

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA  
TOR VERGATA



FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
DOTTORATO DI RICERCA IN  
PROGETTAZIONE DEI SISTEMI MECCANICI

TESI DI DOTTORATO

**Modelli virtuali predittivi del comfort  
vibrazionale degli occupanti di autovetture**

Pier Paolo Valentini

Tutor

Prof. Ettore Pennestrì

XVI CICLO

**Nemo pervenit qui non  
legittime certaverit.**



# Indice

<b>Introduzione .....</b>	<b>5</b>
<b>1. Il comfort vibrazionale.....</b>	<b>6</b>
1.1 Introduzione.....	6
1.2 Le vibrazioni trasmesse al corpo umano.....	6
1.2.1 Impedenza meccanica in direzione verticale del corpo umano.....	8
1.2.2 Caratteristiche della risposta biomeccanica alla WBV di un guidatore.....	9
1.2.3 Comportamento a risonanza del corpo umano ed effetto della postura.....	9
1.2.4 Assorbimento di energia per la WBV.....	10
1.3 Il comfort acustico-vibrazionale.....	11
1.4 Effetti delle vibrazioni sul fisico e sui meccanismi percettivi.....	12
<b>2. Le norme sulle vibrazioni assorbite.....</b>	<b>15</b>
2.1 Evoluzione storica della ISO 2631(1985), della BS 6841 e della ISO 2631 (1997).....	15
2.1.1 ISO 2631: guida per la valutazione dell'esposizione umana alle vibrazioni.....	15
2.1.2 BS 6841 (1987): guida alla misurazione e alla valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni meccaniche.....	15
2.1.3 ISO 2631 (1997): valutazione dell'esposizione umana alle vibrazioni meccaniche e agli shock.....	17
2.2 Variabili per il calcolo della vibrazione assorbita.....	17
2.2.1 Assi di vibrazione.....	18
2.2.2 Frequenza di vibrazione.....	20
2.2.3 Ampiezza e durata della vibrazione.....	24
2.3 Limiti di esposizione alle vibrazioni.....	27
2.4 Confronti.....	30
<b>3. Disamina dei modelli biomeccanici.....</b>	<b>33</b>
3.1 Introduzione.....	33
3.2 Modelli lineari a più segmenti.....	34
3.3 Modelli multibody complessi.....	36
3.4 Modelli FEM.....	37
3.5 Modelli commerciali: i modelli MADYMO.....	38
3.6 Considerazioni.....	39
<b>4. Modellazione di un manichino virtuale mediante tecniche multibody.....</b>	<b>41</b>
4.1 Il problema della modellazione del corpo umano.....	41
4.2 L'approccio multibody dynamics.....	42
4.2.1 Integrazione del sistema DAE.....	48
4.3 Il modello DAViD di un occupante un'autovettura.....	48
4.4 Il contatto con il sedile.....	50
4.5 Il software implementato.....	51
4.6 Parametricità antropometrica del modello.....	54
4.6.1 Calcolo automatico della corretta postura.....	57
<b>5. Prove sperimentali.....</b>	<b>60</b>
5.1 Le prove sperimentali.....	60
5.2 Prove statiche: acquisizione delle pressioni di contatto.....	60
5.3 Prove dinamiche: trasmissibilità al banco SEDYA.....	62
5.4 Prove dinamiche: trasmissibilità al banco a quattro attuatori.....	66
5.5 Integrazione delle prove sperimentali con il modulo DAViD.....	68

<b>6. Trasmissibilità del modello DAVID.....</b>	<b>76</b>
6.1 Messa a punto del modello.....	76
6.2 Scenari di simulazione.....	77
6.2.1 Variazioni del percentile di massa e di altezza.....	77
6.2.2 Variazioni della posizione delle mani.....	79
6.2.3 Variazione dell'inclinazione dello schienale.....	80
<b>7. Vibration Dose Value calcolata con il modulo DAVID.....</b>	<b>82</b>
7.1 Algoritmo di calcolo.....	82
7.2 VDV in funzione delle caratteristiche antropometriche e della postura.....	84
<b>8. Modellazione FEM per lo studio del contatto uomo-sedile.....</b>	<b>91</b>
8.1 Descrizione del modello.....	91
8.1.1 Modellazione della coscia.....	92
8.1.2 Modellazione del sedile.....	93
8.1.3 Modellazione delle parti rigide e delle articolazioni.....	95
8.1.4 La simmetria del modello.....	96
8.1.4 Il contatto.....	98
8.1.5 I carichi e l'input vibrazionale.....	99
8.2 Risultati delle simulazioni.....	101
8.2.1 Analisi statica.....	102
8.2.1 Analisi della risposta dinamica.....	104
<b>9. Conclusioni.....</b>	<b>115</b>
9.1 Confronto tra le metodologie proposte.....	115
9.2 Approfondimenti di indagine.....	116
<b>Bibliografia.....</b>	<b>118</b>
<b>Pubblicazioni.....</b>	<b>122</b>

## Introduzione

Questo lavoro di tesi è finalizzato a riassumere i contenuti sviluppati nel corso dei miei tre anni di dottorato di ricerca in Progettazione dei Sistemi Meccanici presso l'Università degli Studi di Roma Tor Vergata. In particolare questa attività di ricerca si è inserita nel progetto DAViD che ha visto la luce nel luglio del 2000 con la mia tesi di laurea in Ingegneria Meccanica. DAViD è un acronimo dall'inglese Dynamic Automotive Virtual Dummy, ovvero manichino virtuale per la dinamica degli autoveicoli. L'attività si è originata in collaborazione con il Centro Ricerche Fiat di Orbassano (To) (con i settori di Comfort Acustico e Vibrazionale e di Ergonomia) che ci ha supportato in tutta la fase di sviluppo e sperimentazione, nonché nella raccolta dati. In tre anni, sebbene l'attività non possa ritenersi completamente conclusa, sono stati ottenuti dei risultati molto soddisfacenti che verranno illustrati nel proseguo del lavoro. La motivazione che mi ha portato ad intraprendere uno studio del comfort vibrazionale al fine di fornire uno strumento di calcolo previsionale è stata principalmente quella, oltre ovviamente alla passione per l'argomento, di voler vedere fondere insieme più campi di ricerca. In un progetto come DAViD, infatti, problemi dell'ingegneria meccanica, della medicina, di legislazione, dell'elettronica, di ergonomia e della teoria del controllo si fondono. E' proprio questo il punto interessante. Non è possibile guardare ad un problema, qualunque esso sia, solo da un lato. Se si vuole proporre una soluzione veramente vincente, bisogna affrontarlo da diversi punti di vista contemporaneamente.

L'esposizione del lavoro si articolerà in otto capitoli. Dapprima si focalizzerà l'attenzione sul problema del comfort vibrazionale e si illustreranno le normative vigenti a riguardo. Poi si illustrerà la metodologia e gli strumenti adottati per perseguire l'obiettivo, descrivendo i modelli matematici proposti, si descriveranno le prove sperimentali e si concluderà commentando i risultati ottenuti.

# Capitolo 1

## Il comfort vibrazionale

### 1.1 Introduzione

Il problema della trasmissione delle vibrazioni da un autoveicolo o più in generale da un mezzo di lavoro al corpo umano è da un paio di decenni al centro di studi e ricerche tesi all'individuazione delle problematiche connesse all'esposizione umana a tali sollecitazioni [1] [2] [3] [4] [5] [6] [7] [8] [9] [10] [11]. Al centro degli studi finora compiuti ci sono non solo le valutazioni mediche relative ai danni al fisico dovuti all'esposizione, ma anche e con sempre maggiore attenzione i tentativi di modellazione, sia meccanica che matematica, tesi alla valutazione indiretta delle sollecitazioni trasmesse dal piano stradale al sedile e dunque all'individuo [12] [13] [14]. Proprio quella della valutazione diretta, sperimentale, delle sollecitazioni trasmesse all'individuo è una delle questioni più spinose che coloro che abbiano messo mano al problema si siano trovati ad affrontare. In questo, dunque, l'aspetto della riduzione del fenomeno ad un modello matematico più o meno dettagliato e più o meno specifico permette un approccio indiretto ma spesso esaustivo per la stima delle sollecitazioni trasmesse e per la prevenzione. Punto focale dell'analisi è la valutazione dell'impedenza del corpo umano lungo le tre direzioni principali [15] [16]. In questo capitolo ci limiteremo a riassumere alcuni risultati di interesse derivanti dalla letteratura in materia. In particolare nella prima parte verranno descritte le raccolte dei dati provenienti dalla sperimentazione del Griffin [17], sicuramente uno dei maggiori esperti mondiali dell'argomento, mentre nella seconda si focalizzerà l'attenzione sul problema del comfort per gli occupanti di autovetture.

### 1.2 Le vibrazioni trasmesse al corpo umano

La *whole body vibration* (WBV) si genera quando un corpo è posto a contatto con una sorgente vibrante. Contrariamente a quanto accade nella *local vibration*, vibrazione locale, in cui una o più parti del corpo umano (testa, braccia,

busto) sono esposte alla vibrazione, la WBV interessa l'intero corpo e provoca dunque effetti che si trasmettono all'interno dell'individuo. Il termine stesso di *whole body vibration* implica che l'intero corpo è sottoposto alla vibrazione e agli effetti della stessa e che non esistono particolari punti di contatto locale. Sono molti gli ambienti che possono provare la WBV: tra questi tutti i mezzi di trasporto, sia su strada, che su rotaia che in aria e in acqua, molti mezzi operativi e addirittura alcune strutture edili. Il corpo umano è molto sensibile al movimento: la natura della vibrazione, le caratteristiche antropometriche delle persone e gli effetti della vibrazione stessa possono cambiare radicalmente a seconda dell'ambiente in cui ci si trova. Queste tre aree di variabilità contribuiscono sensibilmente al modello causa-effetto della risposta umana alla vibrazione impressa. Sono diversi gli aspetti di interesse del problema, dalla risposta biodinamica del corpo umano alla risposta dinamica del sedile e dunque alla possibilità di smorzare le vibrazioni trasmesse, agli effetti sulla salute.

La conoscenza di come la vibrazione è trasmessa dal e attraverso il corpo umano può dare un importante contributo alla comprensione della risposta umana alla *whole body vibration*. Esistono alcuni range critici di frequenza per ogni parte del corpo (occhi, spalle, testa, collo e spina dorsale).

Per ciò che riguarda le vibrazioni in un veicolo possiamo affermare che l'intervallo di interesse (e quello che viene generalmente misurato) è quello compreso tra 0.5 e 5 Hz.

E' stato dimostrato [17] che i sedili possiedono bassi valori di risonanza e che dunque amplificano gli effetti della vibrazione per frequenze inferiori ai 10 Hz. E' necessario, inoltre, determinare un peso ad ogni componente del movimento a seconda degli effetti provocati sul passeggero. La ISO 2631 ha fornito un metodo generale per la misurazione degli effetti di vibrazioni comprese tra 1 e 80 Hz sul corpo umano. Sono stati studiati gli effetti della vibrazione sul sistema muscolo-scheletrico al variare della frequenza e della forma della vibrazione: quelle definite pericolose sono state stimate al di sotto dei 6 Hz.

Effetti dannosi sul corpo umano, infatti, possono essere provocati dall'esposizione a WBV vicine alle frequenze di risonanza delle varie parti del corpo. La spina dorsale ha una frequenza di risonanza (FR) di circa 5 Hz, quella ovvero prodotta da molte macchine per movimento terra: da qui dolori e patologie e la necessità di studiare appositi sedili. Ad esempio, i diagrammi presentati dalla ISO/CD 5982 mostrano il modulo e la fase dell'impedenza driving point del corpo umano in posizione seduta con schienale dritto nella direzione z e copre l'80% del campo di valori sperimentali ottenuti dalla letteratura prima del '70. Il campione e la tipologia di riferimento è tuttavia insufficiente: troppo ristretto il numero di soggetti (39 maschi, per le donne ci sono pochi dati disponibili in letteratura anche se le guidatrici sono in aumento), limitato i range di frequenze di

sollecitazione (0.5-30 Hz), l'ampiezza dell'accelerazione di input (1-2 m/s<sup>2</sup>), la monoassialità (z), la limitazione nelle caratteristiche antropometriche dei soggetti scelti (pesi compresi tra i 54 e i 94 kg) e la postura. Nel proseguo del lavoro ci soffermeremo maggiormente sui tentativi di definizione di norme internazionali.

### 1.2.1 Impedenza meccanica in direzione verticale del corpo umano

L'impedenza meccanica di un corpo umano seduto misurata in direzione verticale, spesso impiegata per descrivere il comportamento biodinamico, è stata misurata durante differenti condizioni sperimentali. L'impedenza definisce il complesso rapporto che esiste tra forze dinamiche alle quali sottoposto il corpo umano e i movimenti risultanti in termini di velocità e accelerazioni. L'impedenza è definita come:

$$Z = \frac{F}{v} \quad (1.1)$$

dove  $F$  è la forza dinamica alla quale è sotto posto il corpo e  $v$  è la velocità risultante. L'impedenza meccanica dipende fortemente dall'angolo di fase tra le due variabili che la definiscono.

Lo studio eseguito dal Griffin [17], come detto, è stato condotto variando alcuni parametri considerati fondamentali nell'analisi. A variare, dunque, sono stati i parametri relativi all'ampiezza della vibrazione, compresa tra i 0.5 e i 1.4 m/s<sup>2</sup> (discretizzata in quattro step), la frequenza di eccitazione (2-100 Hz), il peso corporeo dei soggetti, compreso tra i 57 e i 92 kg, e la posizione rilassata o eretta della parte superiore del corpo.

I risultati ottenuti mostrano che l'impedenza aumenta con la frequenza fino ad un picco principale a circa 5 Hz, con alcune sostanziali differenze tra uomini e donne. Il picco dominante è principalmente dovuto alle caratteristiche meccaniche dalla spina dorsale.

Superato questo picco l'impedenza decresce in maniera complessa mostrando altri due picchi addizionali: le donne presentano un picco importante attorno ai 10 Hz. Questi picchi secondari, compresi nelle regioni tra 8-10 Hz e tra i 50 e gli 80 Hz, sono probabilmente dovuti alle caratteristiche meccaniche delle altre parti del corpo come la testa, le gambe, l'addome e il seno. La frequenza dei picchi principali e secondari diminuisce con l'aumentare del livello di vibrazione. La posizione eretta offre valori di impedenza maggiori e con picchi localizzati a frequenze un po' superiori rispetto alla posizione reclinata. Gli individui più pesanti offrono maggiori valori di impedenza ma a frequenze più basse.



### **1.2.2 Caratteristiche della risposta biodinamica alla WBV di un guidatore**

In letteratura sono presenti le misure di caratteristiche dell'impedenza meccanica verticale di guidatori seduti di veicoli in un intervallo di frequenze compreso tra i 0.625 e i 10 Hz, con un'ampiezza di eccitazione compresa tra 1 e 2  $m/s^2$  e con l'impiego di un simulatore di WBV.

Le misurazioni sono state effettuate su soggetti in posizione seduta con piedi fermi e mani sul volante. Sono state inoltre apportate variazioni nella postura, nell'angolo di inclinazione dello schienale e nella natura o ampiezza dell'eccitazione. Le variazioni sono state introdotte per mostrarne l'influenza sull'impedenza meccanica al punto di guida. In un intervallo compreso tra gli 0.75 e i 10 Hz e per eccitazioni inferiori ai 4  $m/s^2$  è stato proposto un modello a 4 gradi di libertà non lineare per il quale i parametri sono stimati per soddisfare sia la misura dell'impedenza meccanica al punto di guida che le caratteristiche di trasmissibilità definite da una sintesi di dati pubblicati per soggetti senza schienale. L'identificazione dei parametri comporta la soluzione di una funzione di ottimizzazione multivariabile. La risposta del modello è strutturata in modo da fornire risultati migliori esatti per ciò che riguarda l'impedenza meccanica.

L'industria sta portando avanti progetti per lo studio di modelli che possano prevedere il comportamento dinamico e meccanico del corpo umano sottoposto a vibrazione e provvedere dunque alla costruzione di sedili capaci di attenuare le sollecitazioni trasmesse dal fondo stradale e monitorare in tempo reale l'esposizione alla vibrazione.

### **1.2.3 Comportamento a risonanza del corpo umano ed effetto della postura**

La comprensione del comportamento a risonanza del corpo umano è molto importante nello studio e nella prevenzione di eventuali danni apportati alla schiena e agli altri organi. Uno degli studi effettuati ha preso in considerazione otto soggetti sottoposti a WBV in condizioni posturali differenti e senza schienale. I movimenti della spina dorsale, del bacino, dell'addome nel piano semisagittale sono stati definiti attraverso degli accelerometri, mentre la risposta della testa è stata misurata con un piattello accelerometrico.

Sono state così ottenute otto risposte alla vibrazione per valori di frequenza di eccitazione inferiori ai 10 Hz.

La risonanza principale del corpo umano si trova a circa 5 Hz e consiste in un modo a corpo intero nel quale lo scheletro si muove verticalmente a causa di deformazioni assiali e di taglio del tessuto delle natiche, in fase col modo verticale dell'addome e in un modo di curvatura della parte alta del torace e della spina

cervicale. E' stata rilevata un'incurvatura della spina lombare e della toracica inferiore abbinata ad un beccheggio della testa nel modo prossimo più elevato vicino a quello principale. La seconda risonanza principale si trova a 8 Hz e corrisponde ad un beccheggio del bacino e ad un secondo modo dell'addome. Quando i soggetti cambiano postura da eretti a reclinati la frequenza naturale del modo a corpo intero decresce e si registra una diminuzione della frequenza della risonanza principale. La deformazione di taglio sul tessuto delle natiche aumenta nel modo a corpo intero a causa del cambiamento di postura.

I movimenti complessi del corpo suggeriscono che le forze che provocano danni a causa della WBV non possono essere predette con modelli biodinamici incapaci di rappresentare i movimenti e gli effetti della postura.

#### **1.2.4 Assorbimento di energia per la WBV**

E' stata, infine, effettuata una misurazione dell'energia assorbita da un soggetto seduto esposto a WVB. Per lo studio è stato impiegato un campione di 15 uomini e 15 donne e sono stati fissati quattro differenti parametri operativi.

Il primo di questi parametri è l'ampiezza di vibrazione, compresa tra 0.5 e 1.4 m/s<sup>2</sup>: il secondo è la frequenza di eccitazione, compresa tra 2 e 100 Hz, il terzo è il peso (54-93 kg) e, infine, la postura.

L'energia assorbita dal corpo umano dipende fortemente dalla frequenza di vibrazione, con un picco tra i 4 e i 6 Hz, con valori minimi per le donne in posizione seduta rilassata (non eretta). L'energia assorbita, poi, aumenta col livello di accelerazione impressa e col peso corporeo dell'individuo.

Se la valutazione del rischio per la salute umana è basata sull'assunzione che l'energia  $W$ , indipendente dalla frequenza della vibrazione, indica il pericolo, allora lo standard ISO 2631 sottostima e sovrastima il rischio rispettivamente per frequenze sotto e sopra i 6Hz, compiendo dunque un errore sostanziale. I risultati ottenuti indicano anche la necessità di differenziare le linee guida operative per individui maschi e femmine. Molti tipi di veicoli producono una WBV la cui frequenza si trova nel range in cui è stato osservato sperimentalmente il picco per della potenza assorbita.

Il concetto legato alla potenza assorbita, e dunque all'energia, è un concetto di misurazione della WBV e dei rischi ad essa connessi piuttosto nuovo. Benché ancora non ben stimata questa misurazione può fornire un'indicazione più precisa del rischio di quanto indichi la normativa ISO 2631 considerato questo metodo tiene conto anche delle forze dinamiche applicate al corpo.

### 1.3 Il comfort acustico-vibrazionale

La qualità di una vettura, in particolare per gli aspetti direttamente percepiti dal cliente, ha assunto negli ultimi anni un'importanza sempre maggiore tra le ragioni che ne determinano la scelta, e quindi l'acquisto. Una componente molto importante di tale qualità è costituita dal comfort acustico e vibrazionale, cioè dalle cosiddette prestazioni NVH ( acronimo di *Noise-vibration-harshness*), che il veicolo può assicurare nelle diverse condizioni di utilizzo: in accelerata a piena potenza, su fondo stradale sconnesso, a velocità costante su percorso urbano o extraurbano.

L'elevata sensibilità dei clienti ai problemi di comfort è stata confermata negli ultimi anni dall'evidenza che tra i criteri di scelta per l'acquisto di una nuova vettura prevalgono stile e comfort, insieme con qualità e prezzo, rispetto ad altri aspetti quali prestazioni e sicurezza. In particolare, l'importanza assunta dal comfort vibrazionale è confermata dal fatto che tra le cause di dichiarata insoddisfazione dei clienti la presenza di vibrazioni e scricchiolii appare in generale una tra le più ricorrenti. Occorre infine aggiungere che, riguardo al mantenimento della prestazione nel tempo, durante la vita operativa del veicolo, la qualità vibrazionale è sicuramente tra le meno robuste. In questo quadro, è chiaro come i costruttori di automobili abbiano accentuato negli anni scorsi i loro sforzi per ridurre i livelli di vibrazione sulla vettura. Tali sforzi hanno comportato e comportano, tuttavia, notevoli incrementi nei costi e nei tempi di sviluppo di un nuovo modello, incidendo inoltre negativamente sul peso del veicolo (per esempio per l'aggiunta di materiali smorzanti).

In quest'ottica si capisce come l'introduzione di simulazioni virtuali (integrati nel Digital Mock-up) possa ridurre questi tempi (e ovviamente anche i costi), agendo come previsione senza ricorrere necessariamente alla costruzioni di prototipi (Physical Mock-up) per la sperimentazione. Tuttavia le prove al banco non potranno essere del tutto eliminate, almeno in una prima fase, ma saranno necessarie per la messa a punto e la continua verifica delle simulazioni.

La definizione degli obiettivi di comfort da raggiungere è guidata da analisi di mercato e da un continuo confronto con la concorrenza. Il problema è che le valutazioni in questo campo sono più soggettive che oggettive e quindi risulta necessario definire degli indici di comfort validi indipendentemente dal giudizio dell'occupante. Molte case automobilistiche hanno sviluppato autonomamente degli indici di merito per oggettivare la qualità vibrazionale valutando e confrontando in tal senso le prestazioni dei veicoli nelle diverse condizioni di utilizzo.

Ancora scarsi sono i tentativi di codificare questi indici all'interno di norme internazionali. Un esempio sono le norme ISO 2631-1 (1997) e BS 6841 (1987) che verranno ampiamente trattate e confrontate nel proseguo del testo.

## 1.4 Effetti delle vibrazioni sul fisico e sui meccanismi percettivi

Gli effetti soggettivi delle vibrazioni sull'uomo sono stati presi in considerazione da numerosi Autori [15] [17] e sono stati ugualmente studiati i molteplici problemi che sono connessi con la esposizione prolungata dell'uomo alle vibrazioni. Allo scopo di ordinare la materia, è possibile classificare gli effetti delle vibrazioni sull'uomo, secondo una scala progressiva di pericolosità, distribuita nei seguenti livelli di disturbo:

- di affaticamento;
- di interferenza con l'efficienza e con il rendimento;
- di danno.

Per la corretta stima delle vibrazioni assorbite è opportuno tenere in conto tre diversi aspetti: la *durata*, l'*ampiezza* e la *frequenza* dell'eccitazione. Questi tre fattori contribuiscono all'assorbimento in diversi modi e in combinazione tra loro. Ad esempio una vibrazione di bassa ampiezza ma prolungata nel tempo, può equivalere come pericolosità ad una di ampiezza maggiore ma più breve.

In generale, gli effetti più importanti riscontrati, tratti da [17], sono riassunti nella Tabella 1.1.

<b>Frequenza [Hz]</b>	<b>Effetti</b>
1-2	Per vibrazioni longitudinali si ha dispnea
1-5	Risonanza del fianco per vibrazione orizzontale sul corpo seduto
2	Risonanza della testa per vibrazione orizzontale sul corpo seduto
1-3	Massima influenza sull'apparato respiratorio
1-3	Comprendono tutte le risonanze per vibrazioni sagittali
2-3	Risonanza spalla-testa per vibrazione orizzontale sul corpo in piedi
2-6	Risonanza del corpo seduto (vibrazioni in direzione dell'asse del corpo)
3-3.5	Massima risonanza dell'uomo sdraiato su un tavolo che vibra longitudinalmente
3-3.5	Massima risonanza degli organi toracico-addominali in posizione portante a muscoli rilassati
3-4	Massimi disturbi addominali
4	Massima risonanza del corpo per vibrazioni longitudinali
4-6	Risonanza toracico-addominale per vibrazioni verticali del corpo seduto
4-10	Riduzione progressiva dell'acuità visiva
4-10	Modificazione della voce

4-12	Risonanza del corpo in piedi (per vibrazioni in direzione dell'asse del corpo)
5	Picco di risonanza del corpo eretto per vibrazione verticale della piattaforma
5	Massima risonanza toracico-addominale
6-10	Modificazione della pressione arteriosa, della frequenza cardiaca e del consumo di ossigeno
7	Massimi disturbi toracici
8-12	Dolori lombo-sacrali
9	Massima risonanza dell'uomo sdraiato su tavolo che vibra longitudinalmente con piedi e spalle saldamente legate al tavolo
10-12	Sonnolenza
10-14	Ulteriore picco di risonanza dell'uomo in posizione eretta per vibrazioni longitudinali
12	Picco di risonanza del corpo eretto per vibrazione verticale della piattaforma
13-15	Risonanza della faringe
13-20	Risonanza della testa, aumento del tono muscolare
20-30	Massima risonanza del corpo con riduzione dell'acuità visiva
20-30	Risonanza della testa e delle spalle per vibrazione verticale a corpo seduto
30-40	Disturbi vascolari
30-50	Effetto rilassante sui muscoli striati
30-90	Riduzione dell'acuità visiva per risonanza dei globi oculari
40-600	Risonanza del cranio
100-200	Risonanza mascellare

Analizzando campi più specifici di interesse, può essere rilevato che, nell'ambito dei mezzi di trasporto, le vibrazioni possono essere causa di fastidio sia per gli utenti che per il personale addetto ai mezzi stessi.

Nel campo di interesse predetto gli effetti delle vibrazioni sono legati più al tempo di esposizione che all'entità delle vibrazioni in questione. Nei mezzi di trasporto infatti le sollecitazioni vibratorie, pur potendo essere piuttosto elevate, non raggiungono mai in condizioni ordinarie, livelli rapidamente lesivi. E' da tener presente, inoltre, che all'interno dei mezzi di trasporto le vibrazioni tendono a manifestarsi secondo vettori variabili (effetto di scuotimento) e a non localizzarsi su superfici ristrette del corpo dei soggetti interessati. Prevalgono quindi gli effetti di *annoyance* o eventualmente i disturbi a tipo di chinetosi, mentre solo esposizioni molto prolungate possono eventualmente indurre danni organici chiaramente evidenziabili, danni che, d'altra parte, non colpiscono quasi mai i passeggeri, ma che sono riscontrabili talvolta fra il personale addetto.

Le frequenze che interessano i mezzi navali e che sono legate al moto ondoso, oscillano ordinariamente fra 0.05 ed 1 Hz, generando effetti di disturbo già con accelerazioni comprese tra 0.01 e 0.1 m/s<sup>2</sup>.

Negli automezzi stradali le vibrazioni trasmesse dagli organi di sospensione hanno frequenze comprese tra 1 e 20 Hz, con accelerazioni verticali di punta che

raggiungono  $1 \text{ m/s}^2$  nelle vetture più confortevoli, ma che possono arrivare a  $3\text{-}5 \text{ m/s}^2$  nelle vetture più scadenti e fino a  $10 \text{ m/s}^2$  nei mezzi cingolati.

Nell'ambito delle attività lavorative industriali, artigiane o di altra natura macchinari o strumenti vibranti possono trasmettere vibrazioni particolarmente intense all'uomo e possono quindi determinare effetti lesivi anche gravi a carico dei differenti organi ed apparati.

E' da tener presente, infine, che vibrazioni generate da macchinari o da attrezzature diverse possono essere trasmesse alle pareti di edifici di abitazione o di altri ambienti di lavoro: in quest'ultimo caso l'effetto lesivo prodotto è esclusivamente di *annoyance*.

Le vibrazioni possono essere misurate come spostamento, velocità o accelerazione; la loro entità può essere egualmente valutata in decibel, rifacendosi tuttavia ad opportuni valori di riferimento, differenti da quelli utilizzati per la valutazione del rumore; esse esercitano la loro azione sull'organismo dei soggetti esposti secondo varie direzioni che, per semplicità, possono essere ricondotte ai tre assi ortogonali: verticale, longitudinale e trasversale.

Nella direzione trasversale, le frequenze di vibrazione più fastidiose per il corpo umano sono quelle di  $1\text{-}2 \text{ Hz}$ ; in quella verticale (piedi-testa) invece le più fastidiose sono quelle comprese fra  $4 \text{ ed } 8 \text{ Hz}$ . I disturbi di tipo vascolare sono per lo più causati dall'uso di strumenti vibranti. E da tener presente, a tal proposito, che l'intensità della vibrazioni trasmesse decresce progressivamente in relazione alla distanza dell'area corporea studiata dal punto di contatto con la sorgente di vibrazioni e che, quanto più è elevata la frequenza emessa dalla sorgente di vibrazioni stessa, tanto meno l'effetto lesivo tende a propagarsi a distanza dal punto di contatto con la sorgente presa in considerazione. In un elevato numero di casi sono state rilevate bradicardia, aumento della pressione arteriosa ed una diminuzione dell'attività del sistema anticoagulante del sangue.

Le vibrazioni a bassa frequenza interferiscono sulla funzione dell'apparato vestibolare determinando, come già accennato, fenomeni di chinetosi, vertigini e disturbi di propiocezione del corpo [18]. Il campo di frequenze maggiormente interessato, è ordinariamente compreso fra  $1 \text{ e } 20 \text{ Hz}$ .

La esposizione prolungata dei lavoratori all'azione delle vibrazioni può infine facilmente provocare una diminuzione della performance e quindi del rendimento.

## Capitolo 2

### Le norme sulle vibrazioni assorbite

#### 2.1 Evoluzione storica della ISO 2631 (1985), della BS 6841 e della ISO 2631 (1997)

In questo capitolo verranno analizzate le norme internazionali sulle vibrazioni assorbite. In particolare si analizzeranno la ISO 2631 (nella prima e seconda edizione) e la BS 6841. Si illustreranno in dettaglio le metodologie di calcolo proposte e i fattori che le differenziano e se ne offrirà un confronto ragionato.

##### 2.1.1 ISO 2631: guida per la valutazione dell'esposizione umana alle vibrazioni

La preparazione della ISO 2631 iniziò intorno al 1966, ma la norma non fu pubblicata prima del 1974. Fu quindi ripubblicata nel 1978, con alcune modifiche editoriali (tese a correggere alcuni errori nelle tavole e nelle figure). Nel 1982 invece furono pubblicate ulteriori modifiche. La normativa fu ripubblicata nel 1985 con un titolo rivisto: “*Valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni - parte 1: requisiti generali*”. Tutte le versioni della ISO 2631 precedenti a quella del 1997 sono basate sulla conoscenza della radice quadratica media (r.m.s.) dell'accelerazione, di due frequenze filtranti (definite tra 1 e 80 Hz da rette su un grafico logaritmico dell'accelerazione in funzione della frequenza) e sulla conoscenza di una complessa dipendenza temporale (da 1 min fino a 24 h).

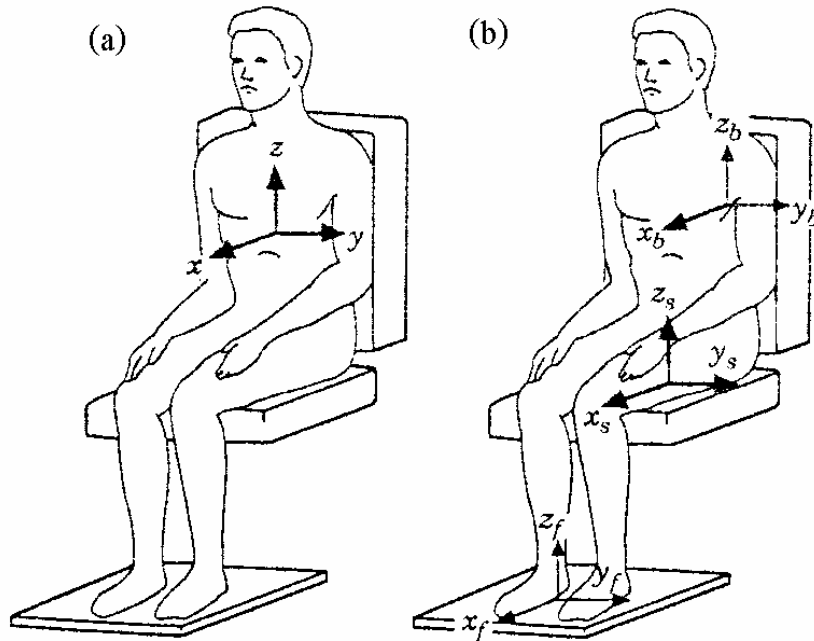
##### 2.1.2 BS 6841 (1987): guida alla misurazione e alla valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni meccaniche

La Gran Bretagna votò contro l'adozione a pieno della ISO 2631 nel 1974, ma pubblicò nel medesimo anno una bozza di norma avente contenuti molto simili a

quelli della ISO 2631 stessa. Tra il 1979 e il 1987, il Regno Unito giocò un ruolo importante nella revisione della ISO 2631. Dal 1984, la bozza 5 della revisione era abbastanza completa da essere utilizzata da alcune compagnie multinazionali dei trasporti e diverse pubblicazioni facevano riferimento a tale documento. In risposta al crescente uso del metodo definito nella bozza 5, una nuova norma fu pubblicata nel 1987 dal British Standard Institute. Dal 1987 la norma ha subito cambiamenti atti solo a migliorarne la chiarezza. La BS 6841 (1987) è filosoficamente differente dalla ISO 2631 del 1985. In primo luogo essa cerca di definire le procedure per la misurazione e la valutazione della gravità della vibrazione e degli shock. E' applicabile a tutte i tipi di vibrazioni sia multiassiali, sia stazionarie che non stazionarie in un campo di frequenza compreso tra 0.5 e 80 Hz. Inoltre, questa definisce un metodo per quantificare la gravità delle oscillazioni verticali nel range di frequenza tra 0.1 e 0.5 Hz con riguardo alla probabilità di insorgere di mal di moto.

Dove la vibrazione ha un fattore di cresta basso (il rapporto tra il picco e il valore della r.m.s dell'accelerazione pesata in frequenza), la valutazione potrebbe essere basata sulla r.m.s. delle misure (eccetto nel caso in cui i valori di picco sono utilizzati per capire la percettibilità della vibrazione). Per movimenti con fattori di cresta elevati (maggiori di 6) viene utilizzato il valore di dose della vibrazione (VDV). La dipendenza temporale degli effetti della vibrazione sulla salute, per esposizioni superiori alle 24 ore viene calcolata usando il VDV critico. Nella BS 6841 vengono inoltre introdotte una serie di frequenze filtranti, denominate da  $W_b$  a  $W_g$ . Inoltre, a differenza della ISO 2631, la BS 6841 introduce anche un metodo per quantificare le vibrazioni rotazionali e le vibrazioni sulla schiena e sui piedi di una persona seduta.





*Figura 2.1: Posizione degli assi di valutazione secondo la ISO 2631 (a) e la BS 6841 (b)*

### 2.1.3 ISO 2631 (1997): valutazione dell'esposizione umana alle vibrazioni meccaniche e agli shock

Il lavoro di revisione completa della ISO 2631 cominciò nel 1979 e la nuova norma fu pubblicata nel 1997. La revisione, piuttosto che la rettifica, era stata necessaria in quanto la vecchia normativa era strutturata intorno alla disposizione dei limiti di vibrazione collegati con una inopportuna dipendenza temporale. Si decise così che le frequenze filtranti, definite nella vecchia normativa, non si estendevano su un range di frequenza sufficiente. Inoltre si modificarono alcune parti della norma che sembravano poco chiari e accurati.

Non è facile riassumere le differenze e le similitudini tra la nuova ISO 2631 ed entrambe le altre norme, ossia la vecchia ISO 2631 e la BS 6841. Possiamo, tuttavia, dire che la nuova normativa ISO 2631 si presenta come una fusione delle filosofie che hanno ispirato la stesura delle altre due normative in questione.

## 2.2 Variabili per il calcolo della vibrazione assorbita

In questa sezione verranno messe a confronto le diverse maniere con cui i tre standard (ISO 2631, 1985; BS 6841, 1987; ISO 2631, 1997) mettono in gioco le caratteristiche fisiche della vibrazione.

## 2.2.1 Assi di vibrazione

### ISO 2631, (1985)

La prima versione della ISO 2631 prende in considerazione solamente le vibrazioni lungo i tre assi coordinati di traslazione centrati all'altezza del cuore della persona (si veda la Figura 2.1).

Le misurazioni fatte in questa posizione non sono né pratiche né usuali: i valori limite della vibrazione definiti in questa norma sono sempre assunti essere applicati al punto d'ingresso della vibrazione nel corpo. Il sistema di coordinate è solidale con il corpo e quando questo cambia di posizione l'asse longitudinale (asse  $z$ ) coincide con la direzione delle vibrazioni verticali solo per persone sedute o in piedi, mentre nel caso in cui la posizione del corpo è quella supina l'asse che individua la direzione delle vibrazioni verticale diventa quello  $x$ . Ciò implica una sensibilità minore alle medie e alle alte frequenze delle vibrazioni che vengono trovate sperimentalmente. La normativa suppone che gli effetti delle vibrazioni rotazionali potrebbero essere adeguatamente rappresentati dalle componenti traslatorie che si producono lontano dai loro centri di rotazione. Nessuna indicazione viene fornita sulla valutazione della vibrazione sul sedile, sullo schienale e sul poggiapiedi. Per vibrazioni multi assiali la normativa afferma che i limiti vengono applicati separatamente alle componenti in ciascuno dei tre assi. Comunque i limiti dati nella normativa per gli assi di vibrazione  $x$  ed  $y$  sono più bassi di quelli che vengono dati per l'asse  $z$ , sicché le misurazioni che si ottengono lungo un asse non possono essere confrontate direttamente con le misurazioni effettuate sugli altri due assi. La normativa, in particolare, dice che quando si usa il metodo della frequenza filtrante deve essere utilizzato un fattore moltiplicativo pari a 1.4 per gli assi  $x$  ed  $y$  mentre non vi è alcun fattore moltiplicativo per l'asse  $z$ . Per fare, quindi, un confronto sensato tra i valori di accelerazione tra i vari assi non si deve tenere conto del fattore moltiplicativo. Per giudicare la gravità relativa delle vibrazioni a cui è sottoposto l'individuo viene introdotta nel 1982 una procedura per calcolare il così detto “*valore globale dell'accelerazione filtrata lungo i tre assi*”; tale valore è dato, secondo Griffin [17], da:

$$a = \sqrt{(1.4 \cdot a_{xw})^2 + (1.4 \cdot a_{yw})^2 + (a_{zw})^2} \quad (2.1)$$

Il valore di  $a$  così ottenuto può essere utilizzato per fornire una misura della vibrazione e porre dei limiti di esposizione alle vibrazioni oltre i quali si rischiano danni alla salute.

## **BS 6841 (1987)**

La BS 6841 definisce frequenze filtranti e fattori moltiplicativi per la valutazione della vibrazione lungo 12 diversi assi per la persona seduta. In particolare vengono fissati quattro sistemi di riferimento cartesiano (si veda la Figura 2.1) di cui tre di traslazione e uno di rotazione. In particolare tre assi cartesiani di traslazione e tre di rotazione vengono fissati tra il sedile e il fondo schiena, tre assi di traslazione sono messi tra il sedile e la schiena ed infine tre assi di traslazione individuano la posizione dei piedi. Questo permette di valutare in modo standard qualsiasi tipo di vibrazione che provenga da una qualsiasi direzione e da qualsiasi parte del corpo. Per facilitare, tuttavia, la stima degli effetti sulla salute delle vibrazioni, le misurazioni vengono ristrette ai tre assi di traslazione centrati sulla superficie d'appoggio della persona (che nel caso di individuo seduto sono quelle sul sedile, mentre nel caso di persona in piedi sono quelle sui piedi) e all'asse x del busto che è quello che individua il movimento avanti - indietro del busto stesso sollecitato dalle vibrazioni. C'è, inoltre, il tentativo di dare una procedura di valutazione e misura delle vibrazioni per una persona in posizione supina. I cambiamenti effettuati sulle frequenze filtranti rispetto alla ISO 2631 (1985) sono parzialmente orientati ad eliminare il bisogno dei fattori moltiplicativi per le vibrazioni orizzontali (si veda la sezione 2.1.3). Questo semplifica la valutazione della vibrazione occorrente nei tre assi principali su una superficie portante e rimuove le potenziali confusioni quando si riportano i valori pesati. Ai fini della valutazione della pericolosità della vibrazione viene introdotto il calcolo del VDV (valore di dose della vibrazione) che è dato, secondo Griffin [17], da:

$$VDV = \left( \int_0^T a_w^4 dt \right)^{1/4} \quad (2.2)$$

e del VDV globale:

$$overall \ VDV = \left[ \sum (VDV_i)^4 \right]^{1/4} \quad (2.3)$$

Ciò significa che se due o più assi hanno una magnitudine vibrazionale simile l'effetto globale è aumentato; diversamente nel caso in cui un asse fosse molto più sollecitato degli altri, tale asse determinerà largamente la gravità della vibrazione senza risentire dei piccoli valori delle vibrazioni lungo gli altri assi.

## **ISO 2631 (1997)**

Questa normativa è equivoca per quanto riguarda gli assi che devono essere presi in considerazione, come questi assi possono essere combinati e quali posture

possono essere prese in esame. Inizialmente dice di dover valutare la vibrazione in ognuna delle tre direzioni di traslazione. La normativa è poi alquanto carente sulla spiegazione delle differenze tra le varie posture che la persona può assumere, cosicché si può pensare che tutta la trattazione riguardi solo persone sedute. Ciò si deduce da una nota informativa annessa alla norma che dice che la normativa stessa è basata soprattutto sulla ricerca effettuata su persone sedute sottoposte a vibrazioni.

