

DOTTORATO DI RICERCA IN

**Meccanica e Scienze Avanzate dell'Ingegneria (DIMSAI)
Progetto n. 3 – MECCANICA APPLICATA**

Ciclo XXIII

Settore scientifico-disciplinare di afferenza: ING-IND/13

**Comportamento elastodinamico di meccanismi in
catena chiusa bilanciati: analisi numerica e
sperimentale di un quadrilatero articolato**

Tesi di Dottorato di:
Ing. Alberto Martini

Coordinatore:
Chiar.mo Prof. Ing. Vincenzo Parenti Castelli

Tutore:
Chiar.mo Prof. Ing. Alessandro Rivola

Indice

Sommario.....	1
1. Introduzione	5
1.1. Teoria e definizioni	5
1.2. Metodi di bilanciamento statico.....	7
1.2.1. Bilanciamento con masse	7
1.2.2. Compensazione elastica	10
1.2.3. Altri metodi di bilanciamento.....	12
1.3. Meccanismi bilanciati staticamente	12
1.3.1. Meccanismi in catena aperta.....	12
1.3.2. Meccanismi in catena chiusa	13
1.4. Obiettivi della ricerca.....	15
2. Analisi numeriche di un quadrilatero articolato piano	17
2.1. Descrizione del meccanismo	18
2.2. Implementazione dei modelli numerici.....	23
2.2.1. Modellazione a elementi finiti	23
2.2.2. Modellazione <i>multibody</i>	25
2.3. Analisi numeriche	29
2.3.1. Simulazione statica	29

2.3.2. Analisi modale.....	30
2.3.3. Simulazioni cineto-elastodinamiche.....	30
3. Risultati delle analisi numeriche.....	33
3.1. Risultati simulazioni statiche	33
3.2. Risultati analisi modale.....	34
3.3. Risultati simulazioni cineto-elastodinamiche	39
3.3.1. Coppia erogata dal motore	39
3.3.2. Reazioni vincolari.....	44
3.3.3. <i>Shaking Force</i> e <i>Shaking Moment</i>	47
3.3.4. Grandezze cinematiche	50
4. Prove sperimentali.....	51
4.1. Progettazione e realizzazione dell'esperimento.....	52
4.1.1. Progettazione del quadrilatero articolato e definizione delle specifiche della trasmissione	54
Requisito di planarità.....	54
Parametri modali	55
Parametri geometrici e inerziali	56
4.1.2. Scelta della trasmissione	60
4.1.3. Dispositivi di misura.....	67
Misurazione forze.....	67
Misurazione coppia erogata dal motore	69
Segnali accelerometrici	70
Velocità angolare	70
4.2. Nuovi modelli numerici	71
4.3. Prove sperimentali	71
4.3.1. Rampa lineare di velocità.....	74
4.3.2. Prove a velocità costante.....	74

5. Risultati della sperimentazione	75
5.1. Dati sperimentali rampe di velocità	75
5.1.1. Segnali di forza	76
5.1.2. Segnali di accelerazione	79
Configurazioni 4BM e 4BU con trasduttori di forza.....	79
Configurazioni 4BM e 4BU senza trasduttori di forza....	83
Configurazione A2.....	85
5.2. Dati sperimentali prove a regime costante	87
5.2.1. Segnali di forza	87
Dominio del tempo	87
Ripetibilità del segnale	88
Simmetria delle forze misurate	89
Confronto 4BM vs. 4BU	90
Analisi in frequenza	92
Analisi tempo-frequenza	95
5.2.2. Segnali di accelerazione	100
Dominio del tempo	100
Analisi in frequenza	101
Analisi tempo-frequenza	103
6. Discussione dei risultati	105
6.1. Confronto risultati numerici e sperimentali	105
6.1.1. Dominio del tempo.....	105
6.1.2. Confronto analisi in frequenza e tempo-frequenza.....	110
6.2. Considerazioni finali	112
6.3. Sviluppi futuri	115
7. Conclusioni	117
Bibliografia	121

Appendice.....	125
A.1. Bilanciamento tramite <i>Generatori di Forza Costante</i>	125
A.2. Considerazioni sul centro di massa dei membri vincolati a telaio.....	128
A.3. Listati <i>files</i> di comando MD Adams.....	129
A.3.1. Estrazione degli autovettori per processamento esterno	129
A.3.2. Calcolo del centro di massa globale del meccanismo	131

Sommario

Il problema del bilanciamento di meccanismi è un argomento molto studiato in letteratura. Numerose sono le ricerche condotte per l'applicazione di una qualche strategia di compensazione a diverse tipologie di meccanismo, con l'obiettivo di apportare benefici alle prestazioni del meccanismo stesso.

Esistono diverse strategie di bilanciamento, da quello statico a quello dinamico, ognuna finalizzata all'ottenimento di risultati peculiari, che possono andare dalla realizzazione di un sistema in costante equilibrio indifferente, alla riduzione delle sollecitazioni trasmesse tra i membri del meccanismo.

Tra tutte le varie tematiche correlate al bilanciamento, una di quelle sottoposta a indagine in tempi relativamente più recenti riguarda lo studio del bilanciamento statico di manipolatori paralleli spaziali: ad esempio, per quanto riguarda il caso particolare di meccanismi in catena chiusa con coppie prismatiche attuate (come le piattaforme di Gough-Stewart), la possibilità di realizzarne il bilanciamento statico è stata verificata solo negli ultimi anni. Tuttavia, alcuni aspetti di questo argomento, appaiono controversi. In particolare, potrebbero sorgere alcune perplessità circa l'opportunità di bilanciare staticamente meccanismi tipicamente caratterizzati da elevate dinamiche di funzionamento, o quantomeno, i vantaggi ottenibili su tale tipologia di meccanismi tramite la compensazione dei soli carichi gravitazionali potrebbero sembrare discutibili. Senza dubbio, ci sono alcuni aspetti relativi a questa

problematica, quali ad esempio l'effetto delle varie tecniche di bilanciamento sul comportamento elastodinamico di meccanismi in catena chiusa, che nell'opinione dell'autore dovrebbero essere attentamente indagate ai fini di valutare l'effettivo beneficio derivante dal bilanciamento stesso, e che tuttavia appaiono scarsamente trattate in letteratura (se non completamente trascurate).

L'obiettivo cardine dell'attività di ricerca intrapresa è quello di condurre un'indagine approfondita degli effetti che le più comuni tecniche di bilanciamento statico (tipicamente riconducibili al bilanciamento con masse o con molle) esercitano sul comportamento elastodinamico dei meccanismi in catena chiusa. Come base di partenza per lo studio è stato scelto un modello di quadrilatero articolato piano, inteso come l'esempio più semplice di meccanismo parallelo. La finalità a lungo termine della ricerca consiste nell'identificazione di una possibile strategia ottimale di bilanciamento statico per i manipolatori paralleli spaziali, tale da massimizzare i benefici e minimizzare gli svantaggi.

Lo studio è stato svolto per mezzo di indagini sia numeriche sia sperimentali. Sono stati implementati tre modelli numerici di quadrilatero articolato piano, corrispondenti ai casi di meccanismo non bilanciato, bilanciato con masse e bilanciato con molle: per analizzare gli aspetti elastodinamici del bilanciamento si è tenuto conto sia della flessibilità associata a tutti i membri del meccanismo sia della cedevolezza relativa alla catena di trasmissione di potenza. Analisi modali e cineto-elastodinamiche sono quindi state condotte tramite simulazioni. Sul fronte sperimentale, è stato appositamente progettato e realizzato un banco prova finalizzato all'esecuzione di test su un quadrilatero articolato, fedele ai meccanismi simulati, nei soli casi di bilanciamento con masse e di meccanismo non bilanciato. Sensori di forza e trasduttori accelerometrici piezoelettrici sono stati impiegati per l'acquisizione di dati relativi a varie condizioni di funzionamento. I risultati complessivamente raccolti

sono stati comparati, consentendo di formulare valutazioni consuntive sulle indagini effettuate.

Si descrive di seguito la struttura del presente elaborato. Nel primo capitolo viene introdotto il tema del bilanciamento: sono fornite le definizioni inerenti all'argomento e sono approfondite le principali metodologie impiegate per la realizzazione del bilanciamento di tipo statico. Vengono quindi approfondite le motivazioni alla base dello studio e le finalità dello stesso.

La seconda sezione descrive la procedura seguita per l'esecuzione delle indagini numeriche. In particolare, viene illustrato il meccanismo oggetto di studio e la tecnica impiegata per bilanciarlo staticamente. Viene quindi esposta la procedura seguita per l'implementazione dei modelli numerici utilizzati. Sono inoltre descritte le varie simulazioni condotte sui modelli generati, quali l'analisi modale e quella cineto-elastodinamica.

Nel Capitolo 3 sono presentati e discussi i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche: i parametri modali stimati sono confrontati in modo analitico; le principali coppie e forze presenti nel sistema (quali la coppia erogata dal motore e le reazioni presenti nei giunti) sono analizzate nei domini di tempo, frequenza e tempo-frequenza; le principali grandezze cinematiche sono inoltre monitorate.

Il quarto capitolo illustra le attrezzature e i metodi impiegati nella campagna sperimentale condotta. Vengono illustrate le principali problematiche correlate alla progettazione dell'apparecchiatura sperimentale; sono quindi descritte le modalità di realizzazione del banco prova relativamente alla costruzione del meccanismo (nelle versioni bilanciata con masse e non bilanciata) e i test condotti sul dispositivo (rampe di velocità e prove a regime costante).

Nella quinta sezione sono presentati ed esaminati i dati raccolti nel corso della campagna di prove sperimentali. I dati di forza e accelerometrici (con attenzione focalizzata sui primi, in quanto misure dirette degli effetti del

bilanciamento) sono sottoposti ad indagine nei domini di tempo, frequenza e tempo-frequenza, e conseguentemente discussi.

Il Capitolo 6, infine, presenta l'analisi incrociata dei risultati ottenuti dalle simulazioni e di quelli raccolti sperimentalmente, volta a verificare la validità dei modelli numerici e le capacità previsionali degli stessi, nell'ottica di un'estensione dello studio a modelli di meccanismi più complessi. Viene quindi discussa la correlazione tra i dati nonché l'effettiva valenza generale dei risultati ottenuti.

Introduzione

In questa sezione viene definito il problema del bilanciamento di meccanismi, introducendo le principali definizioni e le basi teoriche. L'attenzione si focalizza sul bilanciamento di tipo statico, illustrando le principali strategie e tecniche impiegate per l'ottenimento di meccanismi bilanciati, nonché i potenziali vantaggi e svantaggi. In particolare, sono presi in esame i meccanismi in catena chiusa, con riferimento specifico ai manipolatori paralleli. A questi ultimi sono riconducibili le motivazioni e gli obiettivi del presente studio: in particolare viene esplicitato l'interesse per lo studio degli aspetti elastodinamici del bilanciamento statico relativamente a questa tipologia di meccanismi, con la finalità di individuare una strategia ottimale di bilanciamento.

Il problema del bilanciamento è una tematica ampiamente studiata in letteratura: l'applicazione di una qualche strategia di bilanciamento è infatti potenzialmente foriera di benefici relativamente all'operatività e alle prestazioni di un meccanismo. Diverse sono le tipologie di bilanciamento, così come varie sono le varie tecniche impiegate per realizzarlo in pratica, anche in relazione alla categoria di meccanismo sul quale si va ad intervenire.

1.1. Teoria e definizioni

Un meccanismo è definito “bilanciato staticamente” (*statically balanced*) se, indipendentemente dalla configurazione assunta, non sono richieste azioni esterne per mantenerlo in stato di quiete. In tale circostanza, le azioni esercitate

dagli attuatori impartiscono il moto ai membri mobili, ma non forniscono alcun contributo per la compensazione dei carichi gravitazionali, ovvero del peso dei membri stessi: si ottiene quindi una condizione di equilibrio indifferente, ovvero l'energia potenziale totale del sistema:

$$V_{tot} = const \quad (1.1)$$

Tale tipologia di bilanciamento è altrimenti nota come *gravity compensation*.

Si definisce “bilanciato dinamicamente” un meccanismo per il quale siano nulli sia la risultante sia il momento risultante, rispetto ad un polo arbitrario, delle forze d'inerzia (comunemente indicate come *shaking force*, \mathbf{F}_{sh} , e *shaking moment*, \mathbf{M}_{sh} , rispettivamente). Il primo requisito è soddisfatto se il centro di massa globale del meccanismo rimane stazionario durante il moto; l'annullamento dello *shaking moment*, per il quale una *shaking force* uguale a zero è condizione necessaria, si verifica se il momento angolare totale rimane costante, ovvero:

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{sh} = \mathbf{Q} = 0 &\Leftrightarrow \mathbf{G}_{tot} = 0 \\ \mathbf{M}_{sh} = \mathbf{K}_O = 0 & \end{aligned} \quad (1.2)$$

dove \mathbf{Q} e \mathbf{K}_O rappresentano, rispettivamente, quantità di moto e momento della quantità di moto (rispetto ad un generico polo) dei membri mobili, \mathbf{G}_{tot} il vettore posizione del centro di massa globale. Sotto queste condizioni, per qualsiasi moto ammissibile le azioni trasmesse al telaio sono costanti, costituite dalle forze peso dei membri. Dal momento che il bilanciamento dinamico completo richiede, in genere, l'inserimento di inerzie rotanti (o di catene cinematiche supplementari), con una complicazione non trascurabile dal punto di vista costruttivo, in alcuni casi si opta per la compensazione della sola *shaking force*: un meccanismo per il quale si realizzi questa forma parziale di bilanciamento dinamico è definito *force balanced* (ed è intrinsecamente anche staticamente bilanciato, cfr. Eq. (1.2)).

I vantaggi conseguibili a seguito del bilanciamento variano in base alla strategia adottata (bilanciamento statico o dinamico, completo o parziale) e alla tipologia di meccanismo considerato (in catena aperta oppure chiusa). Di seguito

sono riassunti i principali benefici attesi [1]:

- richiesta di erogazione di potenza meno gravosa e più uniforme per gli attuatori, con conseguente miglioramento dell'efficienza energetica del meccanismo, nonché possibile riduzione della taglia dei motori stessi;
- riduzione della taglia degli eventuali dispositivi frenanti di stazionamento (impiegati per mantenere il meccanismo in posizione in caso di mancanza di alimentazione agli attuatori) che ha come conseguenza un ulteriore risparmio in termini di peso e di energia (tenuto conto dell'assorbimento energetico richiesto per il costante disimpegno di tali freni durante il moto);
- riduzione delle vibrazioni e dell'usura indotte dalle forze non bilanciate trasmesse al telaio (come conseguenza diretta della riduzione/eliminazione di *shaking force* e *shaking moment*).

1.2. Metodi di bilanciamento statico

Il lavoro di ricerca, presentato in questo elaborato, è incentrato sui meccanismi bilanciati staticamente. In letteratura scientifica il problema del bilanciamento statico è stato affrontato secondo differenti approcci [2–4]. Comunque, le metodologie più comuni (e più studiate) di compensazione delle forze gravitazionali sono essenzialmente due, ovvero il bilanciamento con masse (*mass balancing*) e il bilanciamento tramite elementi elastici (*elastic compensation*), di seguito analizzate dettagliatamente.

1.2.1. Bilanciamento con masse

Seguendo un approccio di bilanciamento con masse, il bilanciamento statico è ottenuto mantenendo costante l'energia potenziale gravitazionale totale del meccanismo (per ogni sua configurazione assumibile) mediante una opportuna distribuzione della massa dei membri mobili, generalmente realizzata tramite l'applicazione di contrappesi in posizioni appropriate [5–7]. Affinché tale condizione sia verificata, occorre (nel caso in cui non siano presenti componenti

in grado di accumulare altre forme di energia potenziale) fare in modo che il centro di massa del meccanismo non presenti spostamenti nella direzione del campo gravitazionale: poichè, nella maggior parte dei casi di comune interesse, le traiettorie descritte dai meccanismi sono curve chiuse (e tralasciando il caso banale di meccanismi che sono animati da un moto giacente su un piano ortogonale alla direzione dell'accelerazione gravitazionale), il requisito diviene quello di mantenere il centro di massa fisso nello spazio.

La metodologia di bilanciamento statico con masse presenta alcuni interessanti vantaggi:

- garantendo l'immobilità del centro di massa, si ottiene contestualmente anche una compensazione della *shaking force*;
- il bilanciamento statico è assicurato per ogni possibile direzione del campo gravitazionale, nel senso che il meccanismo potrà essere posizionato con un orientamento arbitrario rispetto al piano orizzontale.

Tuttavia, questo approccio si accompagna ad alcune rilevanti problematiche:

- i contrappesi incrementano la massa totale e l'ingombro del meccanismo;
- l'incremento di massa genera una crescita delle azioni inerziali, con conseguente aumento della potenza richiesta agli attuatori (il che potrebbe portare ad un incremento della taglia dei motori, limitando quindi uno dei più rilevanti benefici correlati al bilanciamento);
- in presenza di una variazione del carico pagante, rispetto al valore nominale di progetto, il bilanciamento statico non è più garantito, e torna ad essere necessaria l'applicazione di azioni esterne (esercitate dai motori o dai freni di sicurezza) al fine di garantire lo stazionamento del meccanismo.

Appare evidente come i possibili svantaggi sopra elencati possano, in alcune situazioni, superare i potenziali benefici derivanti dal bilanciamento. Risultati migliori sarebbero attesi per un meccanismo in cui il bilanciamento con

masse è ottenuto mediante una modifica della distribuzione di massa dei membri, mantenendo invariato il valore totale della massa stessa [8, 9]; ma, all'atto pratico, questa strada risulta difficilmente percorribile, poiché sarebbero richiesti o un intervento su parti già dimensionate in funzione di altri requisiti progettuali (ad esempio strutturali) in genere antitetici, oppure l'inclusione, nel processo di progettazione del meccanismo, di specifiche funzionali alla compensazione gravitazionale. Quindi, nonostante le problematiche messe in rilievo, nella maggior parte delle applicazioni la distribuzione di massa desiderata viene comunque realizzata tramite l'introduzione di contrappesi.

A livello più prettamente operativo, le tecniche più efficaci di bilanciamento con massa prevedono la scrittura delle equazioni che descrivono la posizione del centro globale di massa del meccanismo, \mathbf{G}_{tot} [10–12]. Si procede quindi con l'annullamento dei termini variabili in funzione della configurazione (i quali sono funzioni della distribuzione di massa dei singoli membri): il numero di condizioni di annullamento imposte, che siano linearmente indipendenti, determina il numero di variazioni nella distribuzione di massa che occorre apportare, e quindi il numero di contrappesi da inserire; risolvendo queste equazioni si ottengono i parametri di massa e posizione relativi ai contrappesi di bilanciamento. Si ha quindi, in generale:

$$\mathbf{G}_{tot} = \mathbf{G} \left(const, f_1(m_i \mathbf{r}_i, \dots, m_j \mathbf{r}_j), \dots, f_N(m_k \mathbf{r}_k, \dots, m_l \mathbf{r}_l) \right) \quad (1.3)$$

$$f_1(m_i \mathbf{r}_i, \dots, m_j \mathbf{r}_j) = 0, \dots, f_N(m_k \mathbf{r}_k, \dots, m_l \mathbf{r}_l) = 0$$

dove f_1, \dots, f_N sono gli N termini che devono essere annullati, a loro volta funzioni dei prodotti tra la massa, m , e il vettore posizione del centro di massa, \mathbf{r} , dei generici membri i, j, k, l . Si cita, come esempio di metodo basato su tale principio, quello presentato in [13], valido nel caso di meccanismi piani in catena chiusa, con distribuzione di massa generica. E' opportuno notare che, con questa tecnica, non si determinano specificamente i singoli parametri, ma il risultato è nella forma di prodotto tra massa e distanza (nel sistema di riferimento

impiegato) del contrappeso: occorre quindi operare una scelta arbitraria di uno dei due parametri, lasciando quindi spazio ad una possibile ottimizzazione dei contrappesi (cfr. §2.1 e §2.2.2).

1.2.2. Compensazione elastica

Impiegando una metodologia di compensazione elastica, il bilanciamento statico viene realizzato tramite l'introduzione di opportuni elementi elastici, che rendono l'energia potenziale totale del sistema, data dalla somma del contributo gravitazionale e di quello elastico, invariante rispetto alla configurazione assunta dal meccanismo [14, 15]:

$$V_{tot} = V_g + V_e = const \quad (1.4)$$

In altri termini, gli elementi elastici introdotti, tipicamente molle, fungono da accumulatori di energia elastica, la quale va a compensare la variazione di energia potenziale gravitazionale.

Questa metodologia, rispetto a quanto avviene per il bilanciamento con masse, presenta i seguenti svantaggi:

- la compensazione elastica non elimina la *shaking force*, in quanto non viene garantita la stazionarietà del centro di massa globale;
- il bilanciamento statico ottenuto è efficace soltanto per un unico orientamento del campo gravitazionale: ciò implica che il meccanismo possa essere posizionato, in fase di messa in opera, solo con un orientamento coincidente con quello di progetto.

Tuttavia, nonostante tali limitazioni, questo tipo di approccio presenta comunque alcune interessanti peculiarità:

- l'incremento di massa ed inerzia dovuto all'introduzione delle molle è generalmente trascurabile (ciò è vero per sistemi di dimensioni non eccessive, come indicato in [16]);
- è attesa una riduzione delle azioni motrici richieste agli attuatori, sebbene, per

contro, tale vantaggio potrebbe essere accompagnato da un incremento delle reazioni vincolari a telaio, a causa delle azioni addizionali esercitate dalle molle sui membri;

- una variazione del carico pagante (purché di entità contenuta) si traduce in una variazione della posizione di equilibrio, non andando ad inficiare l'efficacia del bilanciamento statico (e rendendo quindi non strettamente necessario, almeno teoricamente, l'impiego di freni di stazionamento).

A livello pratico, l'approccio prevede la scrittura dell'equazione dell'energia potenziale gravitazionale del sistema, data dai contributi dei singoli membri: il numero di parametri linearmente indipendenti, dai quali questa funzione dipende, individua il numero di elementi elastici da applicare al sistema per ottenere il bilanciamento. Si procede quindi con la determinazione dell'energia potenziale elastica associata ai nuovi componenti introdotti nel sistema. Nell'espressione dell'energia potenziale totale, al fine di garantirne la conservazione, si annullano i termini non costanti, ricavando le relazioni che a loro volta forniscono i parametri per la definizione delle molle:

$$V_{tot} = V \left(\begin{array}{l} const, f_1(\mathbf{s}_i, \dots, \mathbf{s}_j, g_1(K_1, \mathbf{a}_1, \mathbf{b}_1, \dots, K_N, \mathbf{a}_N, \mathbf{b}_N)), \dots \\ \dots, f_N(\mathbf{s}_k, \dots, \mathbf{s}_l, g_2(K_1, \mathbf{a}_1, \mathbf{b}_1, \dots, K_N, \mathbf{a}_N, \mathbf{b}_N)) \end{array} \right) \quad (1.5)$$

$$f_1 = 0, \dots, f_N = 0$$

dove f_1, \dots, f_N sono gli N termini che devono essere annullati, espressi in funzione di termini legati alla distribuzione di massa (\mathbf{s} , relativa ai generici membri i, j, k, l), e di funzioni, g_t , dipendenti dalla rigidezza, K , e dalla posizione dei punti di aggancio, \mathbf{a} e \mathbf{b} , delle molle introdotte. Come esempio di tale metodologia si cita in particolare quella proposta in [17], applicabile nel caso di un quadrilatero articolato piano. Si fa notare che anche in questo caso, come nel bilanciamento con contrappesi, occorre effettuare alcune scelte arbitrarie relativamente ai parametri degli elementi di bilanciamento.

1.2.3. Altri metodi di bilanciamento

Si segnala, l'esistenza di altre metodologie che pur non prevedendo un bilanciamento statico perfetto, sono comunque volte ad una compensazione quasi completa degli effetti carichi gravitazionali. A titolo esemplificativo, si cita la strategia volta alla riduzione delle azioni richieste agli attuatori (per lo stazionamento del meccanismo) mediante l'applicazione diretta di una forza (costante o variabile) alla piattaforma mobile di un generico manipolatore parallelo, tale da opporsi al peso dei membri mobili. Tecniche applicative impiegate per l'attuazione di questa strategia possono prevedere, ad esempio, l'introduzione di un cinematismo supplementare tra telaio e piattaforma [3], oppure l'impiego di un cilindro pneumatico/idraulico [18] per l'applicazione della forza menzionata.

1.3. Meccanismi bilanciati staticamente

Nel valutare vantaggi e svantaggi dell'impiego di una qualsivoglia tecnica di bilanciamento, non si può prescindere dal considerare la tipologia di meccanismo soggetta a compensazione. Di seguito si prende in considerazione uno dei maggiori criteri di classificazione dei meccanismi, ovvero la distinzione tra cinematismo in catena aperta o chiusa. Particolare attenzione viene posta su considerazioni in ambito elastodinamico, argomento fulcro del lavoro di ricerca.

1.3.1. Meccanismi in catena aperta

Il bilanciamento statico di meccanismi in catena aperta è una pratica piuttosto comune, che trova largo impiego in numerose applicazioni [9, 19, 20]. In particolare, per quanto riguarda meccanismi quali i manipolatori seriali, tale strategia di bilanciamento rappresenta una scelta praticamente obbligata. In quest'ultima tipologia di meccanismi, infatti, i carichi gravitazionali sono tipicamente più rilevanti rispetto a quelli inerziali (essendo le dinamiche di funzionamento relativamente poco spinte); inoltre, dal momento che sia gli

attuatori sia i freni sono generalmente montati sui membri mobili, una strategia in grado di ridurre la taglia risulta indubbiamente vantaggiosa. Appare quindi evidente come l'impiego di una qualche tecnica di compensazione dei carichi gravitazionali si riveli un'esigenza pressoché imprescindibile [1], dal momento che i potenziali svantaggi (a cui si è precedentemente fatto riferimento) risultano trascurabili rispetto ai benefici attesi.

Relativamente agli aspetti elastodinamici del bilanciamento statico applicato a meccanismi in catena aperta, occorre notare come le non elevatissime dinamiche caratterizzanti questa categoria di meccanismi, rendano in realtà questa problematica di scarso interesse. In letteratura si possono comunque reperire alcuni studi relativi a tale argomento: in [21], viene presentato un confronto tra due versioni bilanciate con tecniche differenti, con masse e con molle rispettivamente, di un manipolatore seriale i cui membri sono modellati come parti flessibili; il modello elastodinamico di un robot industriale seriale, che tiene conto della cedevolezza dei giunti attuati, viene invece discusso in [22]. È interessante notare come in entrambi gli studi si rilevi una diminuzione delle prime frequenze naturali dei meccanismi, associata alla presenza dei contrappesi, sebbene l'entità dell'abbassamento sia sostanzialmente trascurabile; nel primo lavoro, inoltre, viene mostrato un interessante effetto irrigidente correlato all'introduzione delle molle di bilanciamento. Risulta comunque abbastanza evidente che, nella valutazione dei benefici derivanti dall'uso di una strategia di compensazione gravitazionale per meccanismi in catena aperta, si possa in larga misura prescindere dagli effetti del bilanciamento stesso in termini elastodinamici.

1.3.2. Meccanismi in catena chiusa

Il bilanciamento statico di meccanismi in catena chiusa è un argomento affrontato in numerosi studi disponibili in letteratura [2, 6, 7, 23, 24]. Relativamente al caso specifico di manipolatori paralleli, invece, la compensazione gravitazionale rappresenta una tematica relativamente recente [3,

25–28]; ciò è vero, in particolare, per dispositivi caratterizzati da coppie prismatiche attuate [29], per i quali l'ottenimento di una compensazione perfetta pone, tra l'altro, delle problematiche non trascurabili, in termini costruttivi.

I meccanismi in catena chiusa prevedono, tipicamente, condizioni di funzionamento caratterizzate da elevati valori di velocità ed accelerazione; ciò vale anche per i manipolatori paralleli, che vedono nelle elevate prestazioni dinamiche uno dei maggiori punti di forza. Di conseguenza, i carichi gravitazionali risultano, in numerosi casi, pressoché trascurabili rispetto alle azioni inerziali agenti sui membri del meccanismo, facendo quindi cadere la necessità “a priori” di realizzare un bilanciamento statico, e dando adito a qualche dubbio circa l'opportunità di attuare una tale strategia. I benefici derivanti dalla compensazione gravitazionale di meccanismi in catena chiusa risultano, infatti, quantomeno controversi [30]. Alcuni studi, quali [31, 32] mostrano come le prestazioni dinamiche di un meccanismo bilanciato con masse subiscano un sensibile peggioramento rispetto alla controparte non bilanciata, a causa delle masse addizionali associate ai contrappesi; una operazione di ottimizzazione degli elementi bilancianti (relativa a dimensionamento e posizione dei contrappesi,) potrebbe quindi rendersi necessaria, al fine di minimizzarne gli svantaggi [33].

Nonostante i potenziali effetti negativi, vi sono numerose situazioni in cui il bilanciamento statico potrebbe ancora rivelarsi decisamente vantaggioso. Nel caso, ad esempio, di dispositivi con architettura parallela destinati a sostenere, in condizioni statiche, un carico pagante elevato per lunghi periodi di tempo, la riduzione (se non addirittura l'annullamento) delle azioni motrici richieste agli attuatori si tradurrebbe in un rilevante risparmio di energia assorbita, beneficio sicuramente non trascurabile. E in generale, in caso di dinamiche non molto spinte, la compensazione potrebbe comunque generare una riduzione delle azioni esercitate dai motori [29].

In base alle argomentazioni di cui sopra, appare comunque evidente che, per una corretta valutazione dei benefici derivanti dal bilanciamento statico di

meccanismi in catena chiusa, non si possa prescindere da considerazioni relative all'influenza del bilanciamento stesso sul comportamento elastodinamico. Ad esempio, parte dei problemi che potrebbero manifestarsi a seguito del bilanciamento sono legati proprio all'insorgere di fenomeni vibratori (con un significativo incremento, ad esempio, delle vibrazioni trasmesse a telaio). Nonostante queste premesse, tuttavia, per ciò che è a conoscenza dell'autore, questi aspetti appaiono fortemente trascurati dalla letteratura scientifica, o quanto meno non sufficientemente approfonditi. Inoltre, in alcuni lavori è possibile riscontrare alcune assunzioni relative agli effetti del bilanciamento (si cita, ad esempio, l'esistenza di un presunto effetto irrigidente che dovrebbe essere generato dall'introduzione di molle, nel caso di compensazione elastica) che tuttavia non trovano riscontro in nessuna indagine rigorosa dell'argomento. Gli unici studi disponibili in letteratura sono relativi a meccanismi bilanciati con masse [30 , 32–36], la maggior parte dei quali inerenti il caso di un quadrilatero articolato: le indagini in essi presentate, condotte tramite analisi sia numeriche sia sperimentali (e in taluni casi anche per mezzo di soluzioni analitiche) si concentrano prevalentemente sulla valutazione di *shaking force* e *shaking moment*, oltre che sull'analisi delle forze globalmente trasmesse a telaio. Si citano anche [37, 38] che, pur trattando di bilanciamento dinamico, analizzano tematiche affini. Non sono invece presenti studi, a conoscenza dell'autore, concernenti il comportamento elastodinamico di meccanismi bilanciati tramite compensazione elastica.

1.4. Obiettivi della ricerca

L'obiettivo principale del lavoro di ricerca qui presentato consiste, in conseguenza delle argomentazioni addotte, nel condurre una indagine approfondita circa gli effetti che il bilanciamento statico, eseguito con masse e con elementi elastici, produce sulle prestazioni dinamiche di meccanismi in catena chiusa: in particolare, si vogliono prendere in considerazione gli aspetti

elastodinamici correlati alla cedevolezza dei membri e delle coppie attuate. Tale indagine, oltre a tentare di colmare alcune lacune presenti in letteratura, costituisce, nell'opinione dell'autore, una base di partenza imprescindibile per poter analizzare con completezza la tematica del bilanciamento statico di manipolatori paralleli. Il fine ultimo di questa ricerca, infatti, consta nell'individuazione di una eventuale strategia ottimale di bilanciamento per questa tipologia di dispositivi, in modo da massimizzarne i benefici e ridurre al minimo gli svantaggi: secondo l'autore, tale condizione di ottimo, se presente (tenuto conto anche delle difficoltà nella realizzazione pratica della compensazione), può essere conseguita solo a seguito dell'analisi approfondita di tutte le problematiche correlate alle tecniche di bilanciamento medesime.

Analisi numeriche di un quadrilatero articolato piano

In questo capitolo si prende in esame la prima parte dello studio affrontato. L'attenzione è focalizzata sull'indagine del comportamento elastodinamico di un quadrilatero articolato bilanciato, scelto come stadio preliminare della ricerca. Il meccanismo studiato e la procedura impiegata per il bilanciamento sono illustrati dettagliatamente. Si prendono poi in esame le modalità di implementazione dei modelli numerici funzionali allo studio, nonché le varie tipologie di simulazione impiegate nell'indagine.

Come punto di partenza per questo lavoro di ricerca, si è optato per la scelta di un quadrilatero articolato piano, inteso come l'esempio più semplice di meccanismo in catena chiusa (da cui derivare una metodologia di modellazione per un generico manipolatore parallelo). Certamente le semplificazioni introdotte con tale meccanismo (moto giacente sul piano, un unico grado di libertà) potrebbero apparire eccessivamente rilevanti rispetto ai manipolatori paralleli spaziali comunemente considerati (e che costituiscono l'obiettivo alla base anche di questo studio). Occorre tuttavia considerare che, con questo primo livello di indagine, si vogliono ricavare dei dati preliminari, che possano innanzitutto confermare che la tematica oggetto di studio sia effettivamente meritevole di interesse, come parrebbe in base a tutte le motivazioni precedentemente addotte. Bisogna poi tenere conto del fatto che, sebbene in

letteratura scientifica gli studi relativi agli effetti elastodinamici del bilanciamento siano decisamente poco numerosi, esiste comunque una considerevole quantità di lavori che trattano il problema del bilanciamento (sia statico che dinamico): di questi, molti prendono in considerazione proprio un quadrilatero articolato piano [30, 32, 34–38], fornendo una buona base di partenza per l'analisi e la comparazione dei risultati ottenuti. Infine, si ritiene che i risultati ottenuti per il quadrilatero possano comunque mantenere una generalità soddisfacente, tale cioè da consentire l'estensione delle considerazioni emerse anche a sistemi più complessi.

La prima parte dell'indagine si è svolta per mezzo di analisi numeriche. Al fine consentire lo studio approfondito dell'influenza del bilanciamento sul comportamento elastodinamico del meccanismo, si è deciso di includere nella modellazione sia gli effetti associati alla cedevolezza della catena di trasmissione di potenza (è noto, infatti, che un grande contributo alle deformazioni complessive è correlato alla cedevolezza dei giunti attuati), sia le deformazioni di tutti i membri del quadrilatero articolato. Sono stati implementati tre diversi modelli numerici: il primo è relativo al meccanismo di base, mentre gli altri riproducono due diverse versioni bilanciate del quadrilatero articolato, ottenute tramite impiego di masse e molle rispettivamente. I modelli sono stati sottoposti a diversi tipi di indagine (analisi modale e cineto-elastodinamica, tramite simulazione). Di seguito vengono descritti in modo dettagliato i modelli generati e le modalità con cui sono state condotte le simulazioni.

2.1. Descrizione del meccanismo

Il meccanismo studiato è rappresentato da un quadrilatero articolato del tipo manovella-bilancere, di dimensioni medio-piccole. Le proprietà geometriche ed inerziali sono mutate (ove disponibili) da [13]: il quadrilatero ivi trattato, infatti, è un esempio ben noto nella letteratura relativa al bilanciamento, ed è per questo stato scelto come riferimento.

In Figura 2.1 (a) è riportato uno schema del quadrilatero nella sua versione non bilanciata (a cui, per brevità, ci si riferirà in seguito con la dicitura 4B-U, ovvero *Unbalanced*).

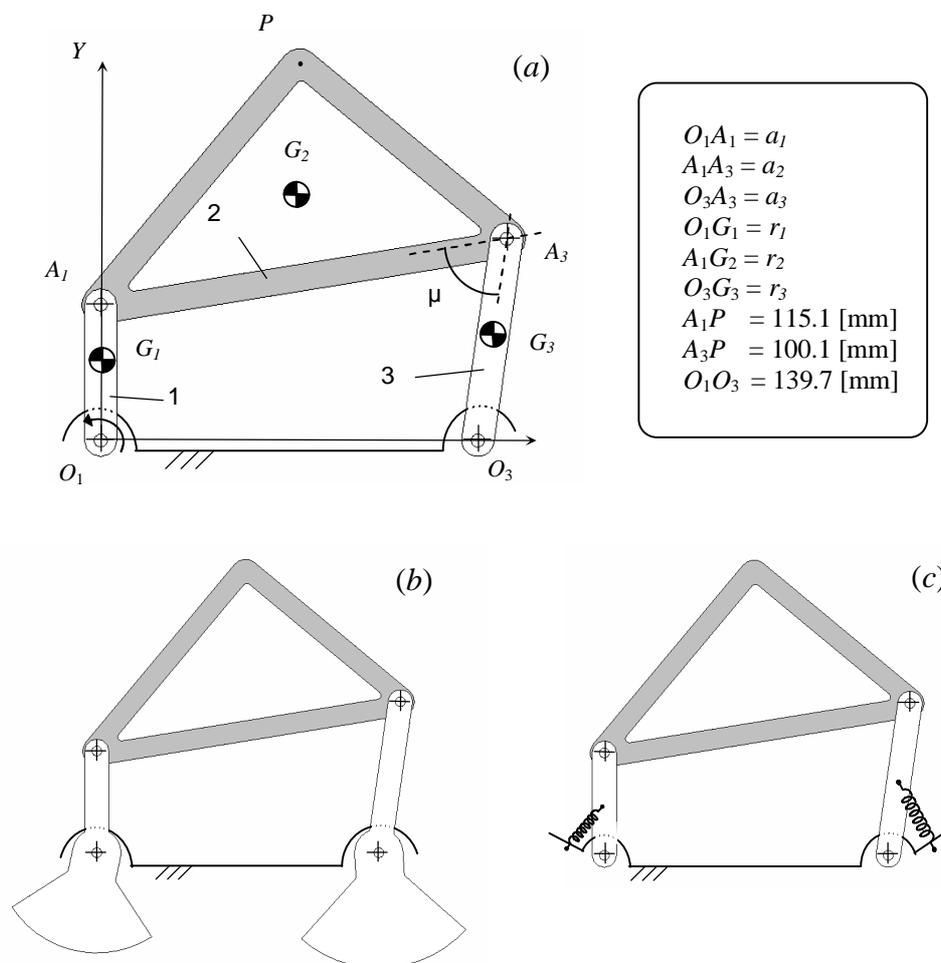


Figura 2.1 – Rappresentazione schematica dei meccanismi studiati: (a) 4B-U; (b) 4B-M; (c) 4B-E.

	a_i [mm]	r_i [mm]	m_i [Kg]
Manovella (1)	50.80	25.40	$45.9 \cdot 10^{-3}$
Biella (2)	152.40	81.03	$123.3 \cdot 10^{-3}$
Bilanciere (3)	76.20	38.10	$54.0 \cdot 10^{-3}$

Tabella 2.1 – Principali parametri geometrici e inerziali del 4B-U.

I principali parametri ereditati da [13] sono riportati in Tabella (2.1). Una delle peculiarità di questo meccanismo risiede nella distribuzione di massa della biella: questa è infatti caratterizzata da un centro di massa che non giace sulla congiungente dei suoi due pivot, a differenza di biella e bilanciere, che presentano un centro di massa nelle rispettive posizioni di mezzeria.

Le grandezze non riportate nel suddetto articolo sono state definite arbitrariamente, in base ad opportune considerazioni. Si fa notare, ad esempio, come la sezione dei singoli membri non fosse specificata: i parametri relativi alla sezione sono stati scelti arbitrariamente in base a considerazioni che saranno esaminate in seguito (cfr. § 2.2.1). Anche la forma della biella non era definita nel dettaglio: sulla base degli schematizzazioni disponibili, si è provveduto ad assemblare barre di sezione rettangolare costante a formare una geometria triangolare, in modo da ottenere un corretto posizionamento del centro di massa.

L'attuatore responsabile del moto è stato considerato come collocato in corrispondenza della coppia rotoidale in O_1 , agente sulla manovella. L'angolo di trasmissione μ varia tra un minimo di circa 27° (nella configurazione con estremo di bilanciere A_3 alla massima distanza dall'asse di rotazione della manovella O_1) e un massimo di circa 102° (nell'altra posizione di punto morto); si fa notare come la presenza di un μ minimo piuttosto basso abbia delle ripercussioni in termini di sollecitazioni correlate al moto del meccanismo (cfr. § 3.3.2).

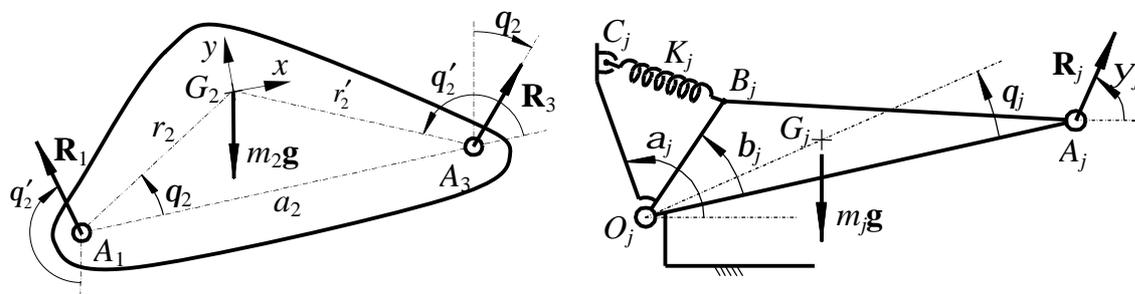


Figura 2.2: Rappresentazione schematica di: (a) biella, di un quadrilatero articolato piano, con geometria generale; (b) Generatore di Forza Costante a un grado di libertà rotazionale.

Il bilanciamento statico del meccanismo è stato effettuato considerando il metodo basato sui Generatori di Forza Costante [39] esposto in Appendice (cfr. § A.1), per un caso specifico di meccanismo piano [40]. Per un quadrilatero articolato, in particolare, l'equilibrio di una generica biella (di massa m_2 e centro di massa G_2), soggetta al peso e alle reazioni vincolari nelle coppie rotoidali [Fig. (2.2a)], viene garantito quando i membri vincolati a telaio si comportano come Generatori di Forza Costante, esercitando le forze:

$$\mathbf{f}_1 = \mathbf{R}_1 = \frac{m_2 g r_2'}{a_2} e^{-i(p/2+q_2')}, \quad \mathbf{f}_2 = \mathbf{R}_3 = \frac{m_2 g r_2}{a_2} e^{i(p/2-q_2)} \quad (2.1)$$

dove le forze esercitate coincidono ovviamente con le reazioni vincolari agenti sulla biella. Si tratta quindi di calcolare l'equilibrio di un Generatore di Forza Costante ad un grado di libertà soggetto al suo peso $m_j \mathbf{g}$, alla forza esercitata da una molla di trazione (con lunghezza a riposo nulla) di rigidezza K_j , e alla forza costante $-\dot{\mathbf{R}}_j$ (uguale ed opposta a $\dot{\mathbf{R}}_j$ [Fig. (2.2b)]). Imponendo la conservazione dell'energia potenziale del sistema, si ricava:

$$\mathbf{R}_j = |\mathbf{R}_j| e^{i\gamma_j} = \frac{K_j b_j c_j}{a_j} e^{i(a_j-b_j)} + \frac{m_j r_j g}{a_j} e^{-i(p/2+q_j)} \quad (2.2)$$

dove $a_j = |A_j - O_j|$, $b_j = |B_j - O_j|$, $c_j = |C_j - O_j|$, $r_j = |G_j - O_j|$, e gli angoli costanti a_j , b_j e q_j sono mostrati in figura 2.2(b). Nel caso particolare in cui si introduca anche un contrappeso di massa m_j' e centro di massa G_j' (definito dai parametri r_j' e q_j'), l'equazione (2.2) diventa:

$$\mathbf{R}_j = |\mathbf{R}_j| e^{i\gamma_j} = \frac{K_j b_j c_j}{a_j} e^{i(a_j-b_j)} + \frac{m_j' r_j' g}{a_j} e^{-i(p/2+q_j')} + \frac{m_j r_j g}{a_j} e^{-i(p/2+q_j)} \quad (2.3)$$

dove il primo ed il secondo termine dell'espressione di destra rappresentano il contributo relativo a molla e contrappeso rispettivamente. La formulazione di questa tecnica consente di realizzare un bilanciamento di tipo "ibrido", ovvero realizzato tramite l'introduzione contemporanea di masse addizionali e di elementi elastici. Tuttavia, per il bilanciamento del quadrilatero studiato, ci si è

posti nei due casi estremi: impiego esclusivo di masse bilancianti; utilizzo di soli elementi elastici.

Nel caso di utilizzo esclusivo di contrappesi, ci si riconduce al caso di bilanciamento statico con masse, con conseguente annullamento della *shaking force*. L'intervento di compensazione si traduce nell'inserimento di due contrappesi applicati rispettivamente a manovella e biella. I risultati ottenuti concordano con quelli presentati in [13]: coerentemente con le scelte effettuate per le altre grandezze, anche i parametri relativi ai contrappesi sono quindi stati mutuati dal suddetto articolo. A tal proposito, occorre sottolineare che i contrappesi impiegati presentano caratteristiche non ottimizzate (ovvero non specificamente progettate per una finalità addizionale oltre al mero bilanciamento statico, consistente, ad esempio, nella riduzione delle oscillazioni di coppia [33], o nella minimizzazione dell'inerzia [23]), ma comunque conformi alle geometrie largamente riscontrate nelle applicazioni pratiche (cfr. § 2.2.2)

Nel caso di impiego di sole molle, si ricade nel caso di compensazione elastica. Per ottenere il bilanciamento, è richiesta l'introduzione di due molle lineari di trazione, da collegare tra il telaio e ciascun membro vincolato a telaio (manovella e bilanciante). I risultati ottenuti coincidono con quelli presentati in [17]. La scelta delle quantità arbitrarie è stata effettuata in modo da ottenere parametri compatibili con molle fisicamente realizzabili: in particolare, oltre a verificare che le molle siano effettivamente in trazione in tutte le configurazioni ammissibili (le molle di trazione reali non ammettono compressione), si è eseguito un confronto dei parametri di rigidità e massima elongazione con le specifiche disponibili a catalogo per molle di trazione commerciali. Si fa comunque notare che la procedura di bilanciamento prevede l'impiego di molle con lunghezza a riposo nulla (*zero-free-length spring* [41]). Poiché i componenti reali non soddisfano tale requisito, occorrerebbe trovare molle con la corretta combinazione di lunghezza a riposo e precarico iniziale (in modo da ottenere un comportamento in cui la forza esercitata dalla molla sia direttamente proporzionale alla lunghezza totale della molla). Di fatto, tale condizione è

difficilmente verificata. Tuttavia, è possibile ottenere gli elementi di bilanciamento corretti impiegando cavi e rinvii [16]: in tal modo, tra l'altro, diviene possibile svincolarsi da molte limitazioni relative a posizione dei punti di aggancio e dimensioni delle molle stesse.

