritto, mentre lo studio del telaio evidenzia il processo d'integrazione tra i modelli FEM e Multibody.

5.3.5 I pneumatici

Ciò che caratterizza il pneumatico è il modello matematico utilizzato per determinare le forze scambiate all'interfaccia ruota-asfalto. Il modello adottato in questo lavoro è stato quello denominato FIALA [17,18,19,20], il quale si basa sulle seguenti assunzioni:

- Impronta a terra di forma rettangolare;
- Distribuzione di pressione uniforme all'interno della zona di contatto;
- Non vengono considerati effetti di rilassamento del pneumatico;
- L'angolo di Camber non ha effetti sulle forze agenti sui pneumatici.

R1	Raggio esterno della ruota indeformata.
R2	Raggio del toro.
CN	Rigidezza verticale del pneumatico: la derivata parziale della forza verticale F_z rispetto alla deformazione verticale del pneumatico, calcolata a deformazione nulla.
CSLIP	Coefficiente di scorrimento longitudinale: la derivata parziale della forza longitudinale F_x rispetto allo scorrimento longitudinale S_x , calcolata a S_x nullo.
CALPHA	Rigidezza di deriva: la derivata parziale della forza laterale F_y rispetto all'angolo di deriva α , calcolata a α nullo.
CGAMMA	Rigidezza di camber: la derivata parziale della forza laterale F_y rispetto all'angolo di camber γ , calcolata a γ nullo.
CRR	Braccio del momento di resistenza al rotolamento, distanza lungo X tra la risultante delle pressioni di contatto e il centro della ruota.
RDR	ζ : Rapporto tra lo smorzamento del pneumatico e il suo smorzamento critico.
U0	Coefficiente di attrito tra pneumatico e strada a scorrimento longitudinale $S_x = 0$.
U1	Coefficiente di attrito tra pneumatico e strada a scorrimento longitudinale $S_x = 1$.

Per la definizione di tali parametri si fa riferimento alla seguente rappresentazione grafica del pneumatico ed al corrispondente sistema di riferimento.

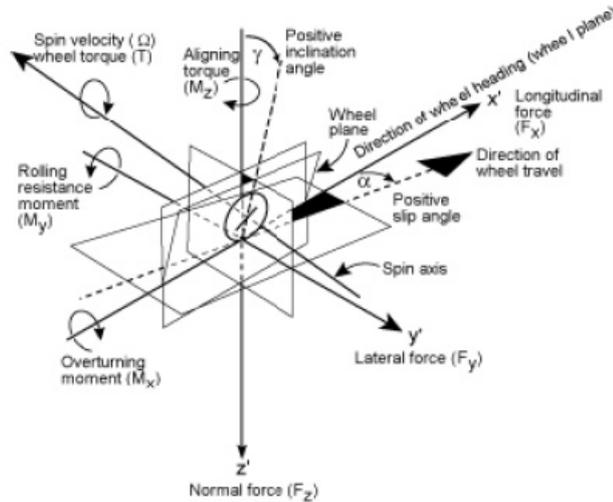


Fig 5.39 - Parametri adottati per la descrizione matematica del pneumatico (sistema di riferimento SAE).

All'interno del modello matematico prescelto, le forze ed i momenti che si sviluppano all'interfaccia pneumatico-asfalto, sono così definiti:

Forza verticale. È la componente della forza agente sul pneumatico esercitata dalla strada e risiede nel piano perpendicolare al piano stradale.

$$F_z = \min(0, \{F_{zk} + F_{zc}\})$$

dove:

- F_{zk} è la forza verticale dovuta alla rigidità verticale del pneumatico;
- F_{zc} è la forza verticale dovuta allo smorzamento verticale del pneumatico.

Forza longitudinale. È la componente della forza agente sul pneumatico esercitata dalla strada, che risiede nel piano stradale ed è parallela all'intersezione del piano della ruota con il piano stradale. La componente di questa forza lungo la direzione di marcia è chiamata forza di trazione. Essa dipende dalla forza verticale (F_z), dal valore corrente del coefficiente di attrito (U), dal coefficiente di deriva longitudinale (S_s) e dall'angolo di deriva (α): l'angolo compreso fra la direzione di avanzamento e quella alla quale

punta la ruota. Il valore corrente del coefficiente d'attrito dipende dai coefficienti di attrito statico (U_{\max}), dinamico (U_{\min}), e da un coefficiente di scorrimento ($S_s \alpha$):

$$S_s \alpha = \left[S_s^2 + \tan^2(\alpha) \right]^{1/2}$$

da cui il valore corrente del coefficiente di attrito viene calcolato come:

$$U = U_{\max} - (U_{\max} - U_{\min}) * S_s \alpha,$$

Fiala definisce un coefficiente di deriva longitudinale critico (S_{critico}):

$$S_{\text{critico}} = \left| \frac{U * F_z}{2 C_{\text{slip}}} \right|$$

questo è il valore di scorrimento laterale al di sopra del quale il pneumatico entra in condizioni di slittamento. Possiamo distinguere due casi:

