

---

Politecnico di Torino

---

Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

# **Sviluppo di un modello di riduttore armonico di un robot collaborativo a fini diagnostici**

Relatore:  
**Prof. Massimo Sorli**

Candidato:  
**Amerigo Michele Criasia**

Correlatori:  
**Ph.D. Andrea De Martin**  
**Ing. Andrea Raviola**  
**Ing. Roberto Guida**

# Abstract

I sistemi di *Prognostics and Health Management*, (PHM), hanno come obiettivo l'individuazione di guasti incipienti e la stima della vita utile residua della parte danneggiata del sistema monitorato. Essi rappresentano un approccio ingegneristico fortemente emergente negli ultimi anni, soprattutto con l'affermarsi dell'*industria 4.0*, che protende verso un elevato grado di automazione, per il quale è necessario avere una maggiore affidabilità e sicurezza, abbinata ad una manutenzione intelligente.

L'obiettivo del presente lavoro di tesi si divide in due parti. Nella prima si è impostato uno studio PHM su un robot manipolatore, l'UR5 della *Universal Robots*. In particolare, è stata posta l'attenzione su uno dei componenti più sollecitati, durante i movimenti del robot, ovvero l'*Harmonic Drive* relativo al giunto di spalla del robot. Per far ciò, si è considerato un approccio *model-based* molto diffuso nell'ambito della diagnostica e della prognostica qualora vi sia un'insufficienza di informazioni, derivanti da esperienze pregresse, sugli effetti ed evoluzioni di possibili guasti.

Il primo passo è rappresentato dalla definizione di un modello matematico *high-fidelity* del robot, implementato all'interno dell'ambiente MATLAB *Simulink/ Simscape Multibody*. Il cui obiettivo è quello di simulare il comportamento nominale del sistema fisico oggetto di studio e di iniettarvi una modalità di guasto di natura meccanica nel riduttore armonico del giunto di spalla. In particolare, si vuol rappresentare la presenza e l'evoluzione di una cricca nella *Flexspline*, il componente più sollecitato del riduttore.

Successivamente, attraverso simulazione si è verificato se l'influenza di tale guasto potesse determinare anomalie significative sui segnali che la sensoristica montata sul robot permette di misurare, in modo da poter estrapolare degli indicatori di salute rappresentativi delle condizioni del guasto. In tal senso, i risultati di simulazione in presenza del guasto non hanno riportato delle differenze significative rispetto a quelli rappresentativi delle condizioni di salute.

Per cui, nella seconda parte del lavoro si è deciso di realizzare un ulteriore modello matematico del riduttore armonico da inserire nel modello del robot, che descrivesse più dettagliatamente il reale comportamento del riduttore, tenendo conto della dinamica di ciascun suo componente.

In questo modo, si aprono scenari futuri sulla possibilità di inserire dei modelli di degradazione più dettagliati di possibili guasti, che interessano direttamente ciascun componente del riduttore, ossia il Wave Generator, la Flexspline e la Circular Spline; inoltre, rispetto al modello precedente, è possibile affinare

nuove tecniche PHM, sempre secondo approccio *model-based*, basate sull'analisi di segnali nel dominio delle frequenze. Infatti, con il nuovo modello si introducono tre gradi di libertà per ogni giunto del robot, ai quali corrispondono altrettanti modi di vibrare del sistema, associati ai tre componenti di ciascun riduttore armonico. Per ogni modo di vibrare, ci sono altrettante frequenze proprie strettamente legate ai parametri fisici di ciascun componente, i quali sono direttamente influenzati dalla presenza di eventuali guasti. Pertanto, un'analisi nel dominio delle frequenze sul comportamento degli spettri di Fourier di alcuni segnali, può permettere l'identificazione di guasti attraverso la variazione delle frequenze proprie del sistema rispetto alle condizioni di salute.

# Indice

<b>Elenco delle figure</b> .....	<b>v</b>
<b>Elenco delle tabelle</b> .....	<b>vii</b>
<b>Introduzione</b> .....	<b>1</b>
1.1    Approccio CBM/PHM .....	4
1.1.1    Il flusso di lavoro di un sistema PHM .....	5
1.1.2    La struttura di un sistema PHM.....	6
<b>Cenni sulla struttura del robot UR5</b> .....	<b>8</b>
2.1    Il braccio robotico .....	8
2.2    L'unità di controllo .....	11
2.3    Il teach pendant .....	11
<b>Modello matematico del robot UR5</b> .....	<b>13</b>
3.1    Elettronica di controllo .....	16
3.1.1    Modello del controllo di un motore BLDC .....	16
3.1.2    Modello del controllo di un motore BLAC .....	18
3.2    Elettronica di potenza.....	19
3.2.1    Modello elettronica di potenza per motori BLDC .....	20
3.2.2    Modello elettronica di potenza per motori BLAC .....	21
3.3    Azionamento elettrico .....	21
3.3.1    Modello del motore BLDC .....	22
3.3.2    Modello del motore BLAC .....	23
3.3.3    Equilibrio dinamico al rotore .....	24
3.4    Modello del riduttore armonico .....	25
3.5    Modello d'attrito .....	26
3.6    Modello dinamico della struttura del robot .....	28
3.7    Modello dei sensori .....	30

<b>Analisi su una modalità di guasto nel riduttore armonico del giunto di spalla del robot UR5 .....</b>	<b>31</b>
4.1 Descrizione dei riduttori armonici .....	32
4.1.1 Principio di funzionamento di un riduttore armonico .....	34
4.1.2 Vantaggi e svantaggi dell'utilizzo di riduttori armonici .....	35
4.2 Possibili modalità di guasto che interessano i riduttori armonici .....	36
4.2.1 Cricca nella <i>flexspline</i> .....	39
4.2.2 Sviluppo di una cricca nella <i>flexspline</i> .....	41
4.3 Influenza della presenza di una cricca sul riduttore armonico .....	47
4.3.1 Relazione tra la perdita di rigidità e la dimensione della cricca alla radice di un dente in ruote dentate classiche .....	48
4.3.2 Perdita di rigidità torsionale di un riduttore armonico con cricca alla radice di un dente della <i>flexspline</i> .....	51
4.3.3 Relazione tra la perdita di rigidità torsionale e la dimensione di una cricca in un guscio cilindrico a pareti sottili .....	53
4.3.4 Perdita di rigidità torsionale di un riduttore armonico con cricca nella struttura cilindrica della <i>flexspline</i> .....	55
4.4 Analisi dei risultati di simulazione in presenza della modalità di guasto nel riduttore armonico .....	56
<b>Modello a cunei equivalente di riduttore armonico .....</b>	<b>61</b>
5.1 Descrizione del modello matematico di un riduttore armonico .....	62
5.1.1 Diagrammi di corpo libero ed equazioni di equilibrio dinamico del sistema .....	65
5.1.2 Determinazione dei parametri del modello di riduttore armonico proposto .....	68
5.1.3 Tabella riassuntiva dei parametri del modello .....	76
5.1.4 Condizioni iniziali di simulazione .....	76
5.2 Confronto dei risultati di simulazione con quelli sperimentali .....	77
5.2.1 Confronto delle posizioni angolari dei giunti .....	78
5.2.2 Confronto delle velocità angolari dei giunti .....	80
<b>Conclusioni e sviluppi futuri .....</b>	<b>82</b>
<b>Bibliografia .....</b>	<b>92</b>

# Elenco delle figure

Figura 1.1: Ciclo CBM/PHM [4].....	4
Figura 1.2: Flusso di lavoro per realizzare un sistema PHM [25].....	5
Figura 1.3: Struttura di un sistema PHM [25] .....	7
Figura 2.1: Nomenclatura di un robot antropomorfo [7].....	9
Figura 2.2: Spazio di lavoro robot UR5 [8] .....	9
Figura 2.3: Componenti dell'unità di controllo di un robot della Universal Robots [7] .....	11
Figura 2.4: Teach pendant di un robot della Universal Robots [7] ...	12
Figura 3.1: Modello del robot UR5 sviluppato in ambiente MATLAB/Simulink [8].....	13
Figura 3.2: Schema funzionale di un attuatore elettromeccanico [8]	14
Figura 3.3: Logica di controllo in retroazione di posizione, velocità e corrente. [8] .....	17
Figura 3.4: Modello <i>Simulink</i> della compensazione PI dell'errore del segnale di corrente.....	17
Figura 3.5: Schema logico del servosistema elettromeccanico in controllo posizione con motore BLAC. [8] .....	18
Figura 3.6: Schema di un Chopper .....	20
Figura 3.7: Schema di un Inverter .....	21
Figura 3.8: Modello <i>Simulink</i> motore BLDC .....	22
Figura 3.9: Schema a blocchi del motore sincrono a magneti permanenti .....	23
Figura 3.10: Generico andamento della curva di Stribeck [34] .....	27
Figura 3.11: Andamento sperimentale del coefficiente d'attrito viscoso in funzione della temperatura [8] .....	27
Figura 3.12: Andamento sperimentale del coefficiente d'attrito coulombiano in funzione della temperatura [8] .....	28
Figura 3.13: Modello <i>Simulink</i> della dinamica del robot [7] .....	29
Figura 3.14: Schema a blocchi del funzionamento dei sensori .....	30
Figura 4.1: Componenti principali di un riduttore armonico [9] .....	32

## Elenco delle figure

---

Figura 4.2: Ingranamento tra flexspline e circular spline in un giro completo del wave generator [18].....	34
Figura 4.3: Principali sezioni della flexspline [1] .....	39
Figura 4.4: Mappa dello stato di sollecitazione della flexspline [12]	40
Figura 4.5: Definizione generale di backup ratio $b = hFS/srimFS$ [31] .....	41
Figura 4.6: Zona di ingranamento tra <i>flexspline</i> e <i>circular spline</i> .....	42
Figura 4.7: Propagazione di una cricca in base al rapporto di backup [13] .....	43
Figura 4.8: Propagazione della cricca verso il bordo della flexspline [14] .....	44
Figura 4.9: Collasso fragile della flexspline [26] .....	45
Figura 4.10: Schema di due denti contigui della flexspline [12] .....	45
Figura 4.11: Stato tensionale indotto da flessione in prossimità della cricca [23].....	46
Figura 4.12: Le tre modalità di apertura di una cricca secondo MFLE [27] .....	46
Figura 4.13: Stato di sollecitazione combinato sulla flexspline [24]	46
Figura 4.14: Andamento della rigidezza dei denti in presa al variare dell'angolo di nucleazione della cricca (a) 15° (b) 30° (c) 45° (d) 60° (e) 75° [15] .....	49
Figura 4.15: Andamento della pulsazione naturale del primo modo di vibrare di un guscio cilindrico, al variare della dimensione della cricca e della velocità di rotazione del guscio [17] .....	54
Figura 4.16: Andamento di $KI$ in funzione della dimensione della cricca [17] .....	55
Figura 4.17: Confronto tra i segnali di corrente di quadratura del giunto di spalla .....	57
Figura 4.18: Confronto tra i segnali di delta posizione angolare a monte e valle del riduttore del giunto di spalla.....	58
Figura 4.19: Confronto tra i segnali di posizione di feedback dei giunti del robot .....	59
Figura 4.20: Errore posizione TCP.....	60
Figura 5.1: Schema linearizzato della trasmissione armonica [16] ...	62
Figura 5.2: Schema della linea di trasmissione nel giunto del robot UR5 .....	63
Figura 5.3: Schema ai cunei equivalenti del riduttore armonico .....	64
Figura 5.4: Diagramma di corpo libero della flexspline .....	65

## Elenco delle figure

---

Figura 5.5: Diagramma di corpo libero del wave generator .....	67
Figura 5.6: Diagramma di corpo libero della circular spline.....	67
Figura 5.8: Riduttore armonico della serie HFUS-2SH [18] .....	69
Figura 5.9: Giunto con riduttore HFUS-14 .....	71
Figura 5.10: Giunto con riduttore armonico HFUS-25 .....	72
Figura 5.11: Collegamento tra <i>circular spline</i> e trasduttore di posizione.....	73
Figura 5.12: Confronto delle posizioni angolare dei giunti del robot per la traiettoria 1 .....	79
Figura 5.13: Zoom grafico sulla posizione angolare del giunto di gomito .....	79
Figura 5.14: Confronto delle velocità angolari dei giunti del robot per la traiettoria 1.....	80
Figura 5.15: Grafico della velocità angolare del secondo giunto del polso.....	81
Figura 6.1: Spettri di Fourier dei segnali di velocità angolare dei tre componenti del riduttore armonico .....	84
Figura A.1: Confronto tra i risultati di traiettoria 2 delle posizioni angolari dei giunti del robot .....	87
Figura A.2: Confronto tra i risultati di traiettoria 2 delle velocità angolari dei giunti del robot .....	88
Figura A.3: Confronto tra i risultati di traiettoria 3 delle posizioni angolari dei giunti del robot .....	88
Figura A.4: Confronto tra i risultati di traiettoria 3 delle velocità angolari dei giunti del robot .....	89
Figura A.5: Confronto tra i risultati di traiettoria 4 delle posizioni angolari dei giunti del robot .....	89
Figura A.6: Confronto tra i risultati di traiettoria 4 delle velocità angolari dei giunti del robot .....	90
Figura A.7: Confronto tra i risultati di traiettoria 5 delle posizioni angolari dei giunti del robot .....	90
Figura A.8: Confronto tra i risultati di traiettoria 5 delle velocità angolari dei giunti del robot .....	91

## **Elenco delle tabelle**

Tabella 2.1: Specifiche tecniche della struttura del robot [19] .....	10
Tabella 4.1: Caratteristiche di targa dei riduttori montati nel robot UR5 [9] .....	33
Tabella 4.2: Analisi FMECA di un riduttore armonico [1] .....	37
Tabella 4.3: Variazioni percentuali della rigidità di ingranamento in funzione delle caratteristiche della cricca [15] .....	50
Tabella 4.4: Dati del riduttore armonico analizzato in [16] .....	52
Tabella 5.1: Dati geometrici dei riduttori armonici HFUS-14 e HFUS-25 di catalogo [18] .....	69
Tabella 5.2: Parametri del nuovo modello di riduttore armonico .....	76
Tabella 5.3: Durata delle cinque traiettorie simulate .....	78

# Capitolo 1

## Introduzione

Nell'ambito dell'Industria 4.0, i sistemi automatici rivestono un ruolo centrale, pertanto, sono state affinate nuove tecniche di diagnostica e prognostica per garantire un monitoraggio efficiente di tali sistemi e per permettere di compensare i grossi investimenti iniziali realizzati da un'azienda per apportare un elevato grado di automazione, grazie al risparmio e al miglioramento della produzione. [33]

In quest'ottica, se da un lato si evidenziano subito dei riscontri positivi diretti, come l'abbattimento dei costi legati alla manodopera o la riduzione dei tempi di produzione, d'altro lato ci sono anche dei limiti importanti a cui bisogna far fronte, legati soprattutto alla perdita nel tempo di affidabilità e precisione di tali sistemi automatici, a causa di meccanismi di degradazione inevitabili.

Questa problematica può, in primis, intaccare la sicurezza del personale che si interfaccia con tali sistemi automatici e inoltre, può comportare un aumento di produzione non conforme, con conseguente incremento di scarti nei lotti finiti e di costi per sopperire a tali vicissitudini.

Pertanto, è necessario fissare dei periodi di fermo macchina per garantire le procedure di manutenzione preventiva. Chiaramente, essa comporta anche dei costi oltre che un fermo produzione. Per questo, deve essere programmata nel miglior modo possibile, evitando di anticiparla di molto rispetto alla nascita di possibili problemi, perché risulterebbe un costo inutile, e, contemporaneamente, di posticiparla di molto, perché a fronte di possibili guasti a cui può andare incontro il sistema, si riduce la sicurezza nella linea produttiva, oltre ad allungarsi i tempi di fermo produzione per intervenire sul guasto dopo che esso si è verificato.

In tal senso, per avere delle tempistiche migliori di pianificazione della manutenzione, è necessario introdurre un buon sistema PHM, che possa permettere di identificare la nascita di un possibile guasto e stimarne l'evoluzione.

Al giorno d'oggi, una delle espressioni più significative dell'elevato grado dell'automazione industriale è rappresentata dalla robotica inserita all'interno dei processi produttivi.

L'introduzione della robotica nei contesti industriali ha permesso di far crescere la produttività, di garantire maggior sicurezza per i lavoratori, di svolgere lavori di precisione, spesso ripetitivi, e di ridurre i costi di manodopera.

Di contro, la complessità di questi sistemi ha portato alla nascita di più fonti di guasto, che può compromettere l'efficienza, la qualità e la produttività dell'intera linea produttiva.

Infatti, una delle conseguenze più evidenti della nascita di malfunzionamenti, è legata al degrado della precisione del *Tool Center Point TPC* che porta ad una diminuzione nella qualità manifatturiera. Pertanto, le strategie di manutenzione e di controllo devono essere ottimizzate.[5]

La manutenzione predittiva per la robotica rappresenta uno scoglio non facile da superare, poiché si ha mancanza di dati per fare uno studio dettagliato sull'evoluzione e sulla previsione dello stato di salute del robot.

In tal senso, è difficile attuare analisi di diagnostica e prognostica mediante l'approccio *data-driven*, per il quale si ha necessità di grosse banche di dati raccolte da esperienza pregressa, che anticipano quello che può essere il comportamento del sistema monitorato in presenza di un guasto e di una sua eventuale evoluzione.

Dunque, nel contesto della robotica, il suddetto approccio deve essere affiancato con uno *model-based*, in cui, facendo riferimento ad un modello *high-fidelity* del sistema in esame, si introducono dei modelli rappresentativi di possibili modalità di guasto, che possono interessare parti del robot, all'interno di un modello che riproduce il comportamento nominale del robot stesso. Successivamente, analizzando una determinata campagna di simulazioni, si associano al comportamento del sistema in presenza di difetti degli indicatori rappresentativi dello stato di salute del robot, i quali, potranno rappresentare un riferimento importante per la costruzione di banche dati, sull'identificazione di possibili meccanismi di degradazione, per un futuro approccio *data-driven*.

L'obiettivo del seguente lavoro di tesi è quello di approfondire l'approccio *model-based* per sopperire alla carenza di dati relativi allo sviluppo dello stato di salute dei sistemi robotici.

In particolare, sono molti i possibili guasti che possono interessare le parti di un robot, come riportato in [1], essi sono classificabili in diversi modi. Una metodologia di classificazione molto funzionale è rappresentata dall'analisi *Failure Mode, Effects, and Criticality Analysis* (FMECA), il cui obiettivo è dare un peso ad una possibile modalità di guasto in base alla sua pericolosità, verificabilità e rilevabilità. Secondo questa differenziazione, i guasti più interessanti, su cui ha senso soffermarsi, sono quelli relativi ai giunti del braccio robotico, i quali sono costituiti da cinque elementi principali: l'elettronica, i sensori, il motore elettrico, i cuscinetti e il riduttore. Pertanto, è possibile distinguere due possibili modalità di guasto, che possono interessare ciascun componente, in base alla sua modalità di lavoro: guasti di natura elettrica e guasti di natura meccanica.

Quelli di natura elettrica, che interessano i componenti che si interfacciano con sorgenti di energia elettrica, sono più facili da rilevare, perché manifestano

anomalie significative nei segnali misurati dalla sensoristica montata nel robot. Un esempio può essere rappresentato da un possibile guasto legato al cortocircuito delle spire nei motori elettrici. Per tale guasto, è presente in letteratura già un modello di degradazione consolidato, che porta a variazioni progressive dei parametri elettrici del motore, in seguito alle quali corrisponderanno degli scostamenti importanti in alcuni segnali elettrici, ad esempio in quelli di corrente, di cui la sensoristica del motore ne prevede la misurazione. [2]

Sicuramente, la sfida più interessante è rappresentata dallo studio di modalità di guasto di natura meccanica, i cui processi di degradazione sono più difficili da considerare, data la scarsità di informazioni a disposizione in letteratura.

Inoltre, tipicamente nei sistemi automatici dotati di un'elettronica di controllo, questi guasti, verificandosi nei componenti che realizzano la trasmissione di potenza meccanica a valle di alcuni anelli di controllo, fanno sì che alcune logiche di controllo più sviluppate vedano le variazioni indotte dal guasto come dei disturbi da compensare, e in certi stadi iniziali del guasto, le stesse logiche tendono a coprire del tutto le possibili anomalie sui segnali misurabili dalla sensoristica.

Tipicamente, l'analisi di questi guasti avviene inserendo degli accelerometri in prossimità del componente che può riportare il difetto, in modo tale che la sua presenza ecciti determinate frequenze nei segnali rilevati e sia possibile evidenziare delle differenze nette rispetto alle condizioni di salute. Un esempio è riportato in [3] dove viene proposta tale modalità di analisi per la rilevazione della presenza di una cricca alla radice di un dente di una ruota dentata.

Nel presente lavoro, il robot UR5 studiato non monta accelerometri né nella struttura meccanica né in corrispondenza del riduttore armonico, in cui si vuole simulare una modalità di guasto meccanica rappresentata dalla presenza di una cricca in un suo componente, la *flexspline*.

Pertanto, l'obiettivo è dapprima verificare se ci possono essere delle evidenze significative della presenza di tale guasto nei segnali disponibili dalla sensoristica del robot e successivamente, realizzare un modello di maggior dettaglio che possa rappresentare un punto di partenza per analisi successive del comportamento del robot in presenza di tale guasto nel dominio della frequenza.

## 1.1 Approccio CBM/PHM

La *Condition-Based Maintenance (CBM)* è un tipo di manutenzione che sfrutta l'uso di dati per determinare la condizione del sistema in studio. In particolare, fa riferimento al suo stato attuale in termini di *fault/failure*.

Tale tecnica è utilizzata per programmare preventivamente e in maniera efficace la manutenzione di un determinato sistema.

A tal proposito, è doveroso distinguere il significato assunto dai due termini *fault* e *failure*, in quanto entrambi vengono tradotti in italiano con la parola guasto, ma il significato è diverso.

Infatti, per *fault* si intende un danno subito dal sistema che ne compromette le qualità di funzionamento; mentre, per *failure* ci si riferisce alla degenerazione del danno verso una condizione irreversibile, che non permette al sistema di continuare a funzionare.

Per *Prognostic and Health Management (PHM)* si intende l'insieme delle azioni di rilevamento di *fault* e di *Remaining Useful Life (RUL)*, ossia la stima del tempo di vita utile residua, prima che essa possa evolvere in *failure*. [4]

I due strumenti sono usati in combinazione, infatti per realizzare una buona strategia CBM bisogna affiancarne una PHM altrettanto efficiente.

In *figura 1.1*, si mostra lo schema che il progettista deve seguire per fare un'analisi CBM/PHM su un sistema o una parte di esso. In questa sequenza, rientra anche lo studio FMECA che permette di avere una percezione diretta della pericolosità dei possibili guasti che possono interessare il sistema sotto controllo.

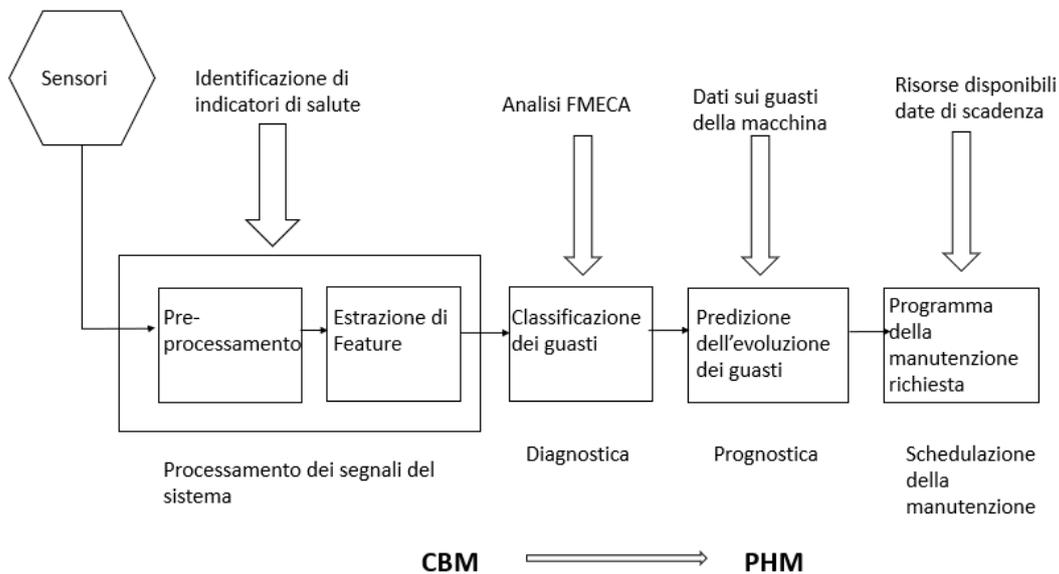


Figura 1.1: Ciclo CBM/PHM [4]

## 1.1.1 Il flusso di lavoro di un sistema PHM

Come si è detto, per prendere le decisioni migliori per una programmazione efficiente della manutenzione, in base alle condizioni attuali del sistema monitorato, è necessario organizzare un robusto sistema PHM. Per farlo bisogna conoscere la sequenza di lavoro che portano alle informazioni necessarie per definirne la struttura in ogni suo blocco.

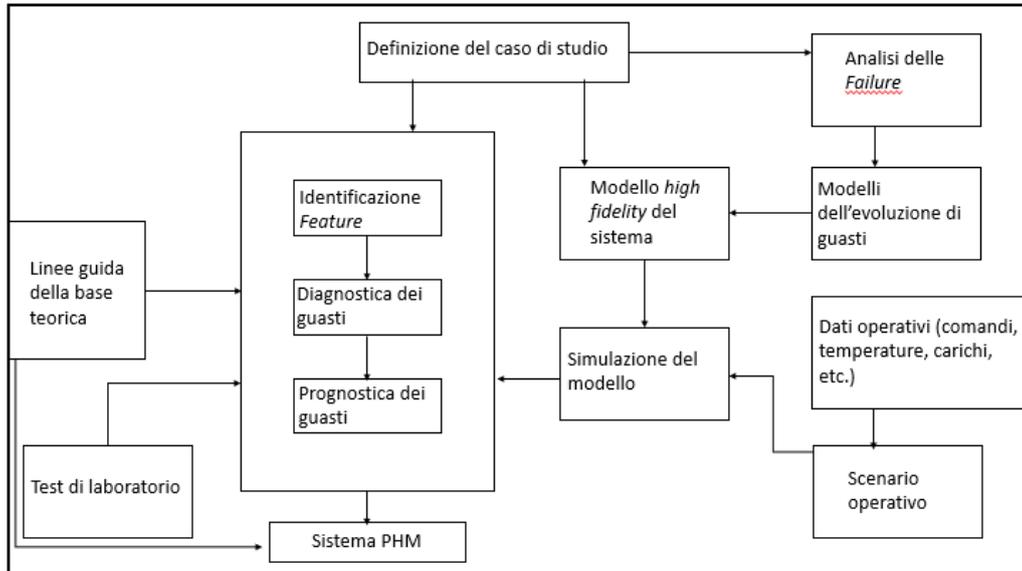


Figura 1.2: Flusso di lavoro per realizzare un sistema PHM [25]

A tal proposito, nello schema riportato in *figura 1.2* si rappresenta uno dei possibili flussi di lavoro da svolgere per arrivare a costruire un buon sistema PHM, secondo l'approccio *model-based*.

In dettaglio, si parte dalla definizione del sistema su cui si vuole fare uno studio di diagnostica e prognostica e si realizza un modello matematico di dettaglio, *high fidelity*, sulla base delle leggi fisiche che lo governano, in modo da simulare il suo funzionamento nominale.

Successivamente, dopo aver analizzato le possibili *failure* che possono interessare il sistema in studio, vengono realizzati dei modelli che permettono di introdurre e simulare gli effetti di tali guasti nel sistema.

Dopo di che, viene realizzato un numero di simulazioni sufficientemente elevato, in modo da poter essere statisticamente rappresentativo del processo.

Infine, se possibile, i dati ottenuti vengono utilizzati insieme a dei test di laboratorio per realizzare ciascuna parte di diagnostica e prognostica che costituisce il sistema PHM.

### 1.1.2 La struttura di un sistema PHM

Il percorso svolto dai segnali in un sistema PHM, come si può vedere dallo schema di *figura 1.3*, inizia in un blocco adibito all'estrazione di un vettore di *feature*, ovvero indici di salute che vogliono essere rappresentativi dello stato di degradazione di una certa parte del sistema.

In una prima fase offline, si scelgono gli elementi di questo vettore; nel dettaglio, dai risultati di simulazione si individua, per ogni modalità di guasto introdotta nel sistema, il segnale che maggiormente risulta essere influenzato dalla presenza di un guasto, ovvero quello che mostra uno scostamento più evidente dal corrispondente segnale in condizioni di salute.

Successivamente, per ognuno di questi segnali si estrapola un certo numero di indici, che saranno confrontati tra loro per scegliere quale è più rappresentativo della modalità di guasto considerata, ossia quello che presenta il miglior grado di correlazione e la migliore accuratezza nei confronti del guasto.

In questa fase, è necessario estrapolare degli indici associati solo ad un tipo di guasto.

In seguito, si passa alla fase di diagnostica online, che è costituita da tre step principali:

- ***Fault detection***, ovvero l'identificazione dell'anomalie nelle *feature*.  
In questa fase si confronta l'andamento di ciascun indice rispetto ad una distribuzione a cui corrispondono tutti i possibili valori che l'indice può assumere in condizioni di buona salute del sistema.  
Il guasto si osserva quando la distribuzione della *feature*, corrispondente al comportamento, del guasto si sposta da quella nominale di 0.95, il che significa che la probabilità che si sta verificando il guasto è del 95%.
- ***Fault isolation***, ovvero la classificazione del guasto.  
Gli algoritmi, che presiedono questa parte, consistono nel dividere lo spazio delle variabili in porzioni che vengono etichettate in base alla tipologia di guasto. Di conseguenza, in base al sottospazio in cui si ricade, si riesce a risalire alla tipologia di guasto.
- ***Fault identification***, ovvero la stima della dimensione del difetto.  
Questo step molto spesso fa parte degli algoritmi di prognosi.

Infine, si entra nel blocco di prognosi, anche esso valutato online. La prognostica rappresenta la parte più interessante ma allo stesso tempo più complessa da realizzare.

Gli obiettivi di questa parte sono quelli di fornire una stima della dimensione critica della cricca e con essa risalire alla vita utile residua del componente danneggiato. Il fine ultimo è quello di fornire informazioni utili per scelte strategiche future.

Gli algoritmi di prognostica lavorano a partire dalla storia temporale degli indici di salute, cercando di proiettare nel futuro l'evoluzione della distribuzione degli

# Introduzione

indici, in modo da stimare la dimensione del difetto e un intervallo di tempo rappresentativo della vita utile residua.

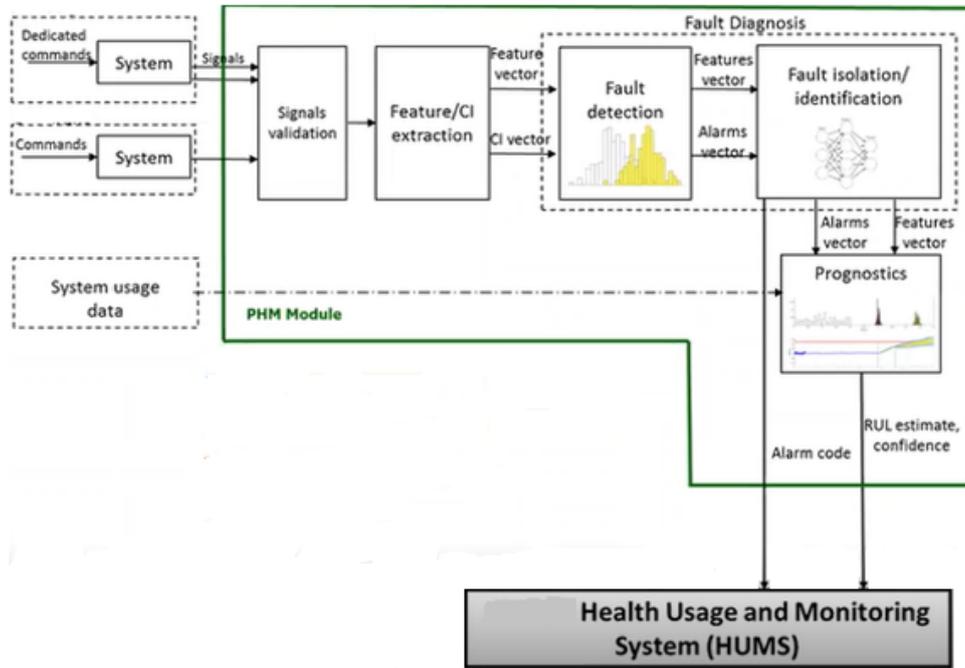


Figura 1.3: Struttura di un sistema PHM [25]

# Capitolo 2

## Cenni sulla struttura del robot UR5

Nel presente lavoro di tesi, si è considerato il manipolatore *UR5* della *CB-Series* presente all'interno del laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale del Politecnico di Torino, il quale appartiene alla classe dei robot collaborativi, o *cobot*. Dunque, è progettato e realizzato seguendo opportuni criteri che permettono di affiancarlo agli operatori durante il suo utilizzo.

