

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



**Politecnico
di Torino**

Tesi di Laurea Magistrale

STUDIO DINAMICO DI UNA CATENARIA A PASSO E VALUTAZIONE DELL'INTRODUZIONE DI MOTORI PLANARI A LEVITAZIONE MAGNETICA

Relatori

Prof. Stefano PASTORELLI

Ing. Claudio BERGAMINO

Candidato

Simone MAO

Ottobre 2024

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio l'azienda Abrigo S.p.A. non solo per avermi concesso la possibilità di svolgere questo studio, ma soprattutto per il contributo attivo nella mia formazione, dapprima sotto forma di tirocinio curricolare, in seguito attraverso questo lavoro di Tesi. Un particolare ringraziamento è rivolto all'Ing. Claudio Bergamino per la sua disponibilità e per il suo continuo supporto nella realizzazione di questa attività.

Indice

Elenco delle tabelle	IX
Elenco delle figure	X
I Studio dinamico di una catenaria a passo	2
1 descrizione del sistema complessivo	1
2 Descrizione della catenaria	4
2.1 Motore	5
2.1.1 Principio di funzionamento	8
2.1.2 Modello in assi statore	10
2.1.3 Modello in assi rotore	11
2.1.4 Coppia trasmessa dal motore	12
2.1.5 Schema a blocchi del sistema	13
2.2 Sistema di controllo	13
2.2.1 Impostazione della legge del moto	14
2.2.2 Il controllo	16
2.2.3 Inverter PWM	18
2.3 Trasmissione	24
2.4 Nastro trasportatore	27
2.4.1 Tamburi	29
2.4.2 Modello matematico del nastro trasportatore	30
2.5 Attrito	40
2.5.1 Attrito nei perni delle pulegge	40
2.5.2 Attrito dovuto allo strisciamento del nastro	43
3 Modello Simulink	45
3.1 Controllore	49
3.2 Inverter PWM	52

3.3	Motore	52
3.4	Riduttore	55
3.5	Trasmissione a cinghia	57
3.6	Pulegge motrici 019	57
3.7	Pulegge condotte 012	60
3.8	Nastro trasportatore	60
3.9	Identificazione dei parametri ottimali di attrito	62
3.10	Verifica dei risultati del processo di ottimizzazione	67
3.11	Caricamento dei dati su Simulink	70
4	Risultati delle simulazioni	73
4.1	Servomotori Siemens	73
4.1.1	Siemens S-1FK7084-2AC70	73
4.1.2	Siemens S-1FK7085-4CC71	79
4.2	Servomotori Schneider Electric	85
4.2.1	Schneider Electric SH3140P1	86
4.2.2	Schneider Electric SH3205P1	92
4.3	Servomotore Rockwell	97
4.3.1	Rockwell Automation VPL-B1652F	98
4.4	Confronto dei risultati e conclusioni	104
II	Implementazione di un sistema di movimentazione alternativo basato su motori planari a levitazione magnetica	108
5	Motori Planari a Levitazione Magnetica	110
5.1	Mover	110
5.2	Piano di traslazione e alimentazione	112
5.3	Sistema di controllo	114
5.4	Caratteristiche dei motori planari Maglev	115
6	Modellazione matematica	116
6.1	Definizione di un sistema di coordinate	117
6.2	Distribuzione della densità del flusso magnetico	118
6.3	Forze e coppie elettromagnetiche	118
6.4	Calcolo delle forze agenti e della corrente	119
6.5	Equazione Dinamica	120
7	Individuazione di un <i>layout</i> di macchina sfruttando i motori planari Maglev	122
7.1	Schema originale	122
7.2	Definizione delle caratteristiche del nuovo <i>layout</i>	127
7.3	Presentazione di un <i>layout</i> preliminare sfruttando i motori planari	128

7.3.1	Introduzione	128
7.3.2	Ciclo della macchina	129
7.3.3	Conclusioni	130

Bibliografia		133
---------------------	--	-----

Elenco delle tabelle

2.1	Stati di attivazione inverter PWM	20
3.1	Dati del sistema di controllo.	50
3.2	Parametri significativi per imporre la saturazione dell'inverter PWM.	52
3.3	Dati del motore Siemens S-1FK7084-2AC70 [7].	55
3.4	Dati del riduttore [8].	55
3.5	Dati della trasmissione a cinghia dentata.	58
3.6	Dati relativi alla puleggia 019.	59
3.7	Dati relativi alla puleggia 012.	61
3.8	Dati della trasmissione a cinghia dentata.	62
3.9	Coefficienti di attrito risultanti dalla procedura di ottimizzazione.	66
4.1	Dati del motore Siemens S-1FK7085-4CC71[9].	81
4.2	Dati del motore Schneider Electric SH3140P1.[10]	87
4.3	Dati del motore Schneider Electric SH3205P1[11].	93
4.4	Dati del Rockwell Automation VPL-B1652F.[12]	99
5.1	Alcune caratteristiche dei motori XPlanar dichiarate da <i>Beckhoff Automation</i>	115

Elenco delle figure

1.1	Confezione del prodotto trattato dalla macchina	1
1.2	Disposizione dei prodotti all'interno delle scatole	2
1.3	Layout della configurazione originale	3
2.1	Vista complessiva della catenaria	4
2.2	Ingombri della catenaria espressi in mm	5
2.3	Motore <i>Siemens SIMOTICS S-1FK7084-2AC70</i>	6
2.4	Posizionamento del motore nella catenaria	6
2.5	Vista del motore all'interno della carteratura	7
2.6	Moto imposto al sistema	7
2.7	Schema di un motore <i>brushless</i> ad una coppia polare.	8
2.8	Circuito equivalente del motore. NB il collegamento viene eseguito a stella .	10
2.9	Schema del motore con le tre convenzioni vettoriali: fasori a,b,c, assi stato- re α, β e assi rotore d,q.	12
2.10	Schema a blocchi del motore	13
2.11	Siemens SINAMICS S120, dal sito <i>siemens.com</i>	14
2.12	Legge del moto costante a tratti modificata	15
2.13	Raccordi alla base delle leggi di velocità e accelerazione	15
2.14	Raccordo superiore legge velocità	16
2.15	Schema a blocchi del sistema di controllo.	17
2.16	Schema a blocchi dell'anello di velocità.	17
2.17	Schema a blocchi dell'anello di corrente del controllore. Al di sopra vi è il controllo della componente di quadratura, mentre al di sotto vi è quello della corrente diretta.	19
2.18	Diagramma e schema di funzionamento dell'inverter PWM del controllore <i>SINAMICS S120</i> . Immagine tratta da <i>SINAMICS Engineering Manual Chassis-2 – December 2020 – A5E50674935B AA</i> © SIEMENS AG 2020.	20
2.19	A sinistra, fasori corrispondenti agli stati di attivazione dell'inverter; a de- stra, avvolgimenti di fase del motore L1,L2,L3. Immagine tratta da <i>SINAMICS Engineering Manual Chassis-2 – December 2020 – A5E50674935B AA</i> © SIEMENS AG 2020.	21

2.20	Segnale in tensione analogico di riferimento.	22
2.21	Segnale di riferimento campionato e mantenuto per una $f_p = 4Hz$	22
2.22	Duty cycle dc e portante a confronto per la generazione del segnale di alimentazione in PWM	23
2.23	Segnale di alimentazione convertito in PWM.	23
2.24	Riduttore planetario <i>Wittenstein TP050S-MF1-10-011-2S</i> . Foto ottenuta dal catalogo ufficiale del produttore. © 2024 - WITTENSTEIN SE.	24
2.25	Dettaglio della trasmissione a cinghia	25
2.26	Messa in tavola della ruota inferiore della trasmissione (A23-02b-021).	26
2.27	Messa in tavola della ruota superiore della trasmissione (A23-02b-019).	26
2.28	Schema a blocchi della trasmissione.	27
2.29	Cinghia dentata a falso dente. Immagine tratta dal sito web <i>Dynamic 360</i> (https://www.dynamic360.it/prodotti/cinghie-dentate/cinghie-dentate-con-falsi-denti/)	28
2.30	Messa in tavola della cinghia AT10 <i>Dynamic 360</i>	29
2.31	Nastro trasportatore con i supporti del prodotto.	30
2.32	Dettaglio dei supporti per l'alloggiamento dei prodotti.	30
2.33	Messa in tavola della puleggia condotta A23-02b-012.	31
2.34	Schema della catenaria e suddivisione in tre sottoassiemi: pulegge motrici 019, pulegge condotte 012 e nastro trasportatore.	31
2.35	Diagramma di corpo libero dei tamburi 019.	32
2.36	Diagramma di corpo libero dei tamburi 012	33
2.37	Diagramma di corpo libero delle estremità superiore (in alto) e inferiore (in basso).	34
2.38	Diagramma di corpo libero del modello equivalente del nastro trasportatore.	35
2.39	Schema a blocchi del nastro trasportatore.	36
2.40	Schema a blocchi della catenaria.	37
2.41	Dettaglio dello schema a blocchi complessivo della catenaria.	38
2.42	Dettaglio dello schema a blocchi complessivo della catenaria.	39
2.43	Andamento della forza di attrito all'aumentare della velocità v . Immagine tratta da [5]	40
2.44	Reazioni vincolari sul perno delle pulegge 019	41
2.45	Variazione della coppia di attrito (posta $C_s = costante$) rispetto alla velocità. I valori sono da ritenersi puramente indicativi.	42
2.46	Dettaglio del tratto a bassa velocità dove prevale la componente di Stribeck.	42
2.47	Diagramma equivalente del nastro trasportatore.	43
2.48	variazione del coefficiente di attrito $\mu(\bar{x})$ descritta dalla curva di Stribeck.	44
3.1	Modello <i>Simulink</i> dell'intera catenaria.	46
3.2	Ingrandimento del modello <i>Simulink</i> dell'intera catenaria.	47
3.3	Ingrandimento del modello <i>Simulink</i> dell'intera catenaria.	48

3.4	Anti wind-up dell'integratore dell'anello di velocità.	49
3.5	Modello <i>Simulink</i> del controllore	51
3.6	Conversione del segnale di tensione dal sistema di riferimento in assi rotore (d, q) a quello in assi statore (α, β).	53
3.7	Conversione del segnale di tensione dal sistema di riferimento in assi statore (α, β) al sistema trifase (a, b, c)	53
3.8	Modello <i>Simulink</i> della dinamica elettromagnetica del motore	54
3.9	Modello <i>Simulink</i> dell'albero motore, ovvero l'albero di ingresso del riduttore.	56
3.10	Modello del riduttore.	56
3.11	Diagramma <i>Simulink</i> della trasmissione a cinghia.	57
3.12	Modellazione dell'attrito nei perni delle pulegge della cinghia.	58
3.13	Modello <i>Simulink</i> delle pulegge 019	58
3.14	Modellazione dell'attrito nei perni delle pulegge 019	59
3.15	Modello <i>Simulink</i> delle ruote condotte 012.	60
3.16	Modellazione dell'attrito nei perni delle pulegge 012.	60
3.17	Modello <i>Simulink</i> dell'elemento nastro.	61
3.18	Modello <i>Simulink</i> dell'attrito del nastro.	62
3.19	Set generato dal sistema di controllo	63
3.20	Risposta sperimentale del sistema	64
3.21	Input della legge del moto inviata dal <i>Parameter Estimator</i>	65
3.22	Output del modello inviato al <i>Parameter estimator</i> . Questi blocchi sono introdotti nella parte finale del modello, ovvero nell'estremità a destra della figura 3.3	66
3.23	Risultato dell'ottimizzazione dei parametri.	67
4.1	Ingombri del servomotore Siemens S-1FK7084-2AC70. Disegno gentilmente fornito da <i>Siemens AG</i> . ©Siemens AG.	74
4.2	Confronto tra <i>set</i> e <i>feedback</i> del sistema movimentato dal servomotore Siemens S-1FK7084-2AC70.	75
4.3	Risposta del sistema.	76
4.4	Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.	76
4.5	Dettaglio delle tensioni di fase.	77
4.6	Ingrandimento della saturazione	77
4.7	Coppia richiesta al motore S-1FK7084-2AC70	78
4.8	Ingrandimento del picco di coppia positiva.	78
4.9	Potenza richiesta al motore. I valori massimi sono di 4 kW nella fase di accelerazione e $3,7\text{ kW}$ nel tratto di decelerazione.	79
4.10	Modello 3D del motore Siemens S-1FK7085-4CC71. Disegno gentilmente fornito da <i>Siemens AG</i> . ©Siemens AG.	80
4.11	Ingombri del servomotore Siemens S-1FK7085-4CC71. Disegno gentilmente fornito da <i>Siemens AG</i> . ©Siemens AG.	80

4.12	Accoppiamento di motore e riduttore.	81
4.13	Confronto tra <i>set</i> e <i>feedback</i> del sistema movimentato dal servomotore Siemens S-1FK7085-4CC71. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$	82
4.14	Risposta del sistema.	83
4.15	Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.	83
4.16	Dettaglio delle tensioni di fase.	84
4.17	Coppia richiesta al motore S-1FK7085-4CC71.	84
4.18	Potenza richiesta al motore S-1FK7085-4CC71. Il suo valore è compreso tra i 3,45 <i>kW</i> (tratto di accelerazione) e i 3,2 <i>kW</i> (tratto di rallentamento).	85
4.19	Schneider Electric SH3140P1. ©Schneider Electric.	86
4.20	Ingombri del servomotore Schneider Electric SH3140P1. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Schneider Electric.	86
4.21	Accoppiamento di motore e riduttore.	87
4.22	Confronto tra <i>set</i> e <i>feedback</i> del sistema movimentato dal servomotore Schneider Electric SH3140P1. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$	88
4.23	Risposta del sistema.	89
4.24	Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.	90
4.25	Dettaglio delle tensioni di fase.	90
4.26	Coppia richiesta al motore Schneider Electric SH3140P1.	91
4.27	La potenza assume valori tra i 3,3 <i>kW</i> e i 3,1 <i>kW</i> rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.	91
4.28	Schneider Electric SH3205P1. ©Schneider Electric.	92
4.29	Ingombri del servomotore Schneider Electric SH3205P1. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Schneider Electric.	92
4.30	Accoppiamento di motore e riduttore.	92
4.31	Confronto tra <i>set</i> e <i>feedback</i> del sistema movimentato dal servomotore Schneider Electric SH3205P1. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$	94
4.32	Risposta del sistema.	95
4.33	Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.	95
4.34	Dettaglio delle tensioni di fase.	96
4.35	Coppia richiesta al motore Schneider Electric SH3140P1.	96
4.36	La potenza assume valori tra i 4,5 <i>kW</i> e i 4,11 <i>kW</i> rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.	97
4.37	Rockwell Automation VPL-B1652F. ©Rockwell Automation.	98
4.38	Ingombri del servomotore VPL-B1652F. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Rockwell Automation.	98
4.39	Accoppiamento di motore e riduttore.	99

4.40	Confronto tra <i>set</i> e <i>feedback</i> del sistema movimentato dal servomotore Rockwell Automation VPL-B1652F.	100
4.41	Risposta del sistema.	101
4.42	Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.	101
4.43	Dettaglio delle tensioni di fase.	102
4.44	Dettaglio delle tensioni di fase.	102
4.45	Coppia richiesta al motore Rockwell Automation VPL-B1652F.	103
4.46	Ingrandimento del picco di coppia positiva. La saturazione delle tensioni fa registrare un picco di coppia positiva di 14,5 <i>Nm</i> e uno di coppia negativa di -13,1 <i>Nm</i>	103
4.47	La potenza assume valori tra i 3,7 <i>kW</i> e i 3,4 <i>kW</i> rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.	104
4.48	Comportamento del motore VPL-B165F con tensione di alimentazione di 480V.	107
5.1	Foto del <i>mover</i> APM4221-0000-0000 ©Beckhoff Automation	111
5.2	Disegno tecnico del <i>mover</i> APM4221-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio) ©Beckhoff Automation	111
5.3	Movimenti consentiti al <i>mover</i> . In verde sono rappresentati i movimenti liberi (dipendono dalle condizioni esterne e non dal <i>mover</i> stesso) e in giallo quelli limitati dalle caratteristiche del <i>mover</i>	112
5.4	Foto della mattonella APS4322-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio) ©Beckhoff Automation	113
5.5	Disegno tecnico della mattonella APS4322-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio) ©Beckhoff Automation	113
5.6	Esempio di collegamento tra i piani e il sistema di controllo. ©Beckhoff Automation	114
6.1	Schema di un motore planare (capovolto). Immagine tratta da [13] CC BY 4.0	116
6.2	Sistemi di coordinate sulla porzione di sistema in esame. Immagine tratta da [13] CC BY 4.0	117
7.1	Viste 3D del layout originale. ©Abrigo SpA	123
7.2	Layout della configurazione originale	125
7.3	Flusso del prodotto nella configurazione tradizionale	126
7.4	Telecamera per l'identificazione del prodotto ©Beckhoff Automation	127
7.5	Dettagli del sistema di movimentazione. Partendo dall'alto procedendo da sinistra verso destra è possibile osservare le dimensioni della confezione, quelle del <i>mover</i> dotato di supporto per il prodotto e la mattonella contenente gli avvolgimenti. Nella seconda fila si può osservare il <i>mover</i> sprovvisto di supporti e la telecamera di riconoscimento.	128
7.6	Beckhoff robot antropomorfo ATRO ©Beckhoff Automation	129

7.7	<i>layout</i> della macchina sfruttando i motori planari Maglev.	131
7.8	Schema dei flussi percorsi dai <i>mover</i>	132

Presentazione dell'azienda



Fondata nel 1979 a Diano d'Alba (CN), Abrigo S.p.A. è punto di riferimento internazionale nell'automazione robotizzata di *packaging* e taglio a ultrasuoni per l'industria alimentare. L'azienda realizza, a partire dai singoli macchinari fino alle linee complete, soluzioni su misura, in base alle necessità dei clienti. Ogni macchina è progettata per essere integrabile agli impianti e *layout* preesistenti, in modo tale da adattarsi al processo produttivo. L'azienda propone soluzioni che includono tutte le attrezzature necessarie per collegare le parti della linea, gestire i flussi di prodotto ed effettuare i necessari controlli di qualità lungo le diverse parti del ciclo produttivo.



Parte I

**Studio dinamico di una catenaria a
passo**

Sommario

La prima parte di questa tesi propone lo studio del comportamento dinamico di un nastro trasportatore a passo, movimentato da servomotore *brushless*.

Una volta identificato il sistema in esame, è stato realizzato un modello di simulazione in ambiente *Simulink*, in modo tale da comprendere le richieste di coppia e potenza al servomotore scelto dall'azienda.

Realizzato quanto precedentemente descritto, il comportamento del modello è stato validato attraverso il "tuning" dei parametri che descrivono l'attrito, grazie al riscontro con prove effettuate sul sistema reale.

A questo punto, una volta ottenuta una buona approssimazione del comportamento della catenaria, sono state effettuate simulazioni sfruttando i dati di targa di motori diversi da quello impiegato sul sistema originale.

Ciò viene fatto poiché il cliente ha richiesto esplicitamente all'azienda Abrigo di impiegare un modello preciso di servomotore per l'applicazione presa in considerazione da questo studio.

Pertanto diventa motivo di interesse per l'azienda, nel caso fosse necessario proporre un sistema simile in future applicazioni senza tale vincolo di progetto, comprendere se vi siano soluzioni alternative, in grado di comportarsi meglio in tale applicazione.

Capitolo 1

descrizione del sistema complessivo

Lo scopo della macchina è di confezionare con tre prodotti diversi (prodotto 1, prodotto 2, prodotto 3) le scatole, così come illustrato nelle immagini 1.1 e 1.2.

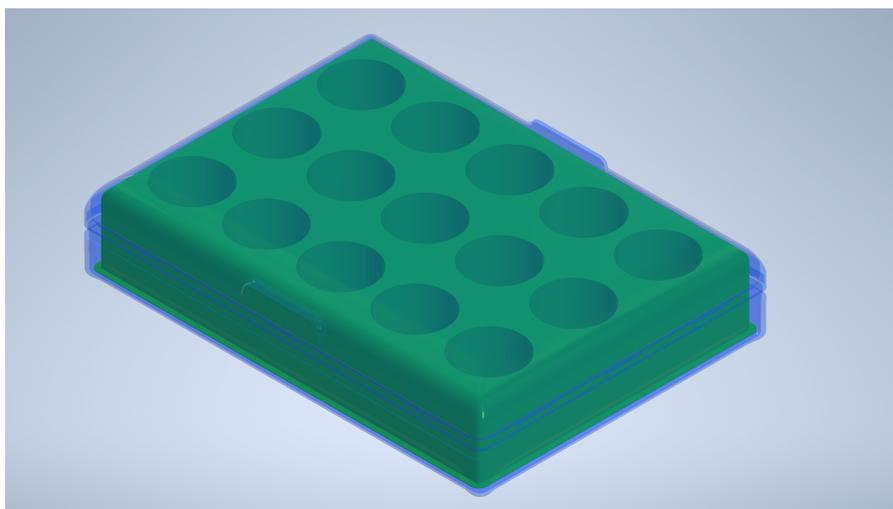


Figura 1.1: Confezione del prodotto trattato dalla macchina

Per comprendere il ciclo di funzionamento della macchina occorre osservare lo schema presente in figura 1.3.

Sono presenti in tutto 10 robot in serie, serviti da due catenarie in parallelo, di cui una dedicata al solo trasporto di coperchi, mentre la restante alla movimentazione delle intere scatole.

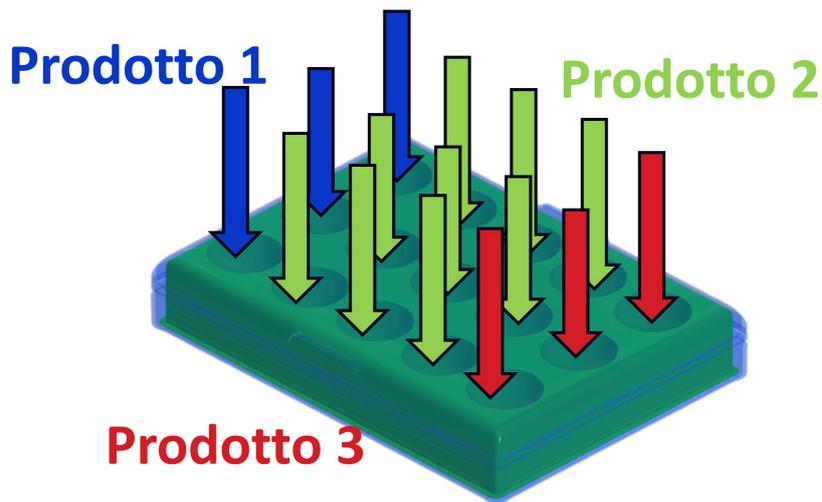


Figura 1.2: Disposizione dei prodotti all'interno delle scatole

Durante un intero ciclo, in primis, vengono caricate le scatole vuote con all'interno l'imballaggio plastico nel quale inserire il prodotto (1). Successivamente un robot procede alla scoperchiatura delle scatole e all'inserimento dei coperchi sulla catenaria ad essi dedicata, posta in parallelo alla prima (2). Quest'ultima replicherà tutti i passi compiuti dal nastro principale, in modo tale da mantenere scatole e coperchi allineati.

A questo punto, le confezioni raggiungono la postazione dello sfogliatore (3), presso la quale, vengono dapprima estratti e adagiati sui relativi coperchi gli imballaggi interni in plastica, successivamente vengono inseriti i formatelli, ovvero i cartoncini che riportano gli ingredienti dei prodotti alimentari confezionati. Terminata questa operazione, viene reinserito l'imballaggio in plastica all'interno della scatola.

Successivamente, le scatole raggiungono le postazioni di confezionamento, dove vengono rispettivamente inseriti verticalmente tre unità del prodotto 1, 9 del prodotto 2 e altre 3 del prodotto 3. Infine, vengono reinseriti i coperchi (4) e le confezioni ultimate sono scaricate al di sopra dei nastri trasportatori di uscita (5).

È inoltre presente una telecamera per verificare il risultato delle operazioni, al fine di scartare eventuali prodotti non conformi agli standard richiesti.

I coperchi devono spostarsi in parallelo alle relative scatole da cui sono stati disaccoppiati, in quanto scatole e coperchi sono realizzati insieme, pertanto ad ogni singola scatola corrisponde il proprio coperchio, per questo motivo potrebbe non riuscire ad abbinarsi con altri coperchi.

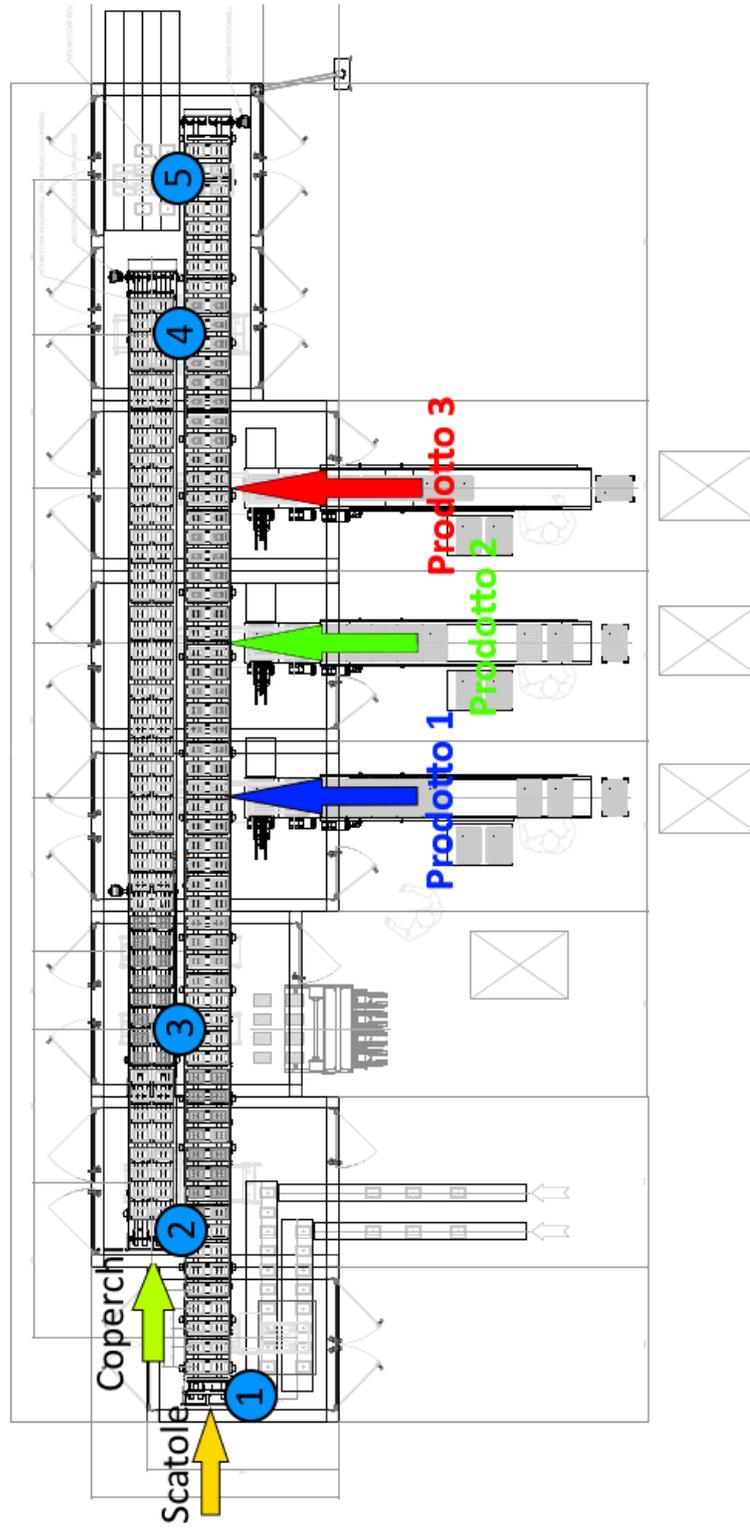


Figura 1.3: Layout della configurazione originale

Capitolo 2

Descrizione della catenaria

La catenaria a passo studiata in questo lavoro rappresenta il sistema di trasporto scatole precedentemente introdotto. Il nastro trasportatore è detto a passo, in quanto presenta un moto intermittente, il quale permette, durante le fasi di arresto, ai vari sistemi automatici di operare nelle isole di confezionamento. In tutto, le confezioni compiono 15 passi all'interno della macchina, prima di essere ultimate.

Il sistema di movimentazione studiato rappresenta la catenaria più lunga presente sul macchinario ed è impiegata per il trasporto delle scatole di prodotto. Complessivamente è lunga 16,3 metri, alta 1,05 metri e larga 1,04 metri. Deve movimentare un totale di 120 confezioni, di cui 16 complete, compiendo passi da 960mm in tempi di 0,7s.



Figura 2.1: Vista complessiva della catenaria

Complessivamente il sistema di movimentazione è composto dai seguenti elementi:

- Motore sincrono *brushless* trifase.
- Riduttore con rapporto di riduzione pari a 10.

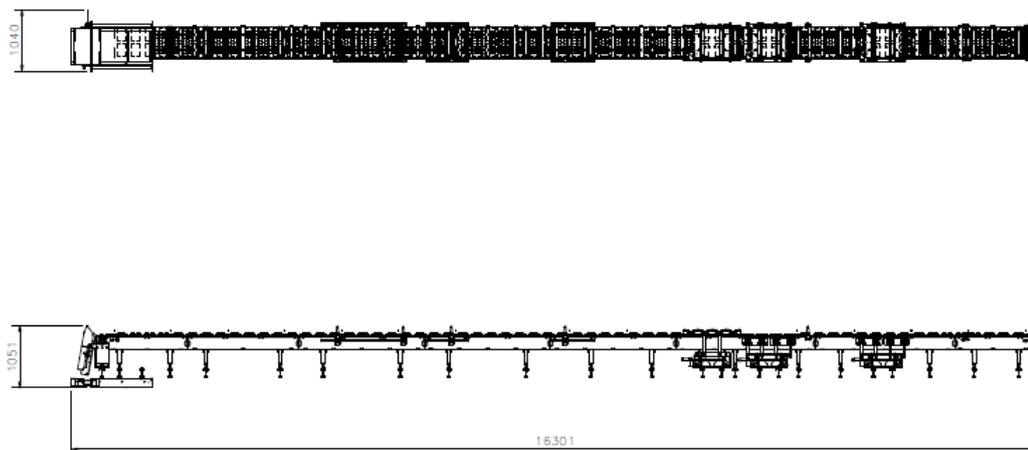


Figura 2.2: Ingombri della catenaria espressi in mm

- Trasmissione a cinghia dentata.
- Nastro trasportatore costituito da doppia cinghia dentata.
- Pulegge per consentire la trasmissione del moto.

2.1 Motore

Il motore montato sulla catenaria è un *Siemens SIMOTICS S-1FK7084-2AC70* abbinato ad un sistema di controllo *SYNAMICS S120* dell'omonimo costruttore.

Come specificato precedentemente, il produttore del servomotore e del relativo controllore è stato imposto dal cliente per esigenze aziendali.