In Figura (2.1) sono riportati gli schemi relativi ai due meccanismi bilanciati con masse (4B-M) e con molle (4B-E) rispettivamente (per chiarezza di rappresentazione, i punti di aggancio delle molle non coincidono con quelli effettivamente utilizzati). La Tabella (2.2) riassume i parametri relativi ai componenti impiegati nel bilanciamento. Si fa notare come la massa complessiva dei contrappesi impiegati per il bilanciamento risulti pari al 146% della massa del meccanismo non bilanciato.

	Membro (j)	m'_j [kg]	r'_j [mm]	q'_j [deg]	K_j [N/mm]	b_j [mm]	c_j [mm]	a_j [deg]	b_j [deg]
4B-M	1	$139.95 \cdot 10^{-3}$	30.94	167.88	0	–	–	–	–
	3	$188.10 \cdot 10^{-3}$	37.13	191.26	0	–	–	–	–
4B-E	1	0	–	–	2.63	22.86	7.06	102.1	0
	3	0	–	–	2.10	34.29	9.51	78.7	0

Tabella 2.2 – Parametri relativi ai componenti impiegati per il bilanciamento di 4B-M e 4B-E.

2.2. Implementazione dei modelli numerici

I modelli numerici sono stati realizzati per mezzo di software commerciale. In particolare, per tener conto degli effetti legati alla cedevolezza dei membri, si è fatto ricorso ad una modellazione a elementi finiti; i modelli completi sono poi stati costruiti, in un ambiente di simulazione *multibody*, all'interno del quale sono poi state condotte le varie simulazioni.

2.2.1. Modellazione a elementi finiti

Per considerare come corpi flessibili i membri del meccanismo, si è fatto ricorso ad una modellazione a elementi finiti (FE), ottenuta tramite pacchetto

Capitolo 2

software commerciale MD Patran/Nastran. In particolare, la geometria di ogni singolo membro del quadrilatero articolato (manovella, biella e bilanciere) è stata ricreata per mezzo di una *mesh* di elementi *beam* a due nodi. Ad ogni nodo sono stati conferiti 3 gradi di libertà (due traslazioni e una rotazione) al fine di ottenere deformazioni dei membri esclusivamente sul piano del moto, *XY*: tale scelta semplifica lo studio dei parametri modali associati al quadrilatero, evitando ad esempio la presenza di forme modali flesso-torsionali.

I dati relativi al numero di elementi *beam* impiegati, e alle relative proprietà, sono riassunte in Tabella (2.3). Le proprietà del materiale considerato sono riconducibili a quelle di un comune acciaio da costruzione. Per ogni membro è stata considerata una sezione rettangolare tale da conferire un opportuno valore al momento d'inerzia flessionale sul piano *XY*: in particolare, si è fatto in modo che la prima frequenza naturale di manovella, biella e bilanciere, considerando un vincolamento *free-free*, sia dello stesso ordine di grandezza per tutti i membri.

	E [Pa]	ρ [kg/m ³]	I_{zz} [m ⁴]	N_{el}	N_{mode}
Manovella	$2.1 \cdot 10^{11}$	7860	$3.44864 \cdot 10^{-10}$	20	31 (34 ^{‡‡})
Biella	$2.1 \cdot 10^{11}$	7860	$2.27438 \cdot 10^{-10}$ [‡]	20 [‡]	31
Bilanciere	$2.1 \cdot 10^{11}$	7860	$2.70481 \cdot 10^{-10}$	20	31 (34 ^{‡‡})

[‡] Dati relativi a ciascuno dei tre segmenti che formano la biella triangolare

^{‡‡} Solo per il modello 4B-E

Tabella 2.3 – Principali caratteristiche dei modelli *FE*: modulo di Young (E), densità (ρ), momento d'inerzia di sezione membri (I_{zz}), numero *FE* per membro (N_{el}), dimensione base modale (N_{mode}).

Al fine di poter costruire il modello *multibody*, si è reso necessario eseguire una riduzione del modello *FE* completo, passando dall'intero insieme di gradi di libertà ad una base condensata di coordinate modali. La riduzione dinamica, richiesta dal solutore *multibody* impiegato, è definita *Component Mode Synthesis* [42], e consiste fondamentalmente in una versione modificata del diffusissimo metodo di Craig-Bampton [43] (tale versione prevede un'ulteriore operazione di ortonormalizzazione rispetto alla formulazione standard, a valle

della quale si ottiene una nuova base modale ortonormale impiegabile con efficienza dal software, e che tuttavia non trova più riscontro nei modi fisici del sistema). Per ogni membro sono stati considerati 25 modi normali. Sono inoltre stati previsti due nodi di interfaccia (necessari al vincolamento della parte) [Fig. (2.3)], a cui sono associati 6 modi di vincolo (che assieme ai modi normali vanno a formare la nuova base modale). Per i FEM di manovella e bilanciere da utilizzare nel modello 4B-E, è stato previsto un ulteriore nodo di interfaccia (in posizione compresa tra i due estremi), da impiegare per il collegamento delle molle di bilanciamento (è preferibile non introdurre nodi di interfaccia nel caso non vi sia necessità di farvi effettivamente agire un vincolo, in quanto la presenza di tali entità altera la base modale del modello FE ridotto; per i FEM da impiegare nel 4B-U e nel 4B-M si è quindi preferito limitarsi al numero di nodi di interfaccia strettamente necessario).

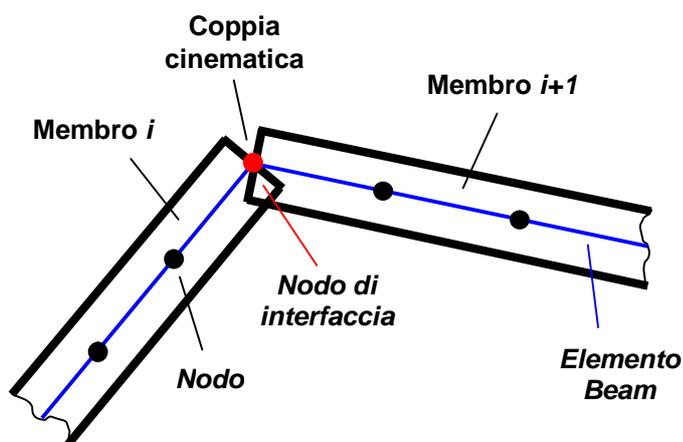


Figura 2.3 – Rappresentazione schematica del vincolamento di due membri (*mesh* di elementi *beam*).

2.2.2. Modellazione *multibody*

Il modello completo del 4B-U è stato ottenuto in ambiente di simulazione *multibody* MD Adams, assemblando opportunamente i modelli FE delle singole parti. I membri sono vincolati tra loro, e a telaio, per mezzo di coppie cinematiche ideali, a formare un quadrilatero articolato piano. Tuttavia, sebbene il meccanismo abbia un comportamento perfettamente planare, il vincolamento

utilizzato è quello tipicamente impiegato per un quadrilatero spaziale, come richiesto dal solutore (che descrive sempre il sistema tramite equazione del moto in coordinate spaziali): manovella e bilanciere sono vincolati a telaio con due coppie rotoidali; una coppia cilindrica e una sferica collegano la biella a manovella e bilanciere rispettivamente. Il modello è stato assemblato in una configurazione in cui la manovella forma con l'asse X un angolo θ_0 pari a 90° [Fig. (2.4)]: tale configurazione sarà assunta come posizione di riferimento nelle successive analisi. La gravità è orientata con verso concorde alla direzione $-Y$.

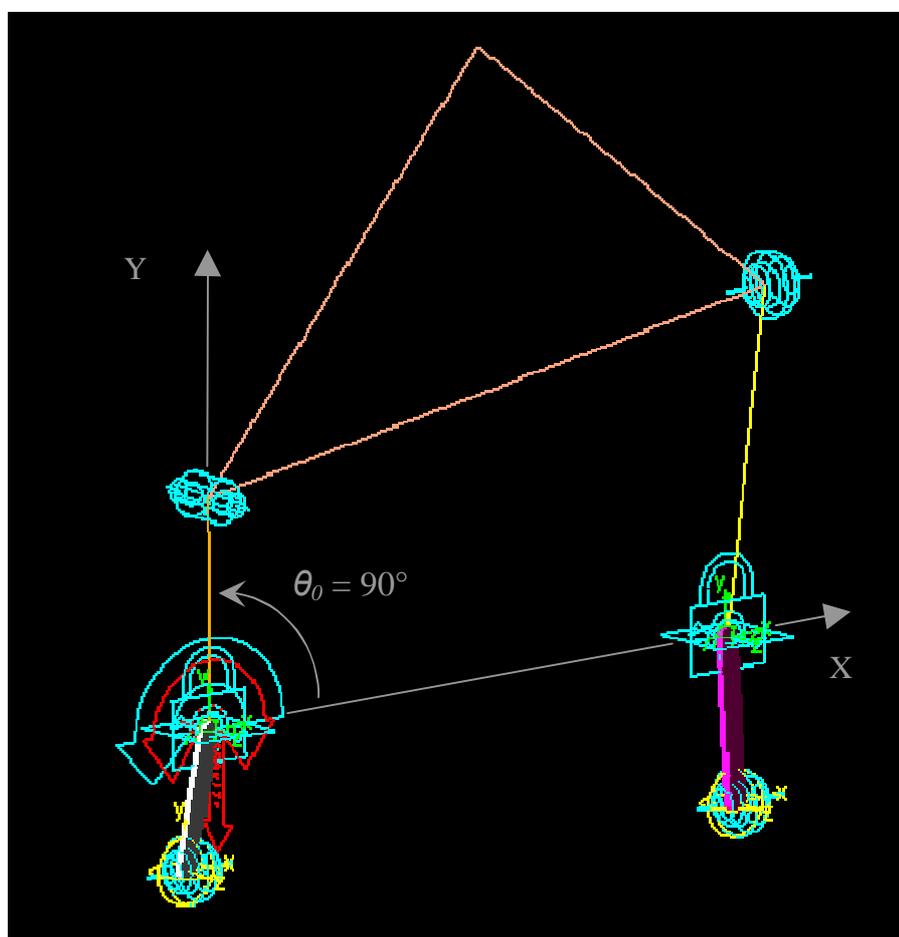


Figura 2.4 – Modello multibody realizzato in ambiente MD Adams.

La cedevolezza della catena di trasmissione di potenza è stata inclusa nel modello numerico per mezzo di un parametro concentrato: in particolare, un modello lineare di molla torsionale priva di massa è stata interposta tra

manovella e albero motore (parte fittizia impiegata per l'imposizione delle leggi di moto). Il valore assegnato al parametro di rigidità torsionale, K_T , è stato scelto tenendo presente che la rigidità torsionale di una trasmissione realizzata tramite comuni riduttori di velocità risulta essere tipicamente inferiore di almeno un ordine di grandezza rispetto alla rigidità torsionale equivalente dei membri del meccanismo: si è quindi fissato $K_T = 1000$ [Nm/rad], valore compatibile con l'ordine di grandezza dei valori di rigidità torsionale riscontrati nelle specifiche di riduttori commerciali (quali, ad esempio, riduttori epicicloidali o *harmonic drive*) di taglia compatibile con il meccanismo oggetto di studio.

I modelli numerici delle versioni bilanciate del quadrilatero sono stati derivati da quello del 4B-U, tramite aggiunta degli elementi di compensazione.

Per quanto riguarda il modello del 4B-M, i parametri relativi alle masse aggiuntive di bilanciamento sono stati mutuati, come già riportato, da [13]. In tale articolo, i contrappesi sono realizzati fisicamente per mezzo di elementi tozzi, a forma di settori circolari: viste le caratteristiche geometriche, le loro deformazioni possono essere trascurate rispetto a quelle degli altri membri del meccanismo. Tali considerazioni sono, in linea di massima, generalizzabili anche a molti altri casi di bilanciamento con masse. I parametri di bilanciamento sono, infatti, generalmente ottenuti in forma di prodotto tra massa del contrappeso, m_i , e distanza del suo centro di massa dal sistema di riferimento locale impiegato per il bilanciamento, r_i . All'atto pratico risulterà più frequente la scelta di masse anche elevate a distanza di applicazione bassa: in primo luogo, si limita l'entità del momento d'inerzia (proporzionale al quadrato della distanza) rispetto ai giunti (il sistema di riferimento locale è tipicamente centrato in corrispondenza di un giunto del membro a cui il contrappeso va agganciato) introdotto con il contrappeso; in secondo luogo, si limitano gli ingombri e si facilita l'aggancio dei contrappesi al meccanismo [Fig. (2.5)]. Di conseguenza, ritornando al modello numerico, i contrappesi sono stati modellati impiegando masse (e inerzie) concentrate, rigidamente connesse a manovella e bilanciante rispettivamente.

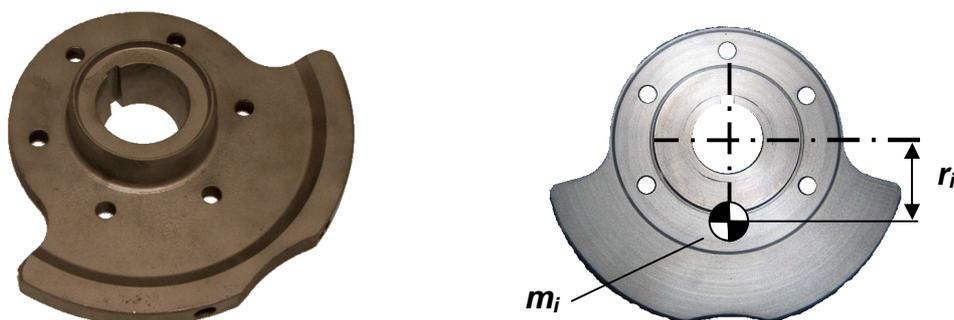


Figura 2.5 – Esempi costruttivi di contrappesi per bilanciamento.

Relativamente al modello 4B-E, gli elementi elastici di bilanciamento sono stati inseriti per mezzo di molle di trazione la cui rigidità, caratterizzata da comportamento lineare, è modellata con un parametro concentrato. Tali molle sono considerate prive di massa: tale assunzione non dovrebbe limitare la generalità della trattazione, in accordo con quanto argomentato in [16] per meccanismi di taglia ridotta, come il quadrilatero qui considerato; il confronto con le specifiche di molle commerciali compatibili con quelle impiegate nel modello, conferma che i valori di massa sono effettivamente trascurabili rispetto ai parametri inerziali degli altri componenti del meccanismo. La tipologia di *mesh* FE impiegata per la modellazione delle parti pone alcune restrizioni relativamente al posizionamento del punto di aggancio della molla su manovella e bilanciante, che dovrà essere necessariamente posto in corrispondenza di uno dei nodi, limitando quindi la scelta ad un numero discreto di punti collocati sulla congiungente tra le due estremità vincolate: conseguentemente i parametri β_i sono posti pari a zero, mentre i parametri b_i devono assumere valori compatibili con le coordinate di un nodo di *mesh* (ovviamente è possibile modificare la *mesh* per variare l'insieme dei punti discreti su cui effettuare la scelta).

Al fine di poter effettuare le simulazioni KED, si è resa necessaria l'introduzione di un modello di smorzamento per i componenti non rigidi. Per i modelli FE è stato considerato un fattore di smorzamento costante ($\zeta = 1\%$) per tutti i modi che costituiscono la base modale di ogni singolo membro.

Relativamente ai componenti modellati con un parametro di rigidità concentrata, lo smorzamento è stato aggiunto considerando un modello di smorzamento viscoso a parametri concentrati: come coefficiente di smorzamento è stato fissato un valore proporzionale alla costante elastica della corrispondente molla (considerando un fattore di proporzionalità pari a $1.2 \cdot 10^{-5}$).

2.3. Analisi numeriche

Le analisi numeriche sono state condotte in ambiente di simulazione *multibody* MD Adams.

L'effettiva efficacia della compensazione gravitazionale è stata verificata per mezzo di simulazioni statiche, calcolando la coppia richiesta all'attuatore per garantire lo stazionamento del meccanismo in condizioni statiche.

Il comportamento elastodinamico dei modelli numerici è stato indagato per mezzo di due diverse tipologie di simulazione: analisi modale, volta alla determinazione dei parametri modali caratterizzanti il meccanismo; simulazione cineto-elastodinamica (termine mutuato dalla terminologia anglofona *kineto-elastodynamic*, abbreviato in KED), al fine di valutare il comportamento dinamico del meccanismo in condizioni di funzionamento.

2.3.1. Simulazione statica

Per mezzo di simulazioni statiche (i valori di velocità e accelerazione relative ad ogni membro sono posti uguali a zero), eseguite su tutti i modelli, è stata calcolata la coppia motrice necessaria a mantenere in condizione di equilibrio statico il meccanismo, al variare della posizione angolare della manovella. Con questa indagine, oltre a verificare che i meccanismi bilanciati 4B-M e 4B-E siano effettivamente in condizione di equilibrio indifferente per ogni configurazione, si vuole più che altro monitorare il valore di coppia che deve essere erogato dal motore per mantenere il 4B-U in stazionamento in una generica posizione.

2.3.2. Analisi modale

Tramite analisi modale sono state calcolate le frequenze naturali e le corrispondenti forme modali del quadrilatero articolato, per ogni modello realizzato. Dal momento che i parametri modali di un meccanismo si modificano al variare della sua configurazione, l'analisi modale è stata condotta considerando differenti posizioni angolari della manovella: in particolare, sono state considerate 72 diverse configurazioni, equispaziate tra loro con intervallo di 5°, in modo da coprire un giro completo del movente.

Le simulazioni sono state effettuate in condizioni di equilibrio statico, imponendo cioè, per ogni configurazione, valori nulli di velocità e accelerazione sull'albero motore. E' stato inoltre considerato uno smorzamento nullo per tutti i componenti deformabili.

Per gli autovalori calcolati, ed i corrispondenti autovettori, sono stati eseguiti dei confronti sia tra i diversi quadrilateri, sia tra diverse configurazioni di uno stesso modello. Relativamente agli autovettori, si è proceduto ad una indagine sia tramite ispezione visiva (qualitativa) delle forme modali graficate, sia, analiticamente, tramite l'indicatore di correlazione *Modal Assurance Criterion* (MAC). A tal fine si è reso necessario esportare gli autovettori per effettuare un processamento in ambiente esterno a quello di simulazione (tramite una procedura appositamente implementata, presentata in Appendice [§ A.3.1]). Si è eseguita un'operazione di espansione, per passare dalle coordinate modali agli autovettori espressi in funzione delle coordinate nodali: il confronto tramite MAC è stato svolto sugli autovettori così ricalcolati.

2.3.3. Simulazioni cineto-elastodinamiche

Le simulazioni KED sono state utilizzate per indagare le prestazioni del quadrilatero articolato in condizioni di funzionamento a velocità di regime costante. Al fine di valutare la variazione degli effetti del bilanciamento in funzione della velocità di lavoro, sono state prese in considerazione sia

condizioni operative quasi-statiche, sia condizioni di velocità relativamente elevate (compatibili con le condizioni di lavoro tipicamente riscontrate in applicazioni di meccanismi in catena chiusa), oltre ad una situazione intermedia. Le simulazioni prevedono un funzionamento a vuoto del meccanismo: non sono cioè presenti carichi resistenti applicati ai membri, ma soltanto azioni gravitazionali ed inerziali (oltre, ovviamente, alla coppia motrice applicata all'albero d'ingresso).

Scendendo nel dettaglio, il moto dell'albero motore è stato definito tramite una funzione che ne prescrive la velocità angolare: la legge di moto impone un primo giro di transitorio (impiegato per portare la velocità da zero al valore di regime, con andamento descritto da una funzione cubica) seguito da cinque giri completi a velocità costante. In Figura (2.6) è rappresentata la legge di moto impiegata per le prove a 600 [rpm]: il primo giro di transitorio “dolce” serve per facilitare la convergenza del solutore ad inizio simulazione, resa più difficoltosa dalla presenza di corpi flessibili. I valori di regime della velocità angolare assegnata all'albero motore sono pari a 60 [rpm], 300 [rpm] e 600 [rpm] (corrispondenti rispettivamente a 1 [Hz], 5 [Hz] e 10 [Hz]). Per la velocità angolare è stato arbitrariamente scelto un verso di rotazione positivo rispetto all'asse Z.

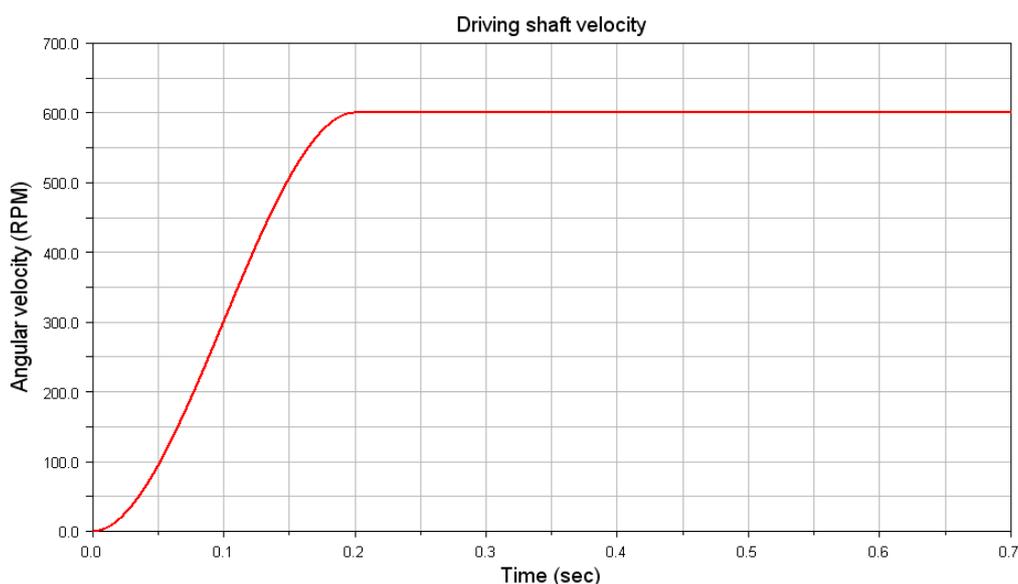


Figura 2.6 – Legge di moto imposta sulla velocità nelle simulazioni a 600 [rpm.]

Per tutti e tre i modelli, sono state esaminate la coppia richiesta all'attuatore e le reazioni vincolari scambiate nei giunti. Sono inoltre stati determinati gli andamenti di *shaking force* e *shaking moment*. Infine, le grandezze cinematiche più rilevanti (come, ad esempio, velocità e accelerazione angolare di tutti i membri, oppure posizione, velocità e accelerazione del centro di massa globale) sono state calcolate ed investigate. I dati raccolti sono stati analizzati nei domini di tempo, frequenza e tempo-frequenza.

In ultimo occorre riportare che simulazioni puramente dinamiche (nelle stesse condizioni di funzionamento utilizzate per le analisi KED) sono state condotte sui modelli menzionati considerando un comportamento perfettamente rigido (ottenuto imponendo deformazioni nulle sia per i membri del quadrilatero, sia per la molla torsionale associata alla trasmissione). I risultati ottenuti da tali simulazioni rappresentano le prestazioni di progetto del meccanismo, e sono stati impiegati come riferimento nel confronto tra le prestazioni reali e quelle teoriche.

Risultati delle analisi numeriche

In questa sezione vengono presentati i risultati ottenuti dalle simulazioni eseguite sui diversi modelli numerici. Dapprima viene esaminato il caso statico, focalizzando l'attenzione sul carico richiesto all'attuatore per lo stazionamento del meccanismo. Vengono poi mostrati i parametri modali caratterizzanti i meccanismi al variare della configurazione: particolare attenzione viene posta sulla metodologia impiegata per il riconoscimento e il confronto delle forme modali. Infine, i dati associati alle simulazioni cineto-elastodinamiche sono dettagliatamente esaminati: tutte le grandezze rilevanti ai fini della valutazione delle prestazioni del meccanismo sono presentate e messe a confronto.

Le simulazioni hanno fornito dati interessanti, alcuni attesi altri meno scontati. Vengono qui presentati e analizzati i risultati più significativi ottenuti dai modelli numerici. Per ulteriori considerazioni relative a tali risultati si veda il Capitolo 6.

3.1. Risultati simulazioni statiche

L'andamento dell'azione esterna, esercitata dal motore, necessaria a mantenere in condizioni di stazionamento il meccanismo, è mostrato in Figura (3.1), come funzione della configurazione. Vista la scarsa entità della coppia necessaria all'equilibrio, rapportata alla rigidezza della molla torsionale

(comunque non trascurabile), le deformazioni della molla stessa risultano trascurabili: i valori riportati, quindi, non sono falsati da significative modificazioni della configurazione dovuta al raggiungimento della posizione di equilibrio statico ad opera dei carichi gravitazionali.

I valori di coppia nei casi 4B-M e 4B-E oscillano in un intervallo di circa $\pm 8 \cdot 10^{-7}$ [Nm], e sono pertanto trascurabili, come del resto atteso in conseguenza dell'intervento di bilanciamento.

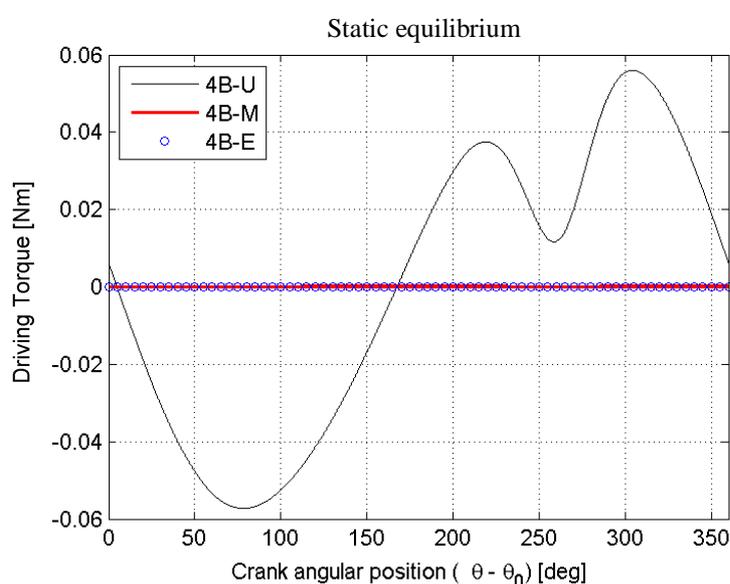


Figura 3.1 – Coppia erogata dal motore in condizioni di equilibrio statico.

3.2. Risultati analisi modale

L'andamento delle frequenze naturali, in funzione della configurazione, associate alle prime forme modali di tutti e tre i modelli numerici è presentato in Figura (3.2).

Per un confronto tra le varie forme modali si è fatto uso dell'indicatore statistico MAC, calcolato con la seguente formulazione:

$$MAC_{xy} = \frac{|\{X\}^H [W] \{Y\}|^2}{(\{Y\}^H [W] \{Y\})(\{X\}^H [W] \{X\})} \quad (3.1)$$

dove $\{X\}$ e $\{Y\}$ sono gli autovettori posti a confronto, H è l'operatore matrice

trasposta coniugata e $[W]$ è una matrice ponderale. Esempi relativi all'impiego del MAC sono riportati in Figura (3.3): in esse, il valore del MAC è calcolato confrontando un modo di riferimento, in una certa configurazione, con gli altri modi dello stesso meccanismo in differenti configurazioni.

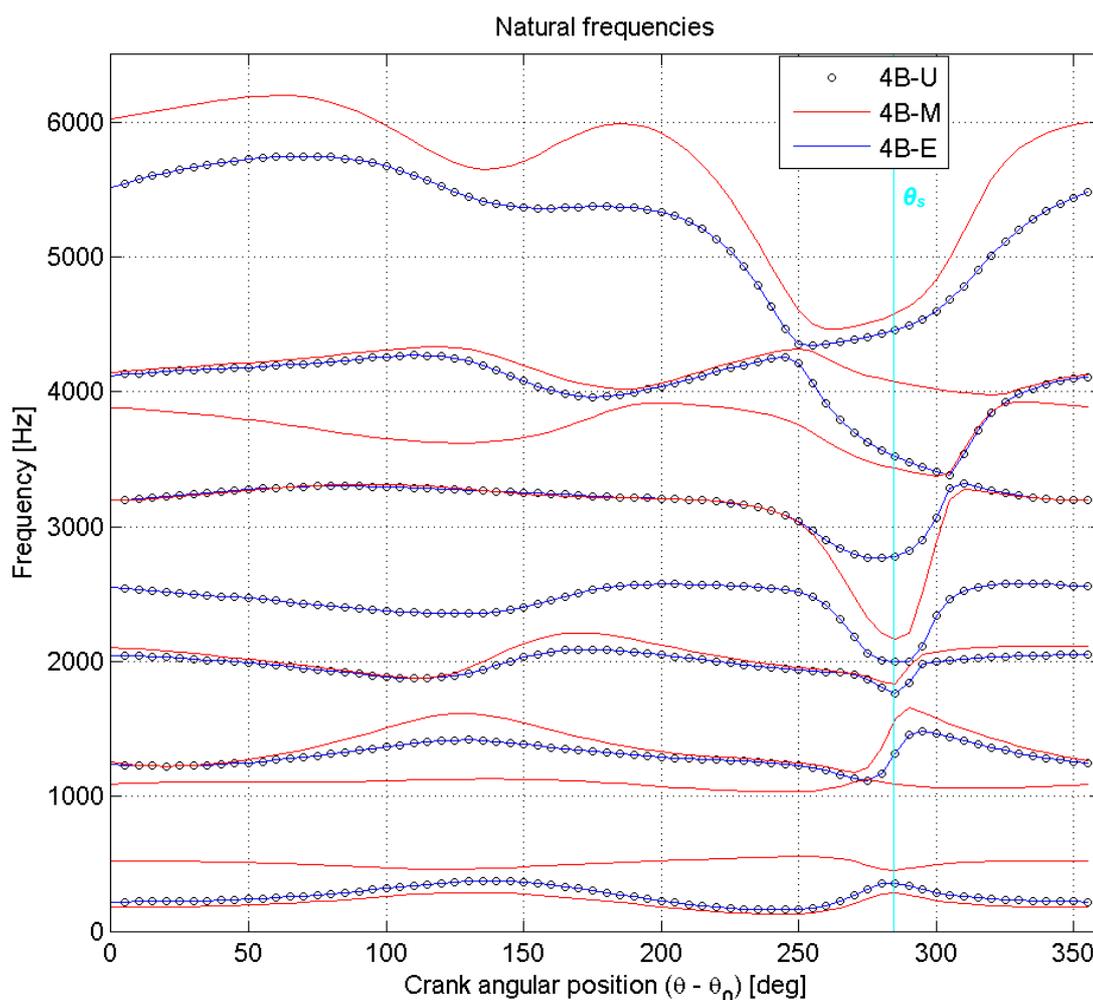


Figura 3.2 – Andamento delle prime frequenze naturali in funzione della posizione angolare di manovella.

Dall'ispezione visiva delle forme modali di ogni modello preso singolarmente (ovvero confrontando, per uno stesso modello, il singolo modo con se stesso e con gli altri, al variare della configurazione), con il supporto del MAC, sono derivate le osservazioni di seguito riportate.

- Non sono presenti fenomeni di *mode crossing* (ovvero lo scambio dell'ordine tra due modi nella sequenza delle forme modali): le curve presentate in Figura

(3.2), quindi, sono univocamente associate ad una singola forma modale.

- In alcuni casi è riscontrabile un comportamento che potrebbe essere riconducibile al cosiddetto *mode veering*: nelle zone in cui si ha un considerevole avvicinamento delle frequenze di due modi consecutivi, le forme modali modificano le proprie caratteristiche in modo repentino, quasi “contaminandosi” vicendevolmente [44]; ciò avviene nel caso in cui le forme modali abbiano una variabilità parametrica (nel caso in esame, sono funzione della configurazione) e sia presente un certo grado di accoppiamento tra i modi stessi. Il fenomeno risulta piuttosto evidente per il terzo modo del 4B-M [Fig. (3.3a)]; inoltre, salendo nella sequenza dei modi, lo stesso fenomeno è ad esempio riscontrabile per il quarto modo del 4B-U/4B-E (sesto modo 4B-M) [Fig. 3.3(b)].

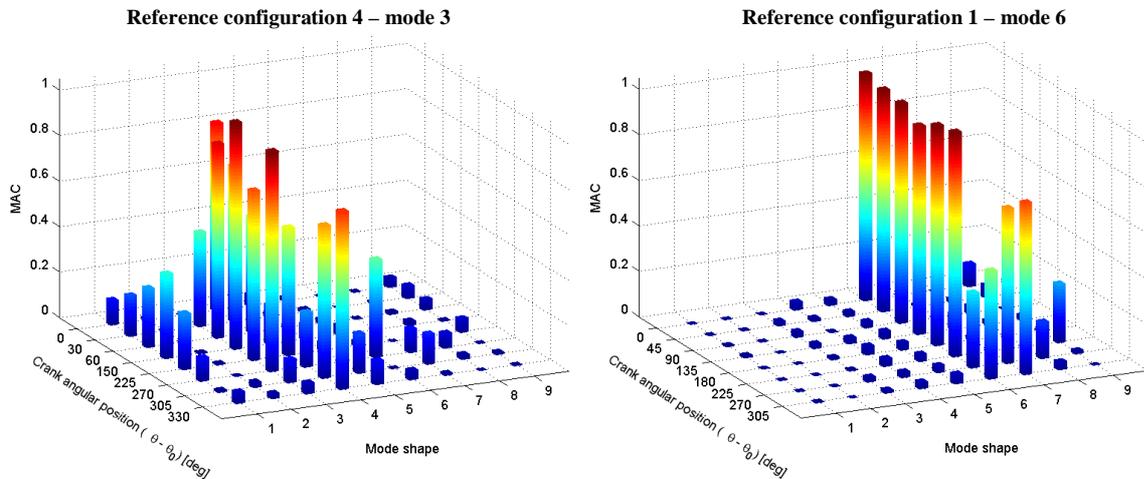


Figura 3.3 – Fenomeno di *mode veering* nel meccanismo 4B-M: (a) terzo modo; (b) sesto modo.

Il confronto tra le forme modali di modelli diversi, sia visivo che tramite MAC, ha mostrato che le forme modali dei modelli 4B-U e 4B-E coincidono. Il 4B-M, invece, presenta due nuovi modi, il secondo e il terzo, non riscontrabili nei modelli 4B-U e 4B-E; per le restanti forme modali, invece, c’è una sostanziale corrispondenza. Le prime quattro forme modali relative al modello 4B-M, per un angolo di manovella $\theta = \theta_0$, sono mostrate in Figura (3.4): il

maggior contributo di deformazione, per il primo modo (comune anche al 4B-U), è fornito dalla cedevolezza della trasmissione [Fig. (3.4a)], mentre i membri del meccanismo rimangono sostanzialmente indeformati; sia il secondo che il terzo modo sono associati alla presenza, rispettivamente, del contrappeso agganciato al bilanciere e di quello collegato alla manovella (la rotazione dei contrappesi attorno agli assi delle coppie rotoidali in O_1 e O_3 , provoca una deformazione preponderante nei corrispondenti membri del meccanismo); il quarto modo è sostanzialmente associato alla deformazione della biella. La Tabella (3.1) riassume i valori delle prime frequenze naturali dei tre modelli (mediati sull'andamento di un giro completo), confrontati in base alla corrispondenza tra i modi.

Come in parte atteso, i risultati ottenuti mostrano, per il meccanismo bilanciato con masse, un abbassamento del valor medio della prima frequenza naturale: la diminuzione, tuttavia, risulta piuttosto marcata, con una riduzione pari al 20% del valore originale. Anche la comparsa delle due nuove forme modali contribuisce, in un certo senso, ad un abbassamento delle pulsazioni naturali, dal momento che i nuovi modi sono associati a frequenze con valor medio inferiore alla seconda risonanza del 4B-U, risultando quindi, potenzialmente, più facilmente eccitabili durante il funzionamento. Gli altri modi del 4B-M, invece, risultano influenzati in senso opposto, con un incremento delle frequenze naturali pari a circa il 6%: tale risultato differisce in parte dalle assunzioni comunemente associate all'introduzione dei contrappesi, sebbene un comportamento del genere non sia completamente inatteso (è noto, infatti, che l'introduzione di una nuova forma modale causa lo spostamento dei modi preesistenti più vicini).

Viceversa, il comportamento modale del 4B-E risulta sostanzialmente equivalente a quello del meccanismo non bilanciato: le differenze tra i parametri modali risultano trascurabili e non si rileva nessun effetto di irrigidimento prodotto dall'introduzione delle molle, come invece ci si sarebbe potuto attendere. La ragione di tale comportamento risulta chiara una volta presi in

esame i parametri associati agli elementi elastici introdotti: infatti, i requisiti delle molle necessarie al bilanciamento prevedono valori di rigidità inferiore di alcuni ordini di grandezza rispetto alle rigidità equivalenti degli altri componenti del meccanismo (unitamente a valori di massa trascurabili rispetto agli altri membri), rendendo quindi trascurabile l'influenza delle molle stesse sui parametri modali del meccanismo. Si fa notare che, in conseguenza della procedura di bilanciamento con elementi elastici, per la maggior parte dei meccanismi in catena chiusa ci si dovranno ragionevolmente attendere molle con requisiti analoghi. Questi risultati, quindi, smentiscono quelle assunzioni ritrovate in letteratura circa l'esistenza di un ipotetico effetto irrigidente associato all'introduzione di elementi elastici per il bilanciamento.

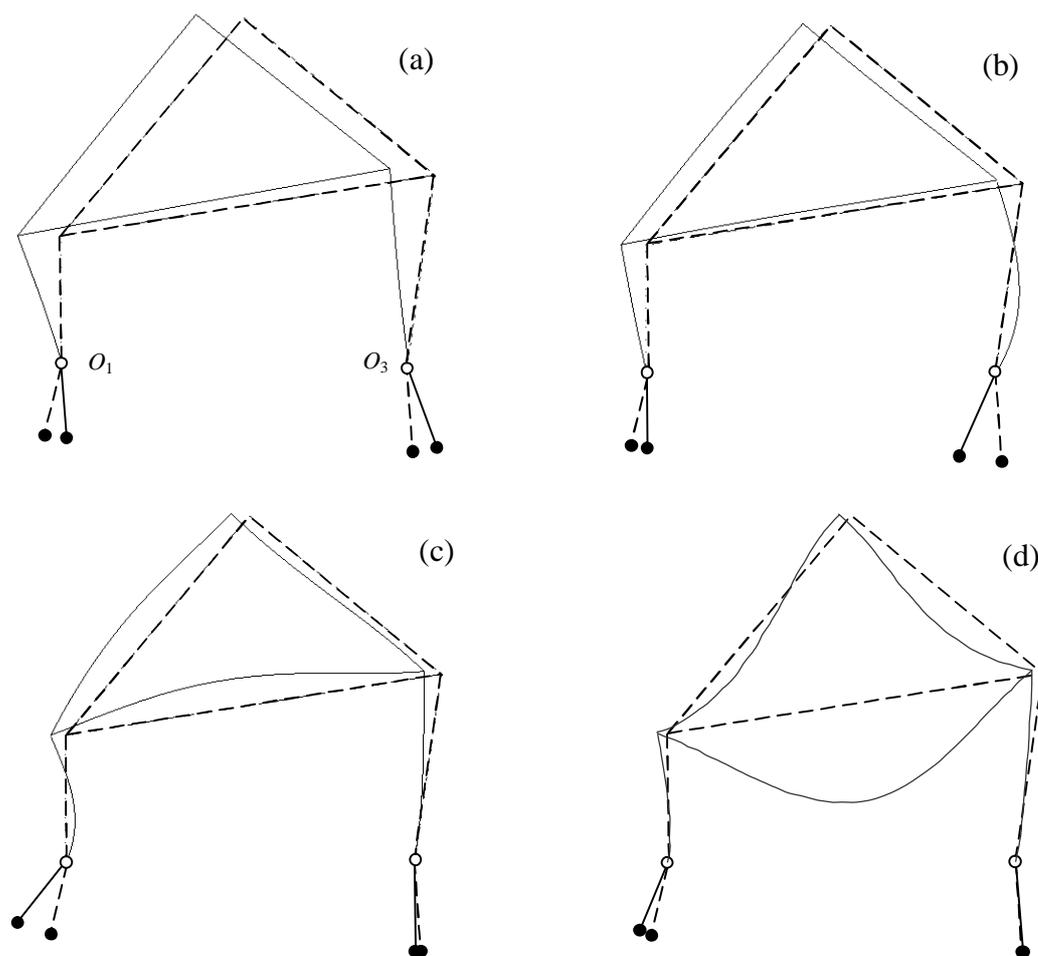


Figura 3.4 – Forme modali del 4B-M (il tratteggio rappresenta il meccanismo indeformato): (a) primo modo; (b) secondo modo; (c) terzo modo; (d) quarto modo.

	Frequenze naturali [Hz]				
<i>4B-U</i>	262			1304	1983
<i>4B-M</i>	208	505	1091	1381	2034
<i>4B-E</i>	262			1304	1983

Tabella 3.1 – Valore delle prime frequenze naturali mediato sul giro.

3.3. Risultati simulazioni cineto-elastodinamiche

I risultati delle simulazioni KED, presentano una buona ripetibilità sul giro (considerando un giro completo di manovella), una volta raggiunta la velocità di regime [Fig. (3.5)]: pertanto nella presentazione dei dati ricavati dai modelli numerici si tiene conto unicamente dell'ultimo giro, per il quale si considerano esauriti tutti gli effetti legati al transitorio di avviamento.

3.3.1. Coppia erogata dal motore

I valori della coppia richiesta all'attuatore in funzione del tempo, relativamente a tutte le condizioni operative testate (velocità del motore pari a 60, 300 e 600 [rpm]), sono riportati in Figura (3.5). I corrispondenti valori relativi al picco massimo (o minimo) e all'RMS sono riassunti in Tabella (3.2).

I risultati confermano che il bilanciamento statico si rivela proficuo, in termini di riduzione della potenza erogata dall'attuatore, solo nel caso di funzionamento a bassa velocità: in questa situazione, in cui i carichi gravitazionali sono paragonabili con quelli inerziali, il 4B-M, e ancor di più il 4B-E, mostrano un'evidente riduzione della coppia richiesta al motore. All'aumentare della velocità di regime, invece, mentre il 4B-E non presenta variazioni significative rispetto alla controparte non bilanciata, per il 4B-M si riscontra una notevole influenza dell'inerzia addizionale, con considerevoli incrementi dei valori sia di picco che RMS rispetto al 4B-U.

L'andamento della coppia nel funzionamento alla massima velocità testata, graficato in funzione della posizione angolare di manovella, mostra fenomeni oscillatori per tutti i meccanismi [Fig (3.6)]. Mentre 4B-U e 4B-E

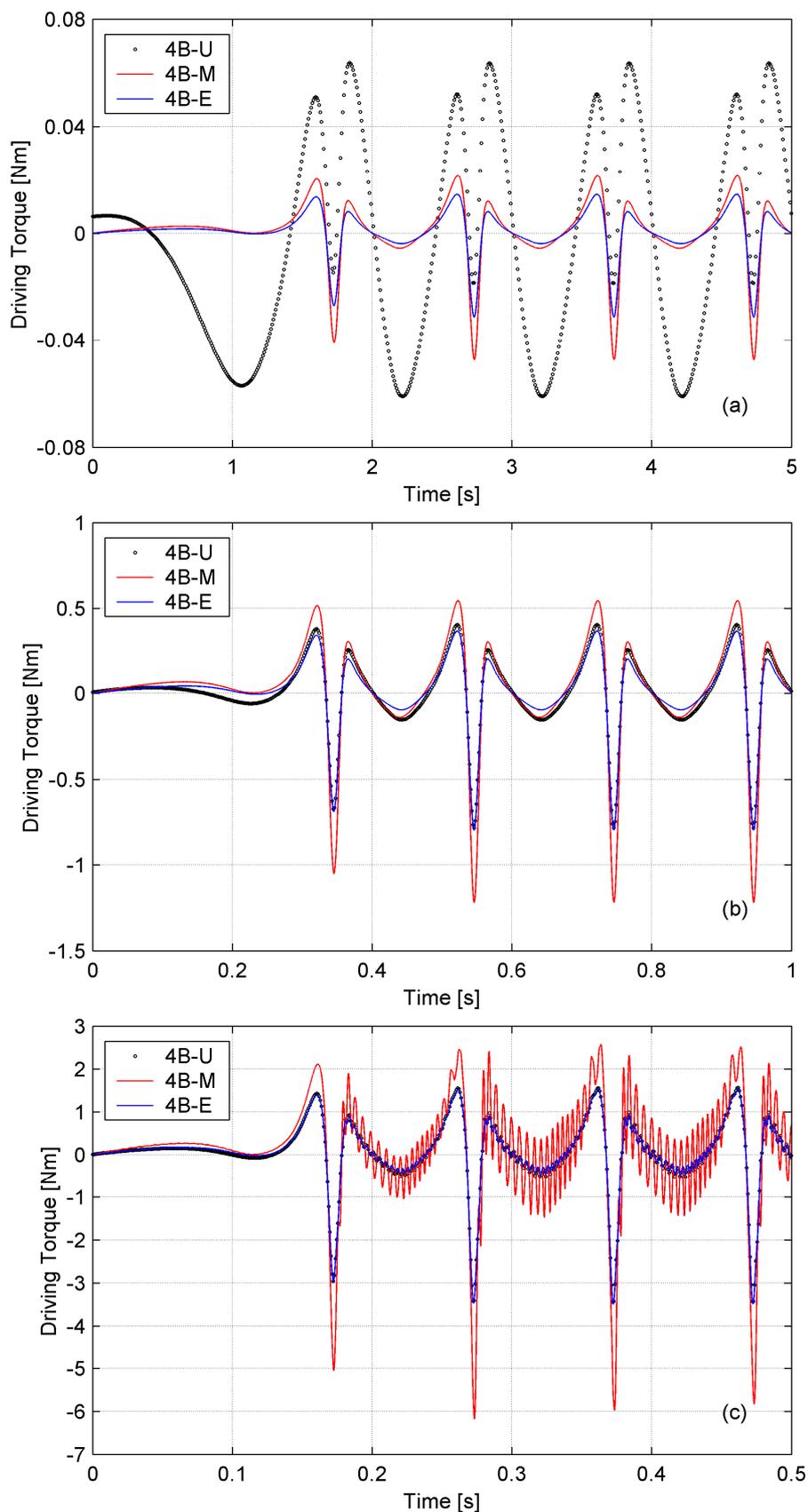


Figura 3.5 – Andamento coppia erogata dal motore per i meccanismi studiati, nei primi quattro giri di simulazione, a diversi regimi: (a) 60 [rpm]; (b) 300 [rpm]; (c) 600 [rpm].