Esso è prodotto dall'azienda danese *Universal Robots*, la prima a fornire robot collaborativi a livello commerciale. [6]

Il robot UR5 si compone di tre parti principali: l'unità di controllo, il *teach pendant* e il braccio robotico. Di seguito verrà data una descrizione schematica di ognuna di queste parti del robot.

### 2.1 Il braccio robotico

La struttura meccanica di un robot è costituita da *link* e giunti. In particolare, si tratta di una catena cinematica aperta costituita da sei giunti rotoidali che fanno da collegamento tra un *link* e l'altro e, in quanto rotoidali, consentono solo movimenti relativi rotatori tra i vari *link*. Ciascun *link* presenta una geometria differente e la combinazione di questi definisce le posizioni e le orientazioni che il *Tool Center Point* (TPC) può raggiungere.

Il robot UR5 è definito *antropomorfo*, poiché il collegamento dei vari *link* attraverso i giunti crea una struttura che richiama quella dell'articolazione umana.

A tal proposito, come si può notare dalla *figura 2.1*, i primi tre giunti sono rispettivamente nominati: base, spalla (*shoulder*) e gomito (*elbow*).

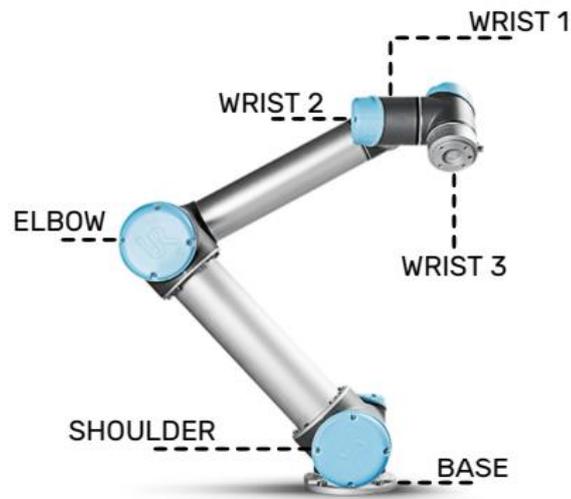


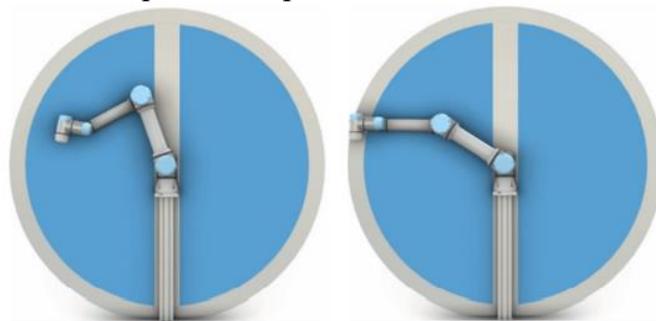
Figura 2.1: Nomenclatura di un robot antropomorfo [7]

In *figura 2.2*, è stato riportato lo spazio di lavoro raggiungibile dal robot. Esso è una porzione di sfera e la parte, che nell'immagine è colorata in azzurro, definisce l'insieme dei punti direttamente raggiungibili; mentre, in grigio è stato rappresentato l'insieme dei punti limite raggiungibili.

Come si può vedere, è presente anche una striscia in grigio interna allo spazio di lavoro, disposta lungo il giunto di base, che è costituita da punti non raggiungibili a causa di alcuni movimenti limitati del robot.

Nella logica macchina i punti, che in questo spazio si possono definire attraverso le coordinate di un sistema di riferimento cartesiano ortogonale assoluto  $(x, y, z)$ , devono essere convertiti in posizioni angolari dei giunti, per permettere al robot di raggiungere un determinato punto.

In *tabella 2.1*, sono riportate le specifiche tecniche del robot UR5.



a) Punti all'interno dello spazio di lavoro    b) Punti limite dello spazio di lavoro

Figura 2.2: Spazio di lavoro robot UR5 [8]

<b>Materiale</b>	Alluminio e polipropilene
<b>Peso</b>	18.4 Kg
<b>Sbraccio</b>	850 mm
<b>Ripetibilità</b>	0.1 mm
<b>Raggio d'azione giunti</b>	$\pm 360^\circ$
<b>Velocità massima giunti</b>	$\pm 180^\circ/\text{s}$
<b>Range temperature</b>	0÷50 °C
<b>Classificazione IP</b>	IP54
<b>Alimentazione elettrica</b>	48 Vdc
<b>Consumo energia elettrica</b>	Min. 90W Avg. 150W Max 325W
<b>Porte I/O</b>	Ingressi digitali: 2 Ingressi analogici: 2 Uscite digitali: 2 Uscite analogiche: 2
<b>Vita operativa</b>	35000 h

Tabella 2.1: Specifiche tecniche della struttura del robot [19]

Ciascun giunto è caratterizzato da:

- un motore elettrico sincrono a magneti permanenti, *PMSM (Permanent Magnet Synchronous Motor)*. Si tratta di una versione modificata dei motori della serie *KBM* di *Kollmorgen* e pensata appositamente per *Universal Robots*;
- un riduttore armonico, *Harmonic Drive AG* della serie *HFUS-2SH*;
- una sensoristica composta da: un *resolver*, anche detto *encoder magnetico*, che serve per misurare la posizione angolare del giunto; un *encoder ottico*, che serve per misurare la velocità angolare del motore; un sensore di corrente, che permette la chiusura del relativo anello di controllo; e infine una termocoppia, che consente di controllare che la temperatura del giunto rimanga al di sotto di una soglia ritenuta critica.

## 2.2 L'unità di controllo

L'unità di controllo si occupa di definire la traiettoria del robot e di controllarne i movimenti.

Essa è costituita da:

- *Scheda madre*, che rappresenta il “cervello” effettivo del robot;
- *Scheda di controllo di sicurezza*, che gestisce tutti gli input e output dell'unità di controllo e la connessione alle apparecchiature periferiche, come i sensori dei dispositivi di sicurezza;
- *Modulo USB*, che contiene tutto il software, incluso il sistema operativo *Linux*, l'interfaccia di programmazione *Polyscope*, brevettata da *Universal Robots*, e i programmi creati dall'utente.

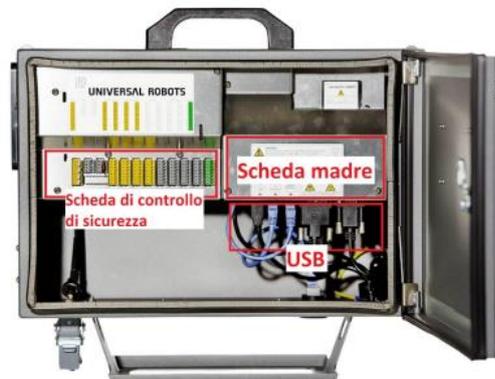


Figura 2.3: Componenti dell'unità di controllo di un robot della *Universal Robots* [7]

## 2.3 Il teach pendant

Il *teach pendant*, mostrato in *figura 2.4*, rappresenta l'interfaccia uomo macchina.

Esso è costituito da uno schermo *touch screen*, attraverso il quale è possibile programmare, comandare e controllare il robot, e da tre pulsanti fisici:

- il pulsante on/off permette l'accensione, lo spegnimento e il riavvio del sistema;
- il pulsante di emergenza a fungo aziona i freni del robot e scollega l'alimentazione elettrica;
- il pulsante *freedrive*, posto sulla parte posteriore, permette il movimento manuale del robot.

Per programmare il robot tramite il *teach pendant*, è necessario definire dei *waypoints* all'interno dello spazio di lavoro. Questi rappresentano i punti dai quali si sposterà il braccio robotico durante l'esecuzione del programma. Un

modo semplice per definirli è quello di muovere il robot manualmente, tenendo premuto il tasto *freedrive*, finché non si raggiunge il punto desiderato; successivamente, tramite un tasto sullo schermo *touch screen*, si acquisiscono le sue coordinate spaziali.

Attraverso il *teach pendant* è, inoltre, possibile definire le velocità e le accelerazioni del TCP e dei singoli giunti.

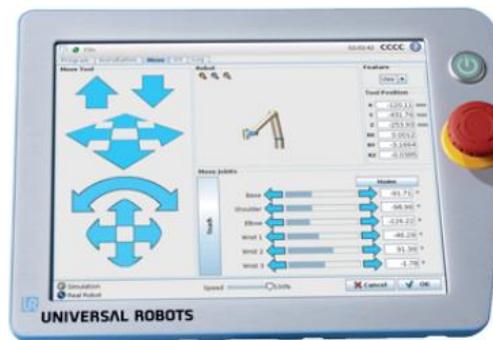


Figura 2.4: *Teach pendant* di un robot della *Universal Robots* [7]

## Capitolo 3

### Modello matematico del robot UR5

In questa sezione, verrà descritto il modello matematico *high-fidelity*, il quale è già stato validato in precedenza, nei lavori di tesi [7] e [8], confrontando i risultati di simulazione con quelli sperimentali.

L'ambiente di simulazione scelto è *MATLAB/Simulink*, si tratta di un ambiente pensato per la modellazione e la simulazione di sistemi dinamici.

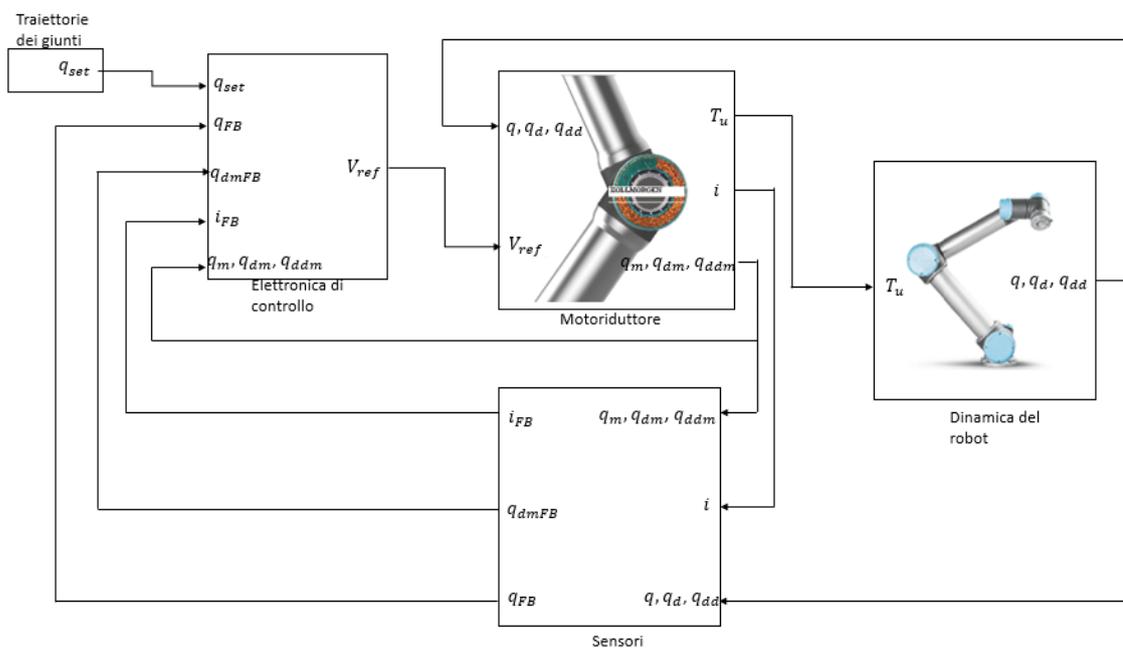


Figura 3.1: Modello del robot UR5 sviluppato in ambiente MATLAB/Simulink [8]

Lo schema a blocchi, rappresentato in *figura 3.1*, che rappresenta l'interno UR5, è caratterizzato da quattro sottosistemi principali:

- elettronica di controllo e di potenza;
- azionamenti elettrici e riduttori;
- struttura meccanica;
- sensori.

Dove  $q_{set}$  è il vettore delle posizioni di set di ciascun giunto imposto dall'esterno;  $q_{FB}$ ,  $q_{dmFB}$ , e  $i_{FB}$  sono rispettivamente i vettori di posizione dei giunti e velocità e correnti dei motori inviati al controllo dai blocchi dei sensori;  $V_{ref}$  è la tensione di riferimento prodotta dal controllo;  $T_u$  è la coppia utile sviluppata in ciascun giunto.

Il principio di funzionamento, che si realizza in ciascun giunto, può essere descritto attraverso lo schema di *figura 3.2*, relativo ad un qualsiasi attuatore elettromeccanico.

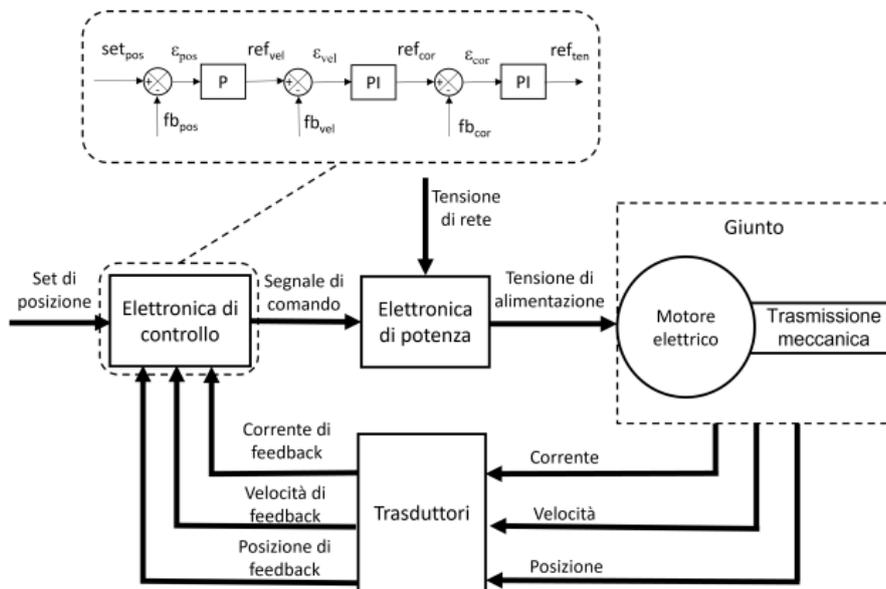


Figura 3.2: Schema funzionale di un attuatore elettromeccanico [8]

L'obiettivo del modello è quello di riprodurre il principio di funzionamento e il comportamento fisico di ogni parte che costituisce il sistema robotico, al fine di far seguire ad ogni giunto del robot degli andamenti ben precisi di posizioni angolari, al fine di ottenere la traiettoria del TCP desiderata.

In quest'ottica, proprio come nel funzionamento del robot, la sequenza dell'informazione si svolge a partire dall'elettronica di controllo, che simula il sistema di controllo, in cui si realizza il confronto tra l'input di posizione di ogni singolo giunto e le posizioni di feedback misurate dai sensori. Dal confronto può emergere un errore che viene compensato dalle logiche di controllo e inviato come riferimento per i blocchi successivi.

Siccome, negli azionamenti elettrici si è soliti considerare due ulteriori anelli di controllo, uno sulla velocità angolare del rotore e l'altro sulla corrente degli avvolgimenti statorici, per rendere il sistema più reattivo ed efficiente, nei blocchi del controllo vengono compensati anche gli errori su tali segnali.

Pertanto, la sequenza delle fasi del controllo si svolge ad anelli nidificati relativamente a questi tre segnali. In questo modo, il segnale di riferimento, prodotto dalla compensazione dell'errore di posizione, viene confrontato con il segnale di feedback di velocità, misurato nei motori elettrici. Dal confronto nasce un segnale d'errore sulla velocità, anch'esso compensato dalle logiche di controllo, per poi essere inviato come riferimento per il controllo di corrente. Un procedimento analogo si realizza per il controllo delle correnti, ottenendo un segnale di tensione di riferimento per il blocco successivo, rappresentato dall'elettronica di potenza, che simula il principio di funzionamento dei convertitori elettronici di potenza. Suddetti blocchi si occupano di modulare la potenza elettrica prelevata dalla rete, in modo da fornire al sistema di attuazione quella necessaria per raggiungere il segnale di set imposto.

La parte successiva del modello è quella relativa ai moto-riduttori, in essa vengono considerate le leggi fisiche che regolano la conversione di potenza elettro-meccanica e la trasmissione di quest'ultima, attraverso i riduttori armonici, verso la struttura meccanica del robot. In dettaglio, le tensioni in ingresso negli avvolgimenti statorici permettono la nascita di correnti negli stessi. Esse sono responsabili della nascita della coppia elettro-magnetica scambiata tra rotore e statore, realizzando la conversione da potenza elettrica a potenza meccanica. Seguono i blocchi che simulano il funzionamento dei riduttori armonici, in quanto i rotori sono collegati meccanicamente a tali componenti. In particolare, nei blocchi dei riduttori vengono modificati, mediante un rapporto di trasmissione, i parametri di coppia e velocità che definiscono la potenza meccanica generata negli azionamenti, per adeguarla alle caratteristiche meccaniche della struttura del robot. Infine, si entra con i valori di coppia ottenuti a valle dei riduttori, nei blocchi che modellano l'equilibrio dinamico della struttura del robot, in modo da determinare le grandezze cinematiche di ciascun giunto.

L'ultima parte di modello considerata è quella che descrive il funzionamento dei sensori, poiché i segnali di corrente degli avvolgimenti statorici, di velocità dei motori e di posizione dei giunti, vengono retro-azionati al controllo proprio attraverso i segnali provenienti dalla sensoristica, nei blocchi che costituiscono il controllo vengono filtrati e digitalizzati tali segnali.

La trattazione dei vari blocchi è stata divisa in due parti: quella che riguarda il modello del giunto di spalla e quella del modello di tutti gli altri giunti. Suddetta distinzione viene fatta perché lo studio di diagnostica con conseguente introduzione dei modelli di degradazione, indotta da guasti, viene effettuato solo per il giunto di spalla, in quanto, nei movimenti del robot esso è tra quelli più esposti ad usura, oltre ai giunti di base e gomito [8]. Inoltre, gli effetti di un eventuale guasto su questi giunti risultano essere più pericolosi, in termini di sicurezza del personale, essendo le masse movimentate da tali giunti e i raggi d'azione ricoperti maggiori rispetto ai giunti di polso.

Per tale motivo, un modello di maggior dettaglio è stato considerato solo per il giunto di spalla, in particolare per quanto riguarda i blocchi del motore elettrico e quelli dell'elettronica di controllo e di potenza. In dettaglio, è stato inserito il modello del motore elettrico realmente montato sul robot UR5, ovvero il motore *brushless* trifase AC (BLAC); mentre, per gli altri giunti si è scelto il modello più semplice di motore *brushless* monofase DC (BLDC).

Tale scelta è anche giustificata dal peso computazionale che richiederebbe un modello in cui tutti i motori fossero BLAC. Infatti, le simulazioni del modello diventerebbero troppo onerose dal punto di vista computazionale e quindi, richiederebbero un tempo di simulazione molto alto.

### 3.1 Elettronica di controllo

Un qualsiasi sistema automatico, per seguire determinati input che gli sono stati trasferiti, necessita di un buon sistema di controllo. Esso si occupa di monitorare costantemente tutta una serie di segnali attraverso delle logiche di controllo, in modo da far funzionare il sistema correttamente, in particolare, come già detto in precedenza, nel sistema robotico considerato, i segnali sottoposti a controllo sono quelli di posizione dei giunti e quelli di velocità e corrente dei motori. Le logiche di controllo, adottate da *Universal Robots*, per compensare gli errori su tali segnali non sono note. Per tale motivo si è sopperito a tale mancanza di dati introducendo un controllo di tipo Proporzionale-Integrativo (PI), la logica più usata nel campo degli azionamenti elettromeccanici.

In dettaglio, la tipologia di controllo usata per gli anelli di velocità e posizione è la stessa per tutti i giunti; invece, quella relativa al controllo di corrente del secondo giunto è differente, poiché la scelta del motore BLAC richiede dei cambiamenti nei blocchi di controllo della corrente rispetto a quelli usati per i motori BLDC.

#### 3.1.1 Modello del controllo di un motore BLDC

Il controllo è realizzato da tre anelli annidati, dei quali l'anello più esterno consente il controllo della posizione angolare del giunto e necessita di una logica di compensazione dell'errore rappresentata da un guadagno puramente proporzionale, per cui l'errore derivante dal confronto tra il segnale di set e *feedback* di posizione viene semplicemente moltiplicato per tale guadagno.

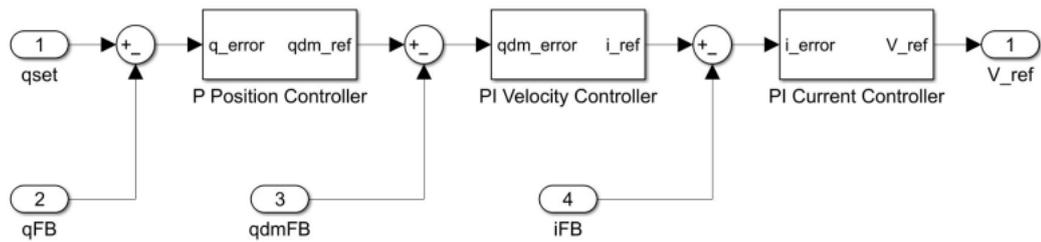


Figura 3.3: Logica di controllo in retroazione di posizione, velocità e corrente. [8]

Consecutivamente, vi sono i blocchi del controllo di velocità angolare e di corrente del motore. Essi necessitano di una logica di controllo proporzionale ed integrativa, per cui il segnale di errore, prodotto dal confronto tra il segnale di riferimento del blocco di controllo precedente con il relativo segnale di *feedback*, viene sia moltiplicato per un guadagno proporzionale, come per il controllo di posizione, che integrato e moltiplicato per un guadagno integrativo (figura 3.4).

Dall'intero blocco di controllo si ottiene un segnale di tensione di riferimento, che dovrà essere opportunamente modulato dall'elettronica di potenza per alimentare gli avvolgimenti del motore *brushless* DC.

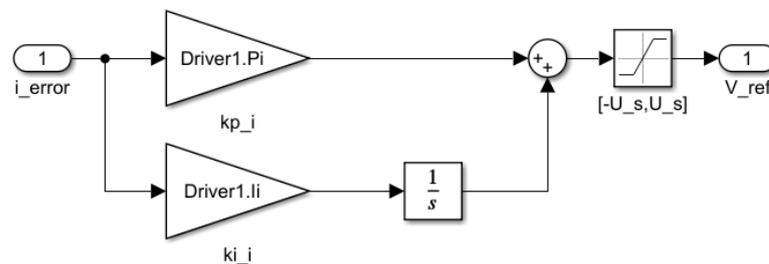


Figura 3.4: Modello *Simulink* della compensazione PI dell'errore del segnale di corrente.

### 3.1.2 Modello del controllo di un motore BLAC

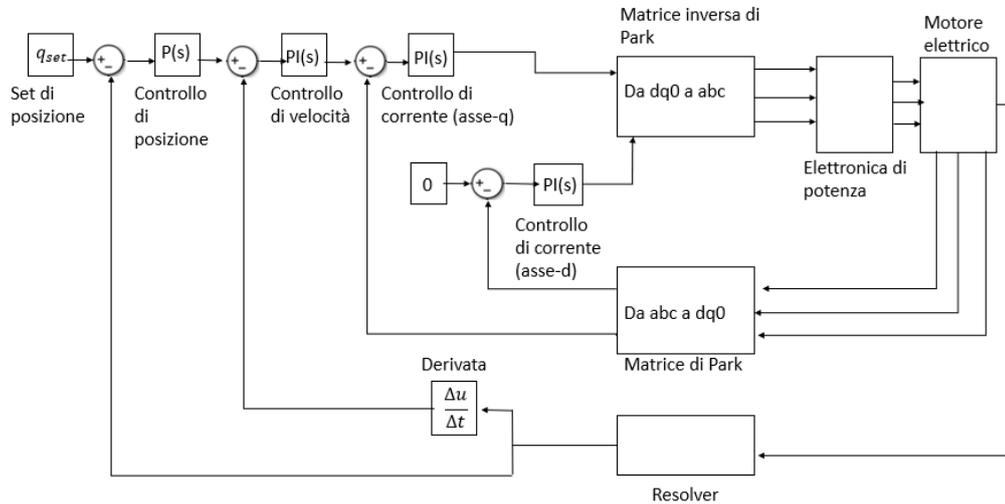


Figura 3.5: Schema logico del servosistema elettromeccanico in controllo posizione con motore BLAC. [8]

Come si può vedere in *figura 3.5*, l'unico elemento di differenza introdotto nel controllo del giunto di spalla, rispetto a quello degli altri giunti, è rappresentato dal controllo della corrente. Questo è dovuto alla differenza nella tipologia di modello di motore elettrico considerato per il giunto di spalla, rispetto a quello degli altri giunti. In particolare, una prima differenza è rappresentata dal fatto che il motore BLAC del giunto di spalla è trifase rispetto a quello monofase BLDC impiegato nel modello degli altri giunti, pertanto per il motore BLAC bisognerà gestire il controllo su tutte e tre le correnti di fase. Però tale controllo non avviene direttamente sulle correnti di ciascuna fase, bensì si ricorre alla teoria del controllo vettoriale, descritta dettagliatamente in [8], che permette di realizzare una struttura del modello di controllo sulle correnti, simile a quella usata nei motori DC.

Tale tecnica consiste nel riscrivere le grandezze elettromagnetiche del motore da un sistema di assi trifase di grandezze sinusoidali ( $\vec{a}, \vec{b}, \vec{c}$ ) a quello di un sistema di riferimento rotante, *direct-quadrature-zero* (dq0). Per il quale tali grandezze elettromagnetiche risulteranno essere continue.

La suddetta trasformazione avviene moltiplicando le grandezze trifase per la matrice di *Clarke-Park*.

Dalla teoria sul controllo vettoriale, si dimostra che la nuova corrente  $i_q$  è l'unica responsabile della generazione di coppia elettromagnetica; mentre, quella  $i_d$  è mantenuta a zero in quanto, in corrispondenza di questo valore, si ottiene la coppia massima.

Di conseguenza, in analogia con il controllo del motore DC, sarà la sola corrente  $i_q$ , che confrontata con il segnale di riferimento dell'anello di velocità, dà origine al segnale di riferimento di tensione per i blocchi successivi.

### 3.2 Elettronica di potenza

L'elettronica di potenza ha come obiettivo la modulazione dei parametri che definiscono la potenza elettrica trasferita dalla rete, in particolare regolando la tensione di alimentazione degli azionamenti, attraverso il segnale della tensione di riferimento di bassa potenza, che arriva dal controllo. Tale effetto è realizzato dai convertitori elettronici di potenza, che si interpongono tra la sorgente elettrica e gli azionamenti. La modulazione di potenza elettrica è effettuata mediante due convertitori in serie, un raddrizzatore lato rete, che trasforma le grandezze elettriche da alternate a continue, seguito da un *Inverter* lato carico che converte nuovamente tali grandezze da continue in alternate, con possibilità di modificare il modulo e la frequenza delle tensioni d'alimentazione dei motori. Tra i due convertitori si interpone un *DC-link*, che mantiene la tensione di alimentazione dell'*Inverter* il più possibile continua.

La struttura dell'elettronica di potenza descritta finora riguarda i motori BLAC; tuttavia, nel modello del robot sono stati considerati anche i motori BLDC. Pertanto, bisogna adattare la struttura dell'elettronica di potenza a questi altri motori. In particolare, l'unica differenza è rappresentata dal convertitore lato carico, infatti per i motori BLDC si usa il *Chopper*, ossia un dispositivo che a fronte di grandezze elettriche in continua provenienti dai componenti precedenti, produce in uscita grandezze elettriche sempre in continua, con la possibilità di regolare il valore di tensione.

Pertanto, a livello di modellistica la parte più utile da considerare è quella dell'*Inverter* per i motori BLAC, e del *Chopper* per i motori BLDC, poiché, come detto, sono responsabili della regolazione delle tensioni di alimentazione degli azionamenti.

Tale regolazione sia per l'*Inverter* che per il *Chopper* avviene mediante le tecniche *Pulse Width Modulation* (PWM), descritta dettagliatamente in [8].

### 3.2.1 Modello elettronica di potenza per motori BLDC

La parte di modello che simula la regolazione del *Chopper* è illustrata in figura 3.6.

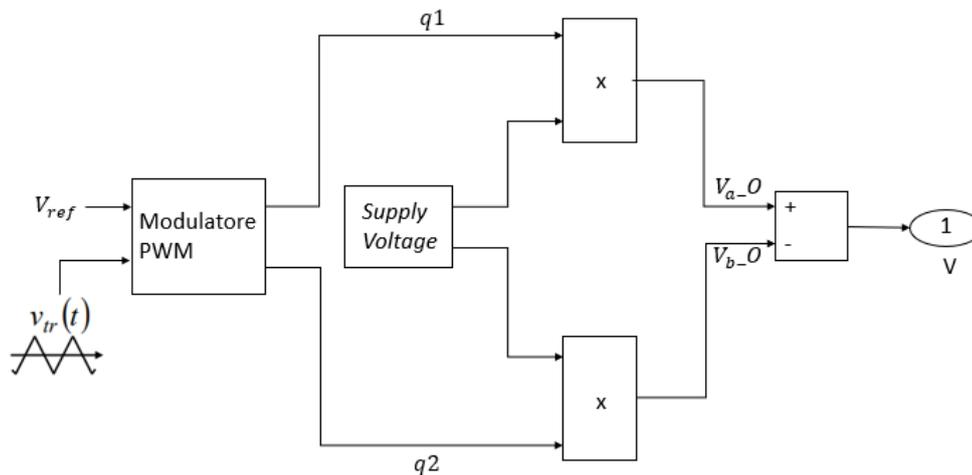


Figura 3.6: Schema di un *Chopper*

I segnali  $q1$  e  $q2$  sono due segnali digitali, prodotti dal modulatore PWM, che moltiplicati per la tensione di rete, *Supply voltage*, generano i due segnali  $V_{a\_O}$  e  $V_{b\_O}$ , dalla cui differenza si genera il segnale di tensione per il blocco del motore elettrico. La tensione prodotta è tutt'altro che continua, a causa degli andamenti di  $q1$  e  $q2$ , però siccome, la frequenza di commutazione di questi segnali è molto alta, poiché dipende dalle caratteristiche dei componenti elettronici che costituiscono il convertitore, la tensione in uscita, vista dal motore, è il valore medio continuo, inferiore alla *Supply voltage*.

### 3.2.2 Modello elettronica di potenza per motori BLAC

La parte di modello che simula, invece, la regolazione dell'*inverter* è rappresentata in *figura 3.7*.

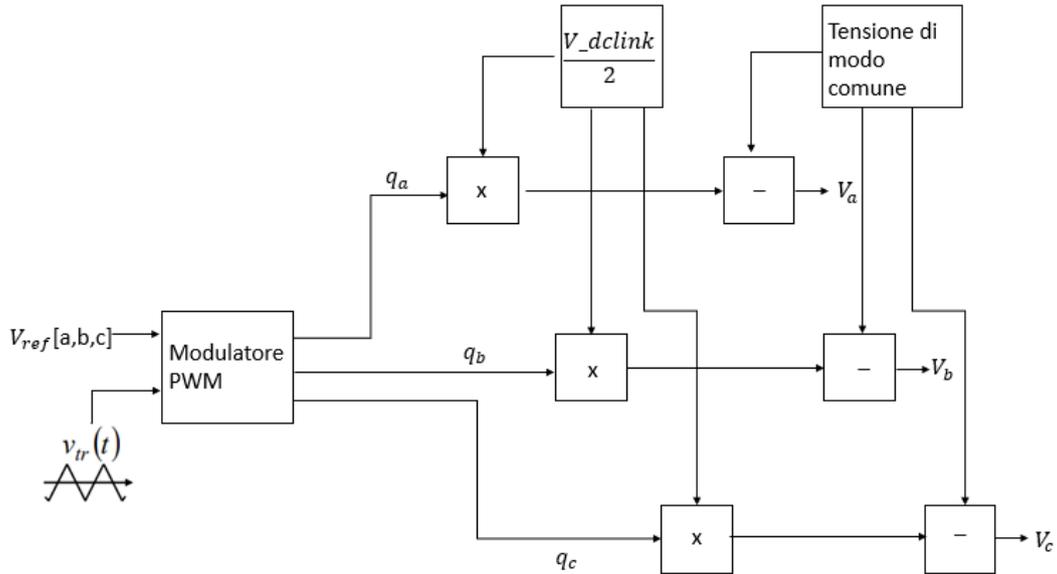


Figura 3.7: Schema di un Inverter

Anche in questo caso i segnali  $q[a,b,c]$  sono dei segnali digitali prodotti dal modulatore PWM, con una tecnica simile a quella usata per il *Chopper* e descritta in [8]. La tensione  $V\_dlink$  è rappresentativa della tensione di rete, resa continua dal raddrizzatore e stabilizzata dal *DC-link*, viene divisa per due in quanto le tensioni di fase in uscita, essendo grandezze in alternata, potranno avere ampiezza massima che oscilla tra il valore di  $\frac{V\_dlink}{2}$ . Analogamente a quanto descritto per il modello di *figura 3.6*, questa tensione viene moltiplicata per i segnali prodotti dal modulatore PWM, generando tre tensioni, che prima di essere pronte per alimentare le fasi degli avvolgimenti statorici, vengono sottratte per la tensione di modo comune, la quale nasce per la struttura caratteristica di un *Inverter*, discussa in [8].