Figura 2.3: Motore Siemens SIMOTICS S-1FK7084-2AC70

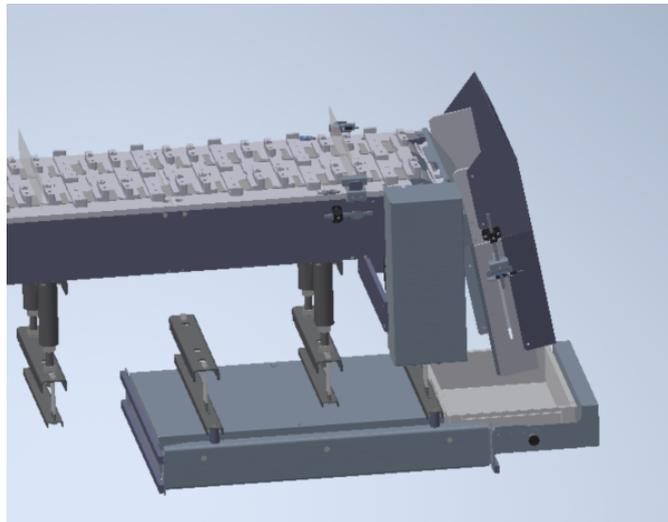


Figura 2.4: Posizionamento del motore nella catenaria

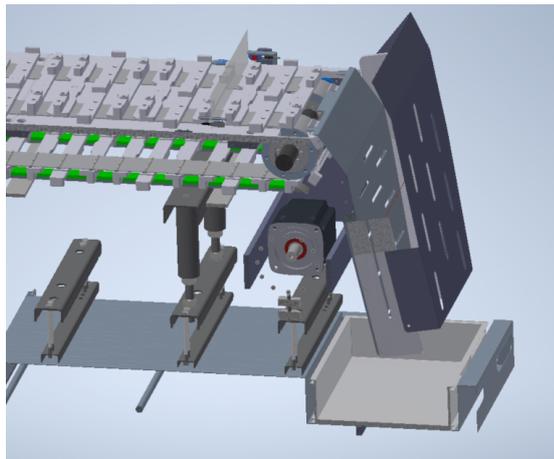


Figura 2.5: Vista del motore all'interno della carteratura

Dalle figure 2.4 e 2.5 è possibile notare che l'attuatore è posizionato insieme alla trasmissione al di sotto del nastro ed è riparato, per motivi di sicurezza da una carteratura in acciaio. Il motore impone un moto tale da tensionare e avvolgere le cinghie dentate che costituiscono il nastro trasportatore dall'alto verso il basso come visibile nella figura 2.6.

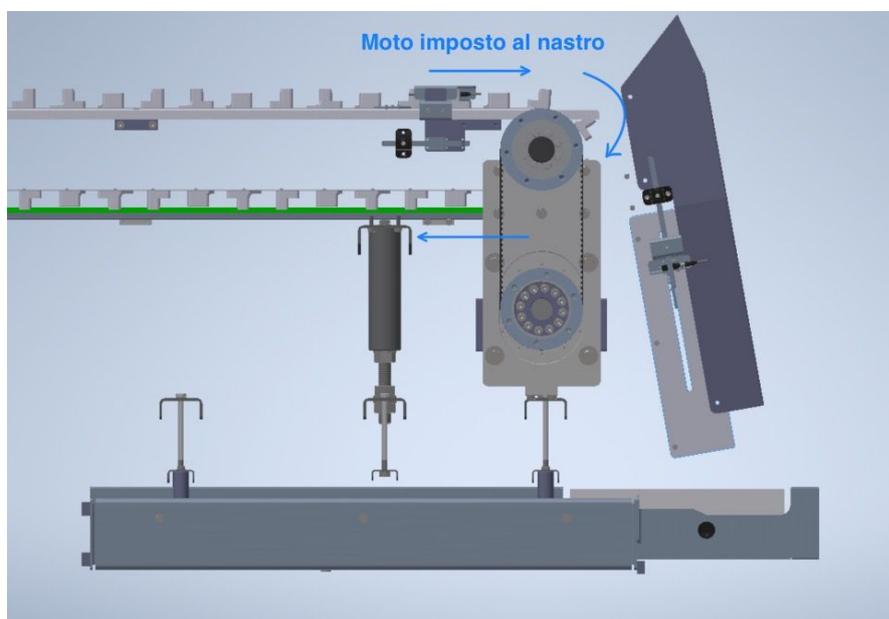


Figura 2.6: Moto imposto al sistema

2.1.1 Principio di funzionamento

I motori sincroni *brushless* a magneti permanenti [1] vengono utilizzati nell'industria per applicazioni ad alta precisione: infatti, nel caso specifico della macchina in esame, il posizionamento della catenaria deve essere molto preciso, in modo tale da rendere possibile ai robot la corretta manipolazione del prodotto.

Oltre a ciò, questa classe di attuatori non presenta spazzole e collettori, elementi che a causa dello strisciamento sul rotore generano scintille e, soprattutto, riducono sensibilmente affidabilità e durata della macchina.

Un altro elemento fondamentale è il fatto che il campo magnetico rotorico è generato da magneti permanenti, i quali limitano la presenza degli avvolgimenti a statore, pertanto permettono di limitare dimensioni e soprattutto le dissipazioni di calore dovute all'effetto Joule, le quali si manifestano in presenza di passaggio di corrente all'interno di un conduttore.

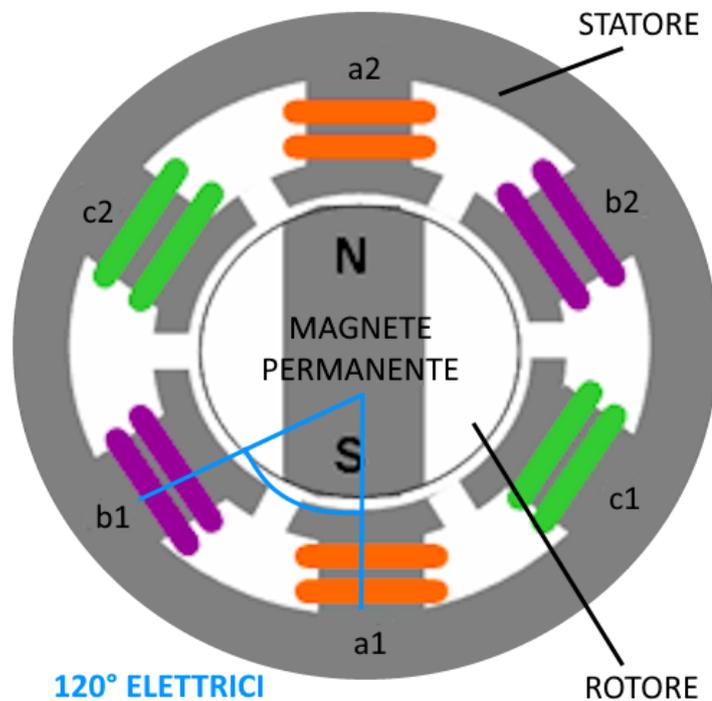


Figura 2.7: Schema di un motore *brushless* ad una coppia polare.

I motori sincroni *brushless* sono composti da avvolgimenti di fase statorici disposti in modo tale da occupare 120° elettrici lungo la periferia interna allo statore.

Vi è una proporzionalità diretta tra angoli meccanici (θ_m), ovvero quelli direttamente misurabili dalla rotazione dell'albero motore e gli angoli elettrici (θ_{el}) in base al numero di coppie polari (Z_p) introdotte dai magneti permanenti.

$$\theta_{el} = \theta_m Z_p$$

I magneti permanenti generano un campo magnetico solidale al rotore, il quale, a sua volta, produce un'induzione magnetica B variabile su ciascun avvolgimento di fase (a, b, c). Di conseguenza, in accordo con la legge di Faraday, ciascuna fase, essendo percorsa da corrente, genera una forza contro-elettromotrice $e_{a,b,c}$ che si oppone all'induzione magnetica. Tali forze, a causa della disposizione degli avvolgimenti dello statore, sono sfasate di 120° elettrici tra di loro.

$$e_{a,b,c}[V] = N[\vec{B}(\theta_{el}) \times \vec{v}]l = 2NB(\theta_{el})\dot{\theta}_{el}rl = \frac{d\phi_{a,b,c}}{dt}$$

Dove N è il numero di avvolgimenti di ciascuna fase, l è la lunghezza degli avvolgimenti, r è il raggio degli stessi e v è la velocità di variazione del campo magnetico. Il numero 2 compare per il fatto che ciascuna fase presenta due avvolgimenti. Le forze contro-elettromotrici possono anche essere viste come la derivata nel tempo del flusso magnetico concatenato agli avvolgimenti $\phi_{a,b,c}$.

Inoltre, l'effetto dell'induzione magnetica variabile provoca la l'insorgenza di una coppia motrice $C_{m_{a,b,c}}$, dovuta all'effetto della forza di Lorenz che si genera negli avvolgimenti percorsi da corrente $i_{a,b,c}$.

$$C_{m_{a,b,c}}[Nm] = 2NB(\theta_{el})i_{a,b,c}l$$

Di conseguenza, alimentando opportunamente gli avvolgimenti di fase è possibile ottenere come effetto utile la generazione di coppia, a fronte di una serie di forze contro-elettromotrici dovute alla presenza di un campo magnetico variabile, il cui andamento è di tipo sinusoidale. È possibile quindi descrivere il comportamento elettrico del motore attraverso il seguente modello (si veda la figura 2.8):

$$\begin{cases} V_a = Ri_a + L \frac{di_a}{dt} + e_a \\ V_b = Ri_b + L \frac{di_b}{dt} + e_b \\ V_c = Ri_c + L \frac{di_c}{dt} + e_c \end{cases}$$

V_a, V_b, V_c [V] sono le tensioni di linea che alimentano la macchina, R [Ω] ed L [H] sono rispettivamente la resistenza e l'induttanza equivalenti del motore (vengono fornite come specifiche dal produttore).

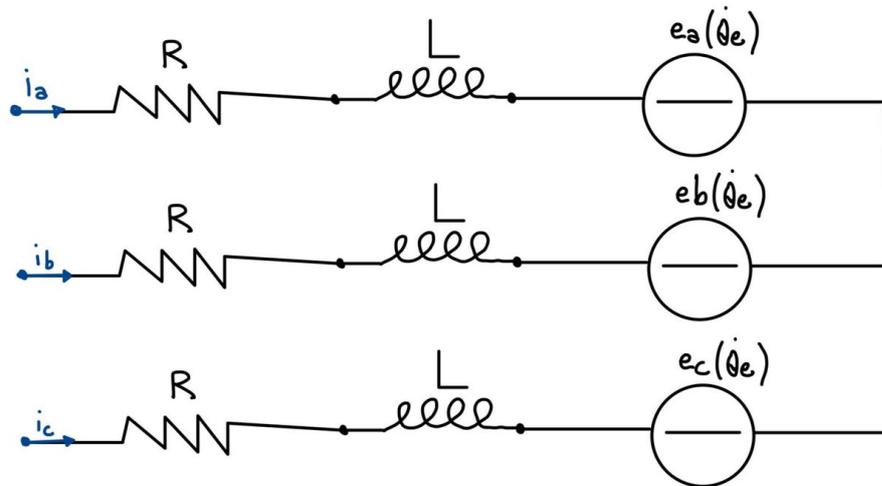


Figura 2.8: Circuito equivalente del motore. NB il collegamento viene eseguito a stella

2.1.2 Modello in assi statore

Il modello precedentemente illustrato è utile per comprendere il principio di funzionamento della macchina, tuttavia non è lineare, pertanto non si presta ad uno studio semplificato attraverso *Simulink*.

Diventa utile proiettare le tre fasi elettriche a,b,c sugli assi α, β solidali allo statore (figura 2.9), pertanto appartenenti ad un sistema di riferimento fisso.

Essi descrivono un piano complesso in cui α rappresenta la parte reale e β quella immaginaria:

$$\begin{cases} \bar{Z}_a = e^{j0} = 1 + j0 \\ \bar{Z}_b = e^{j\frac{2\pi}{3}} = -\frac{1}{2} + j\frac{\sqrt{3}}{2} \\ \bar{Z}_c = e^{-j\frac{2\pi}{3}} = -\frac{1}{2} - j\frac{\sqrt{3}}{2} \end{cases}$$

Dove \bar{Z} è una generica grandezza vettoriale riferita ad una generica fase. Di conseguenza è possibile scrivere:

$$\begin{cases} \bar{Z}_{\alpha,\beta} = Z_\alpha + jZ_\beta \\ Z_\alpha = Z_a \\ Z_\beta = \frac{Z_b - Z_c}{\sqrt{3}} \end{cases}$$

È pertanto possibile proiettare alcune grandezze fondamentali sugli assi statorici:

$$\bar{\phi}_{\alpha,\beta} = |\phi| \cos\theta_{el} + j|\phi| \sin\theta_{el}$$

$$\frac{d\bar{\phi}}{dt} = -\dot{\theta}_{el}|\phi|\text{sen}\theta_{el} + j\dot{\theta}_{el}|\phi|\text{cos}\theta_{el}$$

$$\bar{V}_{\alpha,\beta} = R\bar{i}_{\alpha,\beta} + L\frac{d\bar{i}_{\alpha,\beta}}{dt} - \dot{\theta}_{el}|\phi|\text{sen}\theta_{el} + j\dot{\theta}_{el}|\phi|\text{cos}\theta_{el}$$

Effettuando l'equivalenza tra potenza meccanica e potenza elettrica, è dimostrabile l'espressione della coppia meccanica:

$$C_m = \frac{3}{2}Z_p\bar{\phi}_{\alpha,\beta} \times \bar{i}_{\alpha,\beta}$$

Essendo un prodotto vettoriale, la coppia erogata è funzione dello sfasamento tra flusso magnetico e corrente ed è massima quando sono sfasati di 90° elettrici.

2.1.3 Modello in assi rotore

Partendo dal sistema precedente, è possibile passare ad un nuovo piano complesso solidale al rotore (figura 2.9), in quanto risultano più agevoli modellazione lineare e controllo del servomotore. Sono introdotti gli assi d e q, rispettivamente corrispondenti al vettore di flusso magnetico del rotore e all'orientazione spaziale del vettore corrente nella condizione di massima coppia erogata dal motore. Si definisce infatti una qualunque grandezza vettoriale \bar{Z} :

$$\bar{Z}_{d,q}e^{j\theta_{el}} = \bar{Z}_{\alpha,\beta}$$

Da questa relazione si può ricavare:

$$\bar{V}_{\alpha,\beta} = \bar{V}_{d,q}e^{j\theta_{el}} = R\bar{i}_{d,q}e^{j\theta_{el}} + L\frac{d}{dt}(\bar{i}_{d,q}e^{j\theta_{el}}) + j\dot{\theta}_{el}|\phi|e^{j\theta_{el}}$$

$$\bar{V}_{d,q} = R\bar{i}_{d,q} + \frac{1}{e^{j\theta_{el}}}L\frac{d}{dt}(\bar{i}_{d,q}e^{j\theta_{el}}) + j\dot{\theta}_{el}|\phi| = R\bar{i}_{d,q} + L\frac{d\bar{i}_{d,q}}{dt} + j\dot{\theta}_{el}L\bar{i}_{d,q} + j\dot{\theta}_{el}|\phi|$$

Dividendo $\bar{V}_{d,q}$ nelle sue componenti si ottiene:

$$\begin{cases} V_d = Ri_d + L\frac{di_d}{dt} - \dot{\theta}_{el}Li_q \\ V_q = Ri_q + L\frac{di_q}{dt} + \dot{\theta}_{el}Li_d + \dot{\theta}_{el}|\phi| \end{cases}$$

La coppia erogata dal motore è quindi $C_m = \frac{3}{2}Z_p\bar{\phi}_{d,q} \times \bar{i}_{d,q}$. Tuttavia, dal momento che la direzione (del vettore complesso) del flusso magnetico è coincidente con l'asse d, l'unica componente di corrente in grado di generare coppia è i_q , per il fatto che, per la definizione del sistema di riferimento è sfasata di 90° elettrici rispetto alla direzione d. Si può quindi esprimere la coppia erogata come:

$$C_m = \frac{3}{2}Z_p|\phi|i_q = K_I i_q$$

La coppia è quindi proporzionale alla sola corrente i_q a fronte di una costante $K_I[Nm/A] = \frac{3}{2}Z_p|\phi|$ che viene misurata e fornita dal costruttore del servomotore.

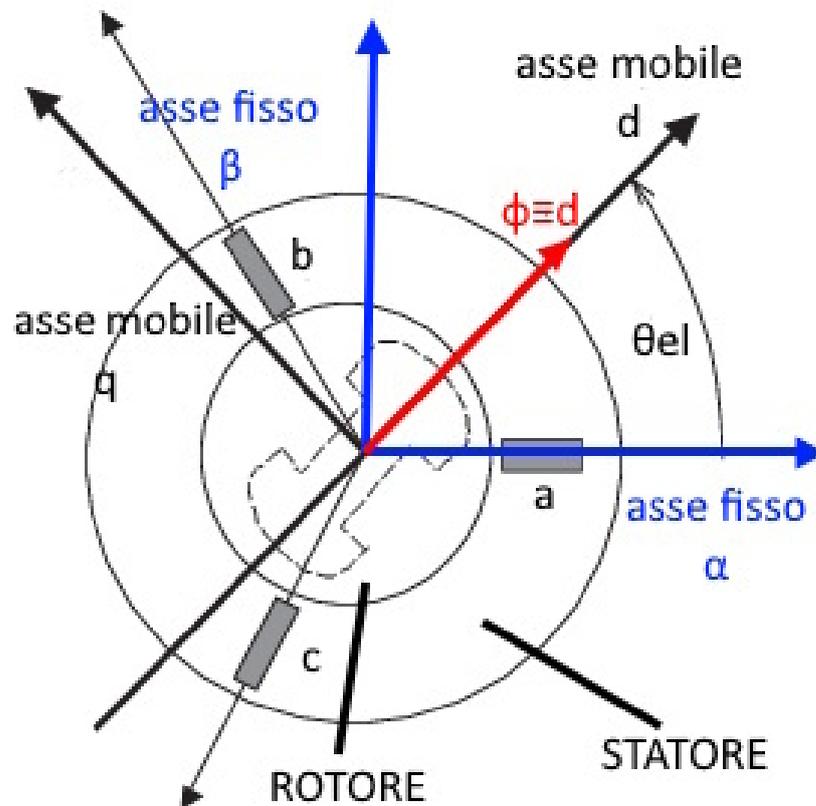


Figura 2.9: Schema del motore con le tre convenzioni vettoriali: fasori a,b,c, assi statore α, β e assi rotore d,q.

2.1.4 Coppia trasmessa dal motore

Una volta definita la dinamica elettromagnetica dell'attuatore è possibile individuare la coppia trasmessa C_{in} da esso al riduttore attraverso l'equilibrio alla rotazione all'albero motore.

$$C_m - (I_m + I_{rid})\ddot{\theta}_m - B\dot{\theta}_m - C_{in} = 0$$

I_m e I_{rid} sono rispettivamente i momenti di inerzia delle parti rotanti di motore e riduttore espressi in $[kgm^2]$, B è il coefficiente di attrito viscoso $[Nms/rad]$ che simula l'attrito nei cuscinetti alla rotazione dell'albero motore e $\ddot{\theta}_m$ e $\dot{\theta}_m$ sono l'accelerazione e velocità angolari del motore.

Perciò ne consegue che:

$$C_{in} = C_m - (I_m + I_{rid})\ddot{\theta}_m - B\dot{\theta}_m$$

2.1.5 Schema a blocchi del sistema

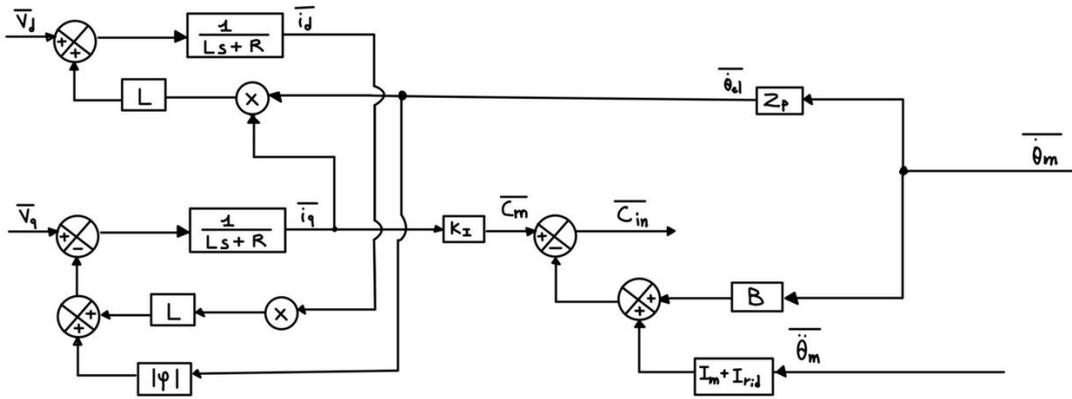


Figura 2.10: Schema a blocchi del motore

Applicando le trasformate di Laplace al modello precedentemente descritto, è possibile linearizzare il problema e ad arrivare ad uno schema a blocchi. Le variabili di ingresso sono le tensioni \bar{V}_q e \bar{V}_d , mentre in uscita vi è la coppia trasmessa al riduttore \bar{C}_{in} . Partendo da:

$$\begin{cases} \bar{V}_d = R\bar{i}_d + Ls\bar{i}_d - \bar{\theta}_{el}L\bar{i}_q \\ \bar{V}_q = R\bar{i}_q + Ls\bar{i}_q + \bar{\theta}_{el}L\bar{i}_d + \bar{\theta}_{el}|\phi| \end{cases}$$

Si ottengono due funzioni di trasferimento di primo ordine (FOTF) che descrivono la dinamica elettrica del servomotore:

$$\begin{cases} \bar{i}_d = \frac{\bar{V}_d + \bar{\theta}_{el}L\bar{i}_q}{Ls+R} \\ \bar{i}_q = \frac{\bar{V}_q - \bar{\theta}_{el}L\bar{i}_d - \bar{\theta}_{el}|\phi|}{Ls+R} \end{cases}$$

Definite le correnti, si ottiene la coppia motrice $C_m = K_I i_q$, così come la coppia trasmessa al riduttore.

$$\bar{C}_{in} = \bar{C}_m - (I_m + I_{rid})\ddot{\bar{\theta}}_m - B\ddot{\bar{\theta}}_m$$

2.2 Sistema di controllo

Il servomotore viene gestito da un controllore universale *Siemens SINAMICS S120* (fig 2.11) il quale è composto da una parte imputata al controllo del servosistema e una seconda che si occupa della generazione del segnale di alimentazione del motore.

Il controllo viene effettuato leggendo il segnale di un encoder digitale (trasduttore di posizione) il quale permette di misurare lo spostamento angolare del motore θ_m . Sono inoltre rilevate accelerazione $\ddot{\theta}_m$ e velocità $\dot{\theta}_m$ del motore mediante derivazione numerica.



Figura 2.11: Siemens SINAMICS S120, dal sito *siemens.com*.

2.2.1 Impostazione della legge del moto

Il controllore industriale *SINAMICS* permette di impostare il passo di riferimento, ovvero l'alzata massima della legge del moto, così come il tempo di avanzamento. La legge del moto viene calcolata in automatico a partire da una serie di leggi preimpostate selezionabili dall'utente.

Nell'applicazione in esame viene scelta una legge di accelerazione costante a tratti che presenta però dei raccordi (figura 2.12). Per effettuare un passo di 960mm in 0.7s con la legge selezionata, il sistema impone una velocità massima di $2,06m/s$ e un'accelerazione di $5m/s^2$. Nella figura 2.12 l'accelerazione risulta oscillare nei tratti costanti in quanto il segnale di riferimento è stato misurato direttamente dal controllore, il quale genera un riferimento di posizione e velocità. Pertanto, è stato derivato numericamente il segnale di velocità, il che comporta un aumento della "rumorosità" del segnale.

I raccordi alla base delle leggi di velocità e accelerazione (figura 2.13) servono a rendere meno ripida la variazione dello stato di moto del servosistema. Ciò risulta in un'attenuazione dell'impatto delle azioni inerziali, così come una riduzione delle vibrazioni.

Il raccordo presente in corrispondenza della velocità massima raggiunta (figura 2.14) serve

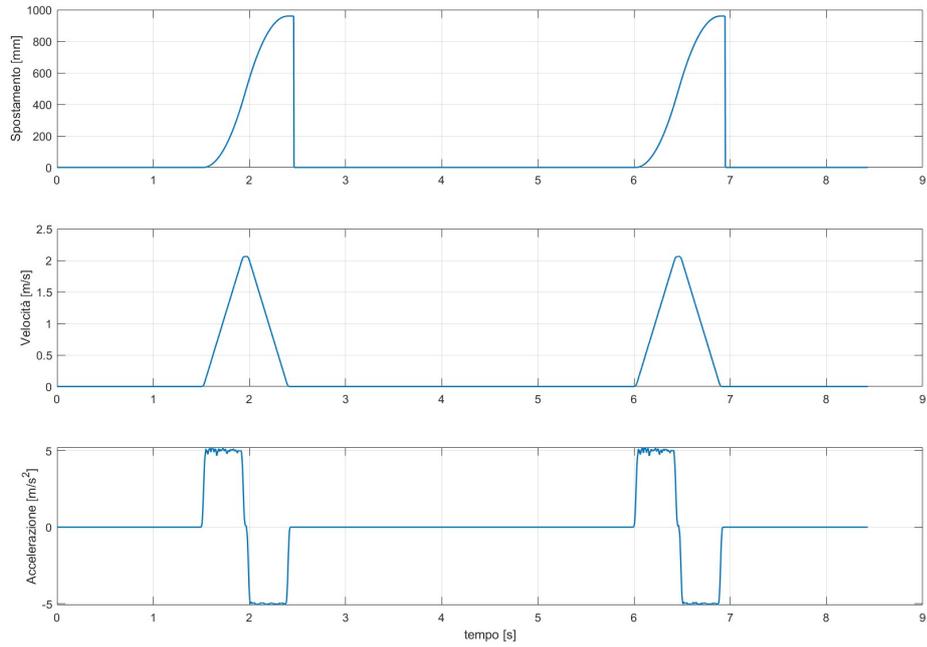


Figura 2.12: Legge del moto costante a tratti modificata

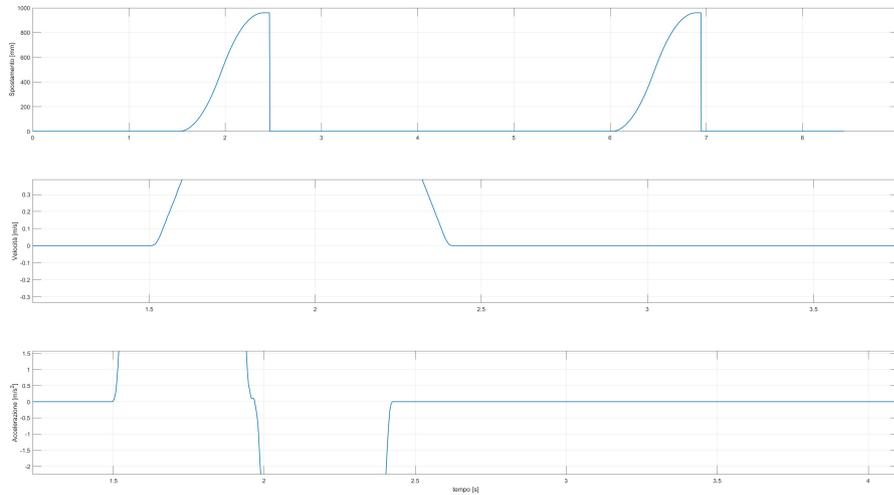


Figura 2.13: Raccordi alla base delle leggi di velocità e accelerazione

contemporaneamente ad attenuare il cambio di pendenza della velocità (riducendo quindi il lavoro richiesto al motore) e a diminuire la velocità massima raggiunta, risultando in una riduzione della potenza massima richiesta.

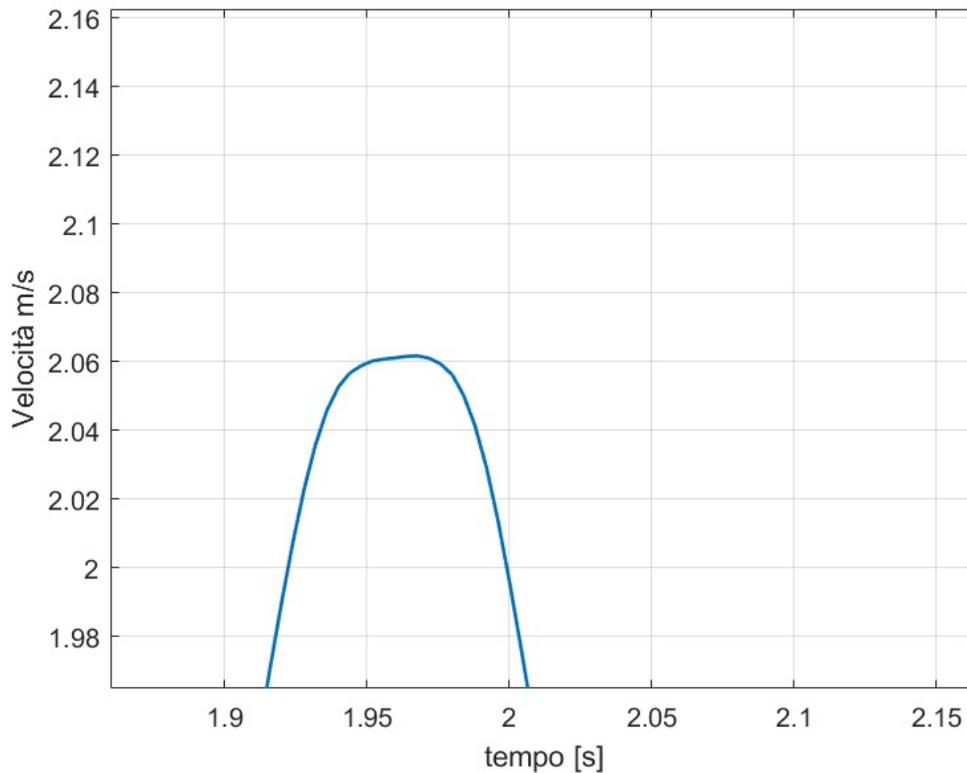


Figura 2.14: Raccordo superiore legge velocità

2.2.2 Il controllo

Per operare correttamente, il modulo S120 [2] impiega un doppio controllo in anello chiuso composto da un controllo di velocità ed un anello annidato operante un controllo di corrente (figura 2.15).

Una volta definita la legge del moto, il controllore genera il segnale di riferimento $\bar{\omega}_{SET}$, il quale viene confrontato con la velocità effettivamente misurata $\bar{\omega}_{FB}$ per calcolare l'errore di velocità \bar{e}_{ω} .