- Caso 1. Stato di deformazione elastica: $|S_s| < S_{\text{critico}}$

$$F_x = -C_{\text{slip}} * S_s$$

- Caso 2. Stato di completo slittamento: $|S_s| > S_{\text{critico}}$

$$F_x = -\text{sign}(S_s)(F_{x1} - F_{x2})$$

dove:

$$F_{x1} = U * F_z$$

$$F_{x2} = \left| \frac{(U * F_z)^2}{4 * |S_s| * C_{\text{slip}}} \right|$$

Forza laterale. È la componente della forza agente sul pneumatico esercitata dal terreno che giace nel piano stradale ed è ortogonale all'intersezione del piano della ruota con il piano della strada. Come la forza longitudinale, essa dipende dalla forza verticale e dal valore corrente del coefficiente di attrito; similmente al calcolo della forza longitudinale, Fiala definisce un coefficiente di deriva critico ($\alpha_{critical}$):

$$\alpha_{critical} = \arctan\left(\frac{3 * U * |F_z|}{C_\alpha}\right)$$

La forza laterale ha un massimo in corrispondenza del valore $U * |F_z|$, quando l'angolo di deriva eguaglia l'angolo di deriva critico. Si distinguono due casi:

- Caso 1. Stato di deformazione elastica: $|\alpha| \leq \alpha_{critical}$

$$F_y = -U * |F_z| * (1 - H^3) * sign(\alpha)$$

dove:

$$H = 1 - \frac{C_\alpha * |\tan(\alpha)|}{3 * U * |F_z|}$$

- Caso 2. Stato di slittamento: $|\alpha| = \alpha_{critical}$

$$F_y = -U * |F_z| * sign(\alpha)$$

Momento di rotolamento (T_y). È il momento agente sul pneumatico il cui asse vettore giace nel piano stradale ed è normale all'intersezione del piano della ruota col piano della strada; Dipende dal braccio (CRR) della risultante delle forze di pressione agenti al contatto pneumatico-asfalto, che è proprio uguale in modulo alla forza verticale (F_z):

- Quando il pneumatico ruota in avanti: $T_y = -CRR * F_z$
- Quando il pneumatico ruota diretto all'indietro: $T_y = CRR * F_z$.

Momento di auto-allineamento T_z . È il momento agente sul pneumatico il cui asse vettore è normale al piano stradale.

- Caso 1. Stato di deformazione elastica: $|\alpha| \leq \alpha_{critical}$

$$T_z = 2 * U * |F_z| R_2 (1 - H) H^3 * sign(\alpha)$$

Con

$$H = 1 - \frac{C_\alpha * |\tan(\alpha)|}{3 * U * |F_z|}$$

- Caso 2. Stato di completo slittamento: $|\alpha| > \alpha_{critical}$

$$T_z = 0$$

Per la valorizzazione numerica dei parametri, a causa della mancanza di dati sperimentali sui pneumatici del go-kart oggetto di studio è stato necessario fare riferimento a dati presenti in letteratura. I valori numerici utilizzati sono riportati nella seguente tabella:

Parametro	Significato fisico (unità di misura)	Valore	
		Ant	Post.
R1	Raggio esterno della ruota indeformate (mm)	130	137.5
Width	Larghezza (mm)	128	151
C _N	Rigidezza radiale (N/mm)	150	200
C _S	Carico longitudinale/slittamento, valore "limite" (N)	1000	2500
C _α	Carico laterale / tangente angolo deriva, valore "limite" (N)	4000	10000
C _γ	Carico laterale / tangente angolo campanatura, valore "limite" (N)	800	2000
U ₀	Coefficiente di aderenza "statico" (primo distacco)	1.8	1.8
U ₁	Coefficiente di aderenza "cinematico" (slittamento completo)	0.4	0.4
C _{rr}	Resistenza al rotolamento	20	30
R _{dr}	Smorzamento / smorzamento critico	0.1	0.2

5.4 Realizzazione del telaio deformabile

La creazione di un corpo a flessibilità distribuita da studiare dinamicamente all'interno dell'ambiente multi body, può essere effettuata attraverso la generazione di un modello modale che semplifichi la matrice di rigidità che caratterizza il modello FEM.