### 3.3 Azionamento elettrico

Il principio di funzionamento delle due tipologie di azionamenti, usate nel modello del robot, è simile, poiché entrambe presentano un avvolgimento statorico, eccitato, che produce un campo magnetico che interagisce con quello realizzato dai magneti presenti sul rotore, permettendo il trasferimento di coppia.

Le differenze principali tra un motore *brushless* DC rispetto a quello AC, che distinguono le due tipologie di modelli, consistono nell'andamento della forza contro-elettromotrice indotta negli avvolgimenti statorici, che nei motori *brushless* DC è trapezoidale, mentre in quelli AC è sinusoidale, e nelle fasi degli avvolgimenti statorici; infatti, il motore BLDC è monofase a differenza di quello trifase BLAC.

### 3.3.1 Modello del motore BLDC

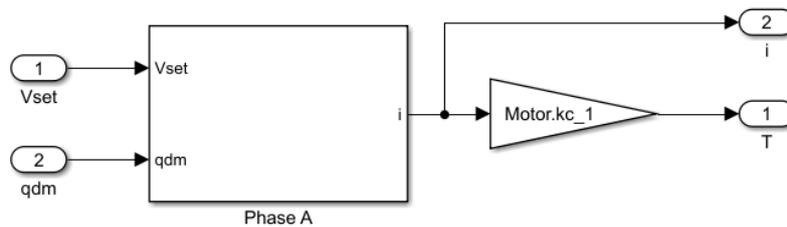


Figura 3.8: Modello Simulink motore BLDC

In figura 3.8, è rappresentato il modello *Simulink* di un motore BLDC, che prende in ingresso la tensione modulata dall'elettronica di potenza  $V_{ref}$  e la velocità del rotore  $q_{dm}$ , e attraverso l'equazione differenziale (3.1), rappresentativa del comportamento elettrico del motore, si ottengono i valori di corrente che circola negli avvolgimenti statorici.

In dettaglio, l'equazione che presiede il primo blocco è la seguente:

$$V_{ref} = i \cdot R + L \cdot \frac{di}{dt} + e \quad (3.1)$$

In cui:

- $e$  è la forza contro-elettromotrice vista dagli avvolgimenti statorici, indotta dalla variazione di flusso magnetico, che producono i magneti del rotore in rotazione [V];
- $R$  è la resistenza degli avvolgimenti [ $\Omega$ ];
- $L$  è l'induttanza degli avvolgimenti [H].

Infine, la conversione elettro-meccanica, realizzata dal motore, viene modellata attraverso le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} e = k_e \cdot q_{dm} \\ T = k_c \cdot i \end{cases} \quad (3.2)$$

Di cui:

- $k_e$  è la costante di tensione, parametro che tiene conto delle proprietà geometriche e magnetiche degli avvolgimenti;

- $k_c$  è la costante di coppia, anch'essa tiene conto delle proprietà geometriche e magnetiche degli avvolgimenti, in prima approssimazione è considerato pari a  $k_e$ ;
- $T$  è la coppia elettromagnetica scambiata tra statore e rotore [Nm].

### 3.3.2 Modello del motore BLAC

Lo schema del motore BLAC è riportato in *figura 3.9*, l'input è rappresentato dalle tensioni di fase provenienti dall'elettronica di potenza, mentre l'output è rappresentato dalla coppia elettromagnetica, come per il modello del motore BLDC.

Esso si costituisce di tre sottosistemi: il primo definito *Counter-electromotive force computation*, che permette di calcolare le forze contro-elettromotrici sulle tre fasi, a partire dalla posizione e velocità angolare del rotore; il secondo definito *Current and lost power computation*, che permette di calcolare le correnti sulle tre fasi e infine il terzo definito *Electromagnetic torque computation*, che permette di calcolare la coppia elettromagnetica. Queste tre parti sono state descritte dettagliatamente in [8].

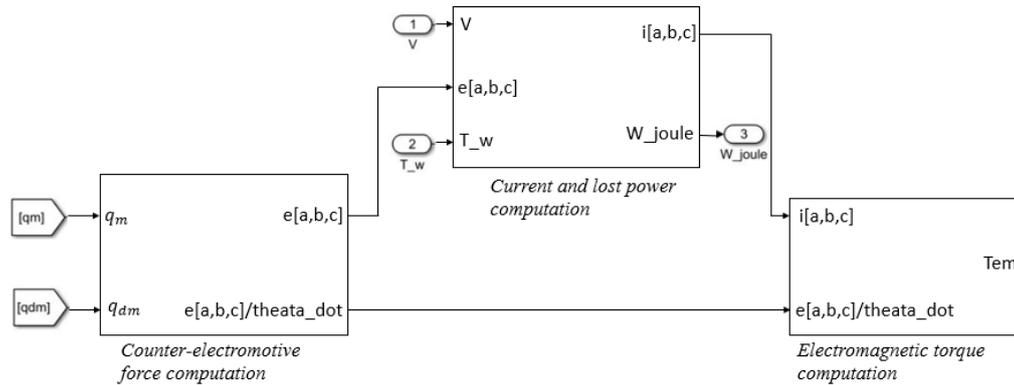


Figura 3.9: Schema a blocchi del motore sincrono a magneti permanenti

Procedendo per analogia con il modello del motore BLDC nella presentazione dell'equazioni, che descrivono il comportamento di ciascun blocco del motore BLAC, si ha: che il blocco *Current and lost power computation* implementa l'equivalente dell'espressione (3.1), in dettaglio:

$$\begin{bmatrix} v_a \\ v_b \\ v_c \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \lambda_a \\ \lambda_b \\ \lambda_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_a & 0 & 0 \\ 0 & R_b & 0 \\ 0 & 0 & R_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \frac{d}{dt} \left( \begin{bmatrix} L_{aa} & L_{ab} & L_{ac} \\ L_{ab} & L_{bb} & L_{bc} \\ L_{ac} & L_{bc} & L_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} \right) \quad (3.3)$$

Con:

- $v_j$  la tensione applicata ai capi della j-esima fase [V];
- $\lambda_j$  il flusso concatenato con la j-esima fase [Wb];
- $i_j$  la corrente che scorre nella j-esima fase [A];
- $R_j$  la resistenza della j-esima fase [ $\Omega$ ];
- $L_{jj}$  l'autoinduttanza della j-esima fase [H];
- $L_{ij}$  la mutua induttanza tra la i-esima e j-esima fase [H].

Inoltre, in tale sottosistema a differenza di quanto fatto nel modello del BLDC si considera un ulteriore affinamento, considerando i parametri elettrici di resistenza e induttanza degli avvolgimenti in funzione della temperatura. Pertanto, si tiene conto anche del modello di scambio termico, realizzato nel motore a partire dalla perdita di potenza elettrica, che per effetto Joule, viene dissipata sotto forma di calore. Esso è discusso dettagliatamente in [8]. Mentre i blocchi *Counter-electromotive force computation* e *Electromagnetic torque computation* definiscono l'equivalente dell'equazioni di conversione elettromeccanica del sistema (3.2), per un motore BLDC. Pertanto, nel blocco *Counter-electromotive force computation* si ha:

$$\begin{cases} e_a = k_e \cos(\theta_e) \dot{\theta}_m \\ e_b = k_e \cos(\theta_e - \frac{2}{3}\pi) \dot{\theta}_m \\ e_c = k_e \cos(\theta_e + \frac{2}{3}\pi) \dot{\theta}_m \end{cases} \quad (3.4)$$

Essendo:

- $e_j$  la forza contro-elettromotrice sulla j-esima fase [V];
- $k_e$  la costante di tensione del motore elettrico;
- $\theta_e$  la posizione angolare elettrica del rotore [rad];
- $\dot{\theta}_m$  la velocità angolare del rotore [rad/s].

Attraverso il blocco *Electromagnetic torque computation* si ottiene la coppia elettromagnetica ( $T_{em}$ ), calcolata attraverso la sommatoria di tutti i contributi dati dal prodotto tra le correnti di fase ( $i_{a,b,c}$ ) e la costante di tensione  $k_e$ , considerata in prima approssimazione uguale a quella di coppia.

### 3.3.3 Equilibrio dinamico al rotore

Per entrambi i modelli dei motori elettrici considerati è possibile definire l'equilibrio dinamico al rotore, a partire dalla coppia elettromagnetica scambiata tra statore e rotore, in modo da risalire alle grandezze cinematiche del rotore, necessarie sia per i blocchi dei motori appena descritti, che per quelli successivi.

L'equazione d'equilibrio dinamico è la seguente:

$$T_{em} = C + c\dot{\theta}_m + J_{rotore}\ddot{\theta}_m \quad (3.5)$$

Essendo:

- $C$  la coppia resistente mostrata dal riduttore, senza considerare gli effetti del rapporto di trasmissione [Nm];
- $c$  il coefficiente d'attrito viscoso del solo motore [Nms/rad];
- $\ddot{\theta}_m$  l'accelerazione del rotore [rad/s];
- $J_{rotore}$  il momento d'inerzia del rotore [ $Kgm^2$ ];

### 3.4 Modello del riduttore armonico

In prima approssimazione il riduttore è modellato attraverso l'utilizzo di quattro parametri, il rapporto di trasmissione ( $\tau$ ), il rendimento di trasmissione ( $\eta$ ), la rigidità torsionale di catalogo ( $K_{HD}$ ) e il coefficiente di smorzamento viscoso ( $c$ ).

In particolare, in questa parte di modello è stato inserito un possibile modello che simula il fenomeno del *backlash*, caratteristico degli ingranaggi e rappresentativo della presenza di gioco tra i denti in presa della *flexspline* con quelli della *circular spline*. Tale fenomeno porta a una perdita di efficienza della trasmissione con relativo meccanismo di degradazione delle superfici d'interfaccia dei denti di *flexspline* e *circular spline*, poiché a causa di questi giochi, durante la trasmissione del moto, si realizza una perdita di contatto tra i denti in presa che provoca la nascita di urti dal momento in cui viene recuperata, per questo in [8] è stata condotta un'analisi PHM su tale processo, attraverso un modello che permette di tener conto degli effetti di tali giochi sulla coppia trasferibile dal riduttore.

Pertanto, la suddetta coppia di *backlash*, ovvero quella idealmente trasmessa dal giunto nel caso di presenza di gioco all'interno della trasmissione meccanica, presenta le seguenti espressioni:

$$C_{backlash} = \begin{cases} K_{HD}\Delta q + c\Delta\dot{q} & \text{se } \alpha = 0 \text{ (no gioco)} \\ K_{HD}(\Delta q - \alpha) + c\Delta\dot{q} & \text{se } \Delta q > \alpha \wedge K_{HD}(\Delta q - \alpha) + c\Delta\dot{q} > 0 \\ 0 & \text{se } \Delta q > \alpha \wedge K_{HD}(\Delta q - \alpha) + c\Delta\dot{q} < 0 \\ K_{HD}\Delta q + c\Delta\dot{q} & \text{se } \Delta q < 0 \wedge K_{HD}\Delta q + c\Delta\dot{q} < 0 \\ 0 & \text{se } \Delta q < 0 \wedge K_{HD}\Delta q + c\Delta\dot{q} > 0 \\ 0 & \text{nessun contatto} \end{cases} \quad (3.6)$$

Dove  $\alpha$  è il gioco massimo tra i denti, mentre  $\Delta q$  e  $\Delta\dot{q}$  sono rispettivamente le differenze tra le posizioni e velocità angolari, di monte e valle del riduttore, ossia tra le posizioni e velocità del rotore, ( $q_m, \dot{q}_m$ ) e del giunto, ( $q, \dot{q}$ ), considerando di mezzo l'effetto del rapporto di trasmissione  $\tau$  del riduttore:

$$\begin{cases} \Delta q = q_m - \tau \cdot q \\ \Delta \dot{q} = \dot{q}_{dm} - \tau \cdot \dot{q}_d \end{cases} \quad (3.7)$$

Invece, attraverso i parametri relativi al rapporto di trasmissione ( $\tau$ ) e al rendimento di trasmissione ( $\eta$ ) è possibile definire la coppia trasmessa al giunto come:

$$C = C_{backlash} \cdot \tau \cdot \eta \quad (3.8)$$

### 3.5 Modello d'attrito

Nel modello del robot per tener conto delle coppie di attrito si è scelto di concentrare tutti i loro effetti nei relativi riduttori. I parametri d'attrito sono stati determinati sperimentalmente, per avere una modellazione di tali fenomeni il più accurata possibile.

Il modello rappresentativo degli attriti è stato riportato di seguito e va ad emulare il comportamento della curva di Stribeck di *figura 3.9*:

$$T_f = (T_{f,s} - T_{f,c}) \cdot [1 - \tanh(10\omega)] + T_{f,c} + f_v \omega \quad (3.9)$$

Dove:

- $T_f$  è la coppia d'attrito complessiva sviluppata per singolo giunto [Nm];
- $T_{f,s}$  è la coppia di attrito statico [Nm];
- $T_{f,c}$  è la coppia di attrito coulombiano [Nm];
- $f_v$  è il coefficiente d'attrito viscoso [Nms/rad];
- $\omega$  è la velocità angolare del giunto [rad/s].

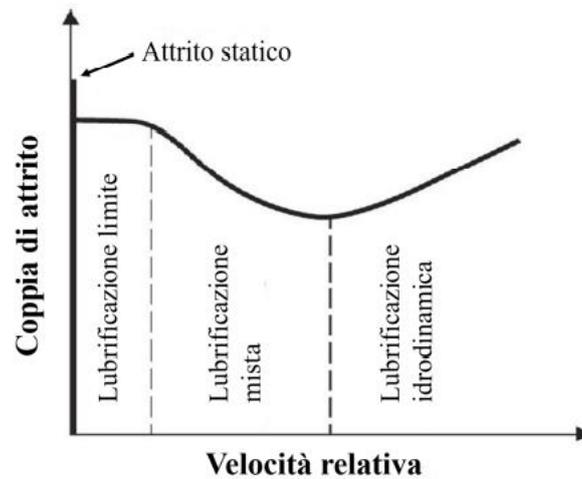


Figura 3.10: Generico andamento della curva di Stribeck [34]

Per poter applicare questo modello è necessario conoscere i parametri incogniti  $T_{f,s}$ ,  $T_{f,c}$  e  $f_v$ .

Il coefficiente d'attrito viscoso e la coppia d'attrito coulombiano sono stati valutati sperimentalmente, attraverso la campagna descritta in [35], in cui sono stati determinati i rispettivi andamenti in funzione della temperatura.

Quello che si evince dalle figure 3.11 e 3.12 è che il coefficiente d'attrito viscoso diminuisce al crescere della temperatura, mentre, quello d'attrito coulombiano rimane quasi inalterato.

Infine, la coppia d'attrito statico  $T_{f,s}$  si calcola a partire da quella d'attrito coulombiano  $T_{f,c}$ , attraverso la relazione empirica:

$$T_{f,s} = 1.5 \cdot T_{f,c} \quad (3.10)$$

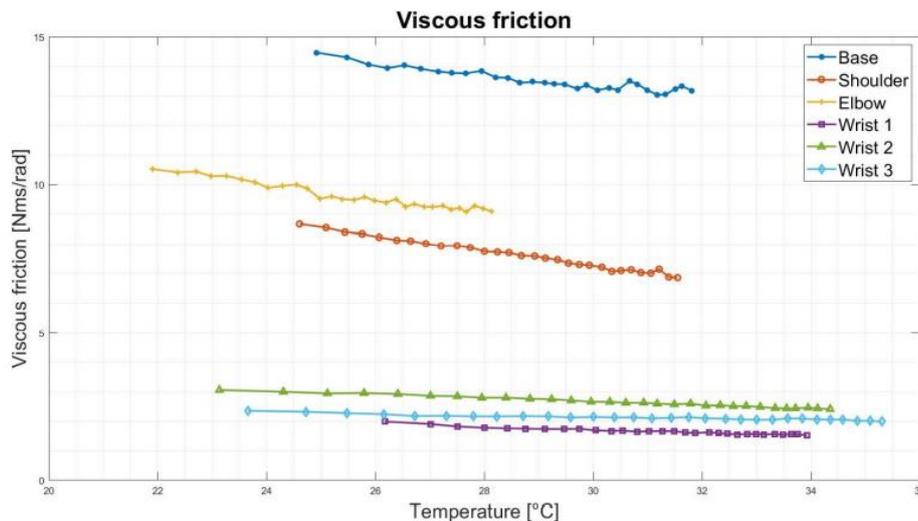


Figura 3.11: Andamento sperimentale del coefficiente d'attrito viscoso in funzione della temperatura [8]

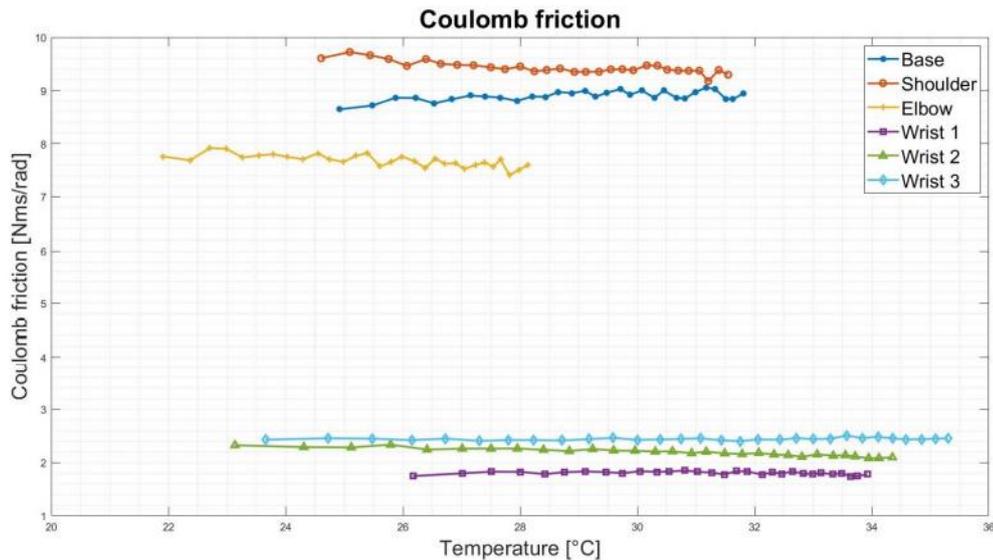


Figura 3.12: Andamento sperimentale del coefficiente d’attrito coulombiano in funzione della temperatura [8]

### 3.6 Modello dinamico della struttura del robot

Il modello che descrive la dinamica della struttura del robot è realizzato sfruttando l’ambiente *Simscape Multibody*, che consente di simulare sistemi meccanici attraverso blocchi rappresentativi di corpi, giunti, vincoli e sensori [7].

Dopo aver definito l’intero sistema meccanico, l’ambiente di simulazione provvede a formulare e risolvere le equazioni del moto in maniera automatica. Inoltre, importando delle geometrie *CAD 3D*, è possibile visualizzare la dinamica del sistema. [20]

In *figura 3.13* è rappresentato il modello che permette di simulare la dinamica della struttura del robot. In particolare, a monte del modello ci sono tre blocchi di *Simscape*, ovvero “Solver”, “World frame” e “Mechanism configuration”, che definiscono l’ambiente e le proprietà di simulazione. Successivamente, vi è un blocco “Solid” che costituisce il basamento sul quale è fissato il robot, tale collegamento è simulato mediante un “Welding Joint”, il quale non fornisce alcun grado di libertà, ma può risultare utile per ricavare le interazioni, in termini di coppie e forze scaricate a terra, dal robot. Infine, Il modello dinamico è costituito da sei sottosistemi, uno per ogni giunto, che si interpongono tra due *link* successivi. Ogni sottosistema presenta quattro porte: due (“Link 0” e “Link 1”), che rappresentano la connessione fisica, sono collegate al *link* precedente ed a quello successivo, una (“T1”) che riceve la coppia in ingresso al giunto ed una (“q1, qd1, qdd1”) che fornisce in uscita i valori reali di posizione, velocità ed accelerazione angolari del giunto. All’interno del sottosistema di ciascun giunto, sono inserite due trasformazioni

rigide, una rotazione ed una traslazione, definite attraverso i parametri di Denavit-Hartenberg (D-H). [7]

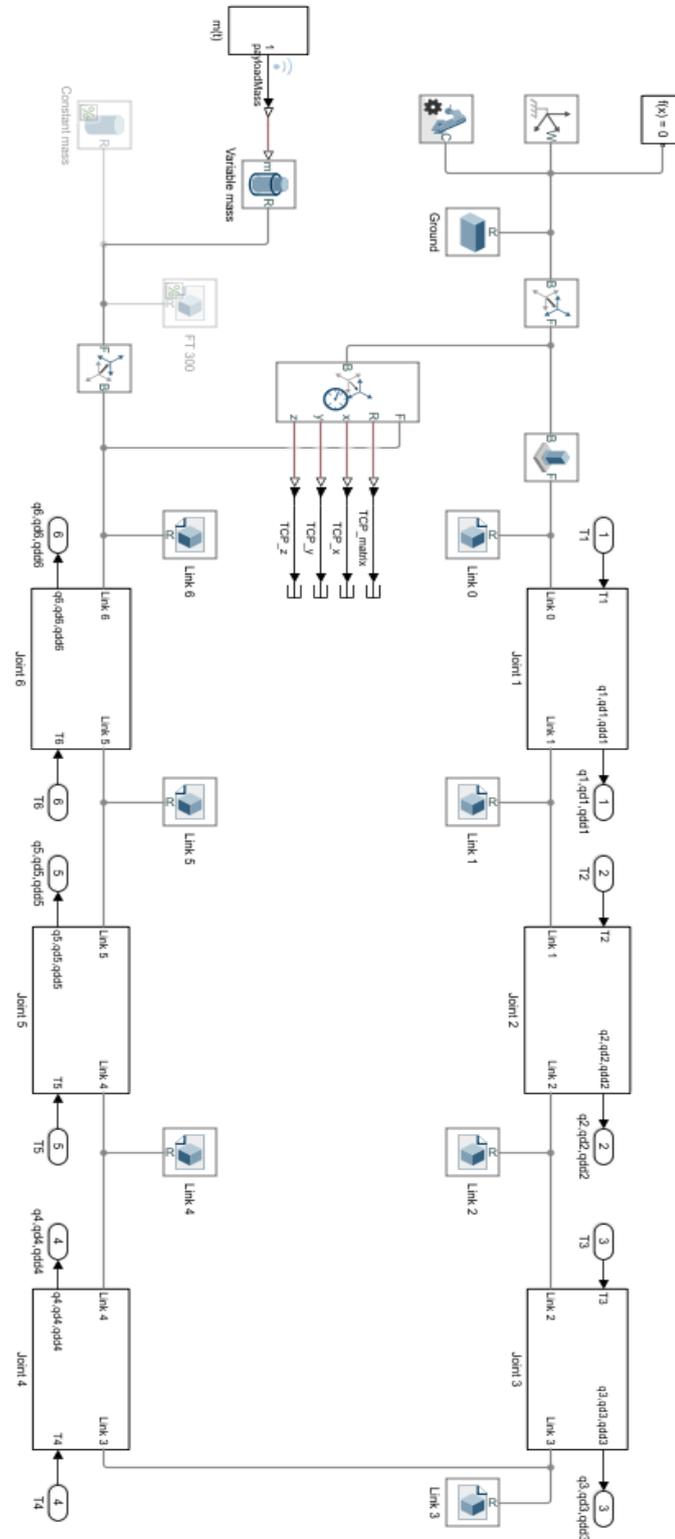


Figura 3.13: Modello *Simulink* della dinamica del robot [7]

### 3.7 Modello dei sensori

L'ultima parte di modello da descrivere è rappresentata dai sensori montati nel robot UR5. Essi permettono la misura delle posizioni angolari dei giunti, delle velocità e delle correnti dei motori elettrici.

Ogni sensore riceve in input un segnale rappresentativo della grandezza che deve misurare e fornisce in output il corrispondente valore filtrato e digitalizzato, che permette la chiusura del relativo anello di controllo. Nel modello, per simulare il comportamento filtrante dei sensori, si considerano delle funzioni di trasferimento del primo ordine per i segnali di corrente e del secondo ordine per i segnali di velocità e posizione [8]:

$$\begin{cases} H(s) = \frac{K}{\tau s + 1} \\ H(s) = \frac{K}{\omega_n^2 s^2 + 2\zeta \omega_n s + 1} \end{cases} \quad (3.11)$$

Essendo:

- K il guadagno statico, posto a uno in tutti e tre i sensori;
- $\tau$  la costante di tempo della funzione di trasferimento del primo ordine;
- $\omega_n$  la pulsazione naturale dei sensori di velocità e posizione;
- $\zeta$  il fattore di smorzamento dei sensori di velocità e posizione.

I segnali ottenuti a valle del filtro sono di tipo analogico, pertanto, per poter essere elaborati dal microprocessore del controllo, è necessario digitalizzarli.

In generale, tale conversione si costituisce di quattro operazioni: il campionamento, il mantenimento, la quantizzazione in ampiezza e la codifica, inoltre si tiene conto anche della presenza di rumore. Per realizzare tali operazioni si considerano i blocchi del modello di *figura 3.14*, descritti in modo approfondito in [8].

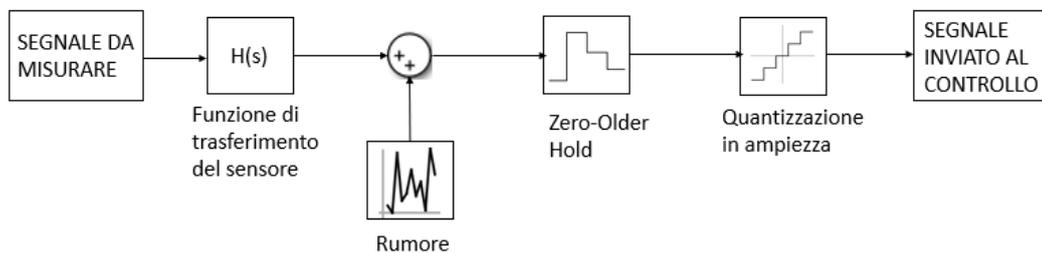


Figura 3.14: Schema a blocchi del funzionamento dei sensori [8]

## Capitolo 4

### **Analisi su una modalità di guasto nel riduttore armonico del giunto di spalla del robot UR5**

Nel seguente capitolo, viene impostato uno studio, secondo un approccio *model-based*, su una possibile modalità di guasto che può manifestarsi in un *Harmonic Drive*.

In dettaglio, l'analisi verrà strutturata nel seguente modo: dapprima si considerano tutti i possibili guasti, che possono interessare i componenti di un riduttore armonico durante la trasmissione del moto, e successivamente, dopo aver soffermato l'attenzione su uno di essi, si ipotizza una possibile modellazione che permetta l'iniezione di tale guasto all'interno del modello stesso, relativamente alla parte che simula il comportamento del riduttore, per introdurre gli effetti di degradazione causati dalla *fault*.

Infine, svolgendo delle simulazioni, si valuta se gli effetti del guasto hanno comportato delle variazioni significative in alcuni segnali, rispetto agli andamenti che gli stessi presentano in condizioni nominali di simulazione, rappresentative dello stato di salute del sistema. Da questo confronto è possibile dedurre se si può fare *fault detection*, ovvero estrazione di indici di salute, sulla base dei segnali che mostrano le anomalie più evidenti.

I segnali su cui ci si concentra, per valutare la presenza di anomalie indotte dal guasto, sono quelli che la sensoristica montata dal robot permette di misurare, ovvero correnti dei motori, posizione a monte e valle dei riduttori. In modo che, eventuali riscontri su tali segnali, in seguito ad elaborazione, possano essere direttamente trasferiti come riferimento per il robot durante il suo funzionamento, perché i sensori ne permettono un monitoraggio costanti.

## 4.1 Descrizione dei riduttori armonici

Nelle applicazioni comandate attraverso azionamenti elettrici, c'è quasi sempre bisogno di inserire un riduttore nella linea di trasmissione, poiché i motori elettrici producono potenza meccanica, caratterizzata da coppie relativamente basse e velocità di rotazione molto alte.

Pertanto, nell'accoppiamento dei motori elettrici con dei carichi, c'è la necessità di interporre dei riduttori, che permettano di modificare e regolare le grandezze che definiscono la potenza meccanica sviluppata dagli azionamenti, in particolare amplificando la coppia e riducendo la velocità, a discapito di una certa dissipazione di potenza.

Nel contesto della robotica industriale, dove gli azionamenti di questi robot sono quasi tutti elettrici, è indispensabile la presenza di riduttori soprattutto per i robot collaborativi, poiché gli spazi a disposizione in ciascun giunto sono limitati, per cui i motori elettrici usati non permettono, a maggior ragione, di sviluppare coppie troppo elevate. Quindi ognuno dei sei azionamenti dell'UR5 è collegato ad un riduttore armonico.

In *figura 4.1*, è mostrata la struttura di un riduttore armonico nei suoi tre componenti principali [9]:

- *wave-generator*: si tratta dell'elemento collegato all'albero motore, costituito da un disco ellittico, dotato di mozzo per il collegamento con l'albero motore, e da un sottile cuscinetto a sfere deformabile ellitticamente;
- *flexible spline*: si presenta come un guscio cilindrico con dentatura disposta sulla superficie esterna;
- *circular spline*: rappresenta l'elemento esterno, rigido e dotato di dentatura interna per ingranare con quella della *flexspline*.

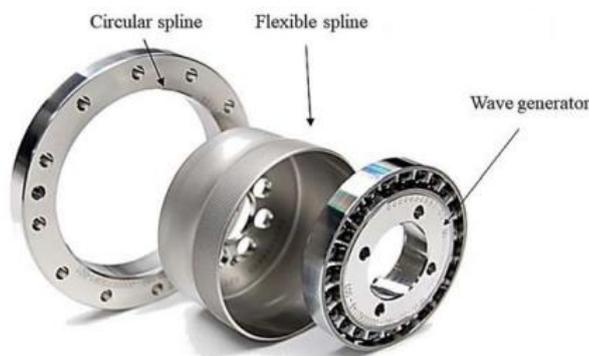


Figura 4.1: Componenti principali di un riduttore armonico [9]

I giunti dell'UR5 montano due tipologie di riduttori armonici della serie *HFUS-2SH*, prodotti dall'azienda *Harmonic Drive AG*. In particolare, si è scelto di adottare per i giunti di base, spalla e gomito la taglia HFUS-25; mentre, per quelli di polso la taglia HFUS-14, le caratteristiche dei due riduttori sono riportate in *tabella 4.1*. Questa distinzione è dovuta sia agli spazi d'ingombro minori, disponibili nei giunti del polso ed anche alle caratteristiche strutturali, in quanto le coppie trasmesse attraverso i giunti di base, spalla e gomito sono maggiori rispetto a quelle richieste dai giunti del polso.

	<b>HFUS-14-2SH</b>	<b>HFUS-25-2SH</b>
<b>Rapporto di trasmissione</b>	101	101
<b>Massa [Kg]</b>	0.45	1.44
<b>Momento d'inerzia [Kg<sup>m</sup>²]</b>	$0.091 \cdot 10^{-4}$	$1.07 \cdot 10^{-4}$
<b>Rigidezza torsionale K1 [<math>\frac{Nm}{rad}</math>]</b>	$4.7 \cdot 10^3$	$3.1 \cdot 10^4$
<b>Rigidezza torsionale K2 [<math>\frac{Nm}{rad}</math>]</b>	$6.1 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^4$
<b>Rigidezza torsionale K3 [<math>\frac{Nm}{rad}</math>]</b>	$7.1 \cdot 10^3$	$5.7 \cdot 10^4$
<b>Coppia di picco [Nm]</b>	28	157
<b>Coppia nominale [Nm]</b>	7.8	67

Tabella 4.1: Caratteristiche di targa dei riduttori montati nel robot UR5 [9]

I valori di rigidezza torsionale sono tre per entrambe le tipologie di riduttori, poiché cambiano in base alla coppia trasferita alla *Circular Spline*. In particolare, per i riduttori HFUS-14, K1 è la rigidezza torsionale che si ha fino ad una coppia di 2 Nm; K2 è la rigidezza torsionale che si ha per una coppia compresa tra 2 Nm e 6.9 Nm; ed infine K3 è la rigidezza torsionale che si ha per coppie maggiori di 6.9 Nm.