Velocità di regime	Coppia motore T [Nm]					
	60 [rpm]		300 [rpm]		600 [rpm]	
	RMS	picco	RMS	picco	RMS	picco
$4B-U (T_U)$	0.041	0.064	0.240	-0.783	0.946	-3.472
$4B-M (T_M)$	0.013	-0.048	0.338	-1.220	1.512	-5.956
$4B-E (T_E)$	0.009	-0.031	0.225	-0.795	0.933	-3.483
$(T_M - T_U)/T_U \cdot 100$	-68%	-25%	+41%	+56%	+60%	+72%
$(T_E - T_U)/T_U \cdot 100$	-78%	-52%	-6%	+2%	-1%	0%

Tabella 3.2 – Valori di picco e RMS per la coppia erogata dal motore

presentano un comportamento simile, con oscillazioni molto contenute, per il 4B-M si riscontrano vibrazioni piuttosto intense. Si è proceduto quindi con un'analisi spettrale dei risultati, al fine di identificare il contenuto in frequenza delle oscillazioni rilevate. La PSD calcolata nella banda 0-800 [Hz] mostra, nel caso di maggior interesse (ovvero per il modello 4B-M), oltre al picco a bassa frequenza collegato alla periodicità sul giro, componenti spettrali di ampiezza non trascurabile in una banda centrata sulla prima risonanza (circa 200 [Hz]) [Fig. (3.7a)]; è inoltre visibile, seppur con ampiezza notevolmente inferiore, una componente nell'intorno della seconda frequenza naturale (500 [Hz]). Il contenuto in frequenza risulta esteso su una certa banda, all'incirca centrata attorno al valor medio delle frequenze naturali, a causa della variazione della frequenza stessa durante il moto, rendendo quindi i dati di più difficile interpretazione; di conseguenza l'analisi spettrale, solo parzialmente efficace, è stata affiancata da un'analisi tempo-frequenza. L'analisi effettuata mediante calcolo della Trasformata Wavelet Continua (CWT, [45]), è mostrata in Figura (3.7b); la mappa di colore (detta *scalogram*, nella quale il colore rosso indica l'intensità maggiore, blu quella minore) relativa alle componenti in frequenza nella banda 100-350 [Hz] per il modello 4B-M, associate ai fenomeni vibrazionali più rilevanti, rivela una notevole corrispondenza con l'andamento della prima frequenza naturale (riportata nel grafico con linea tratteggiata) su un periodo di rotazione di manovella.

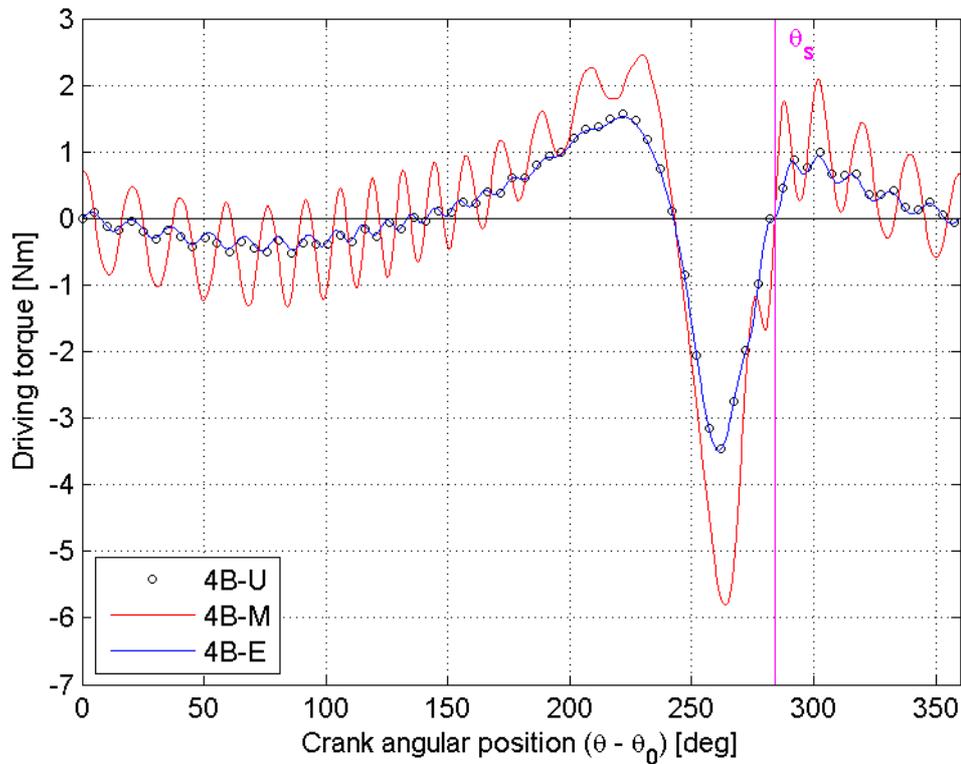


Figura 3.6 – Coppia erogata dal motore nelle simulazioni a 600 RPM, in funzione della configurazione.

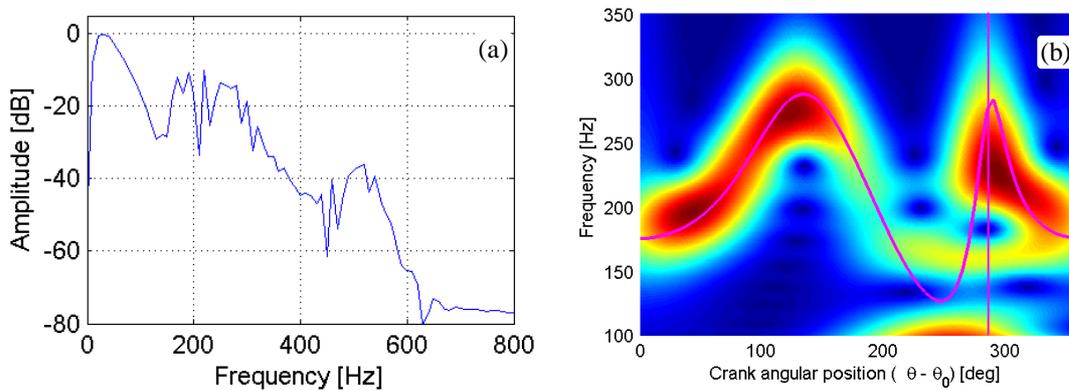


Figura 3.7 – Coppia motore per il modello 4B-M, a 600 RPM: (a) componenti spettrali nella banda 0-800 [Hz] ; (b) analisi CWT (centrata sulla prima frequenza naturale, linea tratteggiata).

I risultati mostrano quindi che l'intervento di bilanciamento tramite contrappesi sembrerebbe rivelarsi piuttosto svantaggioso relativamente alle prestazioni del meccanismo in termini di coppia erogata dal motore, per elevate velocità di funzionamento: in particolare, l'aumento dei valori di picco ed RMS determinano un aumento rilevante di potenza assorbita, con una riduzione

dell'efficienza energetica; inoltre, le forti oscillazioni di coppia potrebbero creare problemi per un eventuale controllo dell'azionamento.

I grafici in Figura (3.8) mostrano il confronto dei risultati numerici con quelli ottenuti dal modello completamente rigido, in relazione alla coppia erogata dal motore. Questa analisi consente di apprezzare l'influenza degli aspetti propriamente cineto-elastodinamici nei confronti del comportamento legato alla dinamica di corpo rigido. La Tabella 3.3 riassume i valori di picco e RMS, e le relative variazioni rispetto al caso rigido, della coppia per tutti i meccanismi a 600 [rpm]. Risulta evidente come, specie nel caso del 4B-M (in cui si riscontra, ad esempio, un incremento del picco di coppia superiore al 20%), come l'inclusione degli effetti elastodinamici nell'analisi degli effetti del bilanciamento sia pressoché imprescindibile.

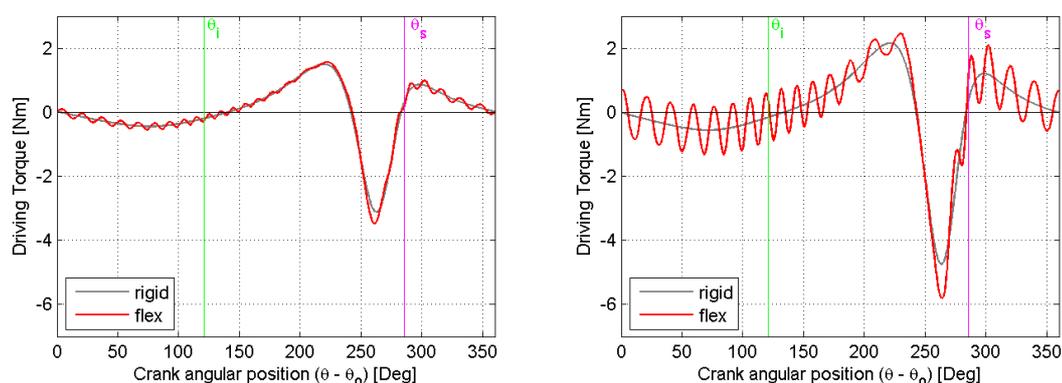


Figura 3.8 – Confronto tra gli andamenti della coppia erogata dal motore nei modelli flessibile e rigido, a 600 [rpm]: (a) 4B-U; (b) 4B-M.

meccanismo	Coppia motore [Nm] – 600 [rpm]					
	4B-U (T_U)		4B-M (T_M)		4B-E (T_E)	
<i>modello</i>	RMS	peak	RMS	peak	RMS	peak
<i>flex</i>	0.946	3.479	1.516	5.803	0.933	3.490
<i>rigido</i>	0.904	3.116	1.329	4.746	0.891	3.129
$(T_{flex} - T_{rig})/T_{rig} \cdot 100$	+5%	+12%	+14%	+22%	+5%	+12%

Tabella 3.3 – Confronto tra il modello flessibile e quello rigido relativo ai valori di picco e RMS per la coppia erogata dal motore a 600 [rpm].

3.3.2. Reazioni vincolari

Le azioni scambiate in tutti gli accoppiamenti dei meccanismi sono state calcolate per ogni condizione di funzionamento simulata. Di seguito si riportano soltanto i risultati di maggiore interesse, relativi ai valori di ampiezza delle reazioni vincolari nelle condizioni di lavoro più gravose, graficati in funzione della configurazione [Fig. (3.9)]. Per tutti i meccanismi, l'ampiezza massima delle forze viene raggiunta nell'intorno della posizione di punto morto θ_s (ovvero per un angolo $\theta - \theta_0$ pari circa a 284°). I valori di picco sono riassunti in Tabella (3.4). Al pari della coppia, anche le reazioni vincolari risultano essere influenzate molto negativamente dall'introduzione dei contrappesi: il 4B-M presenta infatti valori di picco sensibilmente incrementati rispetto al meccanismo non bilanciato (ad esempio, la forza R_{O_3} , caratterizzata da un picco quasi doppio rispetto al 4B-U); sono inoltre rilevabili fenomeni vibratori molto rilevanti. Questi effetti rappresentano quindi un potenziale problema sia in termini di dimensionamento e usura dei supporti, sia in termini di incremento delle vibrazioni del sistema. Il comportamento di 4B-U e 4B-E, invece, risultano ancora sostanzialmente identici.

Anche in questo caso i risultati sono stati analizzati nei domini di frequenza e tempo-frequenza, con particolare attenzione al 4B-M: analisi spettrale e *scalogram* relativi alla reazione del giunto in O_3 , per il meccanismo bilanciato con masse, sono riportati in Figura (3.10). Le vibrazioni delle forze scambiate nei giunti sul lato di manovella risultano influenzate quasi esclusivamente dalla prima risonanza; sul lato bilanciante, invece, il contenuto in frequenza è caratterizzato dai primi due modi. Questo comportamento può essere spiegato considerando che la seconda forma modale è fortemente correlata al contrappeso collegato al bilanciante, e conseguentemente le vibrazioni ad esso associate saranno maggiormente percepite su quel lato.

È interessante notare che gli effetti di risonanza osservati sono innescati in condizioni di funzionamento che prevedono una velocità di regime inferiore di 20-25 volte (a seconda del meccanismo considerato) rispetto alla prima

frequenza naturale (e di 50 volte rispetto alla seconda, per il 4B-M). L'eccitazione di tali modi è verosimilmente correlata al basso angolo di trasmissione raggiunto in corrispondenza del punto morto θ_s (posizione in cui le vibrazioni appaiono più intense), che provoca un repentino incremento delle forze trasmesse, con effetto paragonabile ad una eccitazione impulsiva.

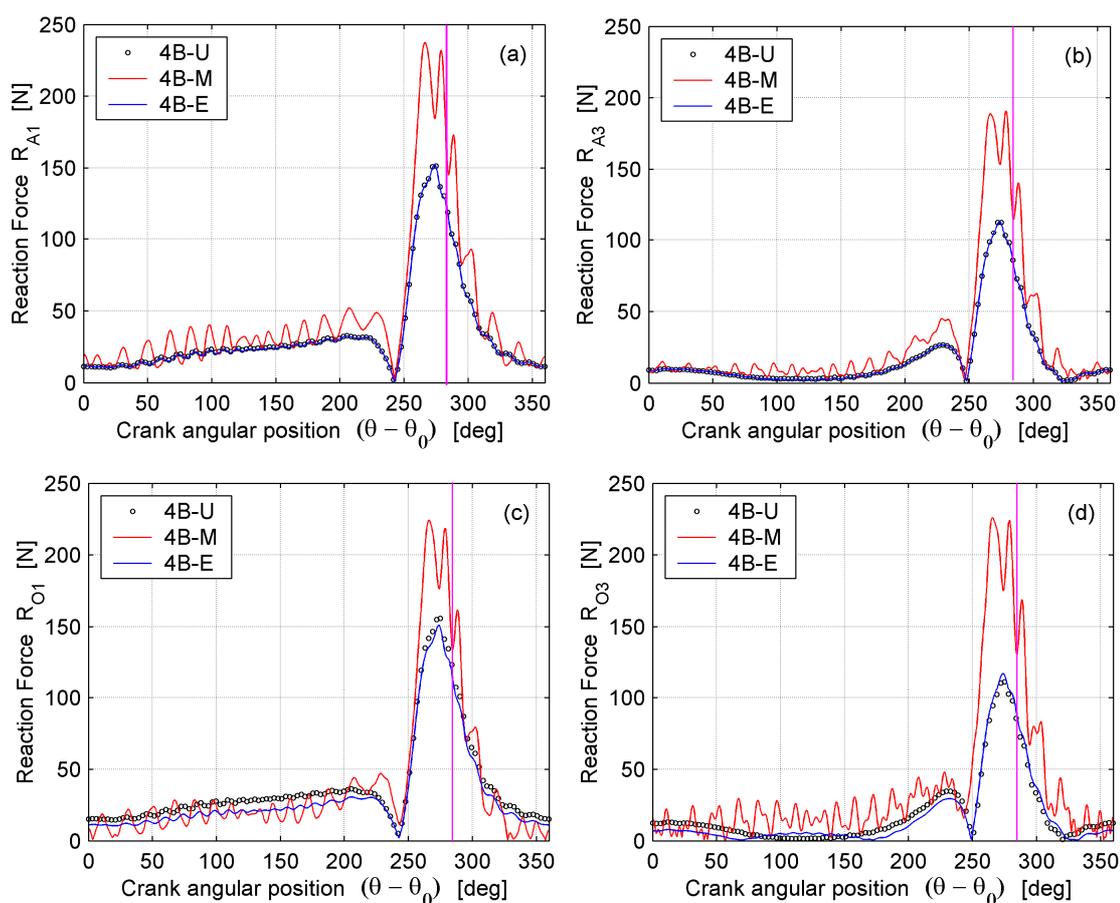


Figura 3.9: Reazioni vincolari a 600 RPM: (a) R_{A1} ; (b) R_{A3} ; (c) R_{O1} ; (d) R_{O3} .

	R_{O1} [N]	R_{O3} [N]	R_{A1} [N]	R_{A3} [N]
$4B-U (R_U)$	158	113	153	114
$4B-M (R_M)$	222	224	235	191
$4B-E (R_E)$	151	117	152	113
$(R_M - R_U)/R_U \cdot 100$	+41%	+99%	+53%	+67%
$(R_E - R_U)/R_U \cdot 100$	-4%	+4%	-1%	-1%

Tabella 3.4 – Valori di picco delle reazioni vincolari a 600 [rpm]

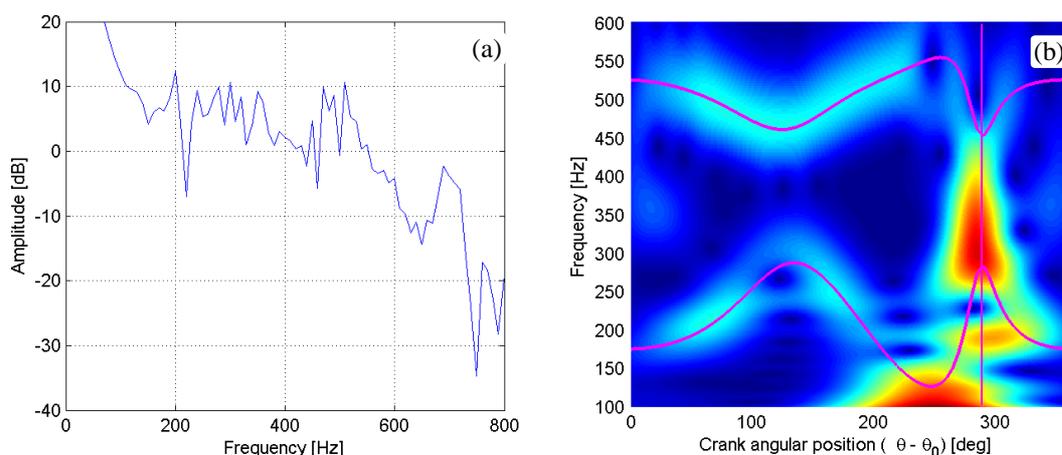


Figura 3.10 – Reazione R_{O_3} per il modello 4B-M, a 600 RPM: (a) componenti spettrali nella banda 0÷800 [Hz] ; (b) analisi CWT (nell'intorno delle prime due frequenze naturali, linee tratteggiate).

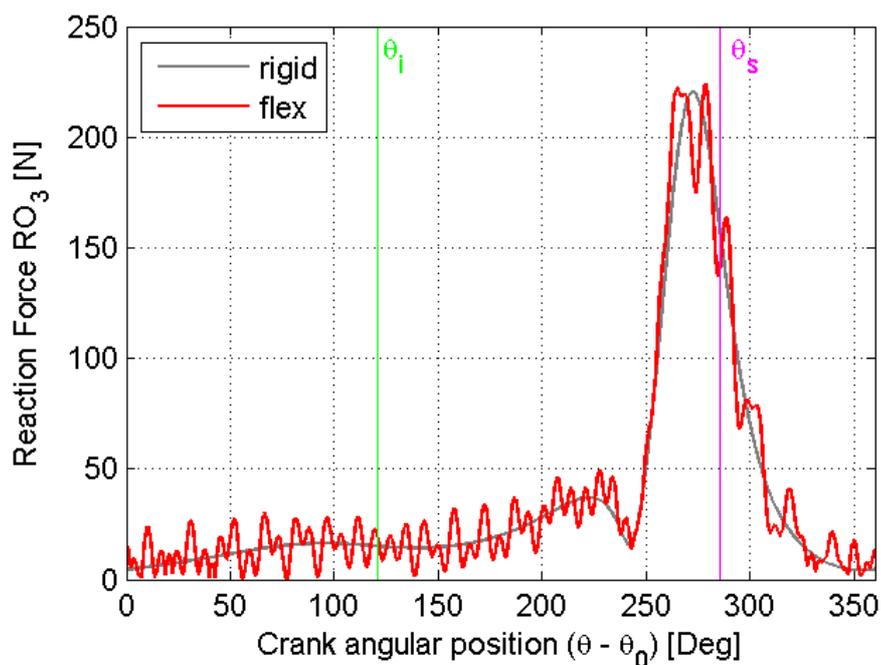


Figura 3.11 – Confronto tra gli andamenti della reazione vincolare R_{O_3} nei modelli flessibile e rigido del meccanismo 4B-M, a 600 [rpm].

A differenza di quanto avviene per la coppia, i valori massimi delle reazioni vincolari non appaiono particolarmente sottostimati nel caso di modello rigido. Nel caso del 4BM, tuttavia, si può notare come il picco di forza, relativo ad esempio alla reazione R_{O_3} , sembri essere diminuito dalla particolare fasatura dell'oscillazione concomitante con il picco stesso [Figura (3.11)].

3.3.3. Shaking Force e Shaking Moment

I valori relativi a *shaking force* e *shaking moment* sono stati calcolati esternamente all'ambiente di simulazione, tramite processamento dei dati relativi ai parametri inerziali dei singoli membri e alle corrispondenti accelerazioni dei centri di massa e angolari. I dati più interessanti riguardano le simulazioni con velocità di regime pari a 600 [rpm].

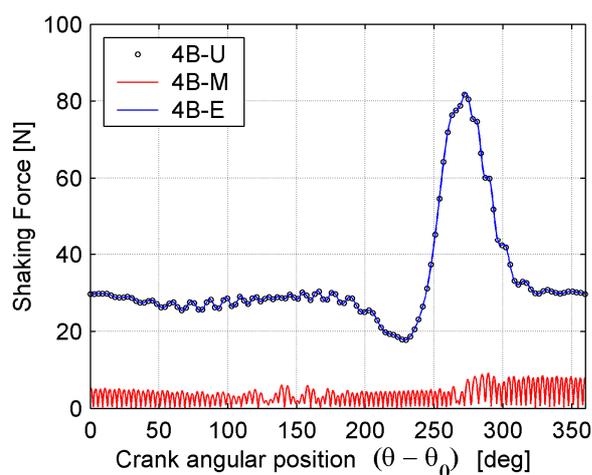


Figura 3.12: *Shaking force* dei meccanismi studiati per una velocità di 600 [rpm].

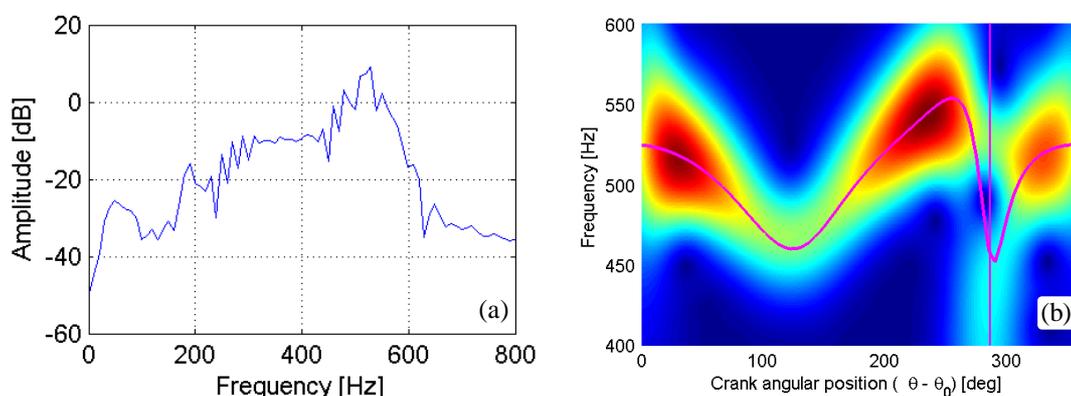


Figura 3.13: *Shaking force* per il modello 4B-M, a 600 RPM: (a) componenti spettrali nella banda 0÷800 [Hz] ; (b) analisi *CWT* (centrata sulla seconda frequenza naturale, linea tratteggiata).

L'andamento della *shaking force* in funzione della posizione angolare di manovella è riportata in Figura (3.12). Notabile è il valore non nullo di \mathbf{F}_{sh} anche nel caso del modello 4B-M (teoricamente soggetto a bilanciamento di forza), con un andamento affetto da considerevoli oscillazioni. L'analisi in frequenza mostra componenti spettrali prevalentemente correlate alla seconda risonanza [Fig.

(3.13a)]; la corrispondente analisi tempo-frequenza è mostrata in Figura (3.13b), e mostra che le oscillazioni sono effettivamente compatibili con la variazione della seconda frequenza naturale la variare della posizione angolare. L'assenza di un contributo significativo della prima risonanza, può essere spiegata considerando che la prima forma modale è sostanzialmente rappresentata da un moto rigido del meccanismo dovuto alla deformazione della molla torsionale che modella la trasmissione: tale deformazione, quindi, non modifica la posizione del centro di massa globale \mathbf{G}_{tot} (che nel caso di membri indeformati è reso stazionario dal bilanciamento con massa). Il secondo modo, invece, prevede una deformazione del bilanciere, in grado quindi causare un'oscillazione di \mathbf{G}_{tot} attorno alla posizione teorica (e rendendo, quindi, parzialmente inefficace il bilanciamento).

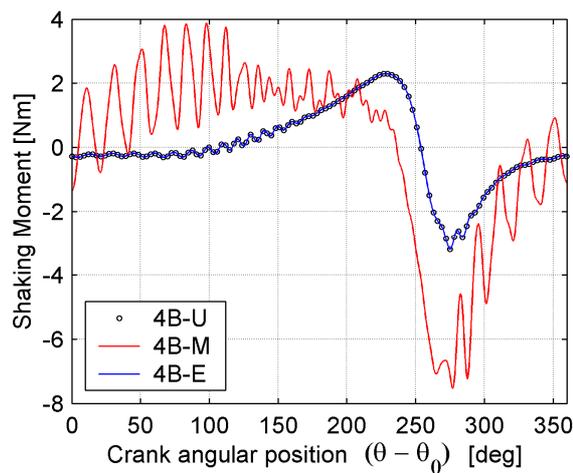


Figure 3.14: *Shaking moment* dei meccanismi studiati per una velocità di 600 [rpm].

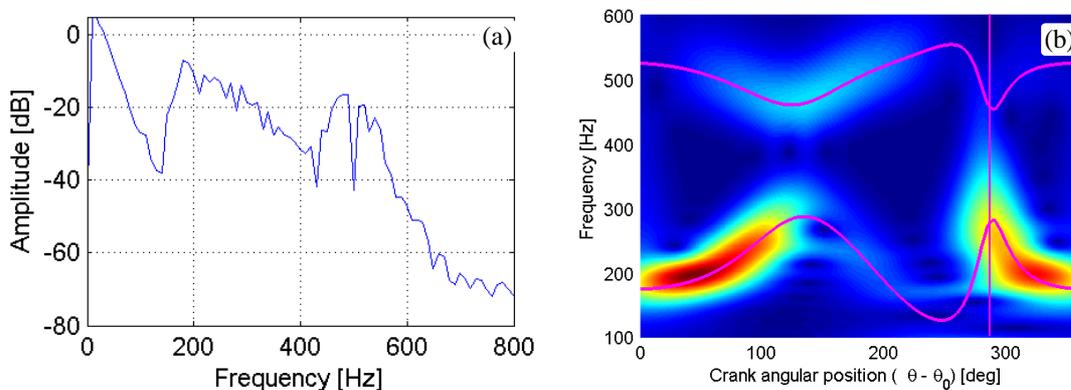


Figure 3.15: *Shaking moment* per il modello 4B-M, a 600 RPM: (a) componenti spettrali nella banda 0÷800 [Hz] ; (b) analisi CWT (centrata sulle prime due frequenze naturali, linee tratteggiate).

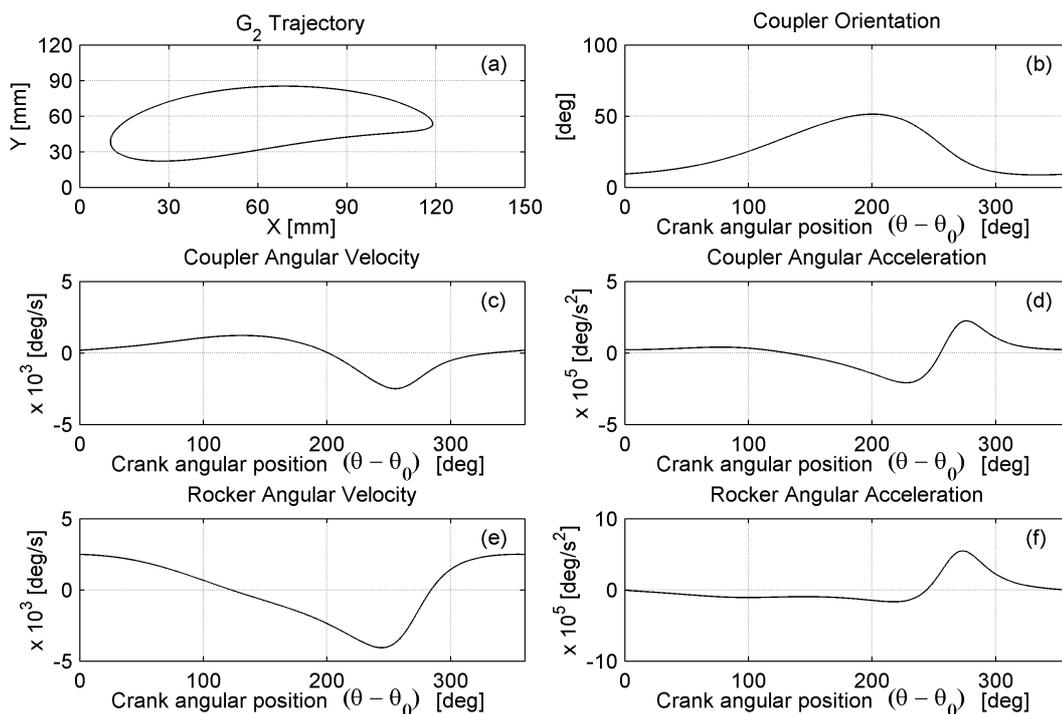


Figure 3.16: Grandezze cinematiche calcolate considerando il quadrilatero articolato come perfettamente rigido, a 600 [rpm]: (a) traiettoria centro di massa, G_2 , di biella; (b), (c), (d) (e), posizione, velocità e accelerazione angolare della biella; (f) velocità e accelerazione angolare del bilanciere.

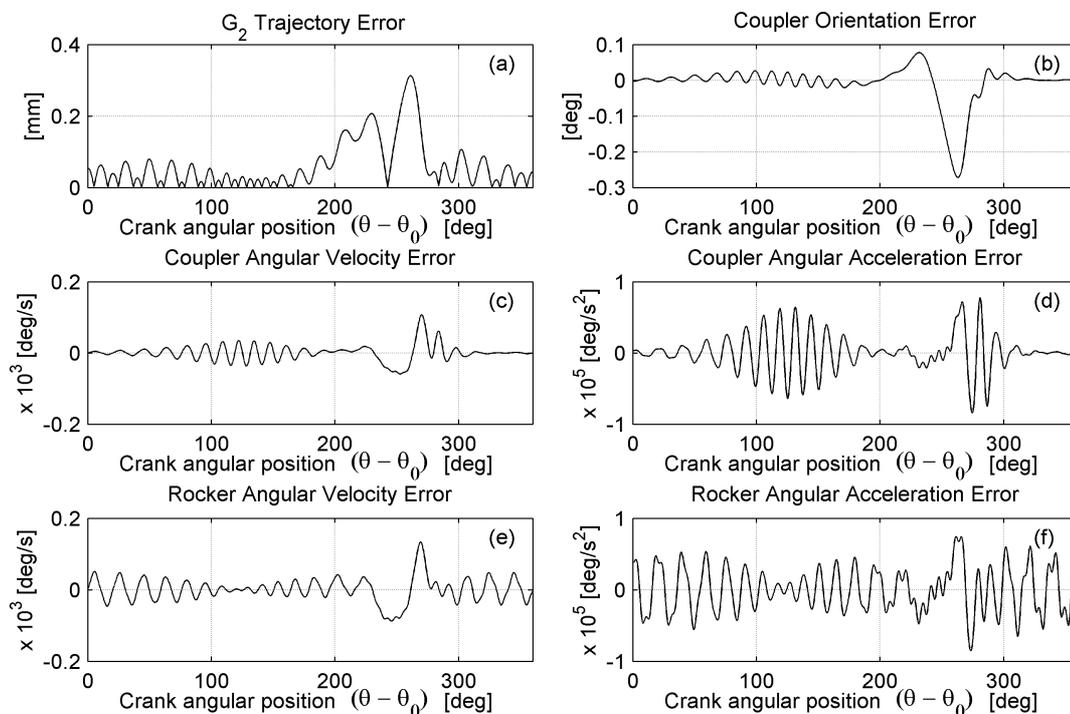


Figure 3.17: Errori nelle grandezze cinematiche calcolate, dovuti ad effetti elastodinamici, per il meccanismo 4B-M a 600 [rpm].

3.3.4. Grandezze cinematiche

Sono state esaminate varie grandezze cinematiche, caratterizzanti il funzionamento del quadrilatero articolato, al fine di valutare l'effetto del bilanciamento sulla corretta operatività del meccanismo. Di seguito viene mostrato l'andamento di alcune variabili relative al comportamento del meccanismo perfettamente rigido (ad esempio, la traiettoria del centro di massa di biella, G_2) e rilevanti ai fini della valutazione delle prestazioni del quadrilatero, nel caso di impiego come generatore di traiettoria [Fig (3.16a-d)] o di funzione [Fig. (3.16e-f)]. Dal momento che l'entità dell'errore massimo ammissibile dipende dal grado di precisione richiesto al meccanismo per la particolare applicazione (ed essendo il meccanismo in esame non direttamente correlato ad una applicazione specifica), non è possibile esprimere un giudizio quantitativo sui possibili errori correlati al comportamento elastodinamico. Ci si limita quindi a mostrare gli errori relativi alle grandezze prese in esame, dovuti agli effetti elastodinamici presenti nel modello 4B-M (funzionamento a 600 [rpm]), riportati in Figura (3.17).

Prove sperimentali

In questo capitolo viene introdotta l'attività sperimentale condotta a completamento dello studio. Le problematiche più rilevanti relative alla realizzazione e alla progettazione dell'apparecchiatura di prova sono illustrate. Sono poi descritte le modalità di prova utilizzate nei test sperimentali.

Prima di estendere l'indagine ad esempi di meccanismi più complessi, si è ritenuto opportuno completare lo studio preliminare con una campagna di prove sperimentali. Tali test rispondono, infatti, ad una duplice finalità: essi devono fungere anzitutto da verifica sperimentale dei risultati ottenuti con le simulazioni, in modo da confermarne la validità; in secondo luogo, tramite i dati sperimentali si vuole testare l'effettiva capacità di previsione del modello (da intendere non come una verifica delle prestazioni del software, ma come valutazione di quanto l'attendibilità delle simulazioni possa variare in relazione alle semplificazioni introdotte nel modello), nell'ottica dell'estensione dello studio a meccanismi (e quindi modelli numerici) più complessi.

Le prove sperimentali si sono concentrate esclusivamente sui casi di quadrilatero non bilanciato e di meccanismo bilanciato con masse, anche alla luce dei risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche.

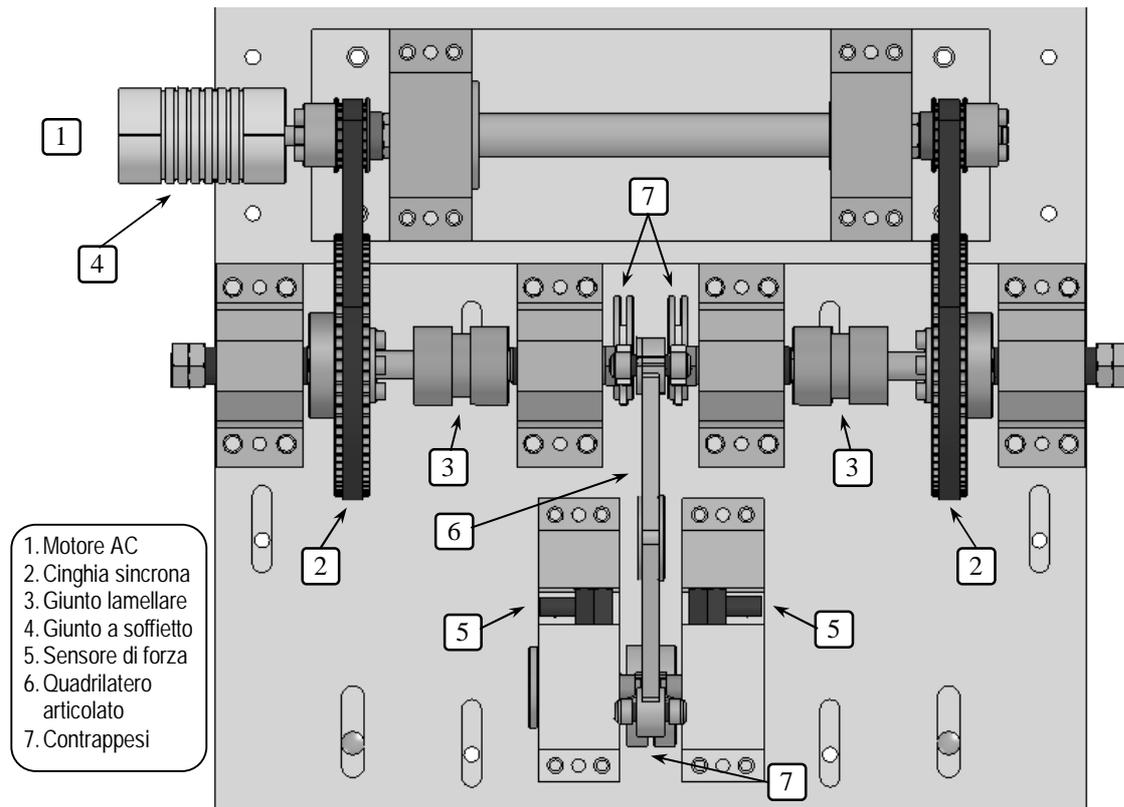


Figura 4.1 – Rappresentazione schematica dell'apparecchiatura di prova realizzata: vista in pianta.

4.1. Progettazione e realizzazione dell'esperimento

Il modulo sperimentale (della cui realizzazione si mostra una rappresentazione schematica in [Fig. (4.1)]) deve essere integrato nella struttura di un banco prova già esistente, precedentemente impiegato per misure di vibrazioni su ruote dentate e rotori squilibrati: l'azionamento, già presente, prevede un motore elettrico asincrono trifase, comandato da un inverter; i dati di targa del motore (potenza e coppia nominali) sono compatibili con i requisiti emersi dalle simulazioni.

Nella progettazione dell'apparecchiatura sperimentale si è cercato di conservare il più possibile le principali proprietà caratterizzanti i modelli numerici, puntando non tanto ad ottenere una fedele riproduzione del meccanismo simulato (il quadrilatero articolato di per sè non rappresenta un dispositivo direttamente impiegabile per una qualche applicazione), quanto a garantire una più facile interpretazione dei risultati sperimentali, nonché un

confronto più diretto di questi ultimi con i risultati delle simulazioni. Particolare attenzione è stata dedicata per l'ottenimento di un comportamento il più possibile planare del meccanismo, dal punto di vista elastodinamico, cercando contemporaneamente di mantenere i principali parametri modali confrontabili con quelli dei modelli numerici.

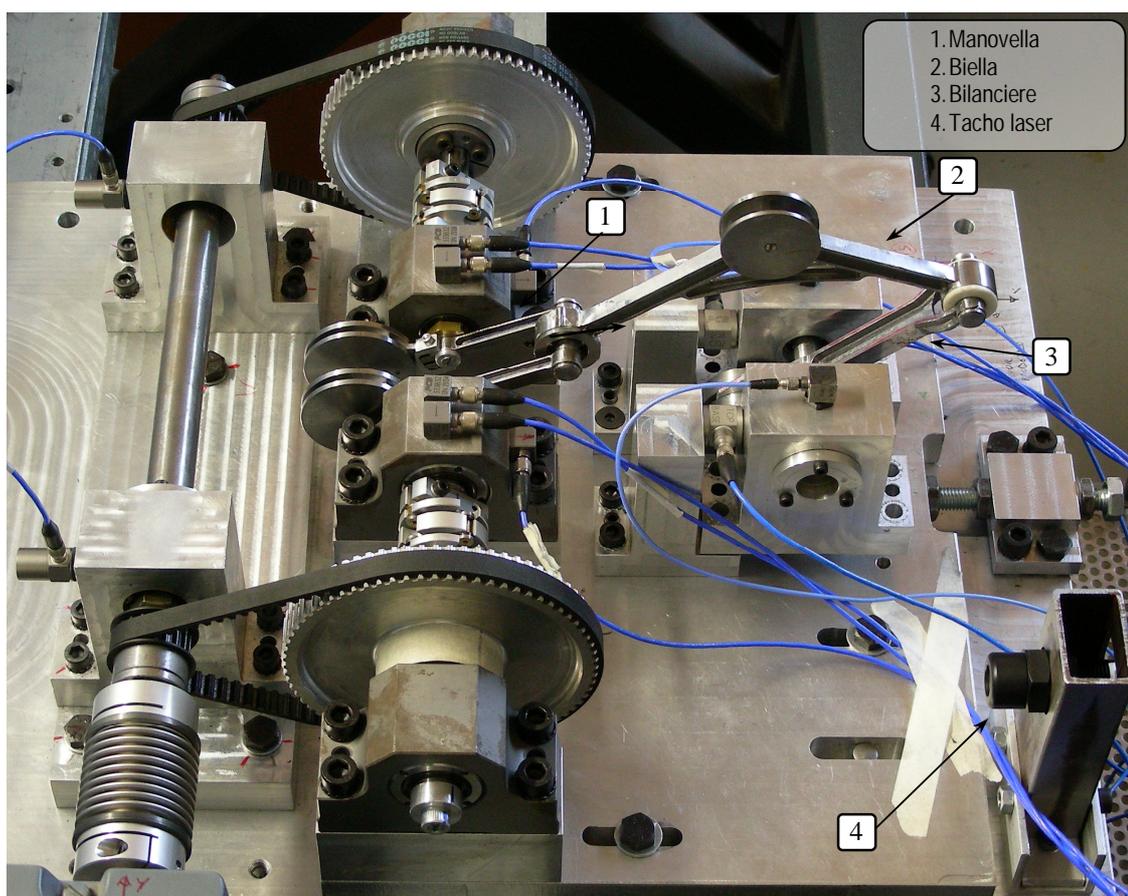


Figura 4.2 – Riproduzione fotografica dell'apparecchiatura di prova realizzata; vista laterale.

Tralasciando di soffermarsi su ogni singolo componente dell'apparecchiatura di prova, nei paragrafi successivi saranno illustrate soltanto le problematiche principali affrontate: progettazione dei componenti del meccanismo; progettazione della catena di trasmissione del moto; allestimento della dotazione di sensori del banco. La realizzazione finale del modulo sperimentale, completo di strumentazione, è presentata in Figura (4.2).

Si accennerà infine all'implementazione di nuovi modelli numerici, più

raffinato di quelli usati in precedenza, che sono stati impiegati come strumento di supporto sia alla progettazione, sia all'analisi dei dati sperimentali.

4.1.1. Progettazione del quadrilatero articolato e definizione delle specifiche della trasmissione

I vincoli progettuali più critici, ai quali si è dovuto sottostare, sono riassumibili in tre punti fondamentali, fortemente collegati tra loro:

- comportamento elastodinamico planare;
- parametri modali compatibili con quelli del modello numerico;
- mantenimento dei principali geometrici del quadrilatero, nonché della distribuzione di massa di tutti i suoi membri.

Requisito di planarità

Relativamente al primo punto, per ricondursi ad una situazione equivalente al caso numerico, in cui il quadrilatero articolato è modellato in uno spazio cartesiano bidimensionale, è necessario fare in modo che le componenti (che si manifestano fuori dal piano del moto) delle deformazioni dinamiche, indotte dalle condizioni di funzionamento, siano trascurabili: occorre quindi garantire che non ci siano sollecitazioni che possano indurre tali deformazioni. Per conseguire tale risultato, si è progettato seguendo un criterio di simmetria, sia per quanto riguarda il quadrilatero, sia per gli organi di trasmissione del moto (anche facendo riferimento anche ad altri lavori reperiti in letteratura, come ad esempio [32]).

Tutti i membri mobili del quadrilatero articolato, presentano un centro di massa giacente sul piano del moto: in particolare, la manovella è realizzata in due metà simmetriche, mentre il bilanciante presenta una geometria a “forcella” nell'estremo che si accoppia con la biella. Inoltre, anche tutti gli accoppiamenti tra membri del quadrilatero, e con il telaio, sono simmetrici (la manovella, ad esempio, è vincolata al telaio con due distinti supporti, uno per ogni metà). In tal

modo, sia le azioni inerziali sia le reazioni vincolari presentano componenti solo sul piano del moto (o comunque tra loro simmetriche ed agenti su piani ad esso paralleli).

Analoghi accorgimenti dovrebbero essere applicati alla catena di trasmissione, per fare in modo che anche la potenza in ingresso al meccanismo, ovvero la coppia motrice applicata alla manovella, risponda ad un criterio di simmetria rispetto al piano del moto. Tale requisito si traduce in uno “sdoppiamento” dei componenti della trasmissione in due rami, ognuno dei quali trascina la corrispondente semi-manovella. Occorre, a questo punto, definire in dettaglio la tipologia di trasmissione più idonea per rispettare questa specifica (cfr. § 4.1.2).

Pur avendo eliminato limitato le azioni agenti fuori dal piano del moto, la presenza di disallineamenti potrebbe ancora provocare un’eccitazione di eventuali modi vibratorii fuori dal piano del moto. Anche con questo obiettivo si è quindi intervenuto sulla sezione dei membri, cercando di influenzare le forme modali del meccanismo, come di seguito illustrato.

Parametri modali

Relativamente al secondo requisito chiave dell’apparecchiatura di prova, si vuole ottenere una buona corrispondenza dei parametri modali principali, ovvero delle prime pulsazioni naturali e delle corrispondenti forme modali. Per quanto riguarda le frequenze, in particolare, occorre sottolineare che ciò che si cerca non è un’esatta uguaglianza di valori con quelli dei modelli numerici (per quanto una buona corrispondenza dei valori sia comunque una caratteristica molto apprezzabile): l’obiettivo principale è conservare l’ordine di grandezza delle frequenze, facendo in modo, principalmente, che si mantenga invariato il rapporto tra la prima pulsazione naturale (associata alla trasmissione) e le successive (associate a al meccanismo o ai contrappesi, a seconda del modello considerato). Il rispetto del requisito appena illustrato comporta anche l’eliminazione (per quanto possibile) delle forme modali associate a

deformazioni fuori dal piano del moto, che inevitabilmente sorgono nel momento in cui si va a considerare un meccanismo reale. I conseguenti interventi a livello progettuale coinvolgono principalmente i membri del meccanismo e i componenti della trasmissione, fermo restando che le restanti parti, costituenti l'attrezzatura (basamento, supporti dei perni a telaio, ecc.), dovranno invece presentare deformazioni trascurabili e risonanze al di fuori del campo di frequenza di interesse.