A questo punto, attraverso un regolatore PI (proporzionale integrativo) avente la sua funzione di trasferimento $G_{\omega}(s)$, viene definita la corrente di quadratura $\bar{i}_{q_{rif}}$, la quale a sua volta viene confrontata con il valore misurato $\bar{i}_{q_{FB}}$. Così come nel caso precedente l'errore

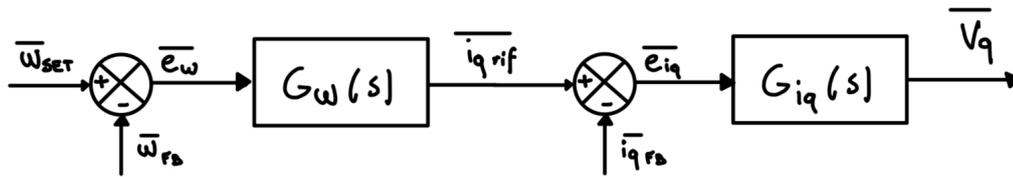


Figura 2.15: Schema a blocchi del sistema di controllo.

di corrente \bar{e}_{iq} , attraverso il regolatore PI dell'anello di corrente $G_{iq}(s)$ permette di generare il segnale di alimentazione di riferimento del motore \bar{V}_q .

Il sistema utilizza esclusivamente regolazioni PI, in quanto sono semplici sia da configurare che da regolare, affidabili e robuste, pertanto risultano essere la soluzione migliore in ambito industriale. Non sono impiegati termini derivativi (D) perché spesso causano instabilità nel sistema.

Anello di Velocità

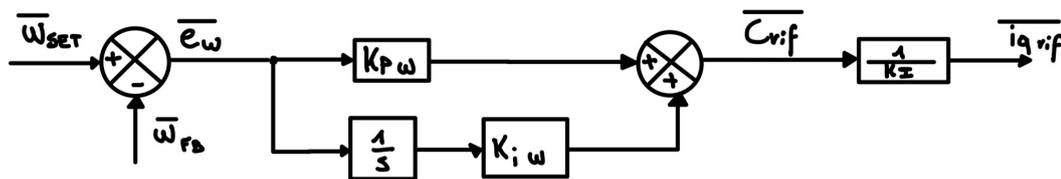


Figura 2.16: Schema a blocchi dell'anello di velocità.

Il regolatore PI dell'anello di velocità (figura 2.16) permette di generare un riferimento di coppia motrice \bar{C}_{rif} a partire da un errore \bar{e}_ω [rpm], la quale è convertita in un riferimento di corrente di quadratura $\bar{i}_{q\ rif}$. La funzione di trasferimento è definita come:

$$G_\omega(s) = \frac{1}{KI} \left(Kp_\omega + \frac{Ki_\omega}{s} \right)$$

Dove Kp_ω è il termine proporzionale, Ki_ω è quello integrale, mentre KI [A/Nm] è la costante di coppia del motore. I guadagni sono calcolati dal controllore in base alle caratteristiche dinamiche del motore e del sistema di controllo, per cui occorre definire le seguenti grandezze:

- T_i , tempo di ritardo medio del controllore [s].

- T_s , tempo di ritardo massimo del sistema di controllo [s].
- I_m , momento di inerzia delle parti rotanti del motore [kgm^2].
- ω_{nm} , velocità nominale del motore [rad/s].
- C_n , coppia nominale del motore [Nm].
- $T_{avv} = I_m \frac{\omega_{nm}}{C_n}$, tempo di avviamento del motore [s].
- $T_n = 4T_s$, tempo integrale del controllore [s].

A questo punto è possibile definire i guadagni del controllore come:

- $Kp_\omega = 2 \frac{T_{avv}}{C_n}$, guadagno proporzionale anello di velocità [rpm/Nm].
- $Ki_\omega = \frac{Kp_\omega}{T_n}$, guadagno integrale anello di velocità [rpm/Nms].

Anello di corrente

L'anello di corrente è gestito dalla tecnica di 'controllo vettoriale', nota anche come *Field Oriented Control* (FOC), che permette di modulare le correnti di fase in modo da ottenere una distribuzione spaziale sfasata di 90° elettrici rispetto all'asse magnetico del rotore. Utilizzando una rappresentazione in assi rotore (si preda visione del paragrafo 2.1.3), è possibile individuare la corrente diretta i_d e quella di quadratura i_q . Il FOC cerca di erogare la massima coppia, massimizzando la componente di quadratura e minimizzando quella diretta (figura 2.10).

Di conseguenza, la componente di quadratura i_q riceve il segnale di riferimento proveniente dall'anello di velocità, mentre un riferimento nullo viene imposto per minimizzare la corrente diretta. Il risultato è lo schema a blocchi illustrato nella figura 2.17. Per entrambe le componenti, è utilizzato un regolatore PI avente guadagno proporzionale Kp_c e integrale Ki_c i quali sono determinati empiricamente dal sistema di controllo e pertanto, ai fini di questo studio, poiché non sono calcolabili, sono stati letti dal *software* di gestione del *SINAMICS S120*.

Tali parametri permettono di generare le tensioni di riferimento con cui alimentare il motore \bar{V}_d e \bar{V}_q , entrambe generate dall'errore (\bar{e}_{i_q} e \bar{e}_{i_d}) tra set di corrente \bar{i}_{qrif} e $\bar{i}_{drif} = 0$ e *feedback* (\bar{i}_{qFB} e \bar{i}_{dFB}).

2.2.3 Inverter PWM

Una volta definite le tensioni di riferimento in assi rotore, il sistema di controllo genera le tensioni trifase per alimentare correttamente il motore attraverso il modulo dotato di un 'inverter PWM' [3] (figura 2.18). Un inverter è un convertitore di tensione, il quale, attingendo

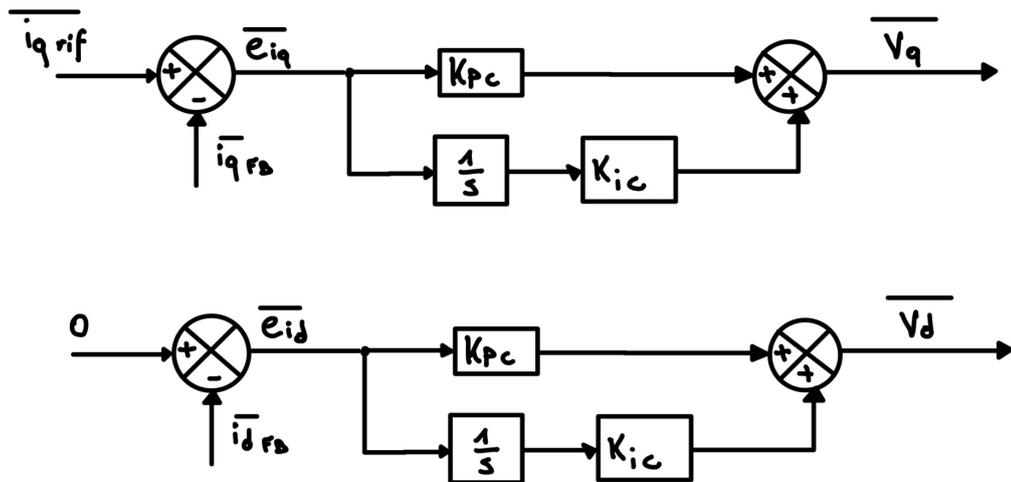


Figura 2.17: Schema a blocchi dell'anello di corrente del controllore. Al di sopra vi è il controllo della componente di quadratura, mentre al di sotto vi è quello della corrente diretta.

alla tensione di linea trifase $400V$ AC a $50Hz$, genera un segnale trifase modulabile in ampiezza e frequenza del tutto equivalente al riferimento in assi rotore calcolato dall'unità di controllo. La sua funzione è quindi quella di generare la tensione necessaria ad imporre la legge di controllo al servomotore.

Facendo riferimento alla figura 2.18, a monte dell'inverter vi è l'alimentazione della linea trifase (*line supply*) con una tensione V_{Line} : questa è collegata ad un raddrizzatore (ponte di diodi) che converte il segnale continuo in due segnali unidirezionali di cui uno è sempre positivo e l'altro è sempre negativo. La differenza di tensione tra i due segnali è costante ed è detta tensione di DC link V_{DCLink} ed è mantenuta stabile da un condensatore.

A questo punto vi è l'inverter con IGBT, ovvero con transistor bipolare a *gate* isolato (*Insulated Bipolar Gate Transistor*, dispositivo utilizzato come interruttore in applicazioni ad alta potenza).

Ad ogni fase del motore L1,L2,L3 corrispondono due interruttori IGBT con la funzione di attivare rispettivamente o il polo positivo o quello negativo secondo la tabella 2.1.

Ad ogni stato di attivazione corrisponde un fasore diverso, il quale è ruotato di 60° elettrici rispetto a quello adiacente (figura 2.19).

Gli stati di attivazione VII e VIII, poiché non vi è differenza tra le tensioni di linea, originano fasori nulli.

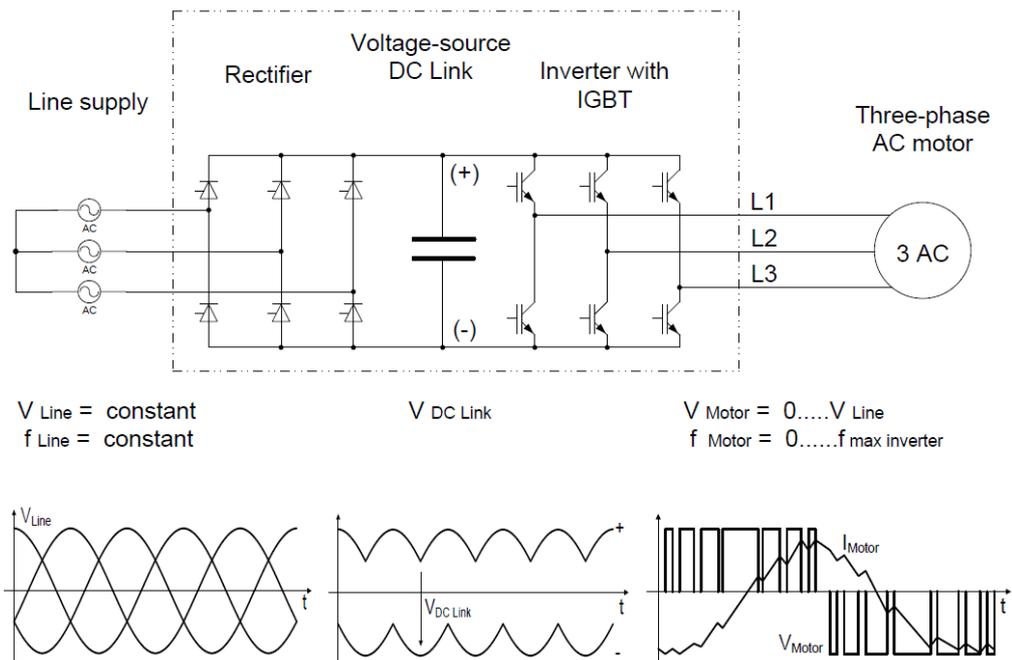


Figura 2.18: Diagramma e schema di funzionamento dell'inverter PWM del controllore SINAMICS S120. Immagine tratta da SINAMICS Engineering Manual Chassis-2 – December 2020 – A5E50674935B AA © SIEMENS AG 2020.

Stato di attivazione dell'inverter	Fase L1	Fase L2	Fase L3
I	+	-	-
II	+	+	-
III	-	+	-
IV	-	+	+
V	-	-	+
VI	+	-	+
VII	+	+	+
VIII	-	-	-

Tabella 2.1: Stati di attivazione inverter PWM

Di conseguenza, impostando opportunamente gli stati di attivazione dell'inverter, si possono ottenere tensioni di fase variabili. Infatti, il sistema di controllo, una volta calcolate le tensioni di riferimento necessarie ad ottenere la legge del moto impostata, comanda gli interruttori dell'inverter.

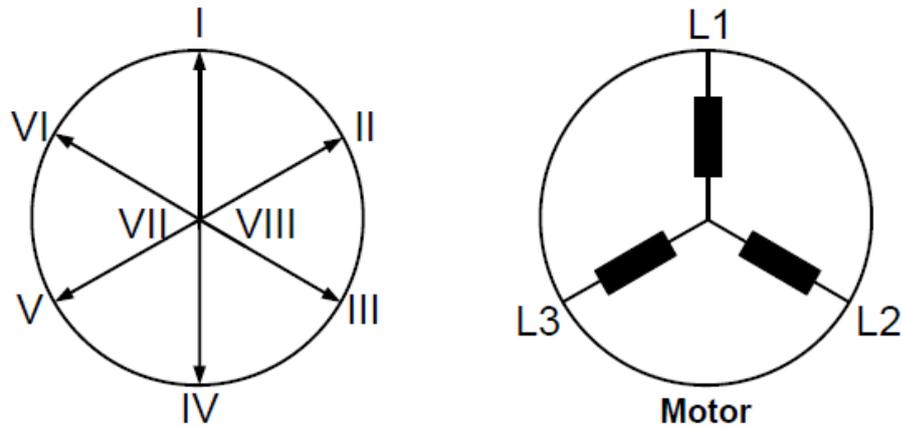


Figura 2.19: A sinistra, fasori corrispondenti agli stati di attivazione dell'inverter; a destra, avvolgimenti di fase del motore L1,L2,L3. Immagine tratta da *SINAMICS Engineering Manual Chassis-2 – December 2020 – A5E50674935B AA* © SIEMENS AG 2020.

Modulazione PWM

A causa della presenza di interruttori in grado di imporre un valore costante del valore efficace di tensione, l'inverter trifase è un dispositivo digitale, che, di per sé, non è in grado di generare segnali continui e di ampiezza variabile nel tempo (segnali analogici). Per permettere un corretto funzionamento del sistema è indispensabile ricorrere alla tecnica a modulazione della larghezza di impulso (*Pulse Width Modulation*), la quale converte un segnale ad ampiezza variabile nel tempo in una serie di impulsi a larghezza variabile, descritti da un'ampiezza costante in valore assoluto.

Si definisce *duty cycle* il rapporto tra il valore di tensione del segnale analogico V e la tensione massima ammissibile V_{PWM} . Esso è compreso tra -1 ed 1 e permette la generazione del treno di impulsi PWM.

Per comprenderne il funzionamento, a titolo di esempio, si consideri il segnale di tensione sinusoidale analogico riportato nella figura 2.20. Il controllore, mediante un *sampler and holder*, campiona e mantiene costante il segnale ad intervalli di tempo fissi stabiliti dalla frequenza del PWM, pari alla frequenza di commutazione dell'inverter f_p (figura 2.21). Successivamente viene calcolato il *duty cycle* dc rapportando il valore di tensione campionato e la tensione di PWM V_{PWM} , il quale è confrontato con un'onda portante $p(t)$ emessa dal sistema di controllo. Quest'ultima è un'onda triangolare di frequenza pari a f_p con valori compresi tra -1 e 1 (figura 2.22). A questo punto il controllore elabora il segnale effettivo in PWM V_{outPWM} , ad intervalli di tempo determinati da f_p , avente le seguenti caratteristiche:

$$V_{outPWM} = \begin{cases} +V_{PWM} & \text{se } dc > p(t) \\ -V_{PWM} & \text{se } dc \leq p(t) \end{cases}$$

. Il valore di V_{PWM} dipende dalle perdite nei cavi di collegamento tra servomotore e control-

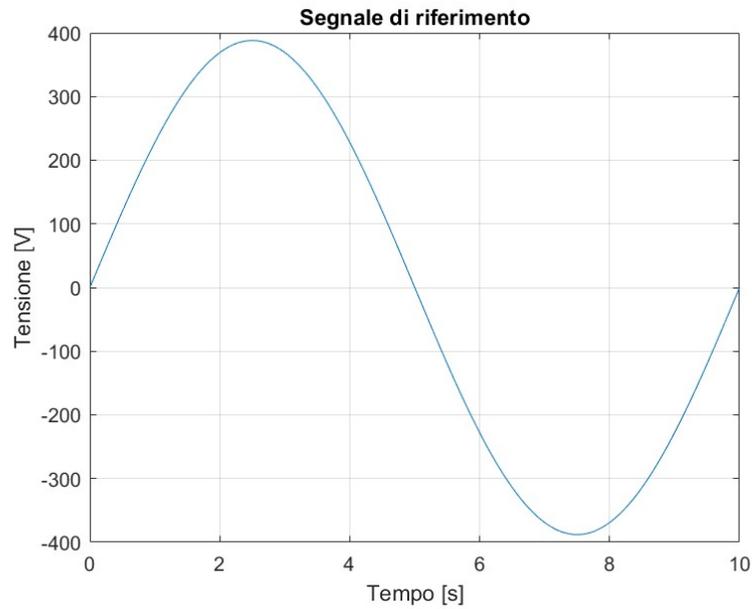


Figura 2.20: Segnale in tensione analogico di riferimento.

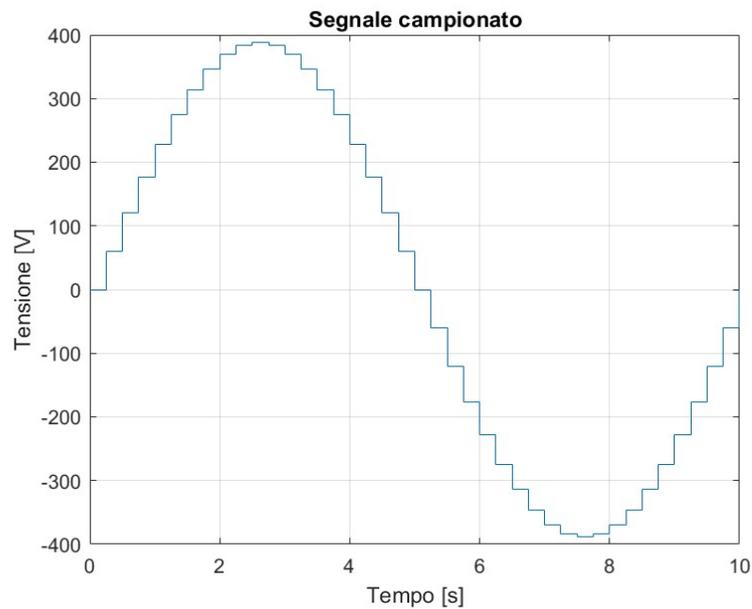


Figura 2.21: Segnale di riferimento campionato e mantenuto per una $f_p = 4Hz$.

lore, nonché all'impedenza di carico (dovuta al motore) collegata all'inverter PWM. Il manuale informativo del SINAMICS S120 indica un valore compreso tra il 92% e il 97% del valore

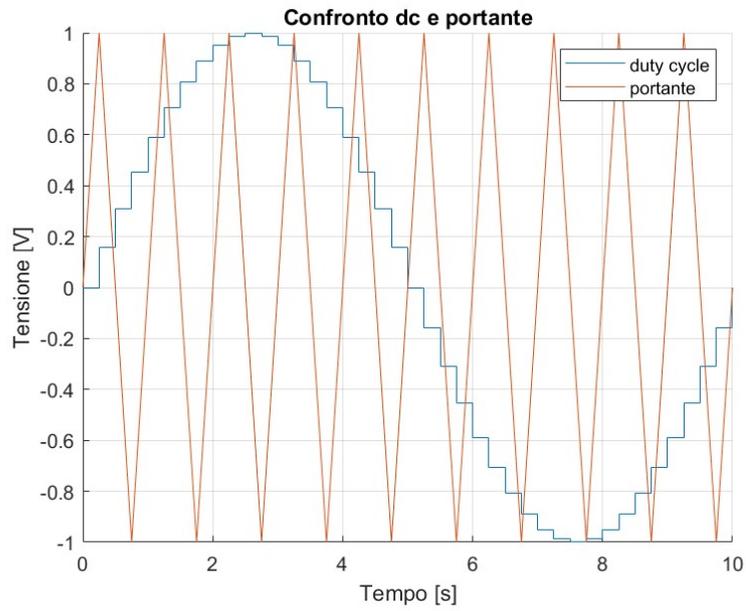


Figura 2.22: Duty cycle dc e portante a confronto per la generazione del segnale di alimentazione in PWM

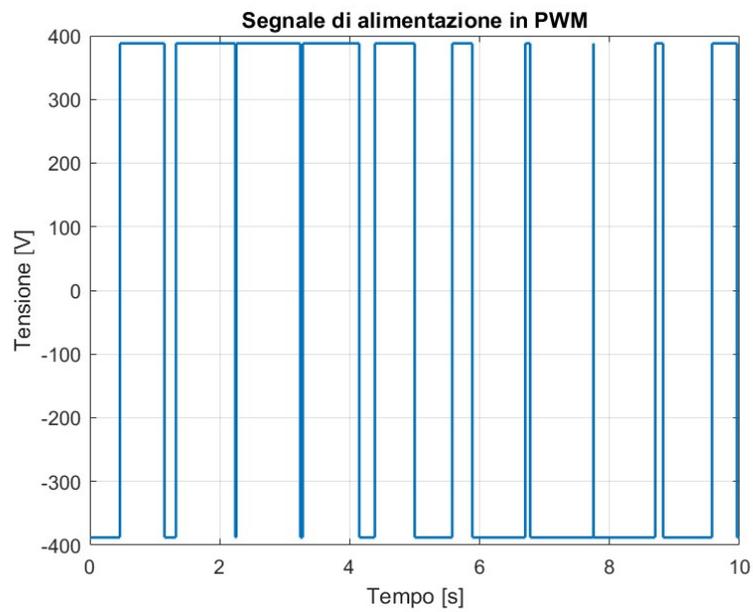


Figura 2.23: Segnale di alimentazione convertito in PWM.

efficace della tensione di linea. A sua volta, la tensione di DC link si ottiene moltiplicando di 1,32 la tensione di linea.

2.3 Trasmissione

La trasmissione del sistema è costituita da un riduttore con rapporto di trasmissione pari a 10 (figura 2.24) e una cinghia dentata (figura 2.25) con rapporto di trasmissione unitario.

Il riduttore è di tipo epicicloidale (detto anche 'planetario'), caratteristica costruttiva che permette di ottenere compattezza, alte prestazioni e alta precisione nei movimenti. Il dispositivo montato sulla catenaria è un riduttore Wittenstein TP050S-MF1-10-011-2S. La trasmissione

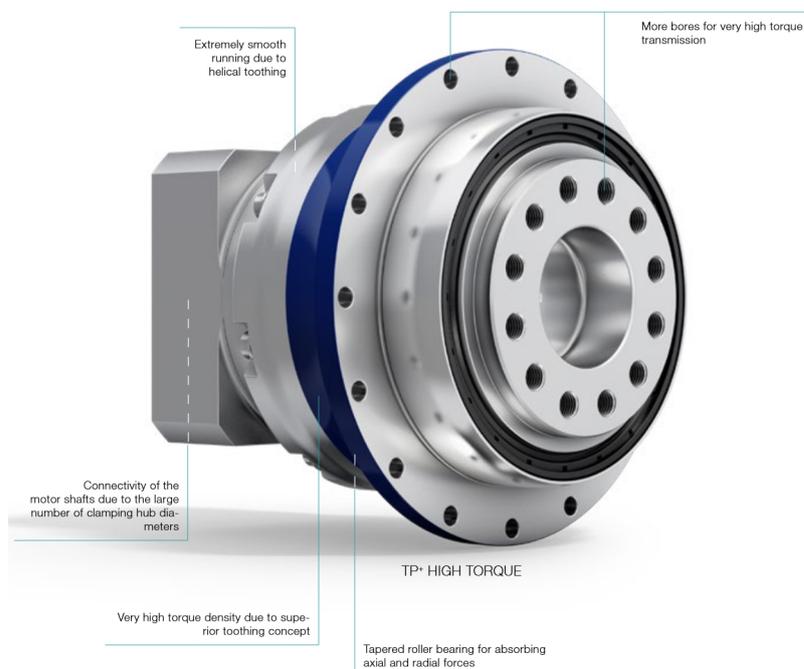


Figura 2.24: Riduttore planetario *Wittenstein TP050S-MF1-10-011-2S*. Foto ottenuta dal catalogo ufficiale del produttore. © 2024 - WITTENSTEIN SE.

a cinghia dentata è impiegata per collegare l'albero inferiore, il cui asse di rotazione coincide con quello del servomotore, all'albero superiore della catenaria: su di esso sono calettati i tamburi che impongono il moto al nastro trasportatore.

Dal punto di vista matematico è possibile stabilire la coppia trasmessa dalla trasmissione riprendendo le relazioni introdotte nel paragrafo 2.1.

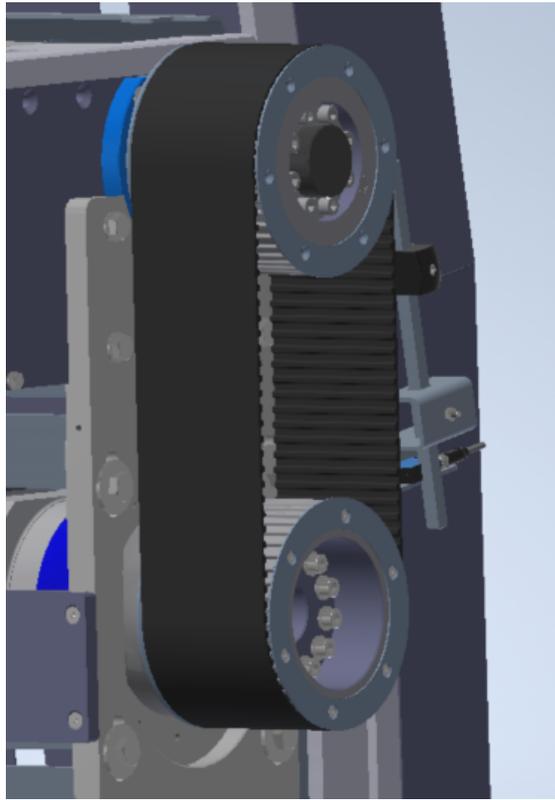


Figura 2.25: Dettaglio della trasmissione a cinghia

Definito il rapporto di riduzione i come il rapporto tra velocità in ingresso e quella di uscita, la coppia in ingresso al riduttore \bar{C}_{in} viene convertita in una coppia in uscita \bar{C}_{out} , così come la velocità in ingresso pari a quella del motore $\bar{\theta}_m$ viene convertita in $\bar{\omega}_{out}$:

$$\bar{C}_{out} = i\bar{C}_{in}$$

$$\bar{\omega}_{out} = \frac{1}{i}\bar{\theta}_m$$

La scelta di una cinghia dentata è necessaria per ottenere una trasmissione precisa in assenza di strisciamento relativo. Per questo motivo, non solo è possibile assumere unitario il rapporto di trasmissione della stessa, ma è possibile affermare che la velocità della puleggia superiore e quella inferiore sia la medesima. Pertanto, definita per brevità la puleggia superiore come 'tamburo 019' e quella inferiore come 'tamburo 021' si può concludere che:

$$\bar{\omega}_{out} = \bar{\omega}_{021} = \bar{\omega}_{019}$$

Allo stesso modo è possibile ripetere lo stesso ragionamento con le accelerazioni dei tamburi:

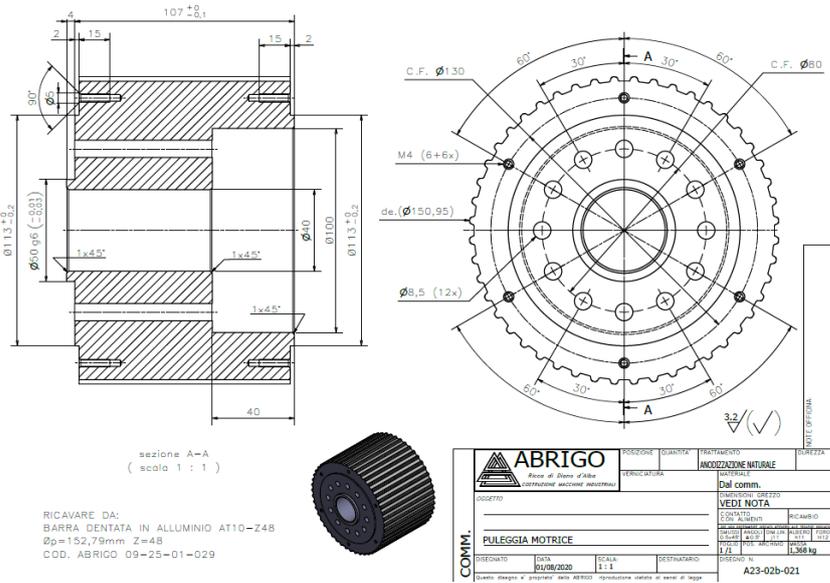


Figura 2.26: Messa in tavola della ruota inferiore della trasmissione (A23-02b-021).

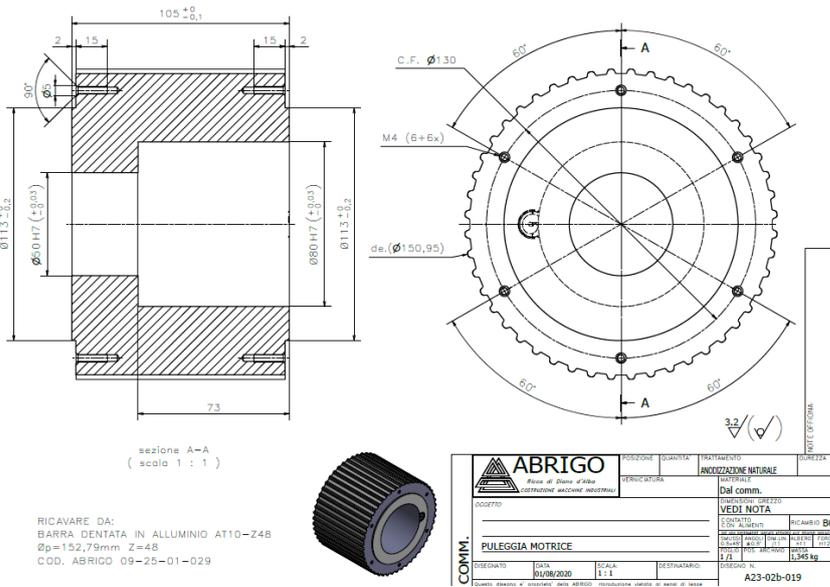


Figura 2.27: Messa in tavola della ruota superiore della trasmissione (A23-02b-019).

$$\vec{\omega}_{out} = \vec{\omega}_{021} = \vec{\omega}_{019}$$

Considerando I_{19} e I_{21} , momenti di inerzia delle rispettive pulegge è possibile calcolare la coppia effettivamente trasmessa \vec{C}_{tras} :

$$\vec{C}_{tras} = \vec{C}_{out} - \vec{C}_{attr21} - \vec{C}_{attr19} - (I_{19} + I_{21})\vec{\omega}_{out}$$

dove $\bar{C}_{attr_{21}}$ e $\bar{C}_{attr_{19}}$ sono le coppie di attrito nei perni dei tamburi. La trattazione riguardo tali fenomeni dissipativi sarà approfondita in un secondo momento. A questo riguardo, è possibile definire lo schema a blocchi (figura 2.28) della trasmissione.