Invece, per i riduttori HFUS-25, K1 è la rigidezza torsionale che si ha fino ad una coppia di 14 Nm; K2 è la rigidezza torsionale che si ha per una coppia compresa tra 14 Nm e 48 Nm; ed infine K3 è la rigidezza torsionale che si ha per coppie maggiori di 48 Nm.

### 4.1.1 Principio di funzionamento di un riduttore armonico

Dopo avere eseguito il montaggio dei vari componenti, il disco ellittico, di cui è costituito il *wave generator*, induce una deformazione sulla *flexspline*. Tale deformazione diventa ciclica dal momento in cui il *wave generator* inizia a ruotare, dato il collegamento con l'albero motore. La nuova forma ellittica assunta dalla *flexspline* determina l'ingranamento con la *circular spline* di due sue porzioni di dentatura. In particolare, entrambe si collocano in corrispondenza del semiasse maggiore della forma ellittica acquisita dalla *flexspline* e il numero di denti coinvolti dipende dalla coppia che si sta scambiando, più essa è alta maggiore sarà il numero di denti in presa, fino ad un valore di saturazione.

Inoltre, poiché la *flexspline* ha solo due denti in meno della *circular spline*, a fronte di una rotazione completa del *wave generator* si realizza uno spostamento molto piccolo o della *flexspline*, qualora si vincolasse la *circular spline*, o della *circular spline*, se si decide di vincolare la *flexspline*. Questa scelta è legata alla direzione di rotazione che si vuole ottenere dell'albero in uscita rispetto a quello in ingresso, collegato al *wave generator*, in particolare qualora si volesse una direzione di rotazione concorde tra i due alberi di ingresso e di uscita, si vincola la *flexspline*, viceversa la *circular spline*.

Un esempio di ingranamento di questi componenti è rappresentato dalla sequenza di immagini in *figura 4.2*.

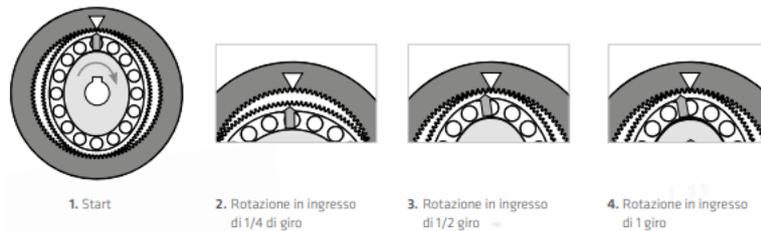


Figura 4.2: Ingranamento tra *flexspline* e *circular spline* in un giro completo del *wave generator* [18]

Nei cataloghi commerciali, ad ogni riduttore armonico è assegnato un rapporto di trasmissione  $\tau$ , coinvolto nelle relazioni tra le posizioni, velocità e coppie dei tre componenti che lo costituiscono.

In dettaglio, note le rotazioni di due delle tre porte del riduttore, è possibile determinarne la restante tramite la seguente espressione:

$$\theta_{wg} = (\tau + 1)\theta_{cs} - \tau\theta_{fs} \quad (4.1)$$

Dove  $\theta_{wg}$ ,  $\theta_{cs}$ , e  $\theta_{fs}$  sono rispettivamente le posizioni angolari di *wave generator*, *circular spline* e *flexspline*.

Dal punto di vista delle velocità angolare persiste una relazione analoga alla (4.1), infatti si ha:

$$\omega_{wg} = (\tau + 1)\omega_{cs} - \tau\omega_{fs} \quad (4.2)$$

Dove  $\omega_{wg}$ ,  $\omega_{cs}$ , e  $\omega_{fs}$  sono, anche in questo caso, rispettivamente le velocità angolari di *wave generator*, *circular spline* e *flexspline*.

Infine, dal punto di vista delle coppie mettendo a sistema la legge di conservazione dell'energia, trascurando le perdite di potenza per attrito, con l'espressione (4.2) si ottiene:

$$T_{wg} = \frac{1}{(\tau+1)}T_{cs} = -\frac{1}{\tau}T_{fs} \quad (4.3)$$

Dove  $T_{wg}$ ,  $T_{cs}$ , e  $T_{fs}$  sono rispettivamente le coppie trasmesse a *wave generator*, *circular spline* e *flexspline*. [10]

## 4.1.2 Vantaggi e svantaggi dell'utilizzo di riduttori armonici

I vantaggi di utilizzare questa tipologia di riduttori piuttosto che altre sono i seguenti [10]:

- la possibilità di sviluppare coppie elevate, nonostante le dimensioni molto contenute del riduttore. Questo effetto è dovuto principalmente alla possibilità di coinvolgere un numero di denti superiore rispetto agli altri riduttori, con la possibilità di aumentare fino ad un certo limite il numero dei denti in presa, in base alla coppia che bisogna trasmettere;
- tutti e tre i componenti che costituiscono il riduttore sono concentrici, pertanto, si riduce in maniera importante l'ingombro della linea di trasmissione considerata;
- la garanzia di avere elevati rapporti di trasmissione nonostante necessitino di spazi d'ingombro piccoli;
- la presenza di *backlash* molto ridotti, dovuto al loro principio di funzionamento. Infatti, la *flexspline*, avendo due denti in meno della *circular spline*, fa sì che una rotazione di  $180^\circ$  del *wave generator* porta ad avere un movimento relativo tra *flexspline* e *circular spline* di un dente;
- alte efficienze che arrivano anche al novanta per cento.

Di contro, ci sono anche degli svantaggi da dover tenere in considerazione:

- presenza nei riduttori di piccoli errori di posizione durante la trasmissione per via di errori di produzione;
- gli errori cinematici possono originare delle fluttuazioni di coppia che potrebbero indurre fenomeni di risonanza qualora nella catena di trasmissione ci fossero delle piccole rigidità;
- presenza di un comportamento fortemente non lineare soprattutto a causa della deformabilità della *flexspline*, necessaria per permettere la trasmissione;
- scarsa conoscenza di questa tipologia di riduttori rispetto a tutte le altre famiglie presenti sul mercato; pertanto, è più difficile capire come intervenire per evitare determinati problemi.

## 4.2 Possibili modalità di guasto che interessano i riduttori armonici

Uno degli svantaggi, citati nel paragrafo precedente, dell'utilizzo dei riduttori armonici, riguarda la scarsa conoscenza di questi componenti, soprattutto dal punto di vista del comportamento strutturale, ossia la carenza di informazioni sul comportamento statico e a fatica in corrispondenza di possibili condizioni critiche.

Gli studi condotti finora sui riduttori armonici sono stati orientati più verso la comprensione del principio di funzionamento, al fine di realizzare dei modelli sempre di maggior dettaglio, raccolti in [28], in modo da permettere di simulare fedelmente tale sistema, in tutte le sue non linearità.

Pertanto, in questo scenario, risulta difficile riuscire a prevedere con una certa precisione lo sviluppo di guasti che possono interessare i riduttori armonici e capire in che modo essi influenzino i parametri di quest'ultimi, per riuscire a realizzare dei modelli di degradazione rappresentativi di un determinato guasto.

Nonostante queste premesse, in [1] è stata effettuata un'analisi dei possibili guasti che interessano i riduttori armonici, giungendo alla realizzazione di una tabella *FMECA*.

<b>Modalità di guasto</b>	<b>Effetti</b>	<b>S</b>	<b>O</b>	<b>D</b>	<b>RPN</b>
<i>WG-FS interface wear</i>	Contaminazione del lubrificante, perdita di efficienza, incremento nel movimento di scorrimento del WG-FS	3	10	6	180
<i>Rear cross section crack</i>	Vibrazioni, rottura totale del riduttore	9	2	9	162
<i>Lubricant degradation</i>	Usura, incremento del carico assiale del <i>wave generator</i>	2	10	8	160
<i>Tooth wear</i>	Gioco, vibrazioni, distribuzione non uniforme del carico, contaminazione del lubrificante	3	10	4	120
<i>Root tooth crack</i>	Vibrazioni eccessive, degradazione dell'efficienza	7	4	4	112
<i>Diaphragm crack</i>	Vibrazione, decremento della rigidezza torsionale, degrado dell'efficienza	4	3	9	108
<i>Tip tooth crack</i>	Vibrazioni, degradazione dell'efficienza	2	5	9	90
<i>Pitting</i>	Contaminazione e degradazione del lubrificante, usura	1	10	9	90
<i>Wave generator wear</i>	Vibrazioni, contaminazione del lubrificante, degradazione dell'efficienza	2	7	6	84
<i>Rim crack</i>	Eccessive vibrazioni, distribuzione non uniforme del carico, degradazione dell'efficienza e della precisione,	9	1	4	36
<i>Buckling</i>	Rottura totale della <i>flexspline</i>	9	1	1	9
<i>Ratcheting</i>	Eccentricità della <i>flexspline</i> e <i>circular spline</i> , vibrazioni e usura	7	1	1	7

Tabella 4.2: Analisi *FMECA* di un riduttore armonico [1]

Nella prima colonna della *tabella 4.2* sono stati riportati i guasti che possono interessare un riduttore armonico; nella seconda colonna è stato correlato ad ogni guasto il possibile effetto indotto sul sistema; infine, nelle ultime colonne, sono riportati quattro indici S, O, D e RPN, che vogliono essere rappresentativi del peso rivestito da ciascun guasto sul sistema. L'indice S sta per *severity*, ovvero la pericolosità legata al guasto; l'indice O sta per *occurrence*, ovvero la probabilità che si verifichi il guasto; l'indice D sta per *detection*, ovvero la possibilità di rilevare il guasto; infine l'indice RPN sta per *Risk Priority Number*, che è dato dal prodotto dei tre indici precedenti e vuole mettere in luce il guasto che ha maggiore priorità.

I primi tre indici possono assumere un valore da uno a dieci: in particolare, se l'indice S assume valori bassi, significa che il guasto è poco pericoloso e viceversa per valori alti; se l'indice O assume valori bassi, significa che il guasto si verifica molto raramente e viceversa per valori alti; infine, se l'indice D assume valori bassi, significa che il guasto è molto rilevabile e viceversa per valori alti.

Dunque, la scala dei tre indici è tale per cui all'aumentare del valore aumenta anche l'importanza del guasto rispetto agli altri. Proprio per tali ragioni, si introduce l'ultimo indice dato per l'appunto dal prodotto dei tre.

Tipicamente, nella classificazione dei guasti in base alla loro priorità, oltre all'indice RPN, riveste un ruolo molto importante anche l'indice S, perché, essendo correlato alla pericolosità di un guasto, dà un riferimento di come quest'ultimo possa intaccare la sicurezza dell'intero sistema.

Quindi, è possibile fare le seguenti osservazioni: il guasto con l'indice RPN più alto è quello legato all'usura della superficie d'interfaccia tra *wave generator* e *flexspline*, però, questo è dovuto principalmente agli indici O e D, poiché l'indice S resta molto basso. Infatti, tale considerazione giustifica la valutazione intuitiva per cui l'usura tra le superfici d'interfaccia di *wave generator* e *flexspline* non comporta rischi di pericolosità elevata, per l'intero riduttore armonico o per il sistema in cui è inserito, poiché non determina il collasso della struttura, ma al massimo realizza una perdita efficienza della trasmissione, a causa dell'incremento degli attriti. Invece, guasti che prevedono la nascita di una cricca nella *flexspline*, presentano valori dell'indice S più alti. Infatti, la nascita di una cricca in un componente, sollecitato meccanicamente, è molto pericolosa, poiché tende propagarsi fino al raggiungimento di condizioni critiche, che portano al collasso fragile della struttura.

Per avere una percezione delle zone in cui si sviluppano i possibili guasti riportati in *tabella 4.2*, si fa riferimento all'immagine di *figura 4.3*, in cui è riportata la *flexspline* con la nomenclatura di tutte le sue parti e sezioni.

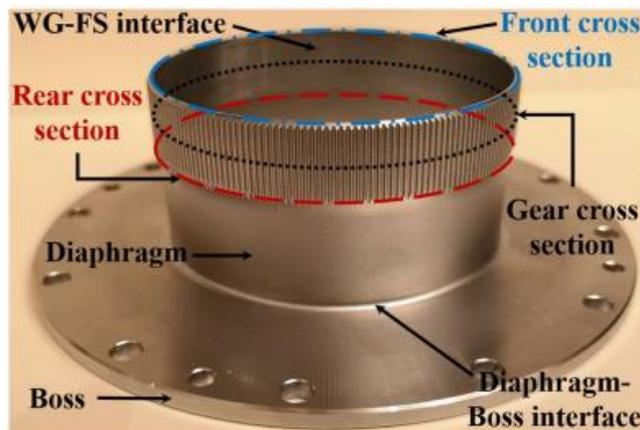


Figura 4.3: Principali sezioni della *flexspline* [1]

### 4.2.1 Cricca nella *flexspline*

In base a quanto detto nel paragrafo precedente, la presenza di una cricca nella *flexspline* di un riduttore armonico risulta essere molto pericolosa.

La nascita di tali cricche è dovuta al fatto che, nella trasmissione del moto, la *flexspline* è costantemente esposta sia a cicli di deformazione ellittica da parte del *wave generator*, che all'azione torsionale da parte della *circular spline* durante l'ingranamento.

In *figura 4.4*, sono riportate due immagini, che mostrano una possibile mappatura della distribuzione dello stato tensionale della *flexspline* durante la trasmissione del moto.

La prima immagine mostra la distribuzione delle tensioni in tutta la struttura della *flexspline*; mentre, nella seconda viene fatto un focus in corrispondenza della sola corona dentata, impegnata durante l'ingranamento con la *circular spline*. Quello che emerge è che le zone di massima sollecitazione sono quelle in corrispondenza della radice dei denti in presa, ossia a livello del *dedendum* dei denti, che si trovano sull'asse maggiore della forma ellittica assunta dalla *flexspline* e tale distribuzione è simmetrica rispetto a tale asse. [11]

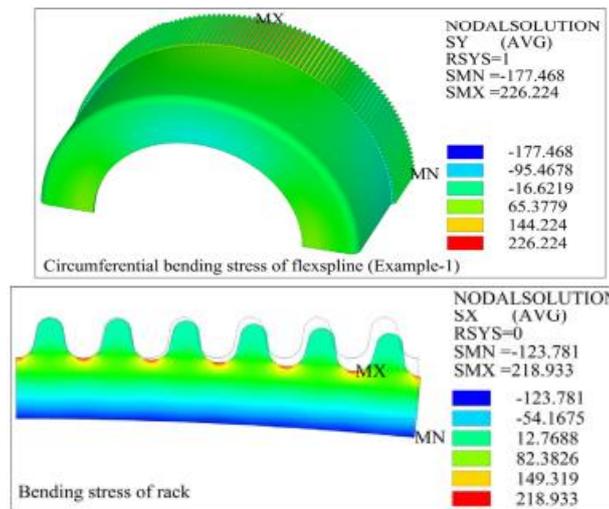


Figura 4.4: Mappa dello stato di sollecitazione della *flexspline* [12]

Dalle osservazioni fatte su questi andamenti è possibile avere un quadro più chiaro sui valori scelti per gli indici della FMECA in *tabella 4.2*, relativamente ai guasti correlati alla presenza di cricche.

Infatti, la *rear cross section crack* e la *rim crack* risultano essere cricche molto più pericolose di una *diaphragm crack*, perché si sviluppano in zone dove le sollecitazioni sono più alte e dunque, si arriva con maggiore facilità a condizioni limite.

Mentre, la presenza di una *root tooth crack*, nonostante nasca in corrispondenza della zona più sollecitata, è considerata meno pericolosa della *rear cross section crack* e della *rim crack*, poiché quando la cricca è confinata alla radice di un dente essa non ha una dimensione tale da portare al collasso dell'intera struttura della *flexspline*, inoltre, non compromette eccessivamente l'ingranamento, in quanto, l'elevato numero di denti in presa copre i possibili effetti indotti da tale guasto. Nonostante questo, presenta comunque un indice S alto per via della sua possibile propagazione, fino al raggiungimento di dimensioni critiche dopo un certo numero di cicli di lavoro. Inoltre, siccome tale difetto nasce nella zona più sollecitata, esso presenta un indice di verificabilità più alto rispetto alla nascita di cricche in altre zone della *flexspline*.

Nell'analisi successiva si cercherà di riassumere tutte le informazioni raccolte finora, per provare a costruire un possibile sviluppo qualitativo di una cricca, formatasi alla radice di un dente della *flexspline*, in base ai carichi in gioco e ad informazioni di letteratura, in modo da avere una migliore percezione di come intervenire sui parametri fisici del riduttore per introdurre nel modello del robot tale modalità di guasto. Infatti, come riportato in [13], avere una stima del percorso di fessurazione può aiutare a prevenire guasti nelle strutture ingegneristiche.

## 4.2.2 Sviluppo di una cricca nella *flexspline*

Per comprendere un possibile percorso di propagazione della cricca, sviluppatasi alla radice di un dente della *flexspline*, si possono sfruttare alcune informazioni presenti in letteratura su strutture simili alla *flexspline*, per geometria o carichi applicati ed estendere, tali considerazioni al seguente contesto di studio, specificando le ipotesi semplificative adottate, in modo da risalire a dei risultati qualitativamente rappresentativi del fenomeno.

Fatte queste premesse, inizialmente l'attività di ricerca è stata orientata verso le ruote dentate classiche usate nei rotismi ordinari ed epicicloidali, dato il parallelismo con la *flexspline* sia per quanto riguarda il meccanismo di trasmissione, che per il processo di nucleazione della cricca alla radice di un dente.

In particolare, in [13], è stato riscontrato che una delle principali cause d'influenza sulla direzione di propagazione della cricca è rappresentato dal rapporto di *backup*, ossia il rapporto geometrico tra lo spessore della corona della ruota dentata e l'altezza di un suo dente, come mostrato in *figura 4.5*.

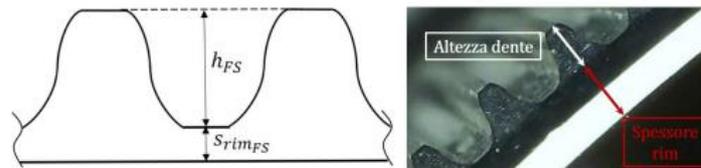


Figura 4.5: Definizione generale di *backup ratio*  $b = \frac{h_{FS}}{s_{rim_{FS}}}$  [31]

Se suddetto rapporto assume valori bassi la propagazione della cricca avviene verso la corona della ruota, viceversa per valori alti la propagazione è orientata verso il dente. Questa considerazione rappresenta un risultato di notevole importanza, in quanto segue, che se la cricca dovesse propagarsi verso il dente, arriverebbe in condizioni critiche, a determinare l'asportazione del dente stesso. Tale osservazione, estesa al contesto di un riduttore armonico, non rappresenta in prima battuta una circostanza critica né per l'intero componente né per la trasmissione del moto, poiché il numero di coppie di denti in presa, in un riduttore armonico, è decisamente più alto rispetto agli ingranaggi classici, in cui, nell'arco di azione sono coinvolte massimo due coppie di denti, circa il  $(20 \div 30)\%$  dei denti della *flexspline*. [28]

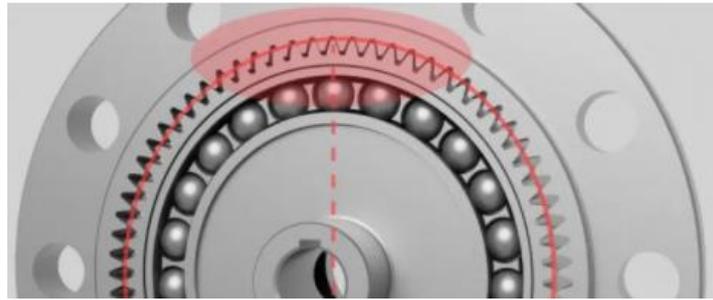


Figura 4.6: Zona di ingranamento tra *flexspline* e *circular spline* [36]

Viceversa, se la propagazione della cricca avvenisse verso la corona dell'ingranaggio la situazione diventerebbe molto più pericolosa, soprattutto dal punto di vista della perdita delle proprietà strutturali.

Tali risultati, che dipendono dalla geometria dell'ingranaggio, sono riassunti nella sequenza d'immagini di *figura 4.7*. Queste immagini mostrano l'evoluzione della propagazione della cricca in funzione dello spessore della corona dentata, a parità di altezza del dente, in altre parole in funzione del rapporto di *backup*.

Nella prima immagine è riportata la condizione in cui lo spessore della corona della ruota è il più piccolo, di conseguenza anche il rapporto di *backup* è il più basso, pertanto, come si può vedere, la propagazione della cricca avviene verso la corona della ruota. Nella seconda immagine è rappresentata una situazione intermedia, con possibile propagazione della cricca sia verso il dente che verso la corona della ruota. Infine, nell'ultima immagine è rappresentata la situazione opposta a quella della prima, infatti, lo spessore della corona è il più grande, di conseguenza anche il rapporto di *backup* assume il valore più alto; pertanto, la propagazione della cricca avverrà verso il dente.

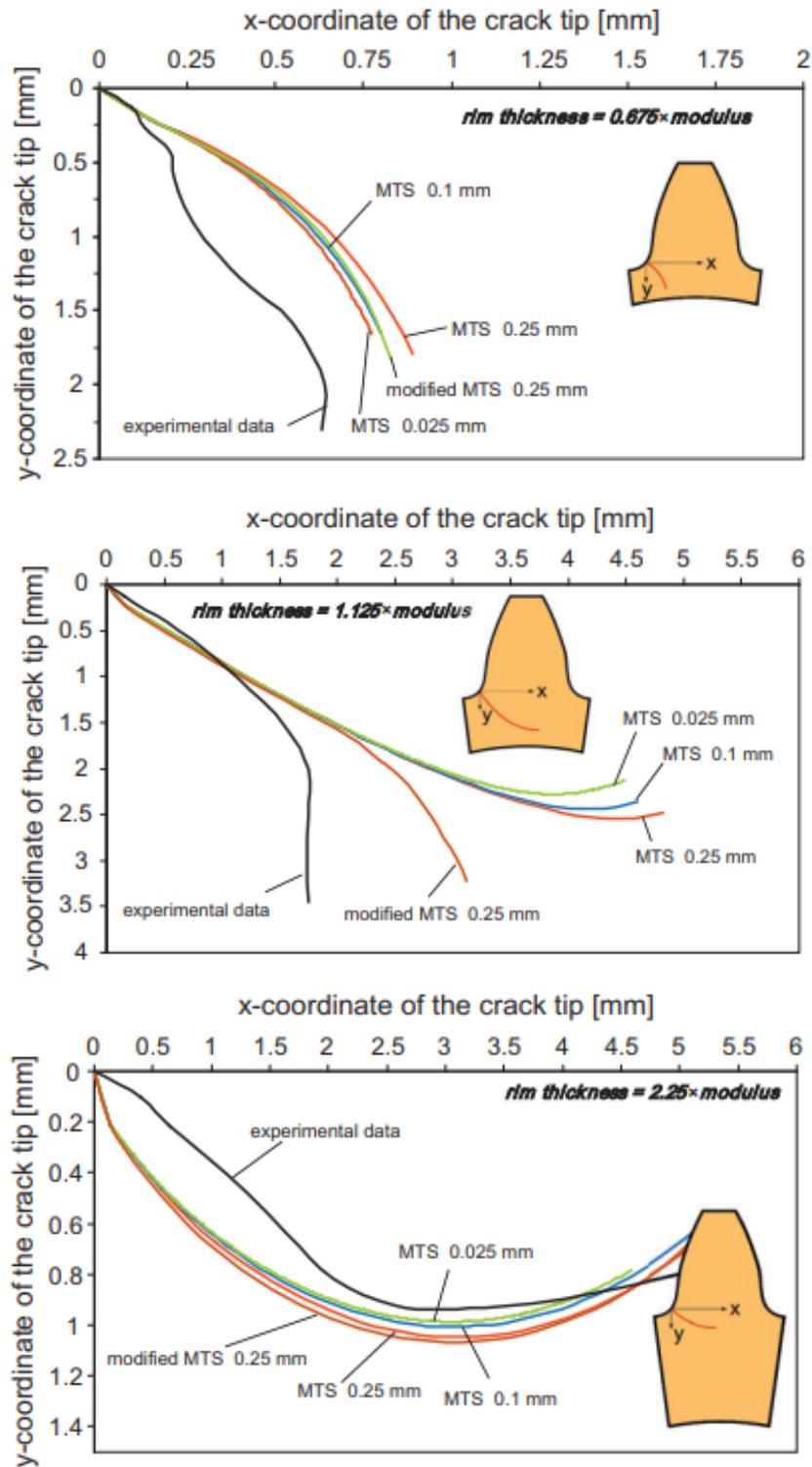


Figura 4.7: Propagazione di una cricca in base al rapporto di *backup* [13]

In maniera più rigorosa, i risultati sperimentali [30–32] dimostrano che:

- $b > 1$ : la cricca si sviluppa all'interno del dente, indipendentemente dalla sua posizione e orientazione iniziale;
- $0,4 < b \leq 1$ : la cricca potrebbe seguire entrambe le direzioni, più la posizione iniziale è lontana dal dente più vi è la probabilità che la cricca si propaghi alla base dente, portando ad una rottura catastrofica;
- $b \leq 0,4$ : la cricca si propaga nel bordo della ruota con conseguente rottura catastrofica, indipendentemente dalla sua posizione e orientazione iniziale.

Estendendo questi risultati alla *flexspline* di un riduttore armonico, come è stato fatto in [28], una buona progettazione della geometria della *flexspline* consiste nel considerare dei rapporti di *backup*  $b > 1.3$ , in modo da favorire la propagazione di un'eventuale cricca verso il dente, piuttosto che verso il bordo della *flexspline*, data la differenza di pericolosità assunta dalle due situazioni.

Però, nonostante queste considerazioni la realtà sperimentale mostra che in molte circostanze la cricca tende comunque a propagare verso il bordo della *flexspline*, come si può vedere nell'immagine di *figura 4.8*, causando dopo un certo numero di cicli di carico il collasso della struttura (*figura 4.9*).

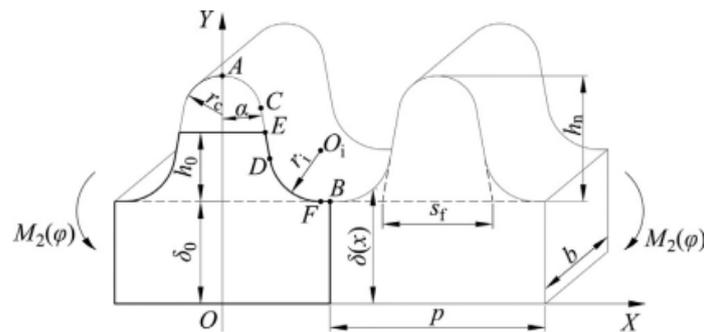
Questo può essere dovuto al fatto che la *flexspline*, a rigore, non può essere approssimata a una ruota dentata standard, come quelle su cui si basano tali studi, quindi si dovrebbero fare degli studi sullo sviluppo di una cricca proprio sui riduttori armonici per ottenere dei valori di *backup ratio* più attendibili per questo componente, che possano essere rappresentativi delle possibili direzioni di propagazione di una cricca alla radice di un dente.



Figura 4.8: Propagazione della cricca verso il bordo della *flexspline* [14]

Figura 4.9: Collasso fragile della *flexspline* [26]

Tale circostanza può essere legata al fatto che la propagazione di una cricca, oltre ad essere influenzata dalle caratteristiche geometriche del componente considerato, è anche fortemente dipendente dalle condizioni di carico a cui esso è sottoposto. Infatti, a tal proposito una possibile spiegazione può essere dedotta dall'immagine di *figura 4.10*, in cui è rappresentato uno schema di due denti contigui della *flexspline*, che risentono dell'azione di deformazione indotta dal *wave generator*, attraverso la nascita di due momenti flettenti di reazione ( $M_2(\varphi)$ ).

Figura 4.10: Schema di due denti contigui della *flexspline* [12]

Pertanto, ipotizzando la presenza di una cricca tra i due denti, in prima approssimazione si può considerare che l'azione da parte dei momenti flettenti produce lo stato tensionale di *figura 4.11*, favorendo la propagazione della cricca verso il bordo della *flexspline*, secondo il primo modo di apertura di una cricca, previsto dalla Meccanica della Frattura Lineare Elastica (MFLE) (*figura 4.12*). [27]

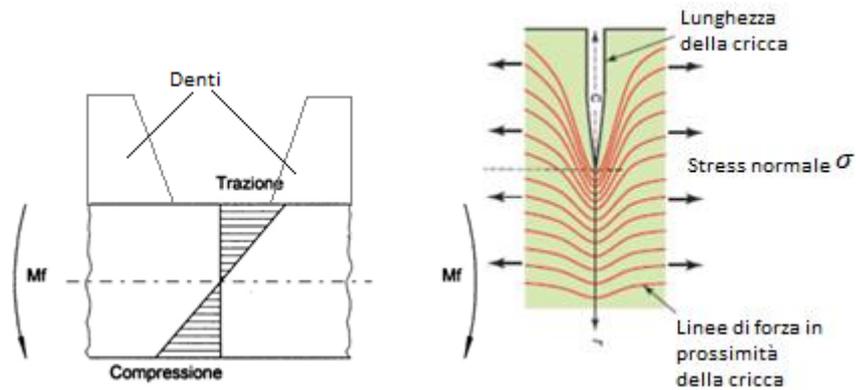


Figura 4.11: Stato tensionale indotto da flessione in prossimità della cricca [23]

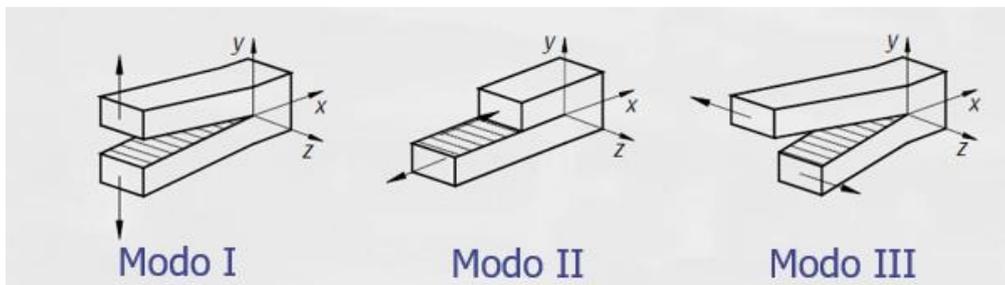


Figura 4.12: Le tre modalità di apertura di una cricca secondo MFLE [27]

Inoltre, contemporaneamente a quanto osservato finora, l'effetto combinato dello stato di sollecitazione radiale ( $q_r$ ) indotto dal *wave generator* sulla *flexspline* con quello tangenziale ( $q_t$ ) dovuto all'ingranamento con la *circular spline*, (figura 4.13), favoriscono l'apertura della cricca verso l'estremità vincolata della *flexspline*, ottenendo come risultato finale, raggiunte le condizioni critiche, il collasso fragile della struttura illustrato in figura 4.9.

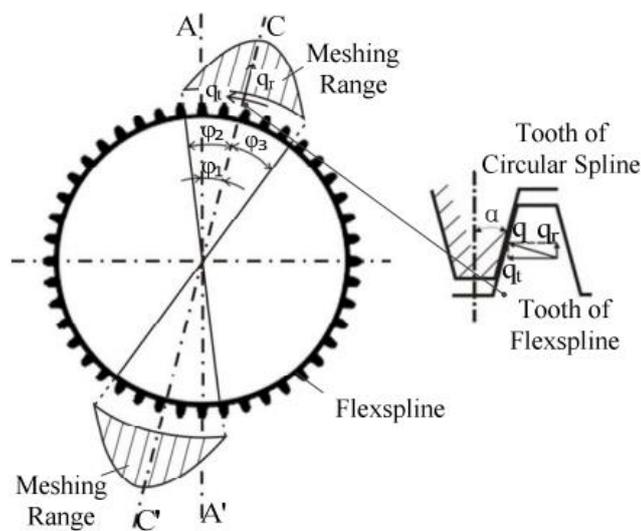


Figura 4.13: Stato di sollecitazione combinato sulla *flexspline* [24]

È doveroso puntualizzare, che questa trattazione è stata dedotta da considerazioni qualitative. Infatti, gli sviluppi di nucleazione e propagazione di una cricca in un componente sono influenzati da diversi fattori, tra cui la geometria dello stesso, i carichi in gioco, difetti nei materiali e molti altri ancora, che andrebbero maggiormente considerati per avere una ricostruzione più fedele di tutti gli stadi di propagazione della cricca fino al collasso della struttura.