Per quanto riguarda i membri del quadrilatero articolato, l'intervento si è concentrato sulla ricerca di una geometria della parte caratterizzata da una opportuna sezione, tale da garantire l'ottenimento dei parametri modali desiderati sul piano del moto, e, contemporaneamente, elevati valori di rigidità flessionale in direzione ortogonale al piano medesimo. Come strumento di supporto alla progettazione, sono stati sviluppati nuovi modelli a elementi finiti di manovella, biella e bilanciere: i nuovi FEM (cfr. § 4.2), più raffinati dei precedenti poiché realizzati tramite *mesh* della geometria dei modelli CAD (ovvero della geometria reale di progetto) con elementi *tetrahedral* (cioè elementi tridimensionali), sono stati impiegati in un processo iterativo di verifica dei parametri modali e aggiornamento della parte progettata, fino al raggiungimento della geometria caratterizzata dal comportamento elastodinamico desiderato.

Relativamente alla catena di trasmissione, è richiesta un'attendibile stima a priori della rigidità torsionale equivalente di tutta la trasmissione in modo da replicare il valore impiegato nei modelli numerici: tale necessità si ripercuote sulla scelta degli elementi costituenti la trasmissione stessa (cfr. § 4.1.2).

Occorre sottolineare come, nonostante tutte le contromisure messe in atto, a causa delle caratteristiche geometriche della biella (cfr. punto 3), il primo modo del meccanismo risulti associato proprio ad una flessione della biella fuori dal piano del moto.

Parametri geometrici e inerziali

Il mantenimento dei parametri geometrici del modello cinematico è

ovviamente uno dei requisiti basilari (e fondamentale scontato, visto che il requisito minimo del quadrilatero sperimentale è la corretta riproduzione delle leggi di moto dei meccanismi simulati), che tuttavia non pone di per sé particolari problemi. Discorso diverso, invece, va fatto per la distribuzione di massa di manovella, biella e bilanciere, ovvero per i loro valori di massa e posizione del centro di massa, di non facile conciliazione con gli altri requisiti sopra discussi. In particolare, la concentrazione di massa presente in corrispondenza dei vincoli (dovuta principalmente a perni di accoppiamento, cuscinetti e relative sedi), contrasta fortemente con la necessità di avere una sezione sufficientemente rigida, mantenendo invariata la massa totale.

La biella, a causa della particolare posizione richiesta per il centro di massa, spostato rispetto alla congiungente tra i suoi due estremi, pone notevoli problemi, soprattutto in merito all'ottenimento di una geometria con valori di rigidità desiderati, comportando i maggiori compromessi relativamente ai suoi parametri modali. La forma definitiva, quantomeno inconsueta, assunta da questo membro, realizza una buona corrispondenza di frequenze naturali e relative forme modali sul piano, così come dei parametri inerziali: tuttavia non è stato possibile spostare, lontano dalla banda di interesse, le frequenze relative a modi fuori dal piano.

Relativamente agli altri due membri, cioè manovella e bilanciere (materialmente costituiti da più di un componente), occorre tenere presente che i componenti con centro di massa giacente sugli assi delle coppie rotoidali a telaio non sono influenti ai fini della determinazione del centro di massa del membro stesso in funzione dell'operazione di bilanciamento (cfr §A.2). Ciò rende più difficoltoso l'ottenimento della distribuzione di massa prevista dalle specifiche di progetto.

I componenti di collegamento tra i vari membri sono realizzati tramite cuscinetti volventi. Il tipo di cuscinetto impiegato è tale da replicare la tipologia di vincolamento presente nel modello (coppie rotoidali a telaio, una coppia sferica ed una cilindrica nei due punti di connessione della biella): una coppia di

cuscinetti radiali a sfere vincola il bilanciante al telaio; ogni semi-manovella è vincolata a telaio tramite un supporto commerciale alloggiante una coppia di cuscinetti radiali obliqui (con montaggio a O); un cuscinetto orientabile a sfere ed uno radiale a rullini vincolano la biella rispettivamente alla manovella e al bilanciante (per motivi legati alla distribuzione di massa, i due componenti sono invertiti rispetto all'ordine che si sarebbe dovuto avere per riprodurre esattamente il modello numerico).

Tutti i membri del meccanismo (manovella, biella, bilanciante) e i relativi perni di collegamento sono realizzati tramite comune acciaio da costruzione.

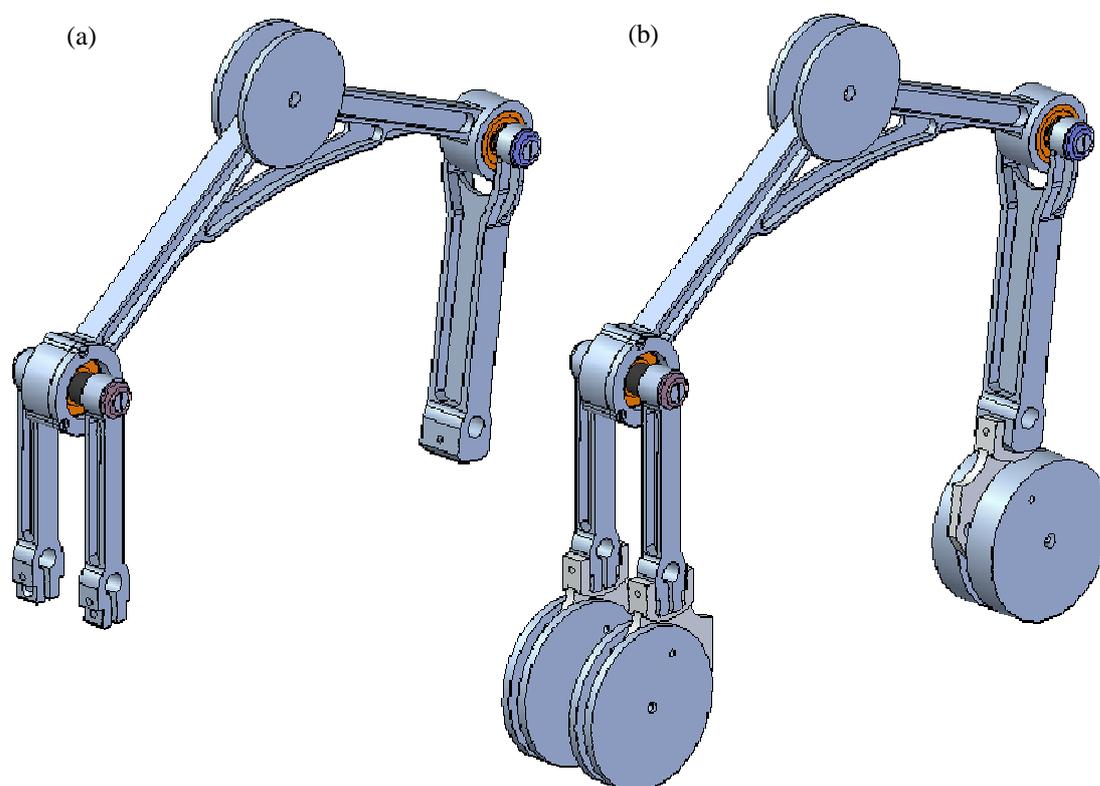


Figura 4.3 – Modello CAD dei meccanismi sperimentali: (a) quadrilatero articolato non bilanciato; (b) versione bilanciata con contrappesi.

Vista la buona corrispondenza comunque ottenuta per la distribuzione di massa dei membri, anche per quanto riguarda le masse bilancianti si sono potuti impiegare parametri compatibili con quelli del modello numerico. Gli elementi di bilanciamento sono costituiti da un supporto di alluminio a cui è agganciata una

coppia di contrappesi veri e propri di acciaio. I supporti di montaggio consentono una rapida operazione di aggancio/rimozione, in modo da facilitare il passaggio dal caso bilanciato al non bilanciato e viceversa; per i parametri di bilanciamento è prevista la possibilità di regolazione dell'angolo di aggancio dei contrappesi (mediante lo scorrimento degli stessi lungo una guida circolare), oltre alla variazione della massa aggiunta (tramite intervento diretto sui contrappesi), mentre non è consentita una modifica della distanza del contrappeso dall'asse di rotazione della manovella.

Il modello CAD definitivo relativo alla progettazione del quadrilatero articolato, nelle versioni bilanciata e non bilanciata, è rappresentato in Figura (4.3). Le immagini successive [Fig. (4.4)] mostrano il meccanismo effettivamente realizzato.

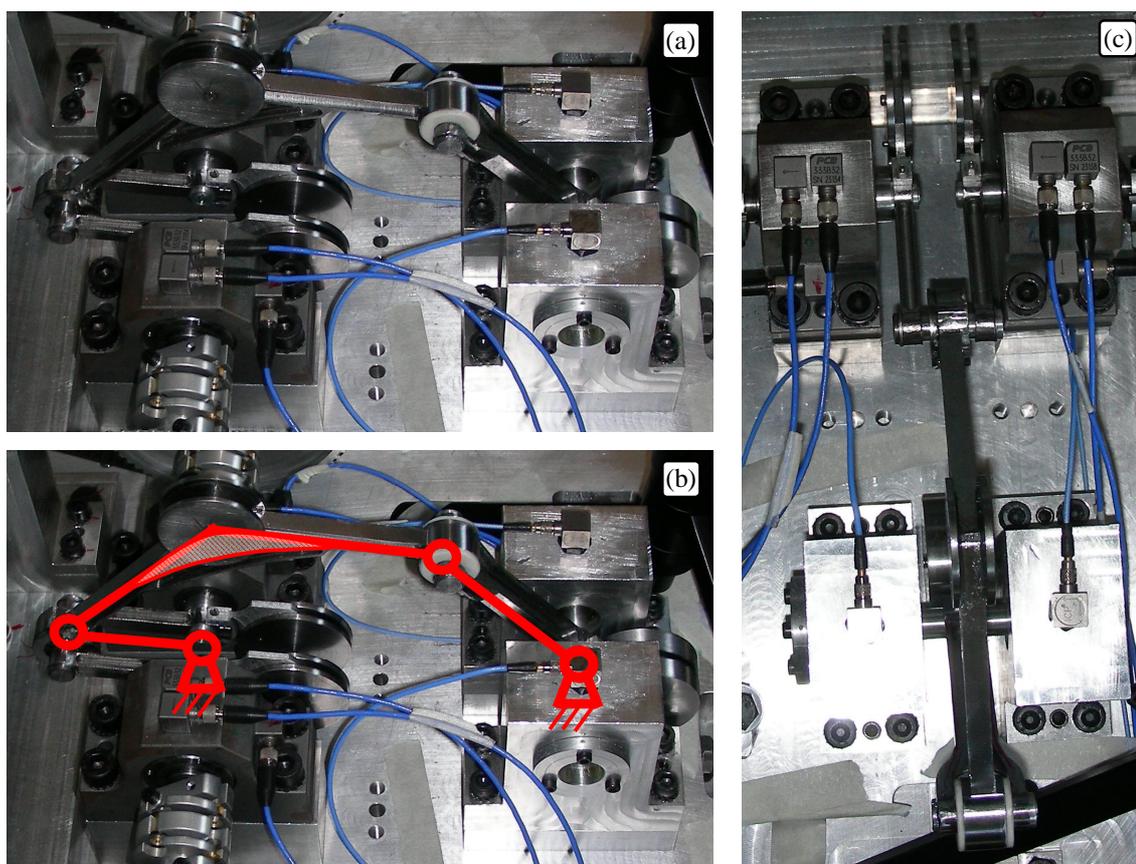


Figura 4.4 – Riproduzione fotografica del quadrilatero bilanciato, nella configurazione senza sensori di forza: (a), (b) vista laterale, con sovrapposta la schematizzazione del cinematismo; (c) vista dall'alto.

4.1.2. Scelta della trasmissione

Al fine di sfruttare in modo ottimale le caratteristiche dell'azionamento disponibile, ed in particolare del motore elettrico, è opportuno prevedere uno stadio di riduzione della velocità. Visto il tipo di attuatore, un motore elettrico asincrono trifase ad una coppia di poli, si potrebbero riscontrare problemi nel controllo di velocità per i regimi più bassi, cioè per frequenze di rotazione pari a 1 Hz (nell'ottica di eseguire prove nello stesso intervallo di velocità utilizzato in simulazione), sebbene non vi siano carichi resistenti applicati; inoltre, nelle prove effettuate ai regimi più alti ($n_{\text{manovella}} = 600 \text{ rpm}$), sarebbe ragionevole non discostarsi troppo dai dati di targa del motore, ed in particolare dal valore di velocità nominale ($n_{\text{sincronismo}} = 3000 \text{ rpm}$). Il valore del rapporto di trasmissione richiesto, t , è stato quindi convenientemente fissato ad un valore pari a 1/4. Un valore superiore di t , infatti, comporterebbe un aumento troppo considerevole degli ingombri degli elementi di trasmissione, siano essi pulegge o ruote dentate (ovvero le tipologie di trasmissione prese in considerazione per un possibile impiego, come di seguito approfondito): nel caso di cinghie, ad esempio, le dimensioni della puleggia motrice (la più piccola per uno stadio di riduzione), sono limitate inferiormente dal diametro minimo del foro necessario al calettamento, e dal diametro minimo necessario ad un corretto avvolgimento della cinghia; pertanto è necessario aumentare il diametro della ruota condotta se si vuole incrementare la riduzione di velocità (un discorso simile può essere fatto anche per le ruote dentate).

Tale specifica, unita a quelle individuate ai paragrafi precedenti, va a formare l'insieme completo di requisiti necessari alla progettazione dettagliata della catena di trasmissione. Sono state prese in considerazione tre tipologie di trasmissione come possibili candidate ad essere impiegate nell'apparecchiatura: ruote dentate; cinghie trapezoidali; cinghie dentate. Tali opzioni sono state vagliate in base ai seguenti criteri di valutazione:

- ingombro – dimensioni dei componenti della trasmissione in direzione

ortogonale all'asse del motore, che, a causa del limitato spazio disponibile sul telaio del banco prova, devono essere contenute;

- frequenze introdotte – componenti spettrali non desiderate associate alla trasmissione (ad esempio, frequenze di ingranamento), che potrebbero alterare il contenuto in frequenza dei segnali misurati;
- stima rigidezza equivalente – facilità di calcolo della rigidezza associata alla trasmissione, imputabile sia alla disponibilità di dati specifici relativi ai singoli componenti, sia all'attendibilità dei modelli impiegati per la stima della rigidezza stessa;
- giochi/urti – possibile presenza di fenomeni impulsivi in grado di eccitare le risonanze del sistema, e quindi da evitare;
- montaggio/simmetria – tolleranza agli errori di lavorazione e montaggio, ovvero quanto una eventuale imprecisione di realizzazione della trasmissione (dovuta ad esempio a disallineamenti) può pregiudicare il rispetto della simmetria.

Le valutazioni attribuite alle singole tipologie di trasmissione, in merito ad ogni criterio, sono riassunte in Tabella (4.1), in cui una valutazione positiva è indicata da un segno “+”, mentre un “-” ne indica una negativa.

	ingombro	frequenze introdotte	stima K_T equivalente	giochi/urti	montaggio/simmetria
Cinghie trapezoidali	-	+	-	++	--
Cinghie dentate	+	-	+	+	+
Ruote dentate	+	--	+	--	+

Tabella 4.1 – Valutazione delle opzioni di realizzazione della trasmissione

Il confronto qualitativo dei giudizi assegnati ha portato ad identificare nelle cinghie dentate il dispositivo più idoneo per la realizzazione della catena di

trasmissione. Le considerazioni che hanno portato a questa scelta sono riassumibili come segue.

Le ruote dentate sono state scartate in quanto, a causa dei considerevoli fenomeni vibratorii attesi in condizioni operative (considerando i risultati ottenuti dalle simulazioni), potrebbero presentare fenomeni piuttosto rilevanti di urto tra i denti, con effetti più significativi rispetto a quelli causati dal solo ingranamento, comunque anch'essi presenti: il contenuto in frequenza associato a tali fenomeni potrebbe pregiudicare seriamente la regolare esecuzione dei rilievi sperimentali, andando a interferire con i fenomeni di interesse.

Le cinghie trapezoidali, dal canto loro, garantirebbero un funzionamento senza introduzione di frequenze di disturbo; tuttavia, la presenza di un qualche errore di montaggio potrebbe compromettere il pretensionamento di uno dei due rami della trasmissione, influenzando negativamente sulla simmetria della coppia trasmessa. Inoltre, a causa sia della scarsità di dati disponibili relativi alla rigidità di questa tipologie di cinghie, sia della non completa affidabilità del modello di calcolo impiegato (a causa degli strisciamenti presenti sulle pulegge), la stima della rigidità torsionale equivalente risulterebbe difficoltosa.

Per le cinghie sincrone valgono invece le seguenti considerazioni, che ne hanno decretato la vittoria sulle altre opzioni.

- Le cinghie dentate sono meno influenzate dai possibili disallineamenti, in quanto il loro funzionamento non richiede un alto valore di pretensionamento.
- Esse dovrebbero presentare effetti di ingranamento più contenuti rispetto alle ruote dentate, effetti che comunque presentano frequenze note e ben definite, e che si può quindi riuscire a tenere sotto controllo, eseguendo ad esempio un opportuno filtraggio dei segnali sperimentali. Inoltre, per limitare ulteriormente tale problematica si è scelto di impiegare cinghie con un opportuno profilo dei denti, identificato dal codice standard *RPP*: tale profilo, caratterizzato da una distribuzione di pressioni più uniforme e da giochi ridotti, rispetto agli standard più comuni (quali il profilo *HTD* o quello

trapezoidale classico *Imperial*), dovrebbe consentire una ulteriore riduzione dei fenomeni vibratori.

- Pur non essendo riusciti a trovare dati specifici per lo standard *RPP*, i valori di rigidezza relativi ad altre tipologie di cinghie sincrone, caratterizzate da una sezione resistente paragonabile alla *RPP* (la rigidezza a trazione delle cinghie è correlata alle caratteristiche degli inserti resistenti, non alla geometria del dente), sono comunque disponibili sia nelle specifiche dichiarate dai produttori, sia in alcuni articoli in letteratura (nei quali, tra l'altro, sono reperibili i modelli di calcolo utilizzabili per la stima della rigidezza equivalente). Si ritiene quindi di essere in grado di stimare, con un certo livello di confidenza, almeno l'ordine di grandezza della rigidezza torsionale equivalente imputabile alla trasmissione realizzata con tali cinghie.

Per realizzare una trasmissione perfettamente simmetrica, si dovrebbero impiegare tre distinti assi di rotazione: un asse collegato direttamente all'albero motore che muove un asse intermedio, tramite cinghia e pulegge collocate in corrispondenza del piano del moto; due ulteriori pulegge, calettate simmetricamente sul secondo albero, andrebbero a trascinare le cinghie necessarie a movimentare le due pulegge condotte, ciascuna calettata alla rispettiva semi-manovella. Tale configurazione, tuttavia, anche in caso di strategie studiate per contenere gli ingombri, porterebbe ad una proliferazione di componenti, con conseguente aumento del rischio di errori di lavorazione e montaggio; la stima della rigidezza torsionale equivalente, inoltre, sarebbe resa più difficoltosa dalla presenza di una cinghia addizionale. Si è quindi deciso di impiegare solo due assi per la trasmissione del moto, con motore collegato ad un'estremità del primo asse: il dimensionamento dell'albero impiegato per la realizzazione del primo asse del moto dovrebbe rendere trascurabile gli effetti dell'asimmetria del motore.

Il dimensionamento della trasmissione a cinghie è stato effettuato secondo le linee guida fornite dal costruttore, tenendo conto dei consueti parametri

progettuali (potenza da trasmettere, raggio puleggia minore, ecc.). Nel caso in esame, la cinghia idonea, e le relative pulegge (motrice e condotta, rispettivamente caratterizzate da numero di denti pari a Z_1 e Z_2), presentano le specifiche riportate in Tabella 4.2.

Dentatura	Passo [mm]	Larghezza [mm]	Lunghezza [mm]	Z_1	Z_2
RPP	5	9	450	18	72

Tabella 4.2: Caratteristiche principali cinghia e pulegge dentate

Si è quindi proceduto verificando che la soluzione individuata sia compatibile con il valore di rigidità torsionale che si desidera ottenere. La rigidità torsionale equivalente, K_T , di una singola cinghia, ridotta all'asse di manovella, può essere stimata, in prima approssimazione, in accordo con quanto mostrato in [46, 47]:

$$K_T = 2K_B r_2^2 \quad (4.1)$$

dove K_B rappresenta la rigidità lineare del tratto libero di cinghia, e r_2 il raggio della puleggia corrispondente all'asse di riduzione. La rigidità K_B può essere a sua volta stimata con la formula:

$$K_B = c_{sp} \frac{b}{L_i} \quad (4.2)$$

dove c_{sp} è il coefficiente di rigidità specifica, b la larghezza della cinghia ed L_i la lunghezza del tratto libero di cinghia. Il coefficiente c_{sp} (fornito, in alcuni casi, come prodotto di modulo di elasticità, E , e sezione, A , relativi all'inserito resistente, normalizzato rispetto alla larghezza di cinghia b) può essere desunto considerando i dati dichiarati dai costruttori per cinghie di sezioni analoghe (*HTD* passo 5 [mm] e *Imperial*, tipo *L*), oltre che da alcuni studi presenti in letteratura (si cita [48]). Considerando, cautelativamente, un valore di rigidità specifica pari a $c_{sp} = 5 \cdot 10^3$ [N/mm], si ottiene $K_T = 3 \cdot 10^3$ [Nm/rad] per una singola

cinghia. La rigidezza così calcolata è superiore a quella desiderata (specialmente se si considera che la rigidezza equivalente data da due cinghie in parallelo sarà pari al doppio del valore indicato), anche se tale valore potrebbe essere sovrastimato. Infatti la formulazione impiegata considera che tutti i cedimenti siano dovuti alla deformazione lineare della cinghia, tralasciando quindi effetti associati ai giochi tra i denti di cinghia e pulegge, oppure dovuti alla deformazione dei denti della cinghia.

Il completamento della catena di trasmissione richiede l'inserimento di giunti: uno per il collegamento dell'albero motore al primo asse di trasmissione; due giunti, da interporre tra le due semi-manovelle e le rispettive pulegge condotte, per garantire un corretto posizionamento angolare delle pulegge stesse in fase di tensionamento delle cinghie. Tramite un'opportuna scelta delle caratteristiche di rigidezza dei giunti (compatibilmente con i requisiti di coppia trasmissibile e disallineamenti ammissibili), è possibile non solo modificare il valore della rigidezza torsionale equivalente dell'intera catena di trasmissione, avvicinandolo a quello desiderato, ma anche svincolarlo parzialmente dal valore del parametro K_T , riducendo quindi l'influenza di un possibile errore nella stima della rigidezza torsionale della cinghia. La schematizzazione delle rigidzze associate alla trasmissione è riprodotta in Figura (4.5).

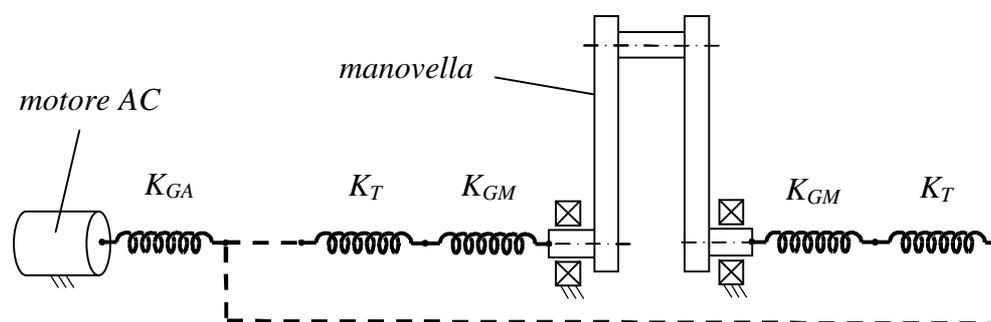


Figura 4.5 – Schema delle rigidzze della catena di trasmissione

Per il collegamento del motore è stato scelto un giunto a soffiutto in acciaio, con un valore di rigidezza torsionale (dichiarato a catalogo) $K_{GA} = 1310$ [Nm/rad]. Giunti a lamelle, con rigidezza torsionale $K_{GM} = 935$ [Nm/rad], sono

invece impiegati nell'altra locazione. La rigidezza torsionale equivalente della trasmissione è esprimibile come:

$$K_{EQ} = \frac{K'_{eq} K''_{eq}}{K'_{eq} + K''_{eq}} \quad (4.3)$$

dove le rigidezze K'_{eq} e K''_{eq} valgono:

$$K'_{eq} = \frac{2K_T K_{GM}}{K_T + K_{GM}}, \quad K''_{eq} = \frac{K_{GA}}{t^2} \quad (4.4)$$

Il valore stimato per K_{EQ} si attesta su un valore pari a 1300 [Nm/rad], con variabilità limitata per valori di K_T compresi nell'intervallo $1 \div 6 \cdot 10^3$ [Nm/rad]. La realizzazione finale della trasmissione è mostrata in Figura (4.6).

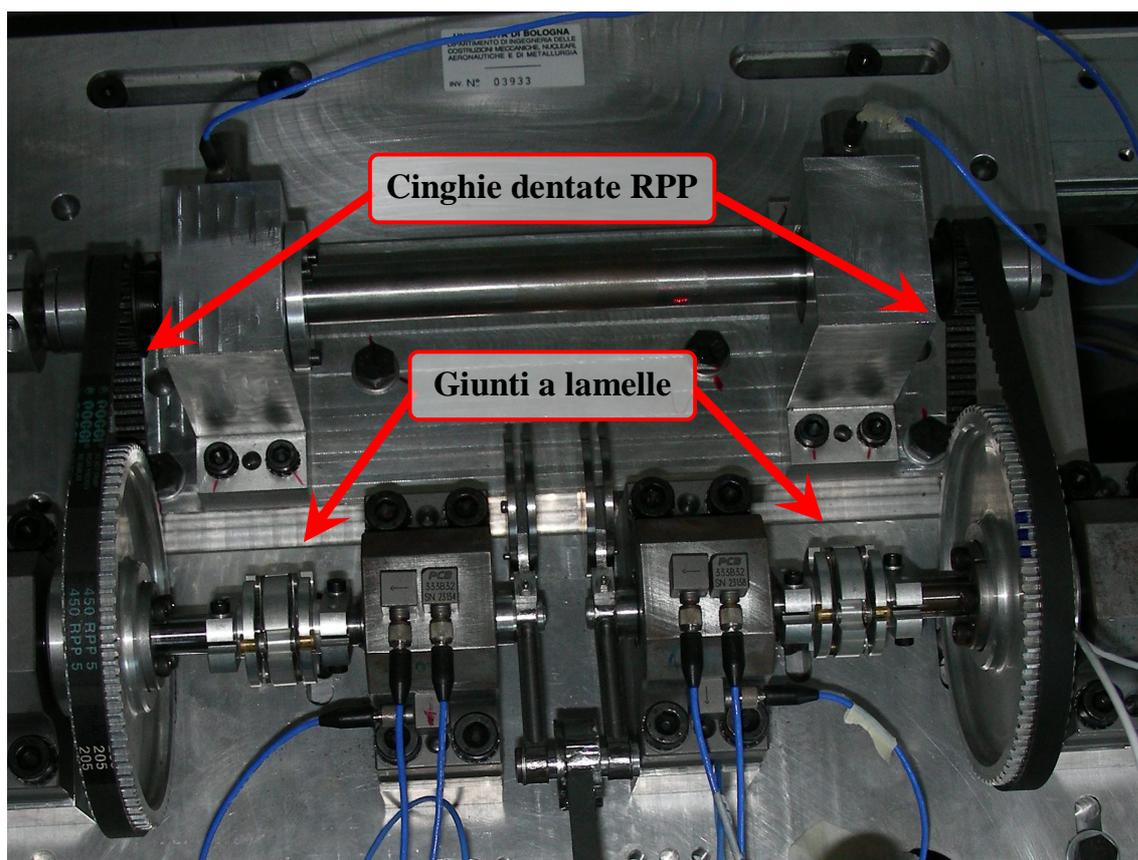


Figura 4.6 – Rappresentazione fotografica della catena di trasmissione realizzata.

Il tensionamento simmetrico delle cinghie viene effettuato tramite la traslazione dell'intero meccanismo (includendo, quindi) lungo una guida prismatica, in direzione orizzontale e ortogonalmente al primo asse di rotazione.

4.1.3. Dispositivi di misura

Il banco prova è stato predisposto per alloggiare diverse tipologie di sensori, sia per la misurazione diretta di grandezze d'interesse, quali coppia motrice e azioni trasmesse telaio, sia per la stima indiretta degli effetti del bilanciamento.

Misurazione forze

Relativamente alle forze scaricate a telaio, sono state vagliate diverse soluzioni, in merito sia alle modalità della misurazione (numero e disposizione dei sensori da impiegare), sia alla tipologia di dispositivi di misura più idonea. Si è optato per il rilevamento della sola forza \mathbf{R}_{O_3} trasmessa al supporto del bilanciante in O_3 , nelle due componenti orizzontale (direzione X) e verticale (direzione Y): in primo luogo, \mathbf{R}_{O_3} presenta caratteristiche più interessanti rispetto all'altra reazione vincolare, come si può evincere dai risultati mostrati al paragrafo precedente; inoltre, il montaggio di sensori sull'altro supporto a telaio è reso più difficoltoso dalla presenza del gruppo trasmissione.

La realizzazione simmetrica del meccanismo ha comportato la duplicazione dei supporti a telaio [Fig. (4.7a)]. Per una corretta rilevazione delle forze trasmesse, è necessario considerare i contributi agenti su entrambi i supporti del bilanciante, e quindi l'impiego di due trasduttori per ogni componente di forza; in tal modo, tuttavia, è anche possibile valutare il grado di simmetria effettivamente conseguito.

È stato previsto il montaggio di due trasduttori di forza monoassiali (uno per ogni componente di forza da misurare) in grado di misurare sia trazione che compressione, orientati ortogonalmente tra loro e posizionati, tra il telaio e il supporto del bilanciante, in corrispondenza dell'asse di rotazione del bilanciante stesso [Fig. (4.7b)], analogamente a [32]: mediante tale disposizione, il singolo trasduttore dovrebbe reagire solo nella sua direzione sensibile, così da disaccoppiare le componenti della forza in X e Y , ottenendo quindi misurazioni corrette.

Esistono essenzialmente due tipologie di trasduttori di forza commerciali disponibili: celle di carico (basate su un principio di funzionamento estensimetrico) e sensori piezoelettrici. La scelta è ricaduta su questi ultimi, poiché i fenomeni da monitorare sono di natura prevalentemente dinamica: infatti, sebbene essi non consentano di misurare la componente continua del segnale, la loro elevata rigidezza dovrebbe garantire una banda di frequenza utile sufficientemente ampia, e sicuramente superiore a quella fornita dalle celle di carico, rendendoli più idonei all'applicazione specifica. Le specifiche dei sensori, in termini di intervallo utile di misura e carico massimo ammissibile, sono state determinate sulla base dei risultati delle simulazioni, considerando opportuni margini di tolleranza. Il trasduttore scelto è il PCB-208C02.

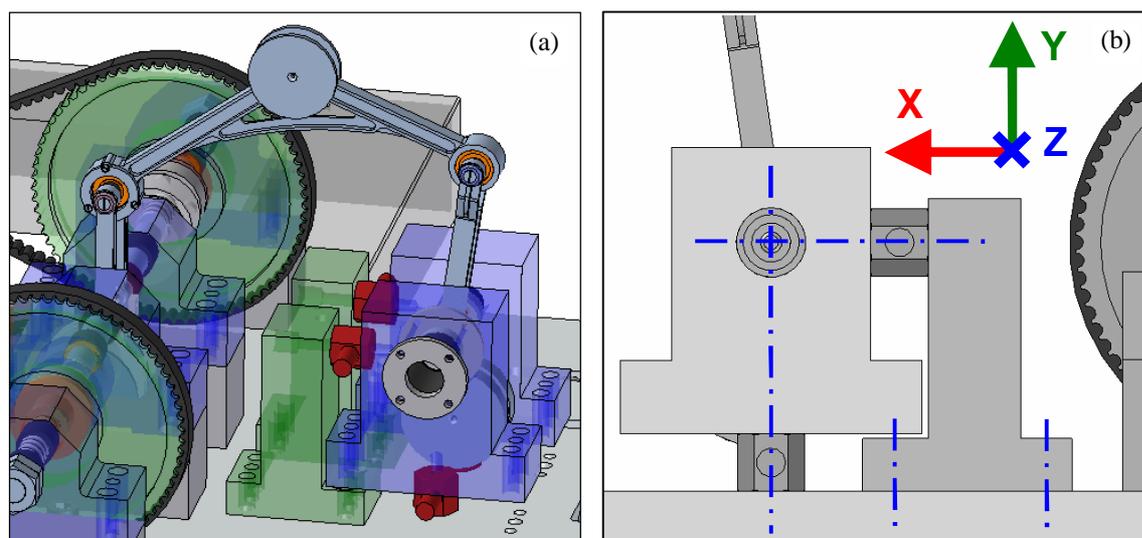


Figura 4.7 – Montaggio trasduttori di forza: (a) modello CAD, vista assonometrica; (b) vista laterale.

Al fine di contenere i costi, si è optato per l'impiego di due soli sensori, da utilizzare per il monitoraggio contemporaneo delle componenti di forza nella medesima direzione, oppure per la misurazione di entrambe le componenti su un singolo supporto. In ogni caso, per la misurazione di tutte le componenti sarà necessario modificare la disposizione dei sensori. Inoltre, nelle posizioni non occupate dai sensori occorrerà inserire dei componenti aggiuntivi, necessari al

corretto vincolamento dei supporti a telaio: tali “sensori fittizi” sono stati dimensionati in modo da replicare i valori di rigidezza dei trasduttori reali.

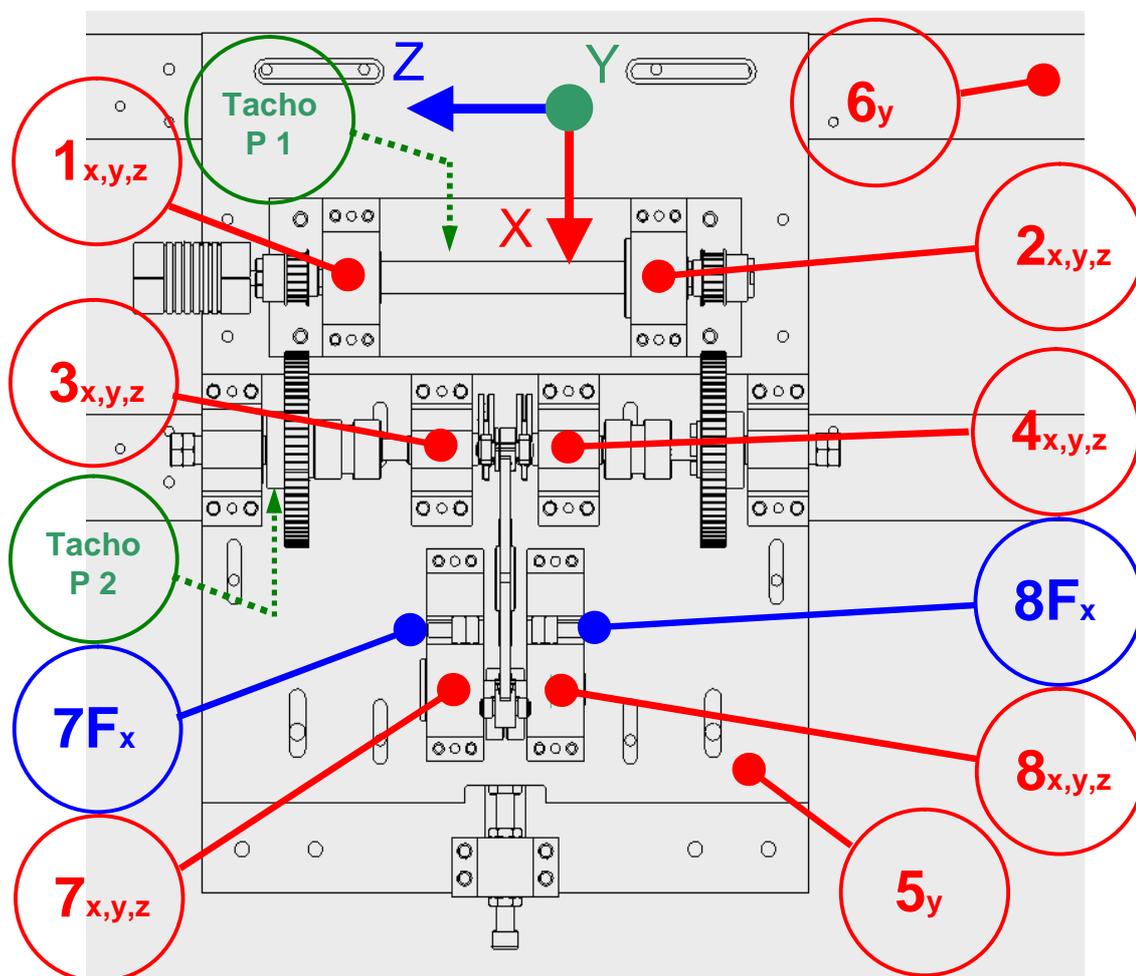


Figura 4.8 – Schema riassuntivo di tutti i punti di misura sul banco prova.

Misurazione coppia erogata dal motore

Il banco prova è stato predisposto per l’inserimento di un torsionometro atto alla misurazione della coppia in uscita dall’attuatore. Un torsionometro commerciale idoneo all’impiego nell’applicazione in esame è stato identificato sulla base dei dati ottenuti dal modello numerico: in particolare si è tenuto conto della previsione sia sull’entità carico massimo, sia sulle caratteristiche dinamiche del segnale di coppia. La dotazione iniziale dell’apparecchiatura sperimentale non prevede, tuttavia, il rilevamento diretto della coppia erogata dal motore.

Segnali accelerometrici

E' stata prevista l'acquisizione di numerosi segnali accelerometrici, per mezzo di accelerometri piezoelettrici, con duplice finalità. In primo luogo, il monitoraggio delle vibrazioni è impiegato per verificare il corretto funzionamento di tutto l'apparato (individuando la presenza di eventuali comportamenti anomali o non simmetrici). Inoltre, si cerca di ottenere una stima indiretta degli effetti del bilanciamento attraverso l'analisi dei segnali accelerometrici: una buona correlazione con le accelerazioni, infatti, consentirebbe di eseguire le prove sperimentali in modo più semplice, per ovvi motivi (l'applicazione degli accelerometri è molto agevole, a differenza dei trasduttori analizzati precedentemente, che, dovendo misurare le azioni scambiate tra due componenti, devono necessariamente essere montati "all'interno" del meccanismo). Le posizioni monitorate tramite accelerometri (e le direzioni relative alle componenti di accelerazione rilevate nelle varie prove), sono riassunte in Figura (4.8).

Velocità angolare

Il banco è stato dotato di un sensore tachimetrico laser. Tale sensore è stato impiegato per il monitoraggio della velocità angolare dell'albero motore (o di quello di manovella, a seconda del puntamento del sensore), tramite il rilevamento di un unico impulso per giro (dato dal passaggio di una tacca riflettente davanti al fascio laser).

Nel caso di puntamento sull'albero di manovella, il sensore è stato impiegato anche per la sincronizzazione dei segnali acquisiti (di forza e accelerometrici) con le posizioni notevoli del quadrilatero, ovvero l'angolo di riferimento θ_0 e le due posizioni di punto morto (θ_i e θ_s), tramite l'inserimento di tacche riflettenti supplementari (non equispaziate tra loro). Anche in questo caso, la velocità angolare è calcolata sfruttando un unico impulso per giro.

4.2. Nuovi modelli numerici

Nuovi modelli numerici, più raffinati dei precedenti, sono stati implementati. Tali modelli sono basati su geometrie e parametri inerziali corrispondenti a quelli dei componenti effettivamente impiegati nella realizzazione dell'apparecchiatura sperimentale. In particolare, i membri del quadrilatero sono stati modellati con elementi finiti, realizzando una *mesh* di elementi solidi (tetraedri) costruita sulla base delle geometrie di progetto. Come visto in precedenza (cfr. § 4.1.1) tali FEM sono stati utilizzati in fase di progetto con un processo iterativo, fino al raggiungimento della geometria più appropriata per i membri stessi.

I modelli *multibody* completi sono stati costruiti analogamente ai vecchi modelli con *mesh beam*, assemblando i nuovi FEM tridimensionali ed inserendo tutta una serie di vincoli e parametri concentrati volti a modellare rigidzze di cinghie e giunti, nonché masse ed inerzie di cuscinetti, contrappesi, pulegge ecc.

I modelli così ottenuti, relativi ai casi analizzati nei test sperimentali, ovvero al quadrilatero non bilanciato (4B-U-3D) e a quello bilanciato con masse (4B-M-3D), sono anch'essi stati impiegati in fase di progetto, per verificare la compatibilità dei parametri modali dell'apparecchiatura sperimentale con quelli del precedente modello numerico. Il processo di aggiornamento iterativo del progetto e dei nuovi modelli è stato quindi eseguito non solo sul singolo componente, ma anche sul meccanismo complessivo.

Successivamente i risultati dell'analisi modale condotta sui modelli 3D sono stati utilizzati come strumento di supporto per l'interpretazione dei dati ottenuti sperimentalmente (cfr. § 5.2.1), al fine, ad esempio, di identificare eventuali effetti correlati a deformazioni fuori dal piano del moto.

4.3. Prove sperimentali

Sono state effettuate prove in diverse configurazioni di assemblaggio del sistema e con diverse modalità di funzionamento: le varie condizioni testate sono

Capitolo 4

elencate, rispettivamente, in Tabella (4.3) e (4.4).

Configurazione	Sigla	Descrizione
Solo motore	M0	Giunto motore non collegato
Asse 1	A1	Motore e asse 1 collegati, cinghie non collegate
Asse 2	A2	Motore e asse 1 collegati; cinghie in tensione e giunti lamellari collegati; semi-manovelle montate e collegate con perno
4B completo	4BU	Motore e asse 1 collegati; cinghie in tensione e giunti lamellari collegati; quadrilatero completamente assemblato
4B bilanciato	4BM	Motore e asse 1 collegati; cinghie in tensione e giunti lamellari collegati; quadrilatero completamente assemblato e bilanciato

Tabella 4.3 – Descrizione delle configurazioni di assemblaggio del banco testate nelle prove.

Condizione funzionamento	Sigla	Descrizione
Rumore ambientale	N	Azionamento spento
Frequenza fissa	OK	Motore in rotazione con frequenza inverter fissa
Rampa ascendente	RA	Velocità angolare crescente con rampa lineare
Sensori di forza	Fx - Fy	Sensori di forza montati su supporti bilanciere, direz X / Y

Tabella 4.4 – Descrizione delle condizioni di funzionamento testate nelle prove.

Canale	Posizione	Direzione	Sensore
1	1	x	Acc – PCB 356B21
2	1	y	
3	1	z	
4	2	x	Acc – PCB 356B21
5	2	y	
6	2	z	
7	3	x	Acc – PCB 333B32
8	3	y	Acc – PCB 333B32
9	3	z	Acc – PCB 333B32
10	4	x	Acc – PCB 333B32
11	4	y	Acc – PCB 333B32
12	4	z	Acc – PCB 333B32
13	5	y	Acc – PCB (Q)353B44
14	6	y	Acc – PCB 353B04
15			TACHO P1
RPM1			TACHO P1

Tabella 4.5 – Setup sensori e canali di acquisizione delle prove in configurazione A2.

Canale	Posizione	Direzione	Sensore
1	7	x	Acc – PCB 356B21
2	7	y	
3	7	z	
4	8	x	Acc – PCB 356B21
5	8	y	
6	8	z	
7	3	x	Acc – PCB 333B32
8	3	y	Acc – PCB 333B32
9	3	z	Acc – PCB 333B32
10	4	x	Acc – PCB 333B32
11	4	y	Acc – PCB 333B32
12	4	z	Acc – PCB 333B32
13	-	-	-
14	1	x	Acc – PCB 353B03
15			TACHO P1
16	2	x	Acc – PCB 353B03
RPM1			TACHO P1

Tabella 4.6 – Setup sensori e canali di acquisizione delle prove in configurazione 4BU/4BM.

Canale	Posizione	Direzione	Sensore
1	7	x	Acc – PCB 356B21
2	7	y	
3	7	z	
4	8	x	Acc – PCB 356B21
5	8	y	
6	8	z	
7	3	x	Acc – PCB 333B32
8	3	y	Acc – PCB 333B32
9	7	x	Force – PCB 208C02
10	4	x	Acc – PCB 333B32
11	4	y	Acc – PCB 333B32
12	8	x	Force – PCB 208C02
13	-	-	-
14	1	x	Acc – PCB 353B03
15			TACHO P2
16	2	x	Acc – PCB 353B03
RPM1			TACHO P2

Tabella 4.7 – Setup sensori e canali di acquisizione delle prove in configurazione 4BU/4BM-Fx.

Le condizioni di funzionamento sperimentate sono state essenzialmente due, ovvero test con rampa di velocità e funzionamento a velocità di regime costante.

4.3.1. Rampa lineare di velocità

La prima tipologia di prova è stata eseguita con la finalità di individuare le risonanze del sistema, e va quindi parzialmente a sostituire le prove numeriche di analisi modale (non è infatti prevista l'esecuzione test di analisi modale sperimentale). La velocità dell'attuatore, N_{mot} , è stata imposta tramite una legge di moto caratterizzata da un profilo lineare crescente nell'intervallo 0÷2400 [rpm] (cioè 0÷600 [rpm] dell'albero di manovella) e da una durata di 200 [s]. I segnali dei trasduttori sono stati acquisiti a partire dal raggiungimento di una N_{mot} pari a 60 [rpm].

4.3.2. Prove a velocità costante

Gli esperimenti a velocità angolare costante del motore prevedono condizioni di lavoro essenzialmente analoghe a quelle delle simulazioni cineto-elastodinamiche: i valori di velocità di regime assegnati all'attuatore variano nell'intervallo 4÷40 [Hz]; rispetto al modello numerico è stato considerato un numero maggiore di punti di funzionamento, prevedendo prove equispaziate di 4[Hz], includendo tutti i multipli di 10[Hz]. I segnali sono stati acquisiti con velocità di regime già raggiunta; i parametri di acquisizione prevedono una durata dell'acquisizione $T=25.6[s]$ e una frequenza di campionamento $F_s=5120[Hz]$.