L'algoritmo per la realizzazione del modello semplificato è basato sul metodo di Craig-Bampton, ossia sulla teoria del component mode synthesis²⁹.

Attraverso il codice di calcolo Nastran 2005, vengono estrapolati dal modello FEM gli autovalori e gli autovettori che identificano le frequenze proprie di vibrazione e i modi di vibrare della struttura.

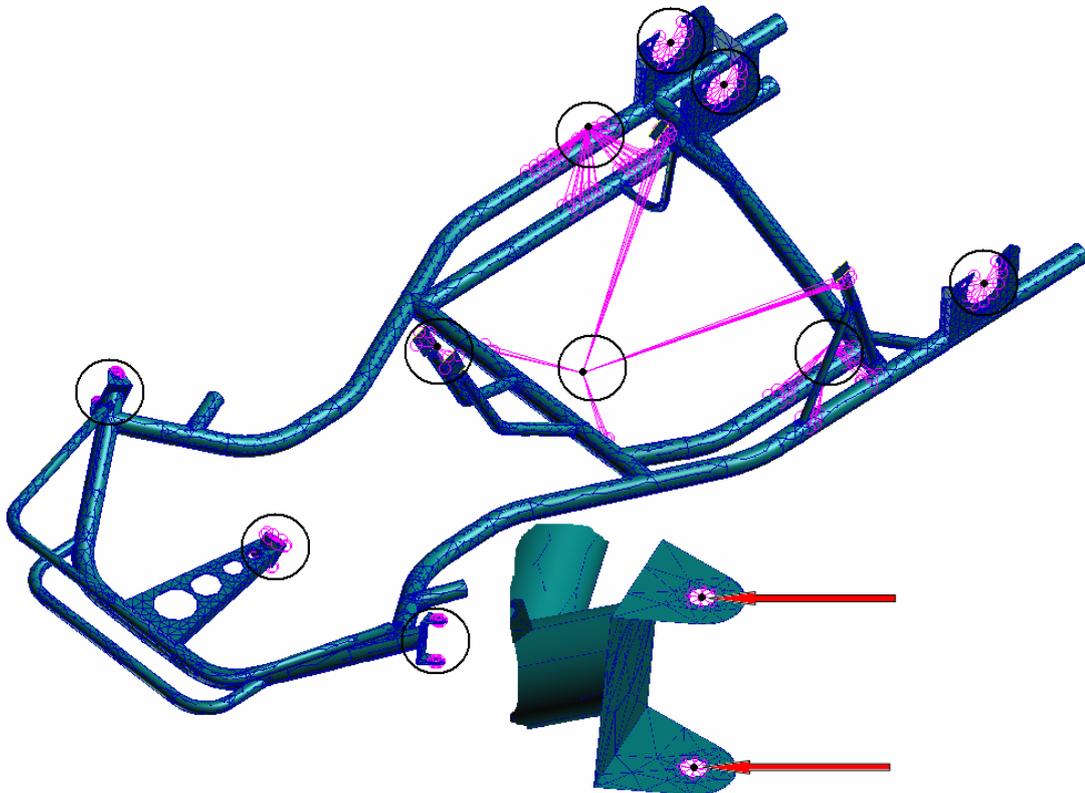


Fig 5.40 - Nodi dichiarati nell'ASET.

All'interno di tale procedura occorre definire precisamente quali sono i nodi che andranno a interfacciarsi con gli altri elementi dell'insieme veicolo o su cui agiranno forze e momenti esterni. Questi nodi vengono dichiarati definendo una lista detta ASET contenente i nodi, e i rispettivi g.d.l. che non possono essere toccati dal

²⁹ Vedi Capitolo 3.

troncamento modale; questi rappresentano i cosiddetti nodi master nel troncamento modale, ovvero i nodi di interfaccia nel metodo di Craig-Bampton.

Va osservato, inoltre, che l'analisi modale va eseguita senza vincolare e caricare in alcun modo la strutture, a differenza di quanto avviene per le analisi statiche.