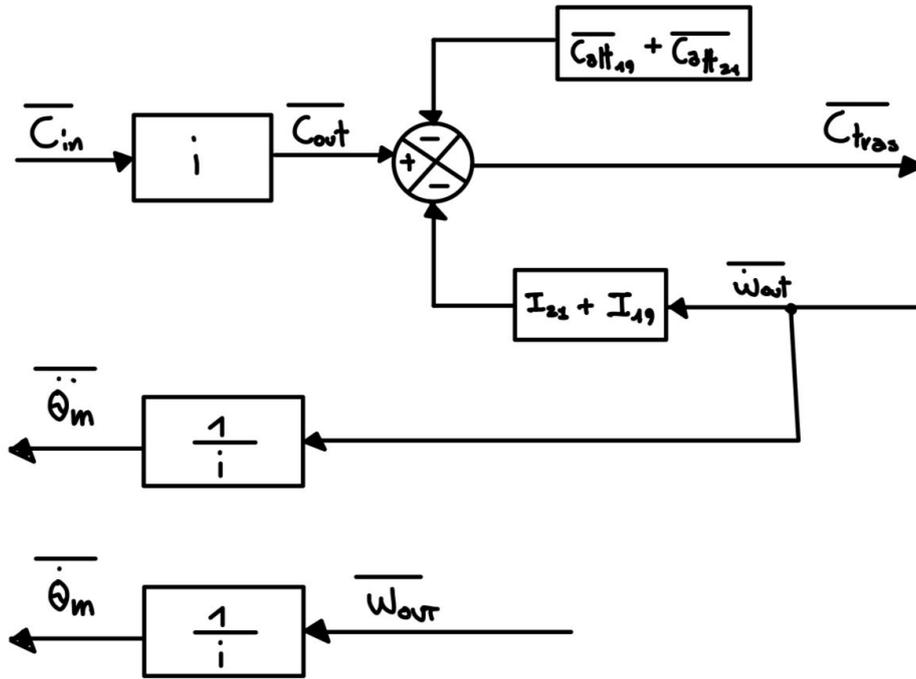


Figura 2.28: Schema a blocchi della trasmissione.

2.4 Nastro trasportatore

Il nastro trasportatore [4] è l'elemento della catenaria con la funzione di movimentazione delle confezioni nelle varie isole, per questo motivo, al fine di consentire ai robot presenti in ciascuna postazione di manipolare correttamente i prodotti, deve contemporaneamente garantire prestazioni, alta precisione di posizione e ottima ripetibilità.

Il nastro è composto da due cinghie "a falso dente" in acciaio di taglia secondo lo standard ISO AT10 (denominazione che indica il profilo e le dimensioni) unite da elementi in materiale polimerico (DELRIN) che fungono da guide per l'inserimento del prodotto. Infine, ciascuna cinghia è avvolta intorno a due tamburi di cui uno motore, in quanto calettato all'albero

di uscita dalla trasmissione a cinghia (paragrafo 2.3) denominato 'A23-02b-019', e l'altro, denominato 'A23-02b-012', condotto.

Cinghia dentata a falso dente

Le cinghie utilizzate nel sistema di movimentazione, prodotte dall'azienda *Dynamic 360* sono dotate di tecnologia "a falso dente", ovvero con un tassello meccanico di acciaio. Tale soluzione permette di ottenere un trasporto, rigido, robusto, flessibile e sincronizzato, vale a dire senza alcun tipo di slittamento, garantendo quindi precisione, ripetibilità e affidabilità richieste dal tipo di applicazione. Nella tavola seguente (figura 2.30) è possibile reperire i

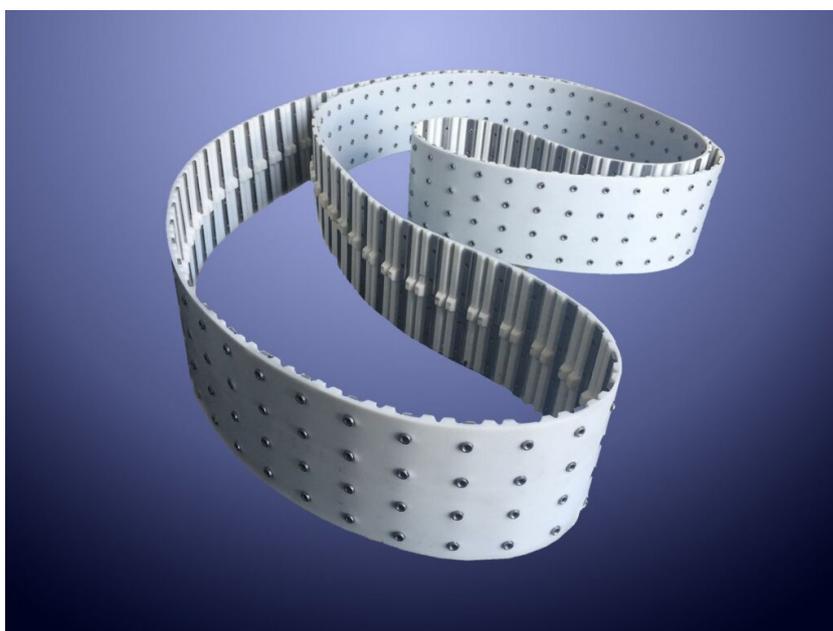


Figura 2.29: Cinghia dentata a falso dente. Immagine tratta dal sito web *Dynamic 360* (<https://www.dynamic360.it/prodotti/cinghie-dentate/cinghie-dentate-con-falsi-denti/>)
© Dynamic 360.

principali dettagli dimensionali della cinghia:

- Sviluppo=31,68m.
- Larghezza=0.1m.
- Passo (distanza tra i denti) = 10mm.
- Numero totale di denti = 31680 denti.

2.4. NASTRO TRASPORTATORE

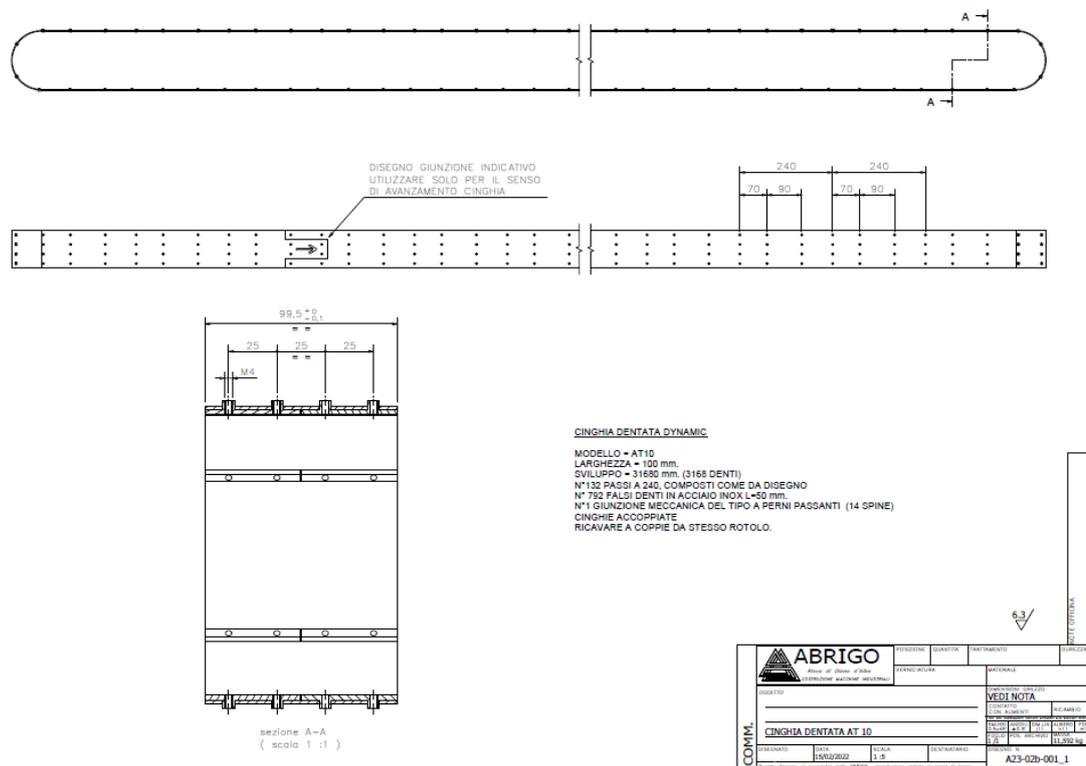


Figura 2.30: Messa in tavola della cinghia AT10 *Dynamic* 360

Le due cinghie dentate sono unite da supporti tassellati in DELRIN, utilizzati come alloggiamento per le confezioni del prodotto. Si ottiene quindi un unico nastro trasportatore (figure 2.31 e 2.32).

2.4.1 Tamburi

I tamburi motori sono calettati all'albero di uscita della trasmissione a cinghia: si tratta dello stesso tipo di puleggia presentato nella figura 2.27. I tamburi condotti sono posti dal lato opposto della catenaria e sono mossi dal nastro trasportatore. Dato che il tipo di cinghia garantisce un moto sincrono i tamburi condotti assumono le stesse velocità e accelerazioni (sia periferiche che angolari, un quanto hanno lo stesso raggio primitivo) in ogni istante di tempo.

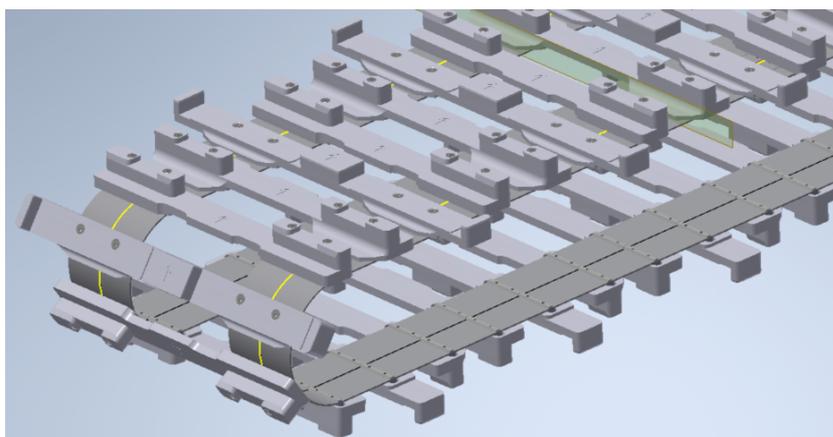


Figura 2.31: Nastro trasportatore con i supporti del prodotto.

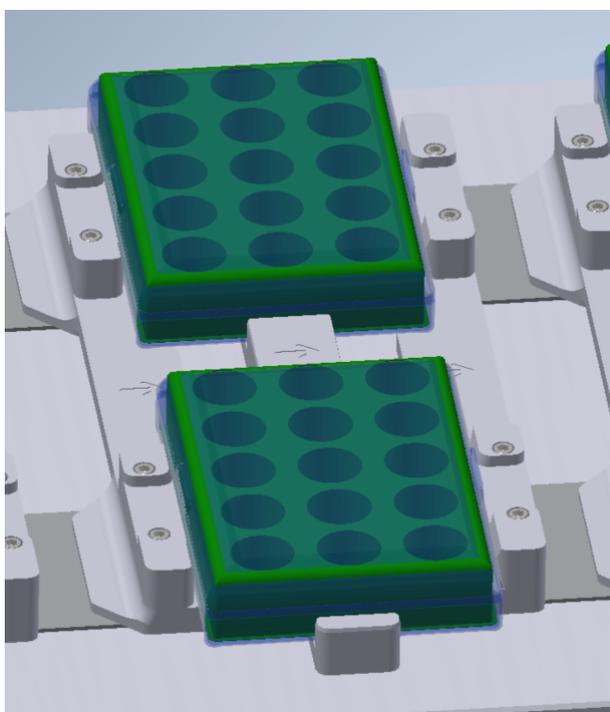


Figura 2.32: Dettaglio dei supporti per l'alloggiamento dei prodotti.

2.4.2 Modello matematico del nastro trasportatore

La scelta di una cinghia dentata permette di trascurare le deformazioni elastiche del nastro trasportatore, così come lo strisciamento relativo, rendendo possibile l'ipotesi di trasmissione rigida.

- \bar{C}_{att19} , coppie di attrito al perno su ciascuna puleggia [Nm].
- $I_{19}\bar{\omega}_{out}$, momento di inerzia alla rotazione di ciascuna puleggia [Nm].
- $I_a\bar{\omega}_{out}$, momento di inerzia dell'albero su cui sono calettate le pulegge. [Nm]
- \bar{T}_1, \bar{T}_4 forze che avvolgono la cinghia di 180° attorno ad entrambe le pulegge [N].

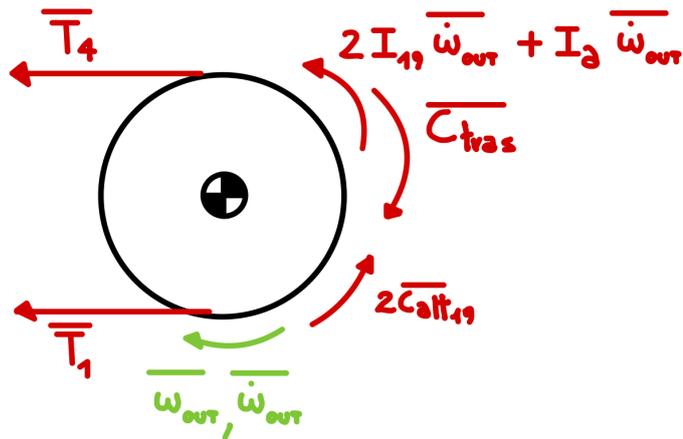


Figura 2.35: Diagramma di corpo libero dei tamburi 019.

Dall'equilibrio alla rotazione è possibile ottenere la seguente equazione:

$$\bar{C}_{tras} + (\bar{T}_1 - \bar{T}_4)r_{19} - (2I_{19} + I_a)\bar{\omega}_{out} - 2\bar{C}_{att19} = 0$$

dove r_{19} è il raggio primitivo della puleggia 019, tuttavia, poiché è uguale al raggio primitivo del tamburo 012, sarà definito genericamente come r . Siccome il nastro è in condizione di aderenza, definito f_{a19} il coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 019, è possibile stabilire la seguente relazione che lega \bar{T}_1 e \bar{T}_4 :

$$\bar{T}_4 = \bar{T}_1 e^{f_{a19}\pi}$$

π rappresenta l'angolo, espresso in radianti, di avvolgimento delle pulegge motrici. Diventa quindi possibile trovare entrambe le tensioni:

$$\bar{T}_1 = \frac{\bar{C}_{tras} - (2I_{19} + I_a)\bar{\omega}_{out} - 2\bar{C}_{att19}}{(e^{f_{a19}\pi} - 1)r}$$

Analizzando il diagramma di corpo libero delle ruote 012 (figura 2.36) è possibile ripetere un ragionamento analogo. A questo riguardo sono definite le seguenti interazioni:

- \bar{C}_{att12} , coppie di attrito al perno su ciascuna puleggia [Nm].
- $I_{12}\bar{\omega}_{out}$, momento di inerzia alla rotazione di ciascuna puleggia [Nm].
- \bar{T}_2, \bar{T}_3 forze che avvolgono la cinghia di 180° attorno ad entrambe le pulegge [N].

In questo caso, non viene considerata l'inerzia dell'albero sul quale sono calettate le ruote, in quanto è fissato alla struttura della catenaria, quindi è fermo. Dall'equilibrio alla rotazione

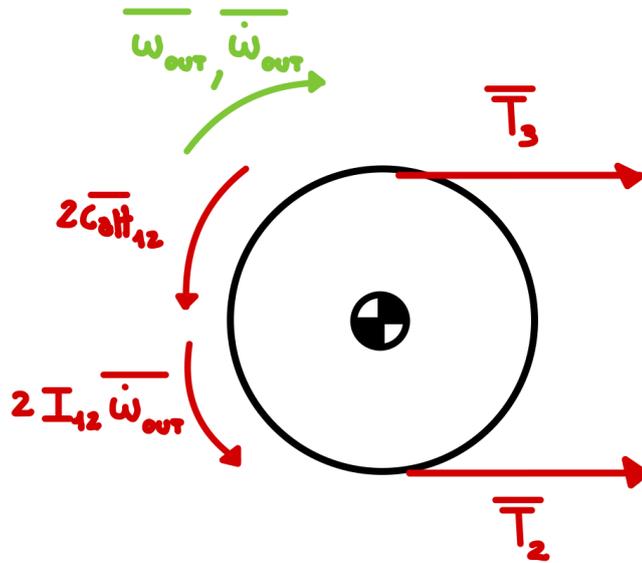


Figura 2.36: Diagramma di corpo libero dei tamburi 012

è possibile ottenere la seguente equazione:

$$(\bar{T}_3 - \bar{T}_2)r - 2I_{12}\bar{\omega}_{out} - 2\bar{C}_{att12} = 0$$

Siccome il nastro è in condizione di aderenza, definito f_{a12} il coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 012 è possibile stabilire la seguente relazione che lega \bar{T}_2 e \bar{T}_3 :

$$\bar{T}_3 = \bar{T}_2 e^{f_{a12}\pi}$$

π rappresenta l'angolo, espresso in radianti, di avvolgimento delle pulegge motrici. Diventa quindi possibile trovare entrambe le tensioni:

$$\bar{T}_2 = \frac{2I_{19}\bar{\omega}_{out} + 2\bar{C}_{att19}}{(e^{f_{a19}\pi} - 1)r}$$

Immaginando di dividere il nastro trasportatore in due parti, è possibile descrivere il sistema come due masse concentrate m_s e m_I , rispettivamente massa del tratto superiore (il tratto di nastro che avanza) e la massa inferiore (il tratto di nastro di ritorno). A ciascun tratto corrisponde un'accelerazione lineare \ddot{x}_s per la parte superiore, mentre \ddot{x}_I per la parte inferiore. Tali masse concentrate sono messe in moto dalle rispettive tensioni ai capi dei tamburi (figura 2.37). Al moto di entrambe le masse si oppongono delle forze di attrito \bar{F}_{att_s}

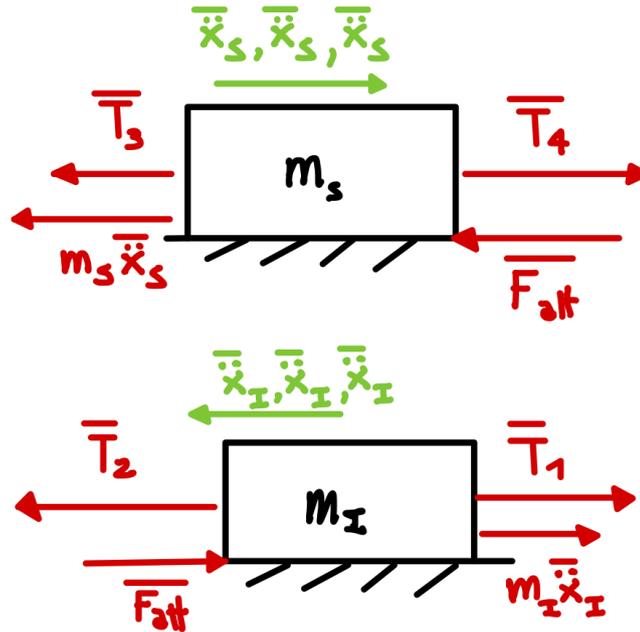


Figura 2.37: Diagramma di corpo libero delle estremità superiore (in alto) e inferiore (in basso).

e \bar{F}_{att_I} , dovute allo strisciamento delle cinghie sul piano di supporto della catenaria e nelle guide.

Effettuando l'equilibrio alla traslazione di entrambe le masse è possibile ottenere:

$$\begin{cases} \bar{T}_4 - \bar{T}_3 - \bar{F}_{att_s} = m_s \ddot{x}_s \\ \bar{T}_2 - \bar{T}_1 - \bar{F}_{att_I} = m_I \ddot{x}_I \end{cases}$$

Definite $\bar{x}, \dot{\bar{x}}, \ddot{\bar{x}}$ come le leggi del moto della catenaria, poiché quest'ultima è considerata rigida è possibile stabilire che $\ddot{x}_s = \ddot{\bar{x}}$ e che $\ddot{x}_I = -\ddot{\bar{x}}$. Sottraendo le due equazioni è possibile scrivere un'unica espressione:

$$\bar{T}_1 - \bar{T}_2 + \bar{T}_4 - \bar{T}_3 - \bar{F}_{att_{eq}} = (m_s + m_I) \ddot{\bar{x}} = m_{tot} \ddot{\bar{x}}$$

Dove m_{tot} è la massa totale del nastro, mentre $\bar{F}_{att_{eq}}$ è la forza di attrito equivalente che agisce sull'intero corpo.

Si ottiene quindi il modello equivalente rappresentato nella figura 2.38. Pertanto è possibile

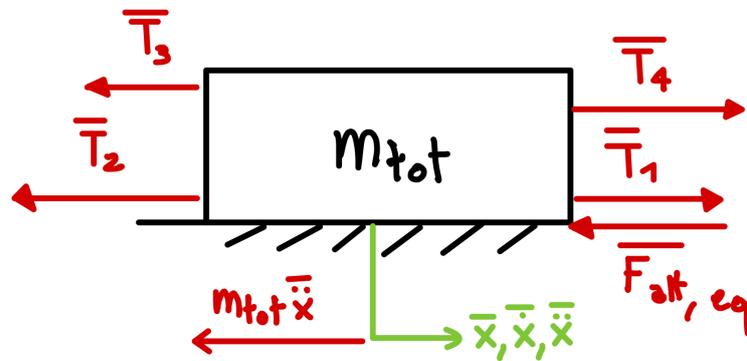


Figura 2.38: Diagramma di corpo libero del modello equivalente del nastro trasportatore.

ricavare l'accelerazione \bar{x} e, mediante successive integrazioni, la legge del moto del nastro:

$$\bar{x} = \frac{1}{m_{tot}} (\bar{T}_1 - \bar{T}_2 + \bar{T}_4 - \bar{T}_3 - \bar{F}_{att_{eq}})$$

Siccome il nastro è in condizioni di aderenza, è possibile concludere che $\bar{\omega}_{out} = \frac{\bar{x}}{r}$ e $\bar{\omega}_{out} = \frac{\bar{x}}{r}$.

L'intero sistema è rappresentato nello schema a blocchi della figura 2.39.

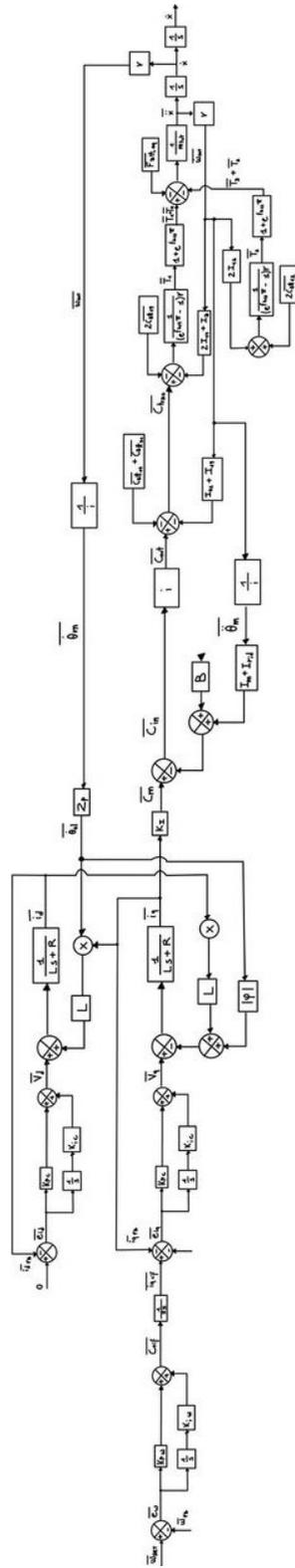


Figura 2.40: Schema a blocchi della catenaria.

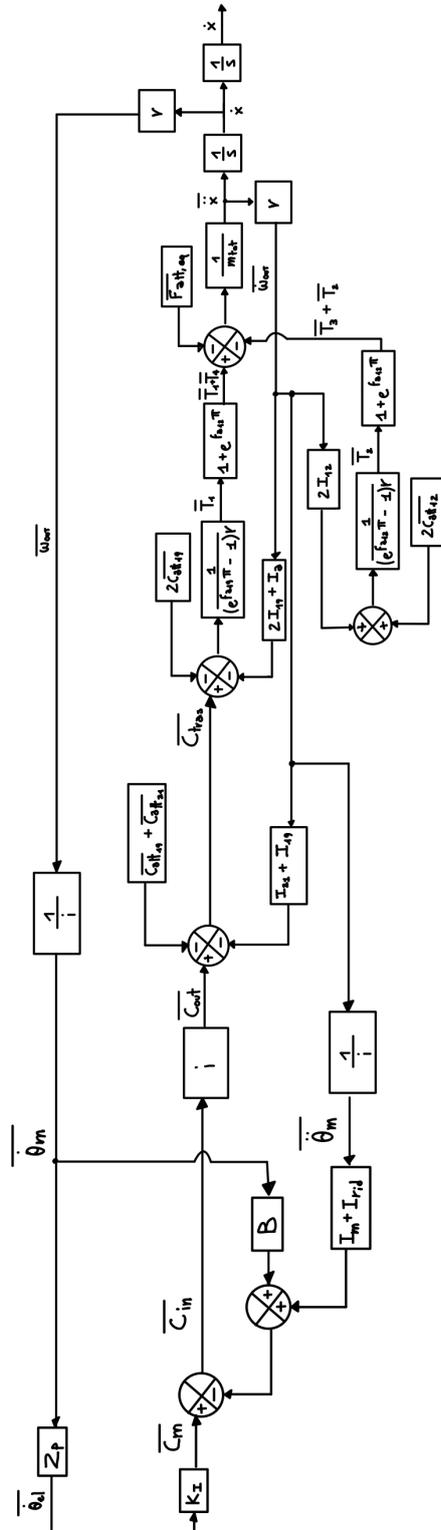


Figura 2.42: Dettaglio dello schema a blocchi complessivo della catenaria.

2.5 Attrito

L'attrito è un fenomeno non lineare tale da introdurre un certo grado di incertezza nel modello. Principalmente è possibile assistere a due effetti: l'attrito di tipo Coulombiano e quello viscoso, dovuto alla rotazione.

Il secondo, è linearizzabile in maniera semplice definendo un coefficiente di attrito viscoso, ad esempio ν , e moltiplicandolo per il valore assoluto della velocità di rotazione del corpo. L'attrito Coulombiano è più complesso da studiare, in quanto può essere di tipo statico o dinamico.

Quando un corpo è in stato di quiete, al fine di imporre un moto, è necessario vincere la forza di attrito statico; soddisfatta questa condizione, l'effetto dell'attrito diminuisce con la velocità intorno ad un valore detto 'attrito dinamico'. (figura 2.43).

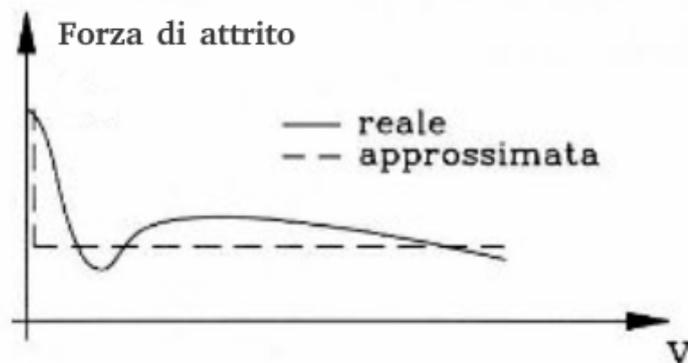


Figura 2.43: Andamento della forza di attrito all'aumentare della velocità v . Immagine tratta da [5]

Il fenomeno precedentemente descritto è modellabile sfruttando la curva di Stribeck (figura 2.48): si tratta di un'equazione che permette di ottenere un valore massimo nell'intorno di una velocità nulla, il quale cala nell'intorno di un valore minimo asintotico.

2.5.1 Attrito nei perni delle pulegge

L'attrito nei perni delle pulegge è modellato sfruttando la curva di Stribeck e i fenomeni di attrito viscoso. L'espressione della coppia di attrito \bar{C}_{att} è la seguente:

$$\bar{C}_{att} = \bar{C}_s(1 + 0,1e^{-|\omega|}) + \nu|\omega|$$

dove C_s [Nm] è la coppia di attrito statico, ω [rad/s] è la velocità della puleggia e ν [Nm s/rad] è il coefficiente di attrito viscoso.

L'espressione $C_s(1 + 0,1e^{-|\omega|})$ rappresenta la curva di Stribeck, mentre $\nu|\omega|$ simula l'effetto

di attrito dovuto alla velocità della puleggia.

Per il calcolo della coppia di attrito statico si consideri, a titolo di esempio il tamburo 019 (figura 2.44).

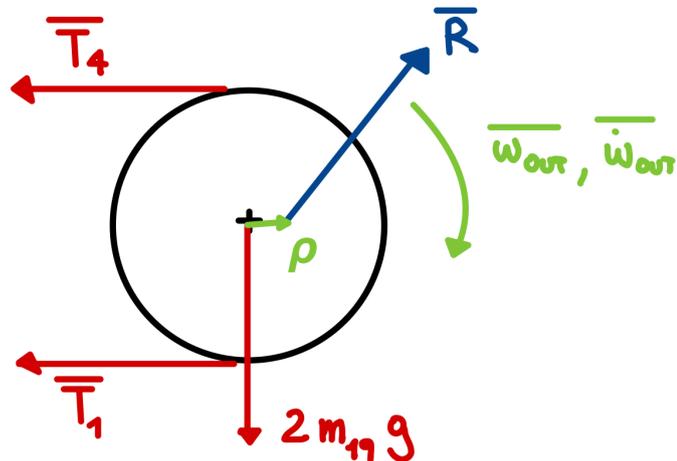


Figura 2.44: Reazioni vincolari sul perno delle pulegge 019

La coppia di attrito statico è calcolabile come:

$$\bar{C}_s = \bar{R}\rho$$

dove \bar{R} è la reazione vincolare sul perno, mentre ρ è il raggio di attrito del perno.

Al fine di garantire una resistenza all'avanzamento, alla reazione vincolare è sempre applicata in un punto tale da garantire un momento di attrito contrario al verso di rotazione delle pulegge.

La reazione vincolare è calcolabile come la somma vettoriale delle forze agenti sulla puleggia:

$$\bar{R} = \sqrt{(\bar{T}_4 + \bar{T}_1)^2 + (2m_{19}g)^2}$$

$2m_{19}g$ rappresenta il peso delle due pulegge 019.

Nei tamburi della trasmissione a cinghia, poiché, quest'ultima è stata considerata come ideale, sono state omesse le tensioni, pertanto, la reazione vincolare è esclusivamente pari al peso dei tamburi. Definito C_s è possibile descrivere l'attrito nei perni attraverso la figura 2.45.