Risultati della sperimentazione

I risultati ottenuti dalle prove sperimentali sono qui presentati ed analizzati. Dapprima sono considerati i segnali relativi alle prove con rampa di velocità, al fine di individuare le principali risonanze del sistema, nei casi bilanciato e non. Sono quindi considerate le prove a velocità costante, attraverso le quali viene indagato nello specifico il comportamento elastodinamico del meccanismo, concentrando l'attenzione sull'influenza delle masse di bilanciamento. Particolare attenzione viene dedicata ai dati concernenti le azioni trasmesse a telaio, acquisiti tramite trasduttori di forza,

Di seguito vengono mostrati ed analizzati i dati ottenuti dalla campagna sperimentale. Considerata la notevole quantità di prove effettuate, vengono presentati soltanto i risultati più significativi per ogni tipologia di condizioni testate. Per un ulteriore approfondimento dell'analisi, in relazione ai risultati numerici, si veda al Capitolo 6. Per la convenzione circa l'indicazione di posizione e direzione misurate, si veda al capitolo precedente (cfr. § 4.1.3).

5.1. Dati sperimentali rampe di velocità

I risultati relativi all'analisi spettrale delle rampe di velocità sono presentati principalmente tramite mappe di colore, in cui il contenuto in frequenza del segnale (in ascissa) viene messo in relazione con la velocità

istantanea di rotazione del motore (in ordinata, assieme alla velocità di manovella e al tempo di prova); la velocità di rotazione del motore, e la frequenza di ingranamento (con la seconda e la terza armonica) sono rappresentate da un tratteggio nero. Al fine di cogliere con più facilità le ampiezze associate alle varie componenti spettrali, a volte non facilmente interpretabili (rappresentazione bidimensionale, effetto Moirè, ecc), i risultati sono presentati anche tramite una rappresentazione tridimensionale cosiddetta *waterfall*: le informazioni ivi contenute coincidono con quelle delle mappe di colore.

5.1.1. Segnali di forza

Le mappe di colore, relative all'analisi tempo-frequenza (*TF*) sull'intera banda di frequenza utile dei segnali di forza rilevati nelle rampe (ovvero alle reazioni vincolari esercitate dai due supporti del bilanciere in direzione *X*), sono presentate in Figura (5.1a,b), per il quadrilatero bilanciato, e in Figura (5.1c,d), per il non bilanciato (a cui si fa riferimento, rispettivamente, con le diciture 4BM e 4BU, cfr. § 4.1.3). Il contenuto in frequenza oltre i 1500 [Hz] risulta scarsamente rilevante, mentre particolarmente significative appaiono le componenti spettrali al di sotto dei 500 [Hz]. L'analisi tempo-frequenza dei medesimi dati, nella banda 0-450 [Hz], è mostrata nelle Figure (5.3a-d, 5.4a-d).

L'analisi evidenzia l'insorgere di fenomeni di risonanza, anche se i picchi associati alle frequenze naturali non appaiono ben definiti, ma sono anzi diffusi su bande relativamente ampie. Per il 4BM, trascurando il primo picco associato alla velocità di rotazione, sono chiaramente identificabili due zone di risonanza: la prima in una banda nell'intorno dei 150 [Hz]; la seconda intorno ai 250 [Hz]. Anche nel caso del 4BU, si riscontrano sostanzialmente due zone principali di risonanza: una poco sotto i 200 [Hz]; l'altra, meno chiaramente identificabile, intorno ai 300 [Hz]. Sono inoltre visibili numerose armoniche della frequenza di rotazione della manovella (cfr § 5.2.1). Componenti associabili alla frequenza di ingranamento della cinghia (e alle sue armoniche) sono facilmente rintracciabili.

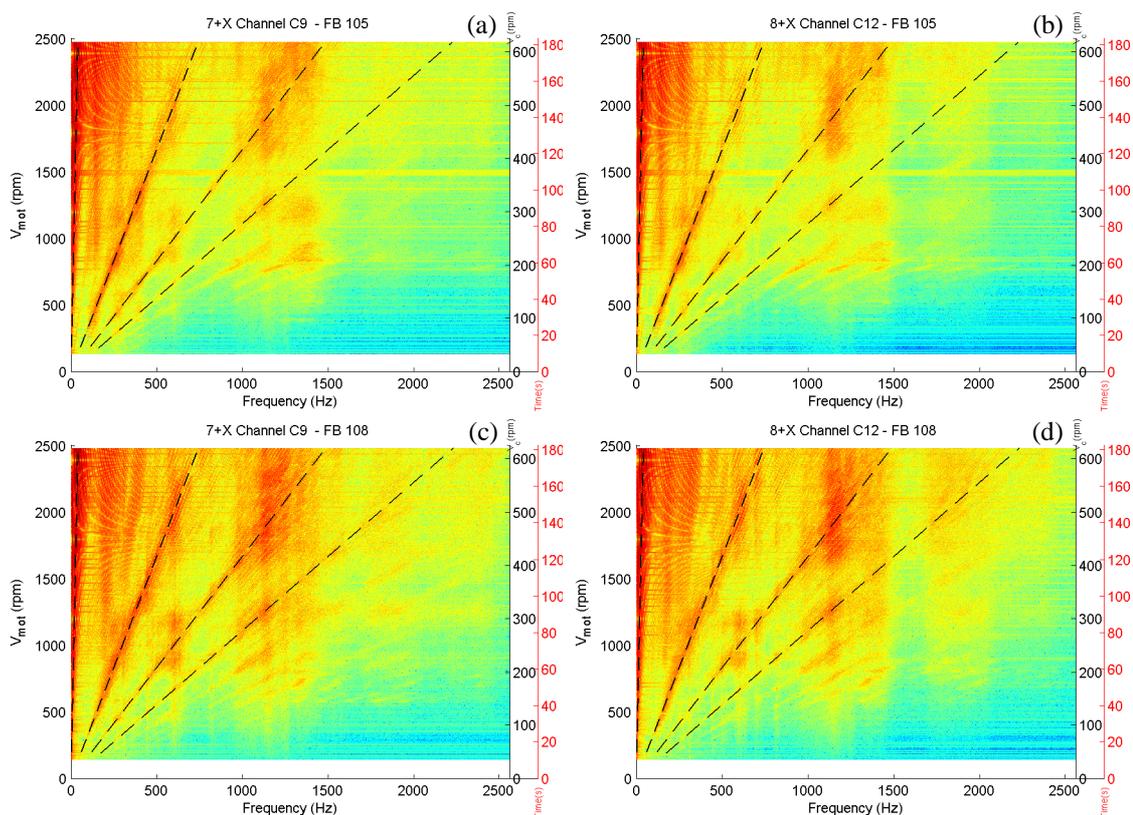


Figura 5.1 – Segnali di forza, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nello spettro completo, delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

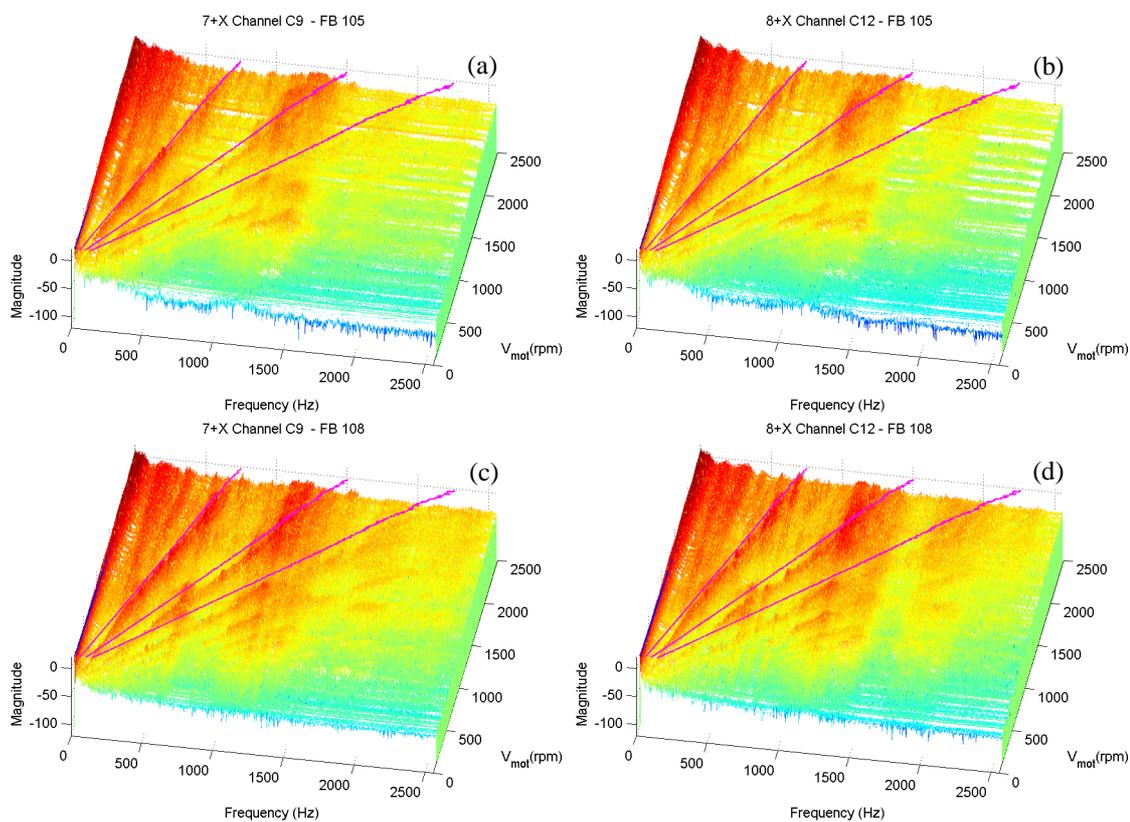


Figura 5.2 – Segnali di forza, diagrammi *waterfall* relativi all’analisi tempo-frequenza, nello spettro completo, delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

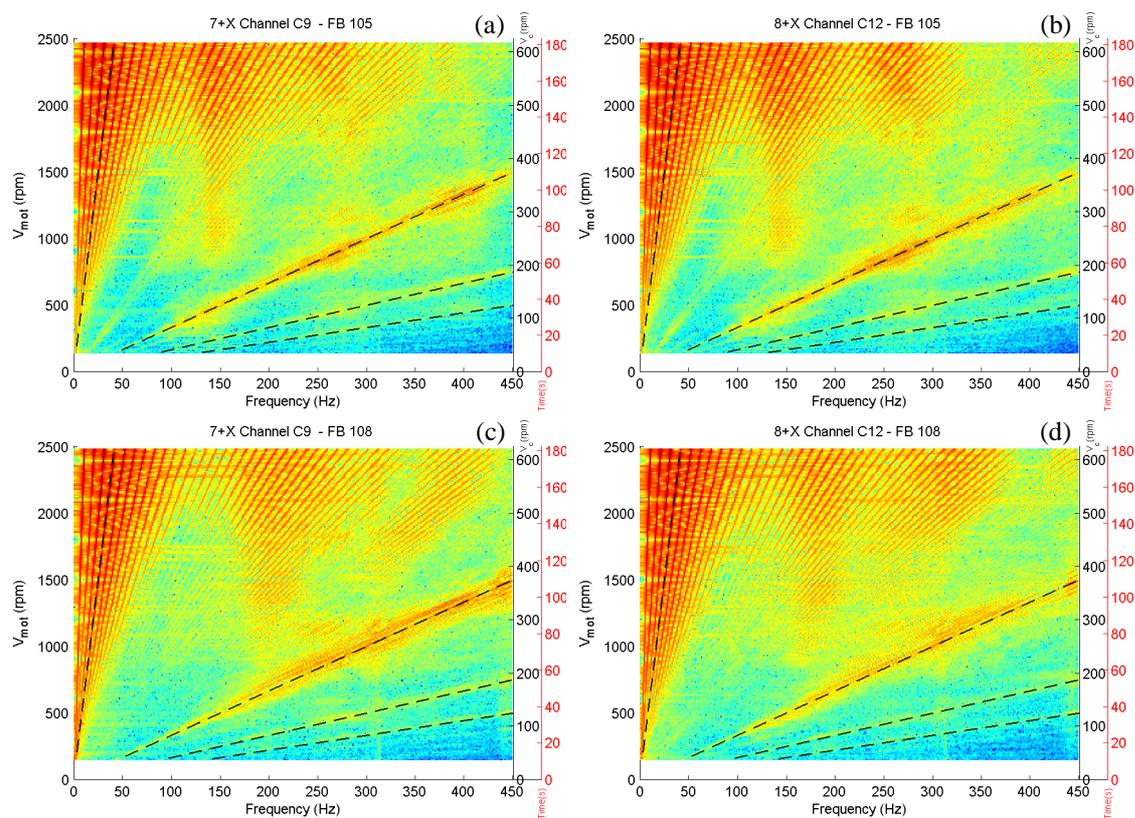


Figura 5.3 – Segnali di forza, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

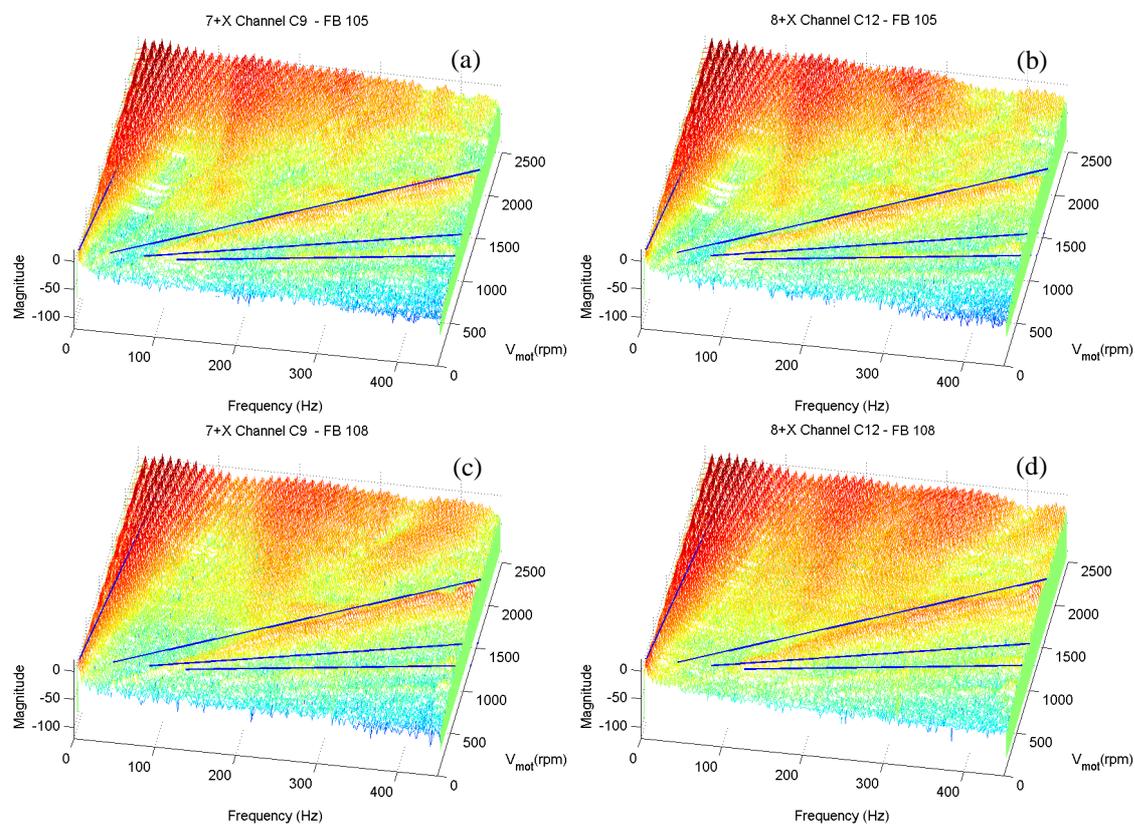


Figura 5.4 – Segnali di forza, diagrammi waterfall relativi all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

5.1.2. Segnali di accelerazione

I segnali accelerometrici, a differenza di quelli provenienti dai trasduttori di forza, sono stati acquisiti in tutte le configurazioni di assemblaggio utilizzate nei test. Di seguito sono riportati i dati relativi alle condizioni più significative, ovvero in configurazione A2, 4BU e 4BM (cfr. § 4.1.3), negli ultimi due casi, sia in presenza che in assenza di trasduttori di forza. I risultati sono presentati nell'ordine ritenuto più funzionale alla discussione degli stessi.

Configurazioni 4BM e 4BU con trasduttori di forza

Oltre alle vibrazioni relative alle Posizioni 7 e 8 (considerate in direzione sia X che Y), più direttamente correlate alle forze misurate sperimentalmente, viene qui considerata anche la Posizione 4: quest'ultima posizione è innanzitutto caratterizzata da alcuni aspetti interessanti; ma soprattutto, essa comune a tutte le condizioni di test (a differenza delle Posizioni 7 e 8, non misurate in configurazione A2), ed è quindi impiegabile per un confronto diretto di tutte le prove.

L'analisi tempo-frequenza dei segnali nello spettro completo, evidenzia un contenuto in frequenza non trascurabile anche per la zona superiore della banda utile [Fig (5.5)]. La banda di maggiore interesse, tuttavia, rimane quella al di sotto dei 500 [Hz], in quanto dovrebbero ivi concentrarsi le prime risonanze del meccanismo. I risultati relativi all'analisi TF delle Posizioni precedentemente menzionate, nella banda 0-450[Hz], sono mostrate nelle Figure (5.6-5.11). Per ogni posizione e direzione vengono messi a confronto i risultati relativi alle versioni bilanciata e non bilanciata del meccanismo.

Le risonanze individuate nei segnali di forza continuano ad essere visibili. Tuttavia l'intensità di tali risonanze risulta meno rilevanti rispetto ad altre frequenze naturali del sistema: sono infatti individuabili risonanze, non prima riscontrabili, a 70, 110 e 310 [Hz] (nei segnali in X anche a 25 [Hz]), con ampiezze predominanti sulle precedenti; inoltre, anche gli effetti riconducibili alla frequenza di ingranamento (con relative armoniche) risultano preponderanti.

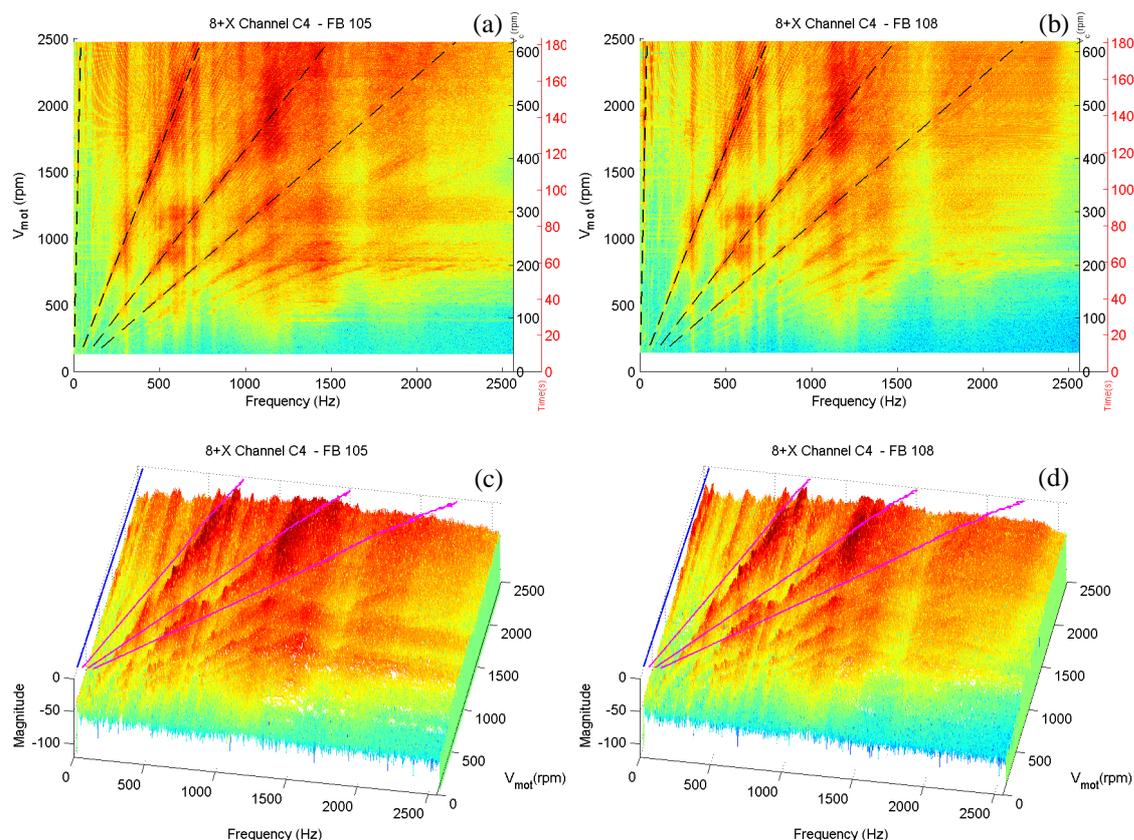


Figura 5.5 – Segnali di accelerazione, analisi tempo-frequenza, nello spettro completo: (a), (b) mappa di colore 4BM/4BU 8X; (c), (d) diagrammi *waterfall* 4BM/4BU 8X.

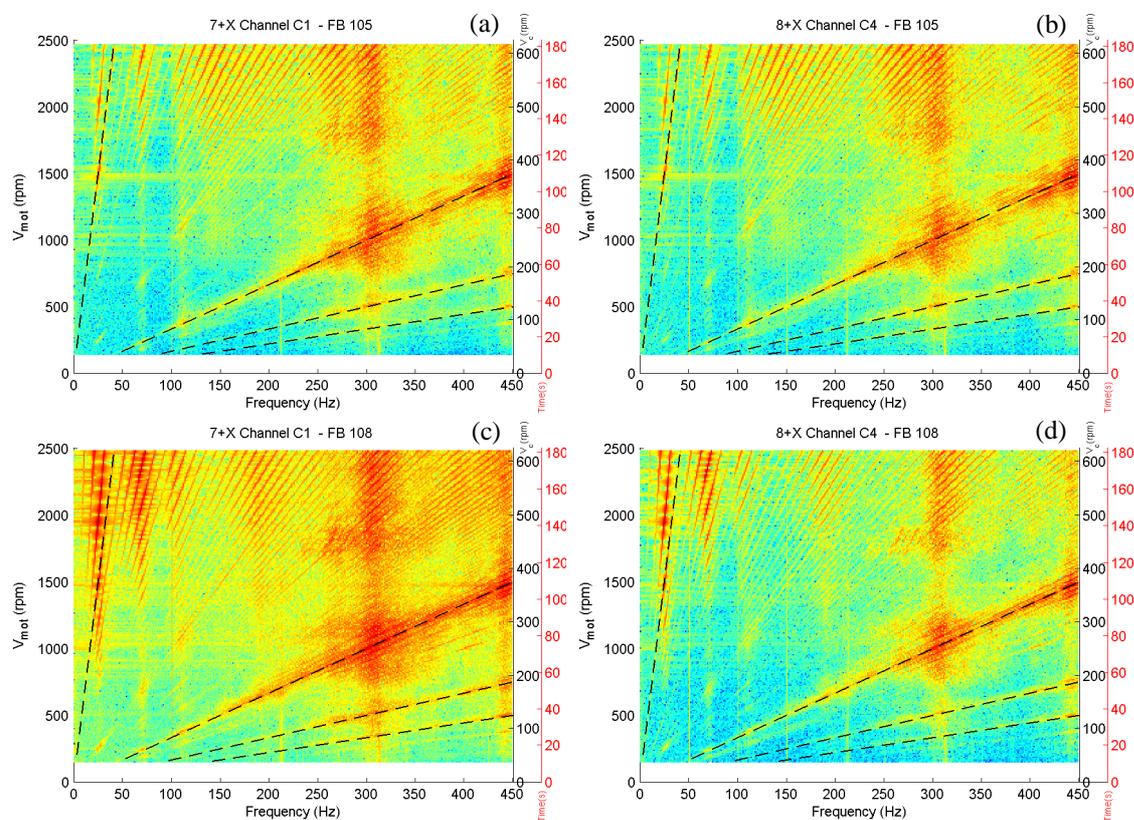


Figura 5.6 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all'analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

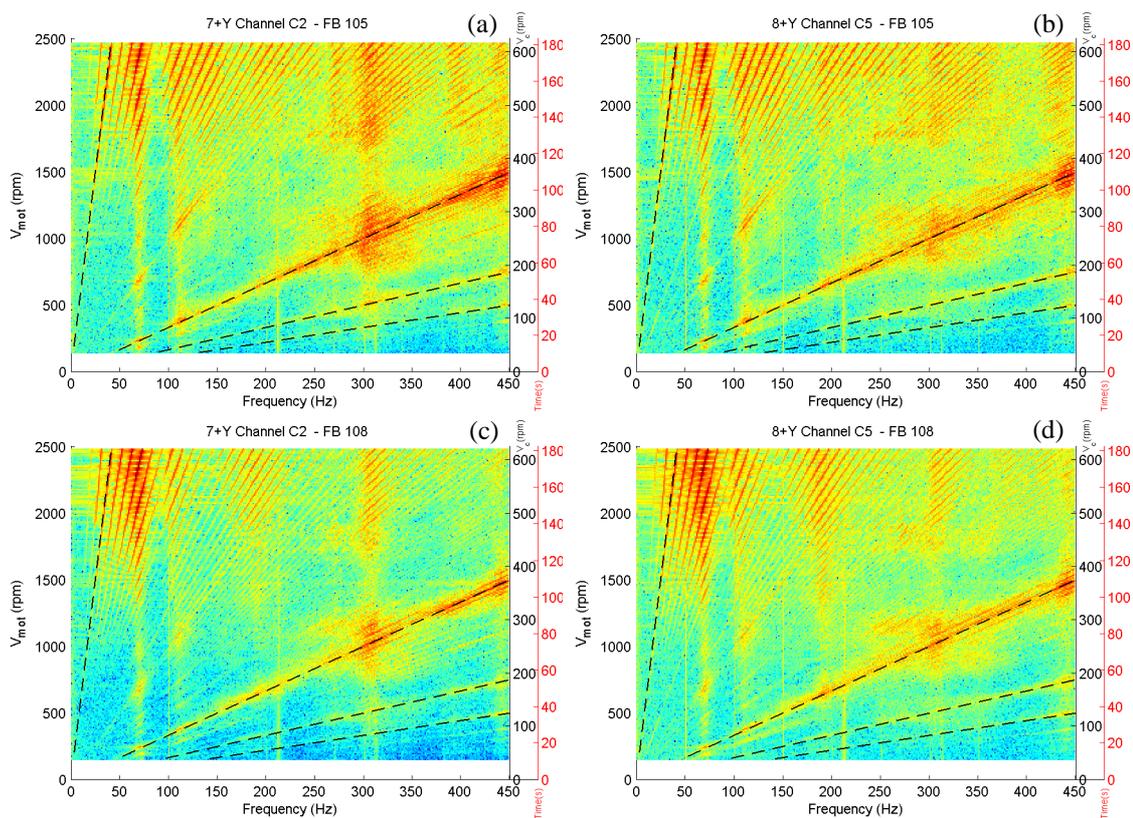


Figura 5.7 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7Y/8Y; (c), (d) 4BU 7Y/8Y.

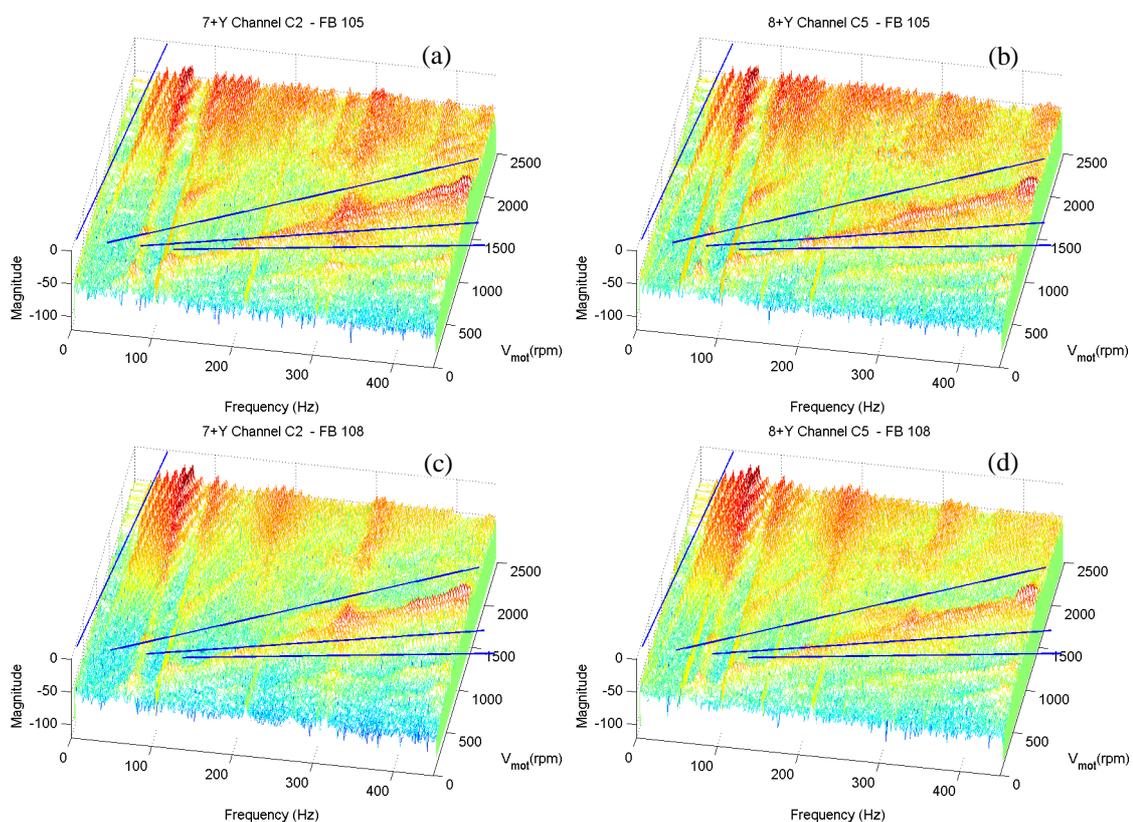


Figura 5.8 – Segnali di accelerazione, diagrammi *waterfall* relativi all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7Y/8Y; (c), (d) 4BU 7Y/8Y.

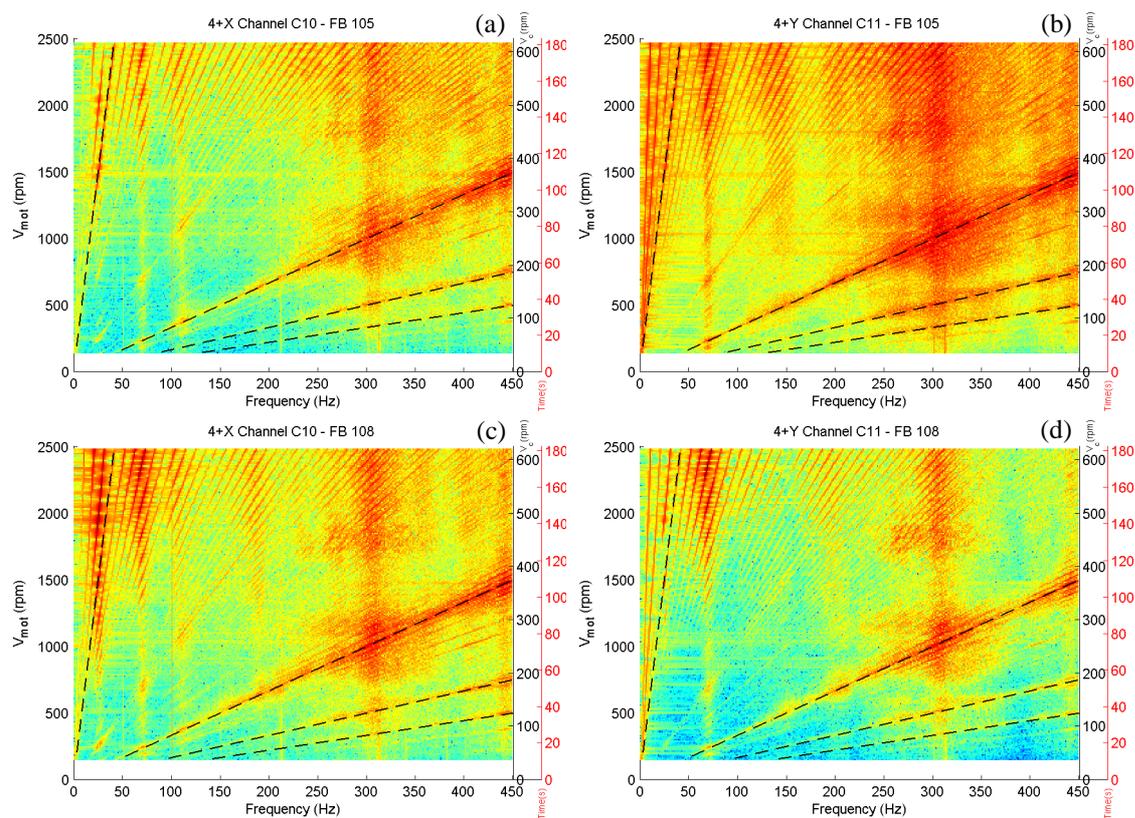


Figura 5.9 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 4X/4Y; (c), (d) 4BU 4X/4Y.

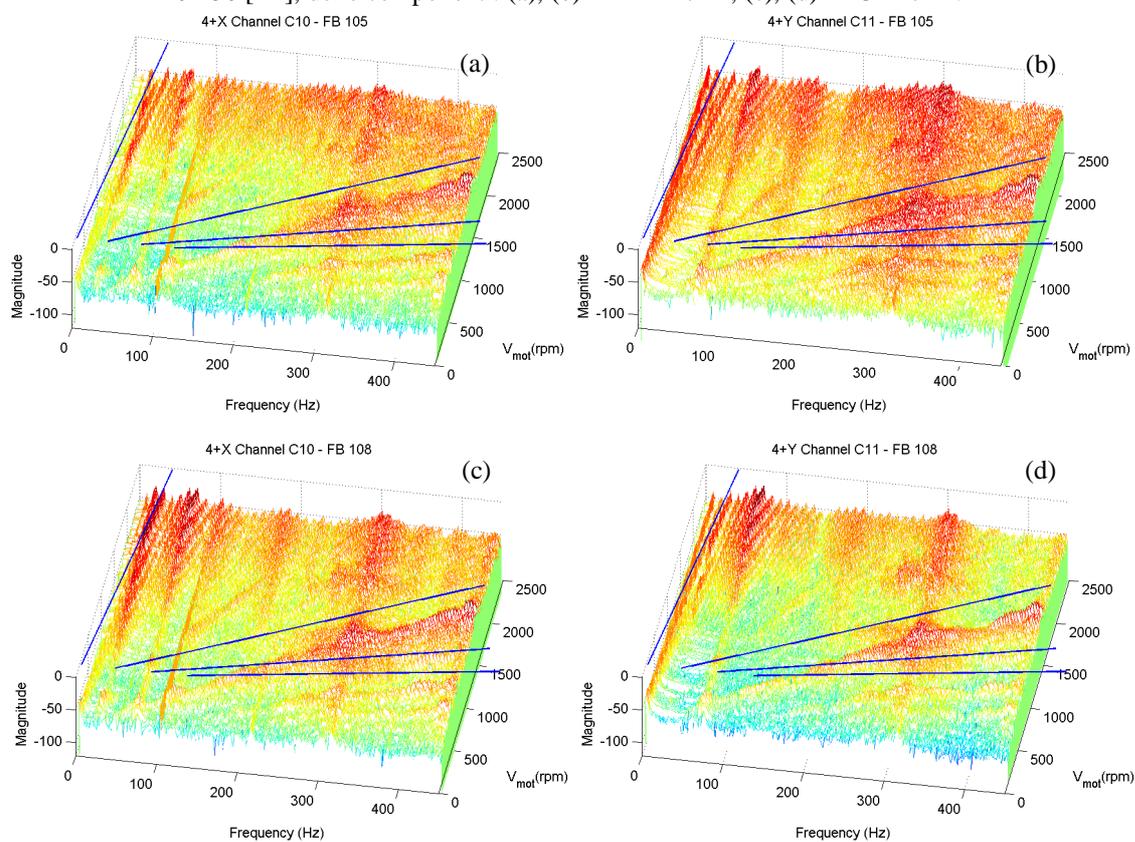


Figura 5.10 – Segnali di accelerazione, diagrammi *waterfall* relativi all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 4X/4Y; (c), (d) 4BU 4X/4Y.

Configurazioni 4BM e 4BU senza trasduttori di forza

Le prove sul quadrilatero completamente assemblato, bilanciato e non, senza misurazione delle azioni a telaio, sono state effettuate principalmente per verificare la corretta funzionalità del dispositivo sperimentale, evitando potenziali rischi per i trasduttori di forza, in caso di eventuali malfunzionamenti. Tali prove, tuttavia, consentono anche di verificare che l'introduzione dei sensori non provochi significative variazioni delle risonanze del sistema, andando a modificare la rigidità dei vincoli (rispetto al caso in cui i supporti del bilanciare sono vincolati).

I risultati riscontrati [Fig. (5.11-5.14)] si presentano sostanzialmente analoghi a quelli del caso precedente: valgono pertanto le medesime considerazioni. Conseguentemente, si può affermare che introduzione dei sensori non provoca delle modifiche significative alle caratteristiche elastodinamiche del sistema.

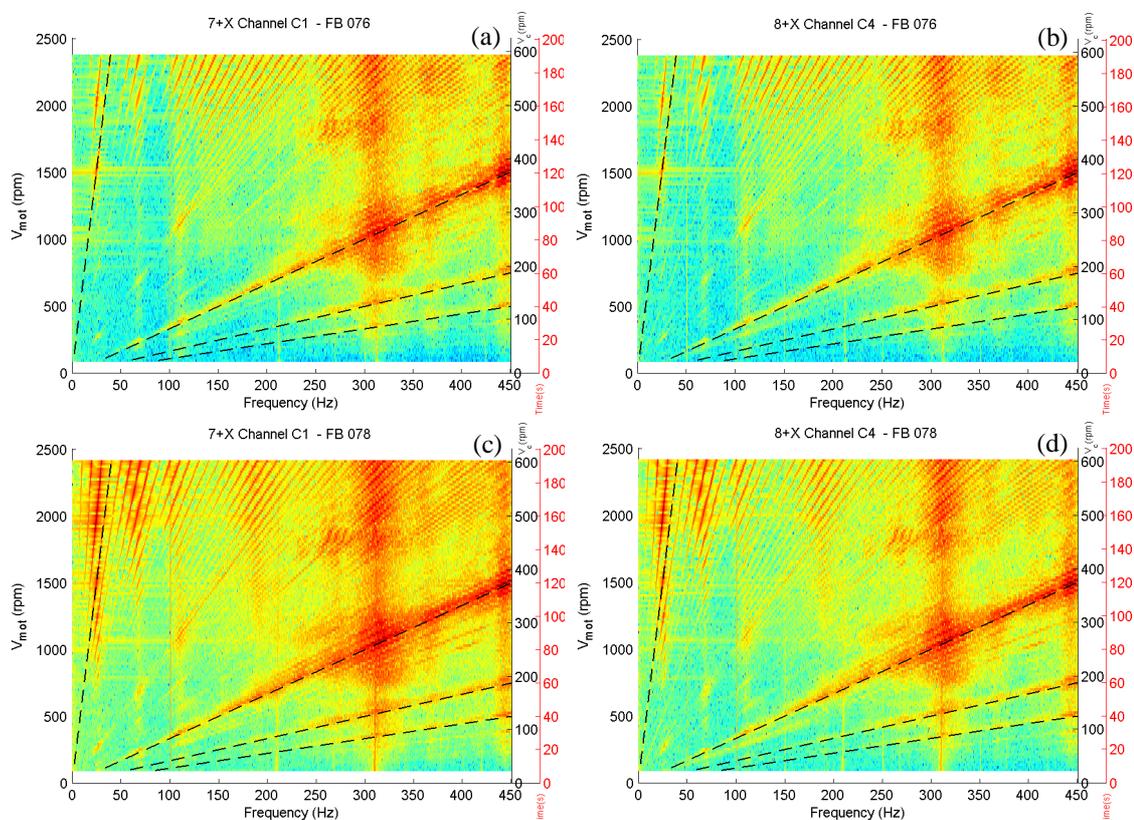


Figura 5.11 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all'analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7X/8X; (c), (d) 4BU 7X/8X.

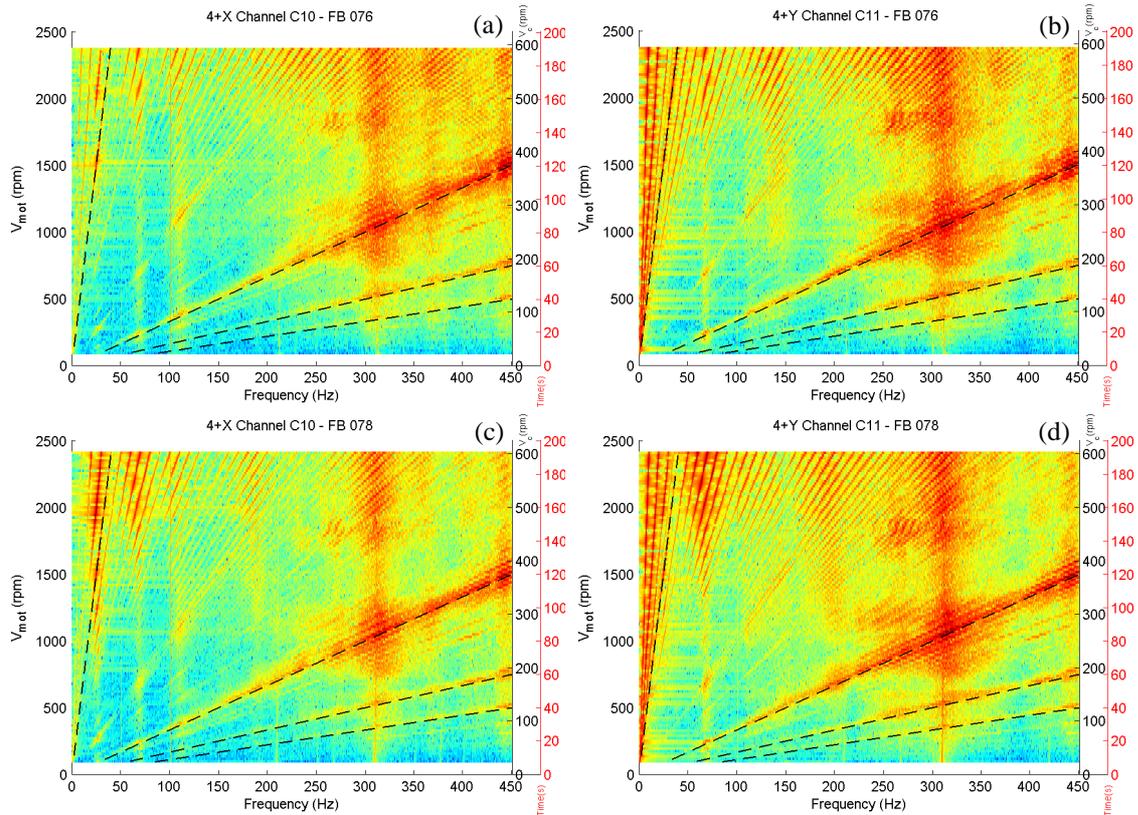


Figura 5.12 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 4X/4Y; (c), (d) 4BU 4X/4Y.

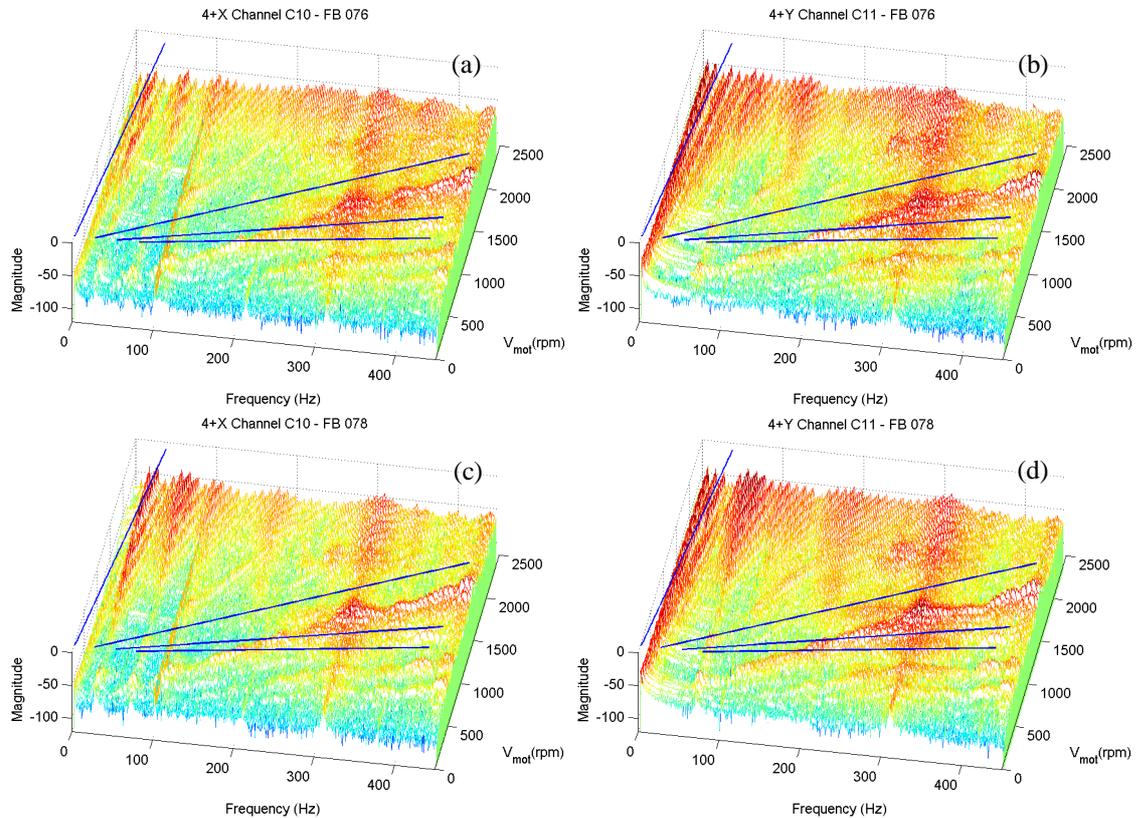


Figura 5.13 – Segnali di accelerazione, diagrammi *waterfall* relativi all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 4X/4Y; (c), (d) 4BU 4X/4Y.