Nella fig. 5.40 si possono osservare i nodi dichiarati nell'ASET: i punti di attacco del fusello, dell'assale e dello sterzo. In aggiunta sono stati creati dei nodi in cui saranno poi concentrate delle masse per simulare il peso del pilota, del motore e del radiatore. I nodi da inserire nell'ASET sono stati collegati al resto della struttura utilizzando dei multi-point constraint di tipo RBE2.

5.4.1 Prime verifiche sul comportamento del telaio deformabile

Una prima verifica del modello modale utilizzato all'interno dell'ambiente di simulazione multi body ha permesso di confrontare le frequenze proprie del sistema con quelle caratteristiche del modello FEM. L'analisi è stata fatta vincolando i nodi di interfaccia in tutte le direzioni, in modo da riprodurre fedelmente le condizioni di vincolo imposte nell'analisi FEM.

Le frequenze proprie dei due corpi flessibili, messe a confronto, mostrano una perfetta corrispondenza con una discordanza massima nell'ordine del decimo di Hertz, su frequenze dell'ordine di 50-80 Hertz. A titolo esemplificativo si riportano le prime dieci frequenze proprie del telaio, e di seguito la rappresentazione dei primi quattro modi di vibrare nei due diversi software.

Modo	Frequenze proprie rilevate in Nastran	Frequenze proprie rilevate in ADAMS/View
1	34.258	3.432440E+001
2	38.762	3.910903E+001
3	50.728	5.073144E+001
4	73.384	7.355395E+001
5	88.988	8.931747E+001
6	99.740	9.971514E+001
7	103.48	1.035100E+002
8	115.31	1.181979E+002
9	118.7	1.186583E+002
10	138.61	1.386316E+002

Successivamente è stata ripetuta la prova a torsione del telaio. La misura evidenziata è relativa allo spostamento verticale del punto d'applicazione del carico. Anche in questo

caso i risultati ottenuti con ADAMS/View hanno rivelato una perfetta corrispondenza con i risultati ottenuti in precedenza in ambiente Nastran.