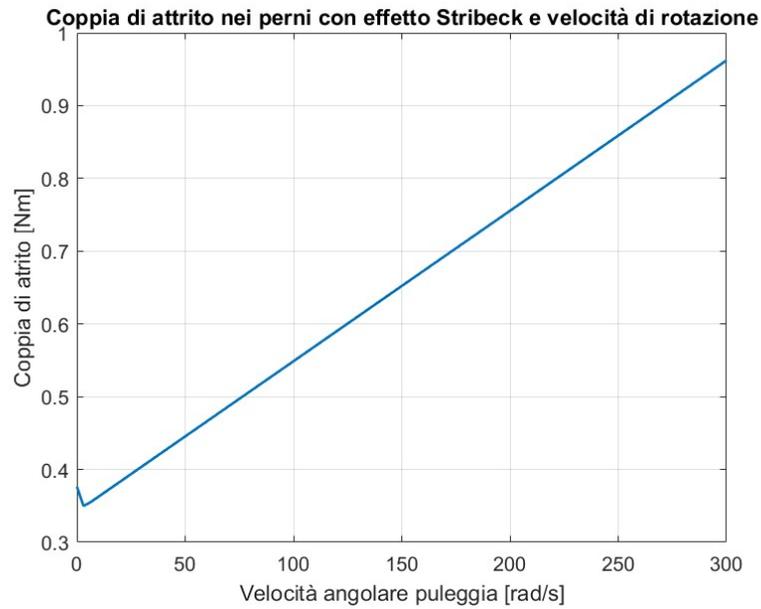


Figura 2.45: Variazione della coppia di attrito (posta $C_s = costante$) rispetto alla velocità. I valori sono da ritenersi puramente indicativi.

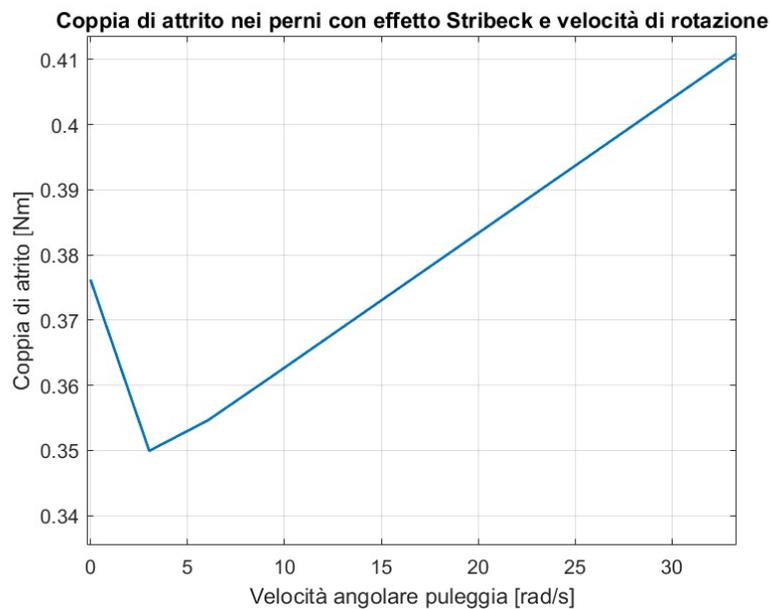


Figura 2.46: Dettaglio del tratto a bassa velocità dove prevale la componente di Stribeck. I valori sono da ritenersi puramente indicativi con $C_s = costante$.

2.5.2 Attrito dovuto allo strisciamento del nastro

La resistenza allo strisciamento del nastro trasportatore sulle guide e sul piano di appoggio della catenaria viene descritto esclusivamente tramite la curva di Stribeck. Osservando la

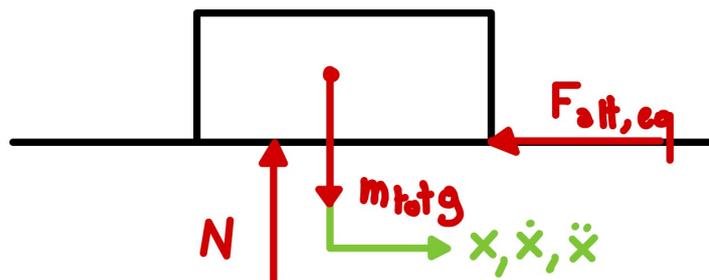


Figura 2.47: Diagramma equivalente del nastro trasportatore.

figura 2.47, è possibile definire la forza di attrito come:

$$\bar{F}_{att,eq} = \mu(\bar{x})\bar{N}$$

\bar{N} [N] rappresenta la reazione normale la quale è pari alla forza peso del nastro trasportatore:

$$\bar{N} = m_{tot}g$$

$\mu(\bar{x})$ è il coefficiente di attrito modellato secondo la curva di Stribeck:

$$\mu(\bar{x}) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-|\bar{x}|}$$

Dove μ_d e μ_s sono rispettivamente i coefficienti di attrito dinamico e statico che descrivono il modello Coulombiano. Si ottiene quindi la curva caratteristica della figura 2.48.

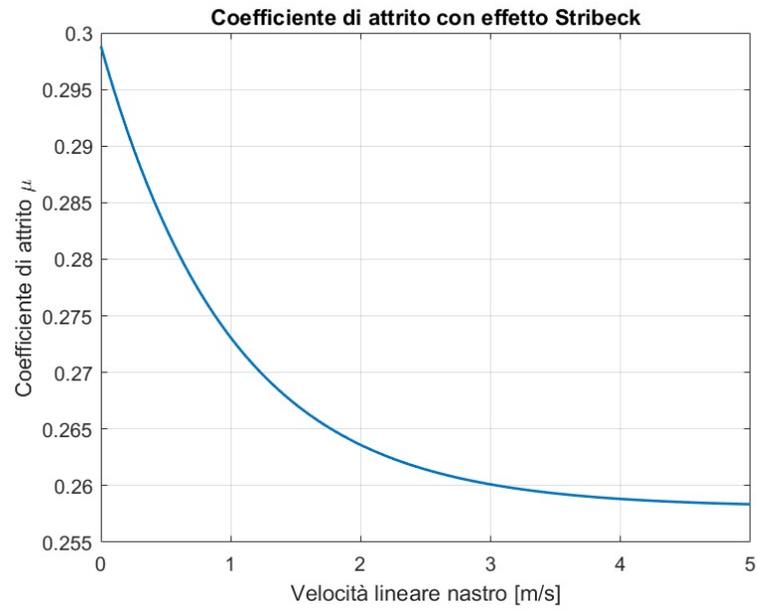


Figura 2.48: variazione del coefficiente di attrito $\mu(\dot{x})$ descritta dalla curva di Stribeck.

Capitolo 3

Modello Simulink

Una volta descritto il sistema sia dal punto di vista fisico, sia da quello matematico è possibile descrivere il modello relizzato in *Matlab* e *Simulink* [6].

Osservando la figura 3.3 è possibile individuare i principali sottoassiemi:

- Controllore.
- Blocco per convertire le tensioni espresse rispetto al sistema di riferimento in assi rotore al sistema trifase tradizionale. Per maggiori informazioni sulle conversioni si rimanda al capitolo 2.1. Viene utilizzato per simulare le limitazioni imposte dall'inverter PWM.
- Motore
- Riduttore.
- Trasmissione a cinghia dentata.
- Tamburi motori della catenaria.
- Pulegge condotte della catenaria.

Nel sistema principale vi sono il segnale di *set*, il quale è caricato direttamente dal segnale campionato sperimentalmente dal sistema reale e l'output simulato.

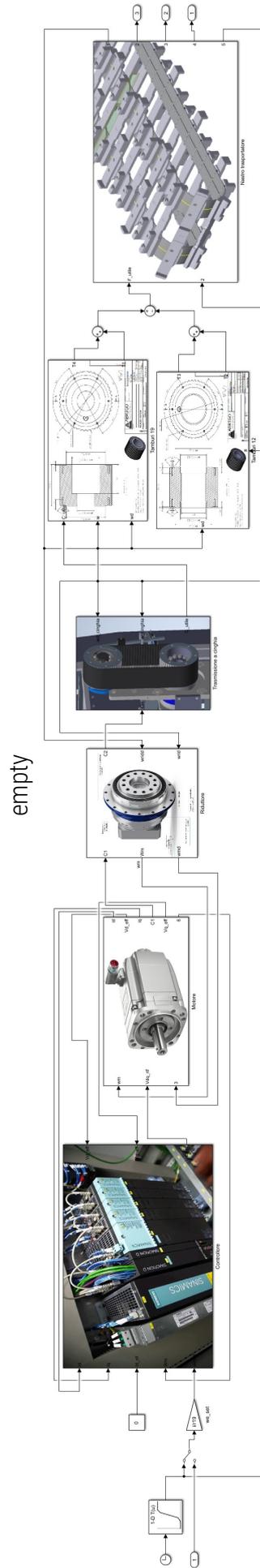


Figura 3.1: Modello Simulink dell'intera catenaria.

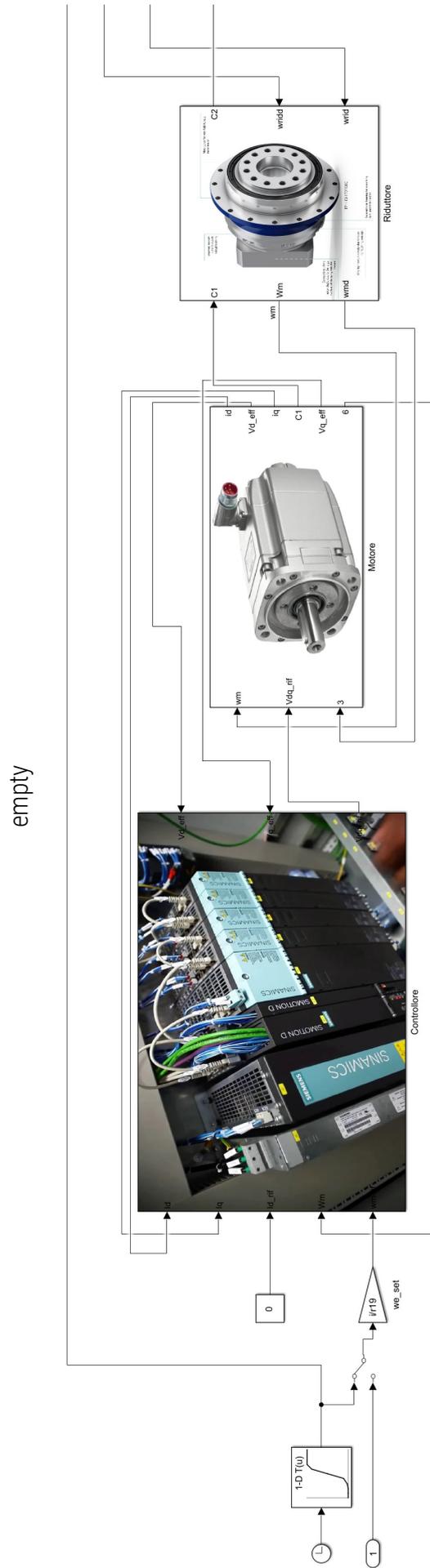


Figura 3.2: Ingrandimento del modello Simulink dell'intera catenaria.

empty

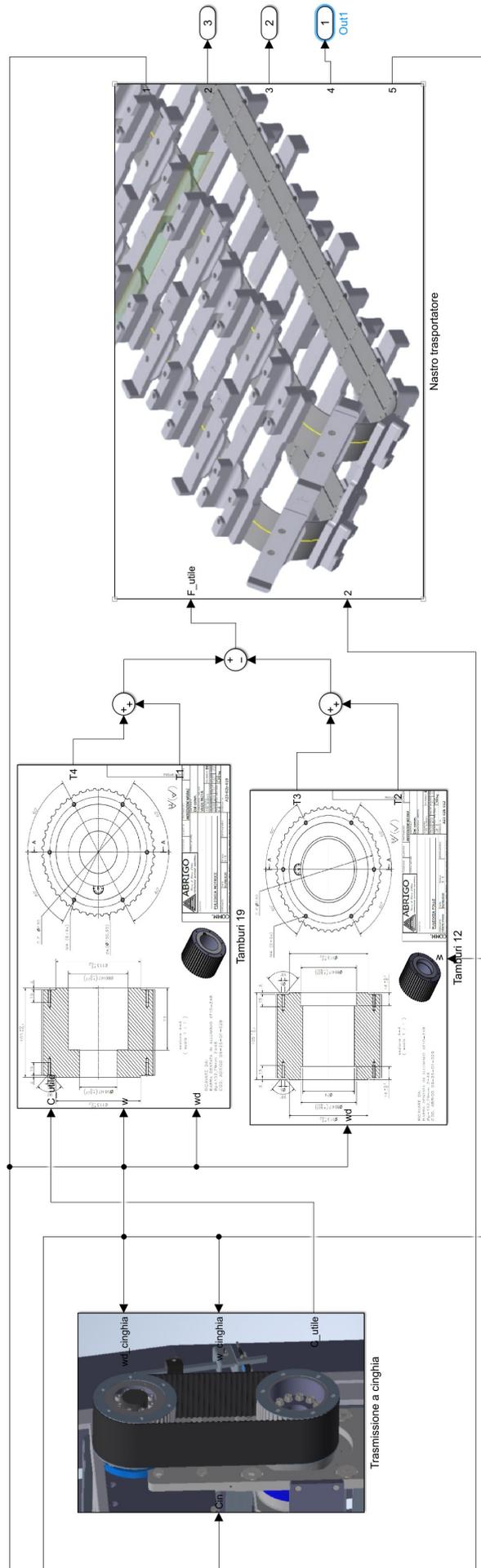


Figura 3.3: Ingrandimento del modello *Simulink* dell'intera catenaria.

3.1 Controllore

Il modello del controllore si rifà allo schema a blocchi proposto nella figura 2.15, tuttavia presenta alcune modifiche.

In primo luogo, i guadagni degli anelli di corrente diretta (d) e di quadratura (q) sono rappresentati da variabili diverse, in quanto, nonostante in questa applicazione siano uguali, l'unità di controllo permette di differenziarli.

Oltre a ciò, per ogni termine integrale è aggiunto un algoritmo anti *wind-up* (figura 3.4) Il

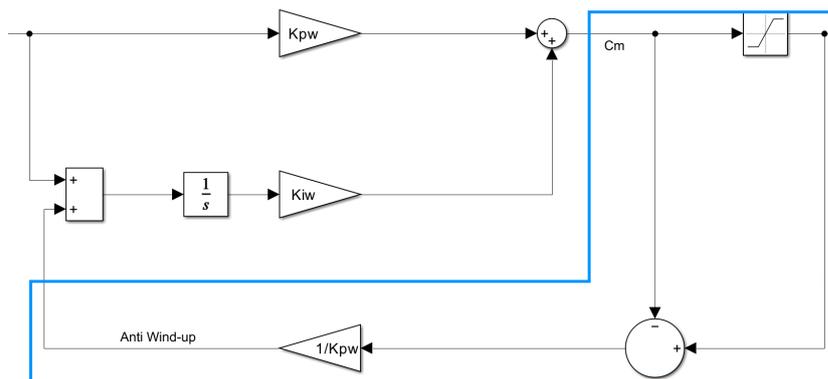


Figura 3.4: Anti wind-up dell'integratore dell'anello di velocità.

wind-up si verifica quando si registra un errore tra *set* e *feedback* così elevato da generare un segnale di riferimento che, per compensare tale divergenza, oltrepassa i limiti fisici del sistema e che quindi viene saturato, cioè limitato ad un valore limite detto di 'saturazione'. Di conseguenza, il sistema darà una risposta diversa da quella auspicata, quindi l'errore potrebbe crescere ulteriormente oppure azzerarsi in tempi più lunghi del previsto.

In determinate situazioni il *wind-up* può causare instabilità del sistema, in quanto tale fenomeno potrebbe scatenare una pendolazione del sistema da un valore di saturazione positivo ed uno negativo, a seconda del segno dell'errore.

Nel modello sviluppato in questo studio, per contrastare tale fenomeno, viene confrontato il valore ideale di riferimento (nel caso della figura 3.4 la coppia motrice C_m) con quello saturato e, qualora vi fosse *wind-up*, la differenza tra i due termini viene divisa per il guadagno proporzionale, per poi essere sommata all'errore (influenzato dalla saturazione) in ingresso al ramo integrale del controllore.

Nella tabella seguente sono indicati i parametri di funzionamento del controllore:

I dati della tabella 3.1 sono stati calcolati secondo l'algoritmo di taratura descritto nel paragrafo 2.2.2. Dato che i guadagni del controllore dell'anello di corrente sono frutto delle misure empiriche del sistema di controllo, pertanto, non essendo calcolabili, sono stati acquisiti dal *software* di gestione del *SINAMICS S120*.

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Saturazione velocità massima motore	n_{max}	6000	rpm
Tempo di ritardo medio del controllore	T_i	150	μs
Somma dei tempi di ritardo brevi	T_s	400	μs
Tempo integrale del regolatore di velocità	T_n	0,0016	s
Guadagno proporzionale dell'anello di velocità	$K_{p\omega}$	56.7232	Nm/rpm
Guadagno integrale dell'anello di velocità	$K_{i\omega}$	3.5452×10^4	$Nm/rpm * s$
Tempo integrale dell'anello di corrente	T_{corr}	2	μs
Guadagno proporzionale dell'anello di corrente diretta	$K_{p_{c,d}}$	38.619	V/A
Guadagno proporzionale dell'anello di corrente di quadratura	$K_{p_{c,q}}$	38.619	V/A
Guadagno integrale dell'anello di corrente diretta	$K_{i_{c,d}}$	1.9310×10^4	V/As
Guadagno integrale dell'anello di corrente di quadratura	$K_{i_{c,q}}$	1.9310×10^4	V/As

Tabella 3.1: Dati del sistema di controllo.

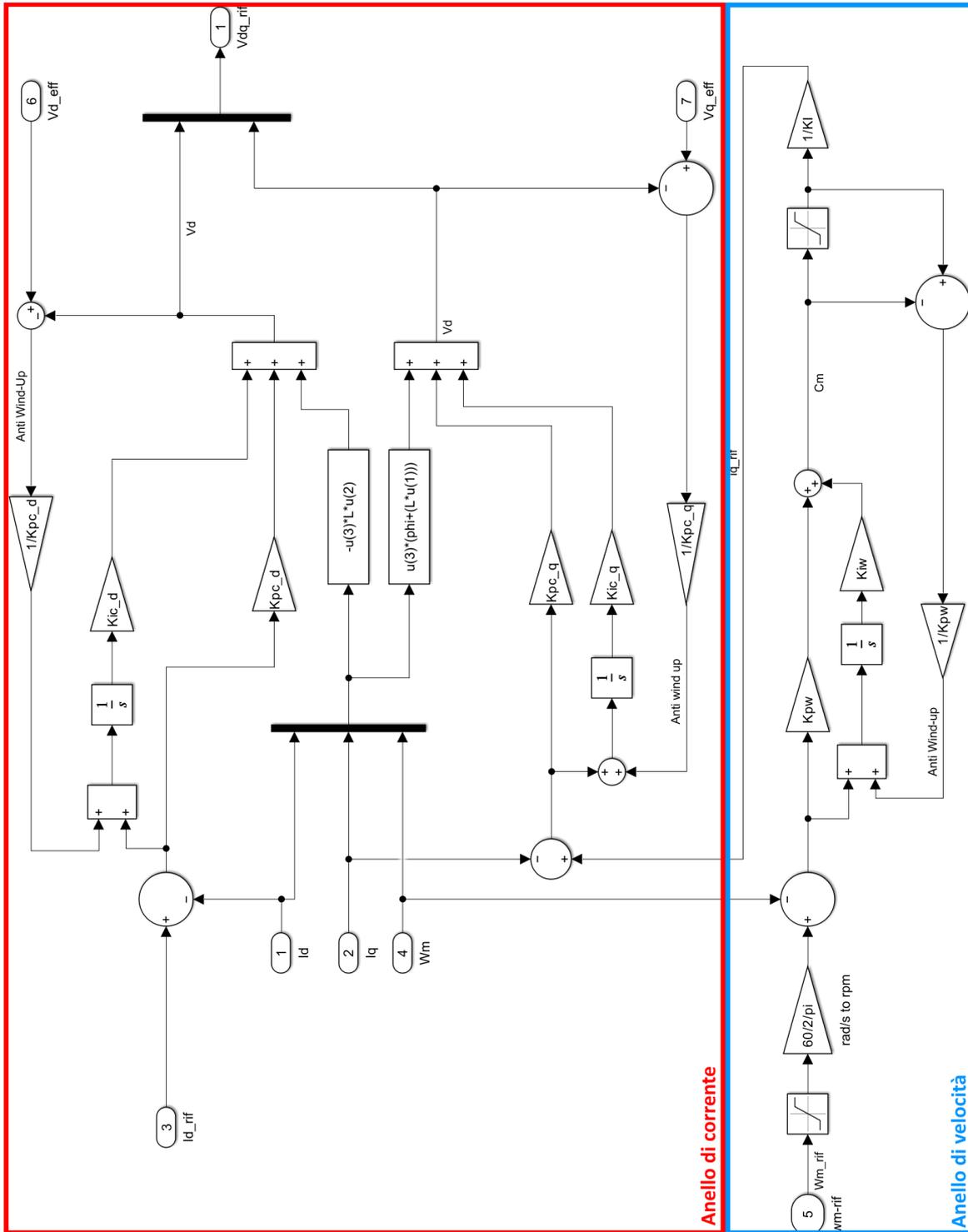


Figura 3.5: Modello Simulink del controllore

3.2 Inverter PWM

Il modello *Simulink* non presenta una replica precisa dell'inverter, infatti, il segnale analogico elaborato dal controllore viene inviato direttamente al servomotore. Tale scelta è dovuta al fatto che il componente in questione genera un segnale di azionamento del motore del tutto equivalente a quello analogico che deve replicare. Sebbene sia fondamentale per garantire il controllo di tipo *FOC* al servosistema reale, nel caso del modello non ha alcuna utilità pratica, in quanto, come si vedrà nei paragrafi successivi il motore è modellato facendo riferimento al modello in asse rotore, e, quindi, può ricevere direttamente il segnale in uscita dal sistema di controllo. Oltre a ciò, l'implementazione di una modulazione in PWM appesantisce molto il modello, in quanto richiede una potenza di calcolo maggiore.

L'unica limitazione significativa che introduce l'inverter PWM è il valore di tensione trifase che può generare in PWM, il che rappresenta una differenza con i valori (idealmente infiniti) che potrebbe calcolare il controllore.

Per tenere conto di questo aspetto importante, il segnale di tensione in assi rotore, è convertito dapprima nel modello in assi statore, infine nel sistema di riferimento trifase. A questo punto, in base alla tensione di linea di alimentazione dell'inverter, vengono imposti dei limiti di tensione di fase V_{max} attraverso i blocchi di saturazione. Infine, il segnale subisce le trasformazioni inverse e viene riportato nella convenzione del modello in assi rotore.

I dati significativi dell'inverter PWM sono riportati nella tabella seguente:

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Tensione di linea alimentazione inverter	V_{linea}	400	V
Tensione di DC link	V_{DClink}	528	V
Tensione di DC link massima	$V_{DClink,max}$	700	V
Massima tensione di fase	V_{max}	± 388	V

Tabella 3.2: Parametri significativi per imporre la saturazione dell'inverter PWM.

I parametri riportati nella tabella 3.2 sono calcolati secondo quanto riportato al capitolo 2.2.3.

3.3 Motore

Il sottosistema relativo al motore sfrutta la modellazione in assi rotore (paragrafo 2.1.3) e lo schema a blocchi della figura 2.10.

Data la necessità di inserire una limitazione della tensione massima dovuta ai limiti dell'inverter, il modello riceve in ingresso un'alimentazione trifase, la quale è convertita nella

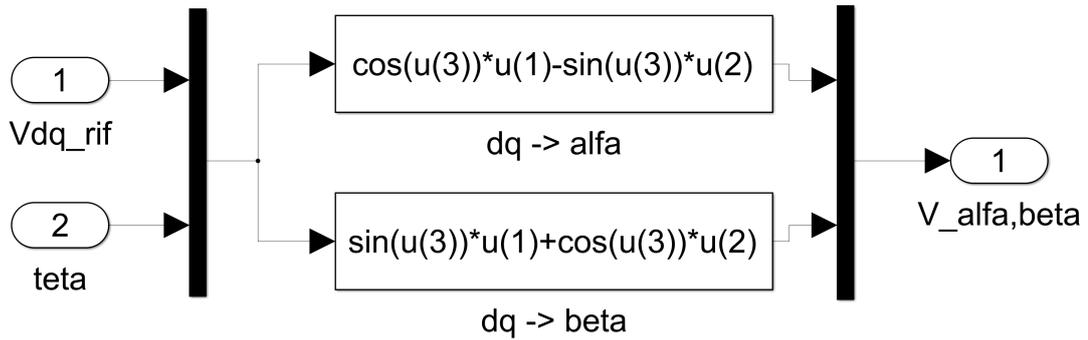


Figura 3.6: Conversione del segnale di tensione dal sistema di riferimento in assi rotore (d, q) a quello in assi statore (α, β).

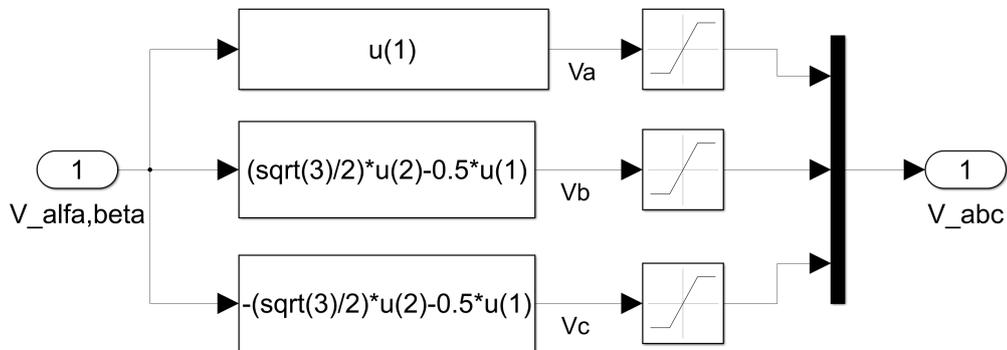


Figura 3.7: Conversione del segnale di tensione dal sistema di riferimento in assi statore (α, β) al sistema trifase (a, b, c)

convenzione in assi rotore.

Osservando la figura 3.8 è possibile inoltre notare l'inserimento dei blocchi saturazione che vanno a limitare coppia e correnti massime fisicamente erogabili dall'attuatore. Infine, sono anche presenti delle uscite di retroazione $V_{d_{eff}}$ e $V_{q_{eff}}$ che rappresentano le tensioni in asse rotore limitate dirette verso l'algoritmo anti *wind-up* dell'anello di corrente del controllore.

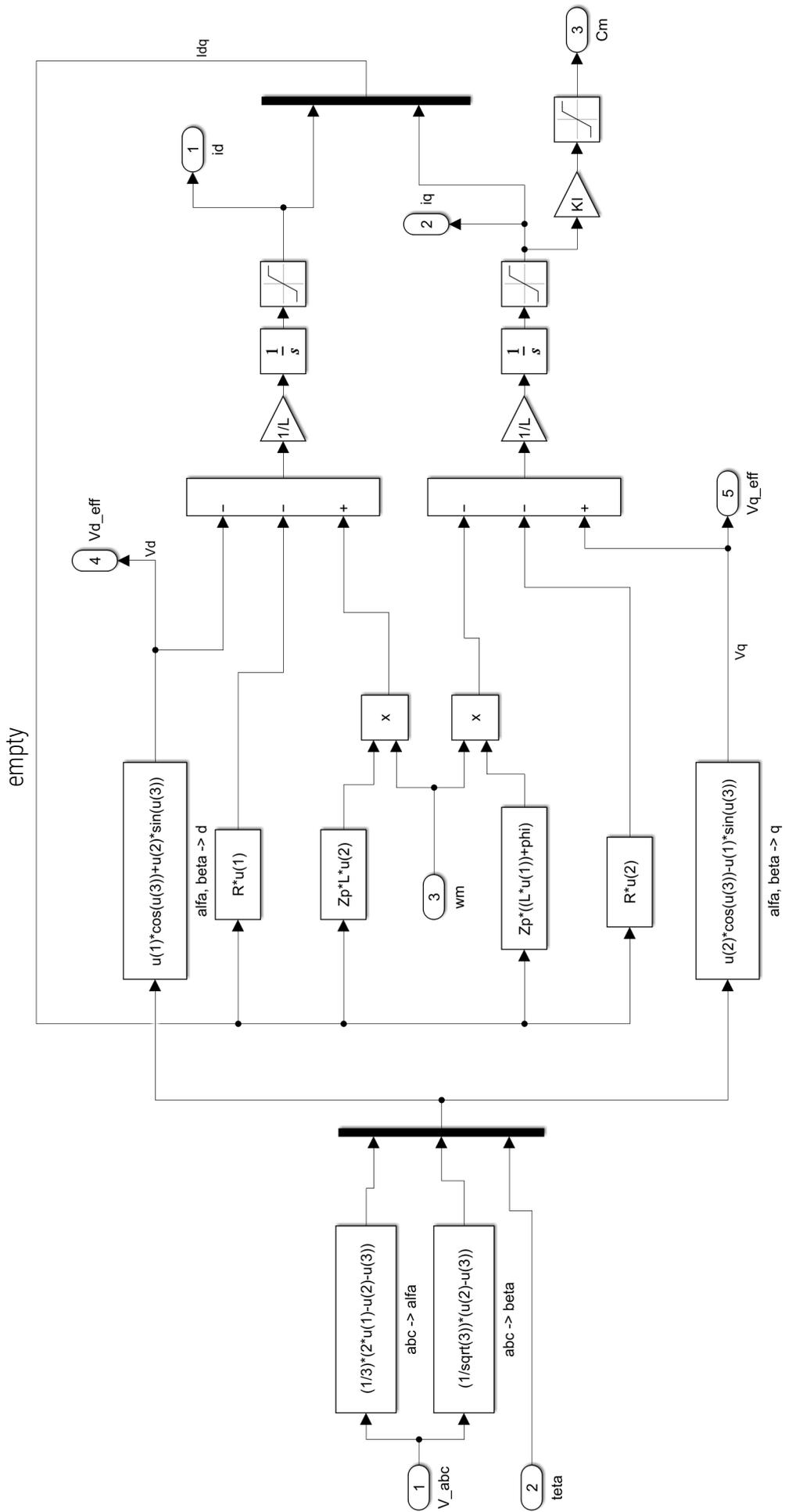


Figura 3.8: Modello Simulink della dinamica elettromagnetica del motore

Dati motore Siemens S-1FK7084-2AC70			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Coppia nominale	C_n	15	Nm
Velocità nominale	ω_{nm}	2000	rpm
Coppia massima	C_{max}	61	Nm
Corrente massima	i_{max}	28,5	A
Momento di inerzia	I_m	0,00325	kgm^2
Tempo di avviamento motore	T_{avv}	0,0454	s
Numero di coppie polari	Z_p	4	-
Resistenza avvolgimenti	R	0,58	Ω
Induttanza avvolgimenti	L	12	mH
Costante di tensione	ϕ	0,3933	Vs/rad
Costante di coppia	K_I	2,36	Nm/A
Coefficiente di attrito viscoso	B	0.0019539	Nms/rad

Tabella 3.3: Dati del motore Siemens S-1FK7084-2AC70 [7].

3.4 Riduttore

Dalle figure 3.9 e 3.10 è possibile notare che coppia e velocità hanno verso opposto nel modello *Simulink*. Infatti la prima è diretta dal motore al sistema di movimentazione, in quanto il moto della catenaria è calcolato a valle del modello attraverso il bilancio di tutte le forze, mentre la seconda è diretta nel verso opposto.

Tuttavia, per individuare tutte le interazioni, è necessario risolvere un *loop* algebrico, dal momento che, per ottenere determinati parametri occorre conoscere le leggi del moto della catenaria.