Inoltre, l'approccio che si considera, per tener conto di una possibile direzione di propagazione complessiva della cricca, è basato nella scomposizione in step successivi di propagazione, analizzati separatamente. In questo modo, è possibile suddividere i vari stadi di sviluppo della cricca nelle diverse direzioni, favorendo un approccio di studio finalizzato a quello che è l'obiettivo ultimo del seguente lavoro, ossia cercare di valutare gli effetti separati indotti da ogni stadio di avanzamento della cricca sui parametri del riduttore armonico.

### **4.3 Influenza della presenza di una cricca sul riduttore armonico**

Come si è detto in più circostanze, per fare diagnostica secondo un approccio *model-based* è fondamentale modellare la possibile modalità di guasto all'interno del modello del sistema di studio o su una parte di esso.

Dopo aver descritto dei possibili meccanismi di degradazione, che possono interessare i riduttori armonici, identificando nella presenza di una cricca nella *flexspline* uno dei guasti più pericolosi, si vuole valutare come esso influisca sui parametri del riduttore armonico per poter introdurre tali effetti nel modello del robot.

Nel modello del robot considerato, i riduttori armonici sono rappresentati attraverso l'utilizzo di pochi parametri, descritti nel *paragrafo 3.4*, di cui il parametro direttamente influenzato dalla presenza di una cricca nella *flexspline* è sicuramente la rigidità torsionale del riduttore stesso, in quanto, la presenza di una cricca induce una riduzione delle superfici resistenti della struttura con conseguente perdita di tale rigidità.

Pertanto, l'obiettivo in questa sezione è riuscire ad ottenere un valore di riferimento di rigidità torsionale, rappresentativa della condizione limite di resistenza a cui si può spingere il riduttore, in presenza di una cricca critica nella *flexspline*. In modo da avere un campo di esplorazione del difetto, entro il quale, il sistema non ha ancora raggiunto il collasso definitivo.

Analogamente a quanto fatto nel *paragrafo 4.2.2*, per dedurre qualitativamente un possibile scenario sull'evoluzione di una cricca, sviluppatasi alla radice di un dente della *flexspline*, si vuole ora risalire a dei valori ragionevoli della riduzione di rigidità torsionale, attraverso informazioni reperibili da letteratura, sugli studi del comportamento in presenza di cricche di strutture simili alla *flexspline*. In questo modo si riesce a sopperire alla carenza di questa tipologia di informazioni, direttamente collegate ai

riduttori armonici, senza dover considerare un approccio troppo rigoroso, basato su procedimenti analitici, che può portare sicuramente a dei risultati più robusti ed affidabili, ma che in questa fase va oltre l'obiettivo di valutazione della possibilità di fare *fault detection* per tale modalità di guasto.

### **4.3.1 Relazione tra la perdita di rigidità e la dimensione della cricca alla radice di un dente in ruote dentate classiche**

Un punto di partenza significativo, per derivare dei primi riferimenti numerici sulla perdita di rigidità in presenza di una cricca nella *flexspline*, è rappresentato, in tal senso, dallo studio di ruote dentate classiche.

In letteratura, nelle ruote classiche, gli effetti della presenza di una cricca alla radice di un dente sono collegati alla perdita di una rigidità equivalente di trasmissione, rappresentativa della forza scambiata dai denti in presa durante l'ingranamento.

Come riportato in [15], tale rigidità è considerata come la serie di diversi contributi, che tengono conto di tutte le sollecitazioni scambiate da due ruote dentate durante la trasmissione, ovvero la rigidità a contatto hertziano, quella a flessione, quella a taglio e quella a compressione. Alcuni di questi contributi risultano essere direttamente influenzati dalla presenza di una cricca alla radice del dente, in quanto le sezioni resistenti risentono della presenza di tale cricca.

In *figura 4.14* è mostrato l'andamento della rigidità di trasmissione, *Time Varying Mesh Stiffness (TVMS)*, in funzione della posizione angolare assunta dalla ruota durante l'ingranamento, al variare di due parametri caratteristici della cricca: la dimensione della cricca e l'angolo di nucleazione della stessa.

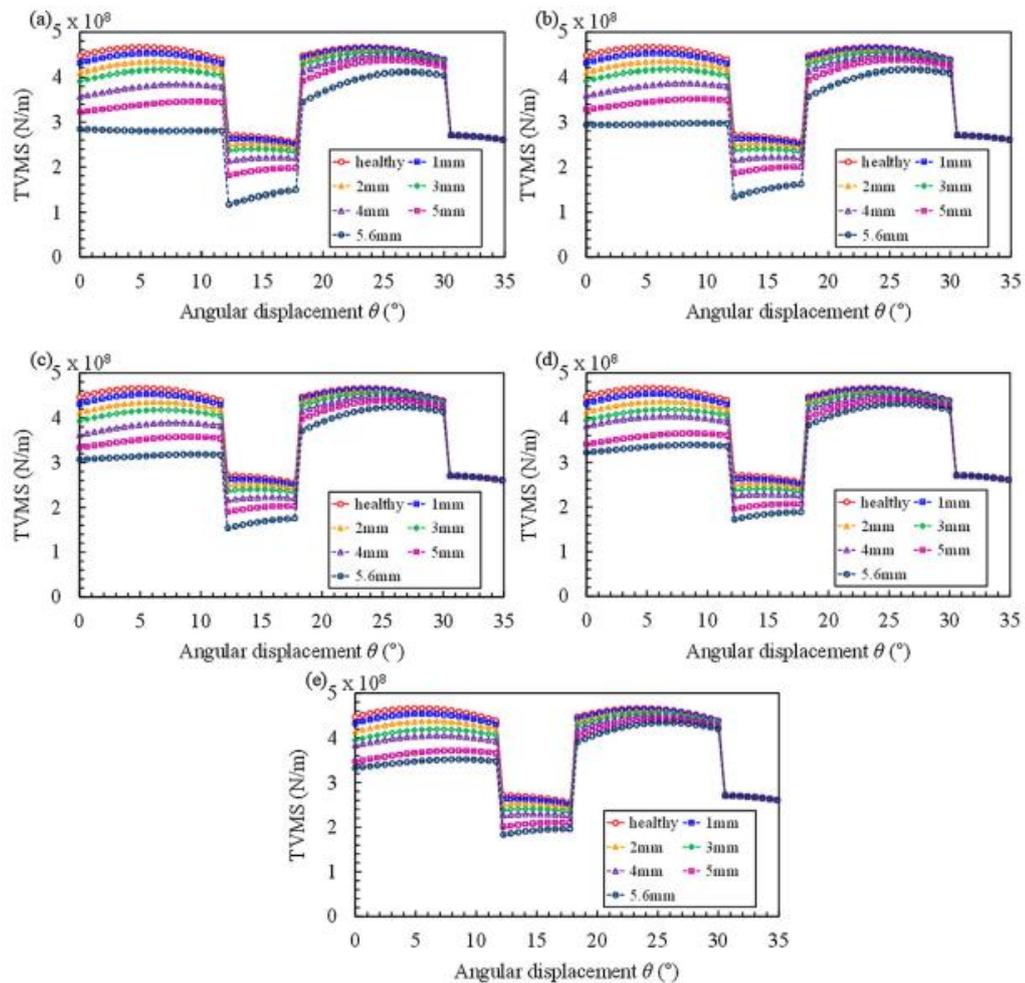


Figura 4.14: Andamento della rigidità dei denti in presa al variare dell'angolo di nucleazione della cricca (a)  $15^{\circ}$  (b)  $30^{\circ}$  (c)  $45^{\circ}$  (d)  $60^{\circ}$  (e)  $75^{\circ}$  [15]

Quello che si può dedurre dalla sequenza di immagini è, innanzitutto, che l'andamento della rigidità al variare della posizione angolare della ruota è dovuto al fatto che durante l'ingranamento, lungo l'arco di contatto, vi è un tratto in cui ci sono due coppie di denti in presa e un altro in cui si impegna solo una coppia di denti.

Quando ci sono due coppie di denti in presa la rigidità è maggiore rispetto al tratto in cui c'è una sola coppia impegnata.

Inoltre, per ogni grafico è associato un diverso angolo di nucleazione della cricca e in ciascuno di essi sono riportate cinque curve, ognuna associata ad una diversa dimensione della cricca, fino al valore critico di  $5.6 \text{ mm}$ .

Come si può intuire, più la dimensione della cricca aumenta maggiore sarà la perdita di rigidità. Mentre per quanto riguarda l'andamento della rigidità rispetto all'angolo di nucleazione della cricca, più esso è grande e minore risulta essere la perdita di rigidità, poiché la direzione di nucleazione della cricca è

verso il bordo della ruota. Quindi gli effetti di riduzione della superficie resistente saranno meno significativi.

In *tabella 4.3*, è riportata una tabella in cui possibile risalire proprio a dei valori di riduzione percentuale di questa rigidità, in funzione dei parametri della cricca:

Crack length (mm)	Change in the total mesh stiffness ( $\times 10^8$ N/m) (% change)									
	15°		30°		45°		60°		75°	
	$k_t$ , max	$k_t$ , min	$k_t$ , max	$k_t$ , min	$k_t$ , max	$k_t$ , min	$k_t$ , max	$k_t$ , min	$k_t$ , max	$k_t$ , min
0 (healthy)	4.66	2.71	4.66	2.71	4.66	2.71	4.66	2.71	4.66	2.71
1	4.52	2.63	4.52	2.63	4.53	2.63	4.53	2.63	4.54	2.63
	3.00	2.95	3.00	2.95	2.79	2.95	2.79	2.95	2.58	2.95
2	4.34	2.51	4.35	2.51	4.35	2.51	4.36	2.52	4.37	2.52
	6.87	7.38	6.65	7.38	6.65	7.38	6.44	7.01	6.22	7.01
3	4.17	2.38	4.17	2.38	4.18	2.38	4.18	2.38	4.19	2.39
	10.52	12.18	10.52	12.18	10.30	12.18	10.30	12.18	10.09	11.81
4	3.83	2.14	3.85	2.15	3.88	2.17	4.03	2.25	4.05	2.27
	17.81	21.03	17.38	20.66	16.74	19.93	13.52	16.97	13.09	16.24
5	3.42	1.81	3.48	1.86	3.54	1.90	3.62	1.96	3.69	2.01
	26.61	33.21	25.32	31.37	24.03	29.89	22.32	27.68	20.82	25.83
5.6	2.81	1.18	2.96	1.34	3.16	1.54	3.37	1.72	3.50	1.83
	39.70	56.46	36.48	50.55	32.19	43.17	27.68	36.53	24.89	32.47

Tabella 4.3: Variazioni percentuali della rigidità di ingranamento in funzione delle caratteristiche della cricca [15]

Come è possibile osservare dalla *tabella 4.3*, ad ogni coppia di valori, dimensione della cricca e angolo di nucleazione della stessa, sono associati altre due coppie di valori, la prima che riporta i valori di rigidità massima e minima ottenibili, mentre la seconda coppia riporta un intervallo di riduzione percentuale di rigidità, rispetto alle condizioni di salute, ossia ai valori di rigidità in assenza di cricca, presenti nella prima riga della tabella.

Nell'ultima riga della tabella sono riportati dei riferimenti limite della riduzione percentuale di rigidità, per diversi angoli di nucleazione della cricca. Questi valori possono rappresentare dei primi risultati da estendere al contesto di studio di un riduttore armonico.

In dettaglio, il risultato che viene estrapolato, da questa prima analisi, riguarda la riduzione di rigidità minima legata ad un angolo di nucleazione di  $75^\circ$ , ovvero circa 32%, perché rappresenta la perdita di rigidità limite più piccola, di una sola coppia di denti in presa, che ha portato a propagazione instabile della cricca. Tale considerazione permette di porsi verso lo studio del problema dal lato della sicurezza, poiché il valore scelto di perdita di rigidità, relativamente ad una sola coppia di denti in presa, è il più basso che si può avere in corrispondenza della dimensione critica della cricca. Infatti, tutti gli altri valori di perdita di rigidità di una sola coppia di denti in presa, per angoli di nucleazione diversi da  $75^\circ$ , sono maggiori di 32%. In altre parole, il campo di riduzione di rigidità che porta ad una condizione limite è più basso qualora si avesse un angolo di nucleazione della cricca di  $75^\circ$ .

### 4.3.2 Perdita di rigidità torsionale di un riduttore armonico con cricca alla radice di un dente della flexspline

Il risultato ottenuto nel precedente paragrafo, sulle ruote dentate classiche, fa riferimento alla riduzione della rigidità d'ingranamento di una sola coppia di denti in presa. Pertanto, per poter estendere tali risultati al contesto di studio che si sta considerando, di un riduttore armonico, c'è bisogno di convertire tale risultato in uno equivalente di perdita di rigidità torsionale del riduttore armonico, essendo l'unico parametro fisico su cui si può intervenire, per tener conto degli effetti di una cricca nella *flexspline*. Tali effetti comportano delle modifiche nei blocchi di *backlash*, come si può osservare dall'espressione (3.6).

In [16] è proposto un calcolo di prima approssimazione della rigidità torsionale di un riduttore armonico, a partire da tre contributi torsionali considerati in serie, ovvero quello della rigidità d'ingranamento tra *flexspline* e *circular spline*; quello della parte cilindrica della *flexspline*; ed infine, quello della rigidità radiale del cuscinetto a sfere del *wave generator*.

In dettaglio si avrà:

$$\frac{1}{K_{HD}} = \frac{1}{K_{ms}Z_R r_g^2 \cos^2(\alpha_t)} + \frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_b r_g^2 \cot^2(\alpha_t)} \quad (4.4)$$

Essendo:

- $K_{HD}$  la rigidità torsionale complessiva del riduttore armonico [Nm/rad];
- $K_{ms}$  la rigidità d'ingranamento di una sola coppia di denti in presa [N/m];
- $K_t$  la rigidità torsionale della *flexspline* [Nm/rad];
- $K_b$  la rigidità radiale del cuscinetto del *wave generator* [N/m];
- $Z_R$  il numero di denti della *flexspline* coinvolti nella trasmissione;
- $r_g$  il raggio della *flexspline* [m];
- $\alpha_t$  l'angolo del dente della *flexspline* [rad].

Sia  $K_{ms}$  che  $K_b$  non sono rigidità torsionali ma lineari; infatti, la loro unità di misura è  $\left[\frac{N}{m}\right]$  al posto di  $\left[\frac{Nm}{rad}\right]$ , quindi nell'espressione (4.4), esse vengono opportunamente convertite nei due contributi torsionali, poiché l'analisi sul riduttore armonico studiato in [16] è sviluppata dal punto di vista delle traslazioni dei componenti durante la trasmissione del moto e non delle rotazioni.

In questa seconda fase, sfruttando le informazioni geometriche e fisiche del riduttore armonico studiato in [16], e trasferendo il risultato di riduzione limite di rigidità d'ingranamento del 25%, determinata nell'analisi precedente, è stato possibile risalire ad un valore qualitativo di riduzione percentuale di rigidità torsionale in un riduttore armonico, mediante l'espressione (4.4).

Le informazioni del riduttore armonico dell'articolo [16] sono riportate in *tabella 4.4*. L'unico parametro che è stato considerato in maniera diversa, rispetto a quanto fatto nell'articolo, è il numero di denti in presa  $Z_R$ , in particolare, nell'articolo tale valore viene determinato attraverso un'analisi che sottostima di molto il numero di denti realmente coinvolto nella trasmissione, riportato in letteratura, che si è detto nel *paragrafo 4.2.2* essere circa il (20÷30) % dei denti della *flexspline*. Inoltre, in tabella sono stati inseriti anche i valori dei contributi torsionali, dati dai denti in presa,  $K_{m\_tors}$ , e dal cuscinetto del *wave generator*,  $K_{b\_tors}$ , essi si ottengono a partire dalle seguenti espressioni [16]:

$$\begin{cases} K_{m\_tors} = K_{ms} Z_R r_g^2 \cos^2(\alpha_t) \\ K_{b\_tors} = K_b r_g^2 \cot^2(\alpha_t) \end{cases} \quad (4.5)$$

$K_{ms} \left[ \frac{N}{m} \right]$	$5.28 \cdot 10^7$
$Z_R$	50
$K_m \left[ \frac{N}{m} \right]$	$2.64 \cdot 10^9$
$K_b \left[ \frac{N}{m} \right]$	$1 \cdot 10^8$
$K_t \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$	$3.05 \cdot 10^5$
$r_g [mm]$	35.3
$\alpha_t [^\circ]$	30
$K_{b\_tors} \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$	$3.73 \cdot 10^5$
$K_{m\_tors} \left[ \frac{Nm}{rad} \right]$	$2.46 \cdot 10^6$

Tabella 4.4: Dati del riduttore armonico analizzato in [16]

Pertanto, dai dati presenti in *tabella 4.4* e attraverso l'espressione (4.4) è stata determinata la rigidezza torsionale del riduttore armonico in condizioni di salute ( $K_{HD}$ ), essa è pari a  $15.70 \cdot 10^4 \frac{Nm}{rad}$ . Successivamente, considerando l'informazione di riduzione della rigidezza d'ingranamento del 32%, è stato calcolato il nuovo valore di rigidezza d'ingranamento in presenza di difetto, per una sola coppia di denti in presa ( $K'_{ms}$ ), di  $3.59 \cdot 10^7 \frac{N}{m}$ . Poiché, il numero di denti coinvolti nella trasmissione è ( $Z_R$ ) e il difetto interessa uno solo di questi, è stata determinata la nuova rigidezza complessiva d'ingranamento data:

$$K'_m = K'_{ms} + (Z_R - 1)K_{ms} \quad (4.6)$$

pari a  $2.62 \cdot 10^9 \frac{N}{m}$ . Di seguito, considerando nuovamente l'espressione (4.4), si è calcolato il nuovo valore di rigidezza torsionale del riduttore ( $K'_{HD}$ ), però questa volta con l'influenza del difetto, pari a  $15.69 \cdot 10^4 \frac{Nm}{rad}$ . Infine, è stato possibile derivare la riduzione percentuale della rigidezza torsionale del riduttore dal confronto tra  $K'_{HD}$  e  $K_{HD}$ . Tale riduzione è pari allo 0.03%. Essa assume un valore molto basso, poiché avendo considerato la rigidezza torsionale del riduttore, come risultato della serie di tre contributi torsionali,  $K_{b\_tors}$ ,  $K_t$  e  $K_{m\_tors}$ , l'influenza maggiore è data dai contributi più bassi, ossia  $K_{b\_tors}$  e  $K_t$ .

Siccome il contributo torsionale da parte dei denti in presa è circa un ordine di grandezza più grande, rispetto agli altri due contributi, ne deriva che la rigidezza torsionale del riduttore è meno sensibile ad una sua variazione, fin quanto esse rimangono piccole.

Invece il secondo fattore, per cui tale riduzione è così bassa, è legato proprio al fatto che la variazione di rigidezza d'ingranamento è molto bassa, perché la riduzione del 25% fa riferimento solo al dente in cui è presente il difetto e siccome, nei riduttori armonici il numero di denti in presa è molto alto, circa il (20÷30) % dei denti della *flexspline*, questa riduzione sarà poco significativa rispetto alla rigidezza d'ingranamento complessiva.

Pertanto, cercando di riassumere i risultati ottenuti da un punto di vista qualitativo, si può dedurre che, fin quanto la cricca resta confinata nella zona d'ingranamento, la riduzione di rigidezza torsionale del riduttore armonico è trascurabile.

### 4.3.3 Relazione tra la perdita di rigidezza torsionale e la dimensione di una cricca in un guscio cilindrico a pareti sottili

Il secondo stadio di propagazione della cricca si può considerare verso l'estremità vincolata della *flexspline*, determinato, come già detto nel *paragrafo 4.2.2*, dall'effetto combinato dello sforzo di torsione, dovuto all'ingranamento con la *circular spline*, e della flessione rispetto all'estremità fissa, indotta dal *wave generator*.

L'analisi è stata sviluppata analogamente a quanto fatto nel *paragrafo 4.3.1*, in dettaglio, siccome lo stato di avanzamento della cricca si suppone abbia raggiunto la parte cilindrica della *flexspline*, si studia il comportamento di un guscio cilindrico a pareti sottili, criccato superficialmente, che presenta proprietà strutturali simili a quelle della *flexspline*.

In [17] è stata condotta un'analisi, con l'utilizzo del software di calcolo *Ansys*, sul comportamento alle vibrazioni di un guscio cilindrico con una cricca in superficie. Tale studio è finalizzato alla determinazione dell'andamento delle

frequenze proprie di alcuni modi di vibrare del guscio, in funzione della dimensione della cricca.

Uno dei risultati più interessanti è descritto dal grafico di *figura 4.15*.

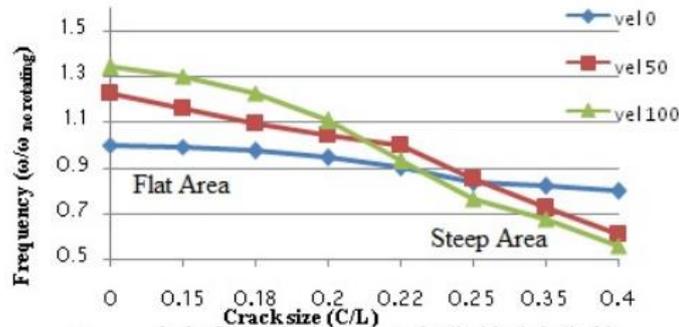


Figura 4.15: Andamento della pulsazione naturale del primo modo di vibrare di un guscio cilindrico, al variare della dimensione della cricca e della velocità di rotazione del guscio [17]

In questo grafico è riportato in ordinata il rapporto tra la pulsazione naturale, del primo modo di vibrare di un guscio cilindrico, con un valore di riferimento,  $\omega_{no\ rotating}$ , rappresentativo della pulsazione naturale in assenza di cricca sulla superficie del guscio e con velocità di rotazione nulla. Invece, in ascissa è riportato il rapporto tra la dimensione della cricca  $C$  con la lunghezza del guscio  $L$ .

Si considerano tre diversi andamenti al variare delle possibili velocità di rotazioni del guscio.

La curva su cui ci si sofferma è quella blu, la quale fa riferimento alla condizione operativa di velocità nulla, perché nel confronto del guscio con la *flexspline*, quest'ultima avendo un'estremità vincolata al giunto del robot risulta ferma durante la trasmissione del moto.

Quello che si può osservare dall'andamento di tale curva è che la pulsazione naturale del guscio tende a diminuire con l'aumento della dimensione della cricca. Questo andamento è dovuto al fatto che all'aumentare della dimensione della cricca le sezioni resistenti del guscio diminuiscono e con una relativa riduzione di rigidità dell'intera struttura, e conseguentemente riduzione della pulsazione naturale del sistema, calcolata per mezzo della relazione:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{tors}}{J}} \quad (4.7)$$

Dove  $K_{tors}$  e  $J$  rappresentano rispettivamente la rigidità torsionale ed il momento d'inerzia della struttura.

I risultati di *figura 4.15*, presi singolarmente non permettono di ottenere un risultato rappresentativo di condizioni critiche, pertanto, vengono combinati con quelli di *figura 4.16*, in cui è stato riportato l'andamento del fattore d'intensificazione delle tensioni  $K_I$ , che rappresenta, nell'ambito della

meccanica della frattura, il valore discriminante più importante per determinare le condizioni di collasso fragile di una struttura criccata.

In tal senso, l'informazione che si può evincere, dal grafico di *figura 4.16*, è che quando la cricca raggiunge circa il 35% dell'intera lunghezza del guscio, in corrispondenza dell'ascissa C35, si ha una brusca riduzione del fattore  $K_I$ , che può essere associato al collasso fragile della struttura.

Dunque, entrando nel grafico di *figura 4.15* con un rapporto C/L pari a 0,35, si ottiene una riduzione della pulsazione naturale del guscio rispetto a quella di riferimento  $\omega_{no\ rotating}$ , pari circa al 20%. Inoltre, attraverso l'espressione (4.7), supponendo che l'inerzia rimanga costante, è possibile risalire ad una riduzione della rigidezza torsionale di circa il 36%.

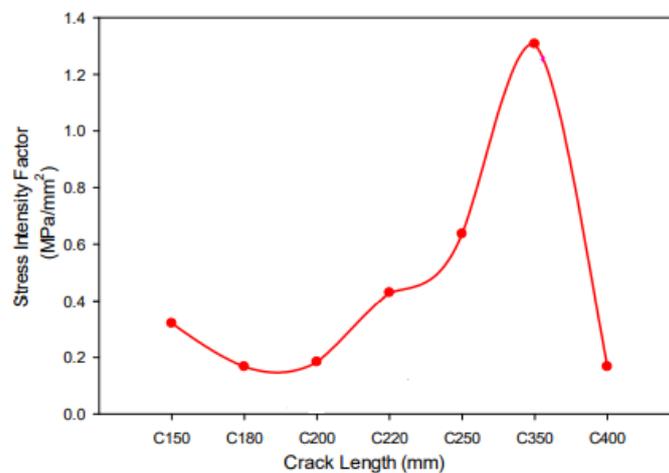


Figura 4.16: Andamento di  $K_I$  in funzione della dimensione della cricca [17]

#### 4.3.4 Perdita di rigidezza torsionale di un riduttore armonico con cricca nella struttura cilindrica della *flexspline*

Il riferimento qualitativo della perdita di rigidezza torsionale in un guscio cilindrico con cricca critica in superficie viene rapportato, al caso di studio del riduttore armonico, come già presentato nel *paragrafo 4.3.2*. Pertanto, riprendendo l'espressione (4.4), si considera il contributo  $K_t$  di rigidezza torsionale della struttura cilindrica della *flexspline*, che, secondo quanto discusso nel *paragrafo 4.3.3*, risente, in presenza del difetto, di una riduzione del 36% rispetto al valore nominale.

Quindi, a partire dai dati di *tabella 4.4*, il nuovo valore di  $K_t$  risulta pari a  $1.95 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad}$  e dall'espressione (4.4), il valore della rigidezza torsionale del riduttore in presenza del difetto risulta essere di  $1.22 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad}$ . Dunque, rispetto al corrispondente valore in condizioni nominali, determinato nel

*paragrafo 4.3.2*, questo nuovo stadio di avanzamento della cricca ha comportato una riduzione di rigidità torsionale del riduttore pari circa al 20%.

Questo risultato è strettamente legato alle considerazioni fatte nel *paragrafo 4.3.2*, ossia che siccome la rigidità torsionale del riduttore è calcolata come serie di tre contributi torsionali, secondo l'espressione (4.4), l'influenza maggiore è dovuta al contributo più basso. Infatti, come si può vedere dalla *tabella 4.4*, il valore di  $K_t$  è più piccolo degli altri due contributi,  $K_{m\_tors}$  e  $K_{b\_tors}$ , quindi la rigidità torsionale del riduttore è più sensibile alle sue variazioni.

Il risultato di riduzione di rigidità torsionale, così ottenuto, viene esteso al riduttore armonico del giunto di spalla, come riferimento limite a cui ci si può spingere nel considerare l'influenza di tale modalità di guasto nel modello del robot.

## 4.4 Analisi dei risultati di simulazione in presenza della modalità di guasto nel riduttore armonico

La parte di simulazione è strutturata nel seguente modo: inizialmente si introduce nel modello del robot la modalità di guasto studiata, relativa alla presenza di una cricca nella *flexspline* del riduttore armonico del giunto di spalla. Per farlo si riduce il parametro di rigidità torsionale del riduttore entro il limite del 20%, valore individuato nello studio di ricerca precedentemente.

Successivamente è stata scelta una traiettoria del robot da simulare, rappresentativa dei movimenti eseguiti da questa tipologia di robot durante le operazioni di *pick-and-place*. In particolare, tale traiettoria è stata scelta rispetto ad altre quattro traiettorie, usate in fase di validazione del modello del robot in [8]. In essa il robot realizza dei movimenti per cui, la coppia trasmessa dal giunto di spalla raggiunge i valori più alti e siccome, tale coppia è direttamente collegata al parametro di rigidità, influenzato a sua volta dalla presenza della cricca. Pertanto, si potrebbero manifestare, in modo più marcato, gli effetti del guasto sui segnali analizzati.

Dopo aver realizzato delle simulazioni usando i parametri nominali del modello e delle condizioni di guasto con diversi valori di riduzione di rigidità, sono stati confrontati i segnali così ottenuti.

Di seguito, vengono riportati i risultati di simulazione di due segnali del giunto di spalla, ovvero la corrente di quadratura e il delta di posizione angolare tra monte e valle del riduttore. In particolare, tali grandezze vengono determinate a partire da segnali che possono essere misurati dalla sensoristica che monta il robot, infatti la corrente di quadratura viene calcolata a partire dalle correnti di fase, moltiplicando quest'ultime per la matrice di *Clarke-Park*.

Il delta di posizione angolare, invece è dato dalla differenza tra la posizione angolare del rotore con quella del giunto moltiplicata per il rapporto di trasmissione, anche esse misurabili dalla sensoristica del robot. Inoltre, sono

stati scelti questi segnali perché sono tra quelli maggiormente collegati alla rigidità torsionale del riduttore, l'unico parametro influenzato dalla presenza del guasto. La corrente di quadratura è responsabile della nascita di coppia elettromagnetica, in base a quanto detto nel *paragrafo 3.1.2*, che deve bilanciare la coppia resistente trasferita dal riduttore attraverso l'equilibrio dinamico al rotore (3.5), e siccome, secondo l'espressione (3.6), tale coppia è direttamente determinata dalla rigidità torsionale, allora anche la corrente di quadratura dovrebbe risentire delle variazioni di tale parametro. Mentre, il delta di posizione angolare risulta essere proprio direttamente collegato con la rigidità torsionale del riduttore, mediante l'espressione (3.6), relativa alla coppia trasmissibile dal riduttore.

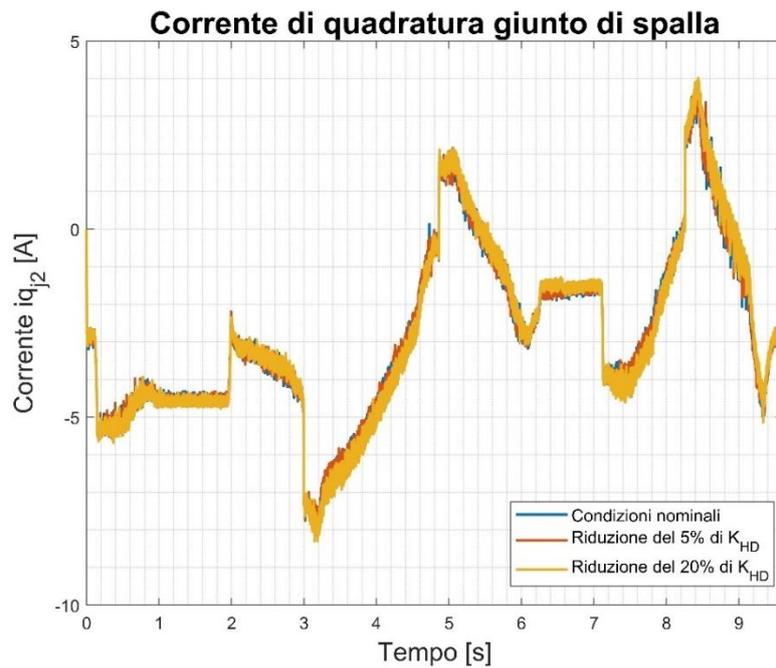


Figura 4.17: Confronto tra i segnali di corrente di quadratura del giunto di spalla

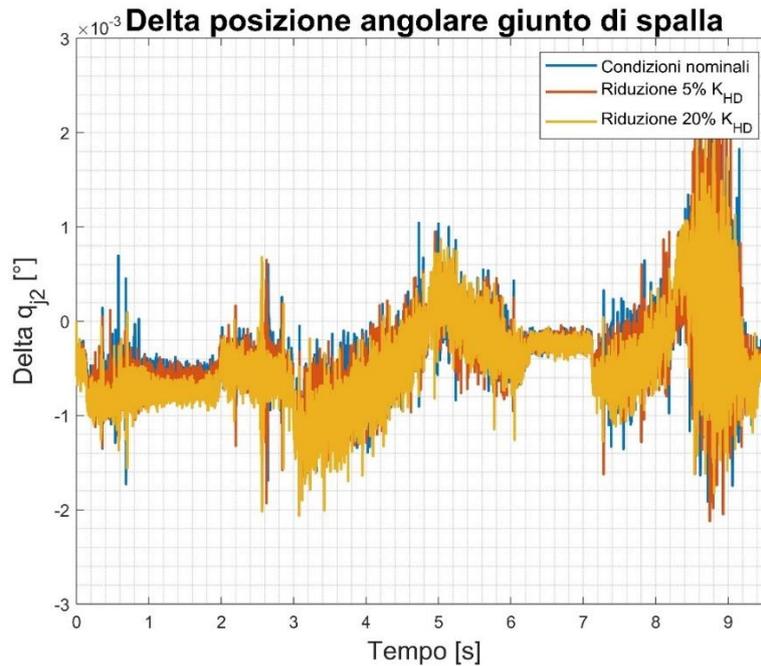


Figura 4.18: Confronto tra i segnali di delta posizione angolare a monte e valle del riduttore del giunto di spalla

Sono state considerate due diverse riduzioni di rigidità torsionale rispetto al valore nominale, una del 5% rappresentativa di uno stato di propagazione della cricca ancora non critica e l'altra del 20%, rappresentativa delle condizioni limite raggiungibili. In entrambi i grafici quello che emerge è che i segnali ottenuti dalla simulazione in presenza del guasto si sovrappongono abbastanza fedelmente con i corrispondenti segnali in condizioni nominali, probabilmente ciò è dovuto al controllo, che nel tentativo di far seguire ai giunti l'andamento del set di posizione, tende a correggere eventuali anomalie indotte dal guasto sui segnali considerati.