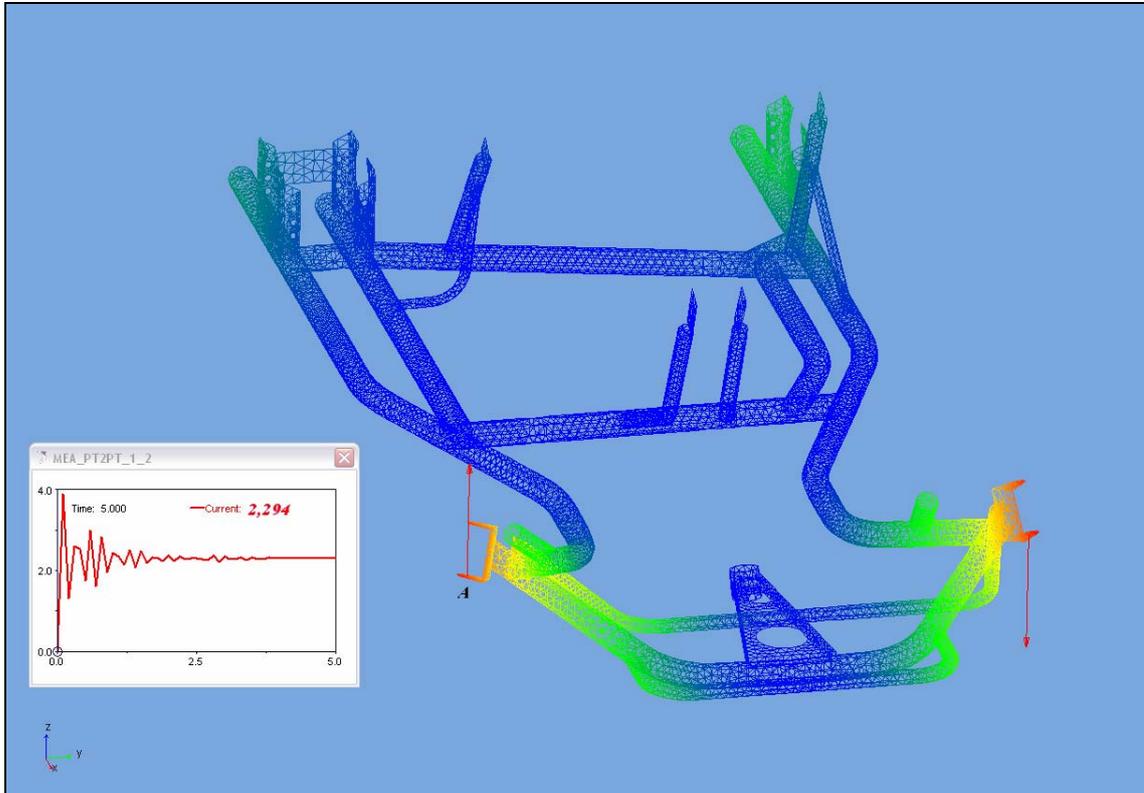


Fig 5.41 - Prova a torsione in Adams/View release 2005r2.

5.4.2 Analisi dinamiche del go-kart con telaio deformabile

Per la corretta implementazione del telaio deformabile all'interno del codice multibody è stato necessario rivedere la configurazione di vincolo del modello, onde mantenere rispettate le condizioni cinematiche alla base del modello. In particolare è stato necessario modificare i vincoli relativi ai fuselli, all'assale posteriore ed allo sterzo. Nel primo caso, il vincolo di tipo 'orientation' è stato sostituito con uno di tipo 'fixed', vincolo di incastro.

I vincoli sull'assale posteriore sono stati sostituiti con tre giunti rotoidali, per simulare l'azione dei tre cuscinetti radiali. Per quanto riguarda lo sterzo è stato sostituito il vincolo inline con una cerniera sferica.

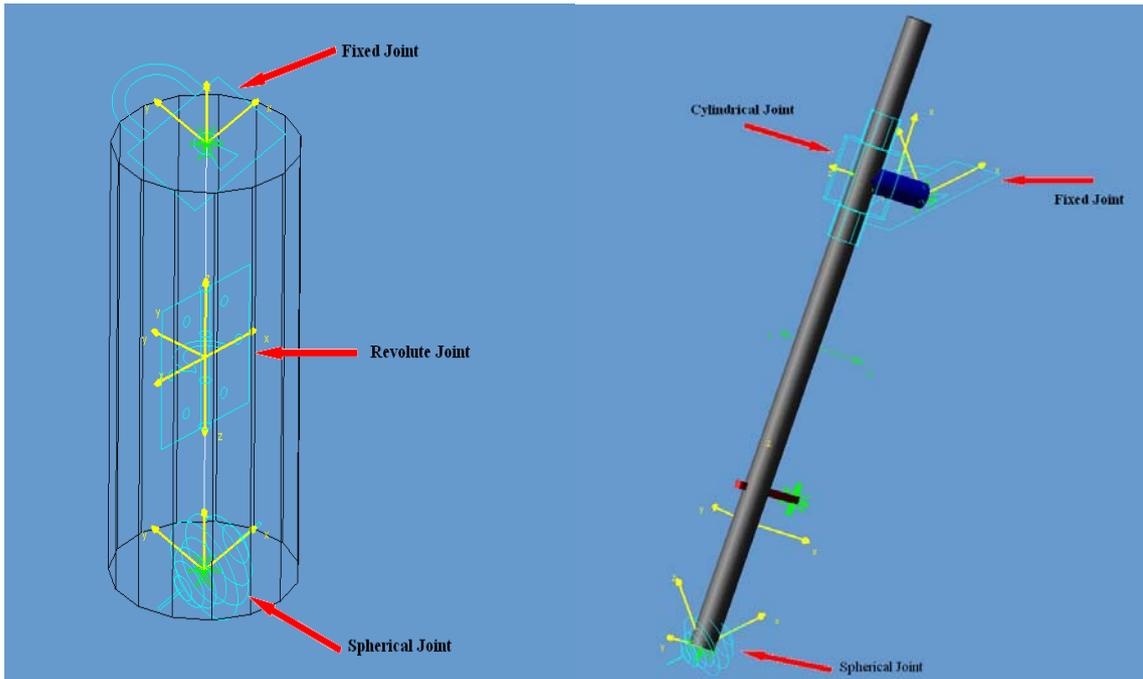


Fig 5.42 - Vincoli fusello con telaio deformabile.

Fig 5.43 - Vincoli sterzo con telaio deformabile.