L'accertamento dell'effetto della vibrazione sulla salute in questa normativa è fatto in modo indipendente lungo ogni asse, usando l'accelerazione più alta, filtrata in frequenza, lungo ogni asse posto sul sedile. Comunque, nel caso in cui i valori dell'accelerazione lungo due o più assi sono confrontabili tra loro, per valutare la gravità dell'accelerazione può essere utilizzata la somma vettoriale dei valori lungo tali assi. La normativa ISO 2631, in una nota, incoraggia la misurazione delle vibrazioni longitudinali sullo schienale, ma questa misurazione non deve poi essere inclusa nell'accertamento della gravità della vibrazione ai fini della salute. Vengono mantenuti, rispetto alla vecchia normativa ISO 2631, i fattori moltiplicativi pari a 1.4 per gli assi orizzontali. Di conseguenza potrebbero nascere delle ambiguità nel caso in cui non si sapesse se i valori lungo gli assi orizzontali pesati siano stati incrementati oppure no dal fattore 1.4. Questo conduce ad un errore del 40% nel caso in cui si facesse la supposizione sbagliata.

### 2.2.2 Frequenza di vibrazione

I filtri nel dominio della frequenza utilizzati per la valutazione delle componenti dell'accelerazione della vibrazione in direzione dei vari assi sono riportati nella tabella 2.1.

Tabella 2.1: Filtri in frequenza prescritti dalle norme internazionali

$W_b$	$0.5 < f < 2.0$	$W(f) = 0.4$
	$2.0 < f < 5.0$	$W(f) = f/5.0$
	$5.0 < f < 16.0$	$W(f) = 1.0$
	$16.0 < f < 80.0$	$W(f) = 16.0/f$
$W_c$	$0.5 < f < 8.0$	$W(f) = 1.0$
	$8.0 < f < 80.0$	$W(f) = 8.0/f$
$W_d$	$0.5 < f < 2.0$	$W(f) = 1.0$

	$2.0 < f < 80.0$	$W(f) = 2.0/f$
$W_e$	$0.5 < f < 1.0$	$W(f) = 1.0$
	$1.0 < f < 20.0$	$W(f) = 1.0/f$
$W_g$	$1.0 < f < 4.0$	$W(f) = \left(\frac{f}{4}\right)^{1/2}$
	$4.0 < f < 8.0$	$W(f) = 1.0$
	$8.0 < f < 80.0$	$W(f) = 8.0/f$

### ISO 2631 (1985)

Per quanto riguarda i filtri, definiti nel dominio della frequenza, e i fattori moltiplicativi, utilizzati per pesare i dati ottenuti nelle diverse direzioni, nella prima versione della ISO 2631 bisogna dire che tale norma prende in considerazione sia le persone sedute, sia quelle in piedi che quelle in posizione supina. Qualsiasi sia la posizione assunta dalla persona sono definiti due tipi di filtri: il primo,  $W_d$ , per gli assi  $x$  ed  $y$ , e il secondo,  $W_g$ , per l'asse  $z$ . In entrambi i casi i filtri sono definiti nel campo compreso tra 1 e 80 Hz.

Il filtro  $W_d$  è di tipo passa basso che per le frequenze comprese tra 1 e 2 Hz lascia passare il segnale in pieno, mentre per le frequenze tra 2 Hz e 80 Hz filtra i valori dell'accelerazione in modo inversamente proporzionale al valore della frequenza.

Il filtro  $W_g$  è, invece, un passa banda che lascia inalterati i valori di accelerazione compresi tra 4 e 8 Hz. Alle frequenze superiori agli 8 Hz ed inferiori ad 80 Hz l'accelerazione viene filtrata in modo inversamente proporzionale al valore della frequenza; per i valori di frequenza compresi tra 1 Hz e 4 Hz, invece, l'accelerazione aumenta in modo proporzionale con il valore della radice quadrata della frequenza.

Una volta effettuata l'opera di filtraggio bisogna moltiplicare i valori dell'accelerazione che si ottengono per gli assi  $x$  ed  $y$  di vibrazione per un fattore moltiplicativo pari a 1.4. E' da notare che per la posizione seduta, che è quella che più interessa in questo lavoro, nella ISO 2631 (1985) non viene definito nessun asse di vibrazione per lo schienale e quindi tale normativa risulta alquanto limitata e imprecisa.

## **BS 6841 (1987)**

In tale normativa si definisce, per la prima volta, il modo in cui le frequenze filtranti devono essere implementate (sia con metodi analogici che digitali). E' anche la prima norma che definisce l'uso di filtri che limitano la banda passante ed è la prima ad aver introdotto un valore di tolleranza per la risposta dei filtri. Nella BS 6841 vengono definiti quattro filtri in frequenza che vengono chiamati  $W_b$ ,  $W_c$ ,  $W_d$ ,  $W_e$ . Vengono utilizzati per la valutazione generale dei dati di accelerazione lungo i 12 assi definiti in questo standard (tre di traslazione e tre di rotazione per gli assi posti sul sedile; tre di traslazione per gli assi posti sul busto; tre di traslazione per i piedi). Per la stima degli effetti sulla salute, le vibrazioni vengono valutate soltanto lungo le tre direzioni di traslazione sulla superficie d'appoggio, che è il sedile nel caso di persone sedute, è, invece, il pavimento per una persona in piedi, e lungo la direzione longitudinale, individuata dall'asse  $x$ , del busto.

In particolare i filtri utilizzati per queste quattro direzioni privilegiate sono:  $W_d$  per gli assi  $x$  ed  $y$  posti sul sedile;  $W_b$  per l'asse  $z$  centrato sul sedile;  $W_c$  per l'asse  $x$  posto sul busto.

Il filtro in frequenza  $W_b$  differisce in modo significativo dal filtro usato per le vibrazioni verticali del sedile nella ISO 2631 (1985). E' definito così: per frequenze tra 0.5 e 2 Hz  $W_b$  è costante e riduce i dati di un fattore pari a 0.4; tra 2 Hz e 5 Hz si ha un incremento proporzionale al valore della frequenza; Tra 5 Hz e 16 Hz lascia passare il valore della vibrazione per intero; tra 16 e 80 Hz smorza i valori dell'accelerazione dovuta alla vibrazione in modo inversamente proporzionale al valore della frequenza. La scelta di tale filtro è avallata dagli studi effettuati sulla trasmissione della vibrazione sulla spina dorsale che non suggeriscono una rapida riduzione della trasmissione della vibrazione per frequenze al di sotto dei 5 Hz. Non di meno gli studi sulla risposta del soggetto alle vibrazioni verticali suggeriscono che la sensibilità rimane alta anche alle frequenze al di sopra dei 5 Hz. Sebbene è riconosciuto che due frequenze diverse che causano un disagio simile, si deve tener conto che non vi sono attualmente una quantità di dati sperimentali tali per poter valutare tali differenze. Conseguentemente, in assenza di dati sembra prudente impiegare lo stesso tipo di filtro sia per il calcolo del non comfort che per i rischi sulla salute.

Molti altri fattori vengono considerati nella definizione di  $W_b$ , tra cui come esso agisce sulla stima della vibrazione in diversi ambienti aventi basse frequenze e alte frequenze di vibrazione. Inoltre è necessario definire  $W_b$  in modo tale che risulti compatibile con i filtri utilizzati per le vibrazioni orizzontali sul sedile ( $W_d$ ) e per quelle longitudinali sul busto ( $W_d \cdot 0.8$ ). In relazione al filtro definito nella ISO

2631 (1985) per l'asse  $z$  c'è da dire che la BS 6841 prende in considerazione anche frequenze al di sotto di 1 Hz; mentre dà meno peso alle frequenze tra 1 e 5 Hz e più peso alle alte frequenze (178% a 20 Hz, 200% da 40 a 80 Hz).

Per quanto riguarda il filtro  $W_d$  utilizzato sugli assi orizzontali del sedile esso è definito in modo uguale alla ISO 2631 (1985) ma non viene utilizzato alcun fattore moltiplicativo.

Il filtro  $W_c$  utilizzato lungo l'asse longitudinale,  $x$ , del busto è un passa basso. Lascia inalterati i valori di accelerazione per frequenze comprese tra 0.5 e 1 Hz, mentre decrementa i valori dell'accelerazione per valori superiori ad 1 HZ e fino ad 80 Hz.

### **ISO 2631 (1997)**

Il concetto di utilizzare filtri in frequenza per la stima di vibrazioni casuali e multi direzionali è simile a quello adottato nelle altre normative. Le principali differenze con gli altri standard nella stima degli effetti della vibrazione sulla salute sono:

- la restrizione dell'analisi al caso di persone sedute;
- la possibilità di considerare soltanto le vibrazioni verticali di persone sedute;
- l'uso di differenti fattori moltiplicativi per le vibrazioni verticali;
- l'uso del filtro  $W_k$  in luogo del filtro  $W_b$  per la valutazione delle vibrazioni verticali.

Le differenze tra  $W_k$  e  $W_b$  sono relativamente piccole:  $W_k$  pesa di più le basse frequenze (circa 20%) mentre le alte frequenze vengono pesate di meno (circa il 25%). Mentre alle frequenze intermedie i due filtri sono praticamente simili. Comunque le differenze sono tali che, considerando i campi di tolleranza, i dati filtrati con l'uno possono anche coincidere con quelli filtrati con l'altro.

Per gli assi  $x$  ed  $y$  posti sul sedile si utilizza il già menzionato filtro  $W_d$ . E' da notare che questa normativa distingue il caso in cui si volesse valutare il disagio indotto dalle vibrazioni, dal caso in cui si volesse stimare il pericolo per la salute. Nel secondo caso, infatti, si utilizza anche un fattore moltiplicativo pari a 1.4 che fa aumentare del 40% i valori di accelerazione, così da raggiungere prima la soglia di pericolo per la salute rispetto a quella di disagio. Quindi spesso si omette il fattore 1.4.

La ISO 2631 (1997), infine, suggerisce, per la valutazione delle vibrazioni longitudinali del busto, l'utilizzo, accoppiato al filtro  $W_c$  dato dalla BS 6841, di un fattore moltiplicativo pari a 0.8. Benché, tuttavia, incoraggi il calcolo delle

vibrazioni del busto in direzione longitudinale, non ne fa menzione quando si definisce una procedura per la stima del valore di soglia del comfort.

### 2.2.3 Ampiezza e durata della vibrazione

Per quantificare la gravità della vibrazione si deve definire un metodo per calcolare l'importanza dell'ampiezza della vibrazione e della durata dell'esposizione. Bisogna, innanzitutto, premettere che non semplice definire un metodo di misurazione della magnitudine media della vibrazione e quindi confrontare questa magnitudine media con un limite estrapolato da un grafico magnitudine dell'accelerazione - tempo di esposizione. Il tempo di esposizione alle vibrazioni dipende, in generale, dall'ampiezza della vibrazione stessa, che, però, non è costante nel tempo (contiene periodi con magnitudini diverse, periodi di transitorio e improvvisi shock); sicché la valutazione di un metodo deve, necessariamente, definire come quantificare le esposizioni alle differenti magnitudini, ai transitori e agli shock.

L'approccio della normativa ISO mostra una robusta affinità per l'uso della radice quadratica media della magnitudine della vibrazione. Questo valore poi deve essere confrontato con valori limite che sono tabulati. Questo approccio permette due dipendenze temporali: l'implicita relazione tra l'accelerazione e il tempo nel calcolo della radice quadratica media (i.e.  $a \cdot t^{-1/2} = \text{costante}$ ) e la dipendenza temporale del limite presentato nelle tavole di confronto.

### ISO 2631 (1985)

Il vecchio standard internazionale difendeva l'uso della radice quadratica media (r.m.s.) dell'accelerazione e includeva una dipendenza temporale con una forma molto complessa. La normativa implicava che gli effetti della vibrazione sono indipendenti dalla durata per tempi compresi tra 1 minuto e 4 minuti e poi diminuisce così che il valore limite dell'accelerazione per un tempo di esposizione di 24 ore è pari a 1/20 del valore dell'accelerazione per un tempo di 1 minuto.

Nel 1982 si cercò di rendere meno complessa la dipendenza temporale della vibrazione. In questa nuova versione si assume che non c'è alcun cambiamento nel valore limite della r.m.s. dell'accelerazione per tempi d'esposizione tra 1 minuto e 10 minuti; quindi c'è una riduzione dell'accelerazione tollerabile inversamente proporzionale al tempo di esposizione per periodi compresi tra 10 minuti e 480 minuti (poi esteso fino a 24 ore). In particolare valgono le seguenti formule:

$$\begin{aligned} a_t &= a_1 & t \leq 10 \text{ min} \\ a_t &= a_1 \cdot \sqrt{\frac{t_0}{t}} & 10 \text{ min} < t < 24 \text{ h} \end{aligned} \tag{2.4}$$



dove  $a_1$  è il livello d'accelerazione tollerabile per una esposizione pari a 1 minuto;  $t_0$  è pari a 10 minuti;  $a_t$  è il livello d'accelerazione tollerabile per un tempo  $t$ .

### **BS 6841 (1987)**

Secondo questa normativa la quantità più importante per esprimere la magnitudine della vibrazione è la radice quadratica media dell'accelerazione pesata. Comunque, indica anche che la r.m.s. della magnitudine sottostimerà i moti che presentano intermittenze o contengono valori di picco occasionalmente elevati. Per la valutazione della vibrazione con riguardo alla salute la BS 6841 afferma: *“quando il fattore di cresta è maggiore di 6.0, o la magnitudine della vibrazione è variabile, oppure il moto contiene picchi occasionali, od è intermittente si deve utilizzare la procedura del valore della dose della vibrazione (VDV)”*.

Il valore della dose di vibrazione è dato da:

$$VDV = \left( \int_0^T a_w^4(t) dt \right)^{1/4} \quad (2.5)$$

dove  $a_w(t)$  è l'accelerazione filtrata in frequenza; T è il periodo di esposizione alla vibrazione; VDV è espresso dimensionalmente in  $m \cdot s^{-1.75}$ .

Se non si conosce l'andamento temporale dell'accelerazione (cioè se non è nota  $a(t)$ ) ma si conosce il valore della r.m.s. dell'accelerazione si può calcolare il valore stimato della dose della vibrazione (eVDV), così definito da Griffin [17]:

$$eVDV = \left[ (1.4 \cdot a_{r.m.s.})^4 \cdot t \right]^{1/4} \quad (2.6)$$

dove t è la durata dell'esposizione espressa in secondi. Il fattore di correzione pari ad 1.4 è stato ottenuto in modo empirico per vibrazioni con fattore di cresta al di sotto di 6.0 ma non funziona perfettamente quando il fattore di cresta è elevato o è molto basso. Ovviamente quando sorge qualche dubbio e vi è differenza tra il VDV e il eVDV si preferisce il primo.

- Il metodo del VDV elimina più di qualche problema che si creava con l'utilizzo della r.m.s. dell'accelerazione con la ISO 2631:
- la BS 6841 con questo metodo fornisce una equazione semplice per valutare la dipendenza della vibrazione dal tempo;
- la stessa relazione tra accelerazione e tempo è usata sia per il metodo di valutazione che per la stima;
- il metodo è usato per qualsiasi durata temporale (anche di pochi secondi), e quindi può essere utilizzata per calcolare gli effetti di colpi improvvisi;

- diversamente dal metodo adottato nella ISO 2631, il VDV è indipendente dal fatto che venga calcolato nel caso di eccessive magnitudini per durate brevi o nel caso di basse magnitudini per lunghi periodi.

### ISO 2631 (1997)

La ISO 2631 utilizza una combinazione piuttosto confusa dei due metodi (r.m.s. e VDV). La normativa non pensa completamente al bisogno di definire una procedura di valutazione che sia coerente con la valutazione della gravità della vibrazione.

La norma rimanda a un metodo di valutazione di base (il calcolo del valore r.m.s.) e dice che per le vibrazioni con un fattore di cresta inferiore o uguale a 9.0, tale metodo è normalmente sufficiente. Per altri tipi di moti tale metodo, invece, non fornisce risultati giusti e quindi vengono definiti due metodi alternativi:

- metodo del r.m.s. corrente;
- metodo della quarta potenza della dose di vibrazione (analogo al VDV).

Il metodo del r.m.s. corrente è definito in due modi alternativi; il primo utilizza la media lineare:

$$a_w(t_0) = \left\{ \frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt \right\}^{1/2} \quad (2.7)$$

dove  $a_w(t)$  è l'accelerazione istantanea filtrata in frequenza,  $t$  è il tempo e  $t_0$  è il tempo istantaneo; il secondo modo utilizza la media esponenziale:

$$a_w(t_0) = \left\{ \frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^{t_0} [a_w(t)]^2 \cdot e^{\left[\frac{t-t_0}{\tau}\right]} dt \right\}^{1/2} \quad (2.8)$$

Si è visto che la differenza tra i due metodi può essere superiore al 30% per qualche tipo di moto. Ciò si rifletterà in grandi differenze sulla durata dell'esposizione accettabile (fino al 186% usando il metodo del VDV e fino al 69% usando il metodo r.m.s.). Nella ISO 2631 viene introdotta anche una quantità, chiamata "*valore transitorio massimo di vibrazione*" MTVV, che è definita come la più elevata magnitudine del r.m.s. corrente ottenuta durante il periodo di misurazione. Tuttavia nella norma non sembra esserci alcuna spiegazione su cosa farci con l'MTVV dopo averlo calcolato; infatti non sembra ragionevole utilizzare l'MTVV per compararlo con la zona di guardia del VDV o del r.m.s.. Infatti l'MTVV non rappresenta bene la gravità dell'esposizione alla vibrazione. Essendo l'MTVV

calcolato dal peggior periodo di un secondo di tutta l'esposizione, è come se ci si mettesse sempre nella peggior condizione. Quindi si raggiungerebbe il tempo di esposizione limite molto prima che con gli altri metodi (VDV e r.m.s.).

## **2.3 Limiti di esposizione alle vibrazione**

Nel contesto dell'analisi degli effetti sulla salute causati dall'esposizione alle vibrazioni, le variabili dipendenti potrebbero essere la probabilità o la gravità di un preciso disturbo, o la durata limite dell'esposizione prima che avvengano danni alla salute o disturbi. Con la limitata conoscenza degli effetti sulla salute delle vibrazioni, le normative non offrono procedure speculative per predire simili effetti. Le tre normative prese in considerazione offrono diversi modi per definire quando una esposizione alle vibrazioni diventa inaccettabile.

### **ISO 2631 (1985)**

Questa norma definisce un valore limite per l'esposizione alle vibrazioni al fine di prevenire danni alla salute. Nella normativa si dice che tale limite di tempo deve essere posto approssimativamente a metà della soglia di dolore (o il limite di tolleranza volontaria) per un soggetto umano di sana costituzione fisica. E', inoltre, specificato che un'eventuale sovraesposizione alle vibrazioni non è raccomandata senza appropriate precauzioni; sebbene, poi, la normativa stessa non definisce che cosa si intende per "appropriate precauzioni".

Il limite di vibrazione per prevenire danni alla salute dipende, in definitiva, dal grado di rischio ammissibile. La ISO 2631 (1985) non dice niente riguardo ai possibili danni causati dalle vibrazioni. I limiti applicati quando l'esposizione è giornaliera e protratta per svariati anni (per esempio per cause di lavoro) possono essere comodamente innalzati quando l'esposizione è occasionale. In questo ultimo caso l'innalzamento del limite a 24 ore appare appropriato anche se dalle poche prove sperimentali effettuate al tempo della stesura della prima bozza della normativa (1974) suggeriscono di abbassare tale limite.

In definitiva la vecchia normativa ISO 2631 (1985) non offre delle basi soddisfacenti per calcolare il limite di esposizione alle vibrazioni, lasciando a chi è responsabile della salute del personale esposto la decisione di tale limite.

### **BS 6841 (1987)**

Tale normativa presenta una interpretazione del VDV che porta alla definizione di una procedura uniforme e precisa. La normativa pone pari a  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1.75}$  il valore di soglia del VDV oltre il quale prima si avverte un preoccupante stato di disagio, dopo di che si rischiano danni alla salute. A valori

elevati del VDV si deve prendere in considerazione, per salvaguardare la salute delle persone esposte, il progetto di adeguate norme di sicurezza.

Inoltre, per persone, che per cause lavorative, sono quotidianamente esposte a vibrazioni, si devono prevedere dei check-up periodici dello stato di salute.

Nella BS 6841, sebbene si utilizza il VDV per valutare la magnitudine delle vibrazioni, viene riportato anche un grafico che ha sulle ascisse il tempo e sulle ordinate la r.m.s. dell'accelerazione pesata; tale grafico riporta la retta con VDV pari a  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1.75}$  e permette di individuare la zona di rischio per la salute nel caso in cui si utilizzasse il metodo dell'eVDV o della r.m.s. (si veda la Figura 2.2).

Nel testo della normativa si dice che non è possibile specificare con precisione che tipo di danni e con quale probabilità possono verificarsi quando una persona viene sovrapposta alle vibrazioni. Comunque in una nota si afferma che studi medici suggeriscono che prolungati periodi d'esposizione alle vibrazioni comportano danni alla colonna vertebrale. Infatti il valore limite del VDV, fissato a  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1.75}$ , è stato scelto in base a dati biodinamici ottenuti in laboratorio, che dipendono anche dalla posizione e dalle condizioni del seggiolino. La normativa in esame non dice se il valore di  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1.75}$  si potrebbe innalzare o abbassare nel caso in cui l'esposizione accadesse occasionalmente o quotidianamente.

Per calcolare il tempo limite dopo il quale si raggiunge il valore di  $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1.75}$  del VDV, noto il VDV dopo un tempo  $t$ , espresso in secondi, d'esposizione si può utilizzare la seguente formula tratta da Neil [19]:

$$t_{\text{lim}} = \left( \frac{15}{\text{VDV}} \right)^4 \cdot t \quad (2.9)$$

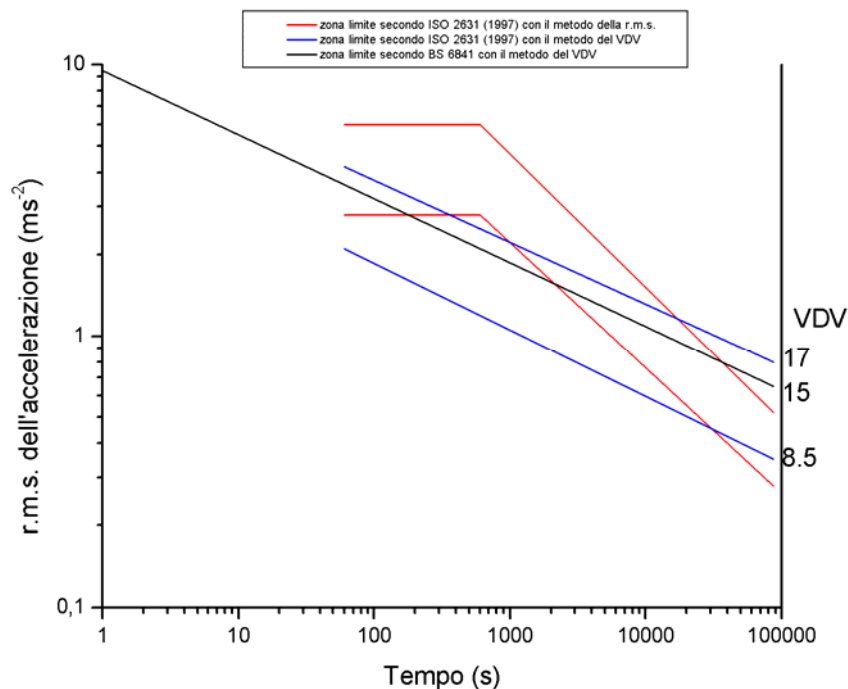


Figura 2.2: Zone di tolleranza della vibrazione

## ISO 2631 (1997)

E' difficile usare la ISO 2631 (1997) per giungere a concludere se un'esposizione è accettabile o meno: oltre ai dubbi che sorgono dalle alternative proposte e le ambiguità specificate nelle sezioni precedenti, questa normativa offre due "zone di cautela per la salute" zone molto diverse, come mostrato in figura, e non specifica come tali zone dovrebbero essere interpretate.

Una regola per valutare la zona di cautela con il metodo del VDV è definita semplicemente dai valori di dose della vibrazione compresi tra  $8.5$  e  $17 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1.75}$ ; il valore della r.m.s. dell'accelerazione corrispondente è stato calcolato usando il VDV e poi è stato costruito un grafico come in Figura 2.2. Nella stessa figura viene riportata una procedura alternativa per calcolare la zona di rischio, che consiste nel porre l'accelerazione costante per una esposizione compresa tra 1 e 10 minuti per poi decrescere con l'inverso della radice quadrata della durata dell'esposizione fino a 24 ore. Poiché la figura non è chiarissima e non vi sono formule matematiche che possano ricostruire l'andamento delle curve si può presumere che la zona di rischio valutata tramite la r.m.s. va da un valore minimo di  $2.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  ad un valore massimo pari a  $6.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  per esposizioni comprese tra 1 e 10 minuti. Sul valore massimo si deve dire che rispetto alla vecchia normativa ISO 2631 c'è stato un incremento, infatti la vecchia ISO 2631 poneva a  $5.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  il limite superiore dell'accelerazione per esposizioni comprese tra 1 e 10 minuti.

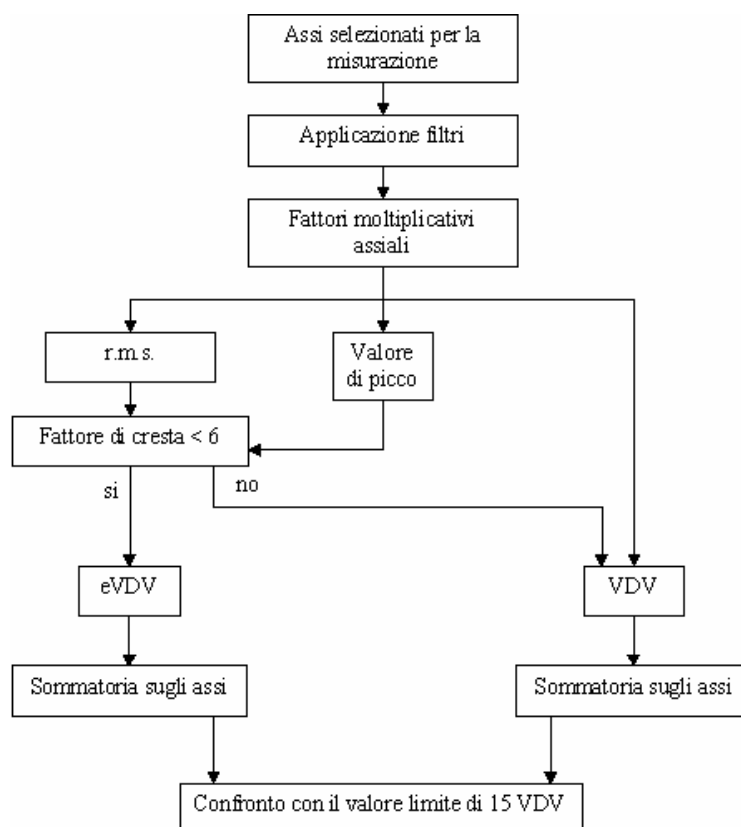


Figura 2.3: Metodo di valutazione della vibrazione secondo la BS 6841

Nella normativa si fa riferimento anche all'utilizzo dell'MTVV per calcolare il valore limite per la salute ma sinceramente è improbabile che questo metodo dia risultati giusti (si ricorda che l'MTVV è calcolato estrapolando dalla intera storia dell'esposizione solamente il secondo di tempo peggiore). Riferendoci ad una zona del grafico la normativa dice che per esposizioni al di sotto della zona non si sono riscontrati effetti negativi sulla salute, per esposizioni all'interno della zona individuata dalle due curve c'è un potenziale rischio per la salute, mentre al di sopra della zona individuata dalle curve il rischio per la salute è probabile.

La normativa non dice se il limite di rischio può essere elevato nel caso in cui una persona è esposta occasionalmente alle vibrazioni, ma dice che i dati sono stati ottenuti studiando persone che sono abitualmente esposte a vibrazioni e che per tali persone un periodo di riposo può ridurre il pericolo.

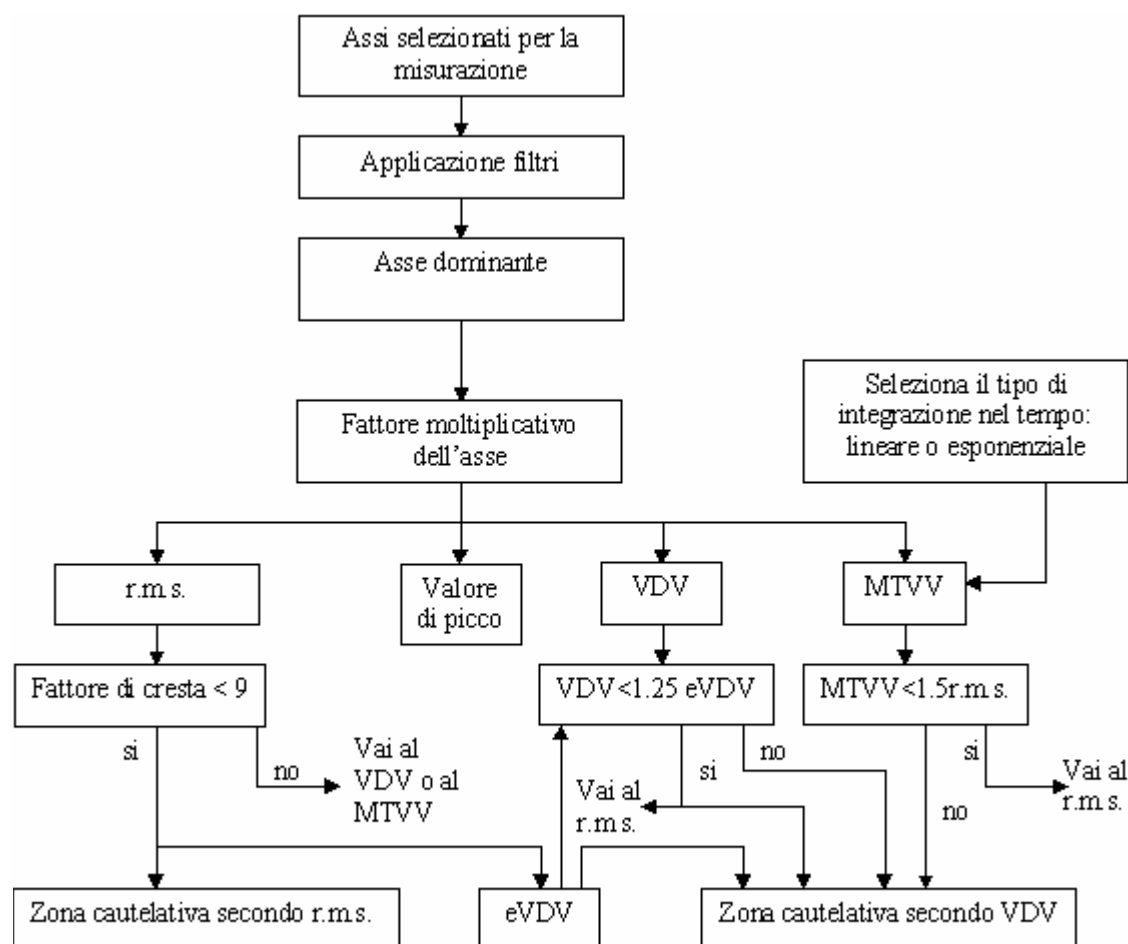


Figura 2.4: Metodo di valutazione della vibrazione secondo la ISO 2631

## 2.4 Confronti

Dopo aver dato una panoramica dettagliata delle tre normative vigenti, in questo paragrafo riassumiamo i principali problemi che possono nascere in

ognuna delle suddette norme e le possibili fonti di errore. Inoltre nelle figure della precedente sezione tratte dal Griffin [17] vengono riassunti con dei diagrammi di flusso i passi principali fissati rispettivamente dalla BS 6841 e dalla ISO 2631 (1997) per la valutazione e la stima della vibrazione.

Nella ISO 2631 (1985) i principali problemi che si possono avere sono:

- I limiti di vibrazione non sono definiti in base al contesto e alle conseguenze.
- Non si fa nessuna distinzione tra misurazione, valutazione e stima della vibrazione.
- La normativa si limita a studiare la vibrazione lungo tre assi di traslazione del sedile.
- Non è chiaro se la stima di una vibrazione multi assiale dovrebbe essere fatta con il metodo della radice della somma dei quadrati delle accelerazioni lungo tutti gli assi, oppure considerando soltanto il peggior asse di vibrazione.
- Non è chiaro se i valori dell'accelerazione pesata lungo gli assi  $x$  ed  $y$  devono includere il fattore moltiplicativo 1.4.
- Il filtro  $W_s$  appare avere una forma inappropriata alle alte e alle basse frequenze.
- Non vengono prese in considerazione esposizioni alle vibrazioni inferiori ad 1 minuto.
- La dipendenza dal tempo sembra definire i limiti della vibrazione eccessivamente elevati per esposizioni brevi.
- La dipendenza dal tempo sembra definire i limiti della vibrazione eccessivamente bassi per esposizioni lunghe.
- Non si definisce una metodologia per valutare esposizioni intermittenti nel tempo.
- Non è definito un parametro in grado di quantificare la pericolosità di una esposizione giornaliera alla vibrazione.
- Non c'è uno studio dei danni fisici che si possono riportare quando si viene sovrapposti alle vibrazioni.

I problemi e i limiti che si possono riscontrare utilizzando la BS 6841 sono:

- Pur se la normativa definisce 12 assi vibrazionali, li riduce poi a 4 per la stima degli effetti della vibrazione sulla salute.
- Non è chiaro se si deve includere il fattore moltiplicativo 0.8 per valutare la vibrazione longitudinale dello schienale.
- Il valore limite, pari a 15 del VDV, è utilizzato sia per persone quotidianamente esposte a vibrazione, sia per persone che sono esposte solo occasionalmente.

Infine la ISO 2631 (1997) ha i seguenti difetti:

- Vengono definiti troppi metodi di valutazione della pericolosità della vibrazione; e i risultati che si ottengono utilizzando per esempio il VDV si discostano mediamente del 25% da quelli che si ottengono con il metodo della r.m.s., i quali a loro volta si discostano all'incirca del 50% da quelli che si ottengono con il metodo del MTVV.
- La valutazione della vibrazione riguardo il comfort utilizza dei fattori moltiplicativi diversi dalla valutazione della vibrazione riguardo la salute.
- Il filtro  $W_b$  è definito in modo errato.
- Non viene spiegato il perchè dell'utilizzo del filtro  $W_k$ , tenendo conto che esso sostituisce il filtro  $W_b$  senza che se ne discosti in modo significativo.
- Non viene definita una zona di pericolosità della vibrazione per esposizioni al di sotto di 1 minuto.
- Due differenti definizioni del valore corrente della r.m.s.
- Le zone di pericolosità vengono soltanto disegnate in un grafico, peraltro molto piccolo, e non vengono date delle formule matematiche per ricostruire il grafico stesso.
- Le due zone di pericolosità (la zona del VDV e quella della r.m.s.) sono in disaccordo tra di loro.
- La zona di pericolo definita con il metodo della r.m.s. fornisce valori di magnitudine accettabili troppo elevati per esposizioni brevi.
- Non è chiaro se variano e come variano le zone di pericolo nel caso in cui una persona viene esposta solo occasionalmente alle vibrazioni rispetto ad una che, invece, è esposta regolarmente.



## Capitolo 3

### Disamina dei modelli biomeccanici

#### 3.1 Introduzione

Lo sviluppo di modelli predittivi del comportamento del corpo umano è stato uno dei principali interessi dei ricercatori di tutto il mondo in biomeccanica da circa mezzo secolo.

Gli scopi di questi studi sono stati i più disparati: si va dalle simulazioni degli atleti al fine di migliorarne le prestazioni o migliorare la progettazione degli strumenti sportivi, agli studi per valutare l'ergonomia e il comfort, agli approfondimenti per migliorare l'efficienza di protesi od ortesi, alle simulazioni di impatto per incrementare la sicurezza in diverse situazioni, specie nei riguardi dei mezzi di trasporto.

La conoscenza delle caratteristiche del corpo umano e il suo comportamento a seguito di sollecitazioni dinamiche è, inoltre, fondamentale per prevenire le conseguenze che potrebbero minarne la salute. In questo settore di ricerca sono generalmente impiegati cinque categorie di modelli: i volontari, i cadaveri, gli animali, i modelli meccanici (dummies) e i modelli matematici. In questo capitolo si affronteranno esclusivamente i modelli matematici del corpo umano, rimandando a ulteriori disamine l'approfondimento delle altre categorie [31].

In generale è possibile affermare che un modello matematico dovrà descrivere sia l'ambiente autoveicolo sia il corpo umano e particolare attenzione dovrà essere posta alla maniera in cui interagiscono. La fedeltà della rappresentazione è molto sensibile al tipo di formalismo utilizzato per dedurre le equazioni che la descrivono e alla loro capacità di descrivere più o meno completamente le attività e le caratteristiche del corpo umano.

Il vantaggio principale di una modellazione virtuale (Digital Mock-up) risiede nella possibilità di poter evitare la costruzione di complessi prototipi e l'allestimento di costose prove sperimentali.

I modelli matematici nella loro totalità a loro volta si possono suddividere in modelli lineari a più gradi di libertà, modelli multibody, modelli FEM e nei modelli ad approccio multiplo.

I modelli lineari a più gradi di libertà non riescono a cogliere la completezza del comportamento del corpo umano e l'implementazione delle non linearità si riduce all'introduzione di appropriati elementi molla smorzatore, senza indicazione riguardo la cinematica delle articolazioni o la morfologia dei segmenti inclusi.

I modelli multibody offrono la possibilità di simulare in maniera efficiente il movimento spaziale dell'intero sistema includendo correttamente la cinematica delle articolazioni e delle connessioni meccaniche. Il vantaggio delle modellazioni ad elementi finiti, invece, è la possibilità della descrizione locale delle deformazioni e sollecitazioni in maniera realistica. Purtroppo la creazione di un modello FEM è un'operazione alquanto complessa e i tempi di calcolo sono decisamente maggiori. Inoltre la reperibilità di dati per la corretta modellazione delle proprietà elastiche e meccaniche dei tessuti è un compito alquanto difficile, se non a volte improponibile.

### **3.2 Modelli lineari a più segmenti corporei**

Tra i modelli matematici che descrivono l'intero corpo umano o alcune sottoparti di esso in letteratura si distinguono cinque gruppi principali: quelli che descrivono mani e dita, quelli che descrivono gli arti inferiori al fine di studiare la camminata, quelli che descrivono la colonna vertebrale, quelli che descrivono il torace con gli organi interni e quelli che rappresentano l'intero corpo. Per i fini del presente lavoro ci soffermeremo principalmente su questi ultimi, lasciando per l'approfondimento degli altri i riferimenti a testi presenti in letteratura [12].

Per quanto riguarda i semplici modelli bidimensionali, Dieckmann nel 1958 [32] propose un modello a cinque gradi di libertà lineare per studiare la risposta dinamica del torace e degli organi interni (Figura 3.1).

Due anni dopo Coermann [33] descrisse un modello semplificato a sette masse per descrivere le dinamiche vibrazionali di una persona in piedi o seduta.

Chaffin nel 1969 [34] ha proposto, invece, un modello statico con 7 segmenti, per stimare i carichi derivanti dalla manipolazione di alcuni oggetti.

Dieci anni dopo Gruver [35] propose un modello bidimensionale a 5 segmenti per simulare le operazioni di sollevamento di alcuni oggetti.

Nel 1970 le problematiche aerospaziali portarono Kane e Scher [36] a modellare un astronauta come un sistema a tre segmenti (torace e le due braccia o torace e le due gambe) con il fine di studiare come ottenere rotazioni del corpo nello spazio mediante opportuni movimenti degli arti.

Un anno dopo Passerello e Huston [37] svilupparono un modello a 10 segmenti per simulare il corpo umano nello spazio. Le equazioni del moto furono derivate imponendo la conservazione del momento angolare e furono simulate delle manovre di lavoro. Gli stessi autori [38] proposero anche un modello più raffinato per simulare movimenti più complessi quali il nuoto, il sollevamento o il calciare.

Nel 1974 Muskian e Nash [39] proposero un modello di un essere umano seduto, mediante la descrizione con 7 segmenti, per indagare la risposta vibrazionale del torace, della testa e della schiena. Due anni dopo gli stessi autori [40] proposero un modello a soli tre segmenti per approfondire la trasmissibilità del torace e della testa per input al sedile introducendo una dipendenza degli elementi elastici dalla frequenza di eccitazione.

Questi modelli semplificati sono stati utilizzati con efficacia fino a un decennio fa. Amirouche e i suoi collaboratori proposero nel 1994 [1] un modello lineare multi-massa (12 gradi di libertà) per indagare le dinamiche vibrazionali a seguito di input ai piedi o al sedile con il fine di minimizzare la vibrazione trasmessa.

I modelli a parametri concentrati sono stati impiegati anche per descrivere il complesso effetto del contatto cuscino-corpo umano: nel 1999 Wu, Rakheja e Boileau [5] proposero un modello di inerazione sedile-corpo umano mediante l'utilizzo di un semplice sistema a quattro gradi di libertà.

Nello stesso anno Kimbrough [41] utilizzo modelli simili per la simulazione dell'accoppiamento schiena-schienale con 4 gradi di libertà.

Nel 2000 Ksiazek [42] propose uno studio di sensitività al variare del sistema di isolamento delle vibrazioni utilizzando un modello di corpo umano a tre gradi di libertà con differenti schematizzazioni degli elementi elastici. Sempre nel 2000 Ji [43] ha proposto un modello a 13 gradi di libertà per indagare l'interazione uomo ambiente circostante.