Dati riduttore			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Rapporto di riduzione	i	10	-
Momeno di inerzia	I_{rid}	$8,71 \times 10^{-4}$	kgm^2

Tabella 3.4: Dati del riduttore [8].

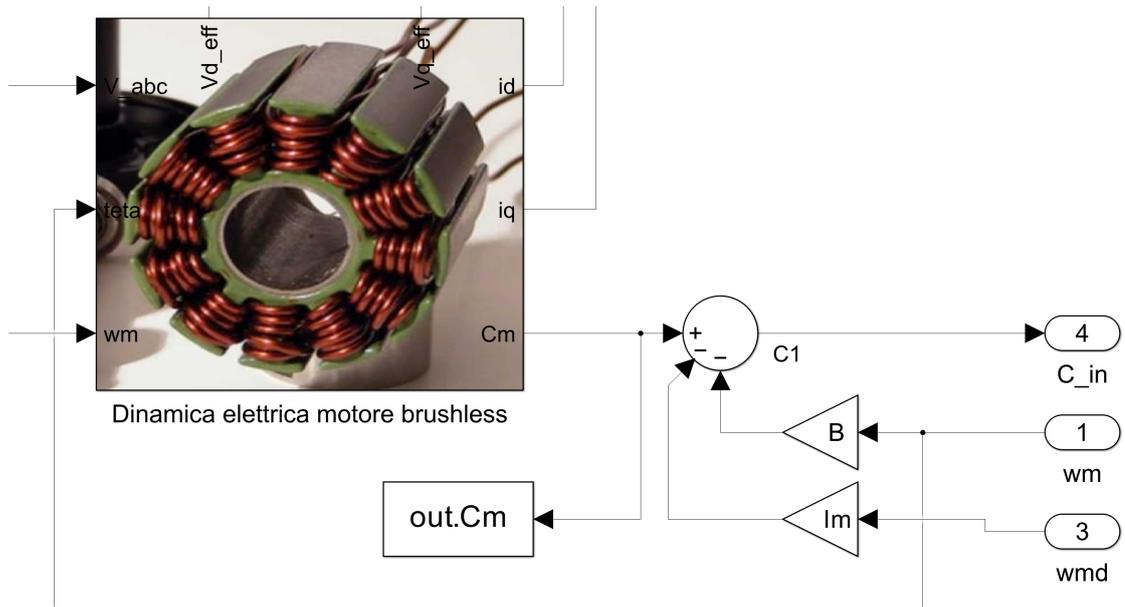


Figura 3.9: Modello *Simulink* dell'albero motore, ovvero l'albero di ingresso del riduttore.

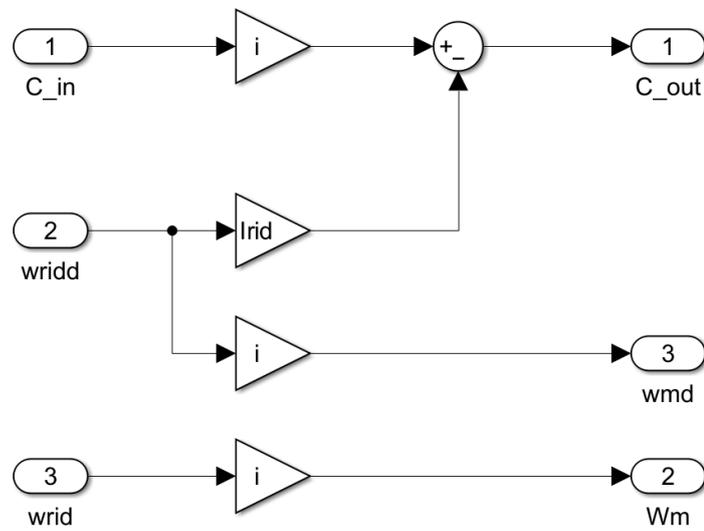


Figura 3.10: Modello del riduttore.

3.5 Trasmissione a cinghia

All'uscita del riduttore, la coppia è trasmessa alla catenaria da una cinghia dentata (immagine 3.11). Nella figura 3.12 è mostrata la modellazione dell'attrito nei perni della sola puleggia 021, per il fatto che l'attrito del tamburo 019 è calcolato insieme agli altri tamburi dello stesso tipo in un altro sottosistema.

Approfondendo il sottoassieme relativo all'attrito è possibile notare che, per scongiurare errori ed eccessivi rallentamenti nel calcolo, sono stati aggiunti dei blocchi di "memoria" per evitare un ulteriore *loop* algebrico dei parametri in ingresso. Questi ultimi sono la coppia utile sulla puleggia e la velocità di rotazione della stessa.

Una volta calcolato il momento di attrito con il modelli di Stribeck e di attrito viscoso, questo viene confrontato con la coppia agente sul tamburo e viene scelta, come reazione di attrito, il valore minore. Ciò è giustificato dal fatto che l'attrito non può mai essere maggiore della coppia utile applicata alla puleggia.

Infine, per evitare oscillazioni, è posto un blocco *switch* per annullare la reazione di attrito quando il momento risultante sulla puleggia è circa nullo.

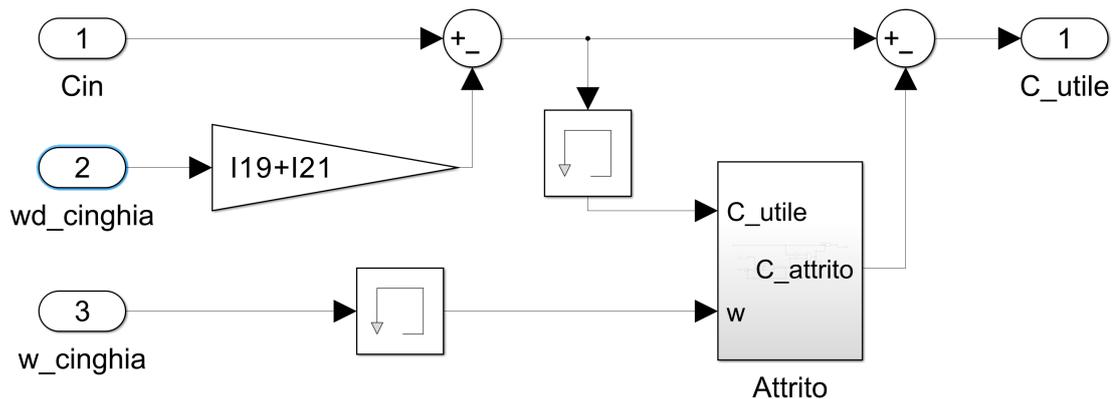


Figura 3.11: Diagramma *Simulink* della trasmissione a cinghia.

3.6 Pulegge motrici 019

Il sottosistema delle pulegge motrici della catenaria è sfruttato per il calcolo delle tensioni del nastro trasportatore T_1 e T_4 secondo la procedura esposta nel paragrafo 2.4.2. Data la loro funzione di imprimere il moto alla catenaria, esse ricevono in ingresso la coppia trasmessa dalla trasmissione.

Per quanto riguarda l'attrito valgono le medesime considerazioni effettuate nel paragrafo

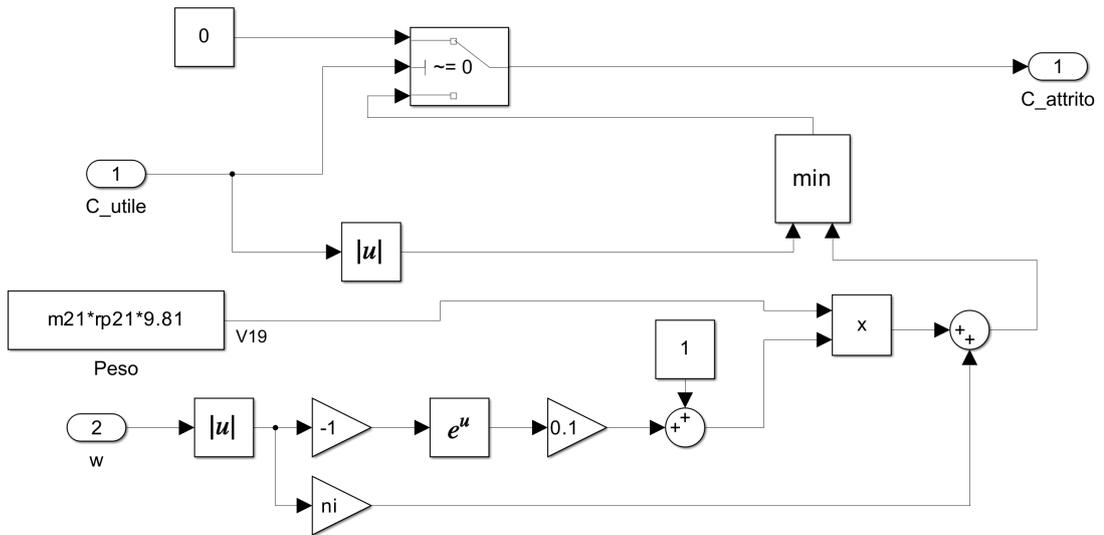


Figura 3.12: Modellazione dell'attrito nei perni delle pulegge della cinghia.

Dati trasmissione a cinghia dentata			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Momento di inerzia puleggia 021	I_{21}	0,0150	kgm^2
Momento di inerzia puleggia 021	I_{19}	0,0160	kgm^2
Massa puleggia 021	m_{21}	4,5880	kg
Raggio di attrito puleggia 021	r_{p21}	0,007598900	m
Coefficiente di attrito viscoso	ν	0.0020674	Nms/rad

Tabella 3.5: Dati della trasmissione a cinghia dentata.

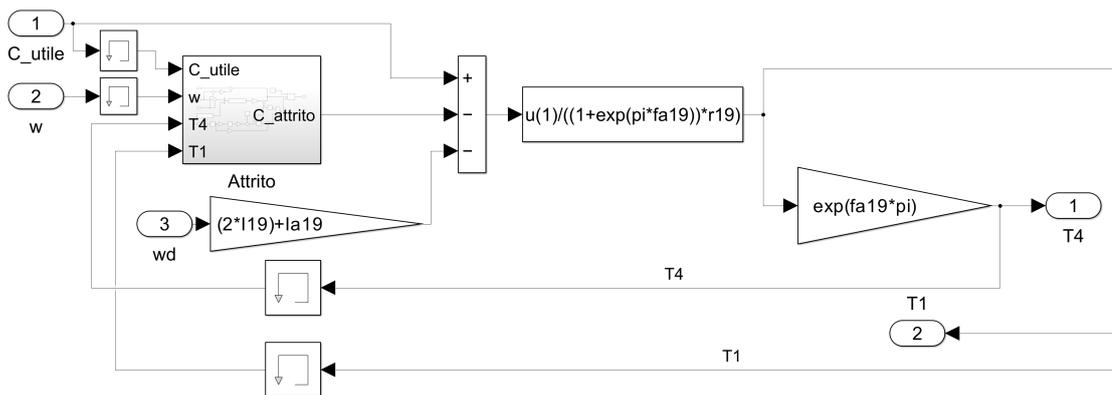


Figura 3.13: Modello Simulink delle pulegge 019

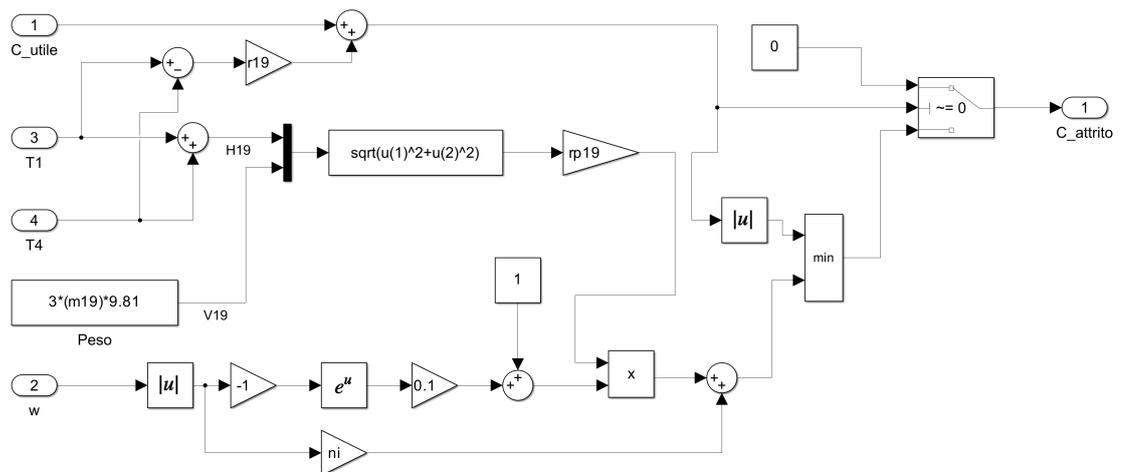


Figura 3.14: Modellazione dell'attrito nei perni delle pulegge 019

precedente, con l'unica differenza che nel calcolo della reazione vincolare dei perni sono considerate le tensioni del nastro.

Dati pulegge 019			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Massa puleggia 019	m_{19}	1,1916	kg
Raggio primitivo puleggia 019	r_{19}	0.076395	m
Momento di inerzia puleggia 019	I_{19}	0,006	kgm^2
Coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 019	f_{a19}	0,26794	-
Raggio di attrito puleggia 019	r_{p19}	0,0079101	m
Coefficiente di attrito viscoso	ν	0.0020674	Nms/rad

Tabella 3.6: Dati relativi alla puleggia 019.

Dati pulegge 012			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Massa puleggia 012	m_{12}	2,204	kg
Raggio primitivo puleggia 012	r_{12}	0,076395	m
Momento di inerzia puleggia 012	I_{12}	0,007	kgm^2
Coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 012	f_{a12}	0,31338	-
Raggio di attrito puleggia 012	r_{p12}	0,0075142	m
Coefficiente di attrito viscoso	ν	0.0020674	Nms/rad

Tabella 3.7: Dati relativi alla puleggia 012.

quale, sottoposta a due successive integrazioni, permette di conoscere la legge del moto del nastro. Nota quindi la cinematica della catenaria, velocità e accelerazioni sono retroazionate negli elementi a monte del modello, andando a chiudere il *loop* algebrico. Il sottosistema

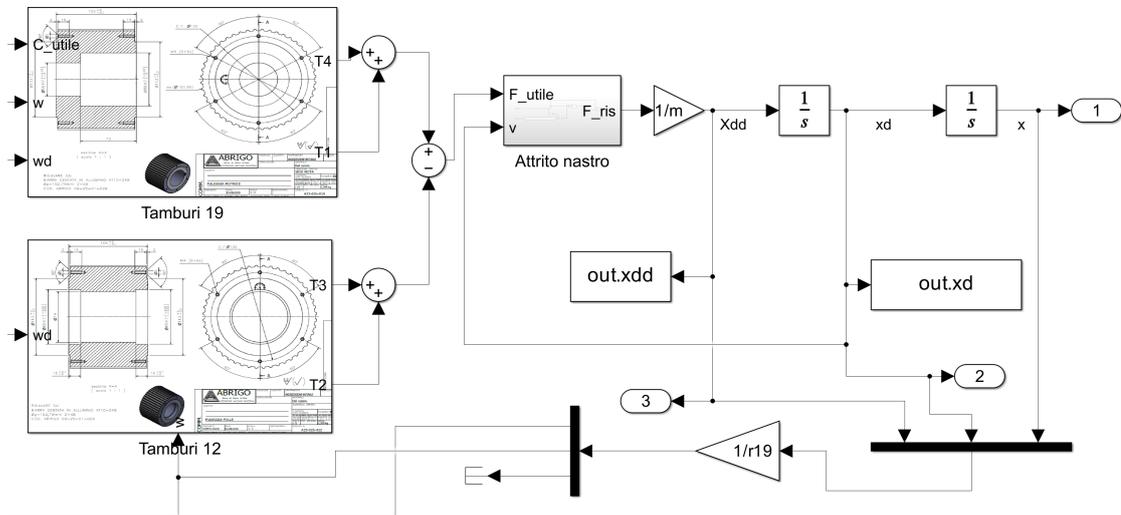


Figura 3.17: Modello *Simulink* dell'elemento nastro.

dedicato all'attrito (immagine 3.18) confronta la forza utile in ingresso F_{utile} con la forza di attrito ottenuta con il modello di Stribeck (si veda a questo riguardo il paragrafo 2.5.2):

come nel caso dei perni, la forza di attrito non può eccedere la risultante delle altre azioni, pertanto sarà scelto come resistenza all'avanzamento il valore più basso tra le due forze. A questo punto, prima di sottrarre l'attrito alla forza utile, vi è anche un questo caso un blocco *switch* con la funzione di filtro, che, nel caso in cui F_{utile} sia circa nulla, azzerava la reazione di attrito.

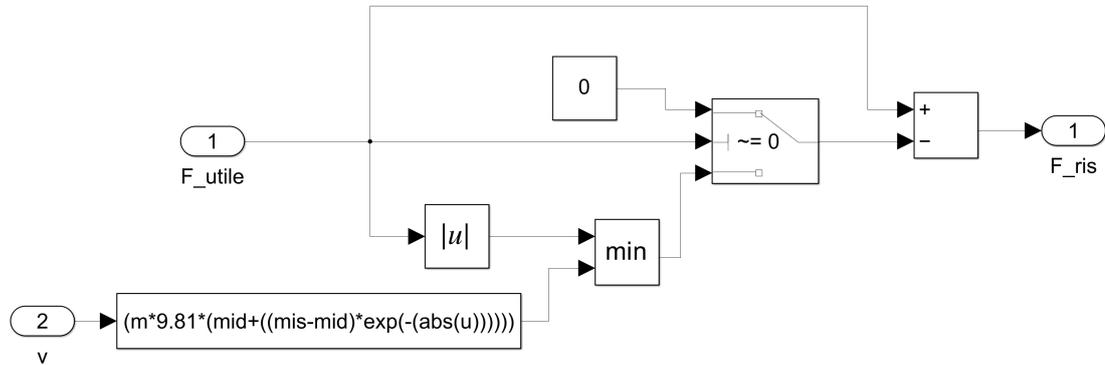


Figura 3.18: Modello Simulink dell'attrito del nastro.

Dati nastro trasportatore			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Massa estremità superiore nastro	m_s	156,408	kg
Massa estremità inferiore nastro	m_i	135,608	kg
Massa totale nastro	m_{tot}	292,016	kg
Coefficiente di attrito radente statico	μ_s	0,29882	-
Coefficiente di attrito radente dinamico	μ_d	0,25808	-

Tabella 3.8: Dati della trasmissione a cinghia dentata.

3.9 Identificazione dei parametri ottimali di attrito

Per confrontare il comportamento del modello con la risposta del sistema reale è stata acquisita una prova di funzionamento della catenaria. Le rilevazioni sono state effettuate dall'encoder accoppiato al servomotore, il quale restituisce la posizione angolare del motore. Grazie al fatto che cinghie della catenaria sono in aderenza per garantire il movimento sincrono è possibile risalire allo spostamento del nastro:

$$x = \frac{\theta_m r}{i}$$

Dove x rappresenta lo spostamento del nastro trasportatore, θ_m [rad] è la rotazione dell'albero motore rilevata dall'encoder e i è il rapporto di riduzione del rotismo epicicloidale. Queste considerazioni possono essere estese alle derivate, ovvero alle velocità $\dot{\theta}_m$ e \dot{x} e le accelerazioni $\ddot{\theta}_m$ e \ddot{x} :

$$\dot{x} = \frac{\dot{\theta}_m r}{i}$$

$$\ddot{x} = \frac{\ddot{\theta}_m r}{i}$$

Una volta acquisita la posizione del sistema, le ulteriori informazioni sono ottenute mediante derivata numerica dei dati di partenza. Nella figura 3.20 è possibile vedere la rilevazione della risposta della catenaria.

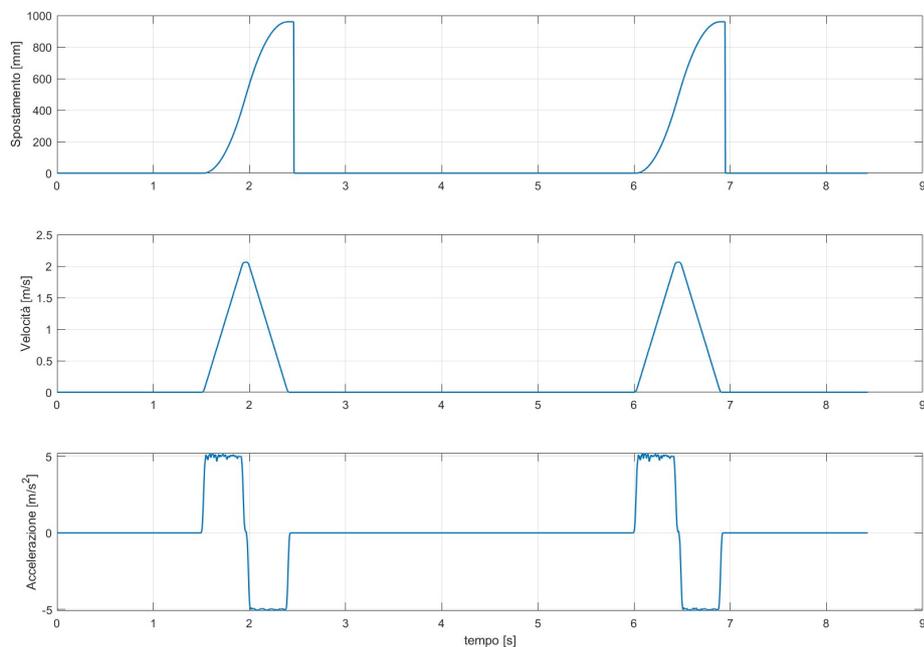


Figura 3.19: Set generato dal sistema di controllo

Il *Parameter Estimator Toolbox Simulink* può effettuare diverse simulazioni per stimare i parametri ottimali definiti dall'utente, in modo tale da minimizzare le differenze tra il modello e le rilevazioni sperimentali.

Poiché l'attrito rappresenta il fenomeno meno prevedibile, e, quindi, più complesso da prevedere, attraverso tale applicazione diventa possibile individuare i valori ottimali dei coefficienti che permettono di avvicinare il più possibile la simulazione alla realtà.

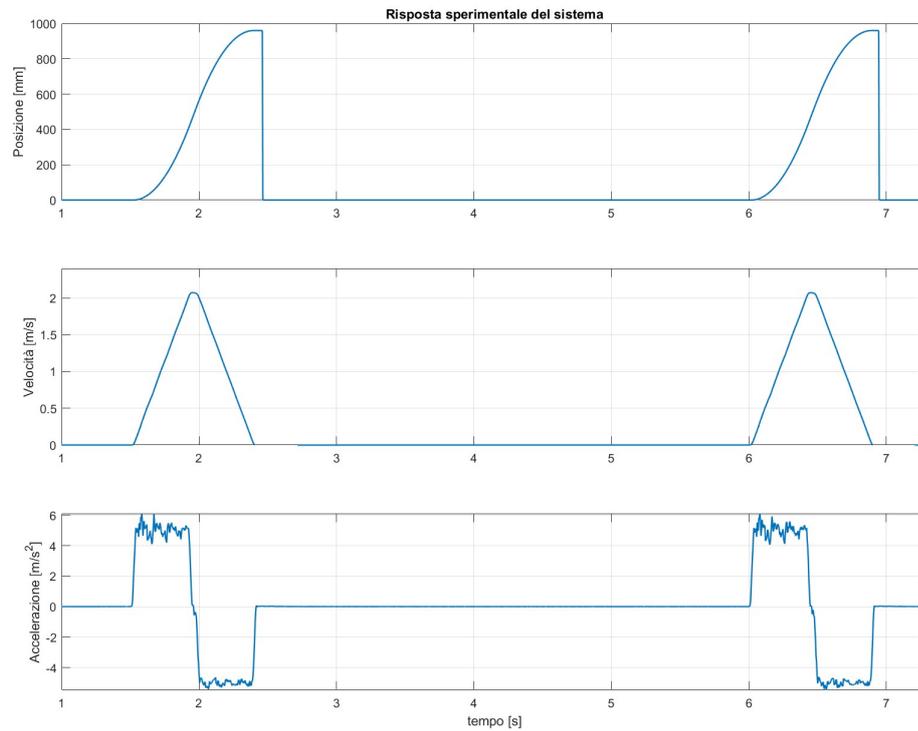


Figura 3.20: Risposta sperimentale del sistema

La principale debolezza di questa procedura è il fatto che non sono state fatte ulteriori misurazioni sul sistema, in quanto è stato consegnato al cliente prima della fine di questo studio. Pertanto, se si volesse migliorare questo aspetto, si consiglia di ripetere questa parte, in eventuali indagini future su sistemi di movimentazione simili, componendo un vero e proprio set di prove sperimentali più consistente.

I coefficienti ottimizzati tramite la procedura sono i seguenti:

- B [Nms/rad], coefficiente di attrito viscoso dovuto alla rotazione dell'albero motore.
- r_{p21} [m], raggio di attrito nella puleggia 021.
- r_{p19} [m], raggio di attrito nella puleggia 019.
- r_{p12} [m], raggio di attrito nelle pulegge 012.
- f_{a19} , coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 019.
- f_{a12} , coefficiente di resistenza al taglio dei denti della puleggia 012.

- ν [Nms/rad], coefficiente di attrito viscoso dovuto alla rotazione delle pulegge.
- μ_s , coefficiente di attrito statico coulombiano del nastro rispetto al piano di scorrimento.
- μ_d , coefficiente di attrito dinamico coulombiano del nastro rispetto al piano di scorrimento.

Prima dell'avvio della procedura di stima numerica del *toolbox*, occorre impostare i valori di primo tentativo e i loro estremi, in modo tale che lo strumento possa affinarli. Tali dati di partenza sono frutto di esperienze pregresse di progettazione da parte di Abrigo S.p.A.

Al fine di effettuare una stima dei parametri occorre inserire dei blocchi di input/output che si interfaccino con il *toolbox*, in quanto, quest'ultimo deve inviare una serie di segnali di riferimento ripetuti al modello e ricevere dei risultati da confrontare con il set di dati sperimentali. A questo riguardo, è stato inserito un blocco input da cui l'applicazione invierà i suoi riferimenti (figura 3.21) e dei blocchi di output (figura 3.22) per inviare allo strumento le risposte del modello. Una volta stabiliti tali aspetti, è possibile definire gli esperimenti per effettuare

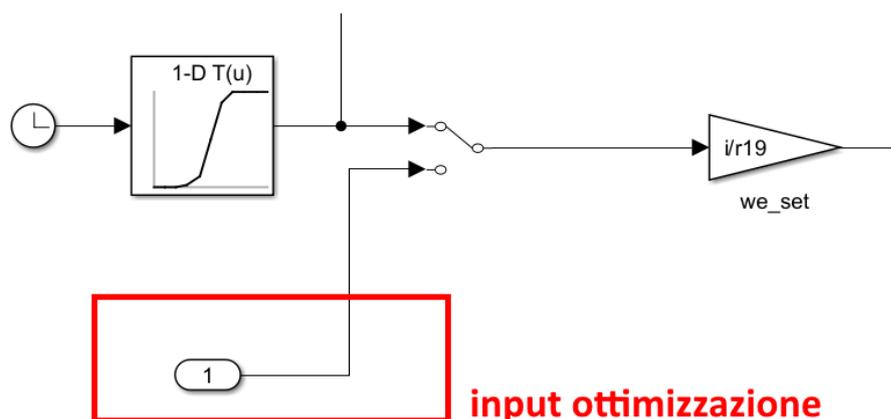


Figura 3.21: Input della legge del moto inviata dal *Parameter Estimator*.

Prima di avviare la procedura è necessario commutare l'interruttore manuale. Tale blocco è inserito all'inizio del modello, ovvero nell'estremità a sinistra della figura 3.3.

l'ottimizzazione e i relativi input da inviare al modello. Come curve per l'ottimizzazione sono scelte le rilevazioni sperimentali dell'immagine 3.20 e il relativo set di velocità rappresentato nella figura 3.19. Infine, sono selezionati i coefficienti da ottimizzare precedentemente elencati.

Dopo aver avviato l'ottimizzazione dal *Toolbox* si ottiene il risultato della figura 3.23. Sulla sinistra della finestra dell'ottimizzatore, sono indicati rispettivamente i parametri da ottimizzare, i dati sperimentali utilizzati nel processo e i risultati ottenuti. Sulla destra, sono invece

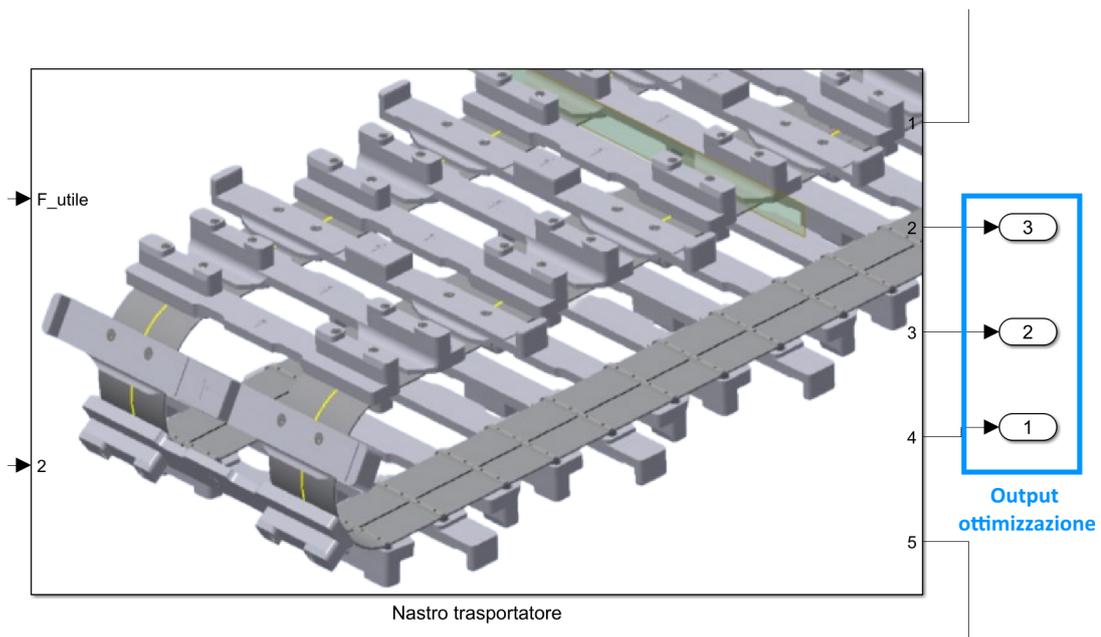


Figura 3.22: Output del modello inviato al *Parameter estimator*. Questi blocchi sono introdotti nella parte finale del modello, ovvero nell'estremità a destra della figura 3.3

presenti i plot comparativi tra risposta simulata del modello (arancione) e dati sperimentali (blu).

Risultati del processo di ottimizzazione		
Simbolo	Valore	Unità di misura
B	0,0019539	Nms/rad
r_{p12}	0,0075989	m
r_{p19}	0,0075142	m
r_{p21}	0,0075989	m
f_{a12}	0,31338	-
f_{a19}	0,26794	-
μ_s	0,29882	-
μ_d	0,25808	-
ν	0.0020674	Nms/rad

Tabella 3.9: Coefficienti di attrito risultanti dalla procedura di ottimizzazione.