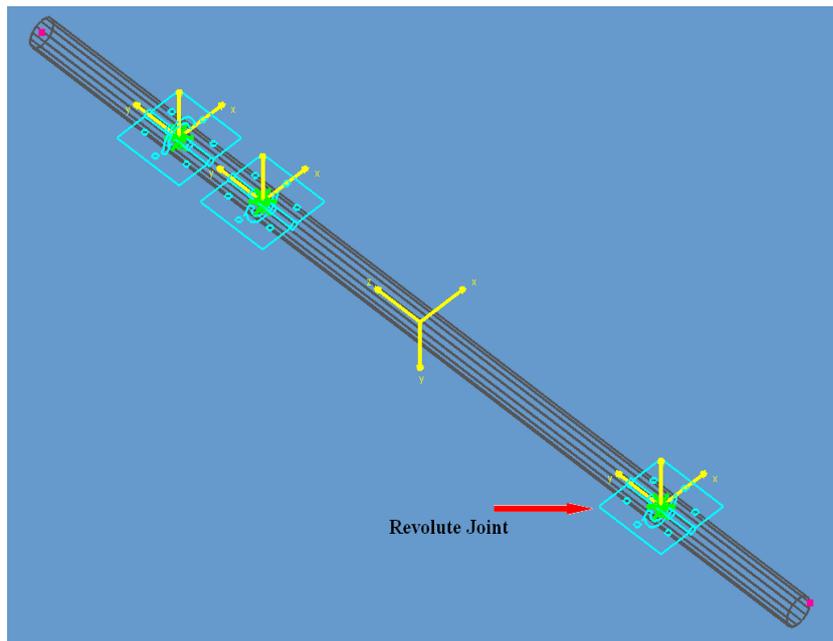


Fig 5.44 - Vincoli assale posteriore con telaio deformabile.

È necessario alleggerire la geometria del corpo eliminando raccordi e scanalature che scarsamente influenzano il calcolo delle frequenze proprie del corpo. La realizzazione del pezzo "ripulito" è effettuata in ambiente CAD, prima della sua importazione nel software di calcolo Ansys6.1, in cui è stato realizzato il file.mnf.

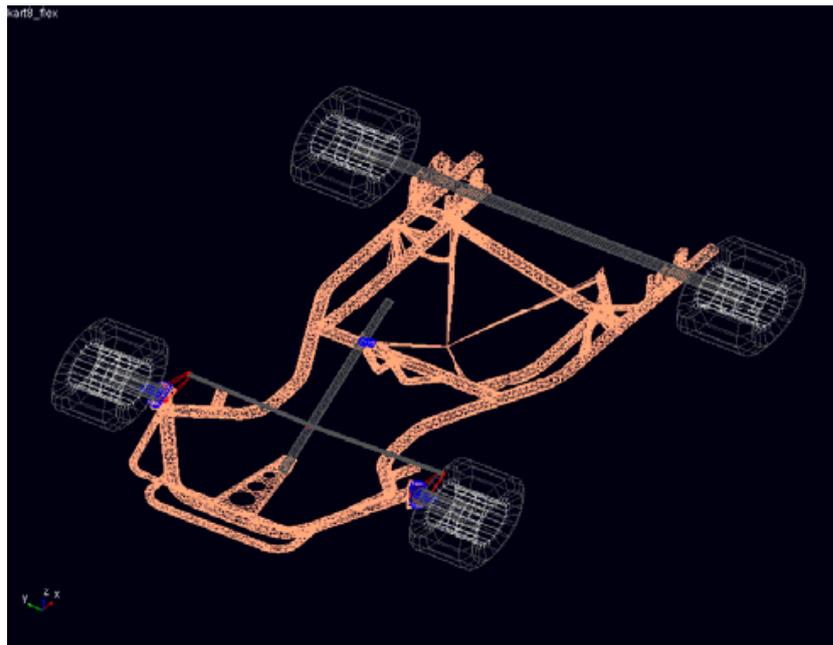


Fig 5.45 - ADAMS Go-Kart full vehicle model with deformable frame.

5.4.3 Modal Neutral File

Rimandando ai riferimenti bibliografici d'approfondimento [21,22], si descrivono di seguito le principali caratteristiche del Modal Neutral File d'interscambio dati tra sistema di calcolo strutturale e sistema multibody d'analisi dinamica.

Nel Modal Neutral File sono contenute la descrizione della geometria del corpo flessibile attraverso le coordinate nodali, delle proprietà di massa e inerzia associate ai nodi, dei modi propri e delle matrici massa e rigidità generalizzate. Per questo risulta buona norma far coincidere il sistema di riferimento assoluto utilizzato per il modello a elementi finiti con il sistema di riferimento di ADAMS.