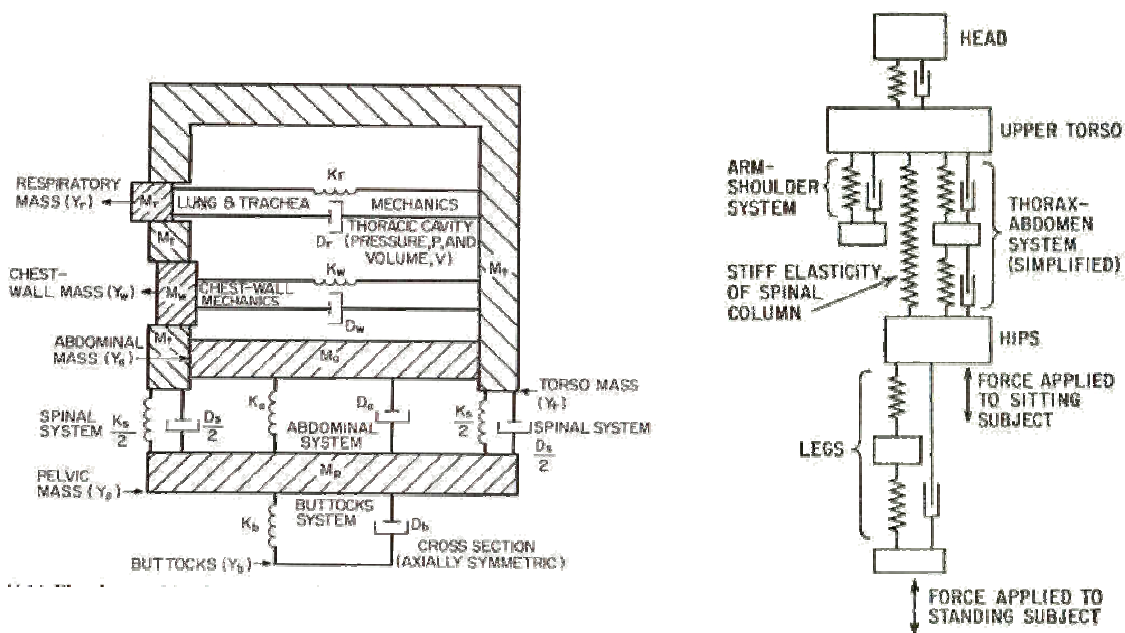


Figura 3.1: Alcuni dei primi modelli dinamici semplificati

### 3.3 Modelli multibody complessi

Attualmente in letteratura possono essere trovati modelli matematici dinamici molto complessi ed accurati. Come esempio si descriverà la modellazione proposta presso l'Istituto Superior Tecnico di Lisbona dal gruppo di ricerca diretto da Pereira, Ambrósio e Silva. Nelle loro pubblicazioni hanno descritto un modello tridimensionale, sviluppato interamente con un approccio multibody che utilizza le coordinate naturali [13]. La deduzione delle equazioni del moto segue il medesimo approccio della lagrangiana aumentata proposto in questo lavoro. Il corpo umano è schematizzato da 12 segmenti corporei vincolati tra di loro mediante 11 coppie cinematiche. Per simulare i limiti articolati e coni di circonduzione delle articolazioni stesse apposite forze di reazione ad andamento non lineare (del tipo molla-smorzatore) sono state introdotte alle giunture. Tali forze descrivono, inoltre, la resistenza offerta dalla muscolatura passiva. Il contatto tra i segmenti corporei e tra corpo umano e ambiente circostante è stato trattato mediante leggi di penetrazione geometrica e vincoli di penalità sviluppato da Lankarani [44]. Una così accurata modellazione è giustificata dal fatto che questo modello è stato impiegato principalmente nella ricostruzione di incidenti (di autovetture, di veicoli pesanti, di treni, di impatto veicolo-pedoni).

Recentemente (nel 2003) sono stati pubblicati i risultati di alcune simulazioni per predire il comportamento vibrazionale usando un modello [45] *flexible multibody* [46]. La formulazione del problema DAE proposta dagli autori portoghesi, tuttavia, essendo di ordine uno<sup>1</sup>, non si rivela troppo adatta per

<sup>1</sup> La formulazione di ordine uno implica che le equazioni di vincolo siano scritte sulle accelerazioni, ossia derivando due volte quelle scritte sulle posizioni. La formulazione di ordine tre, impiegata nella costruzione

l'integrazione con input vibrazionali a elevata frequenza, introducendo errori che possono risultare spesso inaccettabili. Per una simulazione di impatto, invece, tale formulazione risulta vincente in quanto riduce i tempi di calcolo e non richiede accetstiva accuratezza dei risultati (in tali simulazioni si è più interessati ad un comportamento globale del modello). Inoltre i segnali per il calcolo della dose di vibrazione assorbita (VDV) sono calcolati alle interfacce tra uomo e sedile, senza modellare la trasmissibilità del contatto, fondamentale per la corretta stima dell'assorbimento delle vibrazioni.

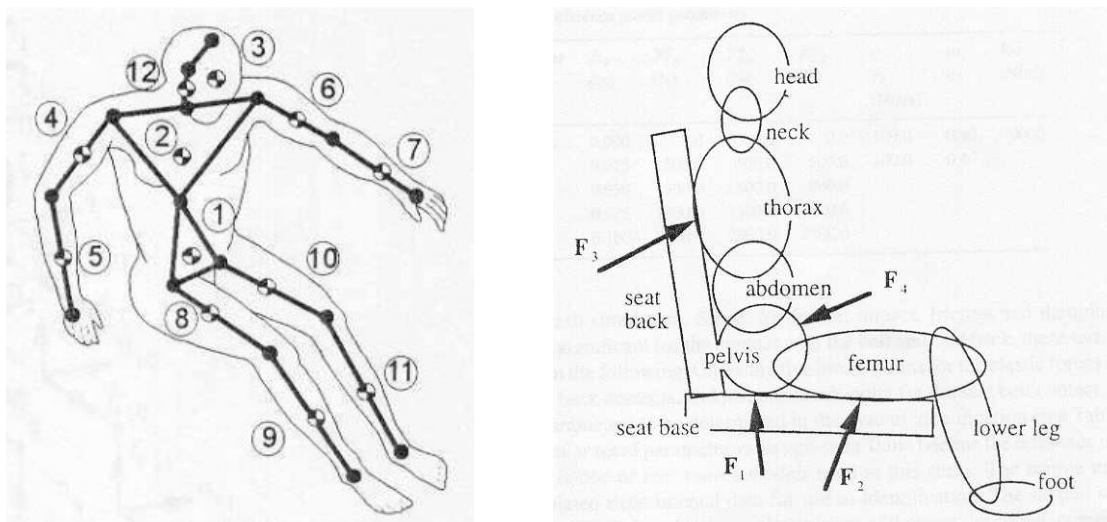


Figura 3.2: Il modello proposto da Ambrosio (a sinistra) e quello da Gordon e Hopkins (a destra)

Altri autori hanno costruito dei modelli partendo da equazioni generate con software di larga diffusione. A questo proposito degno di citazione è il lavoro di Gordon e Hopkins [47] orientato all'identificazione dei parametri di un modello matematico (Figura 3.2) multicorpo sviluppato con AUTOSIM mediante una minimizzazione della differenza con i risultati di prove sperimentali con il manichino Hybrid III.

### 3.4 Modelli FEM

L'approccio ad elementi finiti si è iniziato ad utilizzare solo di recente, necessitando di risorse hardware e architetture piuttosto sofisticate. In realtà la letteratura riporta simulazioni dinamiche di segmenti corporei o organi interni, ma scarseggia in quanto a descrizioni complete del corpo umano. Un tentativo in questa direzione appare quello di Kubo, Terauchi et al. [2] che nel 2000 hanno

---

del modello proposto, comporta che le equazioni di vincoli rimangano sulle posizioni, così come è fisicamente corretto. Un'integrazione della formulazione di ordine uno, sebbene utilizzando accorgimenti numerici quali la stabilizzazione di Baumgarte [21], introduce inevitabilmente un errore via via crescente. Quando si ha a che fare con piccoli spostamenti (vibrazioni), specie se con variazioni ad alta frequenza questi errori diventano inaccettabili.

presentato in modello bidimensionale di corpo umano sviluppato ad elementi finiti per predirne le frequenze proprie di vibrazione. In realtà, gli autori, non forniscono dettagli sulle modalità di implementazione del modello stesso, non ci sono riferimenti alla schematizzazione del materiale, alla tipologie di elementi utilizzati, ai vincoli o alla simulazione del contatto. Viene riportata solo la mesh e le deformate in corrispondenza dei modi di vibrare. Non c'è indicazione sulla modellazione delle nonlinearità del sistema.

Altri modelli del corpo umano descritti con tecniche FEM sono stati sviluppati dal National Crash Analysis Center (NCAC) in collaborazione con la Livermore Software Technology Corporation (LSTC), programmatrice e distributrice dell'LS-DYNA3D. Nel loro modello [14], del quale molti dettagli sono mantenuti segreti per ragioni commerciali, la schematizzazione del corpo avviene mediante cinque livelli di descrizione principali:

1. Definizione delle geometrie, delle corrette distribuzioni di massa e momenti di inerzia e delle posizioni dei vincoli cinematica delle articolazioni. I corpi in questo primo livello sono considerati rigidi e di geometria semplificata.
2. La geometria descrittiva dei singoli segmenti viene affinata per descrivere in maniera più accurata il contatto con l'ambiente circostante. Nelle giunture vengono introdotti elementi elastici non lineari.
3. Si introducono le elasticità dei segmenti. I materiali impiegati vengono modellati come elastici o viscoelastici. L'apparato muscolare è incluso mediante l'utilizzo di elementi elastici molla-smorzatore.
4. La definizione dei materiali viene affinata. Vengono introdotti i meccanismi di frattura delle ossa. Anche i semplici vincoli cinematica vengono sostituiti da equazioni non lineari complesse per tenere in conto i limiti articolari. Vengono introdotte anche le relazioni per descrivere in maniera accurata i muscoli con modelli del continuo. La descrizione viene arricchita inserendo anche gli organi interni.
5. Questo livello di modellazione è ancora lontano dall'essere completato. Si tratta dell'implementazione di materiali con avanzate caratteristiche biomeccaniche per descrivere in maniera più accurata il comportamento dei segmenti e degli organi interni. La maggiore complicazione è che non è facile tradurre in equazioni dei comportamenti fisici del sistema.

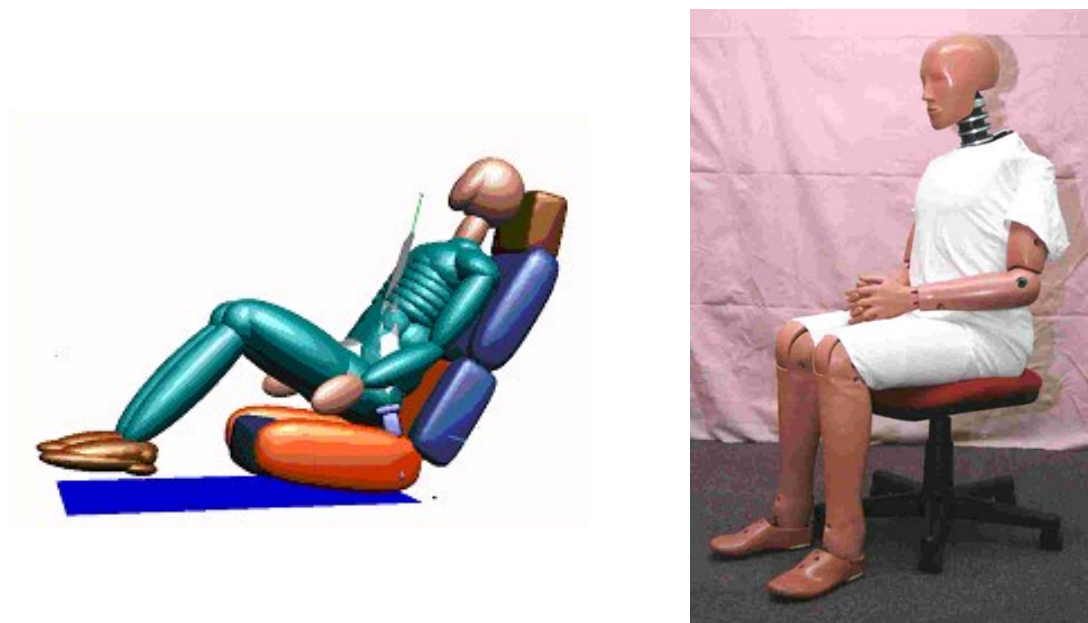
### **3.5 Modelli commerciali: i modelli MADYMO**

I modelli MADYMO (Mathematical Dynamic Models) utilizzano un approccio misto multibody/FEM che può essere impiegato sia per studi di

sicurezza passiva (crash tests) sia per studi di sicurezza attiva (dinamica del guidatore). In realtà l'utilizzo principale del modello è quello di integrazione nelle simulazioni di impatto, per le quali è stato ampiamente validato con il confronto con prove sperimentali, in particolare con il modello HYBRID III. La corretta antropometria del modello sfrutta l'utile interfaccia con il software di ergonomia RAMSIS.

I modelli sono sviluppati mediante un approccio multibody e alcuni segmenti corporei sono descritti in dettaglio mediante elementi finiti. A tal riguardo, particolare attenzione è stata riservata alla modellazione del torace, del collo e delle caviglie, in quanto parti fondamentali per la valutazione del danno nelle simulazioni di impatto.

In alcuni sottomodelli riguardanti solo porzioni del corpo umano (come ad esempio l'apparato locomotore) sono stati anche inclusi i muscoli.



*Figura 3.3: Il modello matematico MADYMO (a sinistra) e il manichino fisico HIBRID III usato per la sua validazione.*

### **3.6 Considerazioni**

L'indagine dei contributi presenti in letteratura ha evidenziato una sufficiente produzione di lavori inerenti modelli per simulazioni di impatto, ma i modelli dedicati allo studio del comfort sono più rari da trovarsi. Pur essendo entrambi gli approcci di tipo dinamico, la formulazione per l'indagine dei due aspetti non può essere la medesima. Come già accennato nel quarto paragrafo del presente capitolo, la soluzione di un problema con input vibrazionale a medio-alta frequenza richiede una formulazione più robusta, in grado di ridurre al minimo gli errori di integrazione che in questo caso condurrebbero a risultati decisamente inammissibili. La scrittura di equazioni che permettano un'integrazione più

corretta e la loro soluzione richiede tempo e risorse computazionali notevoli. L'indagine sui contributi di modellazione di alcuni aspetti dei modelli destinati a simulazioni di impatto è comunque utile anche per i modelli vibrazionali, ai fini della scelta degli opportuni segmenti corporei e della modellazione delle articolazioni che li collegano. La presenza di modelli vibrazionali completi è invece piuttosto scarsa, mentre la problematica di interazione uomo sedile è piuttosto affrontata, anche se spesso da un punto di vista di postura statica, anche se quasi esclusivamente con modelli molto semplificati.



## Capitolo 4

# Modellazione di un manichino virtuale mediante tecniche multibody

### 4.1 Il problema della modellazione del corpo umano

La scelta di come modellare il corpo umano è un compito piuttosto arduo. Sostanzialmente un essere umano è formato da uno scheletro di ossa tenute insieme da legamenti fibrosi che formano il complesso sistema muscolare con la varietà di tessuti che costituiscono gli organi interni [15] [20]. In corrispondenza delle articolazioni vi sono i legamenti, elementi flessibili, ma relativamente inestensibili. Sempre i legamenti assieme a delle membrane connettono gli organi interni alla struttura scheletrica.

Le ossa sono costituite da una struttura spugnosa ricoperta da uno strato esterno di materiale denso e compatto che ne conferisce elevata rigidità. I tessuti elastici hanno proprietà che li fanno assomigliare agli elastomeri, mentre i tessuti molli hanno proprietà viscoelastiche. In generale sia l'apparato scheletrico, sia quello muscolare, sia quello connettivo presentano caratteristiche di anisotropia.

Il sistema muscolare, responsabile tra l'altro dell'attuazione della struttura scheletrica. Il meccanismo con cui i muscoli eseguono tale compito è assai complesso. Per un solo grado di libertà più muscoli ne comandano il movimento, rendendo il problema sovrabbondante. I meccanismi per stabilire quale sia il criterio per stabilire le combinazioni corrette di muscoli che si contraggono per produrre movimento è un problema ancora irrisolto.

Da tutto questo è facile intuire quali e quante sono le complicazioni per schematizzare il reale comportamento del corpo umano.

Come si è in letteratura si riportano diversi tentativi di modellazione. Si parte da semplici modelli a pochi gradi di libertà del tipo massa-molla [12] [15] a modelli più complessi che fanno uso di elementi finiti [14] o della di manica dei corpi rigidi. Ovviamente ogni approccio ha i suoi punti di forza e i suoi punti deboli.

Un approccio semplificato ha di vantaggio la facile modellazione, identificazione dei parametri e la rapidità di soluzione. Per contro risulta spesso insufficiente a cogliere un reale comportamento del corpo umano.

Un approccio agli elementi finiti riesce a descrivere ciò che accade nel dettaglio, ma comporta una quantità elevata di parametri da definire e da gestire, nonché tempi di calcolo elevati. Un suo utilizzo può risultare vincente non tanto nella modellazione dell'intero corpo, quanto nell'approfondimento del comportamento a livello locale.

L'approccio che si pone a cavallo tra i due appena descritti e quello di una schematizzazione facendo ricorso a corpi rigidi connessi da elementi elastici, attuatori e vincoli cinematici. Una descrizione del genere ci permette di mantenere un dettaglio sufficiente, ma ci consente di dover definire un insieme limitato di parametri. E' per questo motivo che l'approccio principale di modellazione che è stato scelto per l'indagine è un approccio che fa ricorso a tecniche *multibody dynamics*.

## 4.2 L'approccio *multibody dynamics*

Le tecniche multicorpo (dall'inglese *multibody*) vengono impiegate con successo per la soluzione di quei problemi in cui sono presenti meccanismi articolati con complessa topologia e i cui membri sono caratterizzati da grandi spostamenti, il che renderebbe inefficaci le tecniche basate su approssimazioni realizzate con linearizzazioni geometriche [21]. La loro diffusione è stata resa possibile dal rapido evolversi delle prestazioni delle macchine per il calcolo automatico, le uniche in grado di gestire l'elevato numero di equazioni a cui le tecniche multicorpo danno origine. Infatti, l'impostazione del problema in maniera sistematica, adatta quindi ad un'implementazione su calcolatore, viene pagata dalla complessità e dal numero di variabili in gioco. L'idea del *multibody* è quella di comporre sequenzialmente le equazioni del moto per ogni singolo membro non curanti della topologia del sistema (quindi si avranno 3 variabili per i problemi piani, 6 o 7, a seconda della formulazione, per quelli spaziali). La topologia entrerà in gioco con l'introduzione di altre equazioni (le equazioni di vincolo) che quindi, anziché semplificare la complessità, la complicheranno (ogni vincolo generalmente introduce più di un'equazione, quindi è facile comprendere come anche modelli semplici finiscano per avere decine di equazioni).

La formulazione che è stata implementata è quella suggerita da Haug [22]. Secondo tale approccio, per la descrizione di un corpo nello spazio sono necessari 7 parametri, 3 per definirne la posizione del baricentro e 4 (parametri di Eulero)

per definirne l'orientazione nello spazio. Un generico punto  $P = \{x \ y \ z\}^T$  potrà essere espresso in coordinate assolute come:

$$\begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{Bmatrix} + [A] \begin{Bmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \end{Bmatrix} \quad (4.1)$$

dove  $[A]$  è la matrice che esprime la rotazione del sistema di riferimento ed è una combinazione di espressioni contenenti i parametri di Eulero. Se consideriamo una rotazione nello spazio caratterizzata dall'asse  $\{u\}$  e dall'angolo di rotazione  $\theta$ , possiamo definire il vettore  $\{e\}$  come:

$$\{e\} = \{u\} \sin \frac{\theta}{2} \quad (4.2)$$

ovvero possiamo definire i quattro parametri di Eulero come:

$$\begin{aligned} e_0 &= \cos \frac{\theta}{2} \\ e_1 &= u_1 \sin \frac{\theta}{2} \\ e_2 &= u_2 \sin \frac{\theta}{2} \\ e_3 &= u_3 \sin \frac{\theta}{2} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Come è facile verificare tra i parametri di Eulero sussiste una relazione che riporta a 6 il numero di variabili indipendenti per descrivere la posizione e l'orientamento di un corpo nello spazio:

$$e_0^2 + e_1^2 + e_2^2 + e_3^2 = 1 \quad (4.4)$$

E' possibile, dunque, esprimere la matrice di rotazione  $[A]$  come:

$$[A] = \begin{bmatrix} e_0^2 + e_1^2 - \frac{1}{2} & e_1 e_2 - e_0 e_3 & e_1 e_3 + e_0 e_2 \\ e_1 e_2 + e_0 e_3 & e_0^2 + e_2^2 - \frac{1}{2} & e_2 e_3 - e_0 e_1 \\ e_1 e_3 - e_0 e_2 & e_2 e_3 + e_0 e_1 & e_0^2 + e_3^2 - \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Si può dimostrare [21] che tra la velocità angolare  $\{\omega\}$  e i parametri di Eulero sussistono le relazioni:

$$\begin{aligned} \{\omega\} &= 2[E]\{\dot{p}\} \quad (\text{se la velocità è espressa in un riferimento inerziale}) \\ \{\omega\} &= 2[G]\{\dot{p}\} \quad (\text{se la velocità è espressa in un riferimento locale}) \end{aligned} \quad (4.6)$$

dove  $\{\dot{p}\}$  è il vettore della derivata rispetto al tempo dei parametri di Eulero e le matrici  $[E]$  e  $[G]$  valgono:

$$[E] = \begin{bmatrix} -e_1 & e_0 & -e_3 & e_2 \\ -e_2 & e_3 & e_0 & -e_1 \\ -e_3 & -e_2 & e_1 & -e_0 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$[G] = \begin{bmatrix} -e_1 & e_0 & e_3 & -e_2 \\ -e_2 & -e_3 & e_0 & -e_1 \\ -e_3 & -e_2 & e_1 & e_0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

La cinematica di un sistema multibody è governata dalle equazioni di vincolo. I vincoli possono essere olonomi o reonomi, ma in questa trattazione ci occuperemo esclusivamente dei primi. Un'equazione di vincolo è un'espressione matematica che lega le variabili in gioco e che traduce in termini algebrici una limitazione fisica del sistema che ne determina la riduzione di gradi di libertà. Possiamo definire i gradi di libertà del sistema [23] come la dimensione del kernel della matrice jacobiana delle equazioni di vincolo.

Per la scrittura delle equazioni di vincolo si è fatto ricorso al metodo dei riferimenti di giunto, ovvero ogni coppia cinematica è stata tradotta in una relazione vettoriale tra sistemi di riferimento locali solidali ai corpi interessati dalla coppia. E' così possibile esprimere vincoli semplici quali coppia rotoidale, coppia prismatica, coppia cilindrica, coppia sferica, coppia sfera nel cilindro, mediante semplici relazioni vettoriali di perpendicolarità, ortogonalità o relazioni di coincidenza tra punti.

I riferimenti di giunto sono delle terne cartesiane solidali ai corpi e caratterizzate dai versori  $\{f_i\}$ ,  $\{g_i\}$ ,  $\{h_i\}$  oltre che dai punti  $P_i$ , origini dei vari riferimenti. Le equazioni di vincolo verranno, pertanto, scritte a partire dalle relazioni tra i versori di due terne distinte. In generale per la costruzione delle equazioni delle coppie cinematiche occorre definire prima una serie di vincoli di base:

- Primo vincolo di ortogonalità. Esprime la condizione che due vettori siano ortogonali tra loro, ovvero che sia nullo il loro prodotto scalare. Pertanto questo vincolo introduce una sola equazione (il prodotto scalare uguagliato a zero, appunto).
- Secondo vincolo di ortogonalità: esprime la condizione che un vettore sia ortogonale alla distanza tra due punti. Anche in questo caso la condizione si riduce all'uguagliare a zero un prodotto scalare, pertanto anche questo vincolo introduce una sola equazione scalare.
- Vincolo sferico: esprime la condizione che due punti rimangano solidali tra loro. Ovviamente il vincolo si esprime imponendo l'uguaglianza delle coordinate assolute dei due punti, pertanto introduce tre distinte equazioni scalari.

- Vincolo di distanza: esprime la condizione che la distanza tra due punti si mantenga costante. Il vincolo richiede una sola equazione scalare rappresentata dall'uguagliare ad un valore prefissato la distanza tra i due punti in questione.
- Primo vincolo di parallelismo: esprime la condizione che due vettori rimangano paralleli tra loro. La condizione può essere imposta anche dicendo che uno dei vettori sia ortogonale a due vettori ortogonali all'altro vettore. Pertanto le equazioni che introduce il vincolo sono due (i prodotti scalari uguali a zero).
- Secondo vincolo di parallelismo: esprime la condizione che un vettore si mantenga parallelo ad una distanza. Questa situazione può essere rappresentata imponendo che la distanza sia ortogonale a due vettori ortogonali al vettore di partenza. Analogamente al vincolo precedente si introdurranno, pertanto, due equazioni scalari.

Per la costruzione dei vincoli composti avremo:

- Coppia rotoidale. La coppia rotoidale vincola due corpi consentendone le rotazioni relative attorno ad un asse comune detto asse della coppia, ma preclude traslazioni relative lungo tale asse. I vincoli introdotti da una coppia rotoidale si traducono imponendo che siano coincidenti le coordinate assolute delle origini  $P_i$  e  $P_j$  dei riferimenti di giunto dei due corpi (tre equazioni scalari) e che siano paralleli i versori  $\{h_i\}$  e  $\{h_j\}$  che individuano l'asse della coppia (due equazioni scalari).
- Coppia cilindrica. Una coppia cilindrica svolge le medesime funzioni della coppia rotoidale con la differenza che questa volta non sono precluse le rotazioni lungo l'asse della coppia. I vincoli introdotti da una coppia cilindrica si traducono nell'espressione della collinearità tra i versori  $\{h_i\}$  e  $\{h_j\}$  dei due riferimenti di giunto. Tale condizione si esprime ponendo il versore  $\{h_i\}$  parallelo sia a  $\{h_j\}$  sia al vettore distanza  $P_j - P_i$  (dove  $P_i$  e  $P_j$  sono le origini dei due riferimenti di giunto). Le equazioni algebriche che si vengono a determinare sono quindi quattro (due per ogni condizione di parallelismo).
- Coppia prismatica. Una coppia prismatica consente ai due corpi collegati solo traslazioni relative lungo l'unico asse comune e preclude rotazioni relative attorno al medesimo asse. Scegliendo i riferimenti di giunto in maniera tale che  $\{f_i\}$  e  $\{f_j\}$  risultino perpendicolari tra loro, le condizioni di vincolo si esprimono aggiungendo alle equazioni relative alla coppia

cilindrica la relazione che  $\{f_i\}$  e  $\{f_j\}$  rimangano ortogonali. Le equazioni scalari che si generano così sono in numero di cinque.

- **Coppia sferica.** La coppia sferica impone che due punti dei due corpi rimangano sovrapposti ossia mantengano uguali le coordinate nel sistema di riferimento assoluto. Come punti su cui imporre la condizione sceglieremo le origini dei riferimenti di giunto. Come è facile notare tale condizione coincide con quella espressa dal vincolo di base che avevamo chiamato vincolo sferico, dunque si genereranno tre equazioni scalari.
- **Sfera nel cilindro.** Questa coppia cinematica esprime la condizione geometrica che un punto  $P$  appartenga ad un'asse solidale con il secondo corpo. Se individuamo tale asse con il versore  $\{h_i\}$ , tale condizione si esprime imponendo che questo vettore rimanga parallelo alla distanza  $P_j - P_i$  (dove  $P_i$  e  $P_j$  sono le origini dei due riferimenti di giunto). Le equazioni scalari che si introducono sono pertanto due.

Una volta definite le equazioni di vincolo  $\Psi_1, \dots, \Psi_p$  è possibile dedurre le equazioni del moto. Per far ciò seguiremo un approccio Lagrangiano. Possiamo, pertanto, scrivere per un generico sistema le equazioni dei lavori virtuali nella loro forma generale (includendo cioè anche le forze di inerzia):

$$\sum_{k=1}^N (\vec{F}_k^e - m_k \vec{a}_k) \cdot \delta \vec{r}_k = 0 \quad (4.9)$$

dove  $\vec{F}_k^e$  rappresenta il vettore delle forze esterne,  $m_k \vec{a}_k$  il termine inerziale (massa per accelerazione),  $\delta r_k$  il vettore degli spostamenti virtuali. Con alcuni passaggi algebrici [21] si riesce a giungere alle equazioni di Lagrange che assumono la forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \quad (j = 1..n) \quad (4.10)$$

dove:

$T$  è l'energia cinetica del sistema;

$\{q\}$  è il vettore delle coordinate generalizzate (7 per ogni corpo);

$\{\dot{q}\}$  è il vettore delle derivate delle coordinate generalizzate;

$\{Q\}$  è il vettore delle forze generalizzate, esprimibile come:

$$Q_j = \sum_{k=1}^N \vec{F}_k^e \frac{\partial \vec{r}_k}{\partial q_j} = \frac{\delta W}{\delta q_j} \quad (4.11)$$

Se distinguiamo le forze esterne in conservative e non conservative e definendo la *funzione lagrangiana* come la differenza tra l'energia cinetica e potenziale (delle forze conservative è ovvio), ovvero come:

$$L = T - V \quad (4.12)$$

è possibile riscrivere le (4.10) nella forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = Q_j^{NC} \quad (j = 1..n) \quad (4.13)$$

dove  $Q_j^{NC}$  è vettore delle forze generalizzate non conservative. La (4.13) nel caso di forze non conservative assume la forma semplificata:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = 0 \quad (j = 1..n) \quad (4.14)$$

Se adesso si osserva che per risolvere il problema che si affronta, è necessario includere nella formulazione anche le equazioni di vincolo, dobbiamo effettuare un'ulteriore considerazione. Per far ciò riguardiamo la formulazione di Lagrange come imposizione della stazionarietà di un particolare integrale della funzione lagrangiana:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} L dt \quad (4.15)$$

condizione che era automaticamente soddisfatta dalle (4.14). Se si vuole tener conto della presenza dei vincoli, il problema si sposta a quello di un'ottimizzazione vincolata e può pertanto essere risolto con l'introduzione dei *moltiplicatori di Lagrange*  $\lambda_i$ . Questo comporta la definizione di una nuova funzione chiamata *lagrangiana estesa* che si presenta nella forma:

$$L = T - V - (\lambda_1 \Psi_1 + \dots + \lambda_p \Psi_p) \quad (4.16)$$

Il problema così posto conduce alla definizione delle seguenti equazioni del moto:

$$\begin{cases} [M(q)] \{\ddot{q}\} + [\Psi_q]^T \{\lambda\} - \{F_e(q, \dot{q})\} = 0 \\ \Psi(q) = 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

nella quale si può dimostrare [21] che la matrice delle masse può calcolarsi come matrice diagonale di tanti blocchi quanti sono i corpi rigidi, nella quale ciascun blocco vale:

$$[M(q)] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} & [0]_{3 \times 4} \\ [0]_{4 \times 3} & 4[G]^T [J][G]_{7 \times 7} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

dove con  $[J]$  si è indicato il tensore di inerzia rispetto ad un riferimento principale baricentrico.

E' bene sottolineare che le (4.17) oltre alle coordinate generalizzate avranno come incognita tanti  $\lambda$  quante sono le equazioni di vincolo.

#### 4.2.1 Integrazione del sistema DAE

La soluzione del sistema (4.17) è alquanto ardua dal momento che si tratta di una sistema algebrico differenziale del secondo ordine.

L'esperienza ci ha suggerito che tale sistema può essere risolto in maniera più agevole se posto nella forma [24]:

$$[K]\{y'\} = \{\phi(y)\} \quad (4.19)$$

dove:

$$[K] = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

$$\{y\} = \begin{Bmatrix} q \\ \dot{q} \\ \ddot{q} \\ \lambda \end{Bmatrix} \quad (4.21)$$

$$\{\phi(y)\} = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ \ddot{q} \\ [M(q)]\{\ddot{q}\} + [\Psi_q]^T \{\lambda\} - \{F_e(q, \dot{q})\} = 0 \\ \psi(q) \end{Bmatrix} \quad (4.22)$$

Così riscritto il sistema risolutivo diventa del primo ordine nella variabile ausiliaria  $\{y\}$ . Il sistema in questa forma può essere risolto da un algoritmo generale di integrazione. Per la soluzione del modello proposto è stato impiegato il solutore RADAU5 che utilizza un metodo di integrazione di Runge-Kutta del quinto ordine, molto adatto per questo tipo di problemi algebrico differenziali.

### 4.3 Il modello DAViD di un occupante un'autovettura

Il modello sviluppato, che prende il nome DAViD, acronimo dall'inglese *Dynamic Automotive Virtual Dummy* si basa in particolare è costituito da una totalità di 15 corpi rigidi, 12 dei quali descrivono il manichino e tre l'abitacolo che con esso interagisce. Il manichino è composto delle seguenti parti:



- due piedi
- due polpacci
- due cosce
- il bacino
- il gruppo torace/spalle/testa (detta semplicemente parte superiore)
- due braccia
- due avambracci

L'ambiente dell'abitacolo è invece costituito da:

- il sedile
- i pedali
- il volante

Tutte le caratteristiche antropometriche sono state prese attingendo da database antropometrici. Tutte le grandezze antropometriche principali (lunghezze, masse e momenti di inerzia) sono state rese parametriche e funzioni di due soli parametri. Questi sono i percentili di altezza e di peso, ovvero dei parametri variabili da 0 a 100 che classificano quanto alto o quanto grasso è un individuo rispetto ai valori di popolazione media (che corrispondono a entrambi i percentili al 50). Un riassunto dei principali dati si può osservare nelle tabelle a fine capitolo.

Per rappresentare le articolazioni tra i membri sono stati introdotti opportuni vincoli cinematici e sono stati inclusi nel modello alcuni elementi viscoelastici. In particolare ci sono:

- due vincoli sferici tra il bacino e le cosce
- due coppie rotoidali tra cosce e polpacci
- due coppie rotoidali tra polpacci e piedi
- una coppia prismatica tra bacino e parte superiore
- due vincoli sferici tra parte superiore e braccia
- due coppie rotoidali tra braccia e avambracci

Gli elementi viscoelastici introdotti sono invece (i numeri tra parentesi si riferiscono ai riferimenti in Figura 4.1):

- Un elemento molla smorzatore in parallelo tra il bacino e la parte superiore, rappresentante la rigidità della colonna vertebrale (7)
- Due elementi molla smorzatore torsionale tra braccia ed avambracci per riprodurre l'elasticità muscolare degli arti superiori (in particolare del gomito) (11).
- Due elementi molla smorzatore in parallelo per simulare il contatto tra mani e cosce (per il modello passeggero) o mani e volante per il modello guidatore (9 e 10).

- Due elementi molla smorzatore in parallelo per simulare il contatto tra i piedi e i pedali (modello guidatore) o il pianale (modello passeggero) (5 e 6).

Il modello non prevede la presenza di cinture di sicurezza in quanto si è ritenuto non influissero sui risultati dell'analisi per il range di vibrazioni (e spostamenti) considerato.

Il modello è, inoltre, parametrizzato in funzione della configurazione del sedile (inclinazione dello schienale e altezza dal pianale<sup>2</sup>).

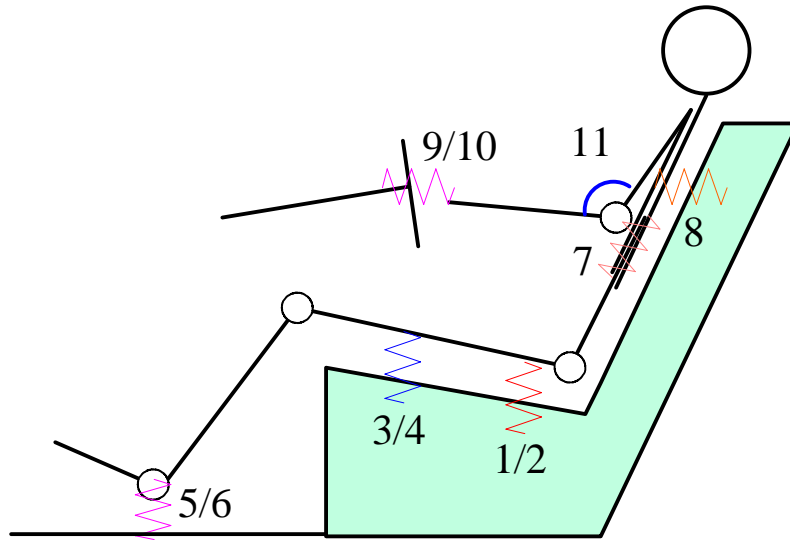


Figura 4.1: Schema degli elementi viscoelastici presenti nel modello

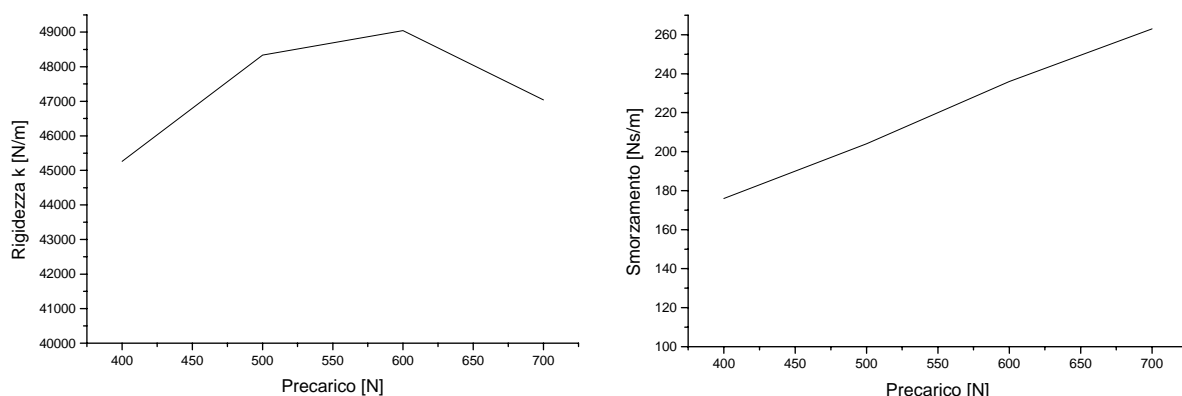
### 3.4 Il contatto con il sedile

Il contatto tra corpo umano e sedile è stato schematizzato mediante l'introduzione di opportuni elementi viscoelastici tra la schiena e lo schienale e tra le cosce e il cuscino. La posizione dei punti di attacco di tali molle è stata scelta a seguito dell'interpretazione delle mappe di pressione sperimentali ottenute come descritto nel capitolo 5. In particolare si è scelto di vincolare le molle in corrispondenza nei quattro punti sul cuscino e nei due punti sullo schienale dove la concentrazione delle tensioni è maggiore.

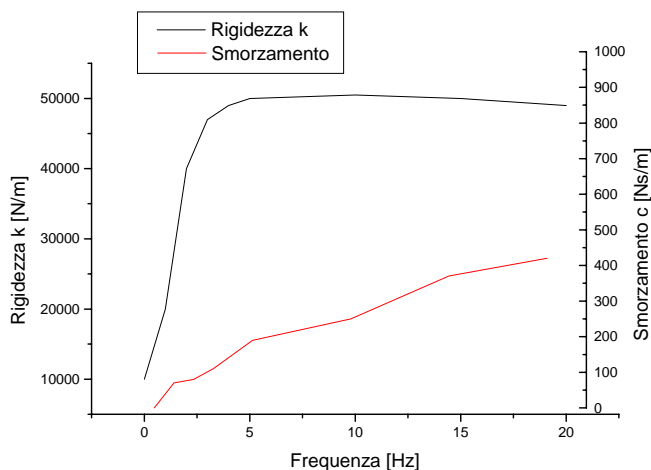
Anche in questo caso ogni punto di contatto è rappresentato da un elemento viscoelastico molla smorzatore in parallelo. Il valore dei parametri di rigidità e smorzamento segue leggi non lineari funzione del carico agente ed è ovviamente funzione del materiale con cui è fabbricata l'imbottitura del sedile. Un esempio di tali leggi per sedili una schiuma di poliuretano comunemente utilizzata dai

<sup>2</sup> Nel linguaggio tecnico tale parametro è chiamato H30 e indica l'altezza dal pianale dell'articolazione dell'anca.

costruttori si sedili è riportato in Figura 4.2. Come si vede la rigidezza mostra un andamento parabolico a concavità negativa, mentre lo smorzamento mostra un andamento lineare crescente. In realtà sia lo smorzamento sia la rigidezza mostrano un comportamento di variabilità anche in funzione della frequenza di eccitazione, ma nel modello DAVID tale caratteristica è stata trascurata vista la complessità che avrebbe richiesto nella programmazione. La non linearità in frequenza non è facilmente gestibile quando si sta integrando nel dominio del tempo. Per tenerne conto bisognerebbe ad ogni passo di integrazione calcolare il contenuto in frequenza del segnale (ad esempio con una FFT) e poi aggiornare il valore della rigidezza.



*Figura 4.2: Variabilità della rigidezza (a sinistra) e smorzamento (a destra) di un sedile in schiuma di poliuretano in funzione del prearico*



*Figura 4.3: Variabilità della rigidezza e smorzamento di un sedile in schiuma di poliuretano in funzione della frequenza di eccitazione*

## 4.5 Il software implementato

Il modello descritto nei precedenti paragrafi è stato implementato in un codice di calcolo sviluppato in linguaggio FORTRAN.

Il codice è stato concepito come un modulo per il già collaudato progetto NUMDYN 3D, un versatile e completo programma di simulazione dinamica sviluppato dall'amico e collega Ing. Vita nel corso della sua tesi di laurea [25]. Tale modulo gestisce la generazione dell'input necessaria per costruire l'intero modello dinamico.

Il NUMDYN 3D, infatti, prevede una struttura input da file ASCII che compongono le diverse card e il modulo DAViD si occupa della creazione di tutte le card necessarie a descrivere il manichino, l'ambiente veicolo e a definire le time history dei segnali di input.