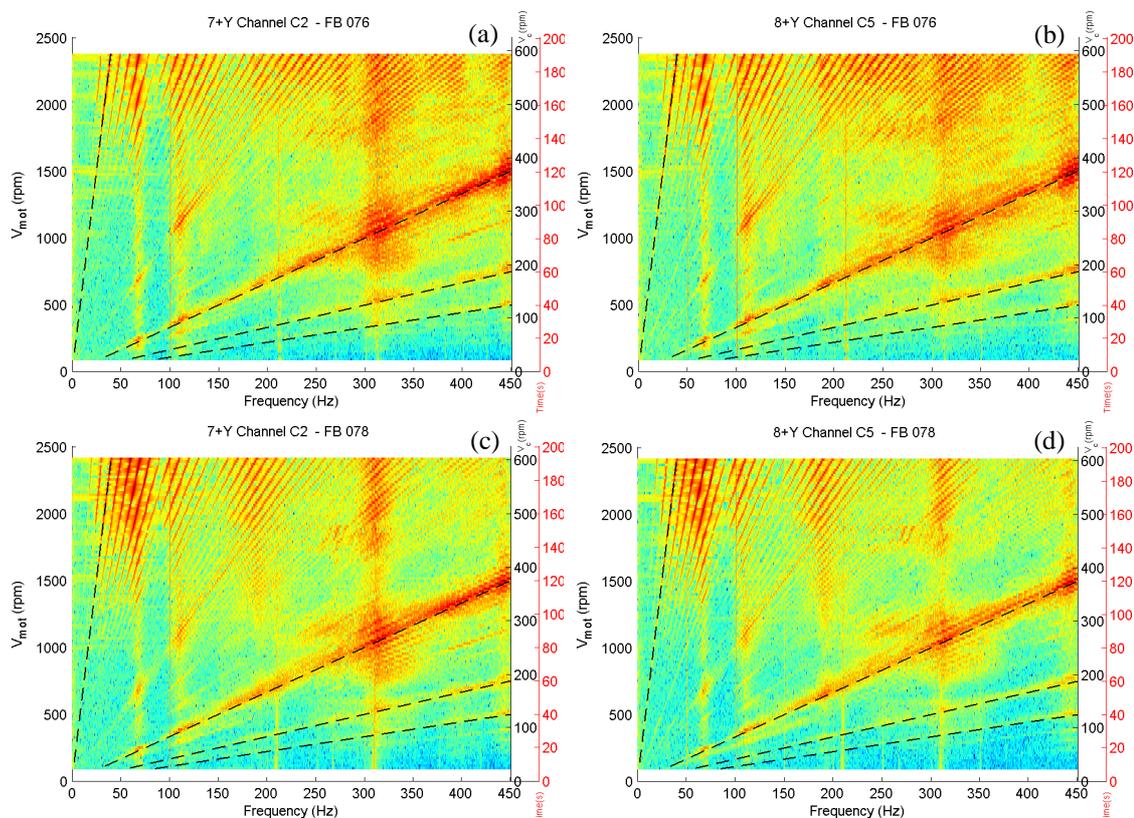


Figura 5.14 – Segnali di accelerazione, mappe di colore relative all’analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz], delle componenti: (a), (b) 4BM 7Y/8Y; (c), (d) 4BU 7Y/8Y.

Configurazione A2

Le prove effettuate in assenza del quadrilatero sono state impiegate innanzitutto per verificare il corretto montaggio della catena di trasmissione del moto. Inoltre, l’analisi comparativa dei dati ottenuti in questa configurazione con i risultati precedentemente esaminati, dovrebbe consentire di isolare le risonanze direttamente correlate al meccanismo da quelle imputabili alla struttura del banco prova.

La consueta analisi *TF* della Posizione 4 (supporto di manovella lato esterno) rivela [Fig (5.15)] che non sono presenti risonanze significative entro i primi 350 [Hz], con le seguenti eccezioni.

- In corrispondenza dei 100 [Hz] è presente un picco molto definito, che tuttavia, visto il valore di frequenza e la morfologia (quasi un’unica linea spettrale), è molto probabilmente associabile a rumore elettrico.

- La risonanza nell'intorno dei 300 [Hz] risulta ancora presente, e molto marcata: tale frequenza è quindi sicuramente associata ad un elemento non direttamente riconducibile al quadrilatero; essa potrebbe tuttavia essere correlata ad una risonanza interna alla catena di trasmissione, e in particolare alle pulegge condotte calettate agli alberi delle due semi-manovelle (cfr. Capitolo 6).
- E' visibile una traccia, anche se non molto marcata, in corrispondenza dei 70 [Hz], che quindi farebbe escludere questa frequenza dalla lista delle possibili risonanze del meccanismo.

A parte le eccezioni appena menzionate, è quindi ragionevole pensare che le risonanze precedentemente segnalate, individuate nelle rampe con quadrilatero articolato in funzione, siano riconducibili a frequenze proprie caratterizzanti il meccanismo stesso.

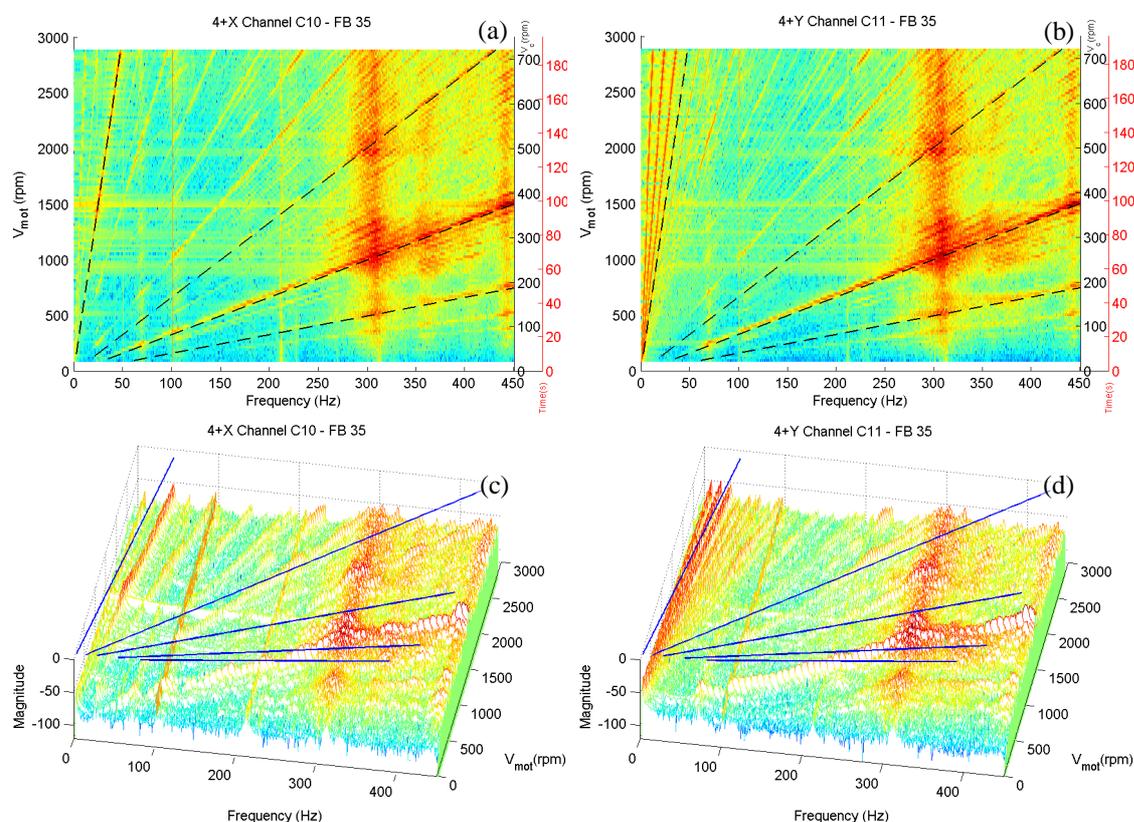


Figura 5.15 – Segnali di accelerazione, analisi tempo-frequenza, nella banda 0-450 [Hz]: (a), (b) mappa di colore A2 4X/4Y; (c), (d) diagrammi *waterfall* A2 4X/4Y.

5.2. Dati sperimentali prove a regime costante

Sono qui presentati i risultati delle prove sperimentali condotte a velocità del motore costante. I dati sono analizzati sia nel dominio del tempo (e graficati in funzione del tempo o della configurazione, per un giro completo di manovella, partendo dalla posizione standard θ_0), sia in frequenza e in tempo-frequenza, al fine di individuare il contenuto in frequenza associato alle oscillazioni riscontrate nei segnali acquisiti (nonché in analogia con le analisi condotte sui risultati delle simulazioni numeriche). L'analisi spettrale è eseguita tramite calcolo della *PSD*: le ampiezze delle componenti spettrali sono graficati in scala logaritmica.. L'analisi tempo-frequenza è effettuata tramite Trasformata Wavelet Continua (*CWT*). Il cosiddetto *scalogram*, comunemente impiegato per graficare i dati ottenuti tramite *CWT*, mostra (tramite scala di colore variabile da blu, per i valori più bassi, a rosso, per quelli più elevati) l'intensità di una certa componente spettrale (indicata in ordinata), al variare del tempo (in ascissa): come intervallo temporale sono stati considerati due periodi di rotazione della manovella (al fine di visualizzare almeno un giro completo senza i fenomeni di distorsione presenti sui bordi), partendo dalla configurazione standard θ_0 .

5.2.1. Segnali di forza

I dati raccolti dai trasduttori di forza sono qui presentati ed analizzati, focalizzando l'attenzione sul confronto tra il caso bilanciato e il non bilanciato.

Dominio del tempo

Prima di procedere con l'analisi interpretativa dei risultati, si è proceduto con una verifica dell'attendibilità dei segnali acquisiti, monitorando principalmente due aspetti, ovvero la ripetibilità dei segnali di ogni trasduttore sul singolo giro di manovella, e la congruenza dei segnali dei due trasduttori messi tra loro a confronto

Ripetibilità del segnale

Verificando, per ogni singolo sensore, la ripetibilità dell'andamento del segnale sul periodo, è possibile valutare l'influenza di fenomeni casuali (dovuti ad esempio al rumore). Nei grafici mostrati di seguito [Fig. (5.16)] è riportato l'andamento della forza in cinque giri scelti a campione su tutta la durata dell'acquisizione, per differenti velocità di manovella, nei casi 4BM e 4BU; sono inoltre riportati il valor medio e la deviazione standard. Si noti il fondo scala impiegato, differente a seconda della presenza o meno dei contrappesi. Nei casi relativi alle velocità di regime via via inferiori, e quindi al decrescere dell'ampiezza del segnale, il valore di deviazione standard risulta percentualmente più rilevante; tuttavia esso si mantiene in generale a livelli accettabili. Pertanto, le successive sono compiute su un segnale mediato, considerando cinque giri scelti a campione.

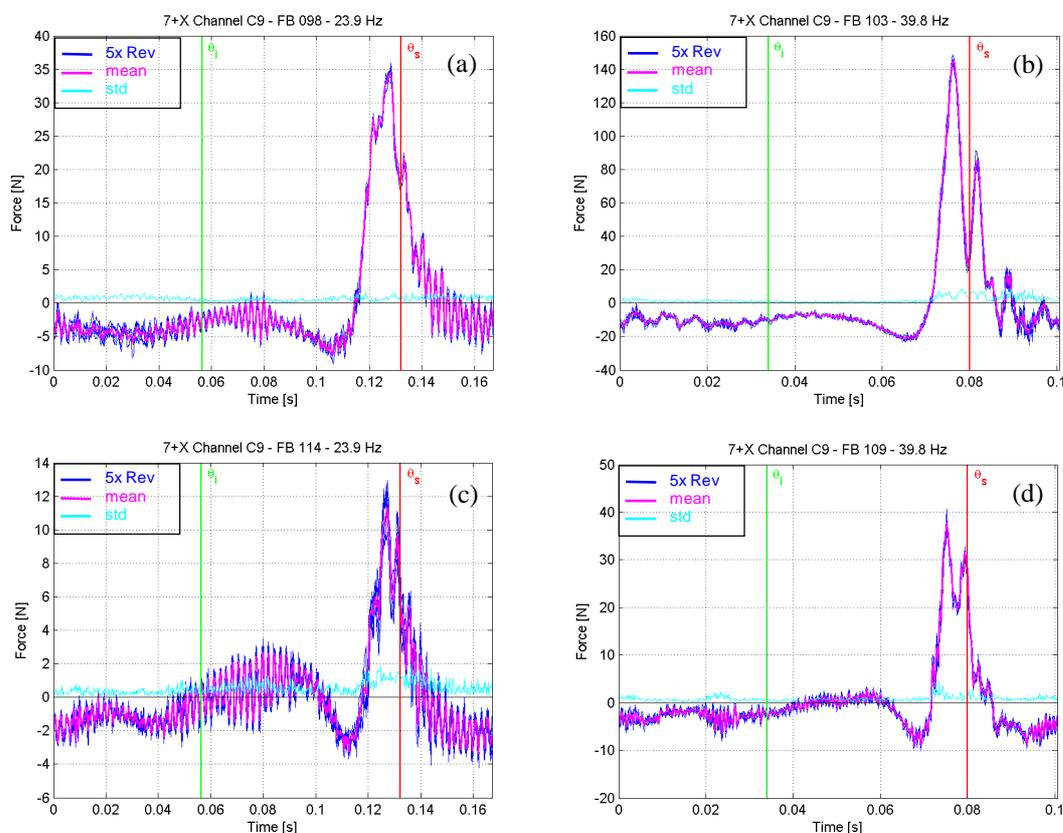


Figura 5.16 – Segnali di forza relativi alla componente 7X, verifica ripetibilità degli andamenti sul giro nei casi: (a), (b) 4BM per velocità di manovella 360 e 600 [rpm]; (c), (d) 4BU a 360 e 600 [rpm].

Simmetria delle forze misurate

La verifica della simmetria dei segnali di forza per ogni condizione di prova consente di valutare il grado di simmetria ottenuto nella realizzazione del dispositivo di prova, e quindi il raggiungimento degli obiettivi di progettazione relativi al conseguimento di un comportamento planare del meccanismo. In Figura (5.17) sono mostrati alcuni esempi di confronto tra i segnali dei due trasduttori al variare della condizione di bilanciamento e della velocità di regime.

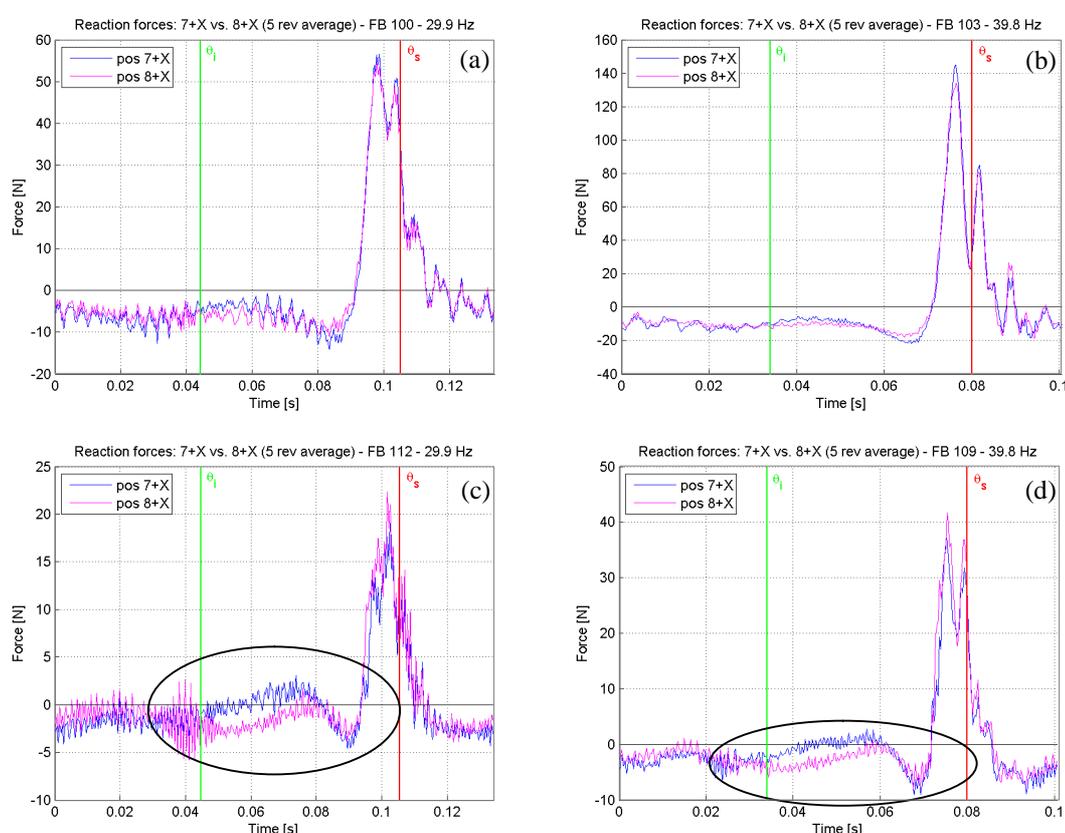


Figura 5.17 – Segnali di forza, confronto delle componenti 7X e 8X per verifica simmetria nei casi: (a), (b) 4BM per velocità di manovella 450 e 600 [rpm]; (c), (d) 4BU a 450 e 600 [rpm].

La simmetria dei segnali appare sostanzialmente accettabile. La differenza tra i due andamenti è percentualmente tanto più bassa quanto più elevato è il valore dei carichi registrati, ed è quindi più rilevante ai bassi regimi. Alla velocità di prova più bassa, in particolare, i segnali appaiono quasi in opposizione di fase, in certi tratti; tale comportamento è poi ravvisabile anche a regimi più elevati, nei tratti in cui l'ampiezza del segnale è più vicina allo zero. Dato che questo offset

non subisce variazioni significative in funzione della velocità di manovella, il fenomeno non sembrerebbe causato da un effetto dinamico. Se effettivamente fossero presenti due componenti in opposizione di fase, si potrebbe pensare di eliminarne gli effetti mediando tra loro le due componenti (cfr § 6.1).

Confronto 4BM vs. 4BU

Le Figura (5.18, 5.19) mostrano l'andamento della componente in direzione X delle reazioni vincolari, che i due supporti esercitano sul bilanciere, graficato in funzione della posizione angolare di manovella, per differenti valori di velocità del motore. In tutte le condizioni di prova, la massima ampiezza è localizzata nell'intorno della posizione di punto morto θ_s . Come è lecito aspettarsi, i valori sia di picco che RMS aumentano con l'incremento della velocità di regime.

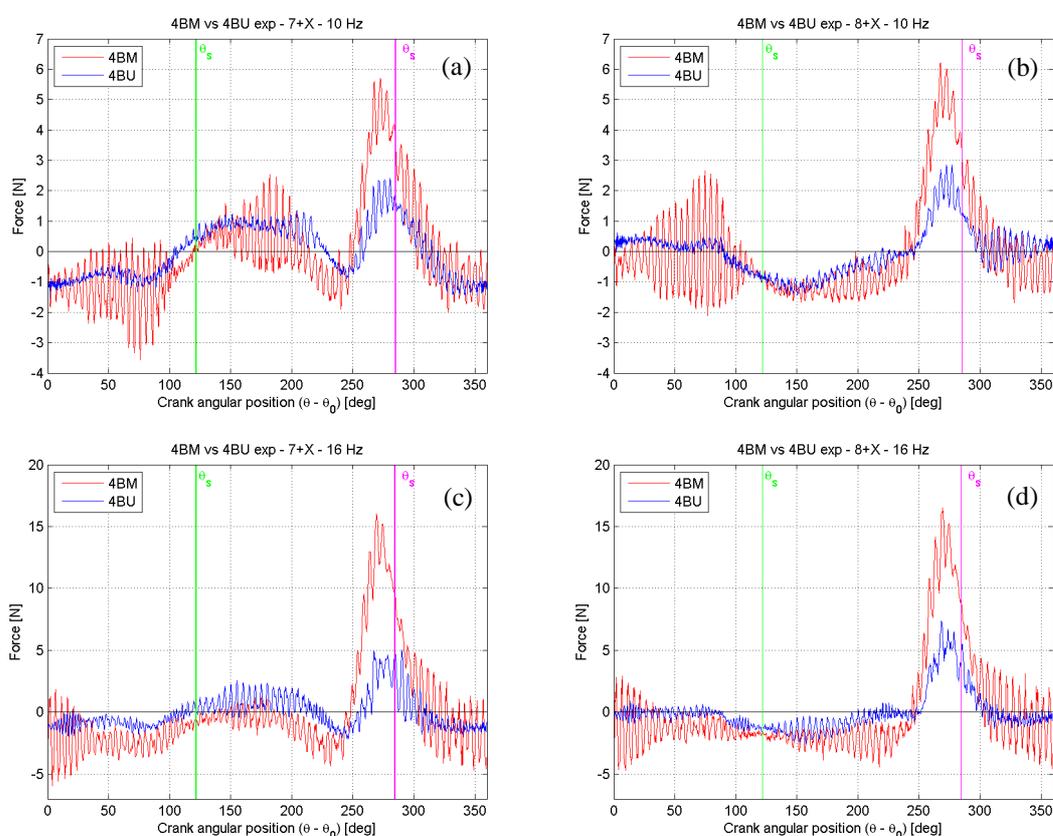


Figura 5.18 – Segnali di forza, confronto tra 4BM e 4BU nei casi: (a), (b) 7X e 8X per velocità di manovella 150 [rpm]; (c), (d) 7X e 8X a 240 [rpm].

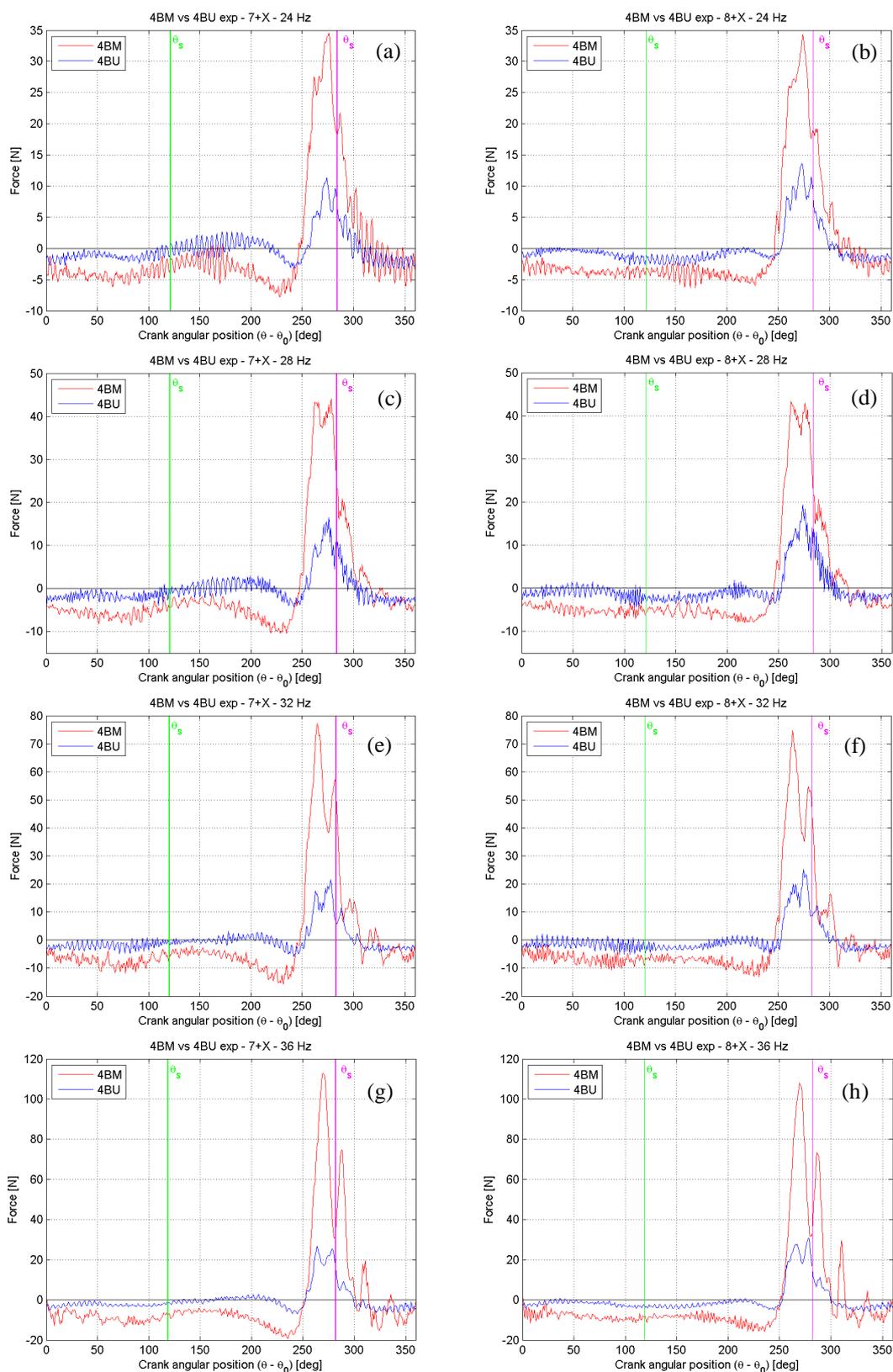


Figura 5.19 – Segnali di forza, confronto tra 4BM e 4BU nei casi: (a), (b) 7X e 8X a 360 [rpm]; (c), (d) 7X e 8X a 420 [rpm]; (e), (f) 7X e 8X a 480 [rpm]; (g), (h) 7X e 8X a 540 [rpm].

Indipendentemente dal bilanciamento, si manifestano fenomeni vibratori nei segnali, con maggiore intensità in corrispondenza del picco di forza: le oscillazioni caratterizzanti i segnali del 4BM, in particolare, risultano generalmente più accentuate (raggiungendo ampiezze decisamente importanti ai regimi più elevati). Il contenuto in frequenza di tali oscillazioni è indagato nei paragrafi seguenti.

Analisi in frequenza

Esempi interessanti relativi all'analisi spettrale dei segnali di forza in due diverse condizioni di funzionamento, nella banda 0-800 [Hz] sono mostrati in Figura (5.20, 5.21): la frequenza di ingranamento e le eventuali armoniche, sono indicate in magenta.

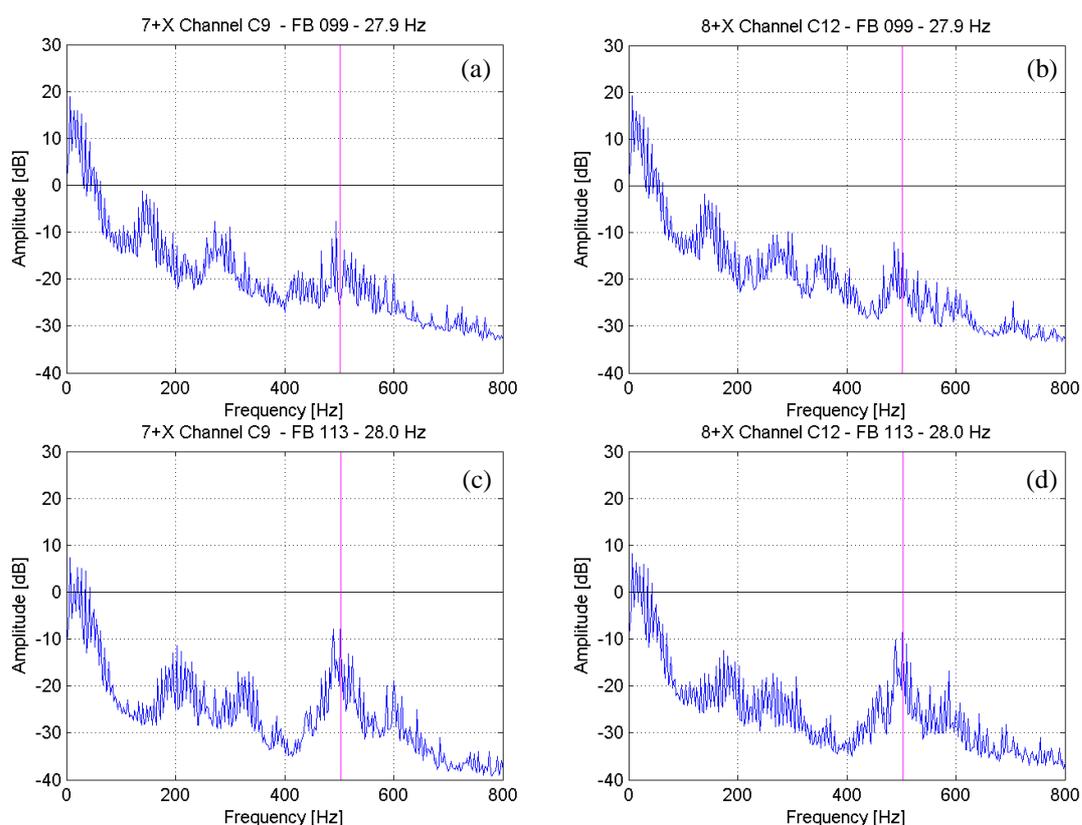


Figura 5.20 – Componenti spettrali dei segnali di forza nella banda 0-800 [Hz] con velocità di manovella di 420 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

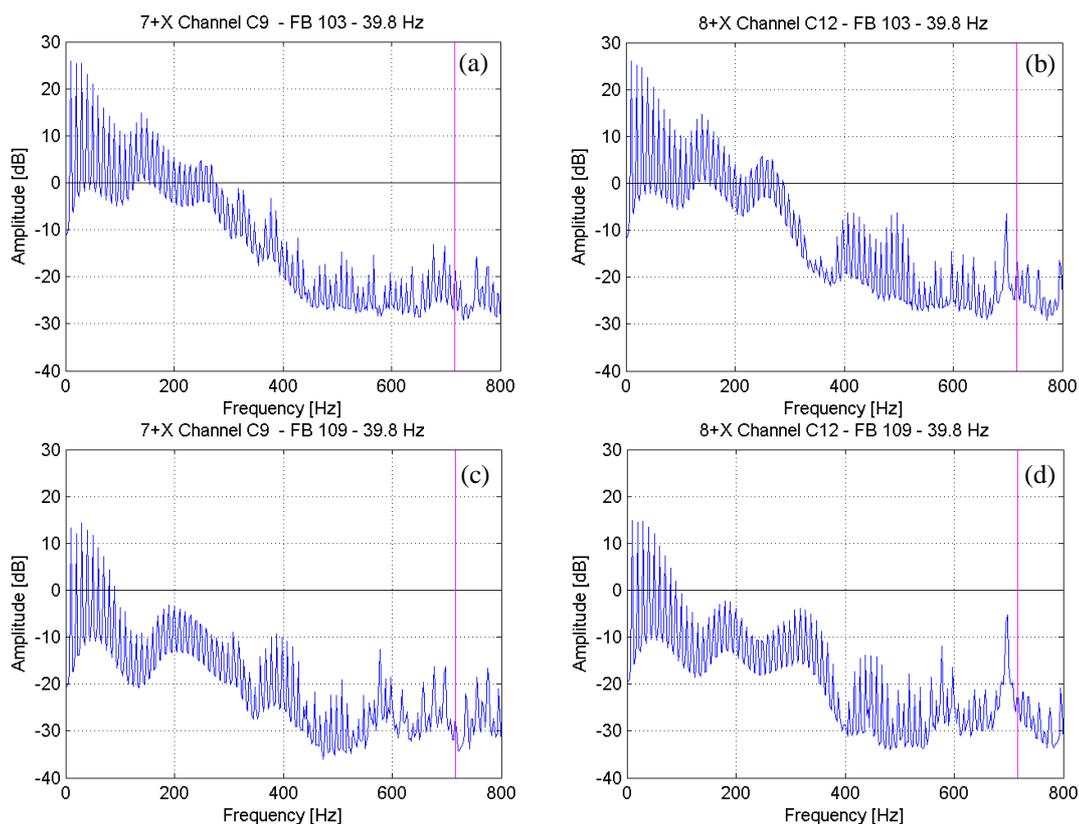


Figura 5.21 – Componenti spettrali dei segnali di forza nella banda 0-800 [Hz] con velocità di manovella di 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

Sono chiaramente visibili dei picchi caratterizzati da considerevoli bande laterali di modulazione, con frequenza di modulazione pari alla frequenza di rotazione della manovella, f_{manov} . Il primo di questi picchi, con ampiezza maggiore, presenta un valore di frequenza correlato alla frequenza di rotazione di manovella, ed è quindi associato alla variabilità dell'andamento della forza sul giro. La seconda ed la terza “collina”, invece, risultano più interessanti: il loro valore (sostanzialmente invariante rispetto alla velocità del motore), e la presenza delle bande di modulazione, trovano corrispondenza nei risultati ottenuti dall'analisi delle rampe; i due picchi, di conseguenza, risultano associati a fenomeni di risonanza, presumibilmente imputabili al meccanismo. L'intensità dei due picchi è considerevole, paragonabile con quella della frequenza di ingranamento anche per una velocità intermedia rispetto all'intervallo dei test: la prima delle due risonanze, in particolare, risulta associata alle intense oscillazioni di forza registrate in corrispondenza del punto morto θ_s , come riscontrabile anche

dalle analisi tempo-frequenza esposte al paragrafo seguente. E' interessante notare che per il 4BM tali risonanze cadono all'incirca in corrispondenza dei valori 150 [Hz] e 250-270 [Hz]; per il 4BU, invece, i valori appaiono più elevati, nell'intorno, rispettivamente, dei 180 [Hz] e 300 [Hz]. Tali risonanze, quindi, parrebbero influenzate dalla presenza dei contrappesi, i quali causerebbero un abbassamento delle frequenze naturali del meccanismo; l'intensità delle vibrazioni, inoltre, risulta sensibilmente maggiore per il meccanismo bilanciato.

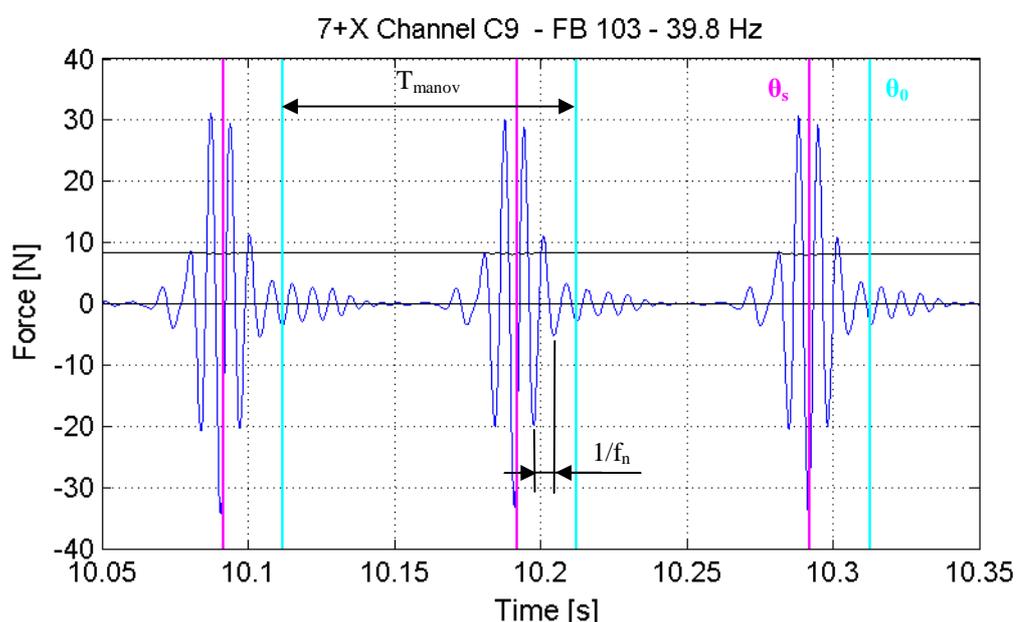


Figura 5.22 – Forza 7X del meccanismo 4BM, per velocità di regime di manovella di 600 [rpm]: porzione del segnale acquisito filtrato nella banda 100-200 [Hz].

Per quanto riguarda le bande laterali di modulazione, il fenomeno può essere verosimilmente interpretato come manifestazione di un'eccitazione impulsiva periodica delle risonanze (con periodo pari a quello di rotazione della manovella, $T_{manov} = 1/f_{manov}$): per una particolare posizione angolare si ha, ad ogni giro, l'innescò di vibrazioni ad una certa frequenza naturale f_n (analogamente a quanto si osserva, ad esempio, nel monitoraggio di vibrazioni di cuscinetti, in caso di danneggiamento localizzato su una pista), le quali poi si smorzano esponenzialmente, risultando in un segnale ciclostazionario. Tale comportamento risulta evidente se si filtra il segnale, con filtro passa-banda, nell'intorno di una

risonanza [Fig (5.22)]. Il fenomeno potrebbe essere compatibile anche con una modulazione in fase del segnale (dovuta alla variazione delle frequenze del meccanismo al variare della posizione angolare di manovella), anche se tale interpretazione appare, in questo caso, meno probabile (o comunque quantitativamente meno rilevante) in quanto, sebbene sia presente una certa variabilità delle risonanze sul giro, le vibrazioni appaiono concentrate solo in una certa porzione del periodo (cfr. Analisi tempo-frequenza).

Come conseguenza della presenza di queste bande laterali, si ha che le numerose frequenze che nell'analisi delle rampe appaiono come armoniche della frequenza di rotazione, sarebbero in realtà legate a tale fenomeno.

Analisi tempo-frequenza

L'analisi in tempo-frequenza consente di correlare le componenti spettrali del segnale con gli istanti temporali in cui queste si manifestano, ottenendo quindi la corretta fasatura con la configurazione del meccanismo. Un'analisi di questo tipo risulta particolarmente utile in casi come quello in esame, in cui il contenuto in frequenza ha una notevole variabilità sul giro (sia in termini di ampiezze che di componenti spettrali), rendendo quindi la sola analisi spettrale di difficile interpretazione. Alla luce dei risultati fino ad ora, ovvero dell'analisi delle rampe e dell'analisi in frequenza delle prove a velocità costante, è stato possibile individuare alcune probabili risonanze associate al quadrilatero; tuttavia non si è ancora riusciti a capire quali forme modali potrebbero essere associate a tali frequenze.

Nelle Figure (5.23, 5.24) sono rappresentati i risultati dell'analisi *CWT* nella banda 90-450 [Hz], per differenti velocità di regime; i riferimenti θ_0 e θ_s sono indicati con una linea verticale color, rispettivamente, bianco e magenta. I risultati confermano che, come rilevato dagli andamenti nel tempo, i fenomeni vibratorii si concentrano in corrispondenza del punto morto θ_s . Le vibrazioni di intensità maggiore, sono associate alla risonanza già precedentemente individuata, relativa alle forti oscillazioni chiaramente visibili nell'andamento del

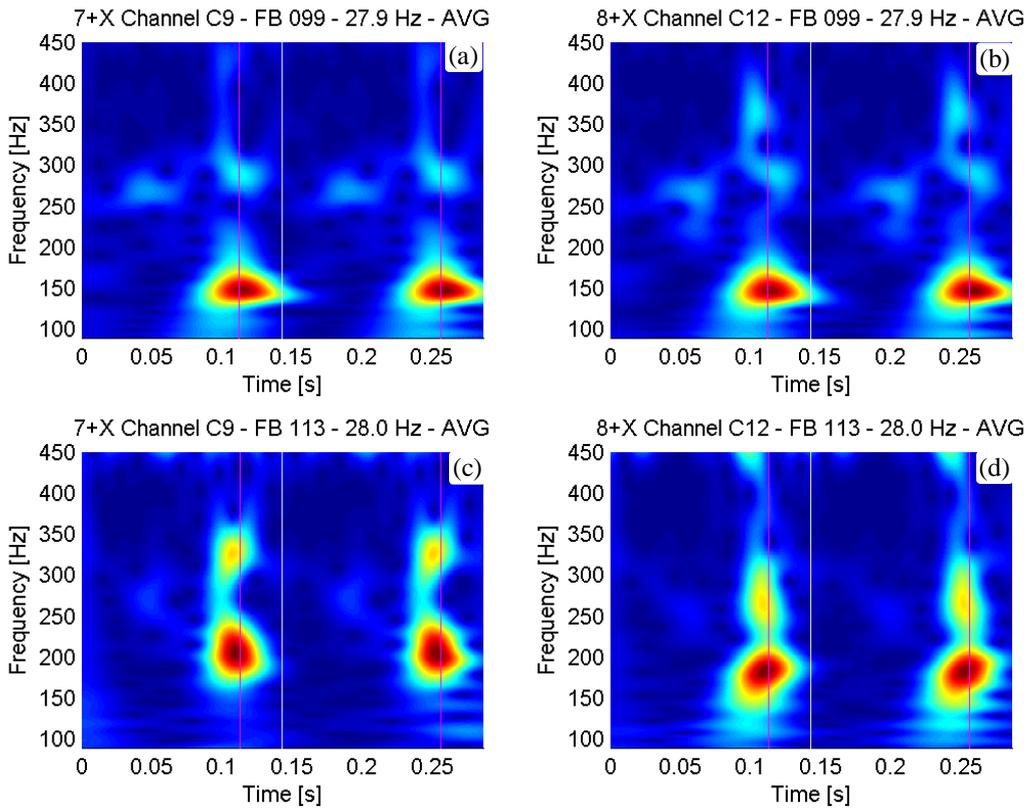


Figura 5.23 – Analisi CWT dei segnali di forza nella banda 90-450 [Hz], su due giri di manovella a 420 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

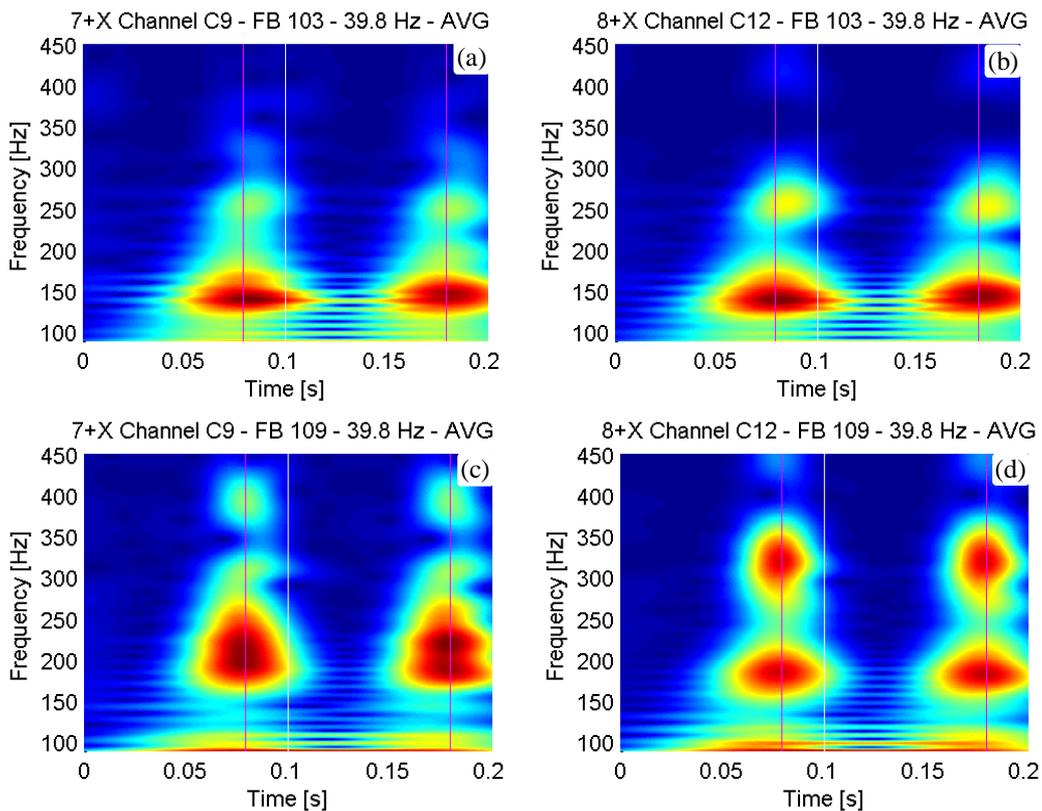


Figura 5.24 – Analisi CWT dei segnali di forza nella banda 90-450 [Hz], su due giri di manovella a 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

segnale in funzione del tempo. Anche da queste analisi risulta evidente che la presenza dei contrappesi causa un abbassamento delle frequenze naturali del 4BM rispetto al quadrilatero non bilanciato; non è possibile invece un confronto sull'intensità, visto che la mappa di colore segue una scala relativa, non assoluta. Per il segnale relativo al 4BU si riscontra, invece, una lieve asimmetria nel contenuto in frequenza.

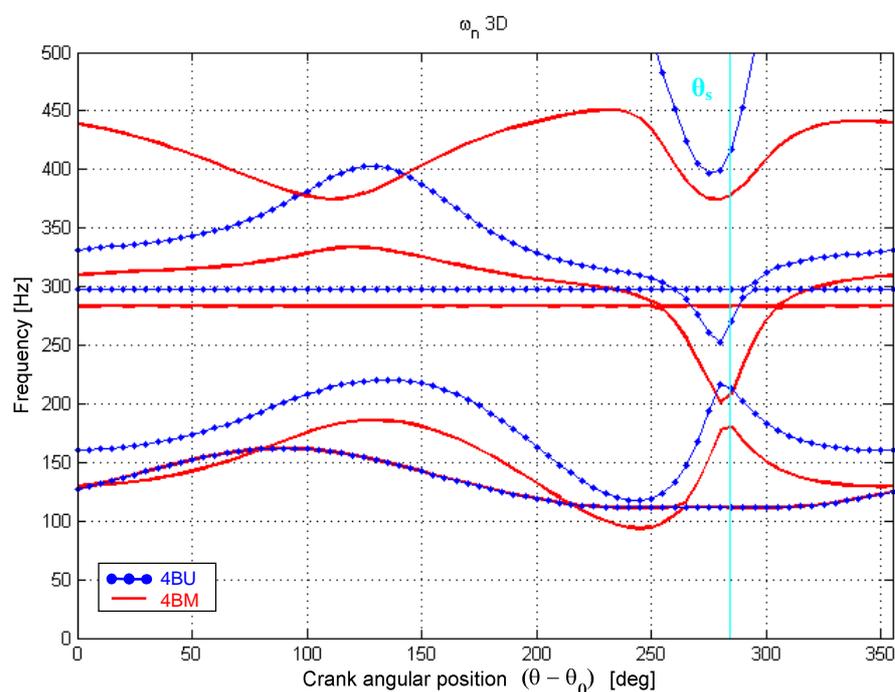


Figura 5.25 – Andamento delle prime frequenze naturali, calcolate tramite modelli FEM 3D, in funzione della posizione angolare di manovella

Come anticipato al Capitolo 4, al fine di ottenere una migliore interpretazione del contenuto in frequenza associato ai segnali, sono stati impiegati, come strumenti di supporto, i modelli *multibody* più raffinati, che fanno uso di *FEM* tridimensionali. L'andamento delle prime frequenze naturali, calcolate tramite i modelli 4B-U-3D e 4B-M-3D, al variare della posizione angolare di manovella, sono riportati in Figura (5.25); la posizione di punto morto θ_s è indicata in ciano. Il primo modo, comune ad entrambi i meccanismi, è rappresentato da una flessione della biella fuori dal piano del moto. Per i restanti modi riportati nel diagramma, si assiste ad un generale abbassamento delle frequenze naturali dovuto alla presenza dei contrappesi. Il secondo modo

presenta un contributo alle deformazioni prevalentemente imputabile alla trasmissione, con un'oscillazione del quadrilatero quasi indeformato: l'andamento della corrispondente frequenza naturale è compatibile con la prima frequenza di risonanza individuata con le analisi spettrale e tempo-frequenza. La terza forma modale interessa la sola trasmissione, con una rotazione in contro-fase delle due pulegge condotte: le relative frequenze, invarianti rispetto alla posizione angolare, potrebbero essere associate alla risonanza visibile nell'intorno dei 300 Hz visibile in tutte le prove di rampa effettuate (e ciò sarebbe confermato anche dal fatto che non risultano individuabili nel contenuto in frequenza delle forze, caratteristica che è compatibile con le deformazioni associate a tale modo). Anche il quarto modo presenta un forte contributo alla deformazione derivante dalla trasmissione: in questo caso, tuttavia, si assiste ad una rotazione del meccanismo (con deformazioni prevalentemente concentrate nei giunti) in senso opposto alla rotazione delle pulegge condotte (le quali invece rimangono in fase tra loro stesse); questo modo potrebbe essere particolarmente interessante, poiché, in prossimità del punto morto θ_s , incrocia il terzo modo (*mode crossing*, con uno scambio, quindi, nella sequenza dei modi), e potrebbe essere quindi responsabile della seconda risonanza rilevata nelle analisi sperimentali. Il quinto modo del meccanismo bilanciato presenta una forte influenza del contrappeso sul lato bilanciante, che provoca una flessione rilevante di quest'ultimo membro, e non è quindi presente nel meccanismo non bilanciato; è interessante notare, tuttavia, che il sesto modo del quadrilatero non bilanciato presenta qualche affinità con tale modo (considerabile deformazione del bilanciante), ed è caratterizzato da un notevole abbassamento della frequenza naturale associata proprio in corrispondenza dell'angolo θ_s .