Per i segnali relativi al delta di posizione angolare è maggiormente apprezzabile la presenza di un piccolo *offset* rispetto alle condizioni nominali, che aumenta con l'incremento della riduzione di rigidità torsionale del riduttore. Tale circostanza può dipendere dal fatto che, poiché la rigidità torsionale e il delta di posizione sono legati alla coppia trasmessa dal riduttore, attraverso l'espressione (3.6), a fronte della riduzione dell'una si avrà l'aumento dell'altra, in quanto la coppia da trasmettere ai giunti deve permettere di far seguire fedelmente il set di posizione, sia in condizioni nominali che di guasto, vedi *figura 4.19*. Nonostante ciò, tali *offset* risultano essere molto piccoli, inferiori al millesimo di grado, tanto da non poter essere presi in considerazione per fare *fault detection*, poiché durante la misurazione da parte della sensoristica, potrebbero essere facilmente coperti o da eventuali disturbi esterni, o da variazioni più significative, indotte da parte di altri guasti. A tal proposito, una delle prerogative che si vuole perseguire nel fare *fault detection* è l'estrapolazione di un indice di salute con alto grado di correlazione ed

accuratezza rispetto ad un determinato guasto, in modo da essere il più possibile rappresentativo del guasto considerato. Affinché ciò si verifichi, è necessario che i segnali scelti per fare estrazione di *feature*, presentino anomalie significative rispetto ai corrispettivi segnali in condizioni nominali, cosa che non si realizza nel caso appena descritto.

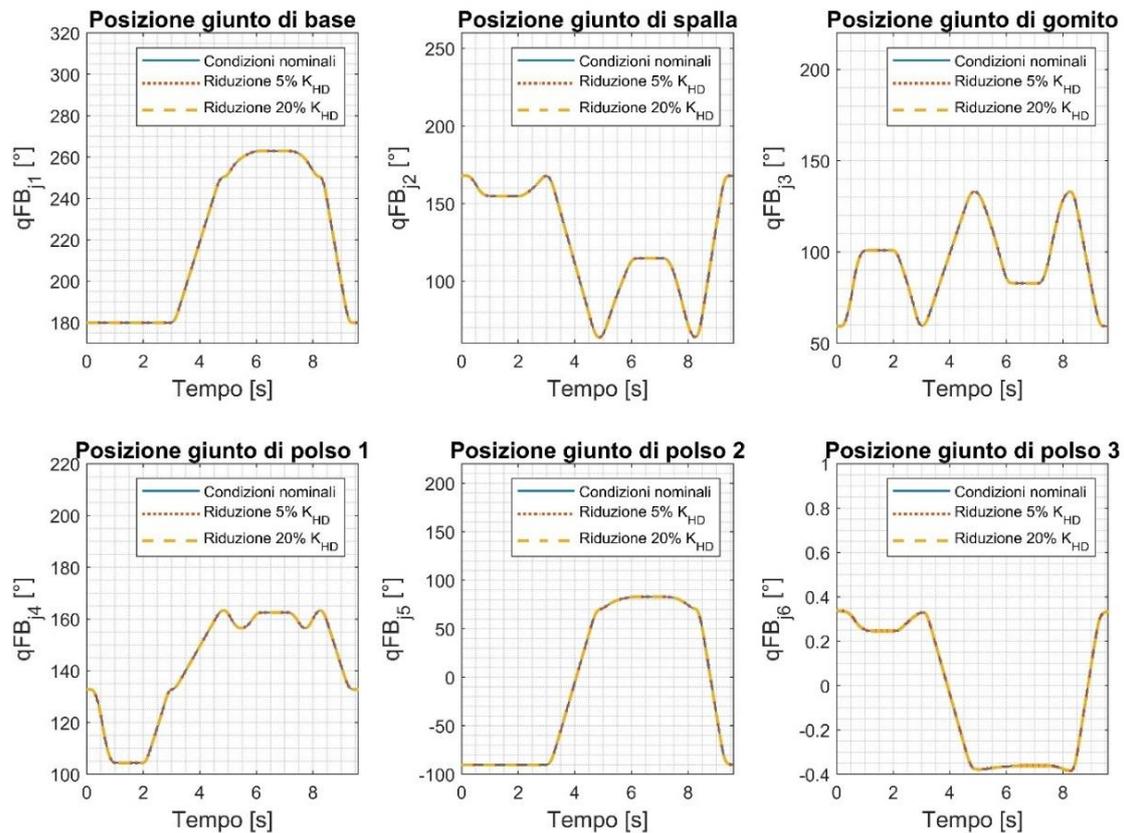


Figura 4.19: Confronto tra i segnali di posizione di feedback dei giunti del robot

In *figura 4.20* è riportato l'andamento dell'errore sulla posizione del TCP delle due diverse situazioni di guasto rispetto alla condizione nominale. Le due rette orizzontali rappresentano le caratteristiche di ripetibilità di due serie di robot prodotte dalla *Universal Robots*, ossia la capacità del robot di raggiungere sempre lo stesso punto a parità di input imposto. Quello che si può osservare in figura è che quando la riduzione di rigidità aumenta, l'errore commesso sulla posizione del TCP aumenta, tanto che con una riduzione del 20% ci sono degli istanti di tempo, in cui tale errore supera il limite di ripetibilità caratteristica dei robot della *e-Series*, il che significa che per questi robot con un guasto di questa natura sarebbe visibile l'errore sul TCP. Tale considerazione non vale per il robot UR5 studiato in questa tesi, perché esso appartiene alla *CB-Series*.

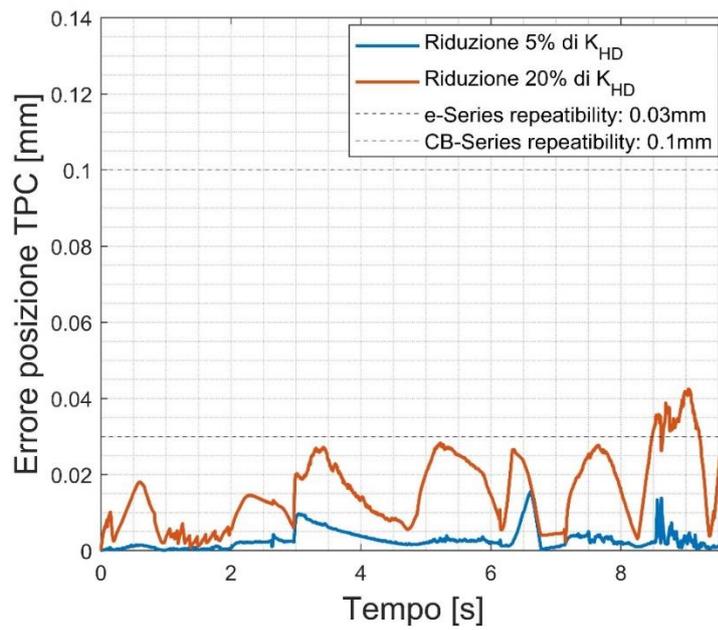


Figura 4.20: Errore posizione TCP

# Capitolo 5

## Modello a cunei equivalente di riduttore armonico

Nel capitolo precedente si è giunti alla conclusione che, con il modello di riduttore armonico semplificato presentato nel *paragrafo 3.4*, non è possibile fare *fault detection*, sulla modalità di guasto, relativa alla presenza di una cricca nella *flexspline* del riduttore armonico del giunto di spalla del robot.

In particolare, oltre ai problemi che sono stati già evidenziati, legati principalmente alla bassa influenza del guasto su alcuni segnali che possono essere monitorati, un ulteriore limite da non trascurare, riscontrato in quest'analisi, è che il modello usato per simulare il comportamento dei riduttori necessita di un livello di accuratezza maggiore. Infatti, sono stati considerati solo pochi e semplici parametri, di cui la rigidità torsionale ne è l'unico direttamente interessato dalla presenza del guasto analizzato.

A tal proposito, un'analisi PHM relativa ad un possibile guasto, mediante approccio *model-based*, necessita di un modello dettagliato soprattutto del componente su cui si vuole condurre tale analisi, anche nell'ottica di poter inserire in quest'ultimo modelli più rappresentativi dei meccanismi di degradazione indotti dal guasto.

Pertanto, l'obiettivo di questo capitolo è quello di proporre un modello di riduttore armonico, di seconda approssimazione, che permetta di tener conto delle proprietà fisiche dei componenti del riduttore e di conseguenza, del comportamento dinamico di ciascuno di essi durante la trasmissione del moto.

Questo modello, nonostante la sua semplicità, permette di incrementare il numero di gradi di libertà del sistema, introducendo nuovi modi di vibrare associati a ciascun componente del riduttore stesso. Quindi, considerando l'influenza di eventuali guasti sui parametri fisici di ciascun componente è possibile pensare di valutare l'analisi di alcuni segnali nel dominio delle frequenze, poiché queste sono direttamente collegate ai parametri fisici del sistema, risentendo anch'esse dei guasti considerati.

## 5.1 Descrizione del modello matematico di un riduttore armonico

Il modello di riduttore armonico proposto è basato su un modello già presente in letteratura [16], in cui vengono messe in evidenza le interazioni interne tra i vari componenti del riduttore. In particolare, il meccanismo di trasmissione del riduttore è stato sviluppato linearmente, associando al moto rotatorio di ciascun componente l'equivalente in termini di traslazione, come si può vedere dall'immagine di *figura 5.1*.

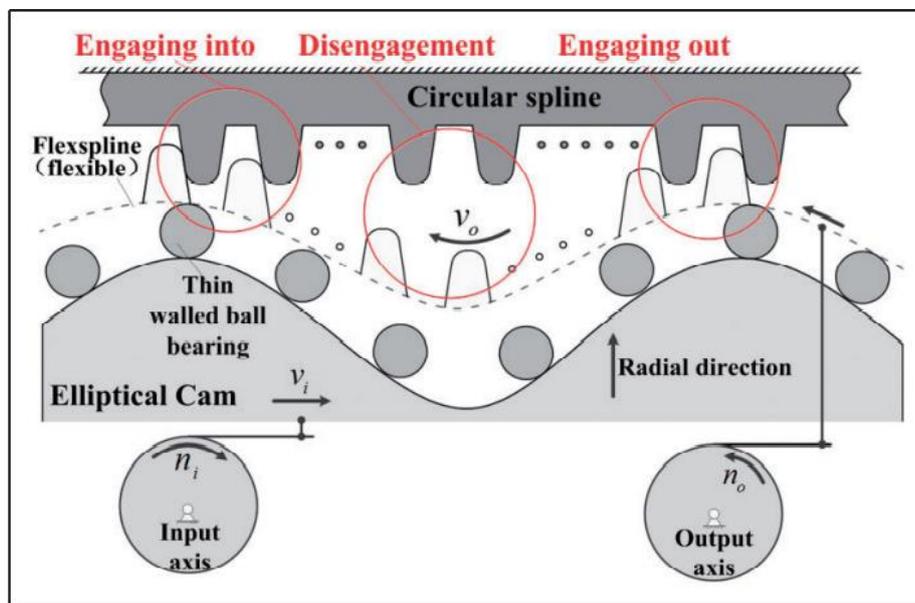


Figura 5.1: Schema linearizzato della trasmissione armonica [16]

Tale schema linearizzato permette di descrivere il principio di funzionamento di un riduttore armonico, mettendo in luce sia la deformazione ciclica indotta dal *wave generator* sulla *flexspline*, che la condizione d'impegno durante l'ingranamento tra i denti di *flexspline* e *circular spline*.

Analizzando meglio il comportamento di ciascun componente del riduttore, si ha che, quando la camma ellittica trasla, costringe la *flexspline* a deformarsi per via della spinta del cuscinetto a sfere a parete sottile, di conseguenza una porzione dei denti di quest'ultima si impegna con quelli della *circular spline*, permettendo la trasmissione del moto verso l'albero di uscita.

Come è già stato spiegato nel *paragrafo 4.1.1*, la modalità di funzionamento di un riduttore armonico può essere duplice, in base a come vengono montati la *flexspline* e la *circular spline* rispetto alla linea di trasmissione. A tal proposito, il riduttore presentato nell'articolo viene studiato considerando la *circular spline* bloccata e la *flexspline* collegata all'albero in uscita, come si può osservare dalla *figura 5.1*. Invece, per i riduttori usati nei giunti del robot UR5

la situazione è opposta, pertanto bisognerà riadattare il modello a tale condizione di funzionamento.

Una schematizzazione della linea di trasmissione, che si realizza nei giunti del robot, è rappresentata in *figura 5.2*.

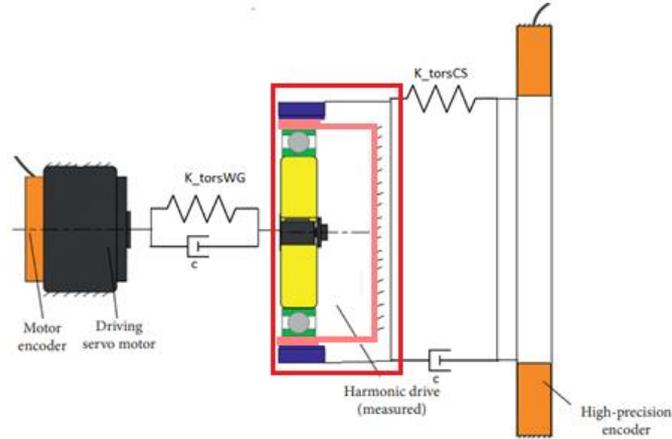


Figura 5.2: Schema della linea di trasmissione nel giunto del robot UR5

Come si può osservare, sono state considerate a monte e a valle del riduttore una rigidezza torsionale e un coefficiente di smorzamento viscoso, rappresentativi della trasmissione di coppia che avviene tra motore e *wave generator* e tra *circular spline* e trasduttore di posizione. Tuttavia il modello introdotto nell'articolo [16] riguarda solo la parte del riduttore armonico (*figura 5.3*), ossia quella che nello schema di *figura 5.2* è evidenziata in rosso. La scelta di tener conto di rigidezze e smorzamenti di trasmissione è legata al fatto che si è voluto considerare un modello a tre gradi di libertà, per il quale si distinguono le tre inerzie di ciascun componente, cosa che non è stata fatta nel modello dell'articolo, in cui l'inerzia del *wave generator* è considerata parte integrante di quella del rotore e quella della *circular spline* è trascurata, in quanto tale elemento è supposto fisso.

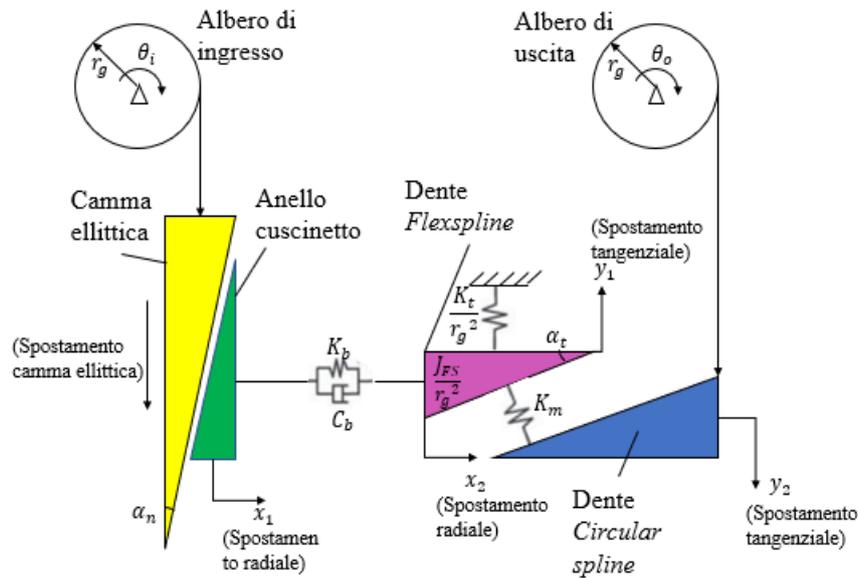


Figura 5.3: Schema ai cunei equivalenti del riduttore armonico

In figura 5.3, è riportato lo schema ai cunei equivalenti, introdotto in [16] per descrivere il comportamento dei componenti del riduttore armonico durante la trasmissione del moto. In particolare, i cunei rosa e blu sono rispettivamente rappresentativi dei denti in presa di *flexspline* e *circular spline*, infatti l'angolo del cuneo  $\alpha_t$  è proprio uguale a quello del profilo dei denti, mentre i cunei giallo e verde sono rappresentativi del *wave generator*, ossia della camma ellittica e del cuscinetto a sfere che lo compongono. La rappresentazione anche di quest'ultimo componente con dei cunei è dovuta ad una coerenza di scrittura del modello, rispetto agli altri due componenti, e l'angolo di tale cuneo  $\alpha_n$  è considerato in modo da tener conto del rapporto di trasmissione realizzato dal riduttore. Quindi, tale schema permette di fare l'analisi dinamica della *flexspline*, tenendo conto dell'interazioni con *wave generator* e *circular spline*. I parametri fisici e geometrici associati a questo nuovo modello sono:

- $r_g$  raggio della *flexspline* [m];
- $\theta_i$  posizione angolare del *wave generator* [rad];
- $\theta_o$  posizione angolare della *circular spline* [rad];
- $\alpha_t$  l'angolo d'inclinazione dei denti [rad];
- $\alpha_n$  l'angolo del cuneo rappresentativo della camma ellittica, esso è legato ad  $\alpha_t$  e al rapporto di trasmissione  $\tau$ , attraverso la relazione  $\alpha_n = \arctan\left(\frac{1}{\tau \cdot \tan(\alpha_t)}\right)$  [rad];
- $K_b$  e  $C_b$  sono rispettivamente la rigidezza radiale [N/m] e il coefficiente di smorzamento viscoso [Ns/m] del cuscinetto del *wave generator*;
- $K_t$  è la rigidezza torsionale della componente cilindrica della *flexspline* [Nm/rad];

- $K_m$  è la rigidezza dei denti in presa tra *flexspline* e *circular spline* [N/m].
- $J_{FS}$  è il momento di inerzia della *flexspline* [Kg $m^2$ ]

Mentre, gli spostamenti dei componenti che si realizzano durante la trasmissione sono:

- $x_1$  lo spostamento radiale dell'anello sottile del cuscinetto [m];
- $x_2$  lo spostamento radiale dell'estremità libera della *flexspline*, durante la deformazione ellittica [m];
- $y_1$  lo spostamento tangenziale dell'estremità libera della *flexspline*, indotta dalla deformazione torsionale [m];
- $y_2$  lo spostamento tangenziale della *circular spline* [m].

### 5.1.1 Diagrammi di corpo libero ed equazioni di equilibrio dinamico del sistema

In figura 5.4, è stato riportato il diagramma di corpo libero della *flexspline*, attraverso il quale è possibile considerare le equazioni di equilibrio dinamico della *flexspline* in direzione radiale e tangenziale.

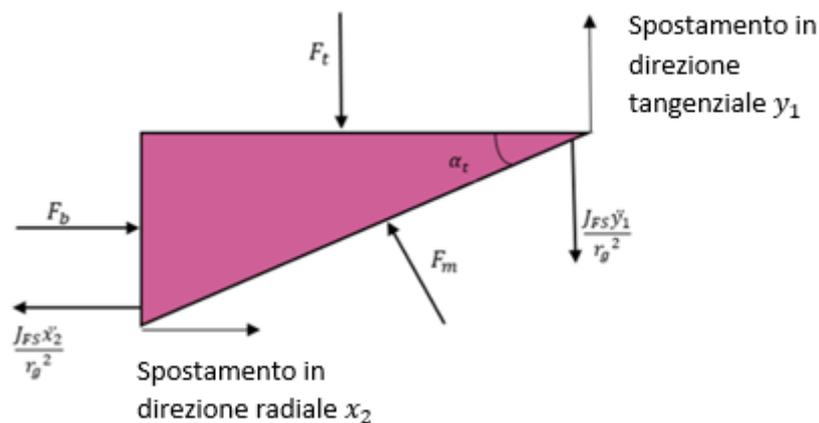


Figura 5.4: Diagramma di corpo libero della *flexspline*

Dove:

- $F_m$  è la forza scambiata tra *flexspline* e *circular spline* attraverso i denti in presa;
- $F_b$  è la forza scambiata tra *wave generator* e *flexspline*;
- $F_t$  è la forza di richiamo elastica tra la superficie libera della *flexspline* rispetto a quella vincolata.

Tali forze possono essere scritte nel seguente modo:

$$\begin{cases} F_m = -K_m \cdot (y_2 \cos(\alpha_t)) + K_m \cdot (-y_1 \cos(\alpha_t) + x_2 \sin(\alpha_t)) \\ F_b = -K_b \cdot (x_2 - x_1) - C_b \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) \\ F_t = \frac{K_t \cdot y_1}{r_g^2} \end{cases} \quad (5.1)$$

Per determinare  $F_m$  si è considerata la deformazione della molla espressione della rigidezza di ingranamento, in particolare tale deformazione è legata agli spostamenti  $x_2$ ,  $y_1$ , e  $y_2$  attraverso l'angolo  $\alpha_t$ , poichè la rigidezza di ingranamento è inclinata di un angolo  $\alpha_t$  rispetto alla direzione radiale.

L'espressione di  $F_b$  è data sia dal contributo elastico dovuto alla deformazione della rigidezza  $K_b$ , che da quello smorzante, attraverso il coefficiente di smorzamento viscoso  $C_b$ .

Infine,  $F_t$  è data solo dal contributo elastico dovuto alla deformazione di  $K_t$ , il quale però essendo un contributo torsionale viene diviso prima per il raggio della *flexspline* al quadrato e poi moltiplicato per lo spostamento  $y_1$ .

Da cui si può scrivere il seguente sistema:

$$\begin{cases} x_1 = \theta_i r_g \tan(\alpha_n) \\ y_2 = \theta_o r_g \\ -K_b(x_2 - x_1) - C_b(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - \frac{J_{FS}\ddot{x}_2}{r_g^2} = \\ = -K_m(y_2 \cos(\alpha_t)) \sin(\alpha_t) + K_m \cdot (-y_1 \cos(\alpha_t) + x_2 \sin(\alpha_t)) \sin(\alpha_t) \\ \frac{K_t y_1}{r_g^2} = -\frac{J_{FS}\ddot{y}_1}{r_g^2} - K_m(y_2 \cos(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) + K_m(-y_1 \cos(\alpha_t) + x_2 \sin(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) \end{cases} \quad (5.2)$$

Le prime due equazioni del sistema (5.2) permettono di convertire le grandezze angolari in ingresso e uscita del riduttore, rispettivamente nello spostamento radiale del cuscinetto del *wave generator* e nello spostamento tangenziale della *circular spline*.

Invece, le ultime due definiscono l'equilibrio dinamico della *flexspline*, rispettivamente nelle direzioni di deformazione radiale e tangenziale.

Dal sistema (5.2) è possibile determinare gli spostamenti incogniti della *flexspline* durante la trasmissione,  $y_1$  e  $x_2$ .

Successivamente sono stati considerati i diagrammi di corpo libero di *wave generator* e *circular spline*, riportati in *figura 5.5* e *5.6*, dai quali è possibile ricavare le equazioni di equilibrio dinamico alla rotazione dei due componenti.

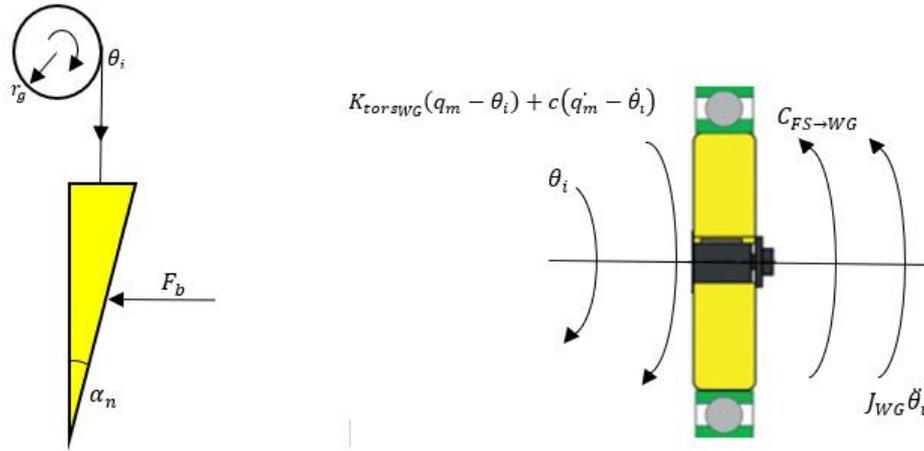


Figura 5.5: Diagramma di corpo libero del wave generator

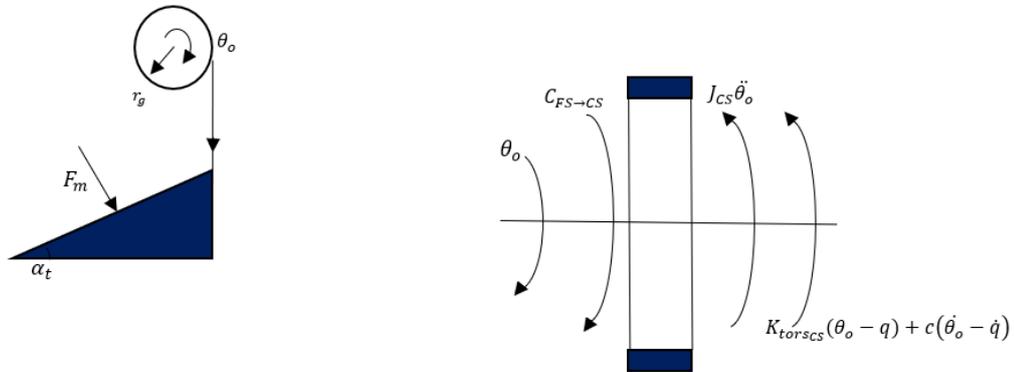


Figura 5.6: Diagramma di corpo libero della circular spline

In particolare, le coppie trasferite dalla *flexspline* verso il *wave generator* e la *circular spline* sono rispettivamente:

$$\begin{cases} C_{FS \rightarrow WG} = F_b r_g \cos(\alpha_n) \sin(\alpha_n) \\ C_{FS \rightarrow CS} = F_m r_g \cos(\alpha_t) \end{cases} \quad (5.3)$$

Esse derivano dalle forze scambiate da questi componenti con la *flexspline*, secondo il modello di *figura 5.3*, ed opportunamente proiettate nella direzione che da coppia.

Pertanto, gli equilibri dinamici al *wave generator* e alla *circular spline* sono rispettivamente:

$$\begin{cases} K_{tors_{WG}}(q_m - q_{WG}) + c(q_m - q_{WG}) = C_{FS \rightarrow WG} + J_{WG} q \ddot{w}_G \\ C_{FS \rightarrow CS} = K_{tors_{CS}}(q_{CS} - q) + c(q_{CS} - q) + J_{CS} q \ddot{c}_S \end{cases} \quad (5.4)$$

Essendo:

- $K_{tors_{WG}}$  la rigidezza torsionale tra rotore e *wave generator* [Nm/rad];
- $c$  coefficiente di smorzamento viscoso sia tra rotore e *wave generator* che tra *circular spline* e trasduttore [Nms/rad];
- $J_{WG}$  momento d'inerzia del *wave generator* [ $Kgm^2$ ];
- $K_{tors_{CS}}$  la rigidezza torsionale tra *circular spline* e trasduttore di posizione [Nm/rad];
- $J_{CS}$  momento d'inerzia della *circular spline* [ $Kgm^2$ ];
- $q_m, \dot{q}_m$  rispettivamente posizione e velocità angolare del rotore [rad/s];
- $q, \dot{q}$  rispettivamente posizione e velocità angolare del giunto [rad];

### 5.1.2 Determinazione dei parametri del modello di riduttore armonico proposto

Ricapitolando quanto detto nel *paragrafo 4.1*, i riduttori armonici usati per il robot UR5 appartengono alla serie HFUS-2SH, prodotti dall'azienda costruttrice *Harmonic Drive AG* [18].

In particolare, per i riduttori del robot sono state scelte due taglie diverse, ovvero HFUS-14 e HFUS-25, in base al giunto in cui vengono inseriti. Per i giunti di base, spalla e gomito è stata usata la taglia HFUS-25, mentre per quelli di polso dove gli spazi d'ingombro a disposizione sono anche minori si è scelto la taglia HFUS-14.

Nel definire i parametri necessari per lo sviluppo del nuovo modello di riduttore si fa riferimento principalmente all'informazioni di catalogo [18] di questi riduttori e a quelle proposte nel lavoro di tesi [28], in cui viene studiato in dettaglio proprio il riduttore HFUS-25-2SH. Inoltre, le informazioni mancati sono state ipotizzate sfruttando i dati presenti in letteratura.

#### Angolo del profilo dei denti $\alpha_t$

Tale parametro geometrico è stato ricavato dalle informazioni riportati in [16] ed esteso ai riduttori usati nel robot.

In particolare, tale angolo è uguale a  $\beta_j$ , rappresentato in *figura 5.7*, il cui valore riportato in [16] è pari a  $30^\circ$ .

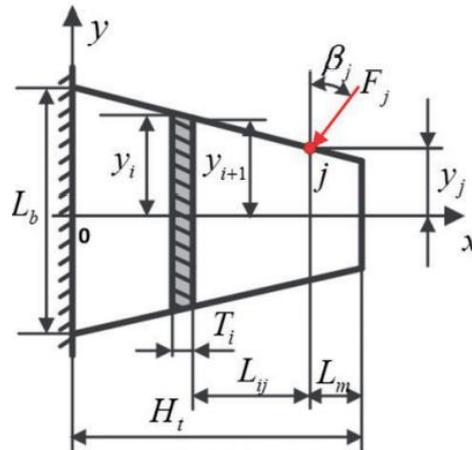


Figura 5.7: Geometria del dente della flexspline [16]

### Raggio della flexspline $r_g$

Tale parametro geometrico è stato preso direttamente da catalogo, come si può vedere dall'immagine di figura 5.8, in prima approssimazione si può considerare  $\phi z$  il diametro della flexspline, i cui valori sono riportati nell'ultima riga della tabella 5.1.

Pertanto, i diametri relativi ai due tipi di riduttori usati nel robot sono quelli evidenziati.

	Unit	HFUS-14	HFUS-25
$\phi w$	[mm]	38	66
$x$	[mm]	1.0	1.5
$y$	[mm]	1.7	2.0
$\phi z$	[mm]	31	56

Tabella 5.1: Dati geometrici dei riduttori armonici HFUS-14 e HFUS-25 di catalogo [18]

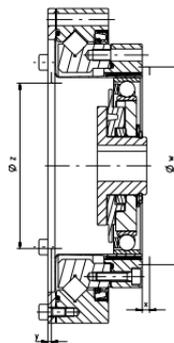


Figura 5.8: Riduttore armonico della serie HFUS-2SH [18]

### Rigidezze $K_m$ , $K_t$ e $K_b$

I valori di questi tre parametri sono stati dedotti da [16], in particolare, la procedura di calcolo considerata è la seguente. Dai valori di *tabella 4.4* di  $K_m$ ,  $K_t$  e  $K_b$ , rappresentativi del riduttore dell'articolo, si calcola attraverso l'espressione (4.4) la rigidezza torsionale complessiva del riduttore. Successivamente, sempre attraverso l'espressione (4.4) è stato possibile risalire al peso percentuale assunto dal reciproco di ciascun contributo torsionale, sul reciproco della rigidezza torsionale del riduttore  $\frac{1}{K_{HD}}$ . Pertanto, si ottiene che  $\frac{1}{K_m r_g^2 \cos^2(\alpha_t)}$  risulta essere circa il 6%,  $\frac{1}{K_t}$  risulta essere circa il 52% e, infine,  $\frac{1}{K_b r_g^2 \cot^2(\alpha_t)}$  circa il 42%. Infine, sono stati trasferiti tali risultati percentuali ai riduttori montati nel robot e considerando che le rigidezze torsionali da catalogo di tali riduttori sono  $6 \cdot 10^3 \frac{Nm}{rad}$  per HFUS-14 e  $5 \cdot 10^4 \frac{Nm}{rad}$  per HFUS-25. Si ottiene per i riduttori HFUS-14:

$$\begin{cases} K_m = 5.55 \cdot 10^8 \frac{N}{m} \\ K_t = 1.15 \cdot 10^4 \frac{Nm}{rad} \\ K_b = 1.98 \cdot 10^7 \frac{N}{m} \end{cases}$$

mentre per i riduttori HFUS-25:

$$\begin{cases} K_m = 1.2 \cdot 10^9 \frac{N}{m} \\ K_t = 0.96 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad} \\ K_b = 0.51 \cdot 10^8 \frac{N}{m} \end{cases}$$

### Coefficienti di smorzamento viscoso $C_b$ e $c$

Per il coefficiente  $C_b$  si è scelto di adottare lo stesso valore assunto per il riduttore studiato nell'articolo [16], ovvero  $1.8 \cdot 10^3 \frac{Ns}{m}$ .