B	MAS	I11	I12	I13	I21	I22	I23	I31	I32	I33
1	7.1299	0.1209	0.0000	0.0000	0.0000	0.0183	0.0000	0.0000	0.0000	0.1209
2	7.1299	0.1209	0.0000	0.0000	0.0000	0.0183	0.0000	0.0000	0.0000	0.1209
3	9.6720	0.0793	0.0000	0.0000	0.0000	0.0886	0.0000	0.0000	0.0000	0.0561
4	2.7452	0.0304	0.0000	0.0000	0.0000	0.0027	0.0000	0.0000	0.0000	0.0304
5	2.7452	0.0304	0.0000	0.0000	0.0000	0.0027	0.0000	0.0000	0.0000	0.0304
6	0.9552	0.0008	0.0000	0.0000	0.0000	0.0031	0.0000	0.0000	0.0000	0.0032
7	0.9552	0.0008	0.0000	0.0000	0.0000	0.0031	0.0000	0.0000	0.0000	0.0032
8	37.7178	0.2441	0.0000	0.0000	0.0000	1.7151	0.0000	0.0000	0.0000	7.6138
9	1.8878	0.0019	0.0000	0.0000	0.0000	0.0146	0.0000	0.0000	0.0000	0.0146
10	1.8878	0.0019	0.0000	0.0000	0.0000	0.0146	0.0000	0.0000	0.0000	0.0146
11	1.1883	0.0008	0.0000	0.0000	0.0000	0.0073	0.0000	0.0000	0.0000	0.0073
12	1.1883	0.0008	0.0000	0.0000	0.0000	0.0073	0.0000	0.0000	0.0000	0.0073
13	1.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000
14	1.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000
15	1.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.1000

NOL	8	LOCAL COOR. (X,Y,Z)	POS	VEL	NAME OF FILE	
13	-0.260000	0.000000	-0.225000	-0.260000	0.000000	G1ADX.txt
13	-0.260000	0.000000	-0.225000	0.000000	0.000000	G1ADZ.txt
13	-0.260000	0.000000	-0.225000	-0.225000	0.000000	G1ADY.txt
13	-0.260000	0.000000	0.225000	-0.260000	0.000000	G1ASX.txt
13	-0.260000	0.000000	0.225000	0.000000	0.000000	G1ASZ.txt
13	-0.260000	0.000000	0.225000	0.225000	0.000000	G1ASY.txt
13	0.260000	0.000000	0.225000	0.260000	0.000000	G1PSX.txt
13	0.260000	0.000000	0.225000	0.000000	0.000000	G1PSZ.txt
13	0.260000	0.000000	0.225000	0.225000	0.000000	G1PSY.txt
13	-1.420000	0.560000	0.105000	-1.420000	0.000000	D1X.txt
13	-1.420000	0.560000	0.105000	0.560000	0.000000	D1Z.txt
13	-1.420000	0.560000	0.105000	0.105000	0.000000	D1Y.txt
13	-1.420000	0.560000	-0.895000	-1.420000	0.000000	D2X.txt
13	-1.420000	0.560000	-0.895000	0.560000	0.000000	D2Z.txt
13	-1.420000	0.560000	-0.895000	-0.895000	0.000000	D2Y.txt
13	-0.260000	0.000000	-1.015000	-0.260000	0.000000	G2ADX.txt
13	-0.260000	0.000000	-1.015000	0.000000	0.000000	G2ADZ.txt
13	-0.260000	0.000000	-1.015000	-1.015000	0.000000	G2ADY.txt
13	2.280000	0.240000	-0.895000	2.280000	0.000000	LDX.txt
13	2.280000	0.240000	-0.895000	0.240000	0.000000	LDZ.txt
13	2.280000	0.240000	-0.895000	-0.895000	0.000000	LDY.txt
13	2.280000	0.240000	0.105000	2.280000	0.000000	LSX.txt
13	2.280000	0.240000	0.105000	0.240000	0.000000	LSZ.txt
13	2.280000	0.240000	0.105000	0.105000	0.000000	LSY.txt

```

Spdamp.s3d - Blocco note
File Modifica Formato ?
NSPDAMP 21
S1 |B1|B2|
SP1 13 1 | 19000.00 | 0.3484 | 95.0000 | 0.0000 | -0.1457 | 0.0000 | -0.0885 | 0.0500 | -0.0430 | 0.0000 | 1
SP2 13 2 | 19000.00 | 0.3484 | 95.0000 | 0.0000 | -0.1457 | 0.0000 | 0.0885 | 0.0500 | -0.0430 | 0.0000 | 1
SP3 13 1 | 5000.00 | 0.5000 | 200.0000 | 0.0000 | -0.5362 | 0.4575 | -0.0885 | 0.0500 | -0.0430 | 0.0000 | 1
SP4 13 2 | 5000.00 | 0.5000 | 200.0000 | 0.0000 | -0.5362 | 0.4575 | 0.0885 | 0.0500 | -0.0430 | 0.0000 | 1
SP5 13 1 | 19000.00 | 0.2757 | 95.0000 | 0.0000 | 0.1224 | 0.0000 | -0.0885 | 0.0500 | 0.2151 | 0.0000 | 1
SP6 13 2 | 19000.00 | 0.2757 | 95.0000 | 0.0000 | 0.1224 | 0.0000 | 0.0885 | 0.0500 | 0.2151 | 0.0000 | 1
SP7 13 1 | 5000.00 | 0.5000 | 200.0000 | 0.0000 | 0.6747 | 0.1162 | -0.0885 | 0.0500 | 0.2151 | 0.0000 | 1
SP8 13 2 | 5000.00 | 0.5000 | 200.0000 | 0.0000 | 0.6747 | 0.1162 | 0.0885 | 0.0500 | 0.2151 | 0.0000 | 1
SP9 15 6 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | -0.0200 | 0.0000 | -0.0885 | 0.0797 | -0.0443 | 0.0000 | 1
S10 15 7 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | -0.0200 | 0.0000 | 0.0885 | 0.0797 | -0.0443 | 0.0000 | 1
S11 15 6 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.0200 | -0.0885 | 0.0797 | -0.0443 | 0.0000 | 1
S12 15 7 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.0200 | 0.0885 | 0.0797 | -0.0443 | 0.0000 | 1
S13 3 8 | 48000.00 | 0.3734 | 1000.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.0120 | 0.0000 | 1
S14 13 8 | 21000.00 | 0.5020 | 100.0000 | 0.0000 | 0.8942 | 0.3833 | -0.0443 | -0.0606 | -0.1300 | -0.0443 | 1
S15 13 8 | 21000.00 | 0.5020 | 100.0000 | 0.0000 | 0.8942 | 0.3833 | 0.0443 | -0.0606 | -0.1300 | -0.0443 | 1
S16 11 14 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | 0.1283 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.1770 | 1
S17 12 14 | 1000000.00 | 0.0200 | 500.0000 | 0.0000 | 0.1283 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.1770 | 1
S18 11 14 | 1000000.00 | 0.0200 | 100.0000 | 0.0000 | 0.1283 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.0200 | -0.1770 | 1
S19 12 14 | 1000000.00 | 0.0200 | 100.0000 | 0.0000 | 0.1283 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | -0.0200 | -0.1770 | 1
S20 9 11 | 0.00 | -0.7330 | 0.0000 | 0.0000 | 10.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 2
S21 10 12 | 0.00 | -0.7330 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 11.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 0.0000 | 2

REMINDER:
1 -> TRASLATIONAL (L0 HAS THE MEANING OF LENGTH WITH RESPECT TO NO FORCES UPON SPRING)
2 -> ROTATIONAL (P1X HAS THE MEANING OF THE CONNECTION ID)

```

```

General.s3d - Blocco note
File Modifica Formato ?
Pedana
NB 15
TI 0.0000
TE 5.0000
ST 500000
PP Y
ID | BODY NAME
1 | Thigh rg
2 | Thigh lf
3 | Pelvis
4 | Leg rg
5 | Leg lf
6 | Foot rg
7 | Foot lf
8 | Upper part
9 | Arm rg
10 | Arm lf
11 | Forearm rg
12 | Forearm lf
13 | Seat
14 | steering wheel
15 | Platform

```

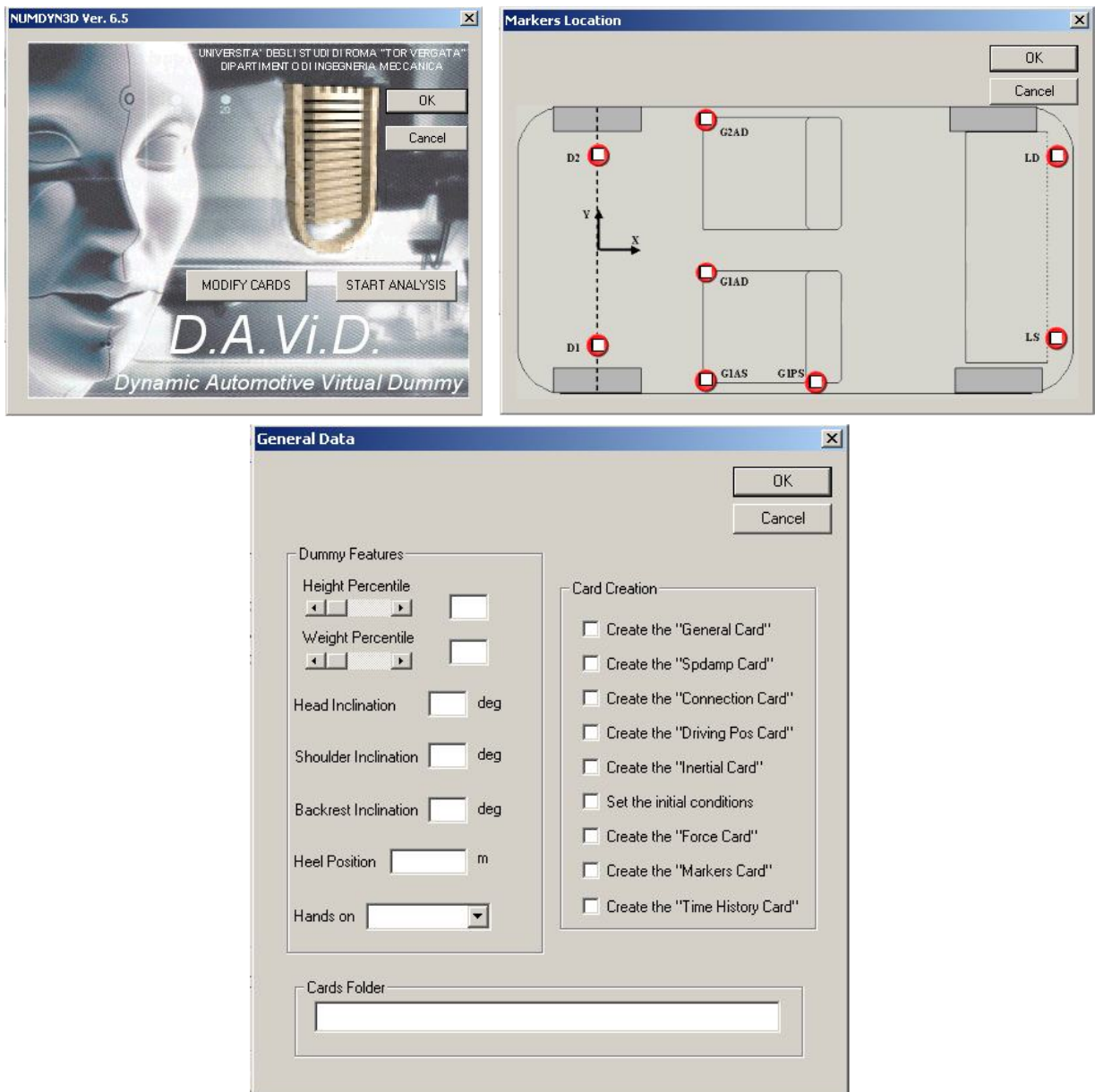
*Figura 4.4: Esempi di card generate dal modulo DAViD per il codice NUMDYN 3D*

In particolare è stata curata con particolare attenzione l'interfaccia input utente in grado di guidare la riparametrizzazione del modello e l'immissione dei dati in maniera semi automatica.

Come input sono necessari:

- I percentili del soggetto
- La caratteristica di passeggero o guidatore
- La configurazione del sedile
- Gli input accelerometrici al pianale della vettura

Nella figura 4.5 sono state raccolte alcune immagini relative alle finestre di dialogo implementate.



*Figura 4.5: Esempi di finestre di dialogo per la definizione degli input del modello. In alto la schermata iniziale e il dialogo per la definizione della posizione per gli accelerometri sulla scocca. In basso la finestra riassuntiva della configurazione del sedile e della postura dell'occupante.*

## 4.6 Parametricità antropometrica del modello

Di fondamentale importanza è la parametrizzazione del modello per tener conto la variabilità antropometrica dei soggetti sotto indagine. In particolare sono state individuate due leggi di variazione per quanto riguarda i percentili in massa e in altezza. La legge di variazione dell'altezza si può considerare valida per soggetti tra il 20° e l'80° percentile:

$$h = 1.7515 + \frac{11}{6000} (\text{perc} - 20) \quad [m] \quad (4.23)$$

La legge di variazione del peso può, invece, considerarsi valida tra il 5° e il 95° percentile:

$$p = 64.21 + \frac{22}{90}(perc - 5) \quad [kg] \quad (4.24)$$

A partire dalla determinazione della massa ed altezza totale è possibile mediante semplici proporzioni calcolare le proprietà geometriche e inerziali di tutti gli altri segmenti corporei. Per questo si faccia riferimento alle Tabella 4.1, 4.2, 4.3 nelle quali sono riportati i valori delle masse, dei momenti di inerzia e delle dimensioni per le varie porzioni.

*Tabella 4.1: Massa dei segmenti corporei per un individuo con il 50° percentile in massa*

<i>Segmenti Corporei</i>	<i>Massa [kg]</i>	<i>% della massa totale</i>
Tutto il corpo	71.25	100
Testa	6.03	8.02
Collo	0.86	1.14
Spalla	3.82	5.08
Braccio	1.89	2.51
Avambraccio	1.19	1.58
Torace	17.33	23.05
Addome	5.85	7.78
Bacino	9.67	12.86
Coscia	7.13	9.48
Polpaccio	2.75	3.65
Piede	0.95	1.27

*Tabella 4.2: Momenti principali di inerzia per i segmenti corporei (si consideri l'asse x parallelo alla dimensione maggiore, asse y ortogonale al precedente e complanare con la Figura 3.6 e l'asse z ortogonale ai precedenti per formare una terna destrorsa).*

<i>Segmenti Corporei</i>	<i>I<sub>xx</sub> [kg mm<sup>2</sup>]</i>	<i>I<sub>yy</sub> [kg mm<sup>2</sup>]</i>	<i>I<sub>zz</sub> [kg mm<sup>2</sup>]</i>
Testa	23835.71	23835.71	18474.37
Collo	1060.1	1060.1	687.63
Spalla	27199.66	15280.71	27199.66
Braccio	14592.28	14592.28	1890.19
Avambraccio	7262.79	7262.79	762.0
Torace	277691.51	241636.68	119951.64
Addome	49254.02	38022.7	34629.9
Bacino	88612.02	56108.05	79325.17
Coscia	18255.35	120941.7	120941.7
Polpaccio	30422.93	30422.93	2745.75
Piede	783.14	3056.14	3228.05

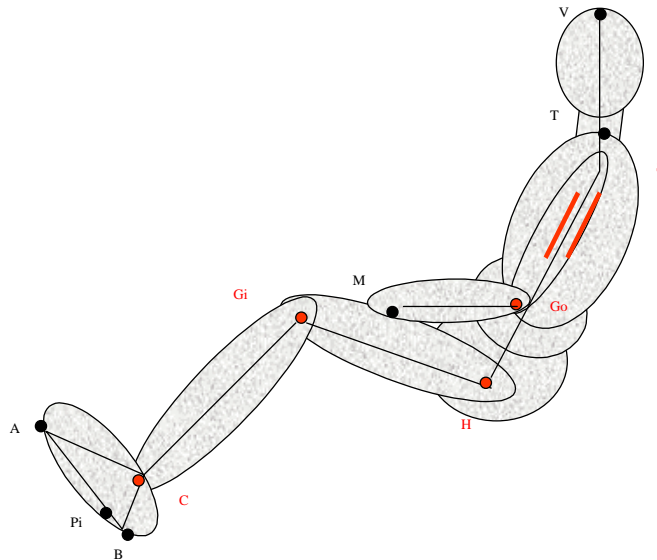
Tabella 4.3: Lunghezze dei segmenti corporei in funzione del percentile del soggetto sotto indagine.

Perc.	Alt.	S-H	H-Gi	Gi-C	C-Pi	Pi-B	A-B	S-Go	Go-M	H-HL	S-SL
99	1924	498.6	471.7	462.2	95.9	89.4	327.7	308.7	274.4	96.1	198.3
97.5	1900	492.8	465.2	455.1	95	87.9	323.6	304.9	271.6	94.9	194.9
95	1879	487.8	459.6	449	94.2	86.6	320	301.7	269.2	93.8	192
92.5	1866	484.5	456	445.1	93.8	85.8	317.7	299.6	267.6	93.1	190.1
90	1855	482	453.2	442	93.4	85.2	316	297.9	266.4	92.6	188.6
87.5	1847	479.9	450.9	439.5	93.1	84.7	314.5	296.6	265.4	92.2	187.4
85	1839	478.1	448.8	437.3	92.8	84.2	313.2	295.4	264.5	91.8	186.3
82.5	1832	476.4	447	435.3	92.5	83.8	312	294.4	263.7	91.4	185.4
80	1826	474.9	445.4	433.5	92.3	83.4	311	293.4	263	91.1	184.5
77.5	1820	473.6	443.9	431.9	92.1	83.1	310	292.5	262.3	90.8	183.7
75	1815	472.3	442.4	430.3	91.9	82.8	309.1	291.7	261.7	90.6	183
72.5	1810	471	441.1	428.8	91.7	82.5	308.2	290.9	261.1	90.3	182.3
70	1805	469.9	439.8	427.4	91.6	82.2	307.4	290.2	260.5	90.1	181.6
67.5	1800	468.7	438.5	426.1	91.4	81.9	306.6	289.5	260	89.8	180.9
65	1796	467.7	437.3	424.7	91.2	81.6	305.8	288.8	259.5	89.6	180.3
62.5	1792	466.6	436.1	423.4	91.1	81.4	305.1	288.1	259	89.4	179.7
60	1787	465.5	435	422.2	90.9	81.1	304.4	287.4	258.5	89.2	179.1
57.5	1783	464.5	433.8	420.9	90.8	80.9	303.6	286.7	258	88.9	178.5
55	1779	463.5	432.7	419.7	90.6	80.6	302.9	286.1	257.5	88.7	177.9
52.5	1775	462.5	431.6	418.5	90.5	80.3	302.2	285.4	257	88.5	177.3
<b>50</b>	<b>1771</b>	<b>461.5</b>	<b>430.5</b>	<b>417.3</b>	<b>90.3</b>	<b>80.1</b>	<b>301.5</b>	<b>284.8</b>	<b>256.5</b>	<b>88.3</b>	<b>176.7</b>
47.5	1766	460.5	429.4	416.1	90.1	79.9	300.8	284.2	256	88.1	176.1
45	1762	459.5	428.3	414.9	90	79.6	300.1	283.5	255.5	87.9	175.5
42.5	1758	458.5	427.2	413.7	89.8	79.3	299.4	282.9	255	87.7	174.9
40	1754	457.5	426	412.4	89.7	79.1	298.6	282.2	254.5	87.4	174.3
37.5	1749	456.4	424.9	411.2	89.5	78.8	297.9	281.5	254	87.2	173.7
35	1745	455.3	423.7	409.9	89.4	78.6	297.2	280.8	253.5	87	173.1
32.5	1741	454.3	422.5	408.5	89.2	78.3	296.4	280.1	253	86.8	172.5
30	1736	453.1	421.2	407.2	89	78	295.6	279.4	252.5	86.5	171.8
27.5	1731	452	419.9	405.8	88.9	77.7	294.8	278.7	251.9	86.3	171.1
25	1726	450.7	418.6	404.3	88.7	77.4	293.9	277.9	251.3	86	170.4
22.5	1721	449.4	417.1	402.7	88.5	77.1	293	277.1	250.7	85.8	169.7
20	1715	448.1	415.6	401.1	88.3	76.8	292	276.2	250	85.5	168.9
17.5	1709	446.6	414	399.3	88.1	76.4	291	275.2	249.3	85.2	168
15	1702	444.9	412.2	397.3	87.8	76	289.8	274.2	248.5	84.8	167.1
12.5	1694	443.1	410.1	395.1	87.5	75.5	288.5	273	247.6	84.4	166
10	1686	441	407.8	392.6	87.2	75	287	271.7	246.6	84	164.8
7.5	1675	438.5	405	389.5	86.8	74.4	285.3	270	245.4	83.5	163.3
5	1662	435.2	401.4	385.6	86.4	73.6	283	267.9	243.8	82.8	161.4
2.5	1641	430.2	395.8	379.5	85.6	72.3	279.4	264.7	241.4	81.7	158.5
1	1617	424.4	389.3	372.4	84.7	70.8	275.3	260.9	238.6	80.5	155.1

<b>Alt.</b>	Altezza totale manichino
<b>S-H</b>	Distanza tra articol. spalla e articol. anca
<b>H-Gi</b>	Distanza tra articol. anca e articol. ginocchio
<b>Gi-C</b>	Distanza tra articol. ginocchio e articol. caviglia
<b>C-Pi</b>	Distanza tra art. caviglia e pianta del piede
<b>PI-B</b>	Distanza tra tallone e snodo caviglia misurata lungo la pianta del piede
<b>A-B</b>	lunghezza pianta del piede



<b>S-Go</b>	Distanza tra articol. spalla e articol. gomito
<b>Go-M</b>	Distanza tra articol. gomito e articol. polso (per noi: estremo mano)
<b>H-HL</b>	Distanza tra mezzeria manichino e snodo anca
<b>S-SL</b>	Distanza tra mezzeria manichino e articolazione spalla



*Figura 4.6: Punti di riferimento per i segmenti corporei.*

#### 4.6.1 Calcolo automatico della corretta postura

Adesso verrà illustrato l'algoritmo utilizzato per la determinazione della corretta postura del manichino seduto quindi della posizione a riposo di ogni singolo segmento corporeo. Con riferimento alla Figura 4.6 procederemo come segue:

1. Si fissa come riferimento il punto B del piede (il tallone). Nota la distanza trasversale tra i due punti H, centri dell'articolazione dell'anca (due volte H-HL nella Tabella 3.3), si mantiene lo stesso valore tra le coppie rotoidali del piede (C) e del ginocchio (Gi), nonché tra i giunti sferici delle anche (H);
2. si posizionano i punti A e Pi dei piedi su un piano inclinato di 20° rispetto all'orizzontale (pedana). La lunghezza dei segmenti A-B e Pi-B può essere dedotta dalla Tabella 4.3.
3. dato il punto Pi si posiziona C sulla perpendicolare al segmento A-B. La distanza C-Pi è anch'essa riportata in Tabella 4.3.
4. si fissa un piano orizzontale passante per i punti H e posizionato ad un'altezza pari al parametro variabile H30 dal piano orizzontale passante per B. L'H30 è un parametro che viene determinato all'atto del montaggio del sedile sulla vettura. Rappresenta l'altezza che può

essere misurata tra il centro H dell'articolazione dell'anca e il piano su cui poggiano i piedi.

5. si generano due segmenti C-Gi e Gi-H di lunghezza pari al valore in Tabella 4.3 e si impone che il punto C cada nella posizione già determinata e che H sia sul piano definito in precedenza;
6. imponendo che l'angolo tra i segmenti appena generati sia pari a  $117^\circ$  (apertura di riferimento del ginocchio al banco), la posizione della gamba rimane completamente definita;
7. si definisce un'asse orizzontale passante per i due punti H (destro e sinistro) e a partire dal centro, si costruisce un'asse inclinato di un angolo pari all'inclinazione dello schienale rispetto alla verticale ( $23^\circ$  in posizione neutra) rispetto alla verticale;
8. nota la distanza H-S e la larghezza spalle S-SL (Tabella 4.3), si trova il punto di snodo del braccio (cerniera sferica S);
9. dai punti S si tracciano i segmenti S-Go paralleli all'asse mediano passante per i punti H e S;
10. data la lunghezza S-Go, si identifica la posizione delle coppie rotoidali Go;
11. a partire dall'asse della gamba Gi-H si traccia un asse ad esso parallelo, posizionato ad una quota di 70 mm da Gi-H;
12. si impone che il punto M si su tale asse e con ciò, essendo nota la posizione di Go e la lunghezza di Go-M, si trova univocamente M.

La corretta posizione di tutti i segmenti corporei in funzione del parametro H30 e del percentile in altezza può essere analiticamente individuata partendo dal punto B (il tallone) e procedendo nel modo seguente:

1. Si calcola la posizione relativa del punto C con le relazioni (il riferimento assunto ha l'asse  $x$  orizzontale e quello  $y$  verticale e

l'origine in B):

$$\begin{aligned} x_C &= -PiB \cdot \cos(20^\circ) + PiC \cdot \cos(70^\circ) \\ y_C &= PiB \cdot \sin(20^\circ) + PiC \cdot \sin(70^\circ) \end{aligned}$$

2. Si calcolano gli assetti e la posizione del punto H risolvendo il

seguito sistema:

$$\begin{cases} x_C + CGi \cdot \cos(\mathcal{G}_{CGi}) + GiH \cdot \cos(\mathcal{G}_{GiH}) = x_H \\ y_C + CGi \cdot \sin(\mathcal{G}_{CGi}) + GiH \cdot \sin(\mathcal{G}_{GiH}) = H30 \\ \pi - (\mathcal{G}_{CGi} - \mathcal{G}_{GiH}) = \frac{117}{180} \pi \end{cases}$$

3. Una volta note le coordinate del punto H si riporta su di esso la parte superiore del corpo le cui posizioni sono state calcolate una volta per tutte indipendentemente dal parametro H30.

La postura con le mani sul volante è stata poi calcolata partendo da questa e facendo in modo che le mani raggiungessero il volante, imponendo che cambiasse solamente l'angolo tra avambraccio e braccio. Il punto di contatto tra mano e

volante è stato posto a metà della lunghezza della mano, quindi ad una distanza di 92 mm dal polso l'articolazione del polso è stata considerata rigida, facendo l'assunzione che il soggetto che si sta simulando impugni con sufficiente saldezza il volante.

## **Capitolo 5**

### **Prove sperimentali**

#### **5.1 Le prove sperimentali**

In questo capitolo si descriveranno brevemente le varie tipologie di prove sperimentali che sono state eseguite presso le strutture del Centro Ricerche Fiat di Orbassano (TO).

In particolare possiamo distinguere due tipologie di prove distinte. La prima riguarda delle prove di messa a punto nelle quali sono state acquisite le pressioni di contatto della seduta di individui con differenti caratteristiche antropometriche su sedili destinati ad essere montati su autovetture di serie. La seconda tipologia riguarda le prove di vibrazione nelle quali sono state misurate le trasmissibilità del cuscino e dello schienale dei vari sedili in seguito a input vibrazionali.

Tra questa seconda tipologia possiamo ulteriormente distinguere tra le prove eseguite al banco SEDYA nelle quali il solo sedile veniva montato su una tavola vibrante e quelle eseguite su un banco dove veniva montato l'intero veicolo.

Per ognuna delle suddette prove scenderemo in dettaglio nei successivi paragrafi.

#### **5.2 Prove statiche: acquisizione delle pressioni di contatto**

L'acquisizione delle pressioni di contatto avviene grazie all'interposizione tra soggetto e sedile di un tappetino di misura. Questi tappeti sono costruiti dalla ditta Tekscan (Figura 5.1) e sono composti da una matrice di sensori resistivi: l'applicazione di una pressione determina, per ciascun sensore attivo, una variazione della resistenza elettrica inversamente proporzionale alla pressione applicata. Così si può trasformare il segnale di pressione in un segnale elettrico facilmente gestibile da un software in dotazione (Figura 5.2). Sebbene il sistema di misura sia piuttosto sofisticato, lo strumento mostra un'eccessiva deriva temporale insieme a lunghi tempi di assestamento e questo preclude una corretta

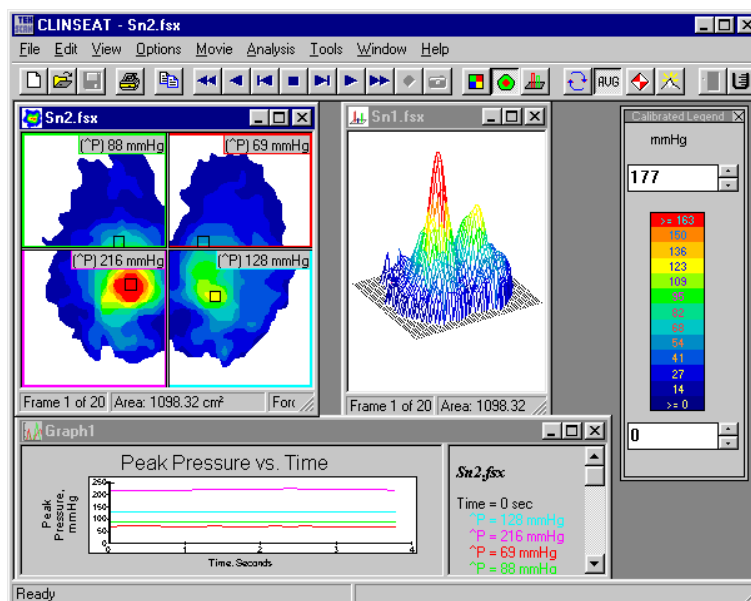
individuazione dei parametri, ma offre tuttavia un'idea delle zone interessate dal contatto e l'entità dello stesso.

Le prove sono state ripetute per una serie di sedili (Figura 5.3) e per una serie di individui dalle differenti caratteristiche antropometriche.

La determinazione delle mappe di pressione per il cuscino e per lo schienale (delle quali nella Figura 5.4 vediamo alcuni esempi indicativi, è fondamentale per la corretta modellazione del contatto uomo-sedile.



*Figura 5.1: Disposizione dei tappetini per rilevare le pressioni sul cuscino e sullo schienale.*



*Figura 5.2: Il software di gestione dei tappeti sensorizzati*



Figura 5.3: Alcuni sedili utilizzati per le prove statiche.

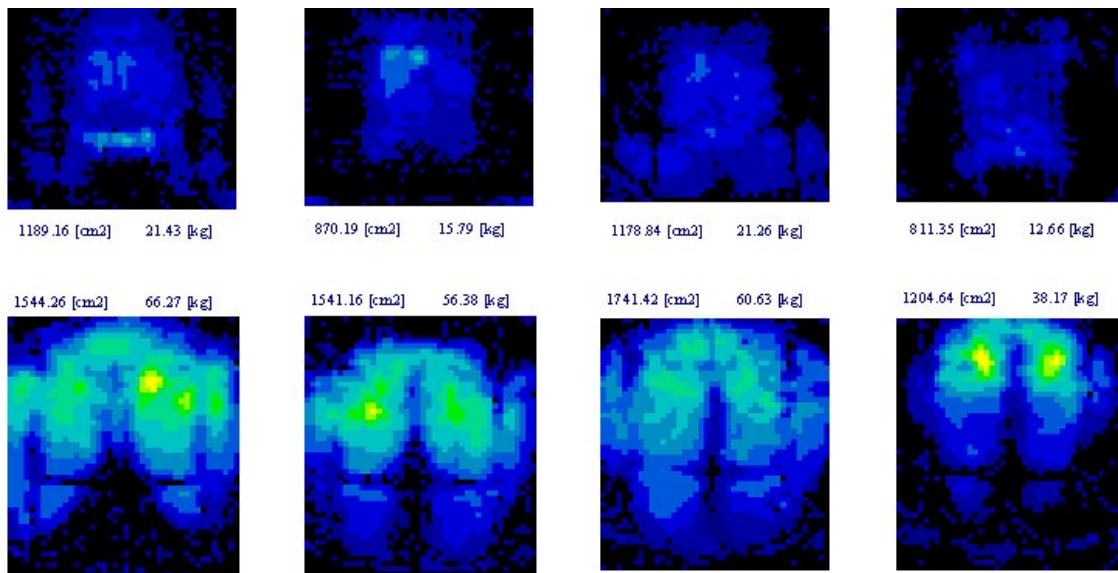


Figura 5.4: Esempi di mappe di pressione acquisite per lo schienale (in alto) e per il cuscino (in basso) al variare dei soggetti, su uno stesso sedile.

### 5.3 Prove dinamiche: trasmissibilità al banco SEDYA

Le prove eseguite al banco SEDYA (Figura 5.5) sono volte alla determinazione dell'indice SEAT che viene definito come *Seat Effective Amplitude Transmissibility*, ovvero ampiezza effettiva della trasmissibilità del sedile. Esso viene calcolato misurando la vibrazione all'interfaccia uomo sedile e della base vibrante su cui viene ancorato, per poi applicare la formula:

$$SEAT(\%) = \left( \frac{\int G_{SS}(f) W_i^2(f) df}{\int G_{ff}(f) W_i^2(f) df} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot 100 \quad (5.1)$$

dove  $G_{ss}(f)$  e  $G_{ff}(f)$  sono gli spettri di accelerazione rispettivamente del sedile e del pavimento,  $W_i(f)$  è la funzione che pesa in frequenza rispetto allo spettro di risposta umano (si veda a proposito il capitolo sulle norme europee sulle vibrazioni assorbite). Un valore del SEAT pari al 100% indica che il sedile si comporta come una struttura rigida ovvero trasferisce integralmente le vibrazioni senza né attenuarle né amplificarle, mentre un valore del SEAT del 50% indica che il sedile ha saputo dimezzare le vibrazioni rispetto a quelle del pavimento, mentre un SEAT del 200% indica che il sedile si è comportato come amplificatore di vibrazioni.



*Figura 5.5: Il banco SEDYA.*

La caratterizzazione dei sedili viene effettuata utilizzando i segnali acquisiti su veicolo; data la presenza nel sistema di forti non linearità, risulta infatti necessario l'utilizzo di un segnale di input uguale a quello stradale. A partire dai segnali rilevati la metodologia prevede:

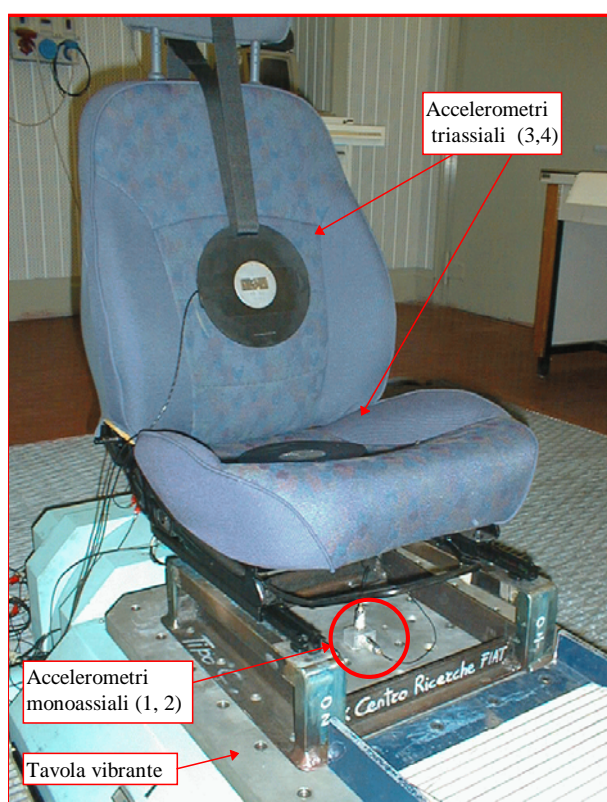
- Creazione dei segnali di *drive*
- Prove su sedile per acquisizione dei dati
- Postprocessamento per il calcolo delle funzioni di trasferimento e quindi degli indici SEAT.

Affronteremo adesso ciascun punto in dettaglio. Iniziamo dalla creazione dei segnali di *drive*. Nelle prove su strada vengono acquisite le accelerazioni alle estremità delle due guide sedile, in direzione x, y e z del veicolo. A causa dei moti di rollio e beccheggio, tali canali presentano però notevole correlazione: l'eccitazione in direzione z veicolo è fortemente dipendente dalle accelerazioni in direzione x e viceversa.

Qualora non sia possibile riprodurre al banco SEDYA movimenti rotatori, si ha la necessità di depurare i segnali stradali da tali componenti. Si può ottenere ciò operando una media matematica tra i segnali. Al termine di questa prima operazione si ottengono i *target*, ossia i segnali da replicare al banco.

Il banco utilizzato dal C.R.F. è un banco costruito dalla ditta giapponese Shinken Co. LTD, avente due d.o.f. (longitudinale e verticale), con attuatori elettrodinamici a controllo separato sugli assi e con un sistema pneumatico di sostentamento per il centraggio della tavola. Il banco è controllato mediante il software LMS. Le massime prestazioni consentite sono:

- range di frequenza: 0.5 ÷ 100 H z
- accelerazione massima: 8.3 g a vuoto e 3.1 g con carico di 200 kg
- velocità massima: 1.2 m/s
- spostamento massimo:  $\pm 25.5$  mm (sia verticale sia longitudinale).



*Figura 5.6: Disposizione dei piattelli accelerometrici sul sedile di prova.*

Le accelerazioni in ingresso (sul banco, sotto il sedile) vengono rilevate con due accelerometri monoassiali piezoelettrici collegati in uscita ad un amplificatore per il rilievo della variazione di carica, mentre le accelerazioni sul sedile sono rilevate mediante due piattelli accelerometrici triassiali SAE, anch'essi piezoelettrici. La disposizione degli accelerometri può essere meglio compresa osservando la Figura 5.6.



La misura di messa a punto avviene azionando l'attuatore prima con moto verticale (asse  $Z$ ) e poi con moto orizzontale (asse  $X$ ) e andando a misurare le accelerazioni in direzione  $X$  e  $Z$ . Quindi si ottengono le quattro trasmissibilità ( $X$ -input/ $X$ -output,  $X$ -input/ $Z$ -output,  $Z$ -input/ $Z$ -output,  $Z$ -input/ $X$ -output). Come è facile notare si trascura la trasmissibilità per un ingresso sull'asse  $Y$ .

Passiamo adesso a descrivere le prove per l'acquisizione dei dati di trasmissibilità che ci interessano. Nella fase di fissaggio del sedile al banco devono essere tenute in considerazione alcune specifiche riguardanti il valore H30<sup>3</sup> di montaggio sulla scocca dell'autoveicolo per il sedile in prova, il centraggio longitudinale del sedile rispetto allo shaker del banco, la regolazione del sedile secondo criteri ergonomici standardizzati.

Il sedile in prova viene quindi testato da una giuria composta da un campione di individui che sia sufficientemente rappresentativo della popolazione mondiale.

In particolare, vanno prese in considerazione quattro grandezze antropometriche:

- statura
- peso
- altezza schelica
- larghezza dei fianchi

Ogni soggetto viene posizionato sul sedile in prova utilizzando angoli posturali standard definibili in base a criteri ergonomici di comfort.

La metodologia prevede un ulteriore passaggio teorico: il calcolo delle funzioni di trasferimento è possibile solo se le forzanti sono scorrelate e soprattutto è possibile definire propriamente una funzione di trasferimento solo se il sistema è lineare nelle sue variabili. Nel caso in esame nessuna delle due condizioni è soddisfatta, quindi ci accontenteremo di una trasmissibilità fittizia e ci ricondurremo ad un approccio single input - multiple output. Il "drive" viene inviato al banco nelle due direzioni in successione: dapprima in direzione  $x$ , poi in direzione  $z$ . Operando in tal senso si soddisfa la condizione necessaria per il calcolo delle trasmissibilità. Le accelerazioni acquisite in una prova sono quelle rilevate dai sensori rappresentati in Figura 5.6. All'interfaccia uomo-sedile vengono impiegati i piattelli accelerometrici SAE, secondo il posizionamento standard. Esso prevede la definizione del punto H sul sedile mediante l'impiego del manichino SAE. Al termine della prova i segnali vengono memorizzati su hard disk per la successiva fase di elaborazione.

Il processamento dei dati avviene utilizzando un programma appositamente sviluppato in ambiente LMS. Le routine dedicate al calcolo degli indici S.E.A.T identificano come segnali di input le accelerazioni rilevate dai sensori 1 e 2, mentre

---

<sup>3</sup> Il parametro H30 è definito come l'altezza misurata tra piano di appoggio dei piedi e il centro dell'articolazione dell'anca.

quelli provenienti dagli accelerometri 3 e 4 sono i segnali di output. Utilizzando la 3.1, si ricavano le  $G_{SS}(f)$  e  $G_{ff}(f)$  e vengono calcolati gli indici. A partire dagli stessi segnali, il programma calcola le funzioni di trasferimento.