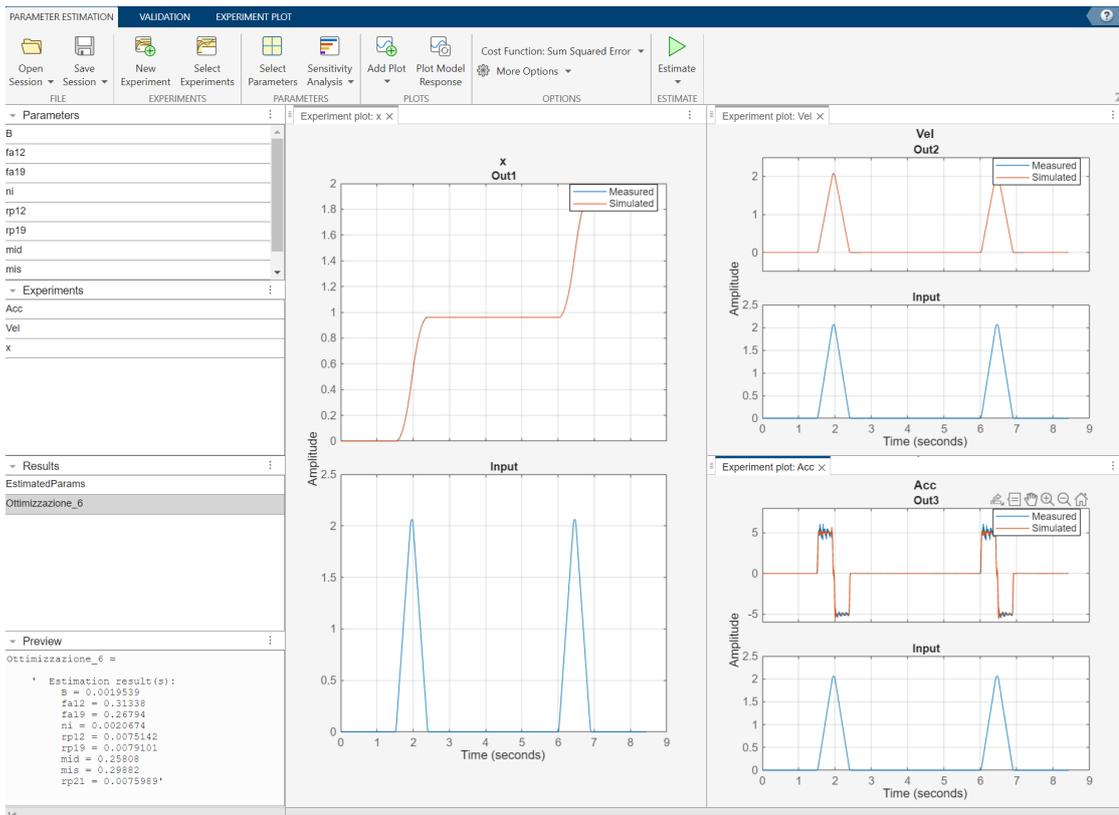


Figura 3.23: Risultato dell'ottimizzazione dei parametri.

3.10 Verifica dei risultati del processo di ottimizzazione

La verifica dei risultati ottenuti mediante ottimizzazione è affidata al calcolo del coefficiente di determinazione R^2 .

Quest'ultimo, al di fuori del campo statistico può essere sfruttato per determinare la bontà di un modello lineare, rispetto al fenomeno reale che sicuramente non è lineare.

Definito un set di dati campionati $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$, la sua approssimazione lineare $\hat{Y} = \{\hat{y}_1, \hat{y}_2, \dots, \hat{y}_n\}$ e \bar{y} il suo valore medio, il coefficiente di determinazione è calcolato come:

$$R^2 = 1 - \frac{RSS}{TSS}$$

Dove RSS è la devianza residua, o somma degli errori tra dati reali e approssimati, e TSS è la devianza totale dei dati sperimentali. Essi sono calcolabili come:

$$RSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)$$

$$TSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})$$

Si ricorda che il valore medio di Y è ottenibile come $\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}$.

Dalle formule precedenti è possibile notare che R^2 assume valori compresi tra 0 e 1: il primo indica che il modello lineare non descrive minimamente i dati in esame, mentre il secondo indica una corrispondenza totale. Di conseguenza, al fine di ottenere una buona approssimazione del comportamento della catenaria occorre ottenere un valore del coefficiente di determinazione più vicino possibile ad 1.

Il coefficiente di determinazione è stato calcolato per le tre leggi del moto del sistema:

- Coefficiente di determinazione della legge dello spostamento ≈ 1 .
- Coefficiente di determinazione della legge di velocità $= 0,99998$.
- Coefficiente di determinazione della legge di accelerazione $= 0.99472$.

I valori ottenuti sono tutti prossimi all'unità, pertanto è possibile concludere che i risultati dell'ottimizzazione sono soddisfacenti e che il modello è validato.

Il processo precedentemente descritto è ottenuto attraverso il seguente listato *Matlab*:

```

1 %Verifica Ottimizzazione dati
2 clear all
3 close all
4 clc
5
6 load("dati_sperimentali.mat");%carica i dati sperimentali in una matrice nominata
   MBR4
7 load("simulazione.mat");%Carica i dati simulati in una struttura nominata out
8
9 %Verifica della legge del moto
10 t=MBR4(:,2);%tempo di simulazione
11 x_sim=interp1(out.tout,1000*out.x,t);%calcola la risposta del modello esattamente
   nel tempo di simulazione
12 x_sp=MBR4(:,3);%risposta sperimentale
13 index=find(diff(x_sp)<-900)+1;
14 x_sp(index(1):end)=x_sp(index(1):end)+960;
15 x_sp(index(2):end)=x_sp(index(2):end)+960;%rimuove l'azzeramento della posizione
   dopo ogni passo
16 xmedio_sp=mean(x_sp);%calcolo del valore medio dei dati sperimentali
17 TSS=sum((x_sp-xmedio_sp).^2);%devianza totale
18 RSS=sum((x_sim-x_sp).^2);%devianza residua
19 rquadro_pos=1-RSS/TSS;%indice r^2 legge spostamento

```

```

20 disp(["Indice R^2 dello spostamento = ",num2str(rquadro_pos)])%scrive il risultato
    nella finestra di comando
21
22 v_sim=interp1(out.tout,1000*out.xd,t);%calcola la risposta del modello esattamente
    nel tempo di simulazione
23 v_sp=MBR4(:,4);%risposta sperimentale
24 vmedio_sp=mean(v_sp);
25 TSS=sum((v_sp-vmedio_sp).^2);%devianza totale
26 RSS=sum((v_sim-v_sp).^2);%devianza residua
27 rquadro_vel=1-RSS/TSS;%indice r^2 legge velocità
28 disp(["Indice R^2 della velocità = ",num2str(rquadro_vel)])%scrive il risultato
    nella finestra di comando
29
30 a_sim=interp1(out.tout,1000*out.xdd,t);%calcola la risposta del modello
    esattamente nel tempo di simulazione
31 a_sp=MBR4(:,5);%risposta sperimentale
32 amedia_sp=mean(a_sp);%calcolo dell'accelerazione media
33 TSS=sum((a_sp-amedia_sp).^2);%devianza totale
34 RSS=sum((a_sim-a_sp).^2);%devianza residua
35 rquadro_acc=1-RSS/TSS;%indice r^2 legge accelerazione
36 disp(["Indice R^2 accelerazione = ",num2str(rquadro_acc)])%scrive il risultato
    nella finestra di comando

```

La matrice presente nel file *dati_sperimentali.mat* è denominata 'MBR4' ed è direttamente acquisita dal software di gestione del sistema *SINAMICS S120*. Ha un numero di righe pari alle acquisizioni eseguite durante la prova dall'*encoder*, mentre le colonne sono 5. Nella prima colonna viene registrato in ordine crescente il numero di acquisizione, nella seconda il tempo di acquisizione espresso in secondi, mentre nella terza la posizione del nastro espressa in millimetri. Nelle colonne successive sono rispettivamente presenti rispettivamente velocità (convertita in m/s) e accelerazione (convertita in m/s^2), le quali sono derivate numericamente dal controllore.

Nel file *simulazione.mat* sono salvati i risultati della simulazione ottenuti con il modello sperimentale con i parametri ottimizzati. Esso carica una struttura denominata 'out'. All'interno di essa si trovano:

- out.tout, tempo di simulazione [s].
- out.x, posizione del nastro [mm].
- out.xd, velocità dal nastro [m/s].
- out.xdd, accelerazione del nastro [m/s^2].

3.11 Caricamento dei dati su Simulink

I parametri che costituiscono il modello sono caricati sul seguente listato *Matlab*:

```

1 clear all
2 close all
3 clc
4
5 %Dati motore
6 B=0.0019539; %Coefficiente di attrito viscoso simulato [Nms/rad]
7
8 [Cmax, Vlinea, nmax, imax, Zp, KI,Im, R, L, phi, Cn, wnm, i, Irid] = VPLB1652F();
9
10 %Dati sistema di controllo
11 Vdc=1.32*Vlinea; %Tensione di DC link [V]
12 Vmax=0.97*Vlinea;
13 Ti=150e-6; %tempo di ritardo medio del controllore
14 Ts=400e-6; %Somma dei tempi di ritardo brevi (preso il tempo rdi ritardo massimo)
15 Tn=4*Ts; %Tempo integrale regolatore di velocità
16 r0345=Im*(wnm/Cn); %tempo di avviamento del motore [s]
17 Kpw=2*r0345/Tn; %guadagno proporzionale anello velocità
18 Kiw=Kpw/Tn; %guadagno integrale anello di velocità
19
20 Kpc_d=38.619; %guadagno proporzionale anello corrente d
21 Tcorr=2e-3; %tempo integrale anello di corrente
22 Kpc_q=Kpc_d; %guadagno proporzionale anello corrente q
23 Kic_d=Kpc_d/Tcorr; %guadagno integrale anello corrente d
24 Kic_q=Kic_d; %guadagno integrale anello corrente q
25
26
27 %Dati trasmissione
28
29 %ruota motrice A23-02b-000f
30 r19=(152.79/2)/1000; %raggio delle ruote motrici [m]
31 I19=0.006; %Inerzia delle ruote motrici [kgm^2]
32 m19=1.916; %Massa delle ruote;
33 Ia19=0.007; %Momento di inerzia dell'albero di trasmissione e del cuscinetto
34
35 %ruota condotta 012
36 r12=(152.79/2)/1000; %raggio delle ruote motrici [m]

```

```

37 I12=0.007; %Inerzia delle ruote motrici [kgm^2]
38 m12=2.204; %Massa delle ruote;
39
40 %puleggia trasmissione 2 A23-02b-021
41 I21=0.015; %momento di inerzia [kgm^2]
42 m21=4.588; %massa [kg]
43
44 %Nastro trasmissione 2
45 m2=0.334; %Massa del nastro [kg]
46
47 %Dati nastro
48 mnt=271.216; %massa a vuoto del nastro [kg]
49 mpiena=16.4; %massa delle confezioni con cioccolatini [kg]
50 mvuota=4.4; %massa delle confezioni senza cioccolatini [kg]
51 m=mnt+mpiena+mvuota; %massa totale del sistema [kg]
52 ms=(mnt/2)+mpiena+mvuota; %massa parte superiore [kg]
53 mi=mnt/2; %massa tratto inferiore[kg]
54
55 %Attrito
56 rp19=0.0079101; %Raggio di attrito simulato nei perni [m]
57 rp12=0.0075142; %Raggio di attrito simulato nei perni [m]
58 rp21=0.0075989; %Raggio di attrito simulato nei perni [m]
59 fa19=0.26794; %Coefficiente attrito avvolgimento con pulegge 19
60 fa12= 0.31338; %Coefficiente attrito avvolgimento con pulegge 12
61 ni=0.0020674; %Attrito viscoso simulato nei perni[Ns/m]
62 mis=0.29882; %Coefficiente di attrito radente statico
63 mid=0.25808; %Coefficiente di attrito radente dinamico
64
65 %Legge del moto
66 load("set.mat") %carica la legge del moto campionata dal controllore
67 ydot=smooth(ydot); %filtra il set da eventuale rumore
68
69 index=find(diff(y)<-900)+1;
70 y(index(1):end)=y(index(1):end)+960;
71 y(index(2):end)=y(index(2):end)+960;%rimuove l'azzeramento della posizione dopo
    ogni passo

```

Poiché i dati di ciascun motore variano, i parametri associati ad ogni attuatore sono richiamati da apposite funzioni. A titolo di esempio è fornita la funzione che carica i dati del servomotore *Siemens S1-FK7084*.

```
1 function [Cmax, Vmax, nmax, imax, Zp, KI, Im, R, L, phi, Cn, wnm, i, Irid] = FK7084
   ()
2 %Carica i dati del motore Siemens S-1FK7084
3
4 Im=32.5/(100^2); %momento di inerzia motore [kgm^2]
5 imax=28.5; %Corrente massima [A]
6 Cmax=61; %coppia massima [Nm]
7 Cn=15; %Coppia motore nominale [Nm]
8 wnm=2000*2*pi/60; %velocità nominale motore [rad/s]
9 nmax=6000*pi*2/60; % velocità massima [rad/s]
10 Vmax=400; %tensione massima motore [V]
11 Zp=4; %numero di coppie polari
12 KI=2.36; %costante di coppia Nm/A
13 R=0.58; %resistenza equivalente degli avvolgimenti [Ohm]
14 L=12/1000; %Induttanza equivalente degli avvolgimenti [H]
15 phi=KI*2/(3*Zp); %Costante di tensione [V/rad/s]
16
17 %dati del riduttore
18 i=10; %rapporto di ingranamento del riduttore
19 Irid=8.71/(100^2); %momento di inerzia del riduttore kgm^2
20
21
22 end
```

Capitolo 4

Risultati delle simulazioni

Le simulazioni sono state effettuate partendo dalla configurazione di progetto, per poi cambiare il servomotore ed eventualmente adattare il riduttore epicicloidale alle caratteristiche di quest'ultimo.

Per quanto riguarda le variazioni, si suppone di mantenere il controllore originale, adattato ovviamente alle caratteristiche del nuovo servomotore. Di conseguenza i guadagni del regolatore PI dell'anello di velocità saranno sempre calcolati mediante l'algoritmo di ottimizzazione indicato nel capitolo 2.2.2, tuttavia, poiché non è dichiarata dal produttore la modalità di calcolo del controllore di corrente, saranno mantenuti gli stessi valori della configurazione di partenza.

I servomotori presi in considerazione dall'indagine sono i seguenti:

- Siemens S-1FK7084-2AC70 (configurazione originale).
- Siemens S-1FK7085-4CC71.
- Schneider Electric SH31402P1.
- Schneider Electric SH32052P1.
- Allen Bradley (Rockwell Automation) VPL-B1652F.

4.1 Servomotori Siemens

4.1.1 Siemens S-1FK7084-2AC70

Si tratta del motore utilizzato nella configurazione originale: la sigla 1FK7 fa riferimento alla serie dell'attuatore, dedicata alle applicazioni di precisione e alle alte prestazioni. La sequenza numerica 084 designa la taglia del motore secondo lo standard del produttore, mentre la parte successiva serve a descrivere la lunghezza del motore, in quanto, a parità di taglia,

umentando lunghezza (rispetto ad una dimensione standard) e inerzia si possono ottenere sistemi in grado di fornire coppie maggiori. Di seguito, nella figura 4.1, si può avere una panoramica delle dimensioni dell'attuatore.

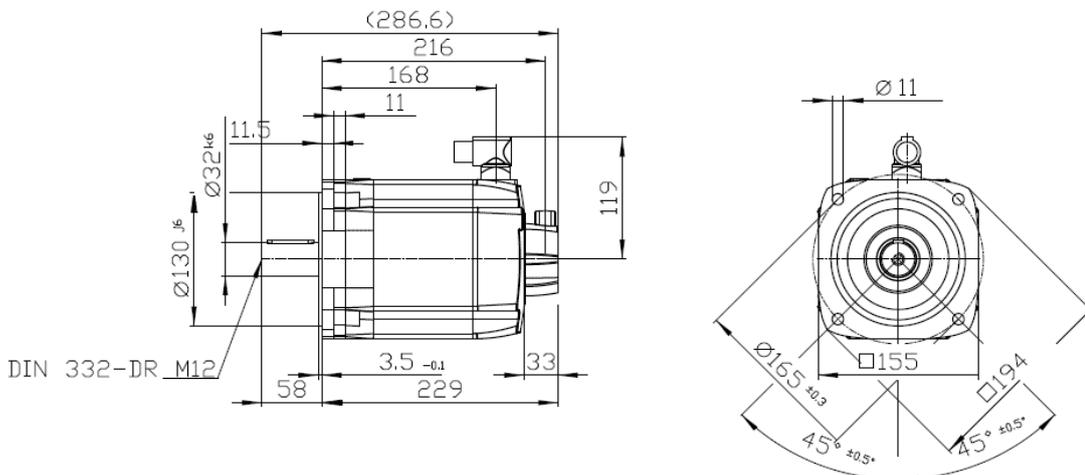


Figura 4.1: Ingombri del servomotore Siemens S-1FK7084-2AC70. Disegno gentilmente fornito da *Siemens AG*. ©Siemens AG.

Le simulazioni evidenziano che il servomotore S-1FK7084-2AC70 riesce a garantire con elevata precisione la legge del moto imposta, poiché gli scostamenti tra *set* e *feedback* (visibili nella figura 4.2) sono del tutto trascurabili.

Analizzando le tensioni equivalenti analogiche, necessarie al servomotore per seguire la legge del moto, è possibile notare che nei pressi della discontinuità della legge di accelerazione (vale a dire nel tratto di inversione del verso dell'accelerazione): il sistema raggiunge il limite di saturazione (visibile nell'immagine 4.6) imposto dall'inverter PWM, il quale non può erogare tensioni di fase superiori a 388V. Ciò si ripercuote sulla legge di accelerazione e sulla coppia richiesta al motore, le quali, prima di invertire il loro segno presentano da un lato una serie di picchi sia nel tratto positivo che in quello negativo, dall'altro un aumento delle oscillazioni che possono essere causa di vibrazioni e instabilità dinamica. Analizzando nei dettagli tale fenomeno, è possibile vedere nei risultati delle simulazioni con altri attuatori il profilo ottimale delle tensioni è "pseudo-triangolare" (figure 4.15, 4.24, 4.33). Di conseguenza una tale distribuzione delle tensioni comporterebbe un profilo delle accelerazioni costante. Tuttavia, nella configurazione di progetto tale andamento non è possibile, in quanto viene saturato dai limiti fisici del controllore, il che comporta un aumento continuo dell'accelerazione che porta a registrare due picchi, la cui origine è precedente alla discontinuità della legge del moto. Pertanto, tale fenomeno non è imputabile alla discontinuità della legge del moto, ma è piuttosto legato alla dinamica elettrica dell'attuatore: infatti si verificherebbe anche nel caso in cui si imponesse un'accelerazione costante e continua senza tratti di decelerazione.

Questo aspetto è chiaramente un limite della configurazione originale, tuttavia, relativamente all'applicazione in esame, non si registrano anomalie nello spostamento della catenaria, la quale, come sostenuto precedentemente segue senza problemi la legge del moto.

Dal punto di vista meccanico, il carico richiesto al motore ha la stessa forma della legge di accelerazione, sintomo del fatto che si tratta di un carico prettamente inerziale; la coppia erogata oscilla attorno ai valori medi di $13,9 \text{ Nm}$ e $-13,4 \text{ Nm}$ rispettivamente nel tratto positivo e in quello negativo: tale differenza è imputabile al fatto che nel tratto di rallentamento e arresto del sistema, gli attriti danno un contributo positivo, mentre nel tratto di accelerazione risultano essere fattori che impongono una resistenza all'avanzamento. I picchi di coppia sono intorno ai $15,5 \text{ Nm}$ nel tratto positivo e di circa $-14,1$ in quello negativo. Dato che la coppia nominale in utilizzo continuo del motore è di 15 Nm , si conclude che dal punto di vista meccanico il servomotore non registra criticità.

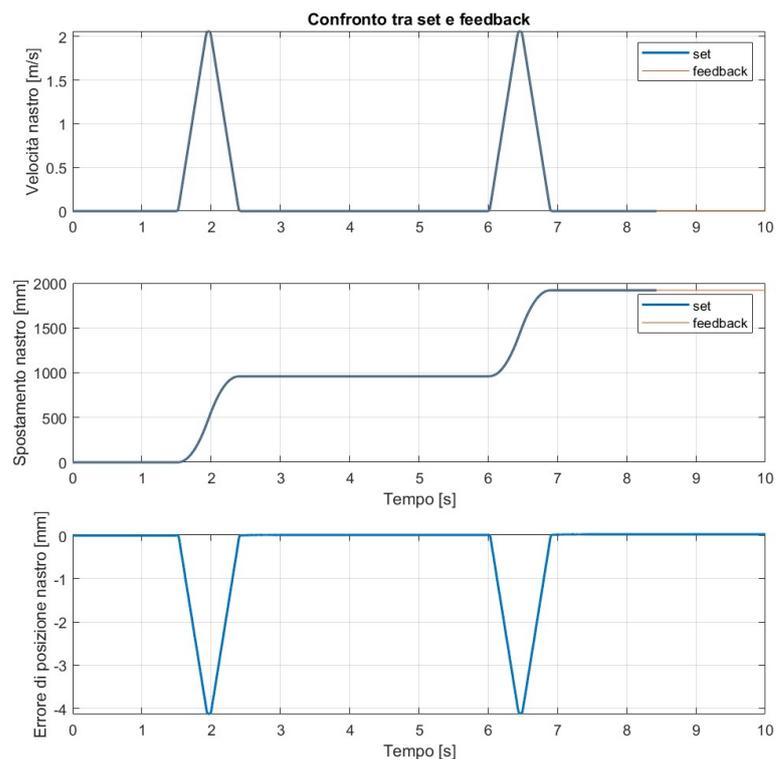


Figura 4.2: Confronto tra *set* e *feedback* del sistema movimentato dal servomotore Siemens S-1FK7084-2AC70.

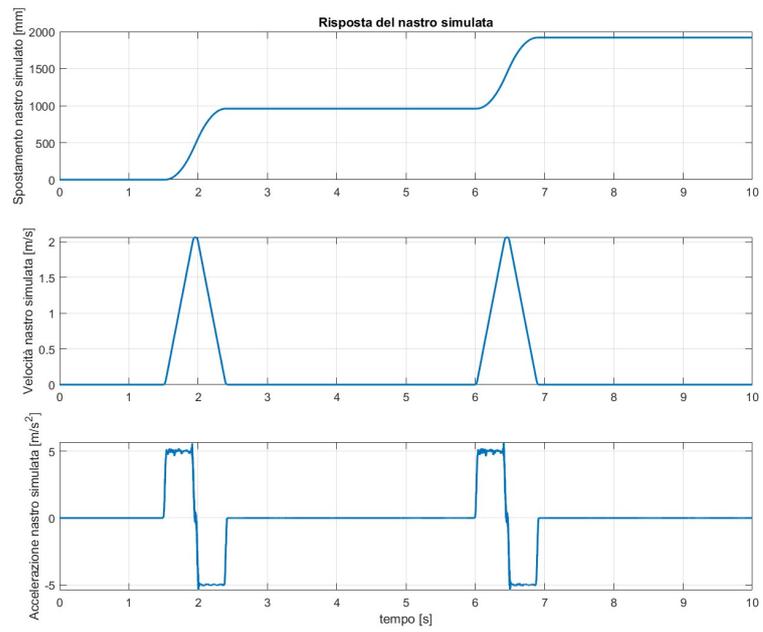


Figura 4.3: Risposta del sistema.

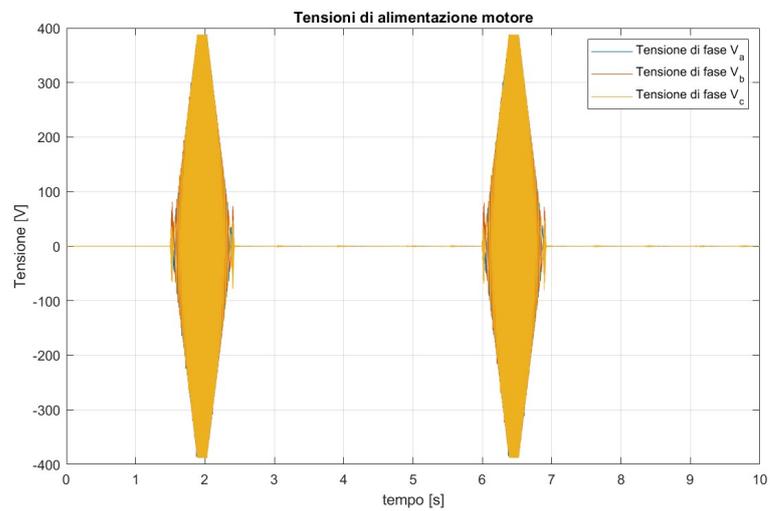


Figura 4.4: Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.

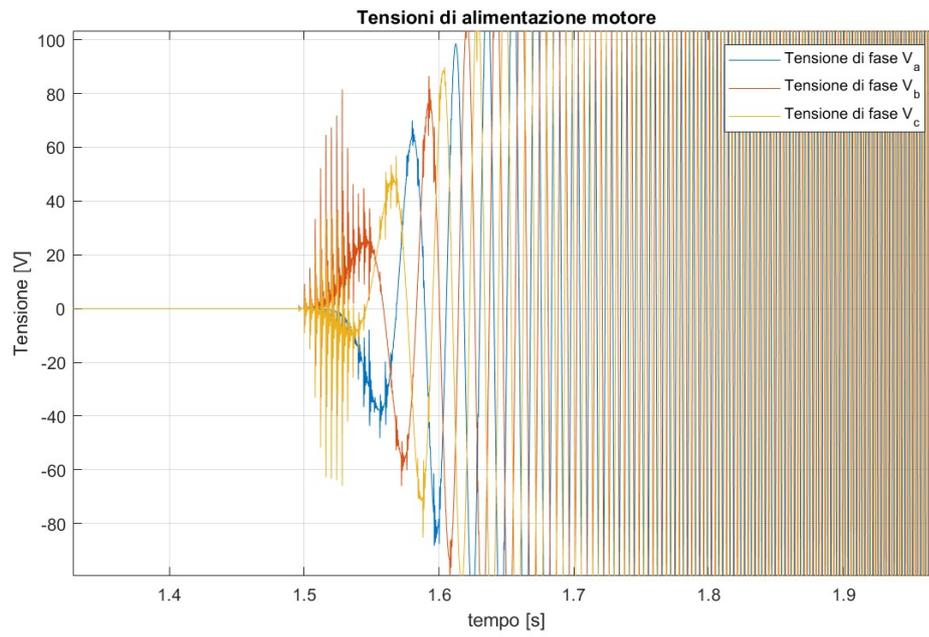


Figura 4.5: Dettaglio delle tensioni di fase.

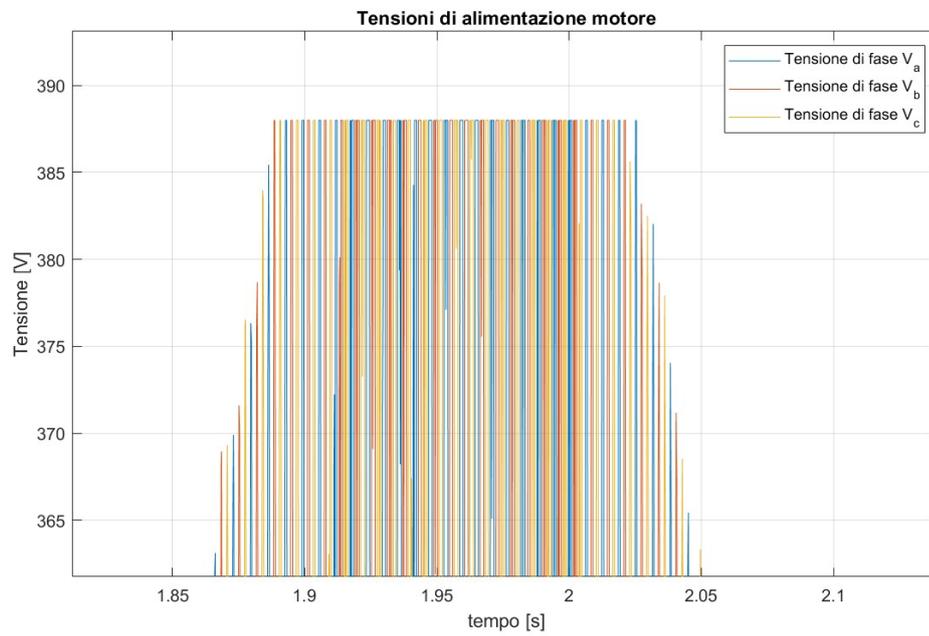


Figura 4.6: Ingrandimento della saturazione

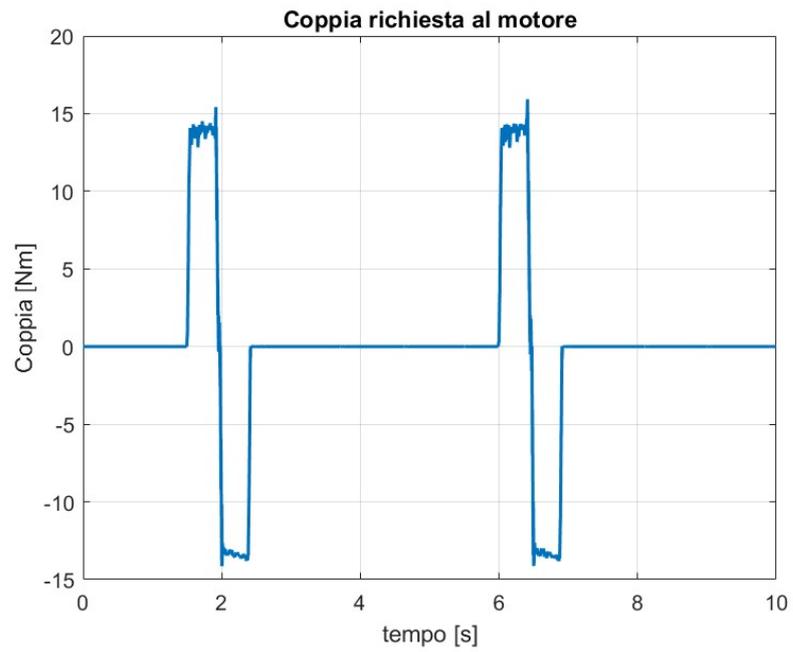


Figura 4.7: Coppia richiesta al motore S-1FK7084-2AC70

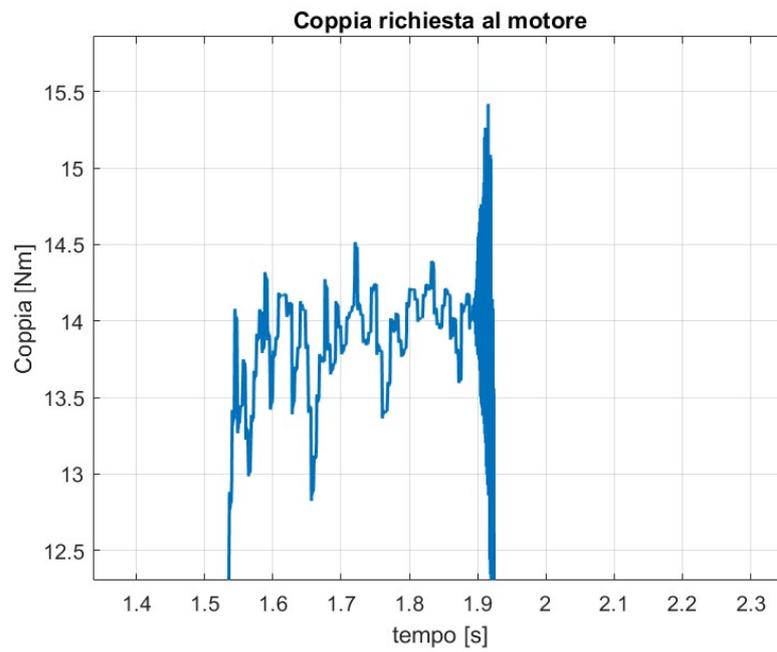


Figura 4.8: Ingrandimento del picco di coppia positiva.