Mentre per il coefficiente  $c$  si è scelto di adottare lo stesso valore usato nel modello di riduttore precedente, ovvero  $10^{-2} \frac{Nm s}{rad}$ .

**Rigidezze torsionali  $K_{torsWG}$  e  $K_{torsCS}$**

In prima approssimazione le rigidezze torsionali tra rotore e *wave generator* e tra *circular spline* e trasduttore possono essere determinate attraverso l'espressione della rigidezza torsionale di un cilindro cavo:

$$K_{tors} = \frac{\pi E(D^4 - d^4)}{64l(1 + \nu)} \quad (5.5)$$

Essendo:

- $E$  il modulo di elasticità del materiale [Pa];
- $\nu$  il coefficiente di Poisson del materiale;
- $D$  il diametro esterno del cilindro [m];
- $d$  il diametro interno del cilindro [m];
- $l$  la lunghezza del cilindro [m].

Come modulo di elasticità e coefficiente di Poisson sono stati scelti i valori caratteristici degli acciai, ossia rispettivamente  $2.06 \cdot 10^{11}$  Pa e 0.26.

Per la definizione dei parametri geometrici si considera l'immagine di *figura 5.9* per il riduttore HFUS-14 e quella di *figura 5.10* per il riduttore HFUS-25.

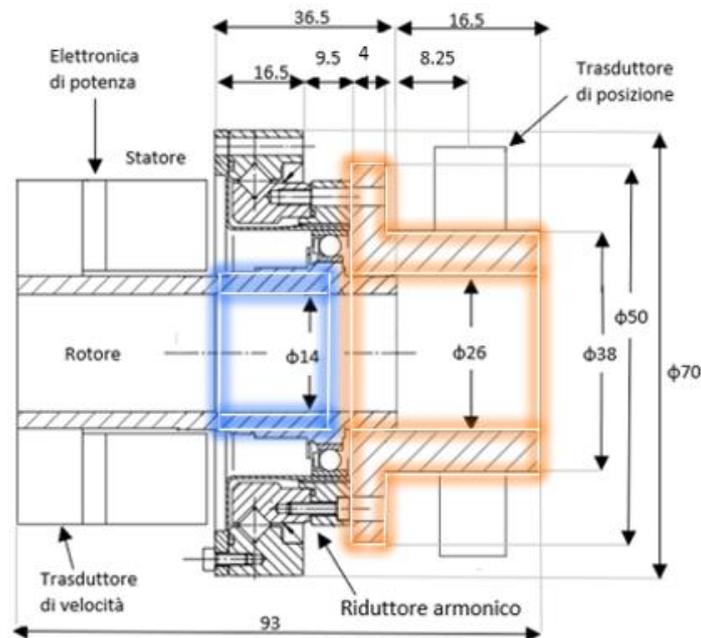


Figura 5.9: Giunto con riduttore HFUS-14

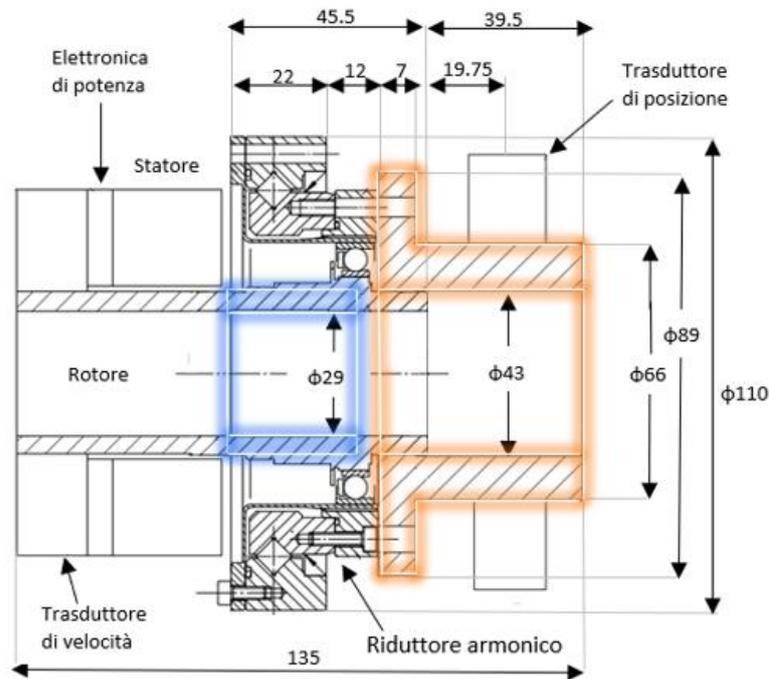


Figura 5.10: Giunto con riduttore armonico HFUS-25

In tali immagini è riportato uno sviluppo qualitativo della sequenza di componenti, che definiscono la linea di trasmissione caratteristica dei giunti di un robot. In entrambe le immagini è stata adottata una quotazione che fosse il più coerente possibile sia con quella riportata da catalogo relativamente ai riduttori in questione, che con le quote d'ingombro dei giunti del robot UR5, riportate in [29], in modo da riuscire a risalire alle informazioni geometriche necessarie per determinare le rigidità torsionali incognite.

### Rigidità torsionale tra rotore e *wave generator* HFUS-14:

Dal disegno di *figura 5.9* è possibile risalire ai dati geometrici della porzione di albero cavo che collega il rotore al *wave generator*, evidenziata in blu:

$$\begin{cases} D = 26 \text{ mm} \\ d = 14 \text{ mm} \\ l = 18.25 \text{ mm} \end{cases}$$

Considerando  $l$  come metà della lunghezza d'ingombro del riduttore armonico, che è pari a  $36.5 \text{ mm}$ . Pertanto, da questi valori è possibile calcolare la rigidità  $K_{tors_{WG}}$ , attraverso l'espressione (5.5), ottenendo  $1.84 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad}$ .

### Rigidezza torsionale tra *circular spline* e trasduttore di posizione HFUS-14:

Come si può osservare dalla *figura 5.9*, la geometria del componente che collega la *circular spline* al trasduttore, evidenziata in rosso e riportata in *figura 5.11*, presenta un'importante variazione di diametro che porta a considerare la sua rigidezza torsionale come serie di due contributi cilindrici [16], secondo la seguente espressione:

$$\frac{1}{K_{tors}} = \frac{1}{\frac{\pi E(D'^4 - d'^4)}{64l'(1+\nu)}} + \frac{1}{\frac{\pi E(D^4 - d^4)}{64l(1+\nu)}} \quad (5.6)$$

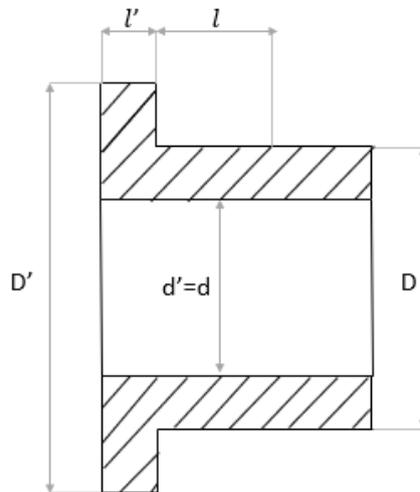


Figura 5.11: Collegamento tra *circular spline* e trasduttore di posizione

Pertanto, dalle informazioni geometriche ottenute da *figura 5.9*:

$$\begin{cases} D' = 50 \text{ mm} \\ d' = 26 \text{ mm} \\ l' = 4 \text{ mm} \end{cases} \text{ e } \begin{cases} D = 38 \text{ mm} \\ d = 26 \text{ mm} \\ l = 11.25 \text{ mm} \end{cases}$$

Si ottiene che la rigidezza torsionale  $K_{tors_{CS}}$  è pari a  $1.06 \cdot 10^6 \frac{Nm}{rad}$ .

### Rigidezza torsionale tra rotore e *wave generator* HFUS-25:

Analogamente a quanto fatto per il riduttore HFUS-14, dal disegno di *figura 5.10* è possibile risalire ai seguenti dati geometrici:

$$\begin{cases} D = 43 \text{ mm} \\ d = 29 \text{ mm} \\ l = 22.75 \text{ mm} \end{cases}$$

Ottenendo dall'espressione (5.5) la rigidezza torsionale  $K_{tors_{WG}}$  di  $9.56 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad}$ .

### Rigidezza torsionale tra *circular spline* e trasduttore di posizione HFUS-25:

Sempre da *figura 5.10* si ricavano le seguenti informazioni geometriche:

$$\begin{cases} D' = 89 \text{ mm} \\ d' = 43 \text{ mm} \\ l' = 7 \text{ mm} \end{cases} \text{ e } \begin{cases} D = 66 \text{ mm} \\ d = 43 \text{ mm} \\ l = 24.25 \text{ mm} \end{cases}$$

Ottenendo dall'espressione (5.6) la rigidezza torsionale  $K_{tors_{CS}}$  di  $4.78 \cdot 10^6 \frac{Nm}{rad}$ .

### Inerzie $J_{FS}$ , $J_{WG}$ e $J_{CS}$

Infine, per risalire alle inerzie dei tre componenti dei riduttori usati nel robot si considerano le informazioni presenti in [28]. In particolare, per il riduttore di taglia HFUS-25 è possibile estrapolare direttamente i valori di [28], poiché in quel lavoro è stato studiato proprio la tipologia di riduttore HFUS-25-2SH.

Quindi si ottiene:

$$\begin{cases} J_{WG} = 8.12 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \\ J_{FS} = 3.72 \cdot 10^{-5} \text{ Kgm}^2 \\ J_{CS} = 5.44 \cdot 10^{-3} \text{ Kgm}^2 \end{cases}$$

Dal catalogo dei riduttori è riportato il contributo d'inerzia complessivo dato da *wave generator* e *flexspline*, infatti per il riduttore HFUS-25, tale contributo d'inerzia è pari a  $1.07 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$  e corrisponde circa alla somma dell'inerzie di *wave generator* e *flexspline*, determinate secondo una procedura di calcolo descritta in [28]. Pertanto, a partire da questi valori, relativi ad un riduttore HFUS-25, è possibile considerare i pesi che assumono le inerzie di *flexspline* e *wave generator* rispetto al valore complessivo di catalogo e supporre in prima approssimazione che tale ripartizione possa essere estesa anche per un riduttore di taglia HFUS-14, in modo da risalire alle inerzie di *wave generator* e *flexspline* anche per quest'ultima tipologia di riduttori.

Quindi, siccome per il riduttore HFUS-25 l'inerzia del *wave generator* e della *flexspline* sono rispettivamente, circa, il 76% e il 24% di quella complessiva di catalogo e l'inerzia complessiva di catalogo per il riduttore HFUS-14 è  $0.091 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$ , si possono allora determinare anche le inerzie di *wave generator* e *flexspline* di HFUS-14:

$$\begin{cases} J_{WG} = 0.069 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \\ J_{FS} = 0.022 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \end{cases}$$

Invece, per quanto riguarda l'inerzia della *circular spline* del riduttore HFUS-14 si considera l'espressione usata in [28], ossia:

$$J_{CS} = \frac{1}{2} m_{CS} (r_{eCS} + r_{iCS})^2 \quad (5.7)$$

Con:

- $m_{CS}$  la massa della *circular spline*;
- $r_{eCS}$  raggio esterno della *circular spline*;
- $r_{iCS}$  raggio interno della *circular spline*;

Tra questi parametri l'unico incognito è la massa della *circular spline*, poiché il raggio esterno ed interno di quest'ultima si ricavano dall'immagine di *figura 5.9* e sono rispettivamente pari a  $42 \text{ mm}$  e  $33 \text{ mm}$ ., Per risalire ad un valore ragionevole di tale massa, si procede in modo analogo a quanto fatto finora, sfruttando le informazioni del riduttore HFUS-25, studiato in [28], e quelle reperibili da catalogo. In dettaglio, partendo dal considerare la massa della *circular spline* del riduttore HFUS-25, si deriva il suo peso percentuale rispetto alla massa di catalogo dell'intero riduttore, successivamente si trasferisce tale risultato per il riduttore HFUS-14, permettendo la determinazione della massa della sua *circular spline*.

Pertanto, la massa del riduttore HFUS-25 di catalogo è pari a  $1.44 \text{ Kg}$ , mentre quella della sua *circular spline*, riportata in [28], è di  $0.595 \text{ Kg}$ , circa il 41% della massa complessiva.

Trasferendo tale informazione per il riduttore HFUS-14 e considerando che la sua massa complessiva di catalogo è pari a  $0.45 \text{ Kg}$ , si ottiene la massa della sua *circular spline* che è pari a  $0.185 \text{ Kg}$ .

Dunque, è possibile calcolare l'inerzia della *circular spline*, che risulta essere pari a  $5.2 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2$ .

### 5.1.3 Tabella riassuntiva dei parametri del modello

	HFUS-14-2SH	HFUS-25-2SH
$r_g$ [mm]	15,5	28
$\alpha_t$ [°]	30	30
$K_t$ $\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	$1.15 \cdot 10^4$	$0.96 \cdot 10^5$
$K_b$ $\left[\frac{N}{m}\right]$	$1.98 \cdot 10^7$	$0.51 \cdot 10^8$
$K_m$ $\left[\frac{N}{m}\right]$	$5.55 \cdot 10^8$	$1.2 \cdot 10^9$
$C_b$ $\left[\frac{Ns}{m}\right]$	$1.8 \cdot 10^3$	$1.8 \cdot 10^3$
$c$ $\left[\frac{Nms}{rad}\right]$	$10^{-2}$	$10^{-2}$
$K_{torsWG}$ $\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	$1.84 \cdot 10^5$	$9.56 \cdot 10^5$
$K_{torsCS}$ $\left[\frac{Nm}{rad}\right]$	$1.06 \cdot 10^6$	$4.78 \cdot 10^6$
$J_{WG}$ [Kgm <sup>2</sup> ]	$0.069 \cdot 10^{-4}$	$8.12 \cdot 10^{-5}$
$J_{FS}$ [Kgm <sup>2</sup> ]	$0.022 \cdot 10^{-4}$	$3.72 \cdot 10^{-5}$
$J_{CS}$ [Kgm <sup>2</sup> ]	$5.2 \cdot 10^{-4}$	$5.44 \cdot 10^{-3}$

Tabella 5.2: Parametri del nuovo modello di riduttore armonico

### 5.1.4 Condizioni iniziali di simulazione

Gli ultimi parametri da definire, per permettere la simulazione del modello proposto, sono le grandezze cinematiche dei tre componenti del riduttore nelle condizioni iniziali di funzionamento. In particolare, i valori di velocità ed accelerazione vengono settati a zero, in quanto nell'istante iniziale di funzionamento tutti i giunti del robot sono fermi. Mentre per quanto riguarda il vettore delle posizioni iniziali esso è non nullo, poiché si parte da una configurazione iniziale del robot in cui le posizioni dei giunti sono diverse da zero.

Pertanto, conoscendo tali posizioni angolari iniziali dei sei giunti ( $q_{01}, q_{02}, q_{03}, q_{04}, q_{05}, q_{06}$ ), che vengono fornite in input al modello del robot in base alla traiettoria che viene comandata, è possibile passare alle posizioni

angolari iniziali del rotore, attraverso la relazione cinematica indotta dal riduttore per mezzo del rapporto di trasmissione:

$$(q_{m01}, q_{m02}, q_{m03}, q_{m04}, q_{m05}, q_{m06}) = \tau \cdot (q_{01}, q_{02}, q_{03}, q_{04}, q_{05}, q_{06}) \quad (5.8)$$

Infine, dalle posizioni angolari iniziali a monte e valle di ciascun riduttore è possibile risalire alle posizioni iniziali assunte dai tre componenti, che costituiscono i riduttori, attraverso le equazioni di equilibrio (5.2), (5.4) in condizioni statiche:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{tors_{WG}}(q_{m0} - q_{WG0}) = K_b r_g \cos(\alpha_n) \sin(\alpha_n) (x_{0,1} - x_{0,2}) \\ x_{0,1} = q_{WG0} r_g \tan(\alpha_n) \\ -K_b(x_{0,2} - x_{0,1}) = -K_m(y_{0,2} \cos(\alpha_t)) \sin(\alpha_t) + K_m(-y_{0,1} \cos(\alpha_t) + x_{0,2} \sin(\alpha_t)) \sin(\alpha_t) \\ \frac{K_t y_{0,1}}{r_g^2} = -K_m(y_{0,2} \cos(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) + K_m(-y_{0,1} \cos(\alpha_t) + x_{0,2} \sin(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) \\ y_{0,2} = q_{CS0} r_g \\ -K_m r_g (y_{0,2} \cos(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) + K_m r_g (-y_{0,1} \cos(\alpha_t) + x_{0,2} \sin(\alpha_t)) \cos(\alpha_t) = K_{tors_{CS}}(q_{CS0} - q_0) \end{array} \right.$$

Tutti i termini legati ad accelerazioni e velocità sono posti a zero. Per la risoluzione di tale sistema si passa alla scrittura in forma matriciale:

$$A \cdot x = b \rightarrow$$

$$\left[ \begin{array}{cccccc} -K_{tors_{WG}} & -K_b r_g \cos(\alpha_n) \sin(\alpha_n) & K_b r_g \cos(\alpha_n) \sin(\alpha_n) & 0 & 0 & 0 \\ -r_g \tan(\alpha_n) & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_b & -(K_b + K_m \sin^2(\alpha_t)) & K_m \sin(\alpha_t) \cos(\alpha_t) & K_m \sin(\alpha_t) \cos(\alpha_t) & 0 \\ 0 & 0 & -K_m \sin(\alpha_t) \cos(\alpha_t) & \left( K_m \cos^2(\alpha_t) + \frac{K_t}{r_g^2} \right) & K_m \cos^2(\alpha_t) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -r_g \\ 0 & 0 & K_m \sin(\alpha_t) \cos(\alpha_t) & -K_m \cos^2(\alpha_t) & -K_m \cos^2(\alpha_t) & -K_{tors_{CS}} \end{array} \right] \cdot \begin{pmatrix} q_{WG0} \\ x_{0,1} \\ x_{0,2} \\ y_{0,1} \\ y_{0,2} \\ q_{CS0} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -K_{tors_{WG}} q_{m0} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -K_{tors_{CS}} q_0 \end{pmatrix}$$

dove  $A$  è la matrice dei coefficienti,  $b$  il vettore dei termini noti e  $x$  il vettore delle incognite.

Pertanto, si determina così il vettore delle posizioni iniziali.

## 5.2 Confronto dei risultati di simulazione con quelli sperimentali

In questo paragrafo vengono confrontati i risultati delle posizioni e velocità angolari dei sei giunti del robot ottenuti dalle simulazioni del modello proposto rispetto ai corrispondenti risultati misurati sperimentalmente dal robot

collaborativoUR5. Il confronto è stato realizzato su cinque traiettorie descritte in modo dettagliato in [8], la durata di ciascuna di esse è riportata in *tabella 5.3*. Come è stato già detto in precedenza, tali traiettorie sono rappresentative dei movimenti classici effettuati dal robot durante le operazioni di *pick and place*, presa e rilascio di oggetti.

<b>Traiettoria 1</b>	5.6 s
<b>Traiettoria 2</b>	8.5 s
<b>Traiettoria 3</b>	8.5 s
<b>Traiettoria 4</b>	9.5 s
<b>Traiettoria 5</b>	6.6 s

Tabella 5.3: Durata delle cinque traiettorie simulate

Nella validazione del nuovo modello non sono stati considerati i segnali di coppia, sviluppati in ciascun giunto, per i seguenti motivi:

- nel modello del robot non si è tenuto conto delle inerzie di ciascun *link*, perché *Universal Robots* non li mette a disposizione da catalogo;
- non sono presenti valori esatti delle condizioni di attrito, infatti, la metodologia usata è quella presentata in [35], la quale non è detto che descrive correttamente gli effetti reali dell'attrito nel robot;
- nella simulazione del modello si tiene conto della massa del *payload* di 2 kg, mentre in fase sperimentale non si è tenuto conto di tale carico poiché il robot non presentava il *gripper* per afferrarlo.

Nei successivi paragrafi sono stati descritti con maggior dettaglio solo i risultati relativi alla prima traiettoria, mentre quelli delle altre traiettorie vengono riportati nell'appendice (A).

### 5.2.1 Confronto delle posizioni angolari dei giunti

In *figura 5.12*, sono riportati i grafici dei confronti tra i risultati di simulazione con quelli sperimentali sulle posizioni angolari di ciascun giunto. Da prime considerazioni si può dedurre che il modello segue fedelmente il comportamento del robot.

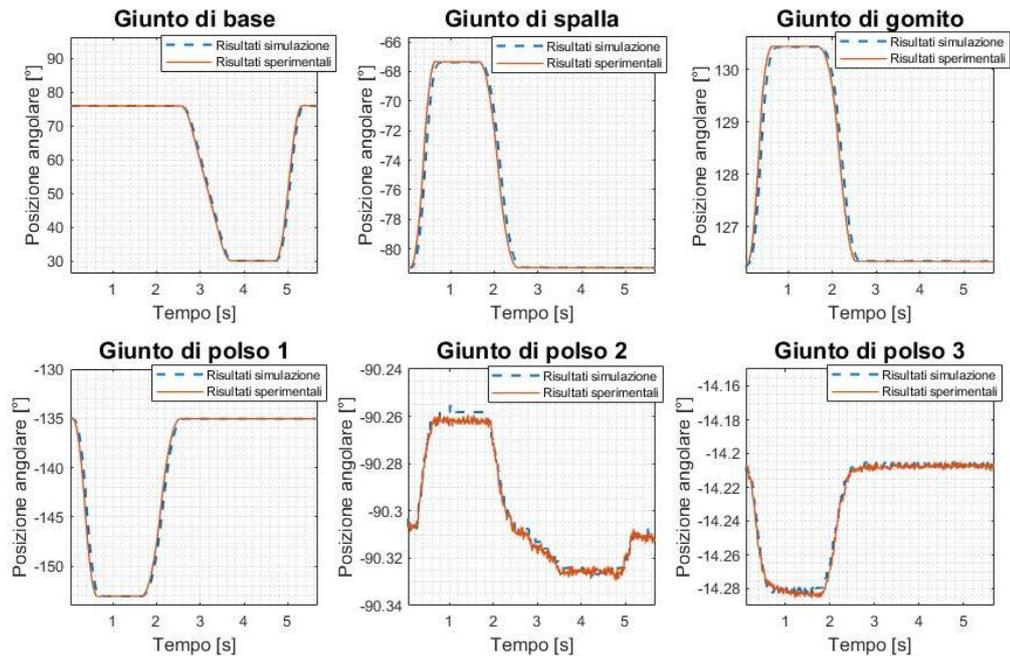


Figura 5.12: Confronto delle posizioni angolare dei giunti del robot per la traiettoria 1

Tuttavia, analizzando più nel dettaglio il comportamento di alcuni giunti, si può notare un piccolo ritardo nei risultati di simulazione rispetto a quelli sperimentali e, in particolare, soffermandosi sul giunto di gomito (figura 5.12), tale ritardo risulta essere dell'ordine dei centesimi di secondo, quindi in prima approssimazione trascurabile.

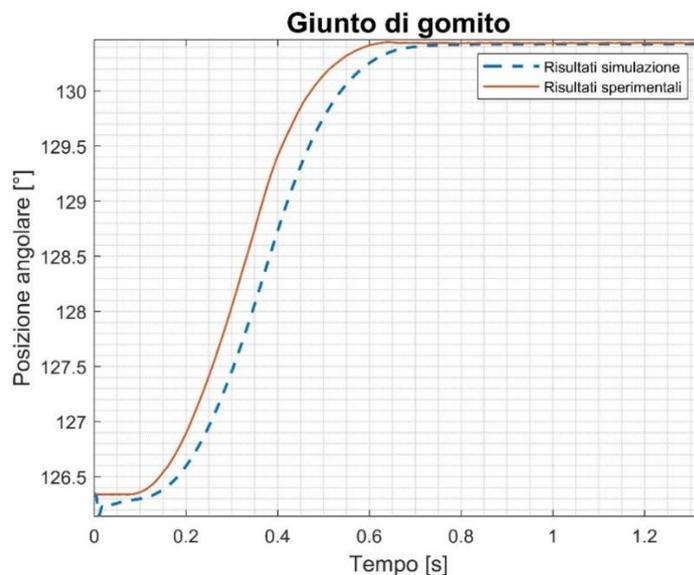


Figura 5.13: Zoom grafico sulla posizione angolare del giunto di gomito

Questi ritardi molto probabilmente sono dovuti alle logiche di controllo PID, usate nel modello del robot, che non corrispondono a quelle implementate da *Universal Robots*.

Pertanto, nonostante sia stato realizzato un settaggio dei parametri del controllo PID tale da non portare ad instabilità il sistema, ma renderlo sufficientemente pronto, ci sono comunque delle profonde differenze legate proprio agli algoritmi di controllo.

### 5.2.2 Confronto delle velocità angolari dei giunti

In *figura 5.14*, sono riportati, invece, i grafici relativi al confronto tra le velocità angolari dei giunti del robot. Anche in questo caso si può constatare che in linea di massima i risultati di simulazione seguono bene quelli sperimentali. Fanno eccezione solamente alcune zone degli ultimi due giunti di polso che presentano dei picchi non congruenti con le evidenze sperimentali, come si può vedere meglio nel grafico di *figura 5.15*, relativo al secondo giunto del polso.

Inoltre, tale circostanza si ripete anche per le altre traiettorie, come si può vedere direttamente dai risultati riportati in appendice. In generale, questo capita solo in alcuni tratti delle traiettorie dei giunti che restano praticamente fermi. Questo comportamento è in parte dovuto alla logica di controllo e in parte a valori di rigidità e smorzamento che sono stati utilizzati.

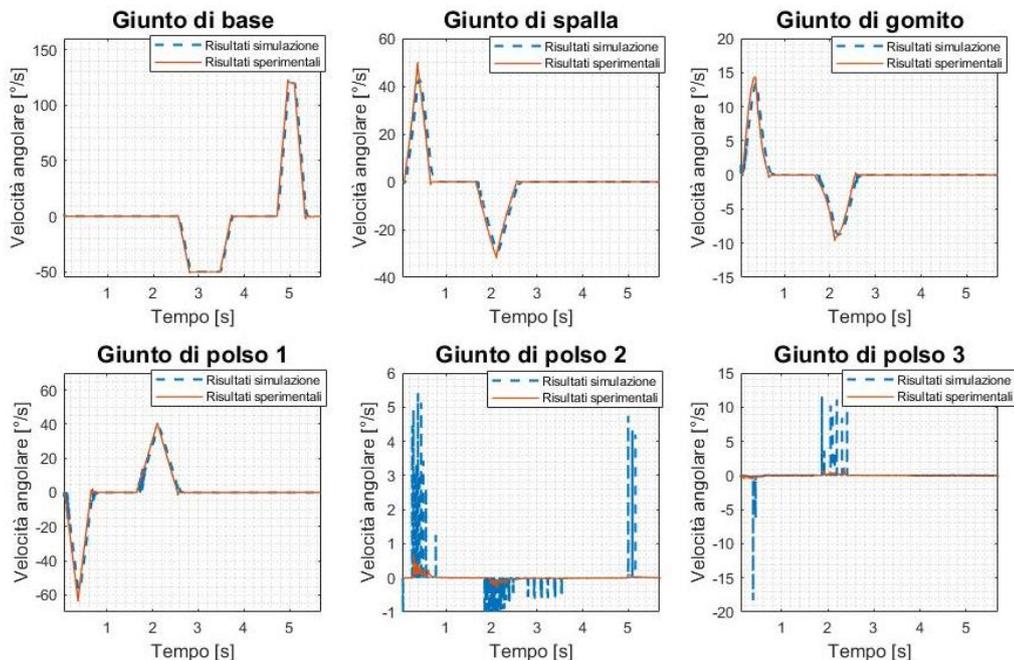


Figura 5.14: Confronto delle velocità angolari dei giunti del robot per la traiettoria 1

Soffermando l'attenzione sugli andamenti di *figura 5.15*, si può notare come i picchi si presentano solo in corrispondenza dei transitori. In particolare, l'errore sulla posizione di tali giunti rispetto ai segnali di set non essendo compensato correttamente da una semplice logica di controllo proporzionale, genera dei segnali di riferimento per gli azionamenti di tali giunti, che producono elevate coppie e, quindi, inducono elevate accelerazioni istantanee, realizzando tali picchi nei segnali di velocità.

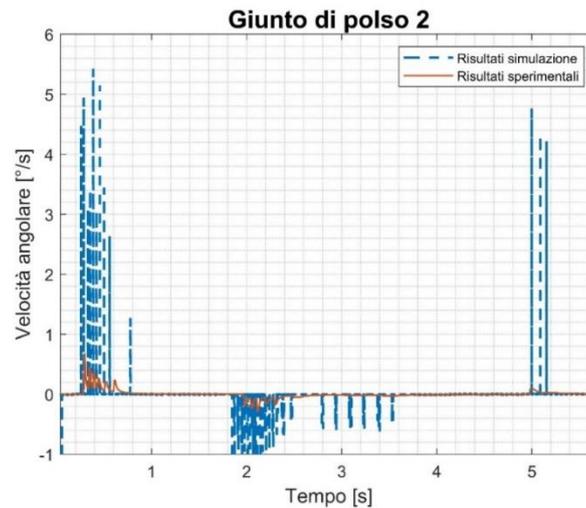


Figura 5.15: Grafico della velocità angolare del secondo giunto del polso

# Capitolo 6

## Conclusioni e sviluppi futuri

I risultati del presente lavoro di tesi hanno evidenziato che a partire dal modello del robot UR5, introdotto in [7] e [8], non è possibile fare un'analisi di *fault detection*, mediante approccio *model based*, di una modalità di guasto di natura meccanica, che interessa un riduttore armonico di un giunto del robot.

In particolare, questa conclusione è stata associata a due cause principali, la prima è intrinseca al sistema di studio considerato ed è dovuta al fatto che il robot è caratterizzato da un sistema di controllo, formato da tre anelli di controllo nidificati descritti nel *paragrafo 3.1*, che tendono a compensare gli errori di alcuni segnali in modo da far seguire a ciascun giunto l'andamento del segnale di posizione desiderato. Gli effetti del controllo possono portare ad una compensazione parziale o totale delle differenze, indotte da guasti, su alcuni segnali, soprattutto qualora i segnali considerati sono strettamente legati a quelli che vengono sottoposti a controllo. Tale circostanza si è verificata nel presente lavoro, infatti, nonostante si sia tenuto conto della presenza del guasto nel modello, attraverso la riduzione di rigidità torsionale del riduttore armonico del giunto di spalla, non si è riusciti da simulazione ad apprezzare delle variazioni significative su alcuni segnali rispetto ai corrispondenti andamenti nominali, come descritto nel *paragrafo 4.4*.

La seconda causa è legata al modello del riduttore armonico usato per tale sistema, in dettaglio, si è considerato un rapporto di trasmissione e un modello di *backlash* di letteratura, che permette di tener conto di un gioco interno al riduttore. In tale modello è stata trascurata completamente la dinamica di ciascun componente del riduttore armonico durante la trasmissione del moto, non permettendo né di inserire modelli di degradazione più dettagliati che possono interessare i singoli componenti, né monitorare il comportamento in frequenza di alcune grandezze cinematiche di quest'ultimi, dai quali si potrebbero verificare delle differenze più significative tra i segnali ottenuti in presenza del guasto rispetto a quelli nominali, a causa delle variazioni delle frequenze proprie del sistema. A tal proposito, nel *capitolo 5* è stato introdotto e validato un modello di riduttore armonico, preso da letteratura. Esso permette di tener conto della dinamica di ciascun componente.

Questo modello a tre corpi di riduttore armonico può rappresentare un importante passo avanti per l'utilizzo tecniche PHM, secondo approccio *model based*, sul comportamento del riduttore armonico in presenza di difetti.