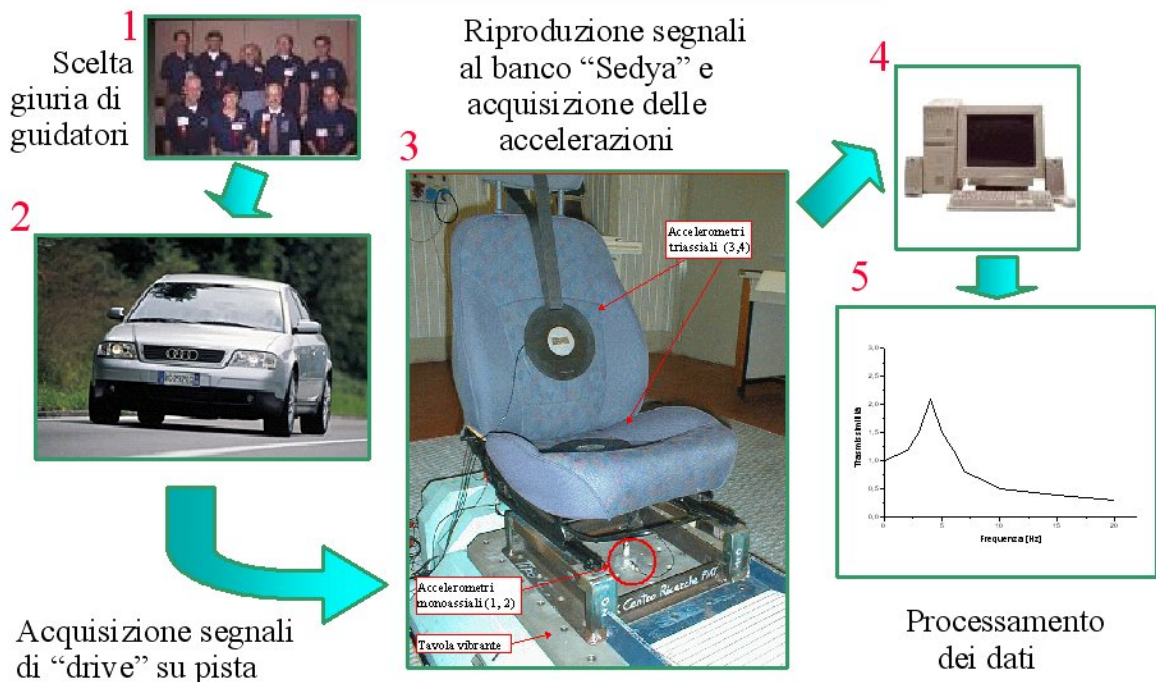


Figura 5.7: Procedura di test delle prove al banco SEDYA

## 5.4 Prove dinamiche: trasmissibilità al banco a quattro attuatori

Le altre prove sperimentali che sono state svolte sono quelle relative all'acquisizione di dati da un'intera autovettura montata su un banco a quattro attuatori. Il banco, costruito presso la sede di Orbassano (TO) del Centro Ricerche Fiat, è costituito da quattro attuatori pneumatici posizionati sotto le ruote che vengono azionati mediante un sistema di controllo TEAM che permette uno spostamento verticale massimo di 50 mm e frequenze di scuotimento comprese tra 0 e 100 Hz.

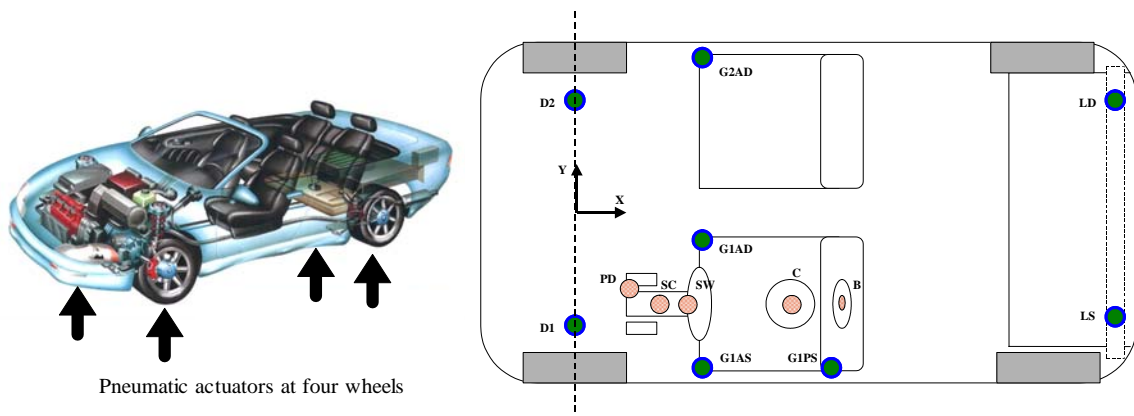
La vettura posizionata sul banco è stata strumentata con 13 accelerometri triassiali dei quali:

- 2 posizionati in corrispondenza dei duomi delle sospensioni anteriori;
- 2 posizionati in corrispondenza dei longheroni posteriori;
- 3 posizionati in corrispondenza degli attacchi della guida del sedile anteriore sinistro (quello del guidatore);
- 1 posizionato in corrispondenza dell'attacco della guida esterna del sedile anteriore destro;
- 2 posizionato sulla colonna dello sterzo;

- 1 posizionato in corrispondenza della pedaliera;
- 2 piattelli accelerometrici simili a quelli impiegati per le prove al banco SEDYA in corrispondenza del cuscino e dello schienale del guidatore.

Lo schema completo della loro disposizione è riportato in Figura 5.7.

I segnali provenienti dai trasduttori della posizione degli attuatori (4 canali) e dagli accelerometri (39 canali) sono stati acquisiti mediante un sistema DIFA a 46 canali e processati da un software LSM.



*Figura 5.7: Posizionamento della vettura sul banco e disposizione degli accelerometri.*

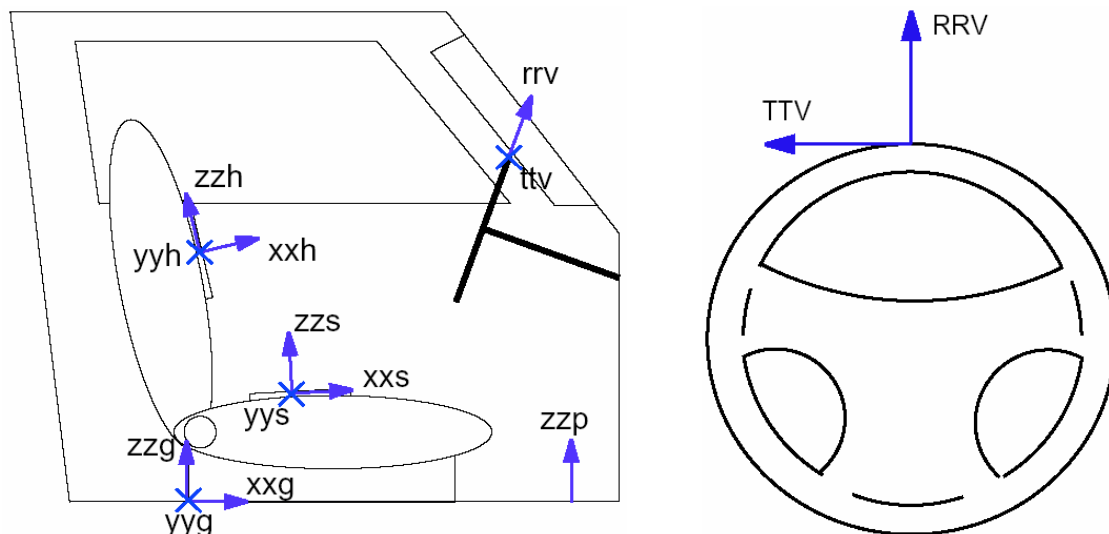
Nella Tabella 5.1 è riportato il dettaglio della posizione dei 13 accelerometri rispetto ad un sistema di riferimento posizionato (Figura 4.7) tra i duomi delle sospensioni anteriori ad un'altezza pari a quella del pianale di ancoraggio dei sedili anteriori della vettura. Le direzioni degli assi di sensibilità di alcuni di essi sono, invece, riportati in Figura 5.8.

L'input agli attuatori è costituito da profili casuali di strade secondo tre tipologie di tracciati:

- autostradale
- comfort
- pavé

*Tabella 5.1: Posizione degli accelerometri sulla vettura*

		x [cm]	y [cm]	z [cm]
Duomo ant sx	D1	0	-50	56
Duomo ant dx	D2	0	50	56
Colonna volante	SC	91	-40	62
Corona volante (diam = 380mm)	SW	100	-40	80
Pedaliera	PD	46	-20	-3
Guida ant sx sedile guidatore	G1AS	116	-62	0
Guida ant dx sedile guidatore	G1AD	116	-17	0
Guida post sx sedile guidatore	G1PS	168	-62	0
Guida ant dx sedile passeggero	G2AD	116	62	0
Piattello cuscino	C	150	-40	28
Piattello schienale	B	175	-40	45
Longherone sx	LS	370	-50	24
Longherone dx	LD	370	-50	24



*Figura 5.7: Assi di sensibilità di alcuni degli accelerometri.*

## 5.5 Integrazione delle prove sperimentali con il modulo DAViD

In questa sezione affronteremo l'argomento di come le prove sperimentali sono servite a mettere a punto e a valicare il modulo di calcolo DAViD illustrato nel precedente capitolo.

Le prove statiche sono servite per la modellazione del contatto tra uomo e sedile. Durante la seduta le zone interessate dal contatto sono molteplici. Nella modellazione proposta del sistema secondo tecniche multibody il contatto è stato

simulato mediante l'introduzione di alcuni elementi viscoelastici del tipo molla smorzatore in parallelo. In particolare il contatto cosce-cuscino ha richiesto l'impiego di quattro elementi, mentre quello schiena-schienale ha richiesto l'impiego di due elementi. Dove posizionare questi elementi e che valore assegnare alle costanti che li caratterizzano sono stati decisi dall'interpretazione delle mappe di pressione.

In particolare sono state individuate le zone di concentrazione delle pressioni, e queste sono state scelte come zone dove posizionare gli elementi viscoelastici. Come si può notare nelle mappe riportate ad esempio (Figura 5.4) queste zone di concentrazione avvengono, indipendentemente dal soggetto seduto e come intuitivamente è facile aspettarsi, in corrispondenza delle natiche, del bordo del sedile e sulla schiena all'altezza dei polmoni. Per il calcolo della forza scambiata tra il sedile e corpo umano si può ricorrere ad una semplice integrazione:

$$F = \int_A p \cdot dA \quad (5.2)$$

Le caratteristiche elastiche di un sedile in schiuma di poliuretano sono decisamente non lineari, sia in funzione del precarico, sia in funzione della frequenza di eccitazione. La corretta determinazione della forza da esplicare è fondamentale per la scelta della rigidità da assegnare all'elemento viscoelastico.

Le prove al banco SEDYA sono servite per mettere a punto il modello. Per queste simulazioni il modulo DAViD è stato provvisto di un input bicanale (orizzontale e verticale) dal quale trasferire le time-history di azionamento dello shaker. La messa a punto è stata effettuata confrontando le curve di trasmissibilità dei piattelli accelerometrici con quelle fornite dal software nei medesimi punti.

Particolare attenzione è stata fatta per il corretto allineamento degli assi di sensibilità dei piattelli accelerometrici con quelli dei sensori virtuali. Non è stata prevista la presenza di filtri dei segnali in ingresso nel modulo DAViD in quanto le time-history sono state filtrate al momento dell'acquisizione dei segnali di drive, prima di essere trasferite allo shaker, quindi sia il banco sia il software hanno lavorato con i medesimi segnali già filtrati.

Per le simulazioni al banco a quattro attuatori il discorso si fa più complicato. In particolare si è dovuto:

- Predisporre un filtro per i segnali di ingresso;
- Ridurre i numerosi segnali di input a soli tredici canali (tre di traslazione e tre di rotazione) per il sedile e tre di traslazione per il volante e uno di rotazione per il volante e tre traslazionali per i pedali)
- Convertire i segnali di attuazione da accelerazioni in spostamento;

Per quanto riguarda il primo punto è stato implementato nel modulo un filtro Butterworth passa banda con frequenza di cut-off pari a 0.5 Hz (quella inferiore) e 50 Hz (quella superiore). Questo è stato necessario per ripulire il segnale da moti rigidi della vettura (a circa 0 Hz) come ad esempio una marcia in salita, e per filtrare un inevitabile rumore ad alta frequenza.

Per la risoluzione del secondo punto si è fatto ricorso all'algoritmo di Sommer [26] che è stato integrato nel modulo. La funzione di questo algoritmo è quella di calcolare i vettori di velocità ed accelerazione di un corpo a partire dalla misura dei vettori di velocità ed accelerazione provenienti da un set generico di markers (nel nostro caso gli accelerometri triassiali). Il metodo propone di calcolare i vettori incogniti minimizzando lo scarto tra le grandezze misurate e quelle che si calcolerebbero a partire dalla conoscenza del moto del corpo rigido.

Le caratteristiche cinematiche di un corpo rigido possono essere dedotte dalle caratteristiche cinematiche di tre punti non collineari appartenenti al corpo stesso. Nel caso ideale, in cui non vi siano errori nella rilevazione dei dati ed il corpo sia perfettamente rigido, ciò avviene in maniera univoca. Purtroppo in realtà le rilevazioni sono sempre affette da un certo numero di errori. Ciò implica il mancato rispetto delle ipotesi di rigidità per il moto del corpo monitorato. Il problema non è più risolvibile in via esatta, ma si dovrà ricercare una soluzione approssimata basandosi su opportune tecniche di riduzione dei dati, fondate ad esempio sul metodo dei minimi quadrati.

Iniziamo con il risolvere il problema delle velocità. Consideriamo un set di  $N$  markers aventi la posizione descritta dai vettori  $\{x_i\}$ . In seguito al moto rigido i markers saranno dotati di una velocità descritta dai vettori  $\{v_i^*\}$ . Nell'ottica dell'asse di istantanea rotazione un moto può essere visto come somma di una componente puramente traslatoria lungo l'asse di istantanea rotazione e di una puramente rotatoria attorno allo stesso. La velocità dell' $i$ -esimo marker può essere scritta come:

$$\{v_i^*\} = \dot{s}\{u\} + \omega\{u\} \times \{x_i - p\} = \dot{s}\{u\} + [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \quad (5.3)$$

dove  $\dot{s}$  rappresenta il modulo della velocità di traslazione lungo l'asse di istantanea rotazione  $\vec{u}$ ,  $\{u\}$  il versore di detto asse,  $\omega$  l'intensità della velocità angolare  $\{\omega\}$  e  $\{p\}$  il vettore posizione di un generico punto  $P$  appartenente all'asse di istantanea rotazione, mentre  $[\tilde{\omega}]$  è la matrice antisimmetrica derivata dal vettore  $\{\omega\}$ . L'obiettivo è quello di determinare le sei caratteristiche cinematiche del corpo rigido: due per gli scalari  $\dot{s}$  e  $\omega$ , quattro per la definizione di  $\{u\}$  e  $\{p\}$ .

Le velocità rilevate sperimentalmente degli N markers, indicate con  $\{v_i\}$ , differiranno da quelle effettive  $\{v_i^*\}$ . Come conseguenza sarà impossibile determinare gli esatti parametri del moto rigido, e l'obiettivo è proprio la determinazione di una loro stima. Per far questo minimizzeremo la funzione  $f$  così definita:

$$f = \frac{1}{N} \sum \left\{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \right\}^T \left\{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \right\} \quad (5.4)$$

Per la determinazione di  $\dot{s}$  si pone pari a zero la derivata di  $f$  rispetto a  $\dot{s}$

$$\frac{\partial f}{\partial \dot{s}} = \frac{1}{N} \sum -2\{u\}^T \left\{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \right\} = 0 \quad (5.5)$$

Essendo l'asse di istantanea rotazione  $\vec{u}$  parallelo alla direzione della velocità angolare  $\{\omega\}$ , risulterà perpendicolare al prodotto vettoriale  $\{\omega\} \times \{x_i - p\}$ , per cui si ha:

$$\{u\}^T [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} = 0 \quad (5.6)$$

e indicando il vettore velocità del baricentro con

$$\{v_0\} = \frac{1}{N} \sum \{v_i\} \quad (5.7)$$

si ottiene:

$$\dot{s} = \{u\}^T \{v_0\} \quad (5.8)$$

Il vettore  $\{u\}$  fornisce la giacitura dell'asse di istantanea rotazione, ma non la sua posizione nello spazio. Affinché questa sia determinata occorre fornire anche le coordinate di un punto  $P$  sull'asse. I criteri per ottenere questo punto sono molteplici. Sommer, introdotto il punto baricentrale di coordinate

$$\{x_0\} = \frac{1}{N} \sum \{x_i\}$$

baricentrico rispetto alla posizione dei punti rilevati, sceglie il punto P quale piede della perpendicolare condotta da  $\{x_0\}$  ad  $\vec{u}$ , ovvero impone:

$$\{u\}^T \{x_i - p\} = 0 \quad (5.9)$$

Imponendo la condizione di stazionarietà si ha

$$\frac{\partial f}{\partial \{p\}^T} = \frac{1}{N} \sum 2[\tilde{\omega}] \left\{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \right\} = 0 \quad (5.10)$$

da cui segue

$$[\tilde{\omega}]\{v_0\} + \|\tilde{\omega}\|^2 \{x_0 - p\} = 0 \quad (5.11)$$

che, per  $\{\omega\} \neq 0$ , porge

$$\{p\} = \{x_0\} + \frac{[\tilde{\omega}]\{v_0\}}{\omega^2} \quad (5.12)$$

Per quel che concerne il calcolo delle componenti del vettore velocità angolare imporremo la condizione

$$\frac{\partial f}{\partial [\tilde{\omega}]^T} = \frac{1}{N} \sum -2 \{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \} \{x_i\}^T = 0 \quad (5.13)$$

ovvero, stante l'asimmetria della  $[\tilde{\omega}]$

$$\text{tr} \left( \frac{1}{N} \sum \{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \} \{x_i\}^T \right) = 0$$

o, equivalentemente,

$$\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T \{ \{v_i\} - \dot{s}\{u\} - [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} \} = 0 \quad (5.14)$$

L'espressione appena ottenuta può essere ulteriormente semplificata sviluppando i tre prodotti matriciali che vi compaiono:

$$T_1 = \frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T \{v_i\}$$

$$T_2 = -\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T \dot{s}\{u\} = -\{x_0\}^T \left( \{u\}^T \{v_0\} \right) \{u\}$$

$$\begin{aligned} T_3 &= -\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T [\tilde{\omega}]\{x_i - p\} = -\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T [\tilde{\omega}] \left\{ \{x_i\} - \{x_0\} - \frac{[\tilde{\omega}]\{v_0\}}{\omega^2} \right\} = \\ &= -\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T [\tilde{\omega}]\{x_i - x_0\} + \frac{1}{N} \sum \{x_i\} [\tilde{\omega}] \frac{[\tilde{\omega}]\{v_0\}}{\omega^2} = \\ &= -\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T [\tilde{\omega}]\{x_i - x_0\} + \{x_0\}^T [\tilde{\omega}] \frac{[\tilde{\omega}]\{v_0\}}{\omega^2} \end{aligned}$$

Poiché risulta

$$\{x_0\}^T \left( \{u\}^T \{v_0\} \right) \{u\} = \{x_0\}^T [\tilde{\omega}] \frac{[\tilde{\omega}]\{v_0\}}{\omega^2}$$

la somma dei termini precedenti

$$T_1 + T_2 + T_3 = 0$$

da luogo all'espressione

$$\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T \{v_i\} - \frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T [\tilde{\omega}]\{x_i - x_0\} = 0$$

da cui

$$\frac{1}{N} \sum \{x_i\}^T \{x_i - x_0\}^T - [\tilde{\omega}]\{x_i - x_0\} \{x_i - x_0\}^T = 0 \quad (5.15)$$

Quest'ultima, posto

$$[V] = \frac{1}{N} \sum \{v_i\} \{x_i - x_0\}^T \quad (5.16)$$

$$[X] = \frac{1}{N} \sum \{x_i - x_0\} \{x_i - x_0\}^T \quad (5.17)$$

fornisce



$$[\tilde{\omega}][X] = [V] \quad (5.18)$$

in cui le matrici  $[X]$  e  $[V]$  si calcolano in funzione dei dati iniziali ed  $[\tilde{\omega}]$  è la matrice antisimmetrica associata all'incognito vettore velocità angolare  $\{\omega\}$ .

Per risolvere la (5.18) si procede eseguendo l'operazione di trasposta su ambo i membri, cosicché

$$-[X][\tilde{\omega}] = [V]^T \quad (5.19)$$

Quindi, dalla sottrazione della (5.19) dalla (5.18), segue

$$[\tilde{\omega}][X] + [X][\tilde{\omega}] = [V] - [V]^T$$

il cui sviluppo fornirà, in definitiva,

$$\begin{Bmatrix} V_{32} - V_{23} \\ V_{13} - V_{31} \\ V_{21} - V_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{22} + X_{33} & -X_{12} & -X_{31} \\ -X_{12} & X_{33} + X_{11} & -X_{23} \\ -X_{31} & -X_{23} & X_{11} + X_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{Bmatrix} \quad (5.20)$$

Occupiamoci adesso delle accelerazioni. L'accelerazione di un qualsiasi punto P del corpo rigido può essere vista come somma di tre componenti: l'accelerazione di trascinamento di un punto Q, più l'accelerazione tangenziale dovuta all'accelerazione angolare  $\{\alpha\}$  e riferita al punto Q, più l'accelerazione centripeta dovuta alla velocità di rotazione  $\{\omega\}$  e riferita sempre al punto Q. Utilizzando le convenzioni usate per la determinazione delle velocità, abbiamo la relazione

$$\{a_i\} = \{a_Q\} + [\tilde{\alpha}]\{x_i - q\} + [\tilde{\omega}][\tilde{\omega}]\{x_i - q\} \quad (5.21)$$

nella quale il vettore  $\{\alpha\} = \{\alpha_x \quad \alpha_y \quad \alpha_z\}^T = \alpha \hat{e}$  dovrà essere calcolato a partire dagli N

valori  $\{a_i\}$ , sperimentalmente rilevati, di accelerazioni di altrettanti punti. Tali valori, al pari di quelli delle velocità, saranno affetti da errori di varia natura.

Posto

$$[\Omega^2] = [\tilde{\omega}][\tilde{\omega}] \quad (5.22)$$

e

$$[\Psi] = [\tilde{\alpha} + \Omega^2] \quad (5.23)$$

la (5.21) si semplifica nella seguente

$$\{a_i\} = \{a_Q\} + [\Psi]\{x_i - q\} \quad (5.24)$$

L'analogia di tale relazione con la (5.3) valida per le velocità, suggerisce di procedere nel definire  $[\Psi]$ , ovvero  $\{\alpha\}$ , così come descritto per l'analisi della caratteristica cinematica del primo ordine.

Tuttavia, poiché, nel caso di moto generale e ad eccezione dei casi che verranno discussi in prosieguo, la  $[\Psi]$ , a differenza della  $[\tilde{\omega}]$ , ha rango pari a tre, essa sarà sempre invertibile. Esisterà quindi un unico punto  $K$  del corpo, che chiameremo centro delle accelerazioni, avente accelerazione nulla.

La (5.24), scritta con riferimento a tale punto, e tenuto conto che  $\{a_K\} = \{0\}$ , diventa

$$\{a_i\} = [\Psi]\{x_i - k\} \quad (5.25)$$

ove  $\{k\}$  è il vettore delle coordinate assolute del centro  $K$  delle accelerazioni.

Posto

$$\{a_0\} = \frac{1}{N} \sum \{a_i\}$$

dalla (5.25) segue

$$\{a_0\} = [\Psi]\{x_0 - k\},$$

ovvero

$$\{k\} = \{x_0\} - [\Psi]^{-1}\{a_0\} \quad (5.26)$$

Si osservi che la matrice  $[\Psi]$  è incognita poiché non sono state calcolate le componenti del vettore accelerazione angolare  $\{\alpha\}$ . A tal fine, se si sostituisce la (5.26) nella (5.24), si ha

$$\{a_i\} = [\tilde{\alpha} + \Omega^2]\{x_i - x_0\} + \{a_0\} \quad (5.27)$$

Se si moltiplicano ambo i membri della precedente per  $\{x_i - x_0\}^T$  e si fa la media sulle  $N$  rilevazioni, si avrà

$$\frac{1}{N} \sum a_i \{x_i - x_0\}^T = \frac{1}{N} \sum [\tilde{\alpha} + \Omega^2] \{x_i - x_0\} \{x_i - x_0\}^T + \frac{1}{N} \sum \{a_0\} \{x_i - x_0\}^T \quad (5.28)$$

Poichè

$$\frac{1}{N} \sum a_i \{x_i - x_0\}^T = \frac{a_0}{N} \sum \{x_i - x_0\}^T = 0 \quad (5.29)$$

quest'ultima relazione, posto

$$[A] = \frac{1}{N} \sum a_i \{x_i - x_0\}^T$$

$$[B] = \sum \{x_i - x_0\} \{x_i - x_0\}^T$$

$$[H] = [A] - [\Omega^2][X]$$

con  $[X]$  dato dalla (5.17), otteniamo

$$[\tilde{\alpha}][X] = [H] \quad (5.30)$$

Confrontando quest'ultima con la (5.18) e tenuta presente l'espressione (5.20), scriveremo

$$\begin{Bmatrix} H_{32} - H_{23} \\ H_{13} - H_{31} \\ H_{21} - H_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{22} + X_{33} & -X_{12} & -X_{31} \\ -X_{12} & X_{33} + X_{11} & -X_{23} \\ -X_{31} & -X_{23} & X_{11} + X_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_x \\ \alpha_y \\ \alpha_z \end{Bmatrix} \quad (5.31)$$

formula che conduce alla definizione delle componenti del vettore  $\{\alpha\}$ .

Operativamente per calcolare le caratteristiche del moto del corpo rigido si procede risolvendo le (5.20) e le (5.31) rispetto ai vettori  $\{\alpha\}$  e  $\{\omega\}$ .

Per quanto riguarda la trasformazione dei segnali di accelerazione in segnali di velocità e posizione, è stata messa a punto una robusta procedura di integrazione capace di trattare anche dei segnali così rapidamente variabili nel tempo. Per far ciò sono state anche utilizzate delle routine di calcolo del pacchetto IMSL.

## Capitolo 6

### Trammissibilità del modello DAViD

#### 6.1 Messa a punto del modello

In questo capitolo verranno illustrati i risultati provenienti dalle simulazioni con il modello DAViD per quanto riguarda le curve di trammissibilità degli occupanti l'autovettura. Per testare la correttezza degli stessi si è tentato di riprodurre le curve sperimentali prima del banco sedia, ovvero a singolo input/multiplo output e successivamente quelle al banco a quattro attuatori (Capitolo 4) con multiplo input/multiplo output.

I confronti (Figura 6.1) si riferiscono alle FFT [27] del bacino e al torace nei punti in corrispondenza dei piattelli accelerometrici di acquisizione e sono stati effettuati con un input al banco di un percorso *comfort*.

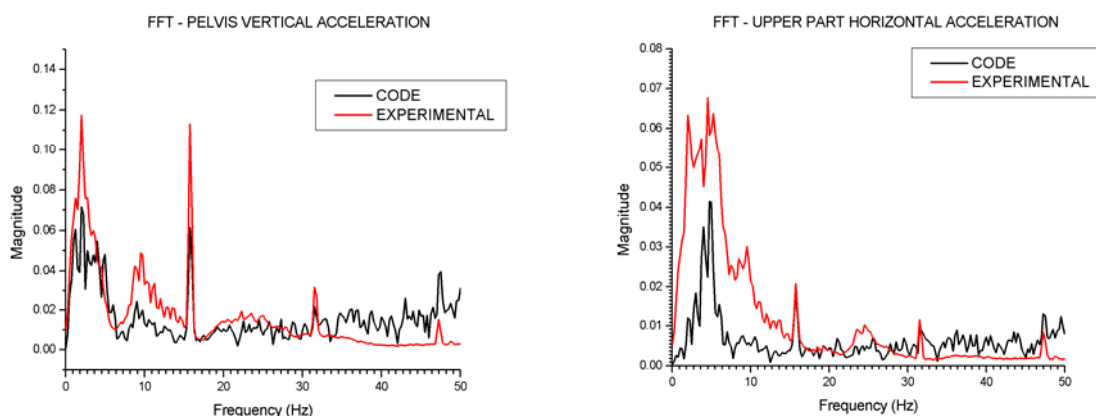


Figura 6.1: Confronto tra le FFT calcolate (in nero) e misurate (in rosso) per il bacino (a sinistra) e il torace (a destra) entrambe in direzione verticale.

Come è facile notare il modello DAViD coglie la posizione dei picchi di amplificazione, sebbene l'ampiezza sia leggermente diversa. Questo è da imputarsi al fatto che sperimentalmente la misura delle accelerazioni di riferimento viene

effettuata all'interfaccia tra uomo e sedile, mentre il codice la calcola nel punto corrispondente, ma esattamente sul manichino, che da un punto di vista di vibrazione assorbita è più corretto.

## **6.2 Scenari di simulazione**

In questa sezione verranno illustrati vari scenari di simulazione per verificare l'influenza delle variazioni antropometriche, di quelle posturali sulla trasmissibilità del corpo umano. Per queste simulazioni la tipologia di percorso utilizzato è stato quello autostradale.

### **6.2.1 Variazioni del percentile di massa e di altezza**

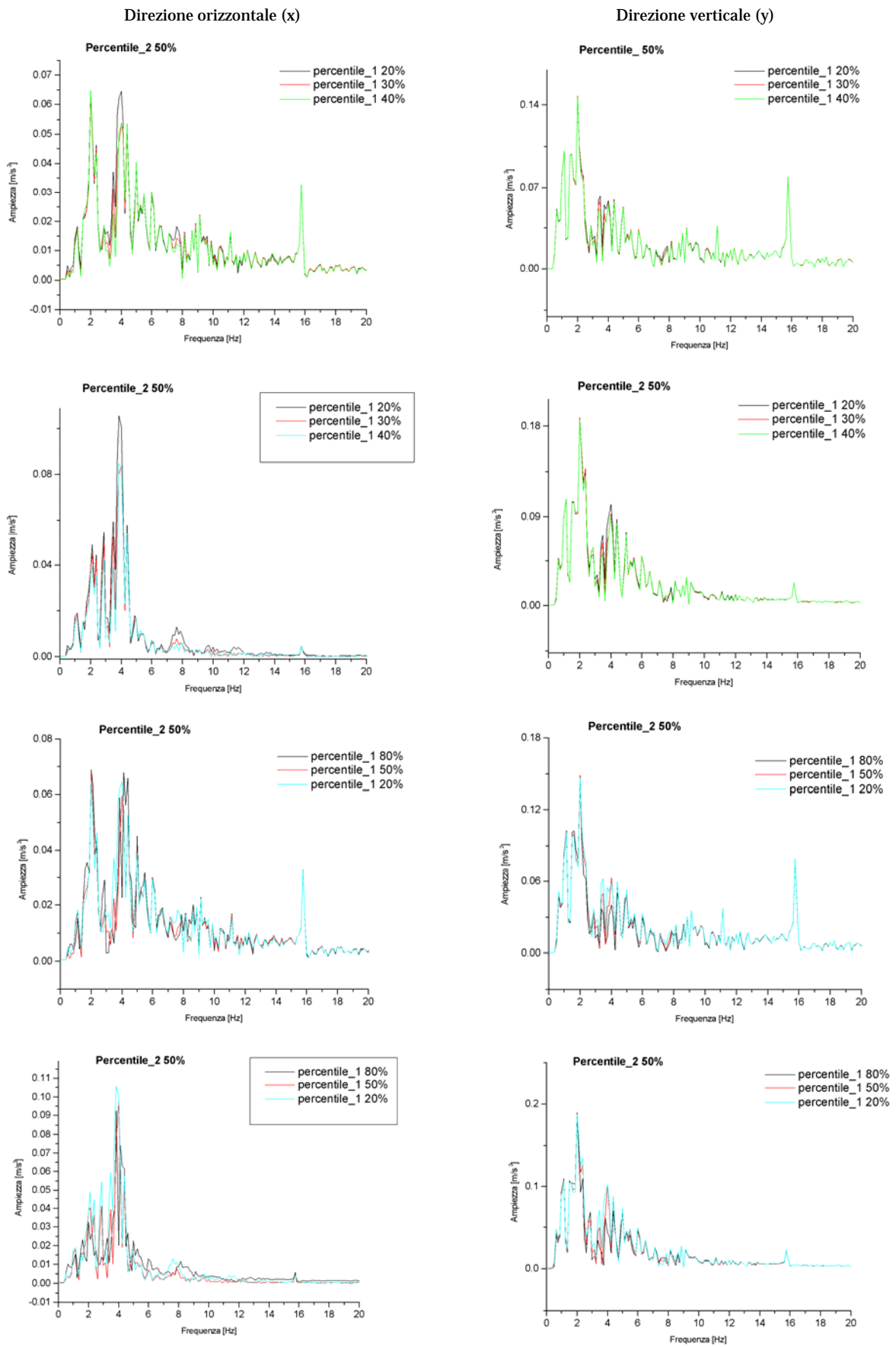
Sono state effettuate a riguardo diverse simulazioni al variare dei percentili in massa e in altezza. In generale le variazioni che si riscontrano sono minime. Si consideri, infatti che la variabilità in peso nell'intera scala dei percentili è di appena 11 kg, mentre quella in altezza è inferiore ai 30 cm. Particolarmente identiche sono le trasmissibilità degli arti inferiori, in particolare quelle dei piedi. Le curve relative alla trasmissibilità del bacino e del torace invece mostrano lievi differenze.

In particolare (Figura 6.2), a parità di percentile in massa, i percentili in altezza più piccoli offrono un'amplificazione maggiore del segnale di accelerazione per le direzioni orizzontali, mentre quelle verticali non subiscono mutamenti. Le frequenze in corrispondenza dei picchi si mantengono le stesse.

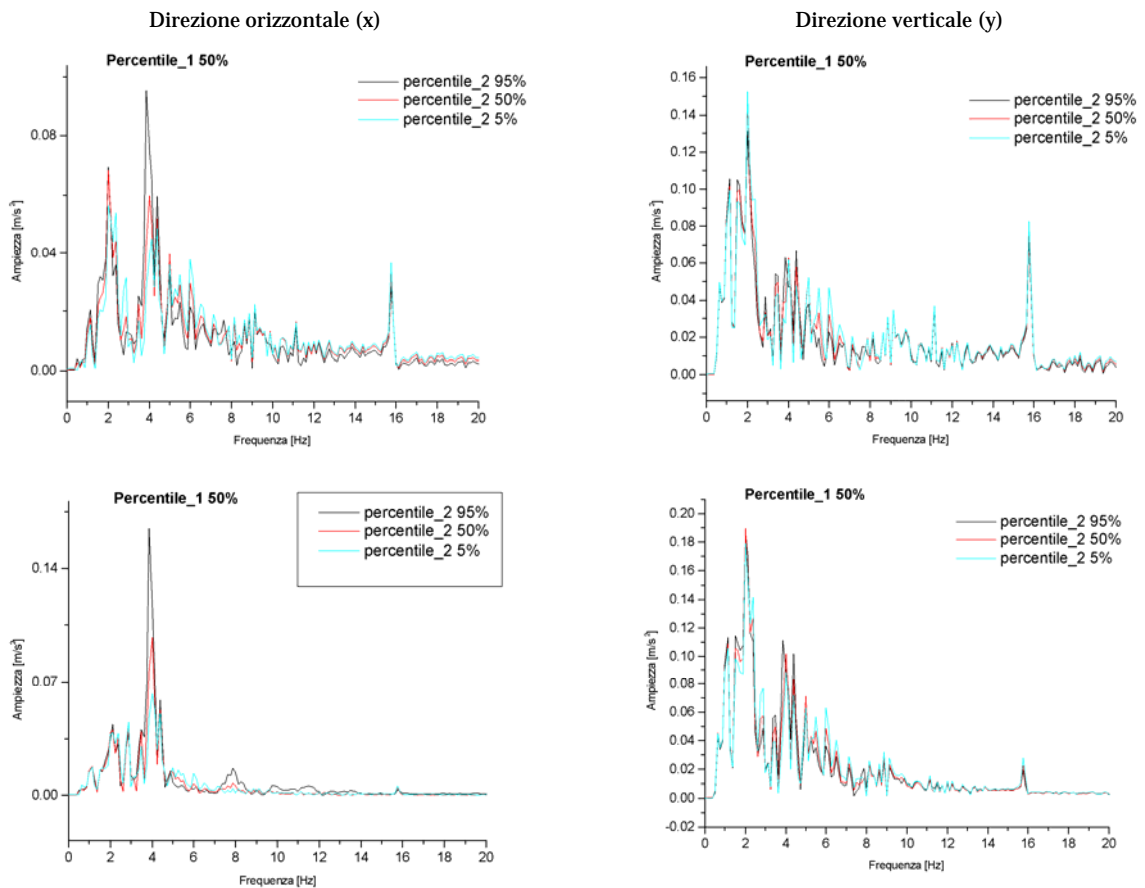
A parità di percentile in altezza (Figura 6.3), un soggetto più pesante mostra una netta amplificazione dell'ampiezza delle accelerazioni in direzione orizzontale e uno spostamento dei picchi in direzione di più basse frequenze come è logico aspettarsi. Il comportamento si ripete per i segnali in direzione verticale, ma variazione dell'ampiezza di trasmissione è ridotta.

In tutte le simulazioni il torace ha mostrato una curva di trasmissibilità con un picco predominante tra i 2 e i 5 Hz. Il bacino mostra, invece, oltre al picco predominante attorno ai 2-6 Hz anche un picco secondario, attorno ai 15-16 Hz.

I piedi mostrano una zona di intensificazione delle vibrazioni tra 1-8 Hz e un picco secondario attorno ai 16 Hz.



**Figura 6.2: Confronti tra FFT di bacino (seconda e quarta riga) e torace (prima e terza riga) ai diversi percentili in altezza (percentile\_1)**



*Figura 6.3: Confronti tra FFT di bacino (prima riga) e torace (seconda riga) a diversi percentili in peso (percentile\_2)*

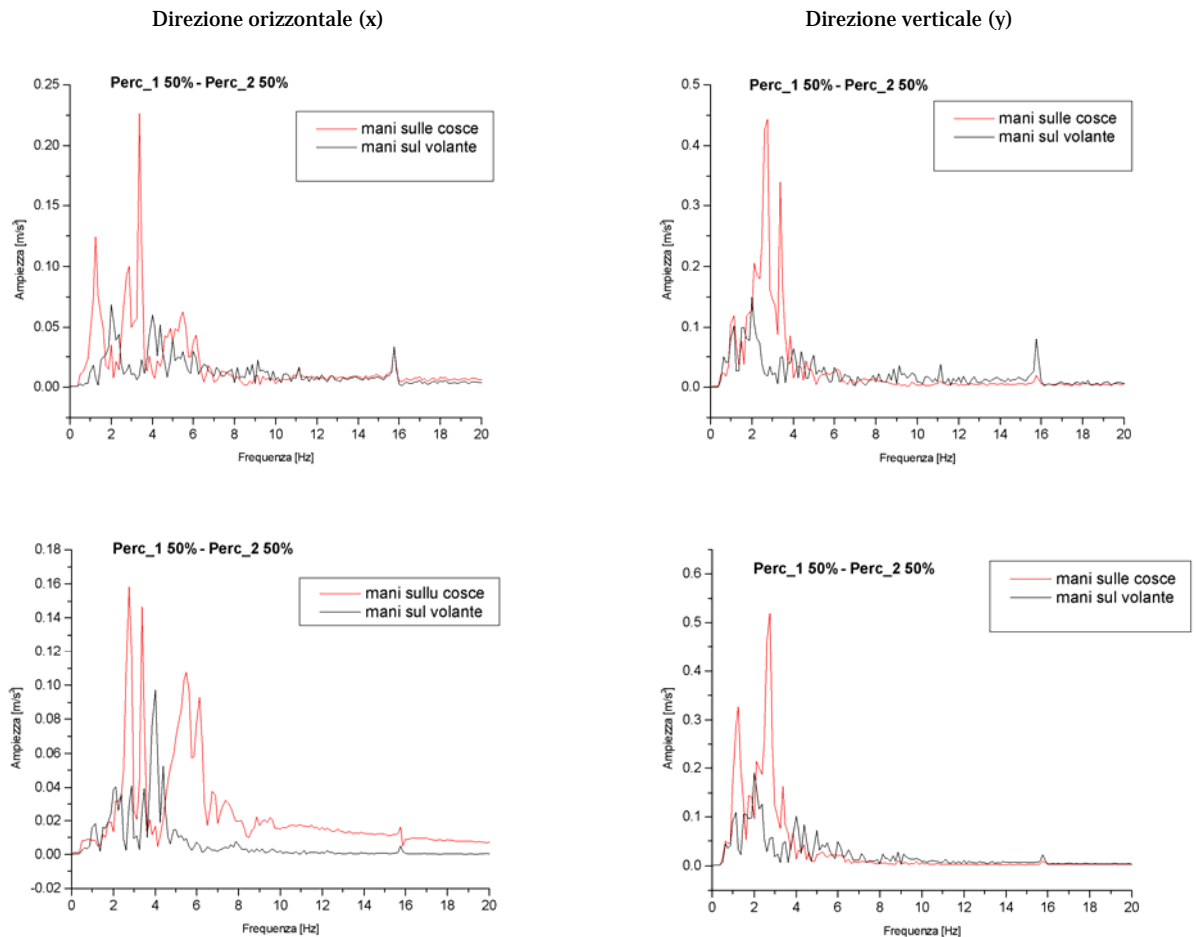
## 6.2.2 Variazioni della posizione delle mani

La schematizzazione della postura degli occupanti di un'autovettura porta a definire due differenti categorie. La prima è rappresentata dal guidatore, ovvero un occupante con le braccia distese e le mani che si aggrappano al volante, la seconda è quella dei passeggeri che per semplicità descriveremo con una postura di mani appoggiate sulle cosce. In questa sezione ci occuperemo della differenza nella risposta dinamica tra le due categorie sotto indagine.

Il bacino (Figura 6.4) mostra una diminuzione delle vibrazioni sia in direzione orizzontale, sia in quella verticale con un evidente abbattimento del picco predominante.

Il torace, similmente, mostra una diminuzione delle vibrazioni, sebbene in misura minore.

Questo comportamento è facilmente spiegabile considerando che un soggetto che esercita una certa forza sul volante, in qualche maniera si irrigidisce riducendo gli effetti di amplificazione.



*Figura 6.4: Confronto tra le FFT delle accelerazioni del bacino (prima riga) e del torace (seconda riga) al variare della posizione delle mani*

Questo comportamento si ripete anche per soggetti con differente percentile in peso od in massa.