Per il corretto posizionamento nel modello, è conveniente creare dei sistemi di riferimento "cfs"(Constuction Frame) nel punto corrispondente a quello che sarà occupato dall'origine del sistema di riferimento principale del modello agli elementi finiti ed ugualmente orientato.

Dopo aver posizionato gli elementi deformabili al posto delle parti rigide, è necessario creare interface part nei nodi di collegamento. Il corpo flessibile, non è riconosciuto in Adams come "parte" e pertanto ad esso non possono collegarsi i joint, che caratterizzano i vincoli tra le parti. Per far fronte a tale inconveniente vanno usati pertanto corpi privi di massa, che identificate come parti (interface part) sono assegnate ad un corpo flessibile e riferite ad uno dei suoi nodi di collegamento. Il solo compito di tali parti è dunque fornire un supporto dove poter applicare vincoli o forze ai corpi flessibili.

Bibliografia

- [1] Marco Evangelos Biancolini, Baudille Riccardo, and Luigi Reccia: "Integrated multi-body/fem analysis of vehicle dynamic behaviour". Fisita Congress, 2002.
- [2] L. Solazzi and S. Matteazzi: "Analisi e sviluppi strutturali di un telaio per kart da Competizione". Atti del XXXI convegno AIAS, 2002.
- [3] Marco Giglio, Andrea Pecchio, and Pietro Ravasi: "L'utilizzo del fem per l'ottimizzazione di un telaio di go-kart". ATA, Vol.53(5/6), 2000.
- [4] E. Guglielmino, I. D. Guglielmino, and G. Mirone: "Caratterizzazione numerica e sperimentale di un go-kart da competizione". Atti del XXIX convegno AIAS, 2000.
- [5] T. Amato, F. Frendo, and M. Guiggiani: "Analisi del comportamento dinamico di kart da competizione". Atti del XXXII convegno AIAS, 2003.
- [6] M. Muzzupappa, G. Matrangolo, and G. Vena: "Reverse engineering of a go-kart tubular frame". Atti della conferenza Internazionale XVII Ingegraf - XV ADM, 2005.
- [7] Motavalli s: "Review of reverse engineering approaches". Computers ind.//Engng/ Vol. 35, Nos 1-2, pp. 25-28, 1998.
- [8] John A. Bosch: "Coordinates Measuring Machines". Giddings & Lewis, Dayton, Ohio, 1995.
- [9] Alessandro Balsamo: "Macchine di misura tridimensionali". E.M.I.T. Laboratori di automatica e strumentazione.
- [10] R.H. Macneal: "Finite Elements: Their Design and Performance". Marcel Dekkel Inc., 1994.
- [11] Pro/Mechanica Wildfire 2.0 User Manual.
- [12] FACCHINELLI: "Kart, messa a punto teorica e pratica". Editrice Motor Books Tech, 2000.
- [13] M. Natoli: "Il manuale del kart". Archimede Editore, Marzo 1999.
- [14] Giglio, Pecchio, Ravasi: "L'utilizzo del FEM per l'ottimizzazione di un telaio di Go-Kart". ATA Ingegneria Automobilistica, 2000.
- [15] Ajovalist: "Analisi sperimentale delle tensioni". Parte 2: L'estensimetria. 1980
- [16] Muzzupappa, Matrangolo, Vena: "Experimental and numerical analysis of the Go-Kart frame torsional behaviour". XVII Ingegraf - XV ADM. Seville, June 2005
- [17] Hans B. Pacejka: "Tyre and vehicle dynamics". SAE, 2002.
- [18] Hans B. Pacejka: "Tyre models for vehicle dynamics analysis". Number suppl. a Vehicle System Dynamics n.21. 1992.
- [19] Hans B. Pacejka: "The tyre as a vehicle component". Praga, 1996. FISITA B0601.
- [20] M. Gisper: "FTire, a new fast tire model for ride comfort simulations".
- [21] R. Craig and M. Bampton: "Coupling of substructures for dynamic analyses". AIAA Journal, Vol.6(7), 1968.
- [22] Adams Car, release 2005r2, User Manual Documentation.