La soddisfacente corrispondenza tra i risultati delle analisi CWT e gli andamenti delle prime frequenze naturali, stimate tramite i modelli numerici 3D, è mostrata in Figura (5.26). Si fa notare come il contenuto in frequenza associato ai singoli modi sul periodo di rotazione della manovella, all'apparenza non chiaramente identificabile, possa essere messo in evidenza scalando

opportunamente i risultati: in Figura (5.27) è mostrata la mappa di colore relativa all'analisi *CWT* dell'ampiezza delle forze in scala logaritmica, in cui traspare una buona compatibilità con l'andamento sul giro del secondo modo del meccanismo 4BM a 600 [rpm]. Tuttavia questo tipo di indagine necessita di un ulteriore approfondimento, e allo stato attuale non è possibile associare univocamente il contenuto in frequenza agli andamenti sul giro delle frequenze naturali.

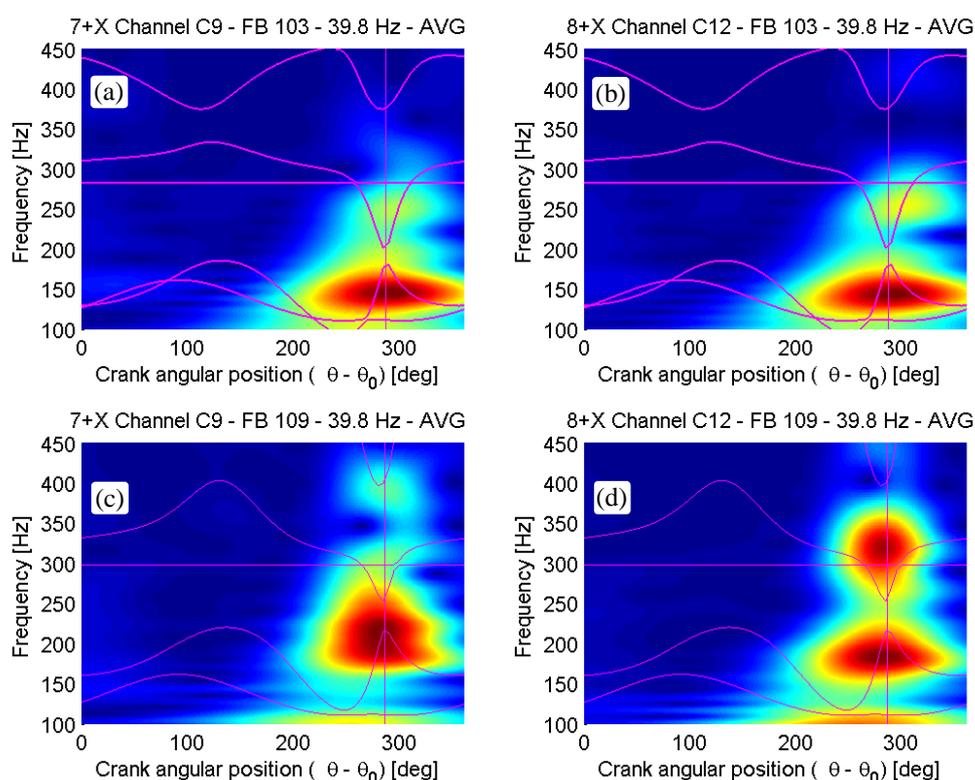


Figura 5.26 – Analisi *CWT* dei segnali di forza nella banda 90-450 [Hz], a 600 [rpm], confronto con l'andamento delle frequenze naturali: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

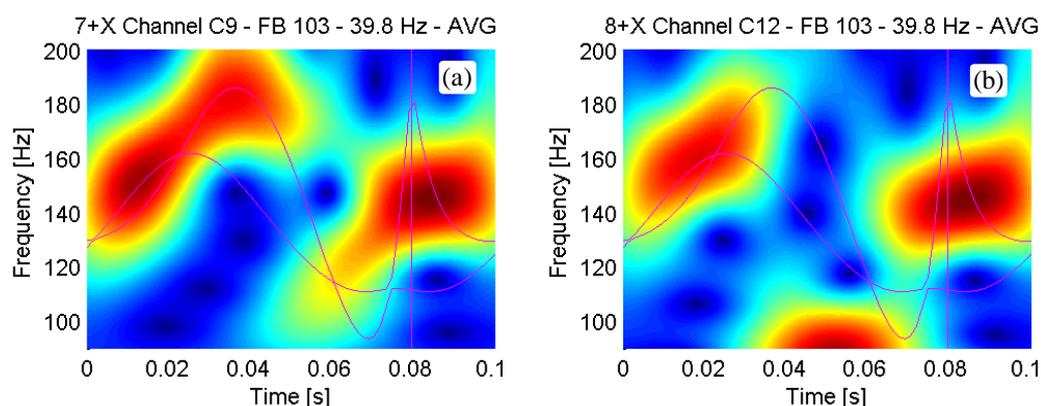


Figura 5.27 – Analisi *CWT* dei segnali di forza in scala logaritmica del 4BM a 600 [rpm], nella banda di frequenza 90-450 [Hz]: (a) 7X (b) 8X.

5.2.2. Segnali di accelerazione

I segnali acquisiti con gli accelerometri sono stati sottoposti ad analisi analoghe a quelle eseguite per i segnali di forza. Prima di procedere, si ritiene opportuno anticipare che risultati ottenuti con le accelerazioni si sono rivelati sostanzialmente insoddisfacenti al fine dell'individuazione di una correlazione tra i segnali e gli effetti del bilanciamento statico: la corretta interpretazione dei risultati stessi è stata resa possibile solo dal confronto dei dati accelerometrici con quelli dei trasduttori di forza.

Dominio del tempo

Per le accelerazioni, analogamente alle forze, si è proceduto con un'analisi dell'andamento dei segnali nel tempo al fine di individuare la presenza di eventuali fenomeni associati a particolari configurazioni del meccanismo. L'attenzione, tuttavia, si è concentrata nell'individuazione di qualche parametro (ad esempio di tipo statistico, come il valore RMS) il cui comportamento possa essere correlato con il bilanciamento. L'indagine si è concentrata su un segnale filtrato, nella banda 0-450 [Hz], ovvero la banda in cui, in base ai risultati ottenuti per i segnali di forza, ci si aspetta di trovare fenomeni vibratorii legati alle frequenze di risonanza del meccanismo. In Figura (5.28) viene mostrato l'andamento del segnale filtrato (in rosso) in funzione di circa due periodi di rotazione (gli istanti corrispondenti ai punti morti θ_i e θ_s sono indicati, rispettivamente, in nero e ciano), per la condizione di funzionamento a velocità massima. Si può notare come il filtro passa-basso elimini gran parte del contenuto del segnale originale (graficato in blu). È possibile riscontrare, almeno per il segnale filtrato, una certa correlazione tra il punto morto θ_s e un aumento delle vibrazioni; tuttavia non è possibile individuare una variazione sistematica del valore RMS del segnale in funzione della presenza dei contrappesi.

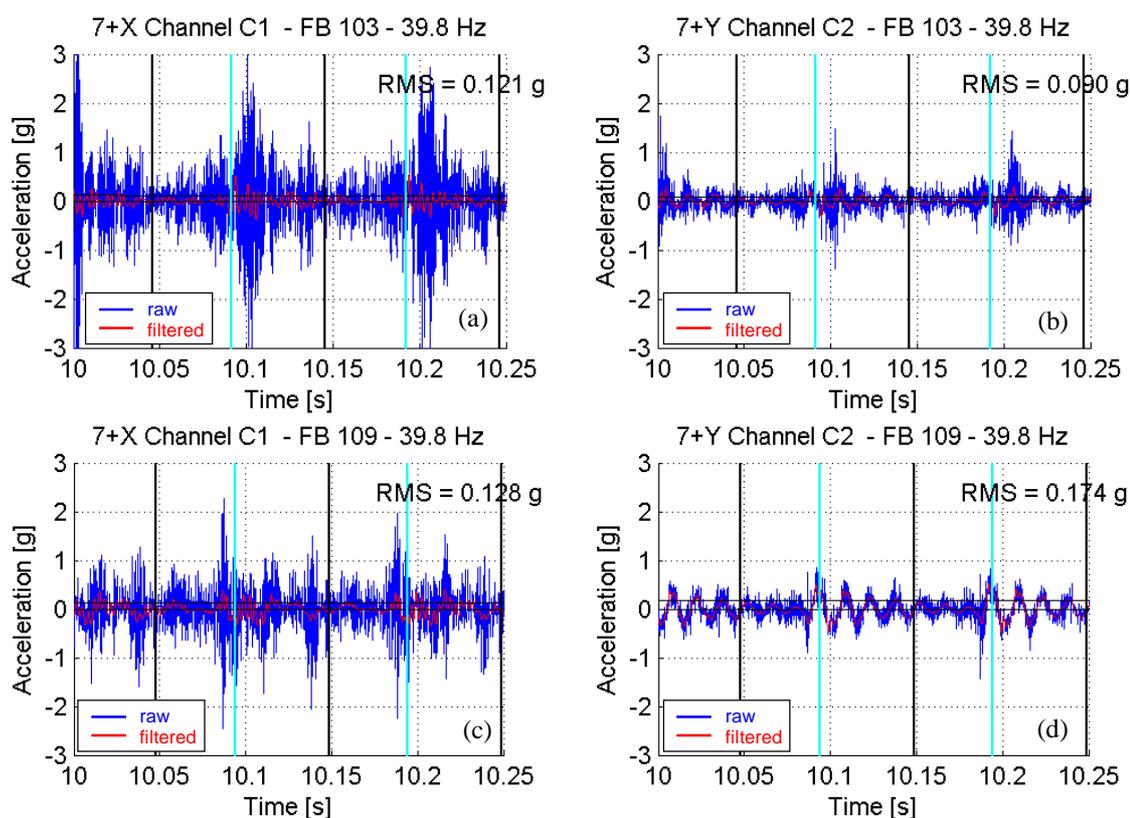


Figura 5.28 – Accelerazione, porzione di segnale grezzo e filtrato con filtro passa-basso 0-450 [Hz], velocità di rotazione manovella 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 7Y; (c), (d) 4BU 7X e 7Y.

Analisi in frequenza

L'assenza di chiare indicazioni fornite dal calcolo del valore RMS dei segnali accelerometrici nel tempo, risulta facilmente comprensibile nel momento in cui si vada ad analizzare il contenuto in frequenza dei segnali. Gli spettri relativi alle Posizioni 7 e 4, per un funzionamento a 600 [rpm], sono mostrati in Figura (5.29, 5.30). Le principali risonanze individuate per i segnali di forza (costituenti il maggior contributo alle vibrazioni rilevate, nonché chiaramente influenzate dalle masse bilancianti), sono ancora rilevabili; tuttavia appaiono, in generale, sovrastate da altre componenti in frequenza, tanto da essere, in alcuni casi, difficilmente distinguibili. La medesima situazione, del resto, era stata osservata in fase di analisi dei segnali accelerometrici delle prove di rampa. L'analisi spettrale, quindi, non fornisce risultati molto significativi.

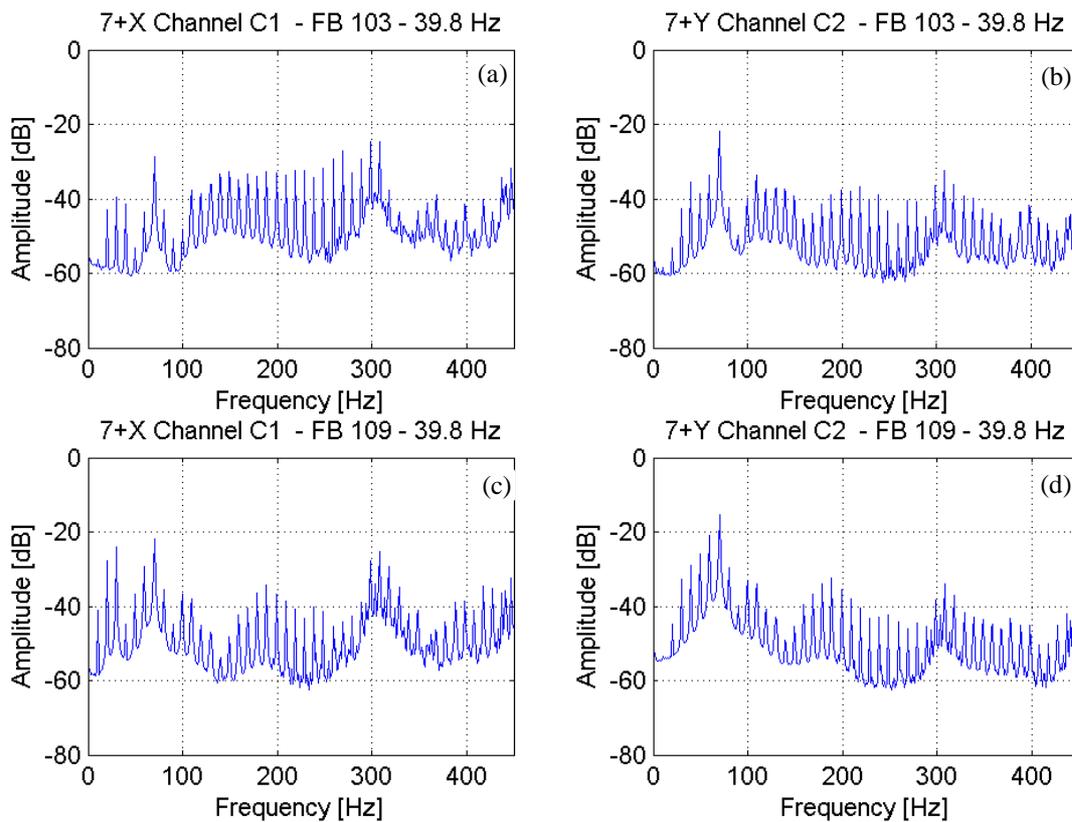


Figura 5.29 – Componenti spettrali dei segnali di accelerazione nella banda 0-800 [Hz] con velocità di manovella di 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 7Y; (c), (d) 4BU 7X e 7Y.

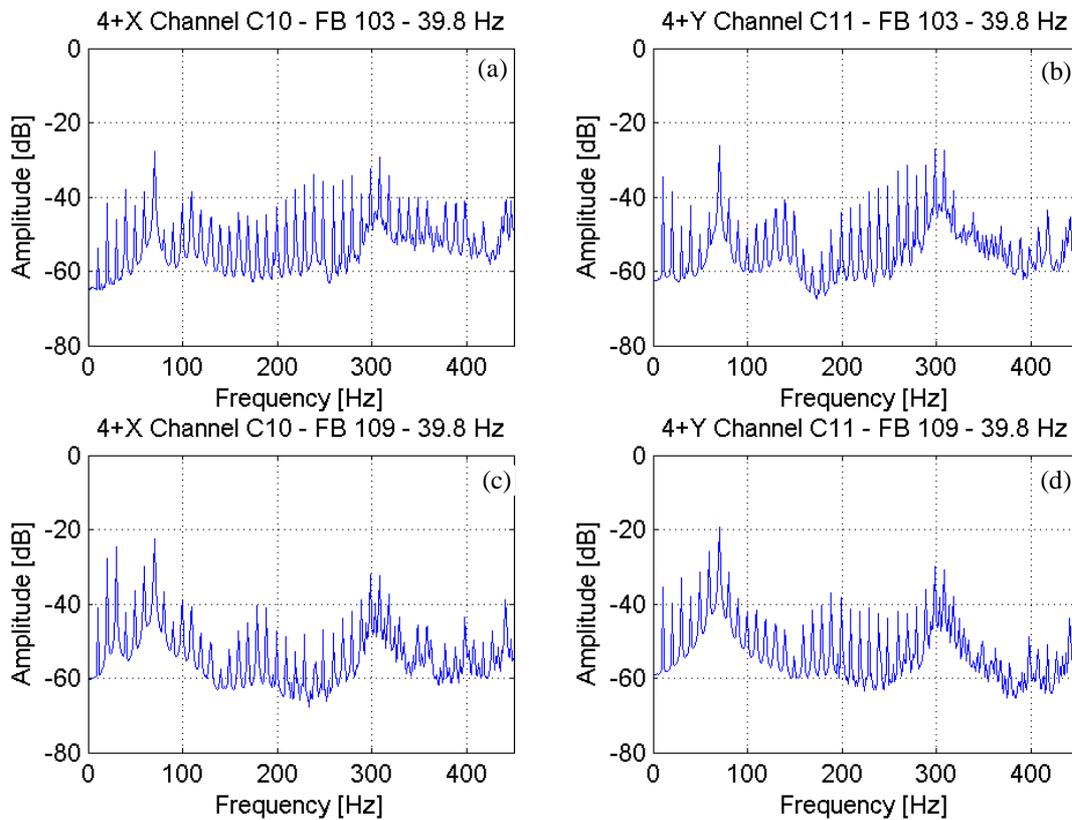


Figura 5.30 – Componenti spettrali dei segnali di accelerazione nella banda 0-800 [Hz] con velocità di manovella di 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 4X e 4Y; (c), (d) 4BU 4X e 4Y.

Analisi tempo-frequenza

Le analisi eseguite tramite *CWT* mostrano, concentrando l'attenzione sulla banda 90-450[Hz], un comportamento generale compatibile con quello rilevato per i segnali di forza [Figura (5.31)], considerando i corrispondenti punti di misura; tuttavia, anche in questo caso, come per l'analisi in frequenza, le componenti spettrali, relative alle maggiori risonanze dei segnali di forza, risultano presenti, ma in larga misura “coperte” da altri fenomeni (in particolare dalla componente a 300 [Hz]). A differenza di quanto rilevato per le forze, tuttavia, non sono riscontrabili particolari asimmetrie nei segnali accelerometrici per le due Posizioni 7 e 8 in direzione X.

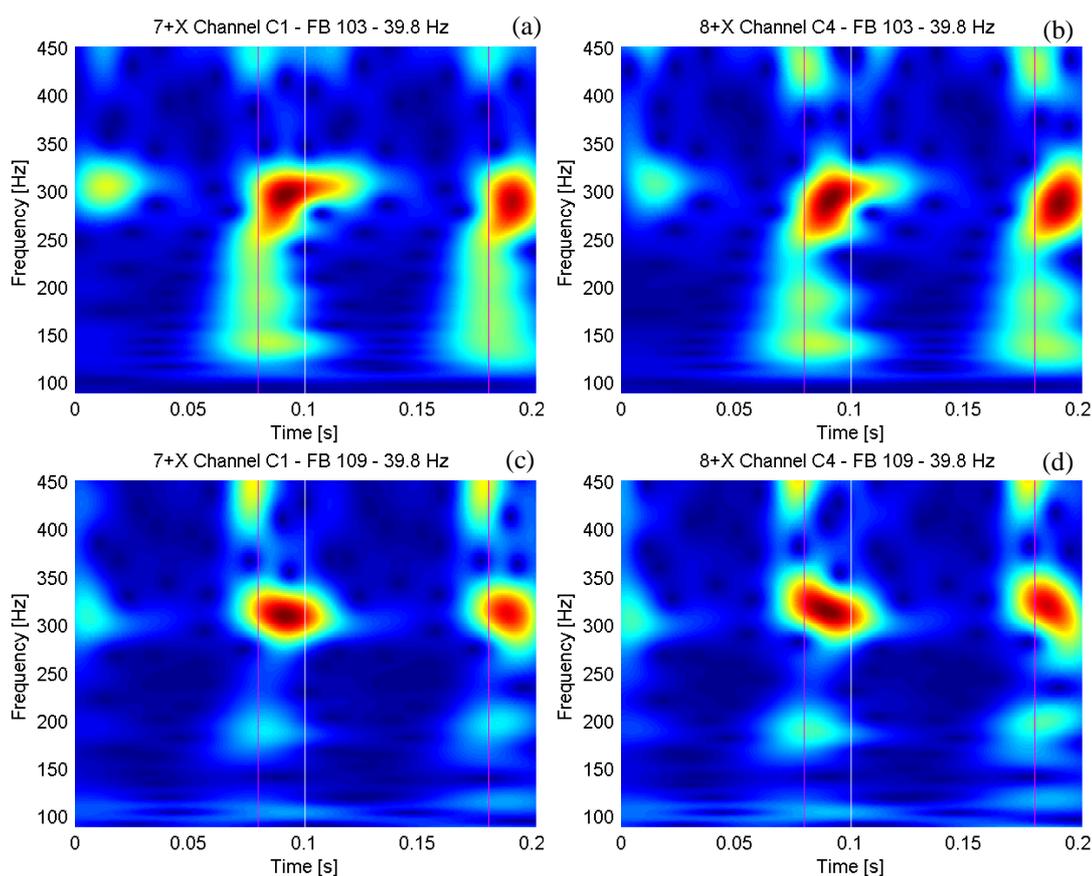


Figura 5.31 – Analisi *CWT* dei segnali di accelerazione nella banda 90-450 [Hz], su due giri di manovella a 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7X e 8X; (c), (d) 4BU 7X e 8X.

Se si considera la direzione *Y* [Figura (5.32)], la risonanza che dovrebbe essere associata al primo modo planare (seconda forma modale dei meccanismo),

appare più in evidenza, a causa del fatto che i segnali di accelerazioni in Y sono generalmente caratterizzati da intensità inferiore. Inoltre compare una componente nell'intorno dei 110[Hz], che rimane invariata sia per il 4BM che per il 4BU: tale componente, rilevata anche nelle rampe, è compatibile con la prima frequenza naturale dei meccanismi; il fatto che sia visibile in direzione Y e non in X , è ragionevolmente compatibile con la forma modale (la quale, presentando una flessione fuori dal piano, farà nascere una coppia che deve essere equilibrata da una coppia di forze agenti sul piano YZ).

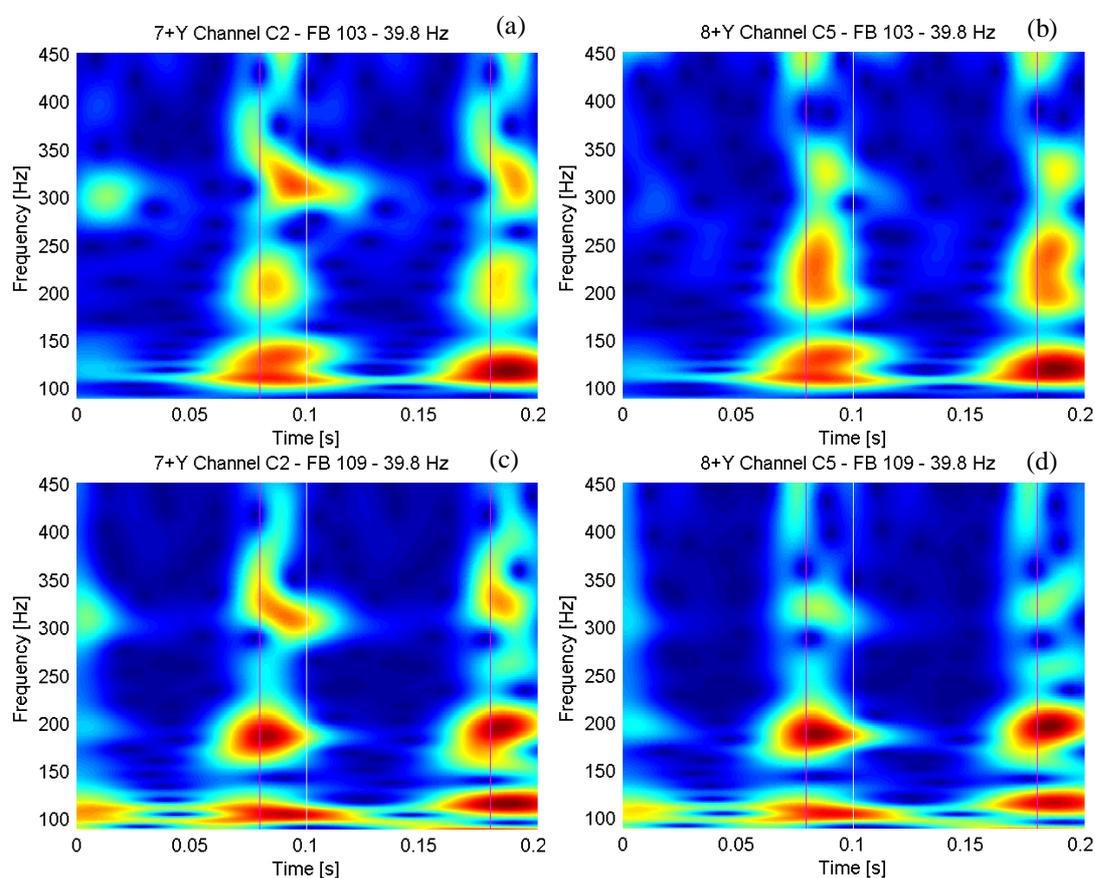


Figura 5.32 – Analisi *CWT* dei segnali di accelerazione nella banda 90-450 [Hz], su due giri di manovella a 600 [rpm]: (a), (b) 4BM 7Y e 8Y; (c), (d) 4BU 7Y e 8Y.

Discussione dei risultati

In questo capitolo conclusivo, sono messi a confronto i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche con quelli ricavati dalle prove sperimentali. L'analisi comparativa dei dati consente, da un lato una migliore interpretazione dei risultati sperimentali, dall'altro una sostanziale validazione del modello del modello numerico. Ulteriori considerazioni, circa gli obiettivi raggiunti con il lavoro di ricerca qui presentato, sono quindi esposte.

L'analisi comparativa dei dati ottenuti dalle simulazioni numeriche e dall'apparecchiatura di prova, pur non prevedendo validazione del modello numerico in senso stretto, ha fornito risultati interessanti, che vengono di seguito presentati e discussi.

6.1. Confronto risultati numerici e sperimentali

Un confronto diretto tra i modelli numerici e il meccanismo sperimentale può essere effettuato analizzando i dati relativi alle forze scambiate tra bilanciere e telaio, nelle condizioni di funzionamento omologhe. I dati sono stati comparati sia in termini di andamento nel tempo, sia in relazione al contenuto in frequenza.

6.1.1. Dominio del tempo

I risultati relativi alle prove a regime costante, simulate e sperimentali, per le condizioni di funzionamento con velocità angolare di manovella pari a 60, 300

e 600 [rpm] sono di seguito comparati [Fig. (6.1)]. Gli andamenti delle due componenti di forza misurate sperimentalmente dai trasduttori (nei casi di meccanismo bilanciato e non bilanciato) sono riportati nei grafici assieme alla componente X della reazione vincolare RO_3 calcolata numericamente e opportunamente scalata (la componente di forza riportata nel grafico è pari alla metà di quella calcolata in simulazione, poiché, a fronte di un'unica coppia rotoidale presente nel modello numerico, ci sono invece due supporti nel meccanismo sperimentale). Le curve riportate sono espresse in funzione della posizione angolare di manovella riferita alla posizione di punto morto θ_i : l'impiego di tale riferimento consente una fasatura migliore dei dati numerici con quelli sperimentali, in quanto il riscontro relativo all'angolo θ_i è posizionato con maggior precisione rispetto a quello corrispondente alla configurazione standard θ_0 . L'altra posizione di punto morto è invece indicata in ciano.

I dati mostrano una buona corrispondenza tra modello numerico e comportamento sperimentale, ad eccezione della prova a regime più basso, per il quale, come già riportato al capitolo precedente, si riscontra una sorta di andamento in contro-fase dei due segnali dei trasduttori di forza. Sebbene si sia verificato che il fenomeno non ha origini dinamiche (in quanto non influenzato dalla variazione della velocità di regime), l'effetto riscontrato è simile a quello che si avrebbe in presenza di uno squilibrio dinamico di un rotore, con la nascita di una coppia di forze (la cui intensità si mantiene costante per tutte le condizioni di funzionamento): poiché gli effetti di un tale fenomeno sarebbero eliminabili sommando le due componenti di forza (ed eliminando quindi le componenti di segno opposto), si è effettivamente provato ad attuare una strategia analoga. In Figura (6.2) sono confrontati l'andamento dei due segnali sperimentali mediati tra loro con quello delle forze calcolate in simulazione (già riportato nei grafici precedenti). Il segnale mediato sembra effettivamente avere una maggiore corrispondenza con i risultati numerici, e ciò si verifica anche per il funzionamento a 60 [rpm] (sebbene permangano alcune discrepanze): in Tabella (6.1) sono comparati i valori di picco e RMS delle curve per ogni caso riportato.

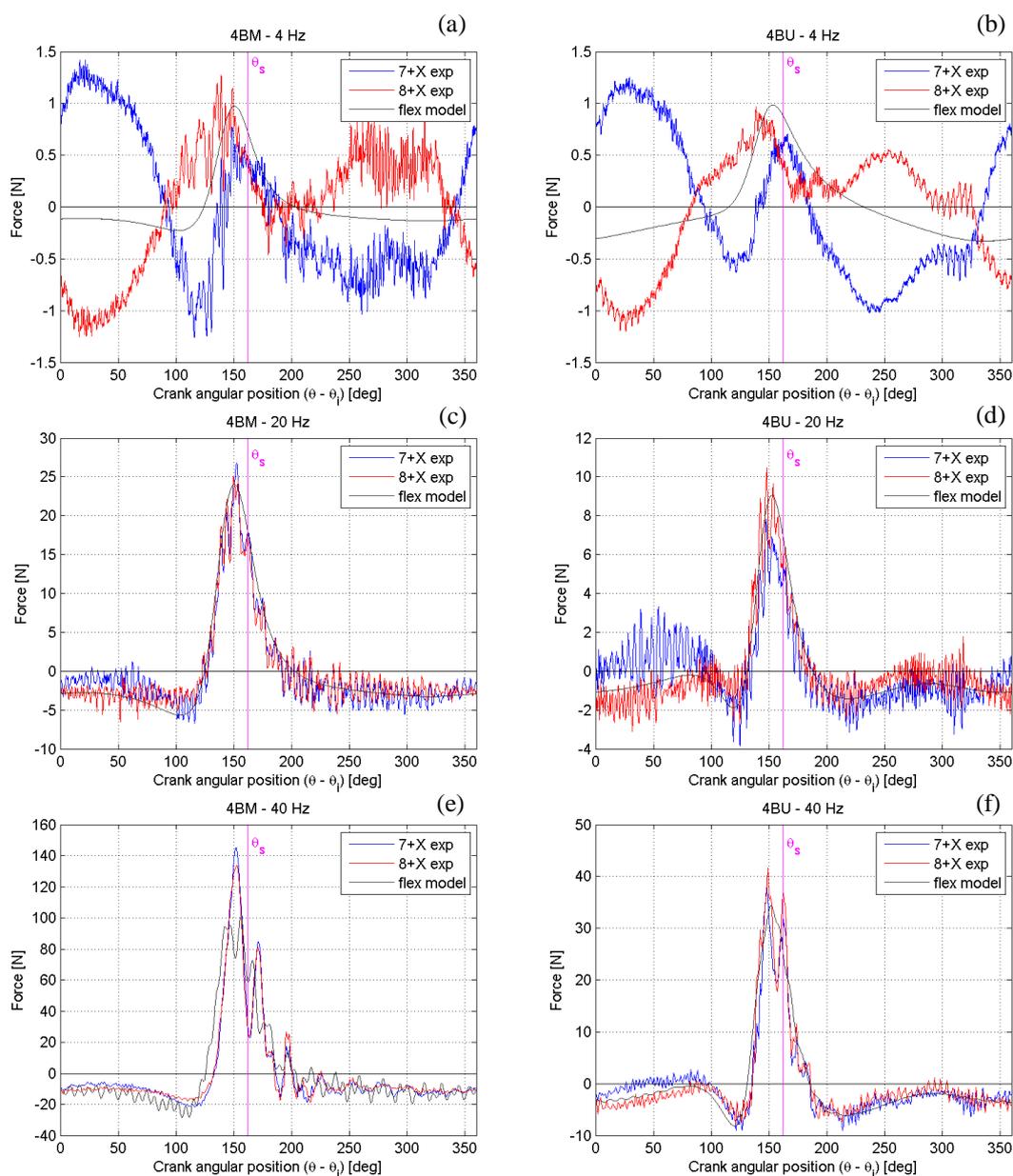


Figura 6.1 – Confronto tra le componenti di forza 7X e 8X sperimentali e i risultati del modello numerico *beam*, fasatura sul giro rispetto alla posizione di punto morto θ_s : (a), (b) 4BM e 4BU a 60 [rpm]; (c), (d) 4BM e 4BU a 300 [rpm]; (e), (f) 4BM e 4BU a 600 [rpm].

Relativamente al meccanismo bilanciato, si possono rilevare alcuni dati interessanti. Nel quadrilatero sperimentale, in corrispondenza del picco di forza per prove a 600 [rpm], sono presenti ampie oscillazioni analoghe a quelle riscontrate in simulazione: poiché l'andamento della forza nei due casi ha una buona correlazione, si può dedurre che tali oscillazioni siano riconducibili alla medesima forma modale, ovvero al primo modo sul piano, associato alla trasmissione, sebbene non ci sia una perfetta corrispondenza dei valori di

frequenza. Il modo associato alla trasmissione risulta quindi univocamente identificato nel caso sperimentale.

Anche il meccanismo non bilanciato presenta, nel caso sperimentale, oscillazioni rilevanti nel funzionamento alla massima velocità, sebbene in simulazione gli effetti vibratori fossero appena visibili: tuttavia, per analogia con il comportamento riscontrato per il caso bilanciato, si può ragionevolmente considerare come individuato il primo modo planare.

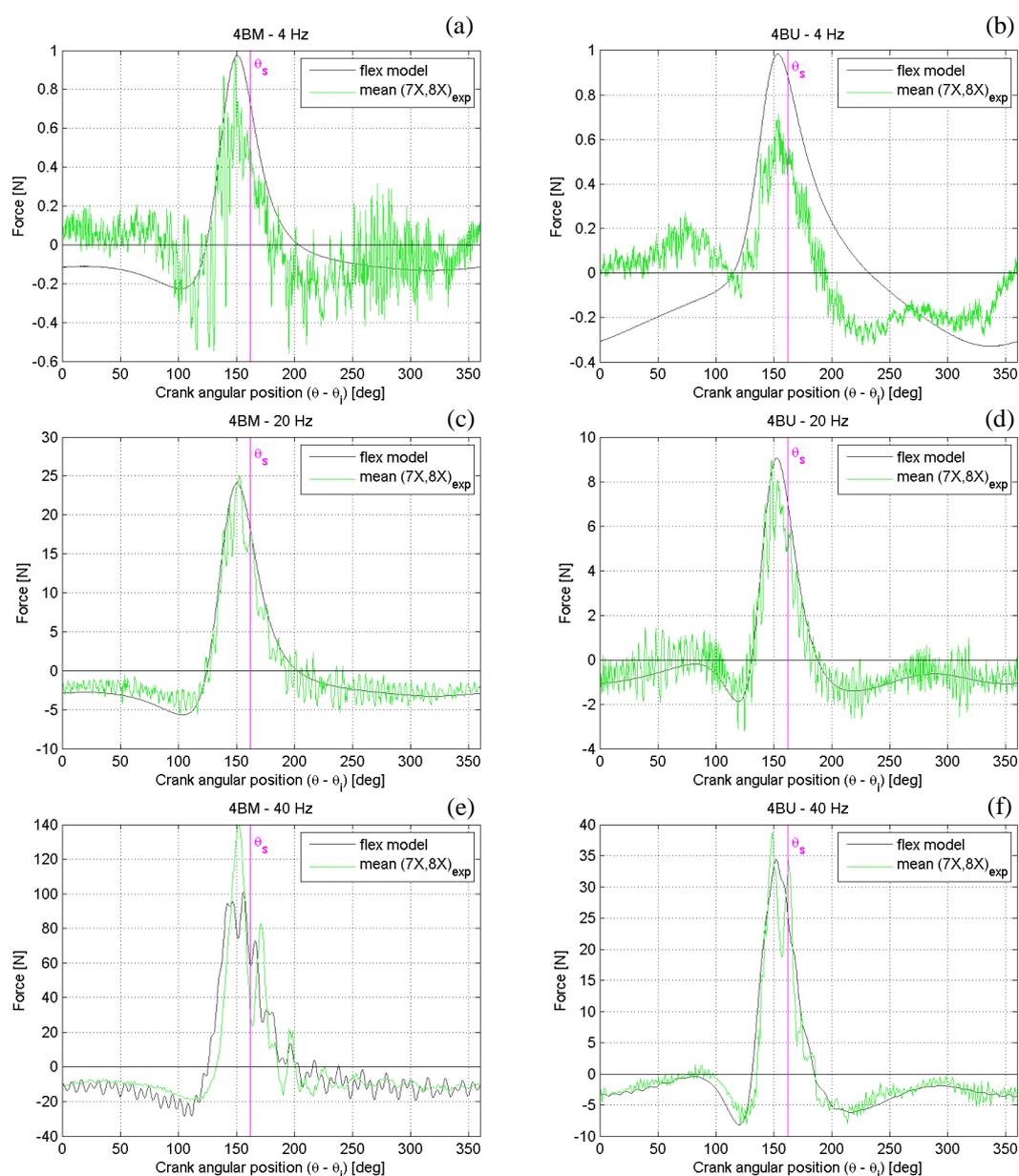


Figura 6.2 – Confronto tra le componenti di forza 7X e 8X sperimentali (medie tra loro) e i risultati del modello numerico *beam*, fasatura sul giro rispetto alla posizione di punto morto θ_s : (a), (b) 4BM e 4BU a 60 [rpm]; (c), (d) 4BM e 4BU a 300 [rpm]; (e), (f) 4BM e 4BU a 600 [rpm]

Crank velocity	R _{O3} – direzione X [N]					
	60 [rpm]		300 [rpm]		600 [rpm]	
	RMS	picco	RMS	picco	RMS	picco
<i>4BU (exp)</i>	0.22	0.72	1.97	8.96	8.42	38.71
<i>4B-U (sym)</i>	0.35	0.98	2.39	9.05	8.94	34.41
<i>4BM (exp)</i>	0.22	0.95	6.08	25.07	29.50	139.50
<i>4B-M (sym)</i>	0.28	0.97	7.01	24.05	28.50	101.08
<i>U (exp-sym)/sym %</i>	-39%	-27%	-17%	-1%	-6%	+12%
<i>M (exp-sym)/sym %</i>	-21%	-2%	-13%	+4%	+4%	+38%

Tabella 6.1 – Valori di picco e RMS delle componenti in X della reazione vincolare RO3: confronto tra dati sperimentali e numerici.

Rispetto alle simulazioni, si può notare come entrambi i meccanismi sperimentali inizino a manifestare fenomeni vibratorii rilevanti già a 300 [rpm], diversamente dai modelli numerici (pur considerando che una quota parte di oscillazioni a frequenze più elevate, visibili a 20 e 40 Hz, sono indotte dall'ingranamento delle cinghie); inoltre le oscillazioni associate al primo modo appaiono più intense, (con ampiezze che raggiungono anche i 30 [N] nel caso del 4BM, cfr. [Fig (5.22)]). La causa, verosimilmente, è riconducibile al fatto che le frequenze associate alla trasmissione, sia per il 4BM sia per il 4BU, assumano valori inferiori rispetto alle omologhe dei corrispettivi modelli numerici (cfr. § 6.1.2), risultando quindi maggiormente eccitate.

Relativamente al valore di picco, il modello numerico 4B-M sembrerebbe sottostimare notevolmente l'entità del valore massimo di forza, nel funzionamento a velocità massima. In realtà, si può osservare come, nel caso numerico, la particolare fasatura dell'oscillazione (in contro-fase, per così dire, rispetto al massimo teorico del caso di meccanismo rigido) sembri agire con effetto sottrattivo, provocando una diminuzione del valore effettivo del picco. Nel caso sperimentale, invece, l'oscillazione provoca un effetto opposto. Il diverso comportamento è probabilmente imputabile alla non perfetta coincidenza delle frequenze naturali.

6.1.2. Confronto analisi in frequenza e tempo-frequenza

Dai dati numerici e sperimentali comparati nei domini di frequenza e tempo-frequenza scaturiscono altre interessanti considerazioni circa la prima forma modale (particolarmente importante sia perchè chiaramente identificata anche sperimentalmente, sia, soprattutto, perchè associata ai fenomeni vibratorii più intensi). In merito a questa forma modale, non si riscontra una perfetta coincidenza della relativa pulsazione naturale, ma la variazione del valor medio della frequenza risulta contenuto, e comunque accettabile in relazione agli obiettivi alla base dell'attività sperimentale. Per entrambi i meccanismi, bilanciato e non, si riscontra un abbassamento dei valori della prima frequenza di interesse nel passaggio dal modello numerico al caso sperimentale: in particolare, per il quadrilatero bilanciato si passa da 208 a 140 [Hz], mentre per il non bilanciato da 262 a 180-190 [Hz]. Questa diminuzione costituisce sicuramente una delle cause (ragionevolmente la principale) dell'incremento dei fenomeni vibratorii riscontrati nei dati delle prove sperimentali. Il valore medio della prima frequenza naturale, nei casi sperimentali, è stato stimato considerando all'incirca il punto più elevato della "collina" associata alla risonanza, visibile nel grafico [Fig. 6.3] relativo alla *PSD* (ritenendo ragionevole che la zona di risonanza sia centrata attorno al suo valore medio): non è infatti stato possibile isolare, con un sufficiente livello di confidenza, l'andamento della frequenza al variare della configurazione lungo un giro completo di manovella, a differenza di quanto avveniva nel modello numerico [Fig (6.4)]. A questo proposito si può rilevare come, nel caso sperimentale del 4BM, il primo modo sia caratterizzato da uno smorzamento più elevato: sebbene, quindi, le vibrazioni nella zona di massima eccitazione siano sperimentalmente più rilevanti, tali oscillazioni si smorzano molto più rapidamente che nel modello numerico (tale comportamento risulta evidente anche dai grafici dei segnali in funzione del tempo). Diverso, invece, sembra essere il comportamento delle componenti spettrali con frequenza più elevata, all'apparenza meno smorzate: tale differenza potrebbe essere riconducibile alla presenza di alcuni componenti (come, ad esempio, le cinghie

dentate) dislocati proprio nella catena di trasmissione del moto (influenzando principalmente i modi correlati a quest'ultima).

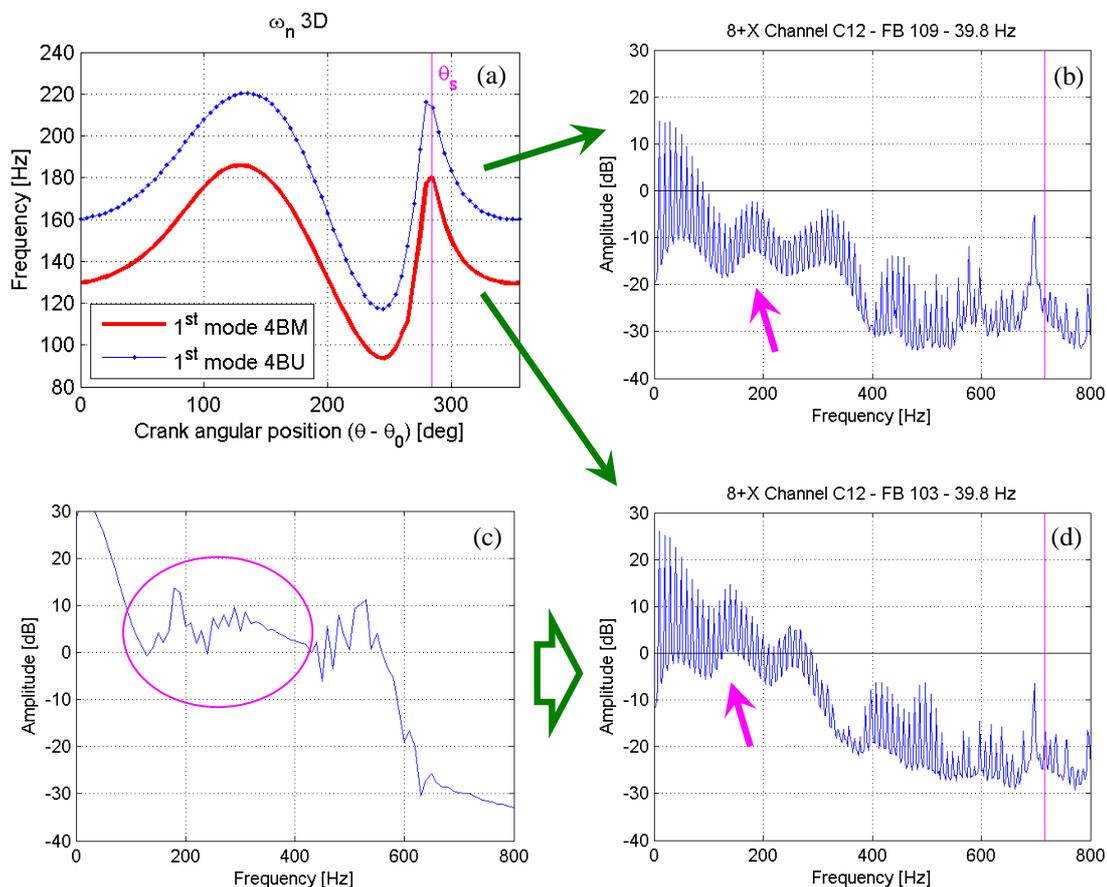


Figura 6.3 – Verifica del contenuto in frequenza della componente di forza R_{O3} in direzione X , a velocità 600 [rpm]: (a) andamento della prima frequenza naturale stimata tramite modelli numerici FEM 3D, per 4BU e 4BM; (b) 4BU 8X (*exp*); (c) 4B-M (*sym*); (d) 4BM 8X (*exp*).