### 6.2.3 Variazione dell'inclinazione dello schienale

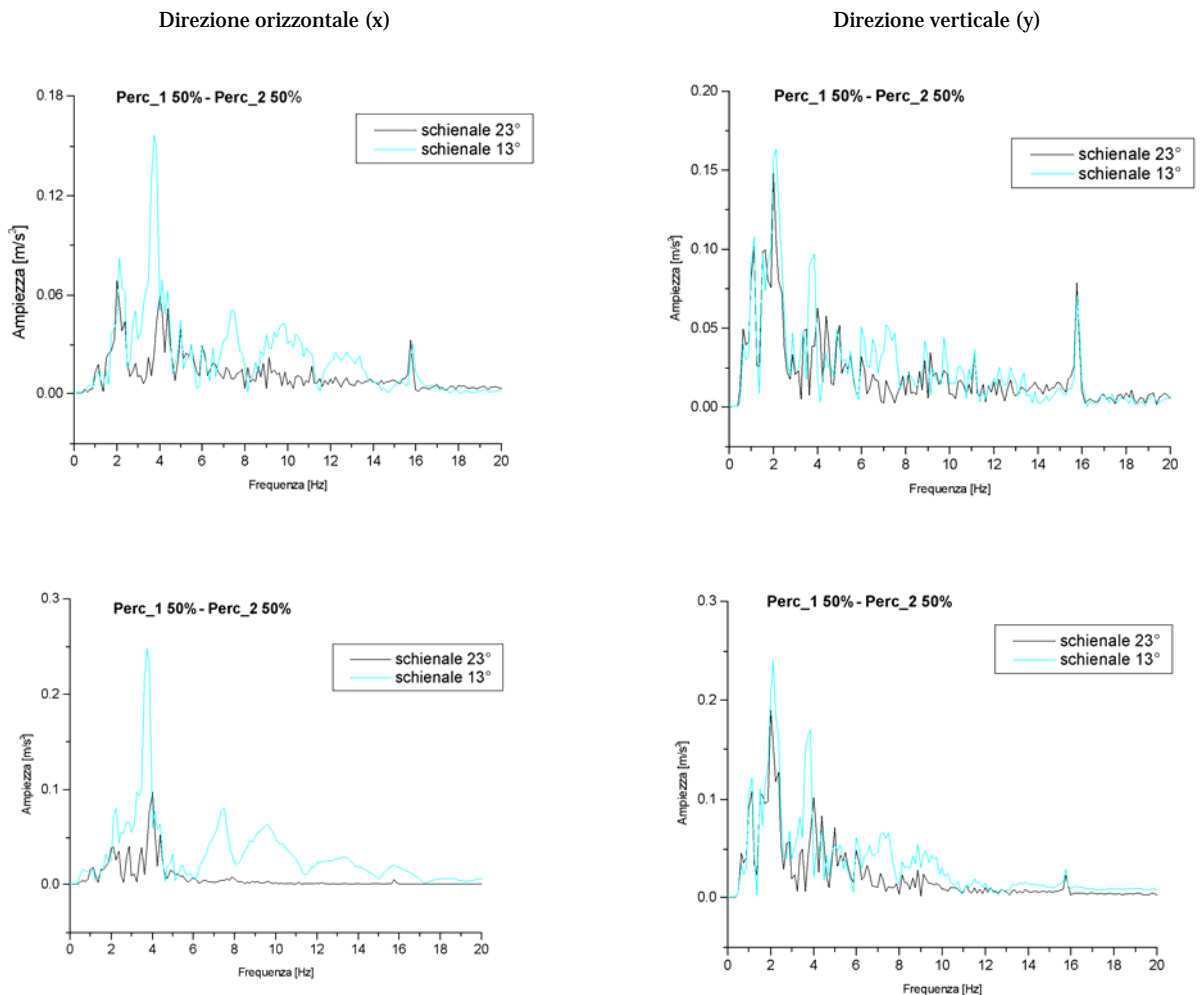
La configurazione della postura dell'occupante standard prevede che lo schienale sia inclinato di  $23^\circ$  rispetto alla verticale. In questa sezione illustreremo le variazioni della risposta dinamica per inclinazioni minori dello schienale stesso.

Le frequenze dei picchi predominanti si spostano verso valori minori al diminuire dell'angolo di inclinazione, in particolare per le accelerazioni orizzontali. Per quelle verticali i picchi si mantengono a frequenza pressoché costante.

La diminuzione di inclinazione (Figura 6.5) causa un incremento del picco di amplificazione in particolare per le accelerazioni in direzione orizzontale, sia per il bacino, sia per il torace. Le FFT delle accelerazioni in direzione verticale mostrano sempre una riduzione dei picchi al diminuire dell'inclinazione, ma in misura



decisamente più contenuta. E' bene precisare che la diminuzione dell'inclinazione significa avere un sedile più vicino alla posizione retta, ovvero verticale, dal momento che l'angolo di inclinazione è da riferirsi rispetto ad una retta verticale, appunto.



*Figura 6.5: FFT delle accelerazioni per bacino (prima riga) e torace (seconda riga) al variare dell'inclinazione dello schienale, per un soggetto con le mani sul volante.*

La diminuzione dei picchi di accelerazione si riscontra anche per soggetti appartenenti a differenti percentili di altezza e peso.

Anche in questo caso la posizione di mani sul volante mostra picchi sistematicamente ridotti rispetto a quella di mani sulle cosce.

In generale la configurazione di schienale completamente verticale si dimostra essere la più svantaggiosa dal punto di vista del comfort vibrazionale.

## Capitolo 7

### Vibration Dose Value calcolata con il modulo DAViD

#### 7.1 Algoritmo di calcolo

In questo capitolo verranno illustrati i dettagli dell'incorporamento di una procedura automatica di calcolo del VDV (Capitolo 2) all'interno del modulo di simulazione DAViD. Si è deciso di utilizzare il VDV come metodo di stima delle vibrazioni assorbite, seguendo le direttive fornite dalla BS 6841, al fine di valutare la pericolosità dell'esposizione alle vibrazioni. Le motivazioni sono le seguenti:

- la BS 6841 risulta più completa e più chiara delle altre normative. Infatti prende in esame la vibrazione in diverse parti del corpo; precisamente lungo le tre direzioni di traslazione dei piedi, lungo le tre direzioni di traslazione del busto, lungo le tre direzioni di traslazione e le tre di rotazione della zona pelvica.
- il VDV è utilizzato oltre che nella BS 6841 anche nella ISO 2631 (1997); anche se, nelle due normative, vengono specificati diversi valori di VDV limite. In particolare la ISO 2631 (1997) definisce una zona tra  $8.5$  e  $17 \text{ m}\cdot\text{s}^{1.75}$  del VDV, al di sotto della quale siamo in sicurezza e al di sopra della quale c'è una forte probabilità di avere danni alla salute; la BS 6841, invece, pone pari a  $15 \text{ m}\cdot\text{s}^{1.75}$  il valore limite accettabile del VDV. Nel codice ovviamente si è scelto il valore
- limite consigliato dalla BS 6841, ma nulla toglie in seguito di adeguare il codice alla ISO 2631 con relativa semplicità.
- il metodo è relativamente semplice da implementare come procedura per un calcolatore elettronico.

Il VDV è definito dalla seguente espressione:

$$VDV = \left[ \int_{t=t_0}^{t=T} a_w^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (7.1)$$

quindi ha le dimensioni di  $[L][T]^{-1.75}$ . Considerando la curva delle accelerazioni come un insieme discreto di punti possiamo trasformare la (7.1) in:

$$VDV = \sum_{i=1}^N \left[ \left( \frac{a_w^4(i) + a_w^4(i-1)}{2} \right) \cdot (t_i - t_{i-1}) \right]^{1/4} \quad (7.2)$$

dove  $(t_i - t_{i-1})$  è l'intervallo di campionamento.

Per calcolare il VDV globale occorre calcolare i singoli VDV per ogni direzione di ogni segmento corporeo per poi comporli secondo lo schema in Figura 7.1.

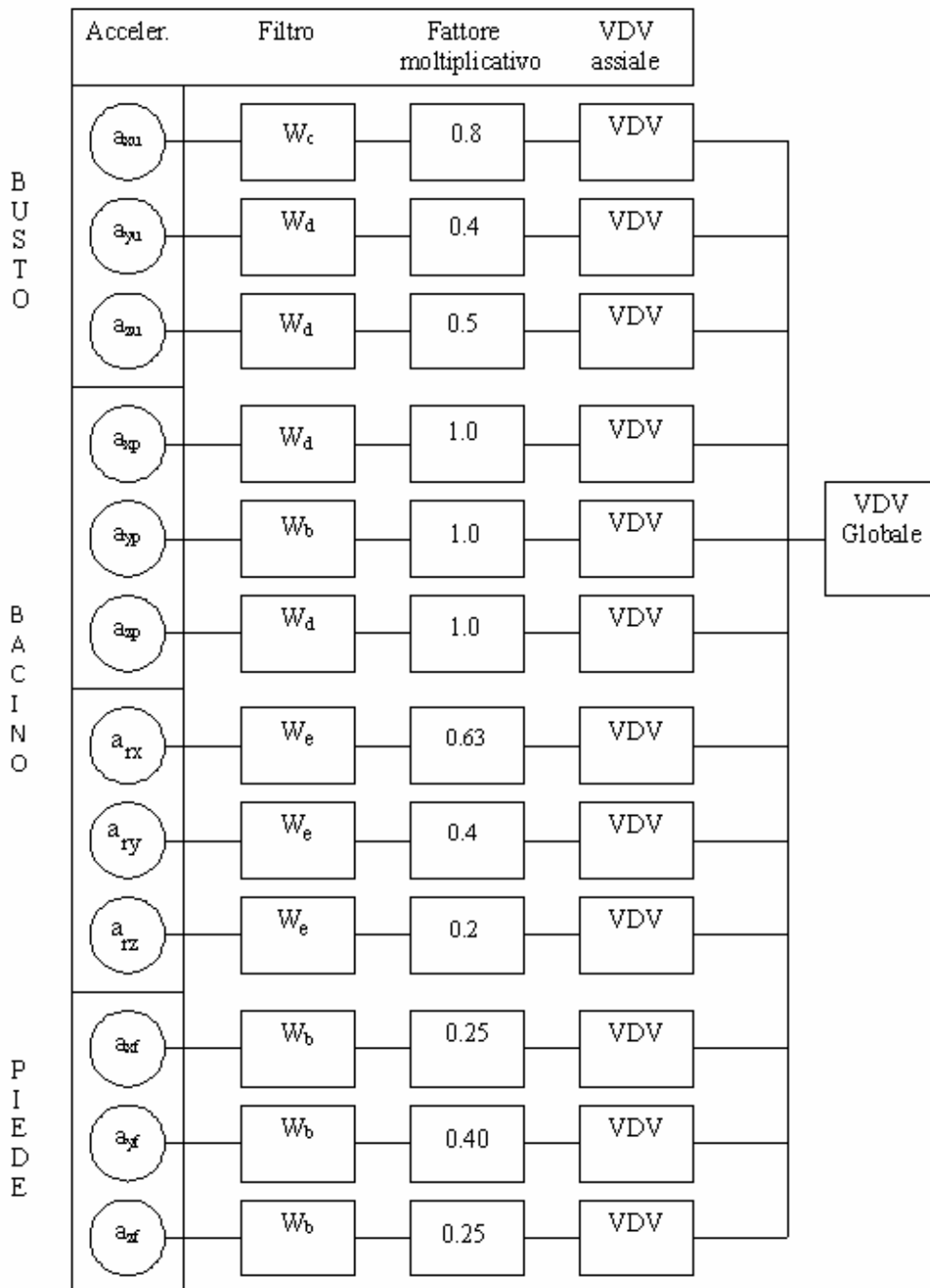


Figura 7.1: Schema di calcolo del VDV globale

Per calcolare il VDV globale è quindi necessario:

- Acquisire le accelerazioni per ogni segmento corporeo
- Trasformare il segnale dal dominio del tempo nel dominio della frequenza
- Pesare ogni segnale con un coefficiente dipendente dalla frequenza (una sorta di filtro) (si veda la Tabella 2.1)
- Moltiplicare i segnali pesati per un ulteriore coefficiente in funzione della direzione di sollecitazione e della parte del corpo esposta
- Calcolare i VDV di ogni singolo segmento e poi calcolare il VDV globale come somma dei VDV dei vari canali di trasmissione delle vibrazioni:

$$VDV_{globale} = \left( \sum_{canali} VDV^4 \right)^{1/4} \quad (7.3)$$

## 7.2 VDV in funzione delle caratteristiche antropometriche e della postura

Analizziamo adesso come varia il VDV in funzione dei percentili di peso e altezza. Per un soggetto al 50° percentile in altezza, con le mani sul volante e seduto con uno schienale inclinato di 23° rispetto alla verticale l'andamento del VDV del bacino e del torace è illustrato nelle Figure 7.2 e 7.3.

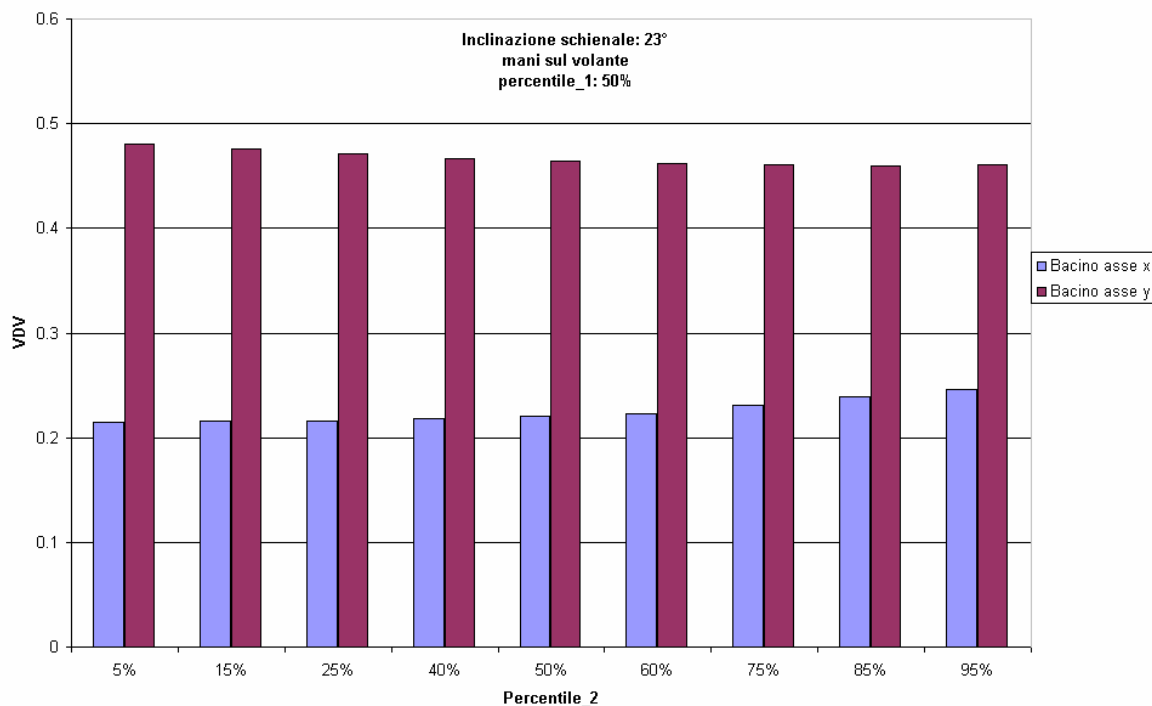
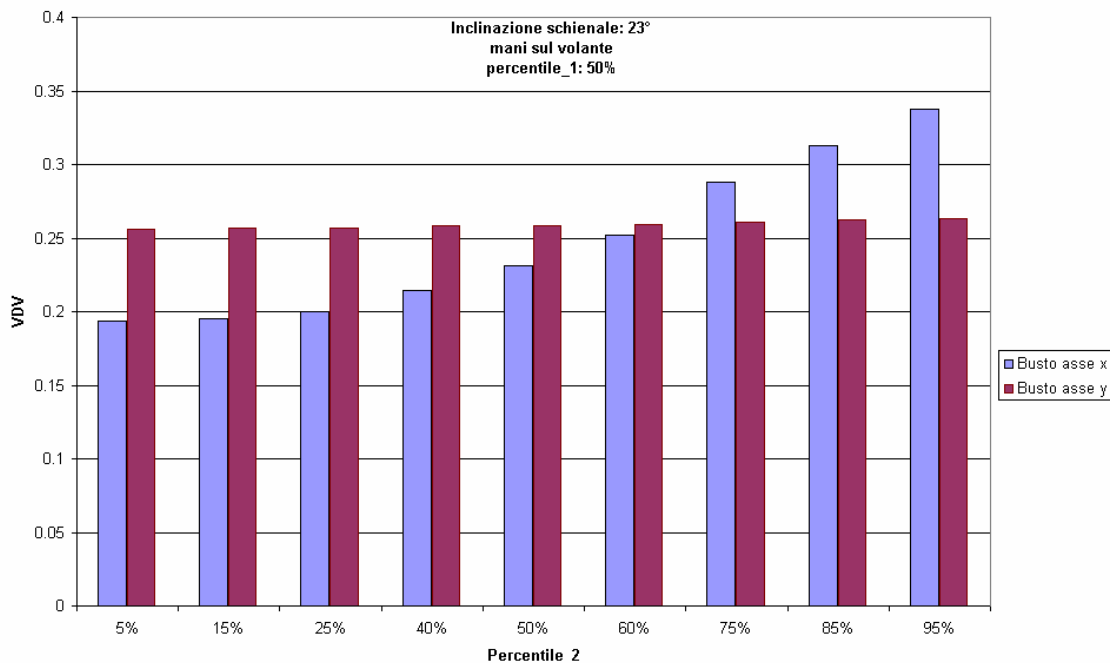
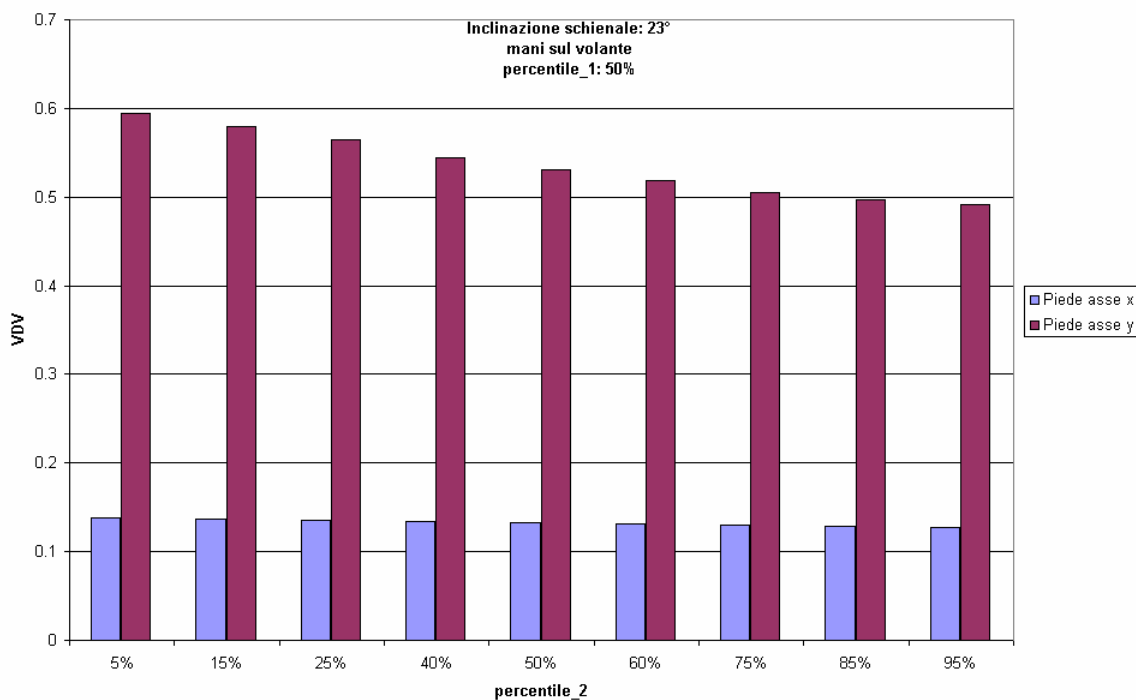


Figura 7.2: VDV del bacino al variare del percentile in peso

Come è facile notare mentre il VDV per l'asse y si mantiene pressoché costante, quello relativo all'asse x mostra un andamento crescente in funzione del percentile in peso, sia per il bacino (Figura 7.2), sia per il torace (Figura 7.3), mentre i piedi mostrano un andamento opposto (Figura 7.4).

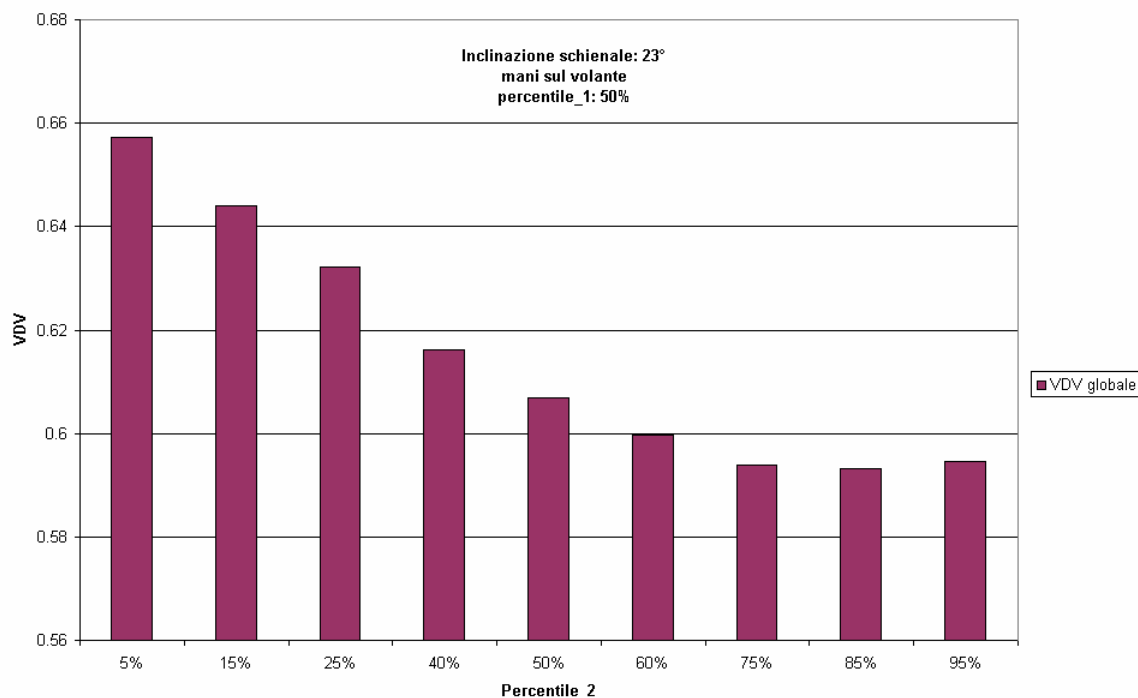


*Figura 7.3: VDV del torace al variare del percentile in peso*



*Figura 7.4: VDV dei piedi al variare del percentile in peso*

L'andamento del VDV globale (Figura 7.5) mostra un andamento decrescente all'aumentare del percentile in peso. Per il percorso stradale scelto per la simulazione il suo valore massimo si attesta a 0.658, ben lontano dalla soglia di pericolosità.

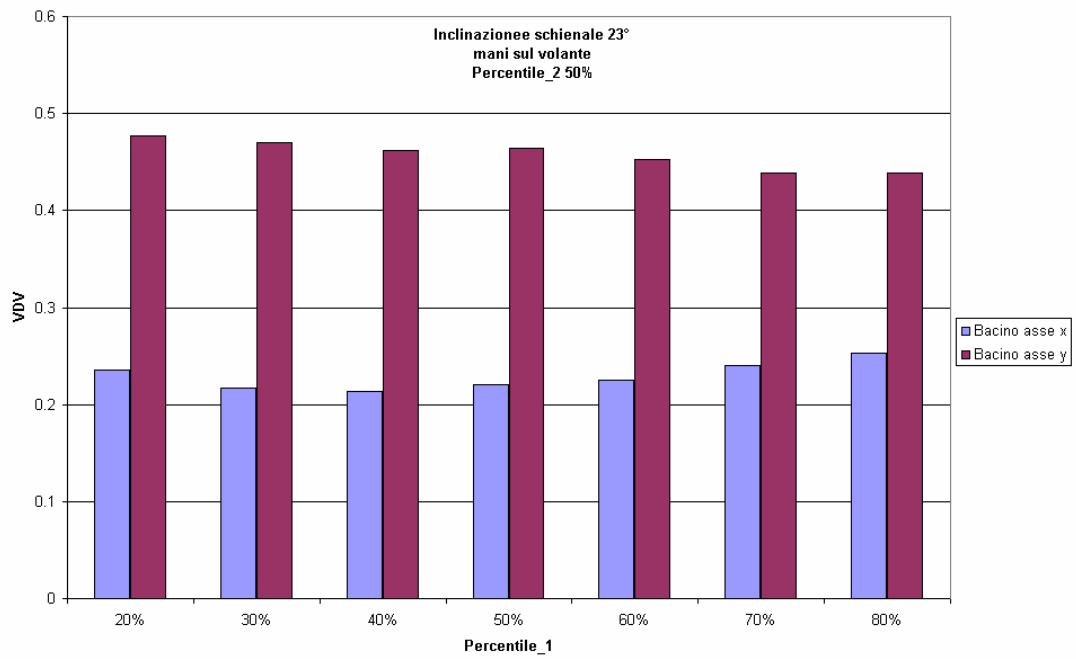


*Figura 7.5: VDV globale al variare del percentile in peso*

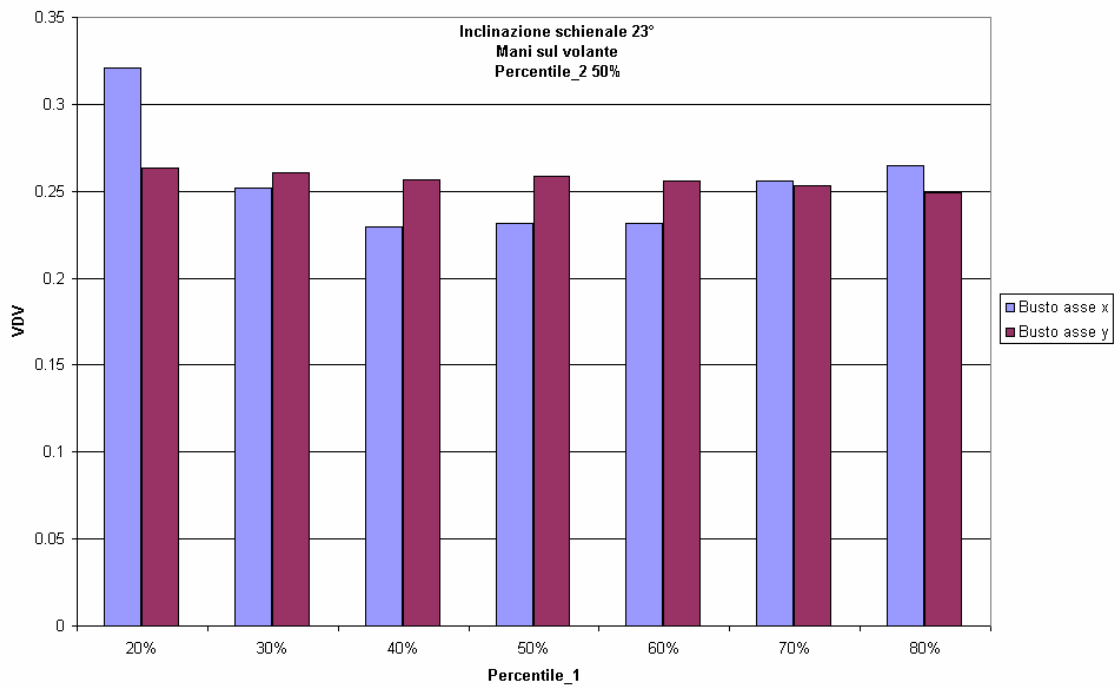
Se si assume come parametro il percentile in altezza i risultati che si ottengono possono essere schematizzati nelle Figure 7.6, 7.7, 7.8.

Per quanto riguarda il bacino il VDV dell'asse  $x$  aumenta all'aumentare del percentile in altezza, mentre quello dell'asse  $y$  si mantiene pressoché costante. Per il busto il VDV relativo all'asse  $x$  assume un minimo per percentili intorno al 40°-50°, mentre si mantiene pressoché costante se calcolato in corrispondenza dell'asse  $y$ . I piedi mostrano una pressoché insensibilità al percentile in altezza.

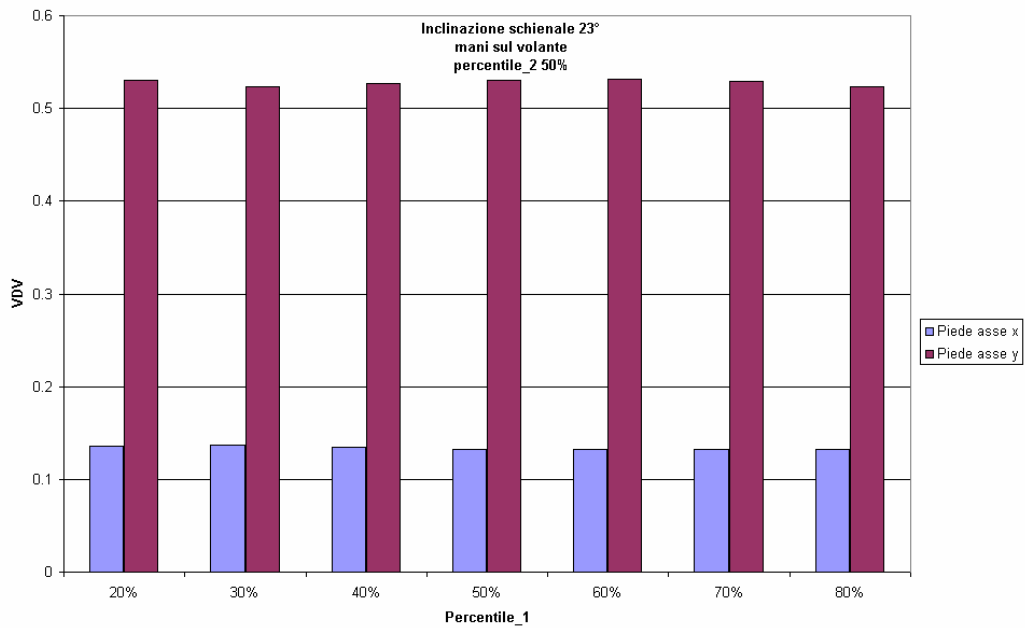
Considerando il VDV globale (Figura 7.9), si può affermare che è presente un massimo assoluto per valori di percentile bassi (intorno al 20°) e un massimo locale in corrispondenza del 50° percentile.



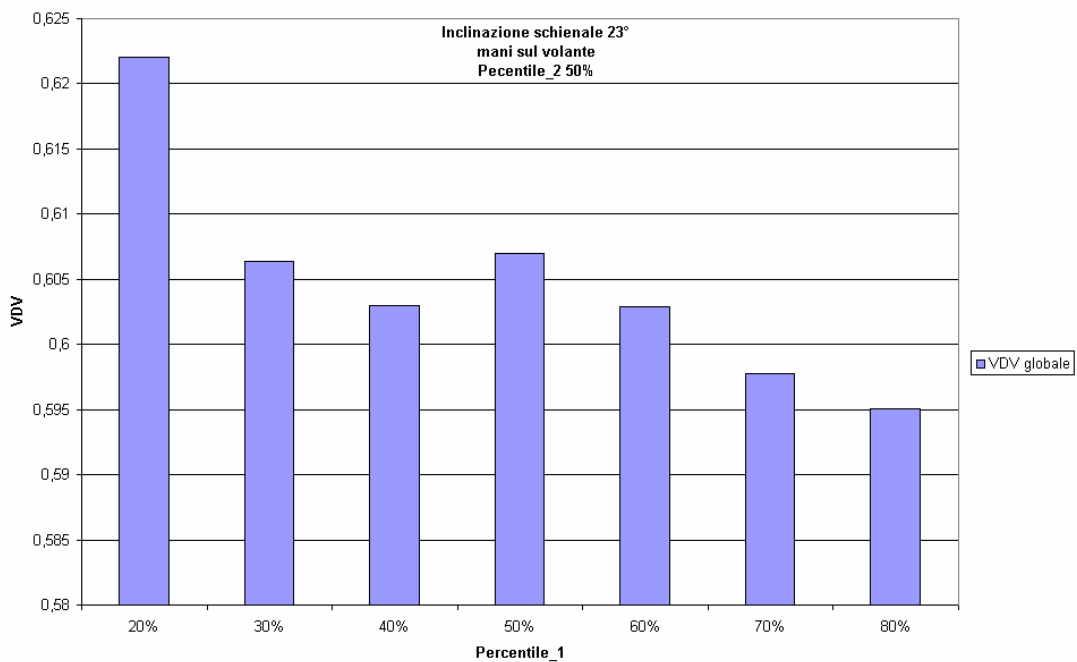
*Figura 7.6: VDV del bacino al variare del percentile in altezza*



*Figura 7.7: VDV del torace al variare del percentile in altezza*



*Figura 7.8: VDV globale al variare del percentile in peso*

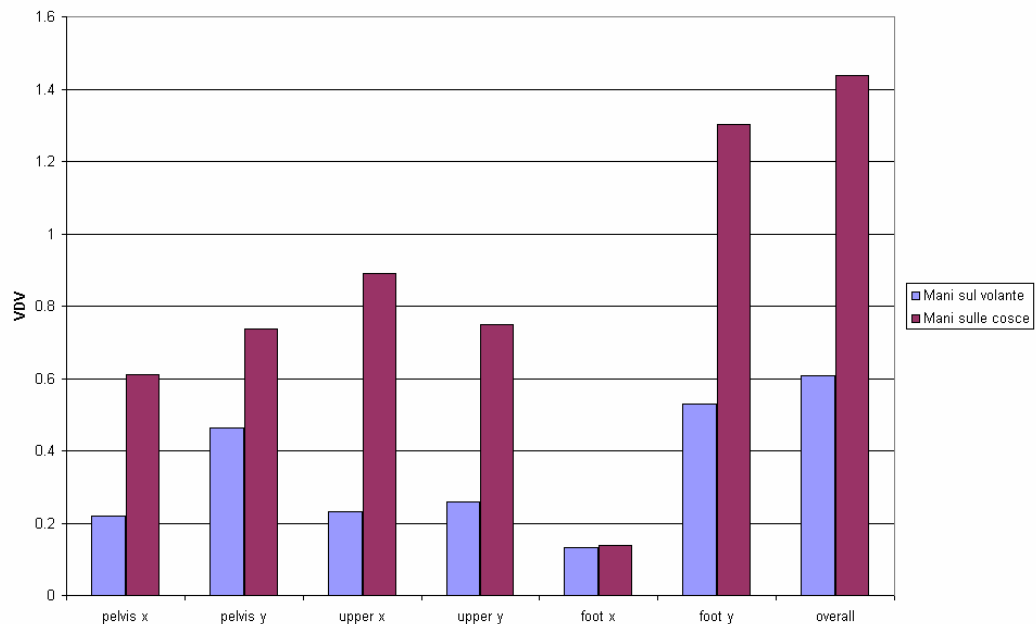


*Figura 7.9: VDV globale al variare del percentile in altezza*

Occupiamoci adesso della variabilità della dose di vibrazioni assorbita in funzione della posizione delle mani (mani sul volante o mani sulle cosce). In generale è possibile affermare che la posizione di mani sulle cosce mostra un VDV costantemente superiore. Questo risultato era prevedibile per le considerazioni che sono già state fatte riguardo alle trasmissibilità dei segmenti corporei nel Capitolo 6.

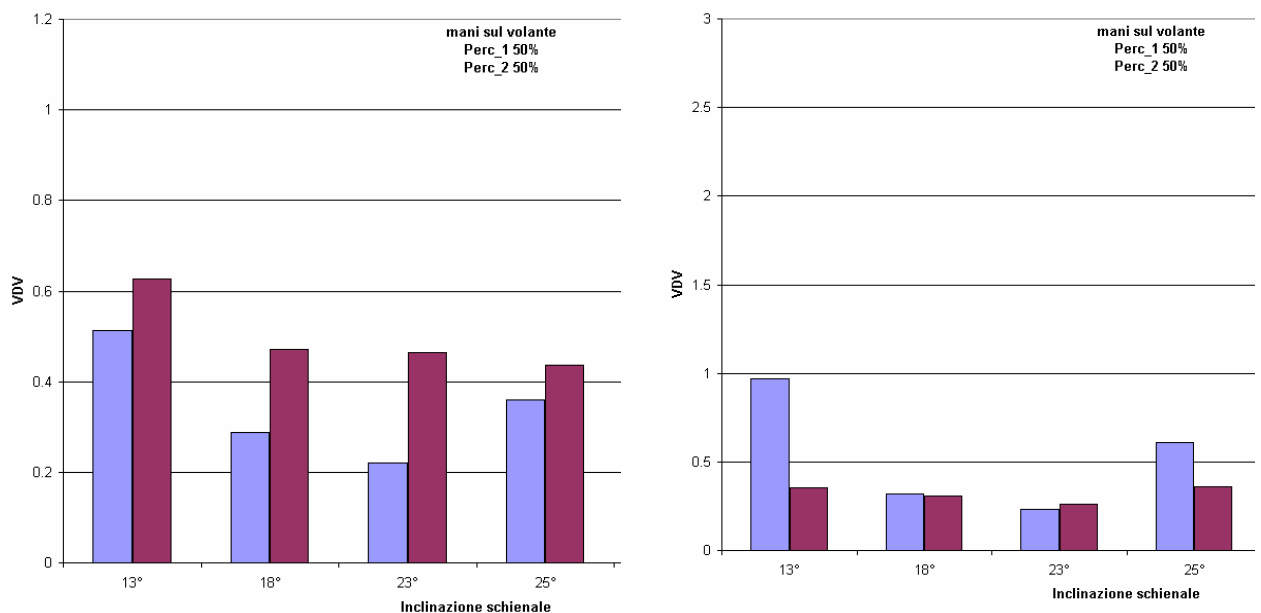


Nella Figura 7.10 sono riassunti i risultati per le due differenti posture delle mani.

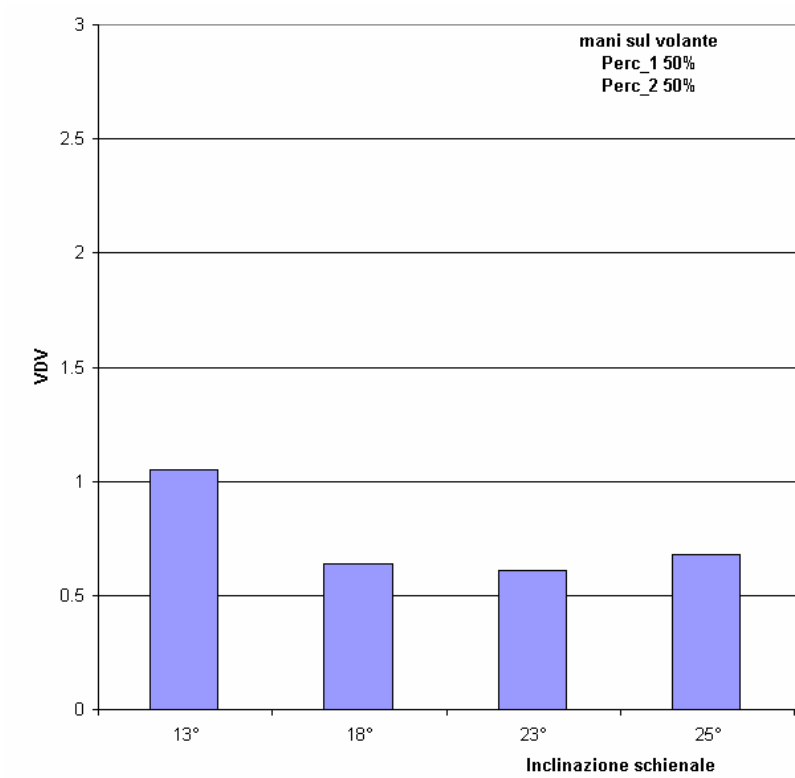


*Figura 7.10: VDV al variare della posizione delle mani*

Per concludere l'indagine occorre studiare l'andamento del VDV al variare dell'inclinazione dello schienale. Con riferimento alle considerazioni illustrate nel precedente capitolo, le Figure 7.11 e 7.12 riassumono i risultati ottenuti. In particolare si osserva come i sedili in posizione prossima a quella verticale facciano crescere il VDV sia del bacino sia del torace.



*Figura 7.11: VDV di bacino (a sinistra) e torace (a destra) al variare dell'inclinazione dello schienale*



*Figura 7.12: VDV di bacino (a sinistra) e torace (a destra) al variare dell'inclinazione dello schienale*

# Capitolo 8

## Modellazione FEM per lo studio del contatto uomo-sedile

### 8.1 Descrizione del modello

In questo capitolo verrà illustrato un approccio totalmente diverso per l'indagine vibrazionale del sistema uomo-sedile. L'idea è quella di modellare il contatto mediante tecniche agli Elementi Finiti. Le motivazioni che hanno portato ad intraprendere questa ardua modellazione è il desiderio di descrivere in maniera più dettagliata le dinamiche di contatto tra corpo umano e cuscino.

Da un punto di vista computazionale, un modello agli elementi finiti con problemi di contatto richiede un solutore esplicito ed è molto oneroso sia per risorse hardware richieste, sia per i tempi di calcolo richiesti per simulazione di pochi secondi. E' perciò importante descrivere il sistema con la giusta complicazione, senza esagerare con i dettagli.