In particolare, si ha la possibilità di considerare un nuovo approccio d'analisi di alcuni segnali, correlati al riduttore, nel dominio della frequenza, in quanto, il modello proposto tiene conto delle inerzie e delle rigidità di prima approssimazione dei componenti del riduttore, permettendo così di valutare qualitativamente, in fase di simulazione, il comportamento dei modi di vibrare associati a tale sistema in presenza o meno del difetto.

Infatti, la presenza di difetti modifica alcune frequenze proprie del sistema, dal momento che quest'ultime dipendono dai parametri fisici del sistema stesso, che a loro volta vengono alterati, come si è visto nell'analisi condotta nel quarto capitolo, sugli effetti di una cricca nella *flexspline* di un riduttore armonico. Pertanto, secondo quanto detto, in presenza di guasti è possibile evincere dagli spettri di Fourier di alcuni segnali, degli spostamenti di alcuni picchi determinati proprio dalla variazione delle corrispondenti frequenze proprie del sistema.

In quest'ottica si è cercato, nel presente lavoro di tesi, di impostare tale approccio di studio solo per il nuovo modello di riduttore armonico descritto nel quinto capitolo, separato da quello del robot. Questa scelta è dovuta sia ai tempi di simulazione, poiché simulare un secondo di traiettoria attraverso il modello completo del robot necessita di tempi di simulazione molto lunghi, circa 30 minuti, con l'utilizzo di un computer di CPU *Intel Core i7-6500U* e 8GB di RAM, e sia alla condizione operativa che si vuole realizzare, poiché lo studio degli spettri di Fourier di un segnale ha senso considerarlo, se in seguito ad un transitorio indotto nel sistema, si dà la possibilità a quest'ultimo di raggiungere le condizioni di regime, e tale condizione operativa è più difficile da realizzare nel modello completo del robot, in quanto ciascun giunto influenza dinamicamente gli altri, andando incontro a continui transitori.

In dettaglio, la parte di modello considerata presenta in ingresso un grandino di velocità, rappresentativo di un impulso stabilito, ad esempio, da un motore elettrico, collegato al riduttore, e attraverso gli equilibri dinamici e le conversioni cinematiche, realizzate dal nuovo modello di riduttore armonico, si ottengono in uscita le grandezze cinematiche di ciascun componente del riduttore. In particolare, sono state realizzate due simulazioni, una rappresentativa delle condizioni di salute, considerando come parametri del modello quelli nominali, riassunti nella *tabella 5.2*, e l'altra invece rappresentativa dello sviluppo del guasto, relativo alla presenza di una cricca nella *flexspline*, che ha raggiunto lo stadio critico descritto nei *paragrafi 4.3.3* e *4.3.4*, con conseguente perdita della rigidità torsionale  $K_t$  della *flexspline* del 36% rispetto al suo valore nominale.

Di seguito, sono riportati i confronti tra gli spettri di Fourier dei segnali di velocità angolare dei componenti del riduttore armonico, in condizione di salute e di guasto. La scelta di studiare gli spettri dei segnali di velocità è giustificata dal fatto che, rispetto ad altri segnali, permettono una lettura ed interpretazione più diretta, legata soprattutto al fatto che l'eccitazione del sistema è indotta da un input di velocità, rappresentativa della velocità del motore. Inoltre, nei

suddetti spettri si evidenziano in modo più chiaro le frequenze proprie del sistema ed i relativi picchi di risonanza, rispetto agli spettri di altri segnali.

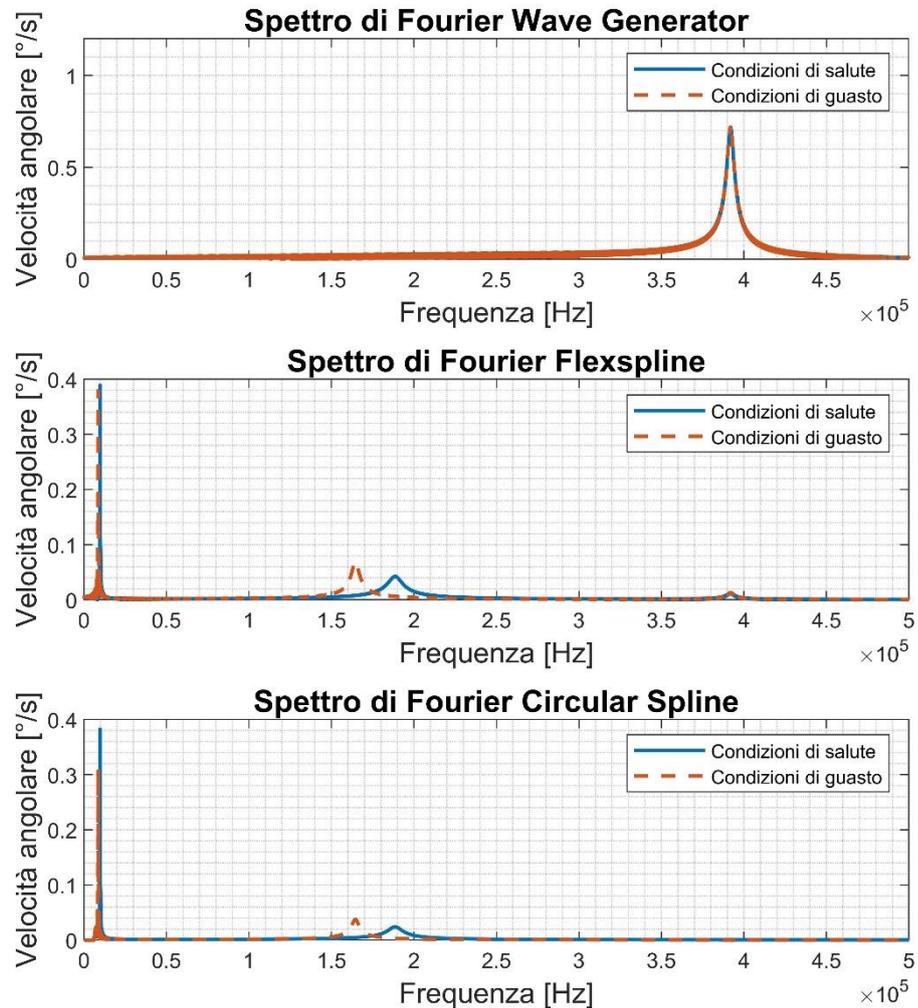


Figura 6.1: Spettri di Fourier dei segnali di velocità angolare dei tre componenti del riduttore armonico

Analizzando più in dettaglio gli spettri di *figura 6.2* si possono notare dei picchi a determinate frequenze, eccitate dal transitorio indotto dal gradino di velocità di input, ai quali corrispondono le frequenze naturali del sistema associate a ciascun componente.

Soffermando l'attenzione solo sulle curve degli spettri rappresentative delle condizioni di salute, è possibile attribuire, in modo qualitativo, a ciascun componente del riduttore la corrispondente frequenza propria.

In particolare, nello spettro di velocità della *flexspline* è possibile osservare tutti e tre i picchi, poiché essendo l'elemento intermedio della trasmissione, esso

risente anche degli effetti di eccitazione del *wave generator* e della *circular spline*.

I tre picchi associati a ciascun componente sono disposti in modo tale che quello a più bassa frequenza è legato alla *circular spline*, quello a frequenza intermedia è associato alla *flexspline* e infine l'ultimo, a più alta frequenza, è relativo al *wave generator*. Tale associazione è coerente con i parametri fisici di ciascun componente, infatti, in prima approssimazione, siccome la frequenza naturale di un componente, modellato a parametri concentrati, è direttamente proporzionale alla radice quadrata della sua rigidità ed inversamente proporzionale alla radice quadrata della sua inerzia, si giustifica in questo modo che la frequenza propria della *circular spline* è quella più bassa, poiché l'inerzia di tale componente è molto maggiore rispetto a quella di *flexspline* e *wave generator* come è riportato nei parametri di *tabella 5.2*, mentre la frequenza naturale del *wave generator* risulta essere maggiore di quella della *flexspline* perché la sua rigidità è più grande di quella della *flexspline*.

Infine, dal confronto tra le curve in condizioni nominali e di guasto emerge lo spostamento del picco di risonanza associato alla *flexspline*, dovuto al fatto che, nella simulazione rappresentativa della condizione di guasto si è ridotta la rigidità della *flexspline*  $K_t$ , comportando una diminuzione della sua frequenza naturale.

Pertanto, da queste semplici ed approssimative considerazioni, si è potuto constatare che, un approccio di studio basato sull'analisi di segnali nel dominio della frequenza può rappresentare la strada migliore da percorrere per l'identificazione di un guasto di natura meccanico. Ovviamente, per poter ricorrere ad un'analisi di questo tipo è necessario avere un modello adeguato, che possa permettere di fare uno studio accurato nel dominio della frequenza sul comportamento dei modi di vibrare in assenza e presenza di difetti.

In questo lavoro non è stata approfondita, in modo quantitativo, l'influenza del guasto considerato sulle frequenze proprie del sistema, attraverso una rigorosa analisi modale del sistema MDOF, ossia *Multi Degrees of Freedom*, introdotto con il nuovo modello di riduttore armonico, ma sono state dedotte solo considerazioni qualitative sugli spettri di Fourier dei segnali di velocità. Questo perché il nuovo modello di riduttore considerato per quanto possa essere più dettagliato rispetto a quello precedente, permettendo di tener conto della dinamica di ciascun componente, è comunque un modello molto approssimativo, infatti ciascun componente è rappresentato a parametri concentrati e non distribuiti, ed inoltre, non si tiene conto di molti aspetti legati alla fisica della trasmissione del moto, realizzata da un riduttore armonico, come ad esempio la presenza di non linearità, associate alla deformazione ciclica indotta dal *wave generator* sulla *flexspline* o all'effetto dell'errore cinematico, e ancora la rappresentazione molto semplificata dell'interazione tra i tre componenti, espressa da rigidità costanti. Infatti, a tal proposito, durante l'ingranamento tra *flexspline* e *circular spline*, il numero di denti coinvolti nella trasmissione del moto cambia lungo l'arco di contatto e in base alla coppia che si sta trasferendo; quindi, risulta molto approssimativo considerare la rigidità dei denti in presa costante.

Pertanto, alla luce di queste considerazioni, quest'ultima parte inserita vuole essere semplicemente un riferimento per eventuali sviluppi futuri, partendo dalla constatazione che per l'identificazione di un guasto di questa natura l'approccio di studio deve essere rivolto verso un'analisi in frequenza, confrontando i modi di vibrare del sistema in presenza ed assenza di difetti, in modo da poter quantificare con precisione gli scostamenti dei picchi di risonanza, cercando di creare dei collegamenti tra questi risultati e i relativi guasti che li hanno determinati, in modo da provare ad impostare uno studio PHM sulla base di tali considerazioni.

In tale senso, un nuovo modello decisamente più dettagliato di riduttore armonico *Multybody* è in fase di sviluppo, però purtroppo, un limite importante legato alla sua implementazione nel modello del robot UR5 è rappresentato dal fatto che un modello più dettagliato comporta un aumento del peso computazionale e quindi un relativo aumento dei tempi di simulazione dai tempi di simulazione, infatti già con l'introduzione del nuovo modello di riduttore, introdotto nel presente lavoro di tesi, rispetto a quello precedente, i tempi di simulazione sono aumentati di circa 10 minuti per ogni secondo di traiettoria simulata, sempre attraverso un computer di processore specificato in precedenza. Per cui risulterebbe essere troppo onerosa da un punto di vista computazionale l'introduzione di un modello *Multybody* di riduttore armonico, che richiederebbe molte più operazioni rispetto a quelle del modello introdotto in questa tesi.

Un possibile scenario futuro prevede gli approcci, *model-based*, su modelli più dettagliati di riduttori armonici, valutandoli all'interno di sistemi meno complessi, che richiedono tempi di simulazione minori e che possano permettere di dedurre informazioni generali sul comportamento del riduttore in presenza di guasti, valide in ogni sistema in cui quest'ultimo è inserito.

# Appendice A

## Confronto dei segnali simulati con quelli sperimentali del robot UR5

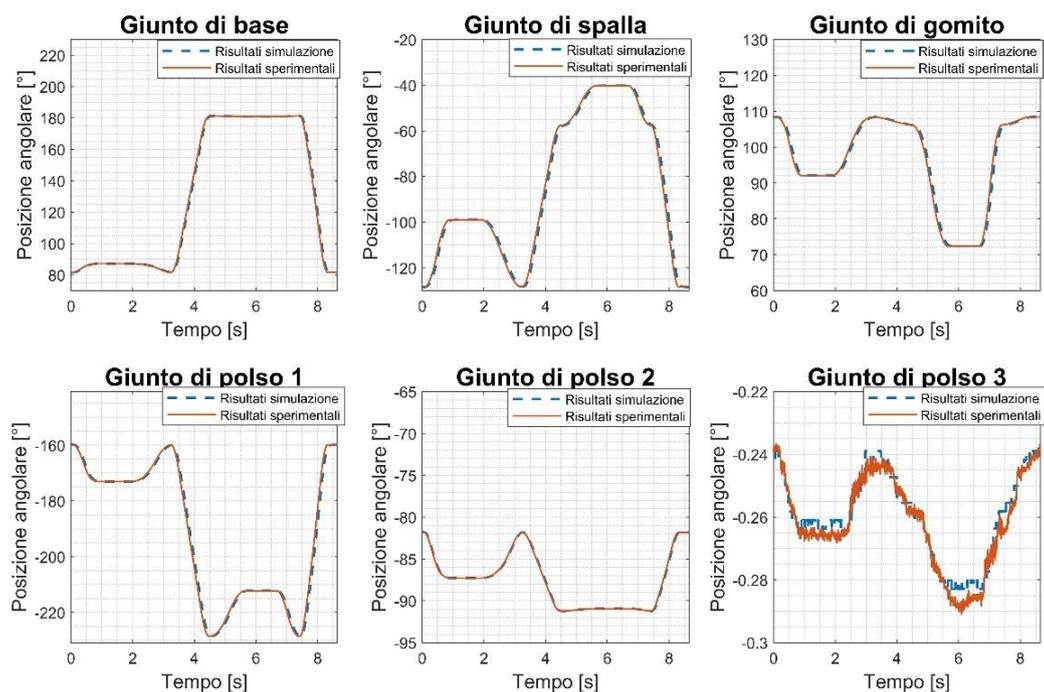


Figura A.1: Confronto tra i risultati di traiettoria 2 delle posizioni angolari dei giunti del robot

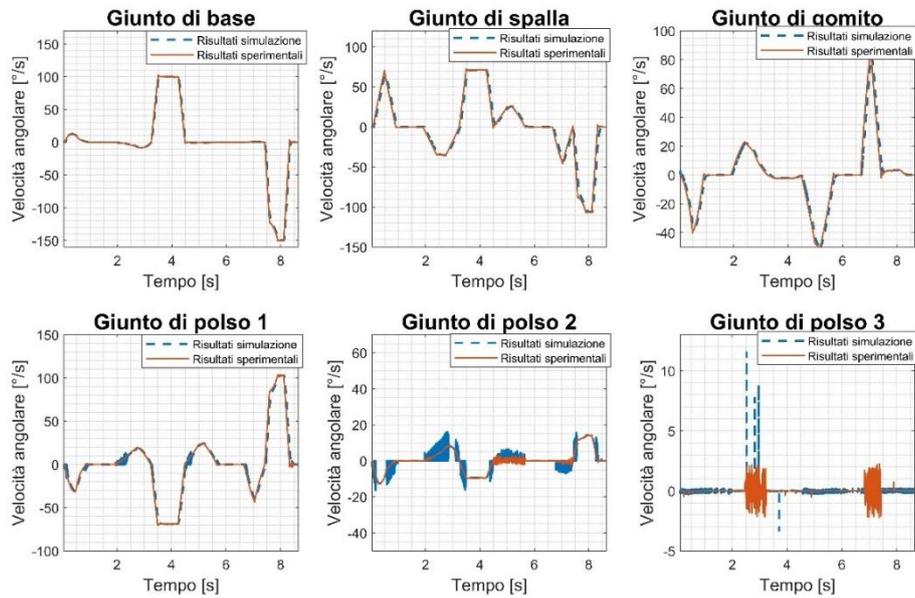


Figura A.2: Confronto tra i risultati di traiettoria 2 delle velocità angolari dei giunti del robot

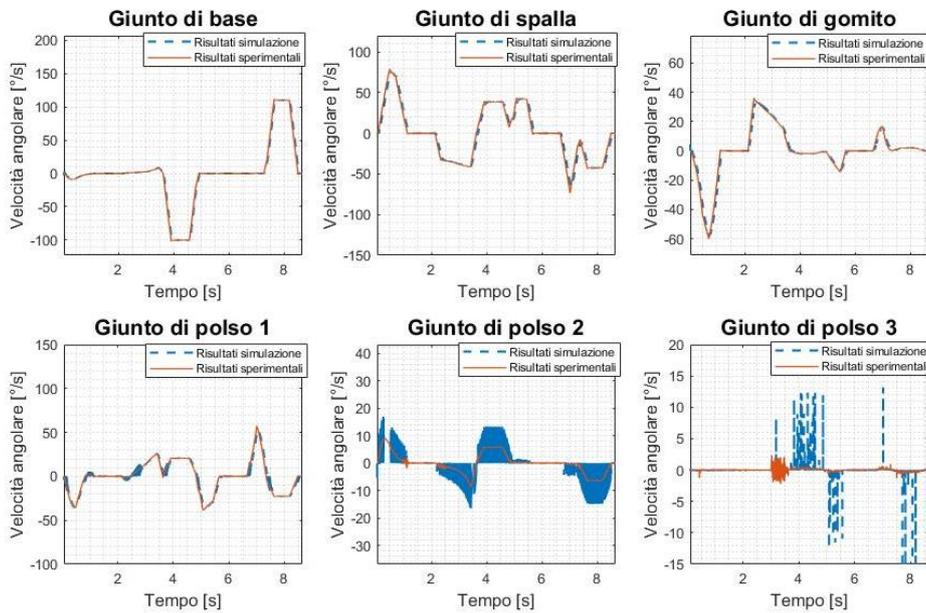


Figura A.3: Confronto tra i risultati di traiettoria 3 delle posizioni angolari dei giunti del robot

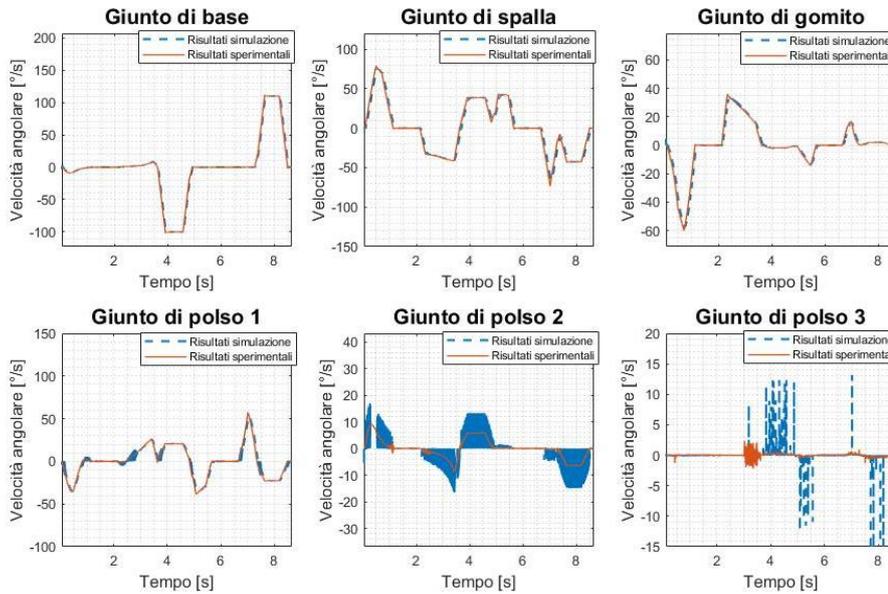


Figura A.4: Confronto tra i risultati di traiettoria 3 delle velocità angolari dei giunti del robot

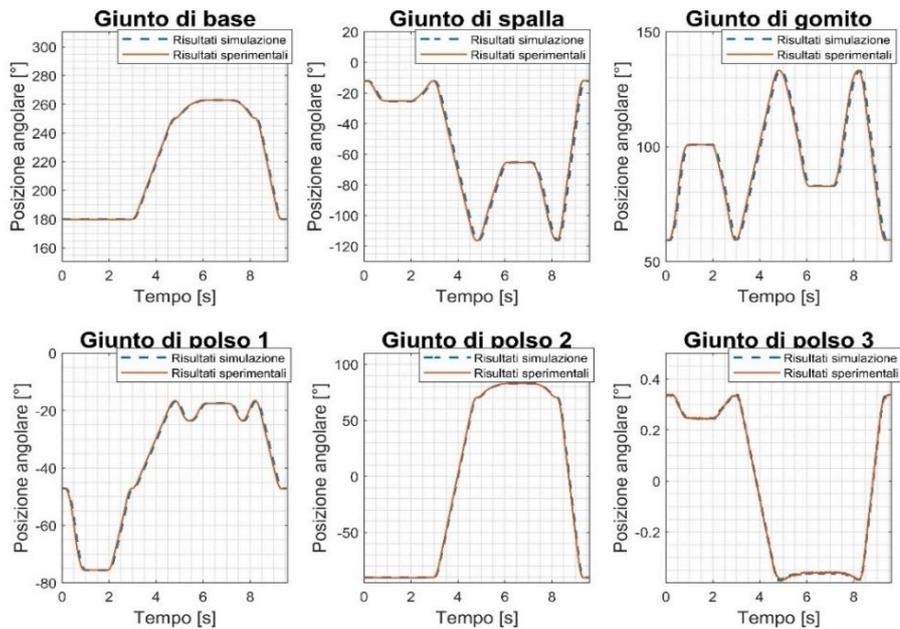


Figura A.5: Confronto tra i risultati di traiettoria 4 delle posizioni angolari dei giunti del robot

## Appendice A

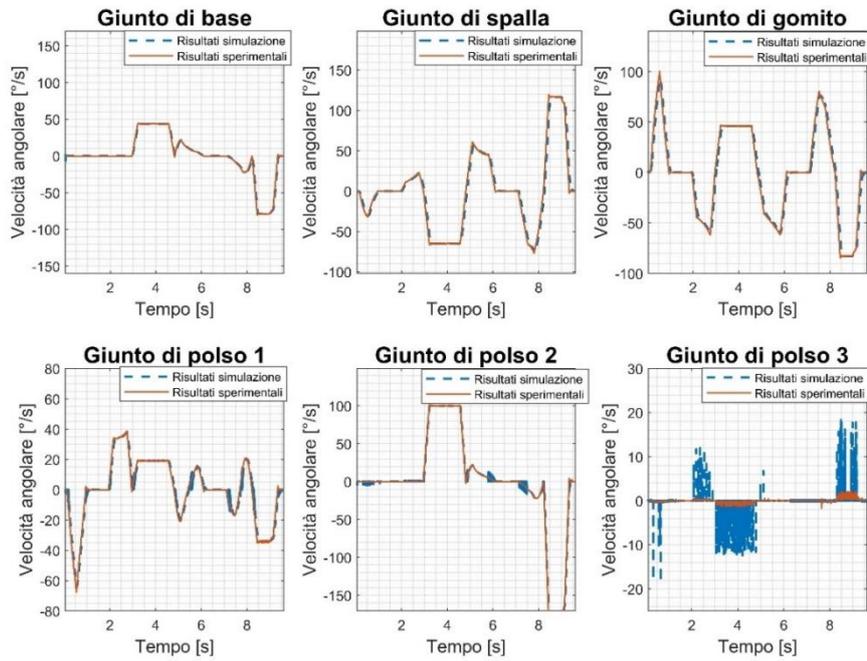


Figura A.6: Confronto tra i risultati di traiettoria 4 delle velocità angolari dei giunti del robot

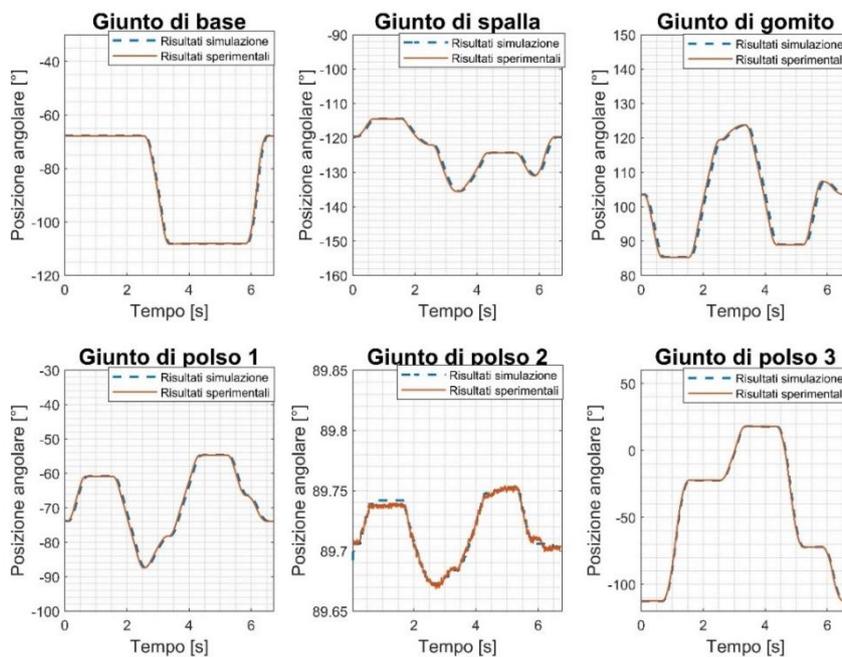


Figura A.7: Confronto tra i risultati di traiettoria 5 delle posizioni angolari dei giunti del robot

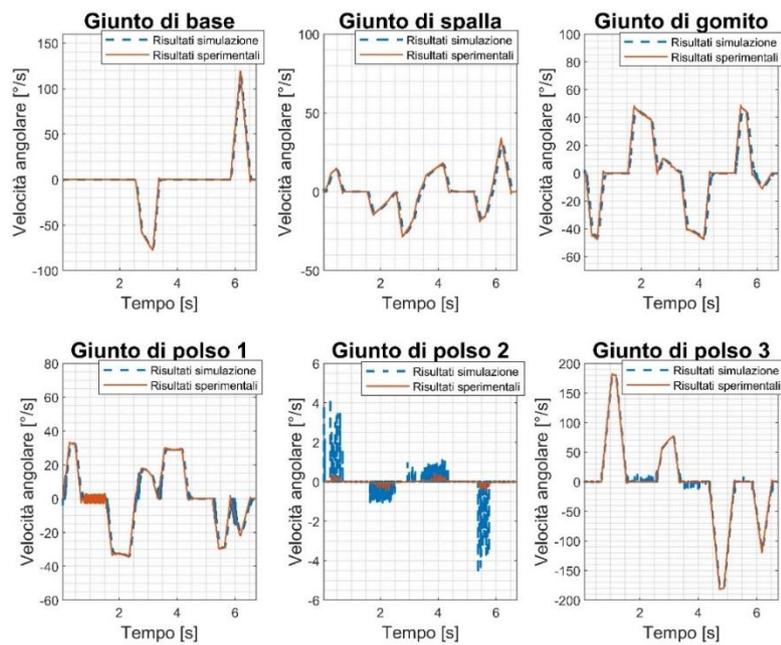


Figura A.8: Confronto tra i risultati di traiettoria 5 delle velocità angolari dei giunti del robot

# Bibliografia

[1] “Harmonic Drive Gear Failures in Industrial Robots Applications: An Overview”

Andrea Raviola, Andrea De Martin, Roberto Guida, Giovanni Jacazio, Stefano Mauro and Massimo Sorli.

[2] “Anomaly Detection and Prognosis for Primary Flight Control EMAs”  
Andrea De Martin, Giovanni Jacazio, and George Vachtsevanos.

[3] “Detecting cracks in the tooth root of gears” Ales Belsak, Joze Flaker.

[4] “Intelligent fault diagnosis and prognosis for engineering system” George Vachtsevanos, Frank Lewis, Michael Roemer, Andrew Hess, Biqing Wu.

[5] “Monitoring, diagnostics and prognostics for robot tool center accuracy degradation” Guixiu Qiao, Brian A. Weiss.

[6] “Informazioni su universal robots.” [Online]. Available: <https://www.universal-robots.com/it/info-su-universal-robots/>

[7] R. Guida, “Sviluppo di un modello high-fidelity del robot ur5 ai fini diagnostici e prognostici,” Master’s thesis, Politecnico di Torino, 2020.

[8] D. Migliore “Modellazione e fault detection di giochi in robot collaborativi” Master’s thesis, Politecnico di Torino, 2020/2021.

[9] H. D. AG, “Riduttore armonico harmonic drive.” [Online]. Available: <https://harmonicdrive.de/it/glossario/riduttore-armonico-harmonic-drive>

- [10] T. D. Tuttle, "Understanding and modeling the behavior of a harmonic drive gear transmission," Ph.D. dissertation, Massachusetts Institute of Technology, 1992.
- [11] "A study on stress and vibration analysis of a steel and hybrid flexspline for harmonic drive" Han Su Jeon, Se Hoon Oh.
- [12] "Tooth effects on assembling bending stress of flexible tooth rim in harmonic drive" Yunpeng Yaoa, Xiaoxia Chena, Jingzhong Xinga.
- [13] "The effect of constraint level on a crack path" M. Ševc'ík, P. Hutar', L. Náhlík, S. Seitl.
- [14] "Failure Analysis of a Flexspline of Harmonic Gear Drive in STC Industrial Robot: Microstructure and Stress Distribution" Jianlin Zheng, Wei Yang.
- [15] "Propagation path and failure behavior analysis of cracked gears under different initial angles" Yunxia Chen, Yi Jin, Xihui Liang, Rui Kang.
- [16] "A harmonic drive model considering geometry and internal interaction" Chuang Zou, Tao, Gedong Jiang, Xuesong Mei, Junhui Wu.
- [17] "Vibration buckling and fracture analysis of a cracked cylindrical shell" Shaik Mujeebur Rehman, Chalamalasetti Srinivasa Rao.
- [18] H. D. AG, "Riduttore armonico harmonic drive."  
[Online]. Available: <https://harmonicdrive.de/it/glossario/riduttore-armonico-harmonic-drive>
- [19] U. Robot, "Technical specifications," 2019.
- [20] MathWorks, "Simscape multibody." [Online]. Available: <https://it.mathworks.com/products/simmechanics.html>

- [21] P. Corke, Robotics, vision and control: fundamental algorithms in MATLAB® second, completely revised. Springer, 2017.
- [22] B. Siciliano, L. Sciavicco, L. Villani, and G. Oriolo, Robotics: modelling, planning and control. Springer Science & Business Media, 2010.
- [23] A. Vayra, “Modellazione numerica di prove dinamiche di meccanica della frattura in acciai martensitici,” Master’s thesis, Politecnico di Torino, 2018.
- [24] “Deformation and Stress Analysis of Short Flexspline in the Harmonic Drive System with Load” Chuang Zou, Tao Gedong Jiang, Xuesong Mei.
- [25] “Prognostics and Health Management, introduction and application to Flight Control Systems” Seminar class for “Meccatronica” of Andrea De Martin.
- [26] “Cryobotics: Testing of Strainwave Gearboxes” J. D. Smith, J. M. Schuler, A. J. Nick.
- [27] Materiale didattico del corso di Costruzioni di Macchine di Belingardi Giovanni, Politecnico di Torino, 2019/2020.
- [28] C. Costantino, “Sviluppo di un modello multibody di un harmonic drive a fini diagnostici e prognostici”, Master’s thesis, Politecnico di Torino, 2020/2021.
- [29] “A Manipulator Design Optimization Based on Constrained Multi-objective Evolutionary Algorithms”, Yang Xiao, Zhun Fan, Wenji Li, Shen Chen, Lei Zhao, Honghui Xie.
- [30] DG LEWICKI, R BALLARINI, “Effect of rim thickness on gear crack propagation path”.
- [31] David G Lewicki, “Gear Crack Propagation Path Studies-Guidelines for UltraSafe Design”.

[32] F. Curà, A. Mura, C. Rosso, “Investigation about crack propagation paths in thin rim gears”.

[33] “Predictive algorithms for prognostics and health management of complex systems”, Leone Giacomo.

[34] S. Liu, G. S. Chen, “Dynamics and control of robotic manipulators with contact and friction”.

[35] “Effects of Temperature and Mounting Configuration on the Dynamic Parameters Identification of Industrial Robots”, Andrea Raviola, Roberto Guida, Andrea De Martin, Massimo Sorli, Stefano Pastorelli e Stefano Mauro.

[36] [Online]. Available: <https://howtomechatronics.com/how-it-works/what-is-strain-wave-gear-harmonic-drive-a-perfect-gear-set-for-robotics-applications/>