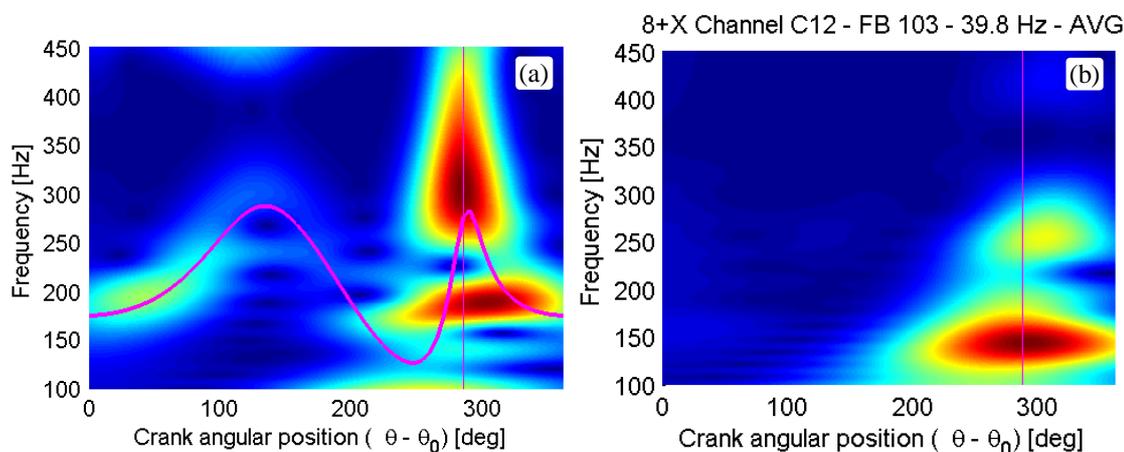


Figura 6.4 – Analisi CWT della componente di forza R_{O3} in direzione X , per il meccanismo bilanciato a 600 [rpm]: (a) risultati modello numerico; (b) dati sperimentali posizione 8X.

Nonostante le differenze segnalate, in entrambi i casi (numerico e sperimentale) rimane evidente l'abbassamento della prima frequenza naturale indotto dalla presenza delle masse bilancianti.

6.2. Considerazioni finali

I risultati ottenuti globalmente in questo studio, si sono rivelati discretamente significativi: alcuni risultati attesi hanno, infatti, trovato conferma; altri fenomeni rilevanti, meno scontati, sono stati messi in evidenza.

In particolare, l'impiego di una tecnica di bilanciamento con masse sul quadrilatero articolato analizzato si è rivelata fortemente peggiorativa nei confronti delle prestazioni del meccanismo per condizioni di funzionamento a velocità medio-alte. Sebbene effetti negativi, quali il possibile abbassamento delle prime frequenze naturali, fossero in parte attesi, la reale entità di tali effetti si è rivelata superiore alle aspettative, con un incremento complessivo di potenza assorbita, oltre a vibrazioni e forze scaricate a telaio, quantitativamente inatteso.

Relativamente alla compensazione elastica, invece, i modelli numerici hanno mostrato una sostanziale equivalenza, in termini di comportamento elastodinamico, tra il meccanismo non bilanciato e la versione bilanciata con molle. Tale risultato risulta particolarmente interessante in quanto smentisce alcune assunzioni, che possono essere reperite in letteratura, secondo le quali l'inserimento di molle potrebbe generare un effetto di "irrigidimento" del meccanismo dal punto di vista elastodinamico, ovvero un fenomeno opposto a quello atteso per il bilanciamento con masse. Tuttavia, nonostante l'irrigidimento non abbia trovato riscontro, occorre mettere in luce che il metodo di compensazione elastica è apparso piuttosto conveniente, in quanto a fronte del conseguimento del bilanciamento statico, non presenta particolari svantaggi, ad eccezione della limitazione sull'orientamento del meccanismo e,

dipendentemente dalla particolare applicazione, un'eventuale complicazione costruttiva.

Il comportamento previsto dai modelli numerici è stato verificato sperimentalmente tramite un'approfondita campagna sperimentale: le prove, condotte sull'apparecchiatura appositamente progettata hanno mostrato una sostanziale coerenza con i risultati ottenuti dalle simulazioni. È opportuno sottolineare che all'analisi comparativa tra i dati calcolati in simulazione e quelli acquisiti sperimentalmente non sia seguita una vera e propria procedura di validazione del modello, operazione che, come più volte sottolineato, non rientra nelle intenzioni di questo studio preliminare. Tuttavia il confronto tra dati numerici e sperimentali ha mostrato un'ottima corrispondenza relativamente ad alcune specifiche quantità, tale da portare le implicazioni che seguono. In primo luogo, vista la precisione mostrata dai modelli nella previsione delle forze trasmesse a telaio (grandezze direttamente correlate agli effetti del bilanciamento e verificate sperimentalmente), si ritiene, di poter considerare come attendibili anche le altre grandezze che non è stato possibile misurare nelle prove a banco; pertanto, si reputa lecito impiegare tali grandezze, con un certo livello di confidenza, per formulare le valutazioni precedentemente espresse in merito agli effetti del bilanciamento statico. In secondo luogo, si può notare come i modelli numerici, sebbene non eccessivamente raffinati (ottenuti, cioè, imponendo semplificazioni anche consistenti), abbiano mostrato buone prestazioni, ovvero una capacità previsionale sufficientemente efficace: questo risultato è abbastanza importante, nell'ottica di estendere lo studio a meccanismi più complessi senza, tuttavia, la necessità di incrementare parallelamente anche la complessità della modellazione in egual misura.

Relativamente alla generalità dei risultati ottenuti, si ritiene che le valutazioni espresse per il quadrilatero articolato piano studiato possano essere parzialmente estese, almeno nei principi fondamentali, anche ad altri modelli di meccanismi in catena chiusa. A sostegno di questa affermazione, per quanto riguarda il bilanciamento con masse si possono fare le seguenti considerazioni.

- Come mostrato al Capitolo 2, ci si attende che la massa complessiva aggiunta al sistema con gli elementi bilancianti si attesti su valori molto elevati (se paragonati alla massa del sistema), non inferiori alla massa del meccanismo non bilanciato, a causa della necessità di ridurre l'incremento dei momenti d'inerzia associato all'introduzione di tali elementi. A causa di limitazioni, ad esempio pratiche, nella possibilità di incrementare il valore di massa, ci si attende comunque di ottenere anche un incremento dei momenti d'inerzia non trascurabile.
- È lecito aspettarsi che i contrappesi impiegati per la realizzazione costruttiva del bilanciamento prevedano, a causa degli elevati valori di massa, geometrie senza direzioni di estensione dominate (ovvero corpi tozzi), le cui deformazioni dal punto di vista elastodinamico possono essere trascurate (rendendo quindi lecita una modellazione degli stessi tramite corpi rigidi).
- I manipolatori spaziali paralleli sono tipicamente caratterizzati da un elevato valore di rigidità, sebbene siano generalmente costituiti da membri snelli, a causa della modalità di carico dei membri stessi (principalmente carichi assiali, tali da non generare momenti flettenti sulle "gambe"). Visti i risultati ottenuti dallo studio, l'ipotesi che l'introduzione di elevata massa ed inerzia (sebbene dislocata vicino al telaio) possa avere una influenza non trascurabile dal punto di vista elastodinamico appare verosimile, se si considerano in particolar modo le modificazioni causate sulle forme modali associate alla trasmissione e al bilanciamento nel caso del quadrilatero.

Per quanto riguarda la compensazione elastica, invece, si può tenere presente quanto segue.

- Per quanto riguarda gli elementi elastici impiegati per il bilanciamento, sarà sempre possibile scegliere di impiegare molle di trazione caratterizzate da valori di rigidità inferiore di alcuni ordini di grandezza rispetto ai valori di rigidità equivalente di trasmissione e membri del meccanismo: ciò è dovuto alla estrema flessibilità nella determinazione dei parametri delle molle

(dovuta sia alla scelta arbitraria di parte dei parametri stessi, sia alla possibilità di svincolarsi ulteriormente da tali parametri tramite il ricorso a dispositivi di rinvio delle molle).

- A parità di caratteristiche delle molle da impiegare (in termini di rigidità e lunghezza a riposo) è stato verificato che le soluzioni proposte nei cataloghi commerciali danno ampia scelta sui valori di massa delle molle stesse: ciò rende possibile identificare molle idonee al bilanciamento che abbiano massa trascurabile rispetto a quelle del meccanismo (pur sottostando sempre alle considerazioni relative alla grandezza del sistema da bilanciare). Nel caso del meccanismo studiato, ad esempio, le molle individuate su cataloghi commerciali sono caratterizzate da un valore complessivo di massa inferiore all'1% della massa totale del quadrilatero articolato. L'aver considerato molle prive di massa non rappresenta, secondo l'autore, una limitazione rilevante del modello.

6.3. Sviluppi futuri

Alla luce dei risultati conseguiti con il lavoro di ricerca presentato in questo elaborato, si può asserire che l'argomento oggetto di studio sia meritevole di attenzione. Inoltre, un ulteriore approfondimento dell'indagine appare interessante.

Il passo successivo dello studio dovrebbe essere, come naturale evoluzione dell'attività fino ad ora svolta, l'estensione dell'indagine a meccanismi più complessi: si dovrà quindi incrementare il numero di gradi di libertà del meccanismo e, verosimilmente, considerare un problema non confinato su un singolo piano di moto, fino ad arrivare al caso più generale di manipolatore parallelo spaziale. A questo proposito, sarà interessante analizzare il problema di manipolatori paralleli caratterizzati da gambe comprendenti giunti prismatici (realizzazione tipica, ad esempio, di una piattaforma di Gough-Stewart), per i quali l'applicazione stessa di una tecnica di bilanciamento statico

comporta delle rilevanti complicazioni a livello teorico e applicativo: tali condizioni rendono ancora più pressante la necessità di studiare gli effetti del bilanciamento sulle prestazioni del meccanismo, al fine di individuare tutti i possibili svantaggi.

Una volta presi in esame sistemi più complessi, possibilmente coincidenti con casi di applicazioni reali, si cercherà di individuare una possibile strategia ottimale di bilanciamento. Occorrerà innanzitutto riuscire a definire una funzione obiettivo necessaria alla procedura di ottimizzazione, in modo da tradurre in termini analitici vantaggi e limitazioni, opportunamente pesati, associati alle diverse strategie di bilanciamento. Particolarmente interessante per l'identificazione della strategia più conveniente sarà l'esame di tipologie di bilanciamento ibrido, ovvero ottenute tramite inserimento combinato di contrappesi e molle: per indagare questa ipotesi, tornerà utile la tecnica di bilanciamento basata sui Generatori di Forza Costante, in grado appunto di gestire al presenza contemporanea di masse aggiuntive ed elementi elastici.

Conclusioni

In questo elaborato viene presentato il lavoro svolto nell'ambito dell'attività di ricerca sul bilanciamento statico di meccanismi in catena chiusa. In particolare, lo studio si è concentrato sugli aspetti elastodinamici correlati all'applicazione delle più comuni tecniche di compensazione gravitazionale a questa tipologia di meccanismi. Di seguito sono elencati i principali obiettivi raggiunti.

- È stata condotta un'indagine approfondita sugli effetti elastodinamici del bilanciamento statico realizzato tramite inserimento di contrappesi e di molle per il caso di un modello di quadrilatero articolato piano.

Le analisi numeriche hanno mostrato una rilevante influenza dei contrappesi in senso negativo: relativamente ai parametri modali, si assiste ad una sensibile diminuzione della prima frequenza naturale del sistema, con conseguente possibilità di innesco di fenomeni vibratori (correlati all'eccitazione della prima forma modale); inoltre le prestazioni del meccanismo in condizioni di lavoro ad elevate dinamiche appaiono affette da un significativo peggioramento, in particolare in termini di coppia richiesta all'attuatore e di azioni trasmesse a telaio, con significativo aumento dei valori di picco e RMS, oltre alla presenza di rilevanti fenomeni oscillatori, per entrambe le grandezze. I risultati delle simulazioni, relativamente al caso di

bilanciamento con masse, sono stati avvalorati dai dati ottenuti nei test sul banco prova. In particolare, la correlazione tra i dati numerici e quelli sperimentali relativi alle reazioni vincolari e al contenuto in frequenza dei segnali acquisiti, è apparsa decisamente buona. Quindi, seppur in assenza di validazione in senso stretto, i modelli numerici hanno mostrato buone capacità previsionali, consentendo quindi di confermare la validità dei risultati numerici con un buon livello di confidenza.

Relativamente al caso di compensazione elastica, è stata riscontrata una scarsissima influenza delle molle sui risultati, tanto che i meccanismi bilanciato con molle e non bilanciato appaiono sostanzialmente equivalenti dal punto di vista elastodinamico. Tale comportamento può essere compreso considerando che la rigidità delle molle richieste per la realizzazione della compensazione risulta molto inferiore rispetto alla rigidità equivalente degli altri componenti del meccanismo.

- Si ritiene che i risultati ottenuti nello studio del quadrilatero articolato in esame possano essere estesi anche ad altri esempi di meccanismi in catena chiusa, assumendo quindi una valenza più generale. Tale asserzione è suffragata da considerazioni inerenti le caratteristiche generali degli elementi da introdurre nel sistema per ottenere il bilanciamento statico. In particolare, nel caso di bilanciamento con masse, ci si attende che, per la maggior parte delle applicazioni, i valori di massa e/o momento d'inerzia associati ai contrappesi siano molto rilevanti rispetto a quelli del sistema originale. Inoltre, in merito alla compensazione elastica, ci si aspetta che i valori di massa e rigidità caratterizzanti le molle di bilanciamento possano essere trascurabili rispetto ai medesimi parametri propri del meccanismo (e che quindi alterino molto poco il comportamento elastodinamico del sistema).
- È stata definita una metodologia sufficientemente generale per l'analisi dei meccanismi in catena chiusa bilanciati staticamente. In primo luogo sono stati

messi a punto gli strumenti da impiegare per la modellazione e le simulazioni numeriche: tali strumenti si basano prevalentemente su pacchetti software commerciale; tuttavia, sfruttando le varie possibilità di personalizzazione (in particolare per l'ambiente di simulazione *multibody*), tramite implementazione di funzioni o *subroutine* supplementari scritte dall'utente, sono stati potenziati gli strumenti di indagine standard (superando anche alcune limitazioni del software), ottenendo un adeguato affinamento dell'indagine. Inoltre sono state definite le procedure relative al processamento e all'analisi dei dati raccolti, necessarie ad uno studio efficace degli aspetti elastodinamici

I dati ottenuti nello studio preliminare sono apparsi interessanti e meritevoli di ulteriori approfondimenti. Il passo successivo consisterà dunque nell'estensione dell'indagine a meccanismi più complessi, cioè modelli di manipolatori paralleli spaziali, obiettivo finale dell'attività di ricerca intrapresa. Dipendentemente dai risultati ottenuti nelle analisi future, si cercherà di definire una funzione obiettivo per l'ottimizzazione del bilanciamento statico, ai fini dell'individuazione di una possibile strategia che consenta una enfaticizzazione dei benefici ed un contemporaneo abbattimento degli effetti negativi derivanti dal bilanciamento stesso. Particolarmente interessante, per il conseguimento di tale finalità, potrà rivelarsi l'esplorazione di combinazioni di tipo "ibrido" (ovvero di bilanciamento realizzato sia con contrappesi sia con molle, presenti in contemporanea).

Bibliografia

- [1] E. I. Rivin. *Mechanical design of robots*. Section 3.5. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [2] G. G. Lowen, R. S. Berkof. Survey of investigations into the balancing of linkages. *Journal of Mechanisms*, **3**(4), 221–231, 1968.
- [3] C. Baradat, V. Arakelian, S. Briot, S. Guegan. Design and Prototyping of a New Balancing Mechanism for Spatial Parallel Manipulators. *ASME Journal of Mechanical Design*, **130**(7), 072305-1–13, 2008.
- [4] S. K. Agrawal, A. Fattah. Gravity-Balancing of Spatial Robotic Manipulators. *Mechanism and Machine Theory*, **39**(12), 1331–1344, 2004.
- [5] H. Hilpert. Weight Balancing of Precision Mechanical Instruments. *Journal of Mechanisms*, **3**(4), 289–302, 1968.
- [6] V. H. Arakelian, M. R. Smith. Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: a historical review with new examples. *ASME Journal of Mechanical Design*, **127**(2), 334–339, 2005.
- [7] V. H. Arakelian, M. R. Smith. Erratum: “Shaking force and shaking moment balancing of mechanisms: a historical review with new examples”. *ASME Journal of Mechanical Design*, **127**(5), 1034–1035, 2005.
- [8] H. Kazerooni. Statically balanced direct drive manipulator. *Robotica*, **7**(2), 143–149, 1989.
- [9] M. Kolarski, M. Vukobratović, B. Borovac. Dynamic analysis of balanced robot mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, **29**(3), 427–454, 1994.
- [10] F. R. Tepper, G. G. Lowen. General Theorems Concerning Full Force Balancing of Planar Linkages by Internal Mass Redistribution. *ASME Journal of Engineering for Industry*, **94B**(3), 789–796, 1972.
- [11] M. J. Walker, K. Oldham. A General Theory of Force Balancing Using Counterweights. *Mechanism and Machine Theory*, **13**(2), 175–185, 1978.

- [12] I. S. Kochev. General Method for Full Force Balancing of Spatial and Planar Linkages by Internal Mass Redistribution. *Mechanism and Machine Theory*, **22**(4), 333–341, 1987.
- [13] R. S. Berkof, G. G. Lowen. A new method for completely force balancing simple linkages. *ASME Journal of Engineering for Industry*, **91B**(1), 21–26, 1969.
- [14] D. A. Streit, B. J. Gilmore. ‘Perfect’ spring equilibrators for rotatable bodies. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, **111**(4), 451–458, 1989.
- [15] T. Wongratanaphisan, M. O. T. Cole. Analysis of a Gravity Compensated Four-Bar Linkage Mechanism With Linear Spring Suspension. *ASME Journal of Mechanical Design*, **130**(1), 011006-1–8, 2008.
- [16] T. Laliberté, C. M. Gosselin, M. Jean. Static balancing of 3-dof planar parallel mechanisms. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, **4**(4), 363–377, 1999.
- [17] W. B. Shieh, D. Z. Chen, P. Y. Lin. Design of statically balanced planar four-bar linkages with base-attached springs. Proceedings of the *12th IFToMM World Congress*, Besançon, France, 2007.
- [18] F. Wildenberg. Compensating System for a Hexapod. *U.S. Patent No. 6474915*, 2002.
- [19] H. Diken. Effect of Mass Balancing on the Actuator Torques of a Manipulator. *Mechanism and Machine Theory*, **30**(4), 495–500, 1995.
- [20] T. Wongratanaphisan, M. Chew. Gravity Compensation of Spatial Two-DOF Serial Manipulators. *Journal of Robotic Systems*, **19**(7), 329–347, 2002.
- [21] S. Mahalingam, A. M. Sharan. The optimal balancing of the robotic manipulators. Proceedings of the *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, San Francisco, CA, 828–835, 1986.
- [22] S. B. Lee, H. S. Cho. Dynamic characteristics of balanced robotic manipulators with joint flexibility. *Robotica*, **10**(6), 485–495, 1992.
- [23] G. G. Lowen, F. R. Tepper, R. S. Berkof. Balancing of linkages – an update. *Mechanism and Machine Theory*, **18**(3), 213–220, 1983.
- [24] D. A. Streit, E. Shin. Equilibrators for planar linkages. *ASME Journal of Mechanical Design*, **115**(3), 604–611, 1993.
- [25] D. A. Streit. Spatial Manipulator and Six Degree of Freedom Platform-Spring Equilibrator Theory. Proceedings of the *Second National Conference on Applied Mechanisms and Robotics*, Cincinnati, OH, VIII.B.1.1–6, 1991.

-
- [26] C. M. Gosselin. Static Balancing of Spherical 3-DOF Parallel Mechanisms and Manipulators. *International Journal of Robotics Research*, **18**(8), 819–829, 1999.
- [27] C. M. Gosselin, J. Wang. Static Balancing of Spatial Six-Degree-of-Freedom Parallel Mechanisms with Revolute Actuators. *Journal of Robotic Systems*, **17**(3), 159–170, 2000.
- [28] I. Ebert-Uphoff, C. M. Gosselin, T. Laliberté. Static balancing of spatial parallel platform mechanisms – revisited. *ASME Journal of Mechanical Design*, **122**(1), 43–51, 2000.
- [29] M. Carricato, C. Gosselin. A Statically Balanced Gough/Stewart-type Platform: Conception, Design and Simulation. *ASME Journal of Mechanisms and Robotics*, **1**(3), 031005-1–16, 2009.
- [30] G. G. Lowen, F. R. Tepper, R. S. Berkof. The quantitative influence of complete force balancing on the forces and moments of certain families of four-bar linkages. *Mechanism and Machine Theory*, **9**(3-4), 299–323, 1974.
- [31] V. A. Kamenskii. On the question of the balancing of plane linkages. *Journal of Mechanisms*, **3**(4), 303–322, 1968.
- [32] E. Raghu, A. Balasubramonian. Experimental study on the elastodynamic behavior of the unbalanced and the counterweighted four bar mechanisms. *Journal of Mechanical Design*, **112**(3), 271–277, 1990.
- [33] M. J. Walker, R. S. Haines. An experimental study of the effects of counterweights on a six-bar chain. *Mechanism and Machine Theory*, **17**(6), 355–360, 1982.
- [34] F. Xi, R. Sinatra. Effect of dynamic balancing on four-bar linkage vibrations. *Mechanism and Machine Theory*, **32**(6), 715–728, 1997.
- [35] A. Balasubramonian, E. Raghavacharyulu. Influence of balancing weights on vibratory response of the coupler of a four bar mechanism (Part I: Theory). Proceedings of the *7th IFToMM World Congress*, Seville, Spain, 443–446, 1987.
- [36] A. Balasubramonian, E. Raghavacharyulu. Influence of balancing weights on vibratory response of the coupler of a four bar mechanism (Part II: Example mechanism and experimental results). Proceedings of the *7th IFToMM World Congress*, Seville, Spain, 447–450, 1987.
- [37] M. A. K. Zobairi, S. S. Rao, B. Sahay. Kineto-elastodynamic balancing of 4R-four bar mechanisms combining kinematic and dynamic stress considerations. *Mechanism and Machine Theory*, **21**(4), 307–315, 1986.
- [38] Y.-Q. Yu, B. Jiang. Analytical and experimental study on the dynamic balancing of flexible mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, **42**(5), 626–635, 2007.

- [39] R. H. Nathan. A constant force generation mechanism. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, **107**(4): 508-512, 1985.
- [40] A. Martini, M. Troncossi, M. Carricato, A. Rivola. Modal and kineto-elastodynamic analyses of balanced four-bar linkages. Proceedings of the *Multibody Dynamics 2009, ECCOMAS Thematic Conference*, Warsaw, Poland, 2009.
- [41] J. L. Herder. *Energy-free systems: theory, conception and design of statically balanced spring mechanisms*. PhD Thesis, Delft University of Technology, 2001.
- [42] MSC.Software Corporation. *Theory of flexible bodies*. ADAMS Document no. 9304: Using ADAMS Flex, 2009.
- [43] R. R. Craig Jr., M. C. C. Bampton. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal*, **6**(7), 1313–1319, 1968.
- [44] J. L. du Bois, S. Adhikari, N. A. J. Lieven. Eigenvalue curve veering in stressed structures : An experimental study. *Journal of Sound and Vibration*, **332**(4-5), 1117–1124, 2009.
- [45] O. Rioul, M. Vetterli. Wavelets and signal processing. *IEEE Signal Processing Magazine*, **8**(4), 14–38, 1991.
- [46] M. Ebrahimi, R. Whalley. Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives. *Computers & Industrial Engineering*, **38**(1), 93–105, 2000.
- [47] A. F. Al-Dwairi, S. E. Al-Lubani. Modeling and dynamic analysis of a planetary mechanism with an elastic belt. *Mechanism and Machine Theory*, **39**(4), 343–355, 2004.
- [48] K. W. Dalgarno, A. J. Day, T. H. C. Childs, R. B. Moore. Stiffness loss of synchronous belts. *Composites Part B: Engineering*, **29**(3), 217–222, 1998.

Appendice

A.1. Bilanciamento tramite *Generatori di Forza Costante*

La tecnica di bilanciamento mediante *Generatori di Forza Costante* [39] può essere impiegata nel caso di manipolatori paralleli spaziali. Il problema viene affrontato risolvendo l'equilibrio statico di un corpo rigido (identificabile con la "piattaforma" del manipolatore) soggetto al proprio peso e ad un certo numero di forze $\dot{\mathbf{f}}_i$ (non necessariamente dirette come la forza peso) e coppie $\dot{\mathbf{t}}_i$ costanti esercitate dai membri di collegamento a telaio (le gambe), sotto certe condizioni (affinché l'equilibrio possa essere garantito, occorre che il centro di massa del corpo da equilibrare giaccia sullo spazio affine generato dai punti di aggancio delle gambe [29]). Ogni gamba viene quindi bilanciata, risolvendo l'equilibrio statico della stessa (coerentemente con le tipologie di giunti di collegamento alla piattaforma e a telaio) sotto l'azione di una forza $-\dot{\mathbf{f}}_i$ e una coppia $-\dot{\mathbf{t}}_i$ uguali e contrarie a quelle esercitate sulla piattaforma: si impone che la sua energia potenziale totale rimanga costante, trovando quindi le condizioni che la portano ad operare come Generatore di Forza Costante (*Constant-Force Generator*). Un aspetto molto interessante di questo approccio è il fatto che esso rende possibile gestire la presenza contemporanea di contrappesi e molle come elementi di bilanciamento. In tal caso, considerando il caso tipico in cui la gamba non

esercita una coppia, la condizione sull'energia potenziale totale della gamba diventa:

$$V_{\text{tot}} = V_g + V_e + V_f = \text{const} \quad (\text{A.1})$$

dove V_g è il potenziale gravitazionale associato alle masse dei membri, V_e il potenziale elastico relativo alle molle di bilanciamento e V_f il potenziale associato alla forza costante $\dot{\mathbf{f}}_i$ generata.

Si consideri, in un caso piano, l'equilibrio di un corpo rigido soggetto alla forza \mathbf{F} applicata nel punto Q , a N_f forze \mathbf{f}_i applicate nei punti P_i e a N_τ coppie τ_j ($j=1..N_\tau$). Tutte le forze e le coppie, rispettivamente giacenti sul piano del moto e ortogonali ad esso, sono costanti. Come asserito in precedenza, il corpo rigido può essere pensato come la "piattaforma" di un meccanismo piano in catena chiusa, soggetto al proprio peso (\mathbf{F}) e alle reazioni vincolari (\mathbf{f}_i, τ_j) dei membri connessi al telaio. Si considerino due sistemi di riferimento cartesiani bidimensionali, cioè $\Sigma \equiv (O, XY)$ e $\mathcal{S} \equiv (Q, xy)$, rispettivamente solidali al telaio e al corpo rigido: \mathbf{F} e \mathbf{f}_i sono espressi in Σ , mentre $\mathbf{p}_i = P_i - Q$ è espresso in \mathcal{S} . Sia inoltre j la rotazione relativa tra Σ e \mathcal{S} , e $\mathbf{R}(j)$ la matrice di trasformazione da Σ a \mathcal{S} . Secondo il principio dei lavori virtuali, il corpo è in equilibrio statico indifferente se e solo se, per ogni configurazione assumibile,

$$\mathbf{F}^T dQ + \sum_i \mathbf{f}_i^T dP_i + \sum_j t_j dj = 0 \quad (\text{A.2})$$

dove δQ , δP_i e δj sono, rispettivamente, gli spostamenti virtuali dei punti Q e P_i e la rotazione virtuale del corpo rispetto al sistema di riferimento fisso. Essendo $P_i = Q + \mathbf{R}(j)\mathbf{p}_i$, l'Equazione (A.2) diventa

$$\left(\mathbf{F}^T + \sum_i \mathbf{f}_i^T \right) dQ + \left(\sum_i \mathbf{f}_i^T \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial j} \mathbf{p}_i + \sum_j t_j \right) dj = 0 \quad (\text{A.3})$$

L'Equazione (A.3) è soddisfatta per uno spostamento virtuale arbitrario del corpo rigido se e solo se

$$\mathbf{F} + \sum_i \mathbf{f}_i = \mathbf{0} \quad (\text{A.4})$$

e inoltre

$$\sum_i \mathbf{f}_i^T \frac{\partial \mathbf{R}}{\partial j} \mathbf{p}_i + \sum_j t_j = \sum_{h,k} \frac{\partial R_{hk}}{\partial j} L_{hk} + \sum_j t_j = 0 \quad (\text{A.5})$$

dove $\mathbf{L} = [L_{hk}] = \sum_i \mathbf{f}_i \mathbf{p}_i^T$ ($h=1, 2; k=1, 2$). Esplicitando l'Equazione (A.4) si ha

$$(L_{21} - L_{12}) \cos j - (L_{11} + L_{22}) \sin j + \sum_j t_j = 0 \quad (\text{A.6})$$

e, considerando che seno e coseno sono funzioni ortonormali,

$$\sum_j t_j = 0 \quad (\text{A.7})$$

e anche

$$L_{21} - L_{12} = \sum_i (f_{ix} p_{iy} - f_{iy} p_{ix}) = 0, \quad L_{11} + L_{22} = \sum_i (f_{ix} p_{ix} + f_{iy} p_{iy}) = 0. \quad (\text{A.8})$$

L'equazione precedente esprime una condizione sui punti di applicazione delle forze \mathbf{f}_i . È importante osservare, tuttavia, che nel caso di $N_f = 2$, il punto Q non deve giacere necessariamente sulla congiungente tra i punti P_1 e P_2 . In particolare, prendendo l'asse Y parallelo a \mathbf{F} , risolvendo le Eq. (A.4) e (A.8) si ha

$$\begin{aligned} f_{1x} &= -f_{2x} = C(p_{1x} p_{2y} - p_{1y} p_{2x}), \\ f_{1y} &= C(p_{1x} p_{2x} + p_{1y} p_{2y} - p_{2x}^2 - p_{2y}^2), \\ f_{2y} &= C(p_{1x} p_{2x} + p_{1y} p_{2y} - p_{1x}^2 - p_{1y}^2), \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

dove $C = F_Y / |P_2 - P_1|^2$. Se si considera il caso specifico rappresentato in Figura (A.1), relativo alla biella di un generico quadrilatero articolato, secondo la notazione adottata schematizzata (cioè $Q \equiv G_2$, $P_1 \equiv A_1$, $P_2 \equiv A_3$, $p_{1x} = -r_2 \cos q_2$, $p_{1y} = -r_2 \sin q_2$, $p_{2x} = -r'_2 \cos q'_2$, $p_{2y} = -r'_2 \sin q'_2$, $F_X = 0$, $F_Y = -m_2 g$), le forze agenti in A_1 and A_3 sono date dalle espressioni

$$\mathbf{f}_1 = \mathbf{R}_1 = \frac{m_2 g r'_2}{a_2} e^{-i(p/2+q'_2)}, \quad \mathbf{f}_2 = \mathbf{R}_3 = \frac{m_2 g r_2}{a_2} e^{i(p/2-q_2)} \quad (\text{A.10})$$

L'Equazione (A.10) mostra che la biella di un quadrilatero articolato, dotata di geometria arbitraria, rimane in equilibrio sotto l'azione di due forze non verticali trasmesse dai membri vincolati a telaio (la componente orizzontale delle quali si annulla solo nel caso in cui il centro di massa della biella G_2 sia allineato ai punti

A_1 e A_3 , ovvero giaccia sullo spazio affine generato dai punti di collegamento della biella). Si procede quindi con l'equilibrio dei membri agenti come Generatori di Forza (secondo la procedura vista al §2.1).

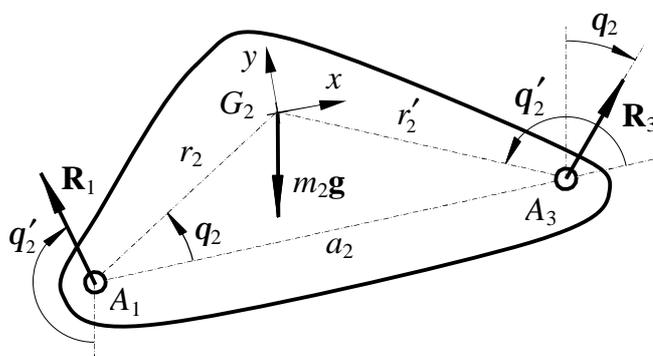


Figura A.1 – Rappresentazione schematica di biella, di un quadrilatero articolato piano, con geometria generale

A.2. Considerazioni sul centro di massa dei membri vincolati a telaio

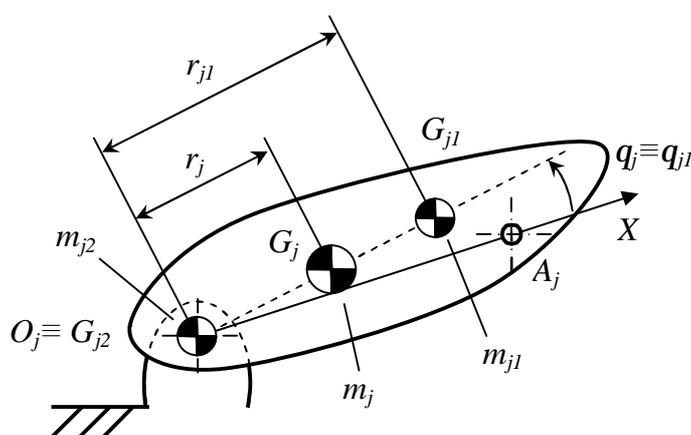


Figura A.2 – Rappresentazione schematica di un membro di meccanismo avente componenti con centro di massa localizzato in corrispondenza del centro della coppia rotoidale a telaio.

Si consideri, per un generico quadrilatero articolato piano che deve essere bilanciato staticamente, uno dei membri connessi a telaio (identificato con pedice j), che sia costruttivamente realizzato mediante assemblaggio di diversi componenti (ad esempio perni, supporti, organi filettati, ecc). Siano m_{j2} la massa complessiva di tutti i componenti aventi centro di massa giacente sull'asse di

rotazione a telaio, e m_{j1} la massa totale di tutti gli altri elementi del membro, concentrate nei rispettivi centri di massa G_{j2} e G_{j1} . Si consideri, come sistema di riferimento finalizzato al bilanciamento, il sistema con origine coincidente con l'asse di rotazione a telaio e asse X con direzione e verso coincidenti con $\mathbf{O}_j\mathbf{A}_j$ (con A_j punto di collegamento con la biella, cfr. §2.1). Poiché $G_{j2} \equiv O_j$, ed essendo G_j necessariamente allineato con gli altri due centri di massa, i parametri relativi al centro di massa globale sono

$$\begin{aligned} m_j &= m_{j1} + m_{j2} \\ r_j &= \frac{m_{j1}r_{j1} + m_{j2}r_{j2}}{m_{j1} + m_{j2}} = \frac{m_{j1}r_{j1}}{m_{j1} + m_{j2}} \\ q_j &= q_{j1} \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

dove m_j è la massa totale del membro, r_j e θ_j rispettivamente modulo e angolo del vettore posizione relativo al centro di massa globale G_j nel sistema di riferimento scelto. Essendo r_{j2} nullo, si ha

$$m_j r_j = m_{j1} r_{j1} \quad (\text{A.12})$$

Conseguentemente, il termine relativo al carico gravitazionale agente sul membro che deve essere bilanciato (cfr. §2.1) risulta pari a

$$\frac{m_j r_j g}{a_j} e^{-i(p/2+q_j)} = \frac{m_{j1} r_{j1} g}{a_j} e^{-i(p/2+q_j)}. \quad (\text{A.13})$$

A.3. Listati *files* di comando MD Adams

Di seguito sono riportati i listati di alcuni *files* di comando di MD Adams (.cmd, comandi di *A/View*) che sono stati implementati al fine di avere accesso a grandezze non direttamente disponibili nel software.

A.3.1. Estrazione degli autovettori per processamento esterno

È possibile accedere agli autovettori solo se calcolati con analisi modale effettuata col modulo *A/Vibration*, previa attivazione del calcolo dell'energia

Appendice

modale, tramite i comandi seguenti (nel caso presentato, il calcolo viene abilitato per le prime dieci forme modali):

```
! -----  
mdi vibration modal_energy set header = on &  
  normalized_coordinates = on &  
  kinetic_energy=off &  
  strain_energy = on &  
  dissipative_energy = off &  
  start_mode=1 end_mode=10  
! -----
```

L'esempio di seguito riportato consente l'esportazione degli autovettori relativi a tutti i corpi attivi del modello *multibody*, calcolati tramite analisi modale effettuata in 72 configurazioni del meccanismo (per effettuare tale analisi tramite *A/Vibration* è necessario sfruttare lo strumento *Design Evaluation Tools/Design study*, dopo avere opportunamente parametrizzato il modello in funzione di una *Design variable*), passando attraverso il *plot* degli stessi in un grafico di *A/Postprocessor*.

```
! -----  
FOR variable_name=DD start_value=1 end_value=4  
  measure create computed &  
  measure_name = (eval(".model_1.VECT_1_"/RTOI(DD))) &  
  text_of_expression=(eval(".model_1.VibrationAnalysis_1_1_analysis.ModalEnergy1.me_data_"/  
RTOI(DD)"/".me_data_vals")) &  
  units = "no_units"&  
  create_measure_display = no  
!  
  undo flush  
  undo begin suppress=yes  
  xy_plot template modify plot=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15))) auto_title=yes auto_subtitle=yes &  
auto_date=yes auto_analysis_name=yes table=no  
  xy_plot curve create curve=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15)"/".curve_1")) create_page=no &  
calculate_axis_limits=no dmeasure=(eval(".model_1.VECT_1_"/RTOI(DD))) run=.model_1.Multi_Run_001 &  
auto_axis=UNITS  
  xy_plot template calculate_axis_limits plot_name=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15)))  
  interface plot window update_toolbar  
  undo end  
END  
!  
FOR variable_name=zz start_value=2 end_value=72  
  FOR variable_name=DD start_value=1 end_value=4  
    measure create computed &  
    measure_name = (eval(".model_1.VECT_"/RTOI(ZZ)"/"/RTOI(DD))) &  
    text_of_expression=(eval(".model_1.VibrationAnalysis_1_"/RTOI(ZZ)"/  
"_analysis.ModalEnergy1.me_data_"/RTOI(DD)"/".me_data_vals")) &  
    units = "no_units"&  
    create_measure_display = no
```

```

!
    undo flush
    undo begin suppress=yes
    xy_plot template modify plot=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15))) auto_title=yes auto_subtitle=yes &
auto_date=yes auto_analysis_name=yes table=no
    xy_plot curve create curve=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15)"/".curve_"/RTOI(ZZ))) create_page=no &
calculate_axis_limits=no dmeasure=(eval(".model_1.VECT_"/RTOI(ZZ)"/" _"/RTOI(DD))) &
run=.model_1.Multi_Run_001 auto_axis=UNITS
    xy_plot template calculate_axis_limits plot_name=(eval(".plot_"/RTOI(DD+15)))
    interface plot window update_toolbar
    undo end
END
END
!
FOR variable_name=DD start_value=1 end_value=4
file table write &
    file_name = (eval("VECT_UNBAL_ON_P"/RTOI(DD))) &
    plot_name = (eval(".plot_"/RTOI(DD+15))) &
    format = spreadsheet
END
! -----

```

A.3.2. Calcolo del centro di massa globale del meccanismo

La posizione del centro di massa globale di un meccanismo modellato in ambiente *A/view* non è direttamente misurabile, e deve pertanto essere monitorata tramite una funzione costruita ad hoc. Di seguito sono mostrati i comandi per la creazione di misure non di *runtime* (per ottenere le quali sarebbe invece necessario l'uso di una *subroutine*) atte a calcolare le componenti sul piano *XY* del vettore posizione del centro di massa globale di un meccanismo il cui modello comprende tutte e tre le tipologie di corpo previsto in *A/View* (*[rigid] part*, *flexible_body* e *pointmass*, ognuna delle quali prevede una diversa gestione dei propri parametri).

```

! -----
! Make a variable that will hold the runtime function expression:
variable set variable_name=Centroid_X_Function string = "("
variable set variable_name=Centroid_Y_Function string = "("
!
variable set variable_name=TotalMass real_value = 0
!
for variable_name=EachPart1 object_names=.model_1.* type=part
    if condition=(EachPart1.part_name == "ground")
        ! Do nothing
    else
        measure create object &
        measure_name = (.model_1."/ eval(EachPart1.part_name) "/" _cm_x") &
        from_first = no &

```

Appendice

```

    object = (.model_1."// eval(EachPart1.part_name) //") &
    characteristic = cm_position &
    component = x_component &
    create_measure_display = no
    data_element attributes &
    data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart1.part_name) //" _cm_x") &
    color = WHITE
! Add this part mass and location product:
    var mod var=Centroid_X_Function string = (eval(Centroid_X_Function) // "+(.model_1." // &
eval(EachPart1.part_name) // " _cm_x)" // eval(EachPart1.mass) // "")
!
    measure create object &
    measure_name = (.model_1."// eval(EachPart1.part_name) //" _cm_y") &
    from_first = no &
    object = (.model_1."// eval(EachPart1.part_name) //") &
    characteristic = cm_position &
    component = y_component &
    create_measure_display = no
    data_element attributes &
    data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart1.part_name) //" _cm_y") &
    color = WHITE
    var mod var=Centroid_Y_Function string = (eval(Centroid_Y_Function) // "+(.model_1." // &
eval(EachPart1.part_name) // " _cm_y)" // eval(EachPart1.mass) // "")
!
    ! Summ the masses:
    variable modify variable_name = TotalMass real_value = (eval(TotalMass) + &
eval(EachPart1.mass))
    end
end
!
for variable_name=EachPart2 object_names=.model_1.* type=point_mass
    variable set variable_name=S1 string = (.model_1."// eval(EachPart2.point_mass_name))
    variable set variable_name=S2 object_value=(EVAL(DB_CHILDREN(S1,"MARKER")))
    variable set variable_name=S2 object_value=(eval(S2[2]))
    variable set variable_name=S2 object_value=(eval(DB_DEPENDENTS(S2,"joint")))
    variable set variable_name=S2 object_value=(eval(DB_REFERENTS(S2,"marker")))
    variable set variable_name=S2 object_value=(eval(S2[2]))
    measure create point &
    measure_name = (.model_1."// eval(EachPart2.point_mass_name) //" _cm_x") &
    point = (eval(.model_1.S2.dbojects)) &
    characteristic = translational_displacement &
    component = x_component &
    create_measure_display = no
    data_element attributes &
    data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart2.point_mass_name) //" _cm_x") &
    color = WHITE
!Add this part mass and location product:
    var mod var=Centroid_X_Function string = (eval(Centroid_X_Function) // "+(.model_1." //
eval(EachPart2.point_mass_name) // " _cm_x)" // eval(EachPart2.mass) // "")
!
    measure create point &
    measure_name = (.model_1."// eval(EachPart2.point_mass_name) //" _cm_y") &
    point = (eval(.model_1.S2.dbojects)) &
    characteristic = translational_displacement &
    component = y_component &
    create_measure_display = no
    data_element attributes &
    data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart2.point_mass_name) //" _cm_y") &

```

```

        color = WHITE
        !Add this part mass and location product:
        var mod var=Centroid_Y_Function string = (eval(Centroid_Y_Function) // "+(.model_1." // &
eval(EachPart2.point_mass_name) // "_cm_y)"**" // eval(EachPart2.mass) // "")
!
        ! Summ the masses:
        variable modify variable_name = TotalMass real_value = (eval(TotalMass) + eval(EachPart2.mass))
end
!
for variable_name=EachPart3 object_names=.model_1.* type=flexible_body
    measure create object &
        measure_name = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //"_cm_x") &
        from_first = no &
        object = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //""") &
        characteristic = cm_position &
        component = x_component &
        create_measure_display = no
        data_element attributes &
            data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //"_cm_x") &
            active = off &
        color = WHITE
        ! Add this part mass and location product:
        var mod var=Centroid_X_Function string = (eval(Centroid_X_Function) // "+(.model_1." // &
eval(EachPart3.flexible_body_name) // "_cm_x)"**" // eval(EachPart3.mass) // "")
!
        measure create object &
            measure_name = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //"_cm_y") &
            from_first = no &
            object = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //""") &
            characteristic = cm_position &
            component = y_component &
            create_measure_display = no
            data_element attributes &
                data_element_name = (.model_1."// eval(EachPart3.flexible_body_name) //"_cm_y") &
                active = off &
            color = WHITE
            ! Add this part mass and location product:
            var mod var=Centroid_Y_Function string = (eval(Centroid_Y_Function) // "+(.model_1." // &
eval(EachPart3.flexible_body_name) // "_cm_y)"**" // eval(EachPart3.mass) // "")
!
            ! Summ the masses:
            variable modify variable_name = TotalMass real_value = (eval(TotalMass) + &
eval(EachPart3.mass))
end

! Clean up the variable with end brackets:
var mod var=Centroid_X_Function string = (eval(Centroid_X_Function) // ") / " // (eval(TotalMass) // ")")
var mod var=Centroid_Y_Function string = (eval(Centroid_Y_Function) // ") / " // (eval(TotalMass) // ")")
!
measure create computed &
    measure_name = .model_1.COMPUTA_TOTAL_CM_X &
    text_of_expression = ("//eval(Centroid_X_Function)//") &
    units = "no_units"
entity attributes &
    entity_name = .model_1.COMPUTA_TOTAL_CM_X &
    color = WHITE
!
measure create computed &

```

Appendice

```
measure_name = .model_1.COMPUTA_TOTAL_CM_Y &  
text_of_expression = ("//eval(Centroid_Y_Function)//") &  
units = "no_units"  
entity attributes &  
entity_name = .model_1.COMPUTA_TOTAL_CM_Y &  
color = WHITE  
! -----
```