In questa ottica si è deciso di trascurare le mani, poiché la loro massa è piccola rispetto al resto del corpo; inoltre in tutte e due le posture scelte per l'analisi sostanzialmente non ruotano o perché si trovano a contatto con le cosce o perché stringono il volante. Stesso discorso è valido per il collo. Invece la testa ed i piedi sono stati rappresentati in maniera abbastanza semplificata, sorvolando ogni tratto somatico. Si sono quindi rappresentati:

- il busto
- la testa
- il braccio
- l'avambraccio
- la coscia
- il polpaccio
- il piede

Di tutti questi solamente le cosce sono state considerate deformabili, perché entrano direttamente in gioco nel contatto tra corpo e sedile. Di quest'ultimo si è schematizzato solamente la seduta e non lo schienale. Il suo contributo nel

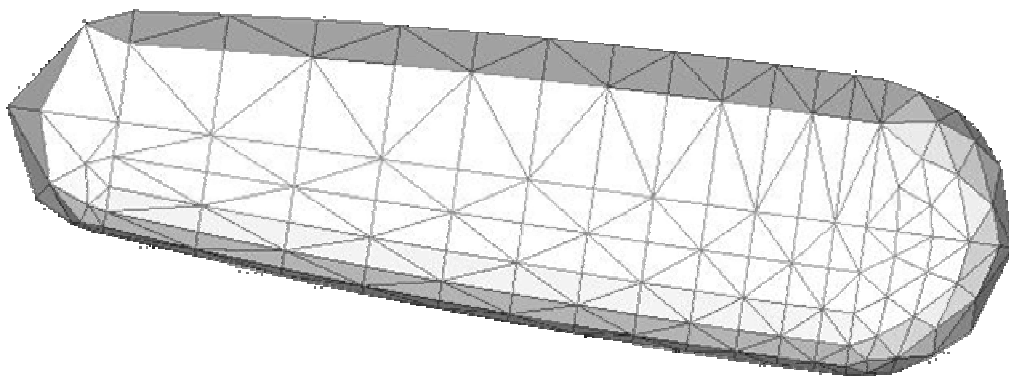
contatto è stato considerato ancora una volta mediante l'interposizione di opportune molle.

### 8.1.1 Modellazione della coscia

La coscia come già detto è l'unica parte deformabile della parte del modello che simula l'uomo. Il materiale che costituisce questa parte del corpo è stato considerato elastico lineare con le seguenti caratteristiche:

- modulo di Joung  $E = 7.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$
- coefficiente di Poisson  $\nu = 0.3$
- densità  $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Va osservato prima di tutto che tali grandezze rappresentano unicamente quantità medie; infatti [15] i tessuti molli hanno un modulo di Joung nettamente inferiore, ma bisogna appunto tener conto del fatto che la rigidità dei muscoli varia con il grado di contrazione degli stessi che dipende dalla situazione in cui si trova l'individuo; ad esempio in una situazione di rilassatezza il muscolo sarà quasi totalmente rilassato, tranne per quella percentuale di contrazione che è necessaria a mantenere la postura assunta in quel momento; in una situazione di concentrazione, anche inconscia, i tessuti si contraggono per prepararsi ad opporsi ad una eventuale improvvisa variazione delle condizioni esterne. Queste considerazioni valgono anche nel caso in cui il corpo venga sottoposto a vibrazione come si può vedere dagli esperimenti effettuati sul livello di contrazione della muscolatura del rachide [15].



—22—

*Figura 8.1: Mesh FEM della coscia*

Nel modello proposto la coscia ingloba anche il gluteo. Osservando la Figura 8.1 si può notare che gli elementi scelti per realizzare la mesh sono del tipo a 4 nodi (tetraedri); questa scelta è stata effettuata poichè la complessità della geometria non permetteva di realizzare in tempi ragionevoli mesh che sfruttavano i più efficienti elementi ad 8 nodi. Si deve inoltre notare che gli elementi si concentrano nella parte superiore della coscia, verso il gluteo, dove, come si vede dalle mappe di pressione sperimentali rilevate presso il CRF (Capitolo 6), è più severo il contributo del contatto. La parte anteriore della coscia è stata rappresentata in modo abbastanza rude, usando il più basso numero possibile di elementi, proprio perchè non coinvolta nel contatto. In questo caso il numero di nodi scelti nella mesh è quello minimo che poteva definire in modo corretto le grandezze cinematiche.

La struttura ossea della coscia è fondamentale per definire la cinematica del corpo [28]; per tener conto di questo si è considerato il femore come un corpo rigido; questo è stato realizzato imponendo che il moto relativo dei nodi della coscia che occupano il volume del femore sia nullo. A questi nodi si sono poi aggiunti, in maniera rigida, quelli necessari alla creazione dell'articolazione dell'anca e del ginocchio.

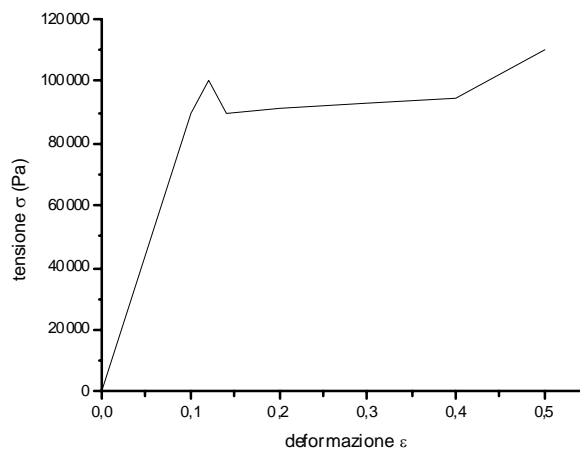
### **8.1.2 Modellazione del sedile**

Del sedile, come già detto, è stata modellata solamente il cuscino. Il materiale utilizzato simula una schiuma di poliuretano e come tale non ha un comportamento lineare. Nella Figura 8.2 è stato riportato il diagramma deformazione-tensione. Ulteriore fattore di non linearità si può trovare nei fenomeni di isteresi che si verificano durante il processo di carico-scarico [29].

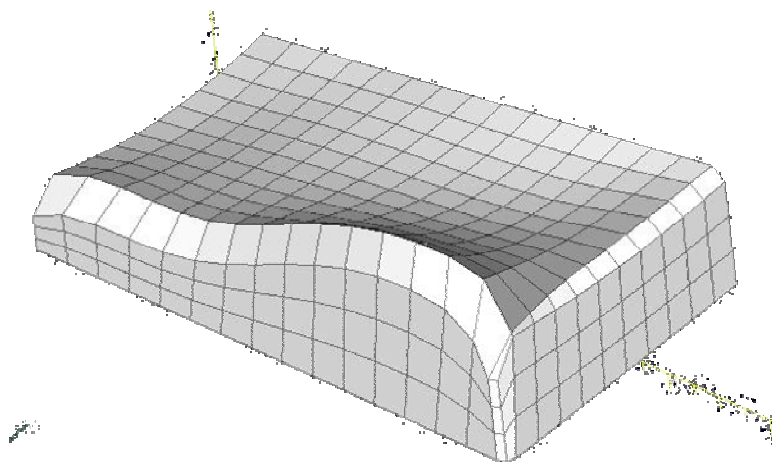
Particolare cura è stata posta nel creare la mesh a partire dalla geometria del sedile. Data la sua complessità si era inizialmente optato per una mesh di tetraedri; ma questa anche se riduceva di molto il lavoro necessario alla sua realizzazione portava con se due principali difetti. Il primo è lo scarso livello di controllo sulla struttura della mesh, che portava alla nascita di elementi molto distorti e nettamente più piccoli degli altri; questo portava ad un incremento indesiderato del tempo richiesto all'analisi. Il secondo, sempre originato dalla poca controllabilità della mesh, è che a causa della viscosità e dell'isteresi del materiale il moto dei nodi risulta sfasato, e questo portava al verificarsi della condizione di elemento con volume negativo; questa condizione fisicamente inesistente provoca l'immediata terminazione dell'analisi con la produzione di un adatto codice di errore. Come si può vedere nella Figura 8.3 si è quindi scelto di utilizzare una mesh formata da elementi ad 8 nodi [30]. Questo tipo di discretizzazione richiede un notevole impegno per la realizzazione, ripagato però

da una innegabile regolarità degli elementi, da un maggiore controllo delle dimensioni relative degli stessi; ciò si traduce in un netto calo del tempo necessario ad eseguire i calcoli, provocato sia dalla diminuzione dello step di calcolo, sia dalla diminuzione del numero stesso di nodi necessari all'analisi sia dalla intrinseca maggiore efficienza computazionale degli elementi ad 8 nodi.

Il sedile è stato poi vincolato in modo che i nodi sulla la faccia creata dal piano di simmetria rispettino tale condizione. I nodi della base inferiore sono fissi nella prima parte dell'analisi; in seguito ad essi viene imposto un movimento tale da simulare un'oscillazione sinusoidale oppure un input stradale; tale movimento, poiché è solo verticale, è stato ottenuto bloccando gli spostamenti in direzione ortogonale a quella del moto imposto, ed imponendo, come vedremo in seguito una opportuna velocità, variabile nel tempo, in modo da ottenere l'input desiderato.



*Figura 8.2: Diagramma tensione deformazione per la schiuma di poliuretano modellata*



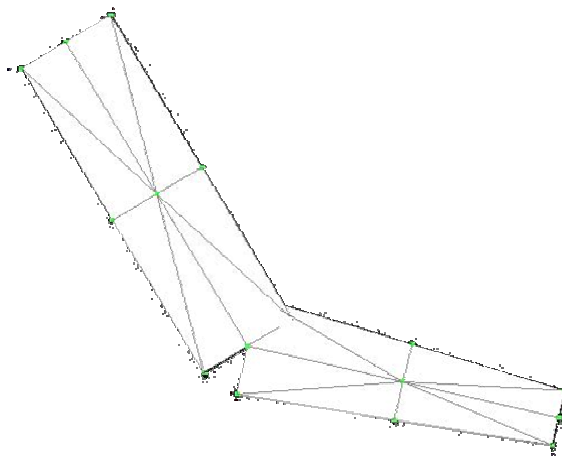
*Figura 8.3: Mesh strutturata del cuscino*

### 8.1.3 Modellazione delle parti rigide e delle articolazioni

Le parti che sono state considerate rigide sono state modellate in maniera tale da rispettare il più possibile la geometria del corpo umano, ma cercando di farlo utilizzando superfici del tipo più semplice possibile (piani, sfere, coni, cilindri, etc) e cercando di evitare bruschi cambiamenti della direzione della normale alla superficie; questo viene fatto in modo da minimizzare in numero di nodi ed elementi necessari alla loro analisi. Le caratteristiche cinematiche dei corpi sono poi calcolate attraverso l'approccio visto nel Capitolo 5.

Come si può vedere nella Figura 8.4, in cui è riportata la mesh utilizzata per il braccio e l'avambraccio, il risultato è quello di definire i corpi rigidi con pochissimi elementi.

Per realizzare un modello del corpo umano il più possibile fedele alla situazione reale, occorre unire le parti che costituiscono il nostro modello, in modo da simulare la presenza delle articolazioni. Il numero e la tipologia di queste, così come i movimenti che queste consentono [28] sono talmente complessi e variabili tra individuo ed individuo, che risulta indispensabile introdurre delle opportune semplificazioni. La prima è stata la scelta di trascurare totalmente la presenza di ogni tipo di articolazione delle mani e dei piedi; questo perché sicuramente questi movimenti poco avrebbero aggiunto alla precisione del modello ed inoltre la loro complessità è tale da rendere realmente arduo ogni tipo di approccio al problema; basti pensare che queste articolazioni sono quelle che ci consentono la manipolazione e la postura eretta.



*Figura 8.4: Mesh FEM del braccio e dell'avambraccio*

Come seconda cosa si sono trascurate le articolazioni della colonna vertebrale; queste singolarmente hanno una entità molto limitata e solo l'effetto cumulativo che si ottiene sommando i movimenti delle singole vertebre ha una

certa rilevanza, ma solo nella parte lombare del rachide e non nella zona toracica, in cui l'escursione dell'articolazione è ulteriormente limitata dalla presenza delle costole. La scelta da noi fatta è stata di considerare concentrate nel movimento dell'anca i movimenti della zona lombo-sacrale della colonna vertebrale. La testa è stata considerata solidale al busto.

L'articolazione del ginocchio è stata simulata con l'uso di una coppia rotoidale, con asse orizzontale e parallelo alla retta che unisce i punti che schematicamente rappresentano l'anca. Questa scelta implica che si sta trascurando la rotazione del polpaccio associata al movimento di estensione del ginocchio; allo stesso modo si sta trascurando il limitatissimo movimento di flessione laterale del ginocchio, che d'altra parte non è una capacità che hanno tutti gli individui.

L'anca è l'articolazione del corpo umano che permette i movimenti di entità maggiore, sia frontalmente che lateralmente; la sua presenza è stata quindi portata in conto con una cerniera sferica, come naturale anche osservando la morfologia della testa del femore.

La caviglia è stata rappresentata come una cerniera cilindrica, anche questa con asse parallelo a quello della cerniera che simula il ginocchio; essendosi trascurate tutte le articolazioni del piede, si sono anche trascurati i movimenti del piede associati a quelli della caviglia.

Il complesso delle articolazioni che sommandosi permettono i movimenti del braccio rispetto al busto, è stato riportato come una cerniera sferica situata al centro dell'articolazione scapolo-omerale; questo implica che si sta trascurando il contributo dell'eventuale movimento della scapola rispetto alla cassa toracica, ma del resto questo tipo di articolazione interviene principalmente per ri-orientare quella scapolo-omerale, al fine di consentire movimenti di ampiezza tale da non rientrare nel nostro campo di interesse.

Il gomito è stato simulato da una cerniera cilindrica il cui asse è determinato dalla normale al piano individuato da braccio ed avambraccio; così facendo si considerano nulli i movimenti di rotazione dell'avambraccio.

Il complicato sistema di articolazioni che si trova nel polso è stato riassunto come una cerniera sferica posta nella parte terminale dell'avambraccio.

#### **8.1.4 La simmetria del modello**

Lo scopo della modellazione FEM è quello di indagare il contatto durante la seduta statica e durante un input vibrazionale al sedile in sola direzione verticale, quindi si è scelto di sfruttare la simmetria del modello per descriverne solo una metà a vantaggio di una maggior rapidità di calcolo.



Come si può vedere nella Figura 8.5 è evidente la presenza di un piano di simmetria verticale. Tale piano divide in due parti la testa, il busto ed il sedile e permette di poter rappresentare solamente un arto inferiore ed un arto superiore; questo si traduce sostanzialmente nel dimezzamento del numero di nodi e di elementi necessari all'analisi con il metodo degli elementi finiti. Inoltre altra importante conseguenza di questa scelta, è la diminuzione della superficie, e quindi del numero di nodi coinvolti nell'algoritmo per la risoluzione del problema del contatto, che è quello computazionalmente più pesante.

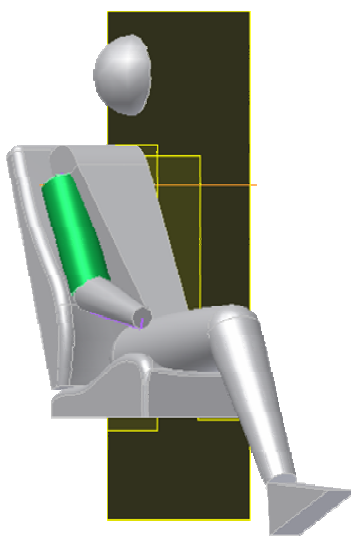
Per garantire che il problema simmetrico coincida con quello totale è necessario introdurre alcuni vincoli. Questi devono fare in modo che i punti presenti sulla superficie creata dal piano di simmetria rispettino le seguenti, ben note, condizioni:

1. si devono poter spostare solo su tale piano, quindi se  $\vec{n}$  è la normale al piano ed  $\vec{s}$  è il vettore che descrive lo spostamento nodale, si deve avere  $\vec{n} \cdot \vec{s} = 0$
2. per i corpi deformabili, i segmenti ortogonali al piano di simmetria devono rimanere tali a deformazione avvenuta.

Il modello è stato orientato nel sistema di riferimento in modo che il piano di simmetria coincidesse con il piano coordinato  $xy$ . In questo modo, per il rispetto delle condizioni precedenti, è sufficiente imporre, ai nodi presenti su tale piano, i seguenti vincoli:

1. spostamento lungo  $z$  nullo
2. rotazione intorno ad  $x$  ed  $y$  nulla.

Per i corpi rigidi direttamente coinvolti nella simmetria, il busto e la testa, i vincoli precedenti sono ovviamente stati imposti globalmente, non ai singoli nodi.



*Figura 8.5: Il modello schematizzato sfruttando la simmetria*

#### 8.1.4 Il contatto

Le superfici di contatto incluse nel modello sono le seguenti:

- coscia-cuscino
- schiena-schienale
- piede-pedana
- mano-coscia

L'interazione cuscino seduta è stata simulata con la metodologia propria del codice LS-DYNA3D. Questa utilizza quindi l'algoritmo illustrato in [29] [30]. La superficie master è la parte inferiore della coscia, che ingloba anche il gluteo; la superficie slave è la parte superiore della seduta. Essendo molto elevato l'attrito tra le due superfici si sono scelti come coefficiente di attrito statico  $\mu_s = 1$  ed un coefficiente di attrito dinamico  $\mu_d = 1$ . Tali valori rappresentano ovviamente una media, poiché sostanzialmente sono il risultato dell'interazione di più superfici di materiale diverso; in particolare questi devono tener conto dell'attrito esistente tra la schiuma del sedile ed il suo rivestimento, tra il rivestimento e gli indumenti che indossa il passeggero, tra gli indumenti stessi dell'individuo e tra questi ultimi e la pelle. A sua volta il materiale di cui sono composte tutte le entità in gioco può variare grandemente sia con il tipo di veicolo considerato, quindi con il tipo di imbottitura usata e con il tipo di materiale utilizzato nelle finiture (es. pelle, stoffa, velluto, ecc.) sia con il tipo di abito indossato. Data la grande variabilità e la mancanza di dati in letteratura i valori indicati sono stati dettati da ragioni di buon senso e dalla considerazione che comunque il valore della forza di attrito sarebbe stato molto elevato.

Il contatto tra la schiena e lo schienale, come già accennato in precedenza, non è stato simulato utilizzando l'algoritmo del contatto, perché ciò avrebbe comportato un eccessivo peso computazionale. Per ovviare a questo inconveniente si è scelto di rappresentarlo attraverso un più economico sistema di molle. Si è dunque scelto di utilizzare sei molle di rigidità pari a  $8000 \text{ N} \cdot \text{m}$ ; questo valore è stato ricavato da una media delle rigidità utilizzate per il modello multibody. Tali molle sono state posizionate in maniera tale che la loro direzione coincide con la normale alla superficie di contatto.

Anche per il contatto tra piede e pedana è stato utilizzato un sistema di quattro molle, posizionate nei punti estremi del piede, con una rigidità pari ad  $25000 \text{ N} \cdot \text{m}$ . La direzione delle molle è stata presa coincidente con la normale alla superficie di contatto. In aggiunta alle molle è stata inserita una coppia prismatica tra piede e pedana diretta anch'essa come la normale alla superficie di contatto; questa coppia cinematica è stata utilizzata al fine di bloccare i movimenti relativi tra piede e pedana in direzione parallela alla superficie.

Il contatto tra coscia e mano è stato portato in conto aggiungendo un nodo solidale al femore, rigido, e qui posizionando una cerniera sferica, coincidente con l'articolazione del polso. Questa scelta è stata effettuata soprattutto per considerazioni di carattere pratico; infatti utilizzare l'algoritmo del contatto sarebbe stato computazionalmente troppo gravoso ed inoltre volendo utilizzare un sistema di molle, come illustrato in precedenza sarebbe stato impossibile, perché si sarebbero avute delle forze concentrate sulla superficie della coscia e questo avrebbe causato una eccessiva deformazione locale con delle conseguenti elevatissime tensioni concentrate.

Lo smorzamento viscoso delle molle che simulano il contatto è stato affidato ad una viscosità globale, che interviene anche nel moto relativo dei corpi rigidi che rappresentano le varie parti rigide del corpo e nella deformazione delle parti che possono subire tale processo. In pratica si è scelto di distribuire la viscosità su tutto il corpo imponendo che su ogni nodo del modello agisca una forza pari a

$$F_{dump}^n = D_s m v \quad (8.1)$$

dove  $F_{dump}^n$  è la forza dovuta allo smorzamento al passo di calcolo  $n$ ,  $D_s$  è il coefficiente di smorzamento viscoso,  $m$  e  $v$  sono rispettivamente la massa associata al nodo e la sua velocità.

Le unità di misura utilizzate sono quelle di un sistema congruente, quindi nel sistema di riferimento internazionale l'unità di misura di  $D_s$  è  $[s^{-1}]$ . In particolare nel nostro modello il coefficiente di smorzamento globale è stato posto pari a  $25 s^{-1}$  che è prossimo al coefficiente di smorzamento critico del sistema.

### 8.1.5 I carichi e l'input vibrazionale

La struttura nel suo insieme è stata sottoposta ad un carico di volume verticale che simula la forza di gravità.

Per lo studio della risposta vibrazionale del sistema uomo sedile si è sottoposto il modello a quattro tipi di sollecitazioni vibrazionali verticali; le prime tre sono vibrazioni di tipo sinusoidale, rispettivamente con le frequenze di  $4 Hz$ ,  $6 Hz$  e  $8 Hz$ ; l'ultima è una sollecitazione di tipo stradale simile a quelle viste nei Capitoli precedenti, con la differenza che in questo caso è stato isolato il solo segnale di input verticale.

L'input è stato imposto in tre punti:

- la pedana
- il cuscino
- lo schienale

Nei primi modelli creati si imponeva la vibrazione come uno spostamento verticale, in modo da avere una situazione il più possibile simile a quella reale. Ben presto questa strada si è rivelata impraticabile; questo a causa del rumore causato nella soluzione dagli errori numerici compiuti nelle approssimazioni. Le cause di questo problema sono da ricercarsi nel fatto che il codice non accetta come input una funzione analitica, nel nostro caso la funzione  $s = A \sin(\omega t)$  che fornisce lo spostamento verticale in funzione del tempo; al contrario tale funzione deve essere inserita in maniera discreta, scrivendo nel file dati una tabella del tipo tempo-spostamento; ora poiché lo step di calcolo è molto breve, dell'ordine di  $10^{-5}$  s, nasce la necessità di interpolare i valori della tabella prima citata al fine di ottenere il valore dello spostamento al tempo che interessa; questa operazione risulta grandemente imprecisa sia nel caso in cui l'intervallo di campionamento scelto per i dati di input sia troppo ampio, sia quando è troppo stretto a causa della nascita di polinomi di interpolazione con un grado molto elevato e quindi con massimi e minimi locali che possono falsare il risultato cercato. Inoltre poiché nello studio delle vibrazioni la grandezza di maggiore interesse è l'accelerazione, nel passaggio da spostamento a quest'ultima si devono compiere due operazioni di differenziazione, che però devono essere effettuate su delle tabelle di numeri e quindi in maniera approssimata attraverso delle differenze finite; questo non fa altro che amplificare gli errori già compiuti nell'approssimare la funzione di input. Questa serie di osservazioni porterebbero alla conclusione che è sicuramente più sensato introdurre l'input direttamente come una accelerazione, ma questo non è stato possibile, perché il codice di calcolo utilizzato non permette di imporre una accelerazione come un carico esterno su dei corpi rigidi. Si è quindi scelta una soluzione di compromesso imponendo il carico vibrazionale come una variazione sinusoidale della velocità della pedana, del sedile e dello schienale.

Analizziamo ora la sequenza temporale con cui è stata imposta la vibrazione.

Per i primi 0.5 secondi di analisi la vibrazione è nulla (assestamento della postura); ciò permette al modello sostanzialmente di "sedersi" e di raggiungere una condizione di regime.

*Tabella 8.1: Segnali di vibrazioni imposti al modello FEM*

Frequenza [Hz]	Ampiezza di vibrazione	
	Velocità [m/s]	Accelerazione [m/s <sup>2</sup> ]
4	0.012566	0.050264
6	0.012566	0.075396
8	0.0094245	0.075369

A partire da tale istante la pedana, il sedile e lo schienale iniziano a muoversi con una velocità verticale variabile in maniera sinusoidale; le ampiezze delle sinusoidi alle varie frequenze utilizzate si possono leggere nella Tabella 8.1, in cui è riportata l'ampiezza della sinusoide che rappresenta la variazione di accelerazione.

Il segnale di input che simula la marcia su strada è anch'esso imposto come una variazione di velocità. I dati sono stati ottenuti dalle stesse prove sperimentali descritte nel Capitolo 4 e il segnale è stato imposto al sistema dopo essere stato filtrato con il medesimo filtro passa banda illustrato nella descrizione del modulo DAViD (Capitolo 4).

Per questa simulazione si è scelto di dare al modello un periodo di assenza di vibrazioni della durata di un secondo e quindi con una durata doppia rispetto a quanto si era fatto prima. Questa scelta è stata preferita in modo da permettere al modello di superare completamente il transitorio dovuto al fatto che il modello deve finire di "sedersi"; durante questa operazione si stabilisce un equilibrio statico tra la forza di gravità e le forze di contatto. La totale assenza di componenti cinematiche ci è richiesto dalla irregolarità del segnale di tipo strada, che rende sostanzialmente impossibile individuare con precisione quando termina il transitorio.

## 8.2 Risultati delle simulazioni

Il metodo di calcolo agli elementi finiti consente per sua stessa natura di dare come output grandezze di vario tipo; alcune riguardano prettamente il problema della meccanica del continuo, quindi sono sostanzialmente tensioni e deformazioni; altre che si riferiscono alla soluzione del problema cinematico e quindi si riferiscono all'individuazione delle velocità e delle accelerazioni.

I risultati ottenibili con il modello FEM descritto si possono dividere in due grandi famiglie; la prima è quella dei dati che rappresentano la situazione statica del modello, la seconda è quella della risposta in frequenza del modello stesso quando viene sottoposto ad un input vibrazionale. Tra i dati ricavabili dall'analisi della situazione statica si possono elencare la distribuzione delle pressioni di contatto su cosce e sedile, nonché le deformazioni e le tensioni in ogni punto dei corpi che si sono considerati deformabili. Per quanto riguarda invece l'analisi della risposta alle vibrazioni, il modello permette di individuare facilmente le variazioni e le accelerazioni in un numero elevatissimo di punti, cioè ognuno di quelli che coincide con uno dei nodi che si sono utilizzati nella realizzazione del modello. Questo ha permesso di valutare, come si vedrà in seguito, il modo in cui la

vibrazione viene trasmessa, smorzata o amplificata, dalle varie parti del corpo umano.

### 8.2.1 Analisi statica

I dati utilizzati nell'analisi statica sono quelli ricavabili in coincidenza del passo di calcolo immediatamente precedente a quello in cui entra in gioco la vibrazione. In tale istante di tempo, il manichino ha praticamente completato la fase in cui si siede, cioè come già detto si raggiunge l'equilibrio tra la forza di gravità e le forze di contatto. L'abbassamento che subisce il corpo è dovuto alla deformazione della coscia e del sedile ed è pari a  $1.5\text{ cm}$ , tenendo anche conto dello schiacciamento che subiscono le molle che simulano in contatto dei piedi; a questo abbassamento corrisponde una variazione della postura iniziale del manichino che è riassunta nella Tabella 8.2; come si vede i risultati sono del tutto accettabili e la configurazione raggiunta all'equilibrio differisce in maniera non significativa da quella che è stata descritta come la corretta postura nei Capitoli precedenti.

La distribuzione delle pressioni sul sedile e sulla coscia è riassunta nella Figura 8.6. La verifica con i dati disponibili in letteratura a riguardo è molto difficile poiché articoli scientifici che si occupano di tale argomento sono molto pochi.

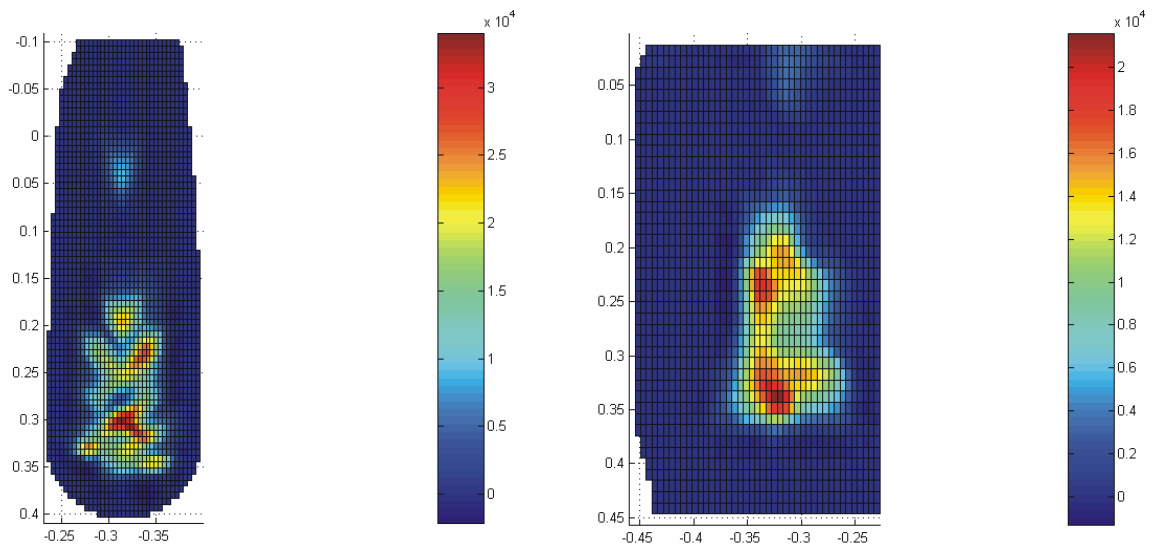
*Tabella 8.2: Assestamento del manichino FEM*

	Scostamento dalla postura corretta
Polpaccio	$0.27^\circ$
Coscia	$-1.05^\circ$
Busto	$0.3^\circ$

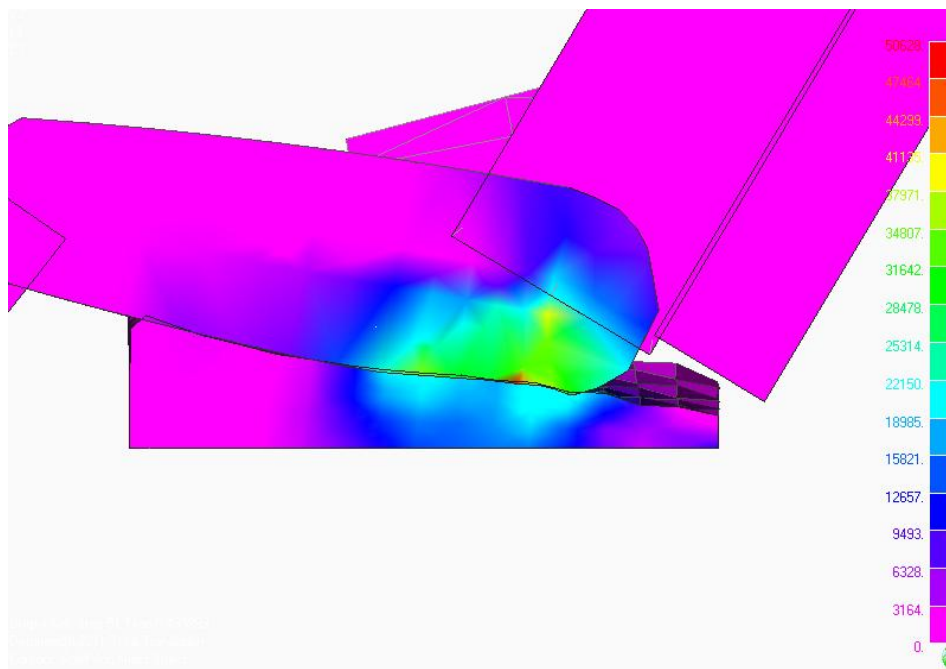
Nello specifico un confronto può essere effettuato, per quel che riguarda la distribuzione di pressioni sul sedile, con i rilievi sperimentali eseguiti presso il C.R.F. (le mappe descritte nel Capitolo 5). Ricordando che nella parte destra della Figura 8.6 è rappresentato solamente metà del sedile, è possibile notare una buona corrispondenza con i risultati ottenuti; un confronto numerico risulta più difficile per il metodo utilizzato per il rilievo dei dati sperimentali, che più che a pressioni, si riferiscono alle forze applicate ai sensori resistivi.

Un altro tipo di informazioni che si può ricavare facilmente dal modello proposto è la distribuzione delle tensioni interne a coscia e sedile, un esempio può essere osservato in Figura 8.7; per tale tipo di dati risulta però impossibile un confronto con dati sperimentali, data la loro assenza; tale tipo di informazioni potrebbe essere molto utile al fine di valutare l'eventuale presenza di zone del

corpo eccessivamente compresse, cosa che causa l'ostruzione parziale delle arterie e delle vene.



*Figura 8.6: Mappe di pressione per la coscia (a sinistra) e il sedile (a destra). Le scale dei diagrammi a falsi colori si intendono in Pascal*



*Figura 8.7: Sezione della zona di contatto con il diagramma a falsi colori delle tensioni di Von Mises (in Pascal)*

Particolare attenzione dovrebbe essere posta nella parte mediana della coscia in cui sia l'arteria femorale che la vena safena cambiano il loro percorso spostandosi verso la periferia della coscia. L'ostruzione delle arterie è la causa dei fenomeni di intorpidimento che si verificano a volte quando la seduta o la postura assunta non è adatta. L'ostruzione della vasi venosi, essendo le loro pareti ampiamente deformabili, provoca un accumulo locale di sangue, che in caso di

predisposizione o del prolungarsi della situazione causano a volte il formarsi di coaguli di sangue. Si è visto come questo porti al rischio di trombosi delle vene profonde, eventualità riportata recentemente alla ribalta delle cronache con il nome di "sindrome della classe turistica", poiché molti casi si sono verificati al termine di lunghi voli intercontinentali, in cui i passeggeri sono costretti a rimanere seduti per molto tempo in posizioni non confortevoli.

Si vuole inoltre far notare come i risultati fin qui elencati possono essere ricavati per ogni step di calcolo inclusi quindi quelli in cui il modello è sottoposto ad una sollecitazione di tipo dinamico. Questi dati potrebbero essere utili alla valutazione degli effetti delle vibrazioni sul corpo umano. Si deve comunque notare la totale mancanza di letteratura su tale argomento.

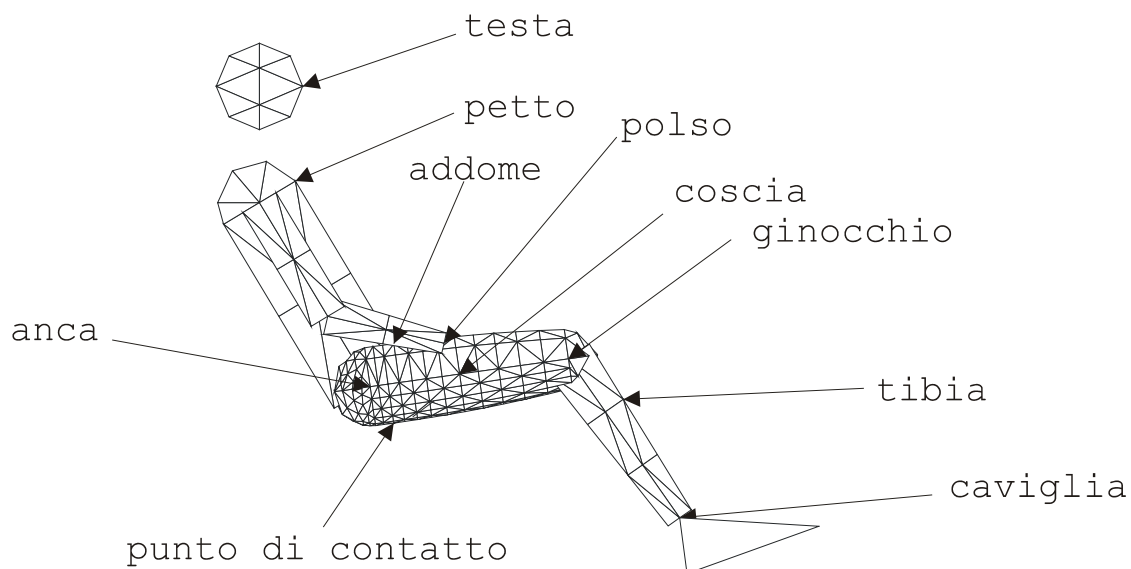
### **8.2.1 Analisi della risposta dinamica**

Uno dei vantaggi del metodo degli elementi finiti risiede nel fatto che si ha a disposizione un elevato numero di punti in cui campionare le grandezze di interesse. Nel nostro caso si sono scelti i seguenti punti:

- addome
- anca
- caviglia
- coscia
- ginocchio
- petto
- polso
- tibia
- testa
- punto centrale della superficie di contatto

La disposizione di questi punti sul modello può essere vista in Figura 8.8. Dai dati associati a questi punti vengono estratti quelli relativi alle accelerazioni. È interessante notare come il rumore associato con gli errori numerici aumenta spostandosi verso la periferia del corpo, cioè tutti quei punti come la caviglia ed il polso; al contrario i punti più centrali come la coscia, l'anca o il petto hanno un andamento più regolare. Il motivo di tale fenomeno è da ricercarsi nel fatto che essendo lo smorzamento viscoso distribuito su tutti i nodi del modello, quelli periferici, oltre ad essere fortemente influenzati dall'interazione con l'esterno, risultano meno influenzati da questo smorzamento diffuso.





*Figura 8.8: Zone di campionamento delle accelerazioni sul manichino*

Per ovviare a questo inconveniente e per permettere un più semplice ed immediato studio della risposta in frequenza del modello, prima vengono eliminati i dati che si riferiscono al primo secondo di analisi, al fine di non considerare il transitorio e poi tutti i dati rimanenti vengono sottoposti ad un filtro passa banda tra le frequenze di  $0.5 \text{ Hz}$  e di  $60 \text{ Hz}$ ; questo permette di evitare i segnali di frequenza troppo elevata, che sicuramente rappresentano fluttuazioni di tipo numerico, e quelle più basse che sono causate da residui del transitorio in cui il modello si siede correttamente. Tale filtro inoltre restringe il campo di frequenze studiate a quelle direttamente implicate nello studio del problema del comfort vibrazionale. Le tabelle di dati ottenuti dopo tali operazioni vengono poi sottoposte al calcolo delle FFT che divide il segnale nei vari contributi in frequenza e consente così un più stringente confronto con i dati di input al fine di poter stabilire la trasmissibilità delle vibrazioni nelle varie parti del corpo.

### **Vibrazioni sinusoidali con la postura mani sulle cosce**

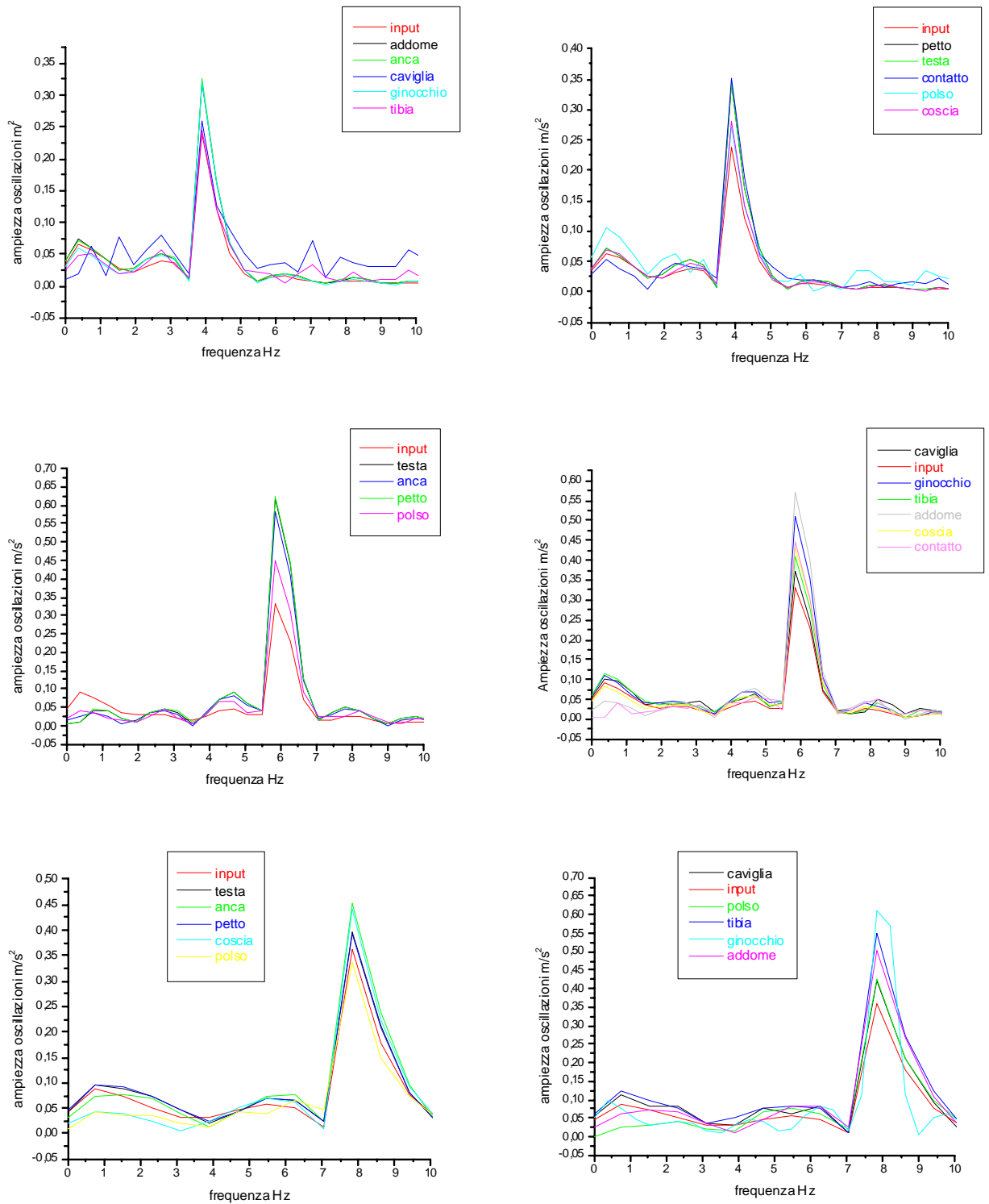
Andiamo ora ad illustrare i risultati ottenuti sottoponendo il modello ad un input di tipo sinusoidale. Questo tipo di sollecitazioni non è quello che nella realtà sollecita il corpo umano negli ambienti vibrazionali che i soggetti interessati si trovano a dover affrontare, ma per la loro semplicità di realizzazione e di analisi, sono il tipo di input vibrazionale che più frequentemente si ritrova nei rilievi sperimentali eseguiti in laboratorio e disponibili in letteratura.