Indice

<i>Introduzione</i>	I
Capitolo 1	
<i>Il progetto dell'autoveicolo nell'industria automobilistica</i>	1
1.1 Definizione di Autoveicolo.....	1
1.2 Generalità sui principali sottosistemi meccanici	2
1.2.1 Cassa.....	3
1.2.2 Motore e Trasmissione.....	12
1.2.3 Sospensioni.....	15
1.2.4 Il sistema di Sterzo.....	18
1.2.5 Ruote con Pneumatici	19
1.2.6 Sistema Frenante.....	21
1.3 Metodologie di progettazione e prototipazione virtuale	23
Bibliografia.....	30
Capitolo 2	
<i>Dinamica del veicolo e Metodologie d'analisi</i>	31
2.1 Handling	32
2.2 Comfort	35
2.3 Metodologia d'analisi matematica del sistema veicolo	38
2.3.1 Modelli elementari	39
2.3.2 Modelli complessi - Multibody.....	43
Bibliografia.....	49
Capitolo 3	
<i>Metodi d'analisi numerica: formulazione Multibody e formulazione FEM</i>	50
3.1 Soluzione di equazioni non lineari. Il metodo di Newton-Raphson.....	51
3.2 Definizione, notazioni, convenzioni: coordinate generalizzate usate in ADAMS	54
3.2.1 Joints in ADAMS	57
3.2.2 Motions in ADAMS.....	58
3.3 Analisi delle condizioni iniziali	58
3.3.1 Analisi delle posizioni iniziali	59
3.3.2 Analisi delle condizioni iniziali di velocità.....	63
3.3.3 Analisi delle condizioni iniziali di forza ed accelerazione	64
3.4 Analisi cinematica.....	65
3.4.1 Analisi della posizione cinematica.....	65
3.4.2 Analisi della velocità cinematica	66
3.4.3 Analisi della accelerazione cinematica	66
3.5 Analisi dinamica:nomenclatura, convenzioni, definizioni	67
3.5.1 Formulazione delle equazioni del moto in ADAMS	68
3.5.2 Soluzione numerica per l'analisi dinamica. Calcolo dello Jacobiano.....	69

3.6 Analisi statica	72
3.6.1 Approccio statico	73
3.6.2 Approccio dinamico	74
3.7 Integrazione FEM Multibody	74
3.7.1 Creazione del file.mnf	74
Bibliografia	78
Capitolo 4	
Analisi Multibody del sottosistema Drive Line	
Test Case: 2WD PDK Drive Line by Porsche	79
4.1 Il sottosistema Drive Line	81
4.1.1 Frizione, Cambio e live axle	84
4.1.2 Veicoli a trazione posteriore con <i>live axle</i>	86
4.1.3 Dead axle e axleless transmission	87
4.1.4 Trasmissione con quattro ruote motrici	92
4.2 Analisi Drive Line Porsche: obiettivi e requisiti	93
4.2.1 Definizione della metodologia d'analisi numerica DAMM	94
4.2.2 Stato dell'arte	95
4.3 Metodologia DAMM: Processo di modellazione	96
4.3.1 2WD layout by Porsche	97
4.3.2 Il Motore	97
4.3.3 La Frizione	102
4.3.4 Il Cambio	107
4.3.5 Alberi di trasmissione	113
4.3.6 Il differenziale	114
4.4 DAMM: Integrazione ed Analisi in condizioni di Full Drive Line	115
4.5 DAMM: protocolli di pre-post processing	117
4.6 DAMM: ambienti personalizzati di testing	119
4.7 DAMM: Integrazione ed Analisi in condizioni di Full Vehicle	119
4.8 Conclusioni	120
Bibliografia	121
Capitolo 5	
Analisi Multibody del veicolo Go-Kart	
5.1 Il veicolo Go-Kart	124
5.2 Processo di Reverse Engineering	127
5.2.1 Test Case di riferimento	127
5.2.2 Strumenti di Misura	128
5.2.3 Ricostruzione geometrica	129
5.2.4 Processo di Modellazione Parametrica 3D	135
5.2.5 Conclusioni e sviluppi futuri	136

5.3 Processo d'analisi strutturale	137
5.3.1 Preparazione del set-up sperimentale	138
5.3.2 Analisi del modello numerico	142
5.3.3 Conclusioni.....	146
5.3.4 Realizzazione del modello in ambiente multi body	147
5.3.5 I pneumatici.....	147
5.4 Realizzazione del telaio deformabile	152
5.4.1 Prime verifiche sul comportamento del telaio deformabile	153
5.4.2 Analisi dinamiche del go-kart con telaio deformabile	154
5.4.3 Modal Neutral File	156
Bibliografia.....	157