Nella Figura 8.9 è stato riportato il grafico in funzione della frequenza della FFT dell'output del modello, in particolare è stato graficato l'andamento delle ampiezze delle sinusoidi che compongono il segnale. Nel caso in analisi, si nota un

picco in corrispondenza della frequenza della sinusoide usata come input; tale picco, come si desiderava, è molto stretto cosa che indica che il modello segue fedelmente la sollecitazione imposta; a sottolineare questo fatto si vuole inoltre far notare come l'ampiezza delle altre armoniche sia praticamente prossime a zero; quindi le frequenze parassite introdotte dal calcolo numerico risultano di ampiezza trascurabile e si può affermare che influenzano poco o nulla la soluzione. Dai grafici relativi alla sinusoide, si può vedere come il rumore alle frequenze diverse dalla forzante sia sempre molto limitato ma più accentuato rispetto agli altri casi; inoltre si può vedere come il picco in corrispondenza della forzante sia più aperto, rimanendo comunque ampiamente entro il margine di accettabilità; queste due osservazioni stanno ad indicare che il modello si sta avvicinando a frequenze in cui le assunzioni fatte nella sua realizzazione non sono più pienamente valide; si deve poi anche considerare il fatto che al salire della frequenza del segnale di input aumenta la velocità di con cui variano le grandezze; quindi, ricordando che le sollecitazioni a cui viene sottoposto il modello sono fornite in maniera discreta sotto forma di tabelle, aumentano gli errori legati agli indispensabili processi di interpolazione ed integrazione nel tempo dell'input; questo aumento degli errori avviene perché la frequenza di campionamento con cui si sono scritte le tabelle rimane invariata, facendo aumentare la differenza tra uno step e l'altro. In conclusione si può con tranquillità affermare che nel campo di interesse di questo studio la risposta fornita dal modello risulta più che accettabile. Si vuole inoltre far notare come, dalle figure prima elencate, risulti che le considerazioni appena fatte siano valide per ognuno dei punti utilizzati per ricavare l'output del modello.

Consideriamo ora i grafici in Figura 8.10. In questi sono riportate in funzione della frequenza della forzante la trasmissibilità della vibrazione dei punti del modello riportati in Figura 8.8; i valori sono stati ottenuti dai grafici appena descritti (Figura 8.9) facendo il rapporto tra l'ampiezza della componente in frequenza corrispondente alla frequenza della sinusoide usata come input, e l'ampiezza di quest'ultima integrata nel tempo, perché si ricorda che come input del modello è stata utilizzata una vibrazione imposta come una variazione di velocità.

L'andamento del grafico di Figura 8.10 mostra come il modello abbia un picco nella curva della trasmissibilità in corrispondenza dei 5-6  $Hz$ . Tale andamento corrisponde a quello che riportano numerosi rilievi sperimentali riportati in letteratura, tra cui quelli del Griffin [17].



**Figura 8.9:** FFT della risposta dinamica del Modello FEM per input sinusoidale (4 Hz in alto, 6 Hz al centro, 8 Hz in basso)

Tale tipo di comportamento riflette i fenomeni di risonanza del busto e della colonna vertebrale, ben noti in letteratura e di cui tengono conto anche le principali normative vigenti in materia di vibrazioni del corpo umano (Capitolo 2);

curve di trasmissibilità del tutto simili sono state ottenute per via numerica anche con il modello DAViD, descritto nel Capitolo 5.

Nel modello FEM proposto, la frequenza di risonanza risulta leggermente maggiore di quanto riportato dal Griffin, o quanto calcolato con il modello multibody (Capitolo 4) che indicano il punto di risonanza sui 4 Hz.

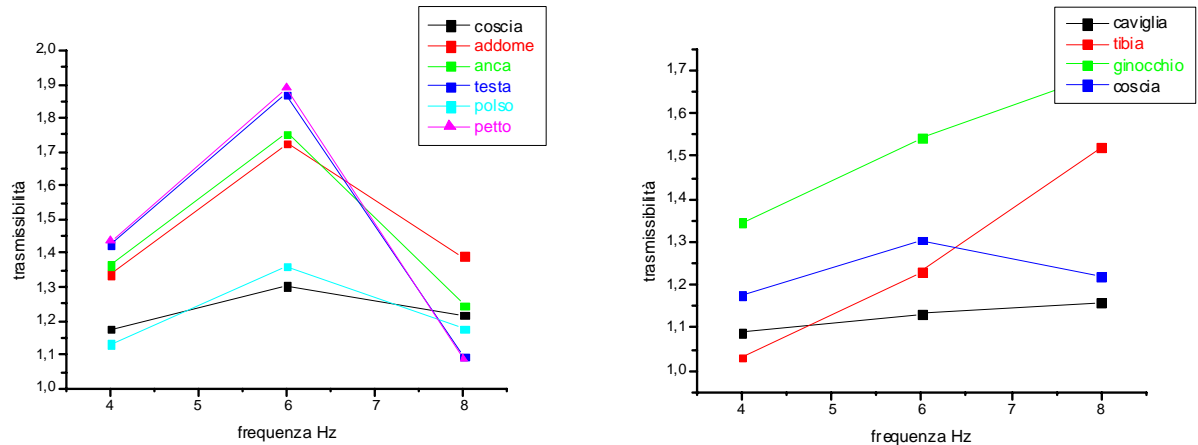


Figura 8.10: Curve di trasmissibilità del modello FEM per la postura mani sulle cosce

Il motivo di questa lieve discordanza va ricercato principalmente nel fatto che il modello FEM trascura la rigidità della colonna vertebrale; questo si traduce in una maggiore rigidità del sistema che non fa altro che spostare, comunque lievemente, la frequenza di risonanza verso l'alto; un altro motivo di questo fenomeno è di origine biodinamica, infatti, come riportato dal Griffin riguardo la frequenza di risonanza della testa, si è notato come la frequenza del picco di trasmissibilità dipende anche dall'ampiezza della sollecitazione; in particolare si è rilevato come all'aumentare di questa corrisponda una diminuzione sia della frequenza che dell'entità del picco. I grafici proposti dall'autore britannico indicano per la testa una frequenza di risonanza di circa 6 Hz in corrispondenza di una sollecitazione con un'ampiezza di  $0.2 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$  che scende poi a 4 Hz per un'ampiezza di  $2 \text{ m/s}^2 \text{ r.m.s.}$ ; nel caso del nostro modello la magnitudine della sollecitazione corrisponde a  $0.05 \text{ m/s}^2$ , quindi risulta pienamente in accordo con i dati sperimentali.

L'entità dell'amplificazione della vibrazione risulta pari a 1.87 per la testa ed a 1.89 per il petto. Tali valori praticamente coincidono con quelli riportati dal Griffin che indica per la testa un valore della trasmissibilità lievemente minore di 2 nei grafici sperimentali riportati nel testo più volte citato.

Un altro interessante fenomeno che il modello proposto è in grado di rilevare, è l'aumentare della trasmissibilità spostandosi dai punti inferiori del

corpo, coscia ed anca, verso le parti superiori, petto e testa; tale situazione trova conferma nei già citati rilievi sperimentali.

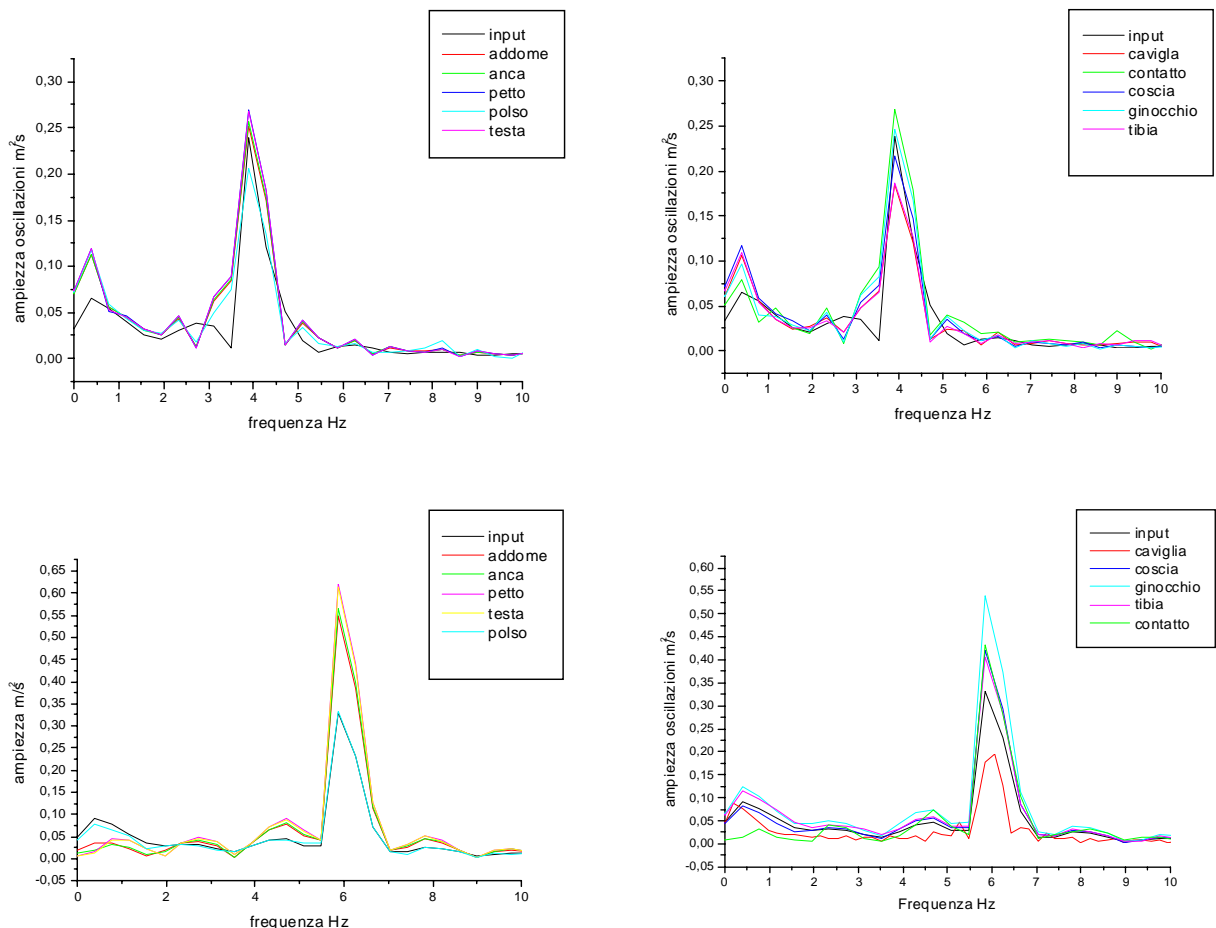
Per quel che riguarda gli arti inferiori, si vede che essi non hanno un picco di risonanza in corrispondenza dei  $6\text{ Hz}$ , tranne la coscia che è direttamente interessata ai fenomeni di risonanza che si verificano nel busto e che trascinano la coscia nel suo moto. Invece il ginocchio, la tibia e la caviglia mostrano una trasmissibilità crescente con la frequenza, indicando una frequenza di risonanza maggiore, come del resto lascia intuire la loro minore massa. Per la caviglia bisogna notare un minor valore della trasmissibilità, perché più vicina al piede e quindi più legata agli spostamenti di quest'ultimo, che nel nostro modello è fissato alla pedana con delle molle al fine di simulare il contatto; tali elementi dovrebbero avere una rigidità diversa da zero solo in compressione, cioè quando il piede preme sulla pedana. Ciò non è nel modello qui presentato, perché si è pensato che le molle in trazione potessero dare conto della tendenza degli essere umani a cercare di mantenere il contatto con la superficie.

### **Vibrazioni sinusoidali con la postura mani sul volante**

La postura con le mani sul volante, è stata ottenuta variando l'angolo dell'avambraccio, facendo in modo che la mano raggiungesse il volante, e lasciando invariata la posizione delle altre parti del corpo. L'input vibrazionale è sempre costituito da sinusoidi con le medesime frequenze del precedente caso in analisi. La vibrazione è stata fornita oltre che alla pedana, alla seduta ed allo schienale, come nel caso precedente, anche al volante, facendo in modo che le quattro parti oscillassero con la sessa fase, frequenza ed ampiezza.

Anche in questo caso valgono le stesse considerazioni fatte nel caso della postura con le mani sulle cosce riguardo ai grafici che riportano l'andamento della FFT dell'output in funzione della frequenza, di cui per brevità e vista la sostanziale coincidenza con quanto osservato nel paragrafo precedente, si riportano solamente i grafici relativi alla sinusoide di  $4\text{ Hz}$  e  $6\text{ Hz}$  in Figura 8.11.

In particolare si rileva per coscia, anca, addome, petto e testa la presenza di un picco della curva di trasmissibilità in corrispondenza dei  $6\text{ Hz}$ . Rispetto però alla postura prima studiata (Figura 8.12) si nota che in corrispondenza dei  $4\text{ Hz}$  la trasmissibilità ha un valore lievemente minori; al contrario la trasmissibilità a  $6\text{ Hz}$  e  $8\text{ Hz}$ , per quel che riguarda le parti superiori del corpo è maggiore. Quindi possiamo affermare che il sistema uomo-sedile con la postura con le mani sul volante risulta essere più rigida rispetto a quella con le mani sulle cosce come peraltro già riscontrato con il modello multibody.



**Figura 8.11:** FFT della risposta dinamica del Modello FEM per input sinusoidale (4 Hz in alto, 6 Hz al centro, 8 Hz in basso)

Per le parti inferiori del corpo si ha un picco della trasmissibilità in corrispondenza dei 6 Hz, ma un andamento crescente con la frequenza; questo, ancora una volta, sta ad indicare che la frequenza di risonanza degli arti inferiori si sposta verso l'alto.

Confrontando l'andamento della trasmissibilità nelle due posture per la caviglia, la tibia ed il ginocchio, si può notare come l'amplificazione della vibrazione a 6 Hz e 8 Hz sia maggiore nel caso della postura con le mani sul volante. Questo accade perché quando le mani poggiava sulle cosce, il movimento degli arti inferiori implicava il trascinarsi della mano e quindi di tutto l'arto superiore; ciò causa da una parte che il sistema degli arti inferiori dissipava più energia, quindi era più smorzato, e dall'altra che la parte superiore del corpo ha meno possibilità di influenzare il moto delle gambe, poiché l'interazione diretta tra le due parti avviene in questa postura solamente attraverso l'articolazione dell'anca. Questo effetto di minore influenza si può vedere anche confrontando l'andamento della trasmissibilità nelle due posture nel punto che si è indicato con

il nome coscia, si può infatti vedere che la curva presenta sì un massimo in corrispondenza dei 6 Hz, ma questo è meno marcato che nel caso precedente.

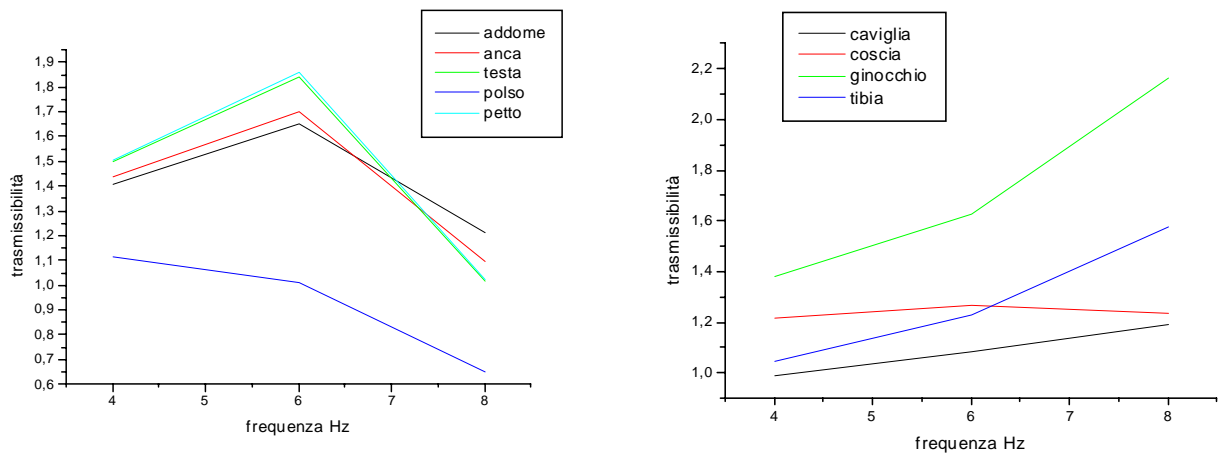


Figura 8.12: Curve di trasmissibilità del modello FEM per la postura mani sulle cosce

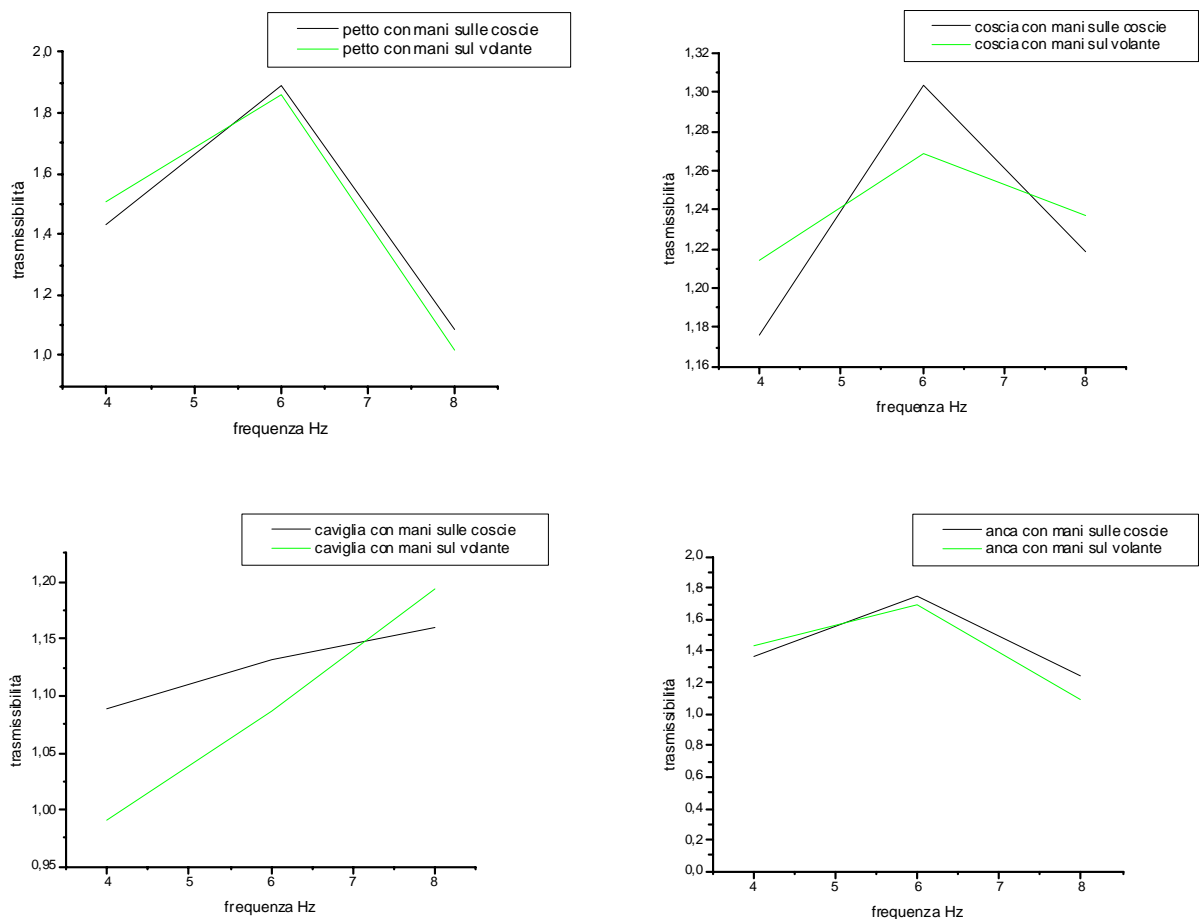


Figura 8.13: Confronto tra le trasmissibilità della postura mani sulle cosce e quella di mani sul volante

Anche nella postura con le mani sul volante il modello proposto è in grado di rappresentare l'aumento della trasmissibilità, quando ci si sposta dall'anca verso punti che rappresentano il petto e la testa.

Un discorso a parte deve poi essere fatto per l'output ottenuto dal nodo scelto come rappresentativo del polso. Infatti il moto del polso risulta influenzato da quello delle parti del corpo con cui è a diretto contatto e quindi il suo andamento mostra un massimo della trasmissibilità intorno ai  $6 \text{ Hz}$ . Spostando poi le mani sul volante si vede come il suo andamento divenga sostanzialmente indipendente dal resto del corpo, presentando un andamento dell'amplificazione della vibrazione decrescente al crescere della frequenza.

Bisogna però sottolineare che un modello passivo come il nostro non può tenere conto del complesso meccanismo di controllo in controreazione che il nostro sistema nervoso centrale attiva per volgere attività complesse come la guida e che certamente, nel range di frequenza qui studiato, gioca un importante ruolo nella determinazione della risposta dinamica della mano.

### **Vibrazioni causate dal segnale di tipo stradale**

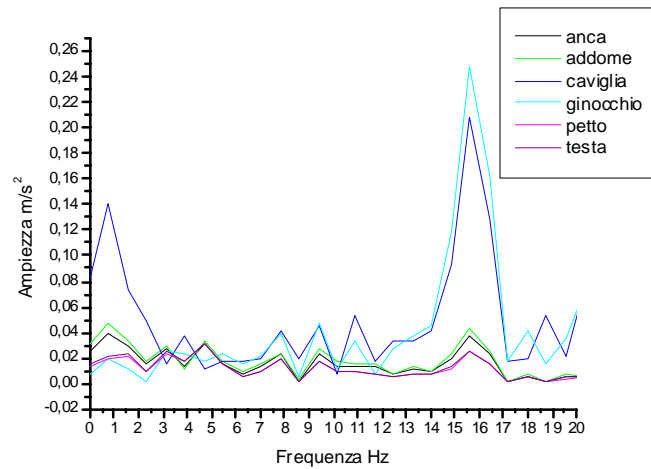
Questa analisi è stata effettuata usando il modello con la postura in cui le mani sono poggiate sulle cosce.

Un primo possibile confronto da effettuare è quello con i risultati ottenuti dal modello multibody (Capitolo 4) utilizzando il modulo DAViD. Questo come precedentemente accennato utilizza un metodo di modellazione che fa unicamente uso di corpi rigidi, opportunamente uniti da coppie cinematiche con l'aggiunta di molle e smorzatori che simulano il contatto con il sedile e la pedana. Nella Figura 7.15 è stato riportato il grafico della FFT della accelerazione verticale del busto ottenuto con il modello DAViD utilizzando un modello la cui postura è identica alla nostra con le mani sulle cosce; l'input utilizzato per il modello multibody è stato ridotto al solo segnale verticale. In Figura 7.14 sono invece riportati i risultati ottenuti con il modello FEM riguardo le accelerazioni verticali di alcuni punti del corpo.

Dal confronto dei due diagrammi si può notare una consistente somiglianza tra i due andamenti; infatti tutti e due presentano due picchi dell'ampiezza della sollecitazione, uno alle basse frequenze ed uno alle alte. Quello alle basse frequenze, che modello FEM colloca intorno ad  $1 \text{ Hz}$ , per il modello multibody è all'incirca nella stessa posizione ma leggermente più ampio come apertura e decisamente maggiore in entità; inoltre il modello multibody presenta un secondo picco a circa  $2 \text{ Hz}$ ; per le curve relative a petto e testa questo sembra essere

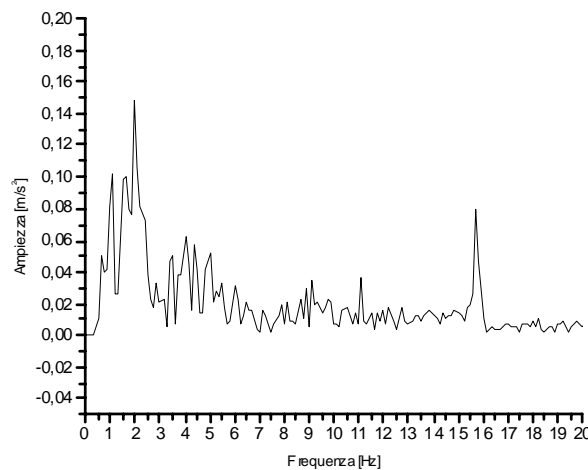


confermato dal nostro modello da un lieve picco a  $1.75 \text{ Hz}$ , anche se ancora una volta il suo valore è decisamente minore.



*Figura 7.14: Trasmissibilità ad input stradale del modello FEM*

Tutti e due i modelli rivelano la presenza di un secondo massimo a  $15.75 \text{ Hz}$ , ma la sua entità per i punti che rappresentano petto e testa è ancora una volta minore nel nostro caso. Nelle zona compresa tra i  $3 \text{ Hz}$  ed i  $4 \text{ Hz}$  ed in quella tra gli  $8 \text{ Hz}$  e gli  $11 \text{ Hz}$  ambedue i modelli rilevano lo stesso andamento, con la presenza di piccoli massimi locali, la cui ampiezza è questa volta paragonabile.



*Figura 7.15: Trasmissibilità ad input stradale del busto calcolata con il modello multibody*

I due modelli mostrano quindi andamenti qualitativamente simili, posizionando le frequenze di maggiore sollecitazione negli stessi valori di frequenza, e con un rapporto tra i massimi della stessa curva simili. Le differenze tra le due curve sono da ricercarsi nei valori assoluti di tali massimi che il modello

FEM sembra sotto stimare. Tale differenza di comportamenti è in parte giustificato, come si già accennato, dal fatto che la durata del segnale strada nel nostro sistema è molto limitato. Questo ha un doppio svantaggio: infatti da un lato non permette di eliminare completamente il transitorio e dall'altra inficia la precisione della FFT, limitando i punti di campionamento. Inoltre il modello FEM fornisce evidentemente delle trasmissibilità delle vibrazioni differenti, specialmente nelle zone periferiche dell'intervallo di frequenze considerato, in cui il nostro modello amplifica meno.

Un discorso a parte va fatto per le curve relative alla caviglia ed al ginocchio. tutti e due questi punti mostrano nel modello FEM un massimo molto accentuato in corrispondenza dei  $15.75 \text{ Hz}$ , cosa che conferma la già rilevata tendenza di queste parti del corpo ad avere una frequenza di risonanza elevata. La caviglia mostra, inoltre, nella zone intorno ad  $1 \text{ Hz}$  il massimo è molto più accentuato.

Si vuole inoltre far notare come in corrispondenza della frequenza di  $5 \text{ Hz}$  l'ordine delle curve si inverte confermando ancora una volta la presenza intorno a questa frequenza di fenomeni di risonanza della parte superiore del corpo.

Dobbiamo quindi concludere che il modello FEM sottoposto ad una sollecitazione di tipo stradale, mostra un andamento della FFT delle accelerazioni verticali congruente con quella ottenuta in precedenti esperienze computazionali, che pure utilizzano ipotesi e tecniche di modellazione completamente differenti dalla metodologia utilizzata.

Anche se questo non può portare ad affermare che questa sia la realtà fisica del fenomeno lascia sperare che gli andamenti ricavati siano indicativi di ciò che accade.

## Capitolo 9

### Conclusioni

#### 9.1 Confronto tra la metodologie proposte

Nel presente lavoro di tesi sono stati approfonditi i problemi derivanti dallo studio del comfort vibrazionale degli occupanti di autovetture. L'indagine dei contributi presenti in letteratura e di quelli presenti nelle normative internazionali suggerisce che la corretta stima o determinazione della vibrazione assorbita è un aspetto fondamentale da tenere in conto per la progettazione. Il punto cruciale è che è molto difficile calcolare le vibrazioni assorbite da un corpo umano in maniera oggettiva. La formulazione che è sembrata la più completa è quella offerta dalla norma britannica BS 6841. Si è scelto quindi di includerla in un modello di calcolo che simulasse l'intero sistema uomo-sedile, sviluppato con tecniche multibody. Il software così implementato è stato in grado di interfacciarsi con le prove sperimentali eseguite presso i laboratori del Centro Ricerche Fiat di Orbassano. Mediante questo strumento di calcolo numerico è stato possibile ottenere gli spettri di accelerazione di ogni singolo segmento corporeo e le curve di trasmissibilità rispetto a differenti input. Essendo il modello non lineare la definizione della trasmissibilità non è del tutto corretta, ma comunque offre un'idea di quanto un segnale vibratorio può essere più o meno amplificato dai canali di trasmissione del corpo umano. I risultati ottenuti corrispondono in maniera molto soddisfacente a quelli sperimentali.

A corredo delle analisi, sono stati riprodotti degli scenari di simulazione per approfondire le dinamiche vibrazionali al variare di alcuni parametri fondamentali quali la postura o le caratteristiche antropometriche del soggetto esposto. Per ognuno di essi sono stati calcolati degli indici di vibrazione assorbita a seguito di input derivanti da acquisizioni su strada.

E' stato proposto, infine, un modello agli elementi finiti per approfondire le dinamiche del contatto coscia cuscino. Anche in questo caso i risultati numerici sono in buon accordo con quelli sperimentali, sia per quanto riguarda la

determinazione delle pressioni di contatto (seduta statica) sia per le curve di trasmissibilità a seguito di input vibrazionale.

Il modello multibody si è rivelato in generale il più adatto per le simulazioni per una serie di motivi. Primo fra tutti è la possibilità di svolgere analisi tridimensionali complete con un impegno computazionale (tempi e risorse) ridotto rispetto a quello del modello FEM. Il vantaggio di aver sviluppato un codice *ad hoc* e non averne utilizzato uno commerciale ha offerto la possibilità di includere procedure di calcolo automatico degli indici di comfort, filtri dei segnali e interfacce utili per il collegamento del software ai test sperimentali, aspetto che con il modello ad elementi finiti è stato più gravoso. Il modello FEM, inoltre, ha richiesto la definizione di numerosi parametri per la modellazione del materiale del cuscino e quello del corpo umano. Per contro solo il modello FEM ha permesso, però, di ottenere delle mappe di pressione e di simulare il contatto come realmente avviene.

Nessuno dei due approcci, tuttavia, si dimostra efficace per una stima in tempo reale delle vibrazioni assorbite, visti i tempi di calcolo necessari all'integrazione delle equazioni di moto. L'idea, quindi, di montare una sorta di calcolatore delle vibrazioni a bordo del veicolo, in maniera tale da avvertire gli occupanti di possibili eccessi della dose di vibrazione assorbita non pare perseguibile con nessuno dei due modelli. Entrambi possono, tuttavia, essere impiegati per la creazione di scenari e mappe da implementare all'interno della centralina elettronica del veicolo in modo da stimare la vibrazione assorbita, senza ricorrere ogni volta all'integrazione delle equazioni del moto. Questo potrebbe avvenire, ad esempio, riconoscendo tramite degli input accelerometrici dalle sospensioni il tipo di tracciato e poi andare a calcolare delle trasmissibilità standard e dei VDV a partire da funzioni di trasferimento del veicolo e dai risultati di simulazioni dei codici implementati su input da pedane rigide e calcolati in precedenza.

## 9.2 Approfondimenti di indagine

Di sicuro interesse sarà la possibilità di arricchire il modello dei dettagli necessari per approfondire le catene di trasmissibilità all'interno del corpo umano. Ad esempio si può scendere fino al dettaglio di rappresentare i bulbi oculari o l'apparato vestibolare per prevedere l'effetto sulla vista o sull'udito dell'input vibrazionale. Di sicuro interesse sarà la scomposizione della colonna vertebrale in più parti, così da stimare anche i carichi dinamici che agiscono su ciascuna vertebra (o gruppo di vertebre), responsabili di diverse patologie.

Un altro aspetto interessante è anche quello di fornire al modello una sorta di feedback muscolare per simulare gli irrigidimenti o indebolimenti della struttura sia per effetto di contrazioni volontarie sia per effetto di intorpidimenti o annoyance.

## Bibliografia

- [1] Amirouche, F.M.L., Xie M., Patwardhan, A., "Optimization of the contact damping and stiffness coefficients to minimize human body vibration" - Journal of Biomechanical engineering nov.1994, vol 116;
- [2] Mitsunori Kubo, Fumio Terauchi, Hiroyuki Aoki, Masahiro Isobe, Kazuiko Okubo, "Riding Comfort affected by the properties of Flexible Polyurethane Foams" 35<sup>th</sup> United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, ISRV, Università di Southampton, Inghilterra, Settembre 2000.
- [3] Lewis, C.H., "Evaluating the vibration isolation of soft seats using an active anthropodynamic dummy", 35<sup>th</sup> United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, ISRV, Università di Southampton, Inghilterra, Settembre 2000.
- [4] Lin Wei, Griffin, M.J., "Effect of subject weight on predictions of seat cushion transmissibility", 35<sup>th</sup> United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, ISRV, Università di Southampton, Inghilterra, Settembre 2000.
- [5] Xuting Wu, Rakheia, S., Boileau, P.E., "Study of Human-Seat interactions for Dynamic Seating Comfort Analysis" 1999, Society of Automotive Engineers, Inc.
- [6] Yi Gu, "A New Dummy for Vibration Transmissibility Measurement in Improving Riding Comfort" 1999, Society of Automotive Engineers, Inc.
- [7] Yi Gu, "A Comparison Test of Transmissibility Response from Human Occupant and Anthropodynamic Dummy" 1988, Society of Automotive Engineers, Inc.
- [8] Se-Jin Park, Young-Shin Lee, Toon-Eui Nahm, Jung-Woo Lee, Jin-Sun Kim "Seating Physical Characteristics and Subjective Comfort: Design Considerations" 1988, Society of Automotive Engineers, Inc.
- [9] Kirchknopf ,P. et al. "Development of a multibody calculation model for the passenger/seat system based on experimental results", ATA paper n.01A1085
- [10] Lewis, C.H., Griffin, M.J., "A Comparison of Evaluations and Assessment Obtained Using Alternative Standards for Predicting the Hazards of Whole-body Vibration and Repeated Shocks", Journal of Sound and Vibration, 1998, vol. 215, pp. 915-926.

- [11] Vibration Injury Network, “Review of Methods for Evaluating Human Exposure to Whole-body Vibration, Appendix W4A to final report, maggio 2001.
- [12] King, A.I., “A Review of Biomechanical Models” - Journal of Biomechanical engineering mag.1984, vol 106;
- [13] Silva, M.P.T., Ambrosio, J.A.C., Pereira, M.S., “Biomechanical Model with Joint Resistance for Impact Simulation” Multibody System Dynamics **1**: 65-84, 1997.
- [14] Bedewi, P.G., Bedewi, N.E., “Modeling of Occupant Biomechanics with Emphasis on the Analysis of Lower Extremity Injuries” - FHWA/NHTSA National Crush Analysis Center, The George Washington University, Virginia USA.
- [15] Harris, C.M., “Shock Vibration Handbook”, 1988 - McGraw Hill;
- [16] Broch, J.T., “Mechanical Vibration and Shock Measurement” , 1984 Brüel \& Kjær;
- [17] Griffin, M.J., “Handbook of Human Vibration” 1990 - Academic Press;
- [18] Berthoz, A., “Il senso del movimento”, 1998 - Mc Graw Hill;
- [19] Niel, J., Mansfield, “Localized vibration at the Automotive Seat-Person Interface”, The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, Agosto 2001
- [20] Fiocca, S. “Fondamenti di fisiologia umana”, edizioni Sorbona, Milano, 1990
- [21] Pennestrì, E., “Elementi di dinamica tecnica e computazionale” – vol. 2 - ed. Aracne, 1999;
- [22] Haug, E.J., “Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems”, Allyn and Bacon, vol. I, pp.48-104
- [23] Di Benedetto, A., Pennestrì, E., “Introduzione alla cinematica dei meccanismi” - Casa editrice Ambrosiana, Milano, 1992, vol I, pp.276-301;
- [24] Harrier E., Wanner, G., “Solving Ordinary Differential Equations II: Stiff and Differential-algebraic Problems” - Spring-Verlag, seconda edizione riveduta, 1996;
- [25] Vita, L. “Sviluppo ed implementazione di un codice di calcolo 3D per lo studio della dinamica per l’applicazione all’interfaccia uomo veicolo”, Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università di Roma Tor Vergata, a.a. 2000-2001
- [26] Sommer H. J., “Determination of First and Second Order Instant Screw Parameters from Landmark Trajectories”, Journal of Mechanical Design, Vol. 114, pp. 274-282, 1992.
- [27] Pennestrì, E., “Elementi di dinamica tecnica e computazionale” – vol. 1 - ed. Aracne, 1999;

- [28] Zatsiorsky, V.M., “Kinematic of Human Motion” Human Kinetics, 1998.
- [29] Hallquist, J.O., “LS-DYNA Theoretical Manual”, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California USA, Luglio 1993.
- [30] Hallquist, J.O., “LS-DYNA User’s Manual – Nonlinear Dynamic Analysis of Structures in Three Dimensions”, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California USA, Luglio 1993.
- [31] Wismans, J., “Future of crash dummies and biomechanical mathematical models”, ATA vol. 53, n° ¾ Marzo, Aprile 2000.
- [32] Dieckmann, D., Intern. Z. angew. Physiol. einsch. Arbeitsphysiol., **17**: 67-125. (1958)
- [33] Coermann, R.R. et al., Aerospace Med., **31**:443 (1960)
- [34] Chaffin, D.C., “A Computerize Biomechanical Model – Development and Use in Studying Gross Body Actions”, Journal of Biomechanics, Vol. **2**, 1969, pp.429-441.
- [35] Gruver, W.A., Ayoub, M.A. e Muth, M.B., “A Model for Optimal Evaluation of Manual Lifting Tasks”, Journal of Safety Research, Vol. **11**, 1979, pp. 61-71.
- [36] Kane, T.P. e Scher, M.P., “Human Self-Rotation by Means of Limb Movements”, Journal of Biomechanics, Vol. **3**, 1970, pp.39-49.
- [37] Passerello, C.E., Houston, R.L., “Human Attitude Control”, Journal of Biomechanics, Vol. 4, 1971, pp. 95-102.
- [38] Passerello, C.E., Houston, R.L., “On the Dynamics of a Human Body Model”, Journal of Biomechanics, Vol. 4, 1971, pp. 369-378.
- [39] Muskian, R. e Nash jr., C.D., “A Model for the Response of Seated Human to Sinusoidal Displacement of the Seat”, Journal of Biomechanics, Vol. 7, 1974, pp. 209-215.
- [40] Muskian, R. e Nash jr., C.D., “On Frequency Dependent Damping Coefficients in Lumped Parameter Models of Human Beings”, Journal of Biomechanics, Vol. 9, 1976, pp. 339-342.
- [41] Kimbrough, S., “The Rebound Characteristics of Seats”, SAE 1999-01-0630 (1999).
- [42] Ksiazek, M.A., “Sensitivity of Optimal Vibration Isolation System to the Non-linearities of Human Body”, 35<sup>th</sup> United Kingdom Group Meeting on Human Responses to Vibration, ISRV, Università di Southampton, Inghilterra, Settembre 2000.
- [43] Ji, T., “On the Combination of Structural Dynamics and Biodynamics Methods in the Study of Human-Structure Interaction”, 35<sup>th</sup> United Kingdom



Group Meeting on Human Responses to Vibration, ISRV, Università di Southampton, Inghilterra, Settembre 2000.

[44] Lankarani, H., Ma, D., Menon, R., "Impact dynamics of multibody mechanical systems and application to crash responses of aircraft occupant/structure" in Computational Dynamics in Multibody Systems, M.F.O.S. Pereira and J.A.C. Ambrósio editori, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1995, 239-265.

[45] Gonçalves, J.P.C., Ambrósio, J.A.C., "Optimal Comfort Response of Road Vehicle Using Flexible Multibody Dynamics" ASME 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference Chicago, Illinois, USA, 2-6 Settembre, 2003

[46] Shabana, A., "Dynamic Analysis of Large-Scale Inertia Variant Flexible Systems, Tesi di dottorato, Università dell'Iowa (1982).

[47] Gordon, T.J., Hopkins, R., "Parametric Identification of Multibody Models for Crash Victim Simulation", Multibody System Dynamics 1: 85-112, Kluwer Academic Publishers, Olanda, 1997.

## Pubblicazioni

Il progetto DAViD è stato divulgato attraverso le seguenti pubblicazioni scientifiche:

- P. Campanile, L. Celiberti, F. Barizzone, A. Rosati, E. Pennestrì, P.P. Valentini: **The Development of a Virtual Dummy for the Vibrational Comfort Analysis of Car Drivers** - 6th U.S. National Congress on Computational Mechanics, 1-4 agosto 2001 – Dearborn, Michigan, USA
- P. Campanile, L. Celiberti, F. Barizzone, A. Rosati, E. Pennestrì, P.P. Valentini: **Implementazione Mediante Tecniche Multibody di un Modello per la Simulazione delle Dinamiche Vibrazionali del Sistema Uomo-Sedile** – Memorie del XV Congresso AIMETA di Meccanica Teorica e Applicata, Taormina (ME) 26-29 settembre 2001.
- P.P. Valentini, L.Vita **DAViD - A Multibody Code To Simulate A Dynamic Virtual Dummy For Vibrational Comfort Analysis Of Car Occupants** NATO-ASI Workshop Proceedings, Vol. 1 pp. 212-217, 23 giugno, 3 luglio 2002, Praga, Rep. Ceca.
- P.P. Valentini, L.Vita **DAViD - A Multybody Virtual Dummy For Vibrational Comfort Analysis Of Car Occupants** Virtual Nonlinear Multibody Systems, NATO Science Series, Kluwer Academic Publishers, 2003