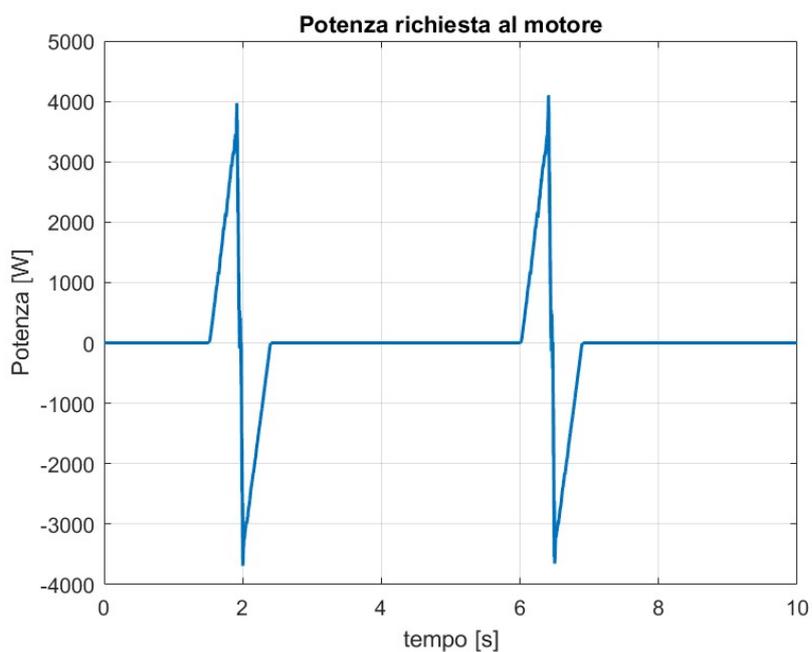


Figura 4.9: Potenza richiesta al motore. I valori massimi sono di 4 kW nella fase di accelerazione e $3,7 \text{ kW}$ nel tratto di decelerazione.

4.1.2 Siemens S-1FK7085-4CC71

Vista la limitazione riscontrata nel servomotore originale, per avere un margine di sicurezza più alto nella dinamica elettrica, è stato scelto di effettuare simulazioni selezionando un modello di taglia superiore avente la stessa dimensione della flangia, ma lunghezza maggiore di $28,5 \text{ mm}$. Le dimensioni del motore sono indicate nell'immagine 4.11, mentre i parametri fondamentali per le simulazioni sono presentati dalla tabella 4.1.



Figura 4.10: Modello 3D del motore Siemens S-1FK7085-4CC71. Disegno gentilmente fornito da *Siemens AG*. ©Siemens AG.

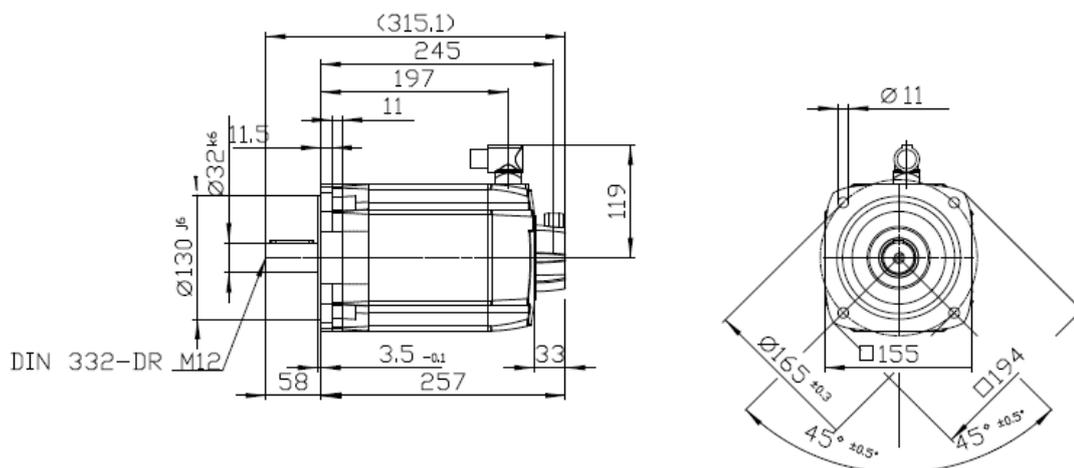


Figura 4.11: Ingombri del servomotore Siemens S-1FK7085-4CC71. Disegno gentilmente fornito da *Siemens AG*. ©Siemens AG.

Dati motore Siemens S-1FK7085-4CC71			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Coppia nominale	C_n	15	Nm
Velocità nominale	ω_{nm}	2000	rpm
Coppia massima	C_{max}	65	Nm
Corrente massima	i_{max}	51	A
Momento di inerzia	I_m	0,0022	kgm^2
Tempo di avviamento motore	T_{avv}	0,03072	s
Numero di coppie polari	Z_p	4	-
Resistenza avvolgimenti	R	0,31	Ω
Induttanza avvolgimenti	L	9,8	mH
Costante di tensione	ϕ	0,2717	Vs/rad
Costante di coppia	K_I	1,63	Nm/A
Coefficiente di attrito viscoso	B	0.0019539	Nms/rad

Tabella 4.1: Dati del motore Siemens S-1FK7085-4CC71[9].

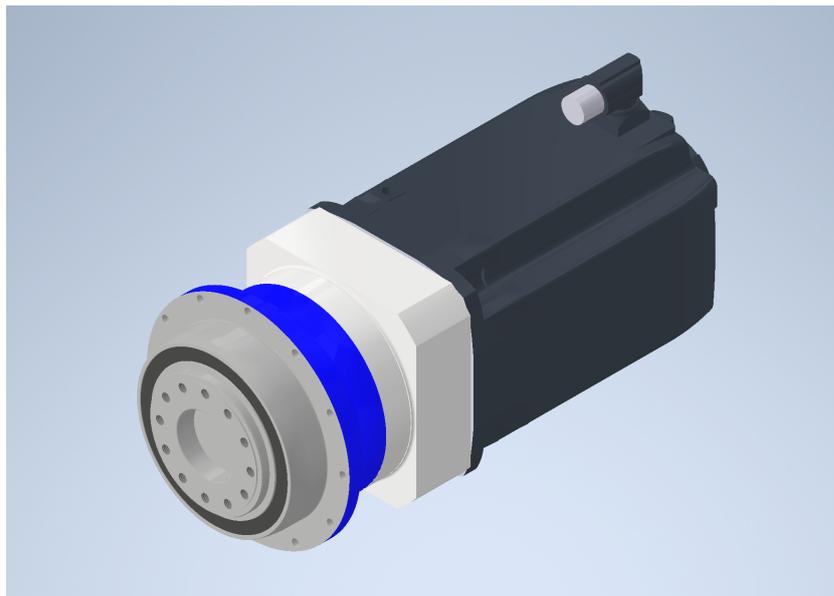


Figura 4.12: Accoppiamento di motore e riduttore.

L'attuatore ha quindi caratteristiche meccaniche molto simili al motore originale, tuttavia presenta prestazioni elettriche maggiori, in quanto induttanza, resistenza e la costante di tensione sono inferiori. L'incremento di dimensioni si traduce quindi in una migliore dinamica elettrica, mentre non vi sono stravolgimenti (ad eccezione del momento di inerzia) dal punto di vista meccanico. Grazie a ciò, è possibile accoppiare il servomotore con il riduttore

originalmente previsto.

I risultati della simulazione del servosistema equipaggiato con questo motore restituiscono un miglioramento della configurazione originale.

Innanzitutto, la risposta della catenaria è soddisfacente, in quanto è in grado di seguire con alta precisione e ripetibilità la legge del moto imposta (figure 4.13 e 4.14).

Grazie ad un valore inferiore delle perdite negli avvolgimenti, la dinamica elettrica migliora sensibilmente, in quanto non interviene più la saturazione dell'inverter PWM, poiché sono necessarie tensioni di alimentazione inferiori per controllare il servomotore (immagine 4.15).

La coppia richiesta al motore è leggermente inferiore, sia perché non sono presenti picchi od oscillazioni dovute alla saturazione, sia perché l'inerzia delle parti rotanti dell'attuatore è inferiore: infatti essa oscilla tra un valore di $13,2Nm$ e $-12,7Nm$ rispettivamente nel tratto costante positivo e in quello negativo.

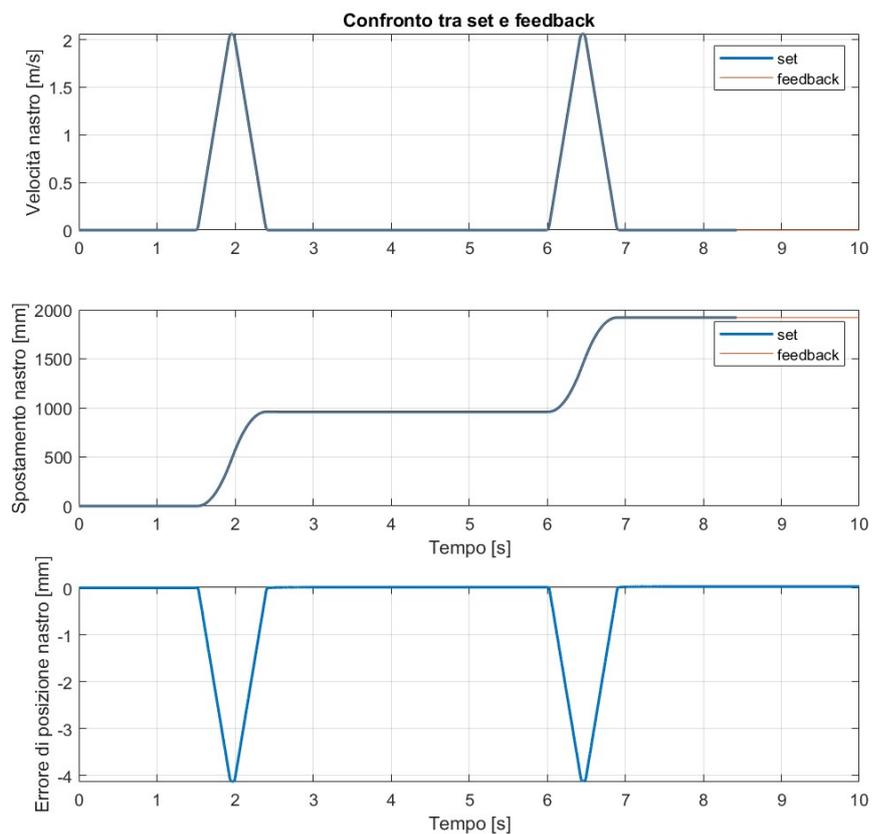


Figura 4.13: Confronto tra *set* e *feedback* del sistema movimentato dal servomotore Siemens S-1FK7085-4CC71. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$.

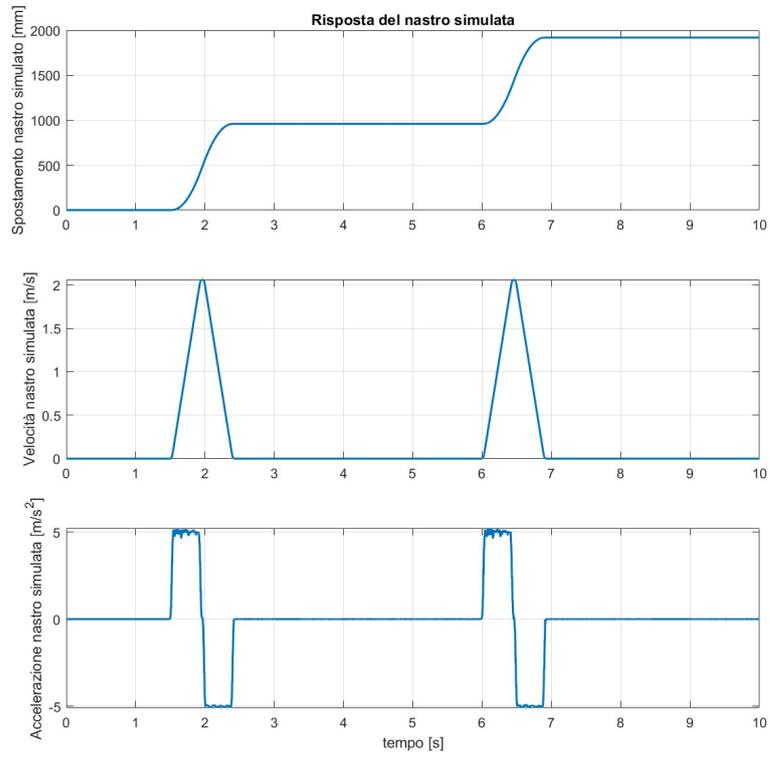


Figura 4.14: Risposta del sistema.

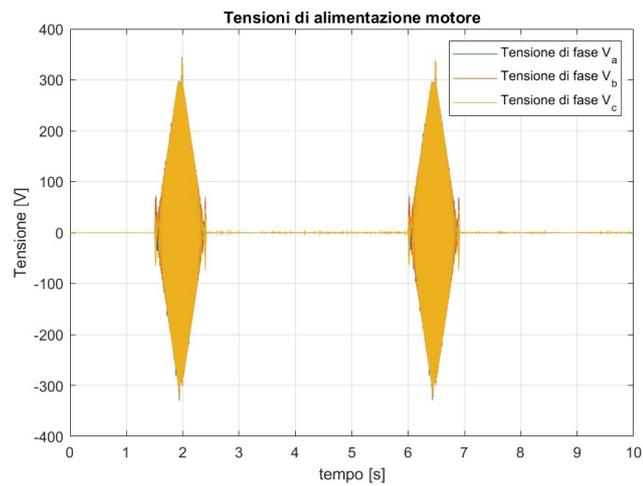


Figura 4.15: Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.

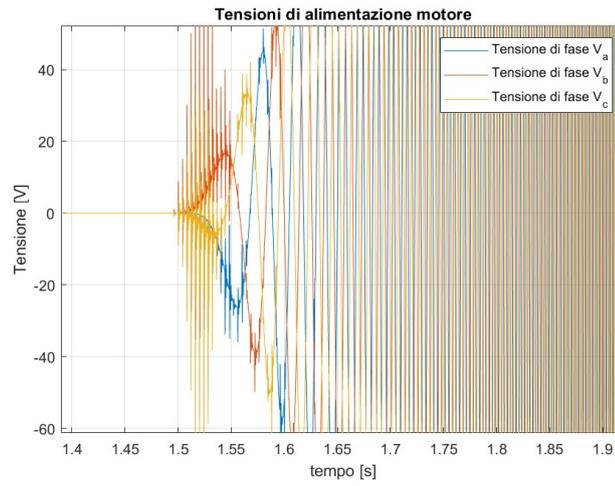


Figura 4.16: Dettaglio delle tensioni di fase.

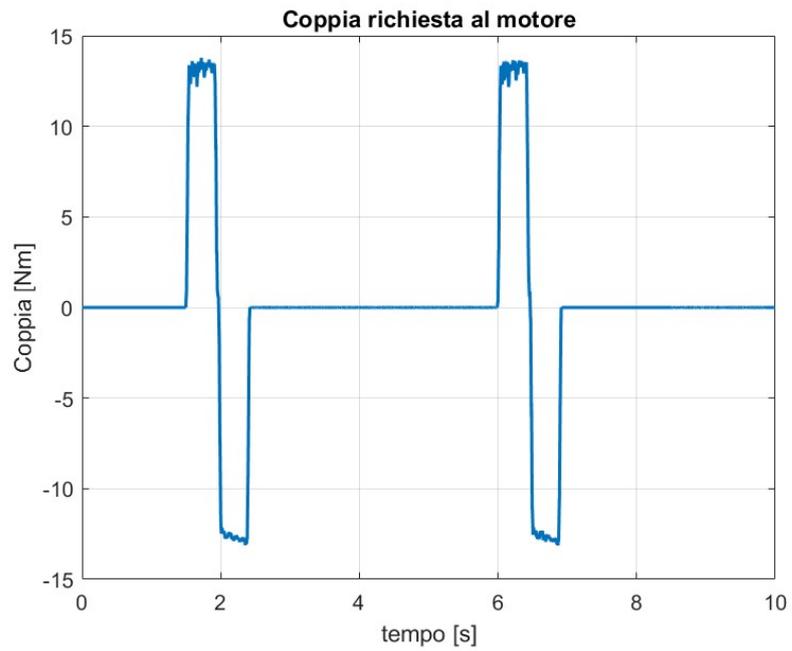


Figura 4.17: Coppia richiesta al motore S-1FK7085-4CC71.

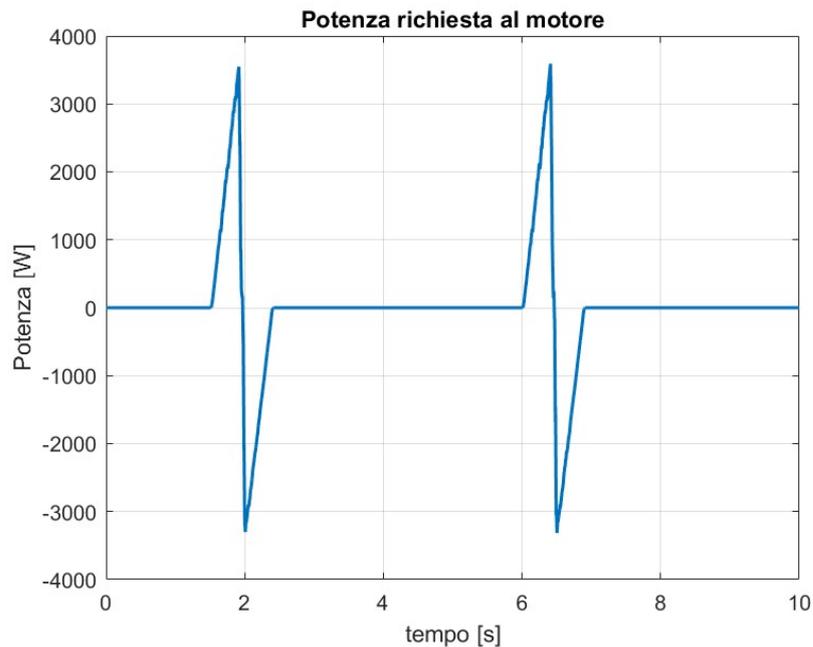


Figura 4.18: Potenza richiesta al motore S-1FK7085-4CC71. Il suo valore è compreso tra i $3,45 \text{ kW}$ (tratto di accelerazione) e i $3,2 \text{ kW}$ (tratto di rallentamento).

4.2 Servomotori Schneider Electric

Poiché il produttore non realizza modelli di taglia equivalente a quello di progetto, sono stati esaminati due modelli, vale a dire i motori SH3140P1 e SH3205P1.

La sigla 'SH3' è il nome commerciale dell'azienda costruttrice dei servomotori sincroni ad alte prestazioni, mentre le tre cifre successive sono le dimensioni (in millimetri) della flangia "quadrata" dell'attuatore. Infine la sigla P1 fa riferimento alla lunghezza del motore, la quale, a parità di taglia, permette di scegliere tre dimensioni longitudinali crescenti, che permettono di aumentare le prestazioni della macchina in termini di coppia e potenza.



Figura 4.19: Schneider Electric SH3140P1. ©Schneider Electric.

4.2.1 Schneider Electric SH3140P1

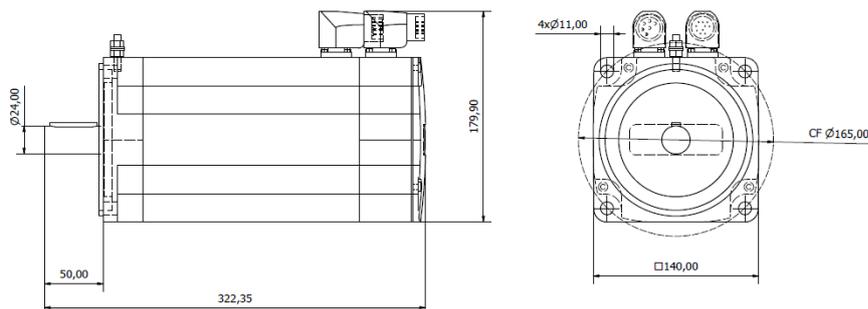


Figura 4.20: Ingombri del servomotore Schneider Electric SH3140P1. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Schneider Electric.

Questo modello, rispetto alla configurazione originale, presenta una dimensione della flangia inferiore, ma una lunghezza maggiore, risultando complessivamente più compatto. Nonostante le importanti differenze, il riduttore abbinato ha lo stesso formato di quello utilizzato per i motori Siemens, con la sola eccezione della dimensione dell'albero di ingresso che è inferiore. I parametri fondamentali per la simulazione sono rappresentati nella tabella 4.2.

Dati motore Schneider Electric SH3140P1			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Coppia nominale	C_n	12,3	Nm
Velocità nominale	ω_{nm}	3000	rpm
Coppia massima	C_{max}	60,1	Nm
Corrente massima	i_{max}	44,1	A
Momento di inerzia	I_m	0,001448	kgm^2
Tempo di avviamento motore	T_{avv}	0,03070	s
Numero di coppie polari	Z_p	5	-
Resistenza avvolgimenti	R	0,6	Ω
Induttanza avvolgimenti	L	11,225	mH
Costante di tensione	ϕ	0,2717	Vs/rad
Costante di coppia	K_I	1,63	Nm/A
Coefficiente di attrito viscoso	B	0.001960	Nms/rad
Dati riduttore associato			
Momento di inerzia	I_{rid}	0,000554	kgm^2

Tabella 4.2: Dati del motore Schneider Electric SH3140P1.[10]

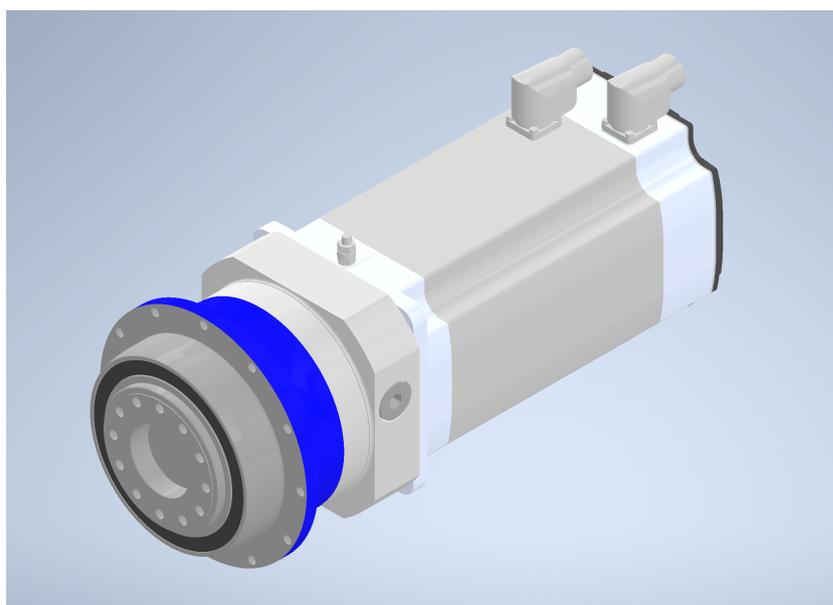


Figura 4.21: Accoppiamento di motore e riduttore.

Nonostante la taglia più compatta, il motore SH3140P1 risulta avere prestazioni adeguate per l'applicazione. Infatti la risposta della catenaria è in linea rispetto agli altri servomotori, garantendo precisione, prestazioni e ripetibilità.

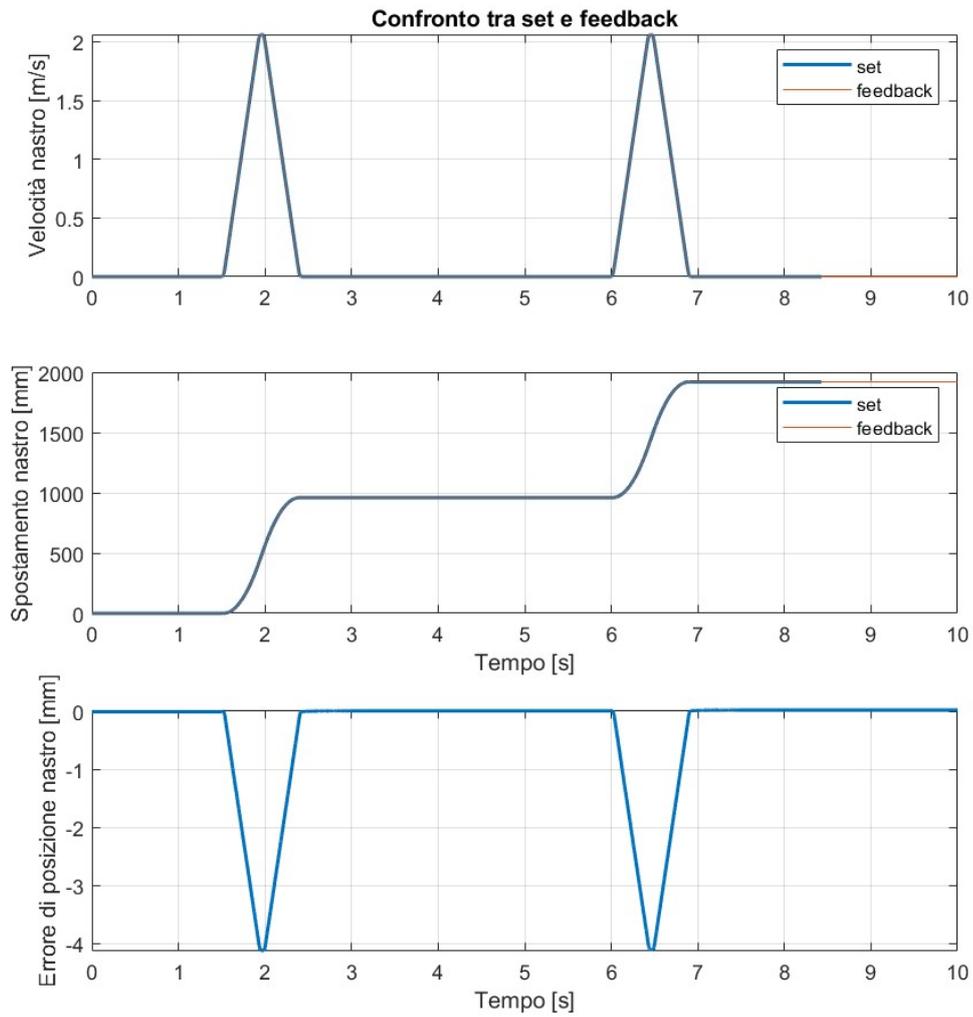


Figura 4.22: Confronto tra *set* e *feedback* del sistema movimentato dal servomotore Schneider Electric SH3140P1. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$.

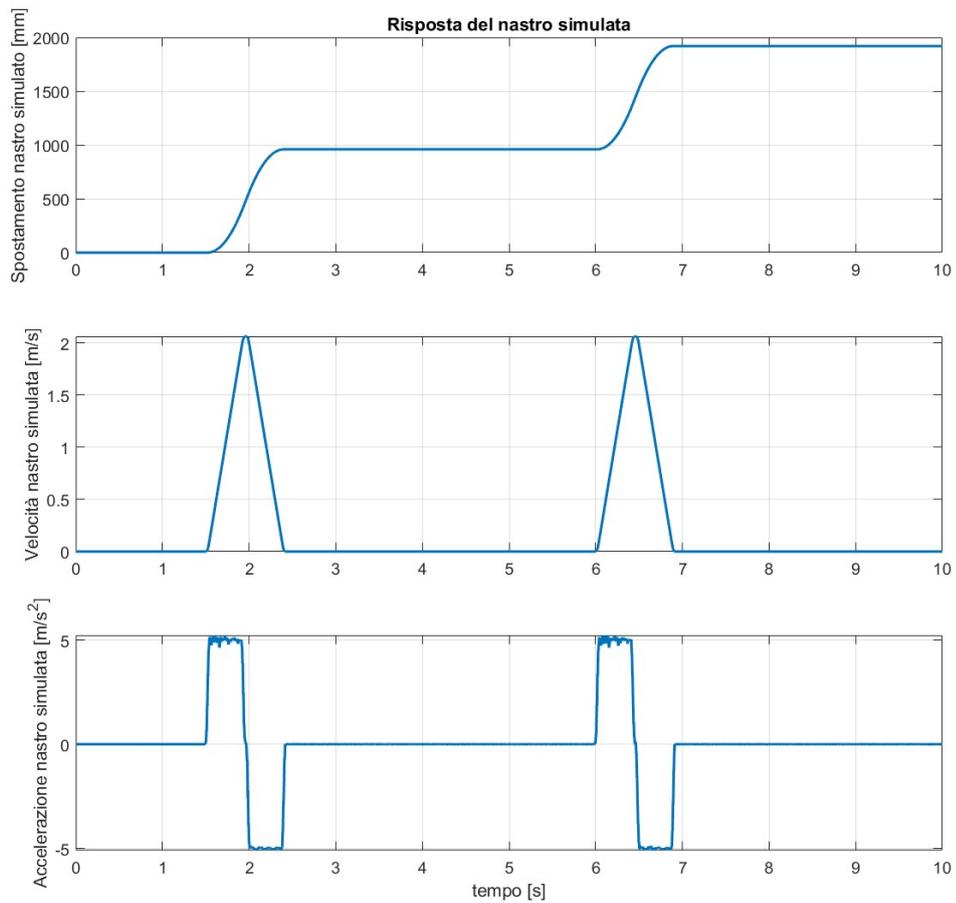


Figura 4.23: Risposta del sistema.

Inoltre, il motore non presenta nessun problema a livello di tensioni di alimentazione (figura 4.24).

Per quanto riguarda la coppia richiesta, essa oscilla tra i $12,7 \text{ Nm}$ nella fase di accelerazione e i $12,2 \text{ Nm}$ nella fase di decelerazione, cifre leggermente al di sopra dei valori nominali, ma che, tuttavia, non costituiscono criticità.

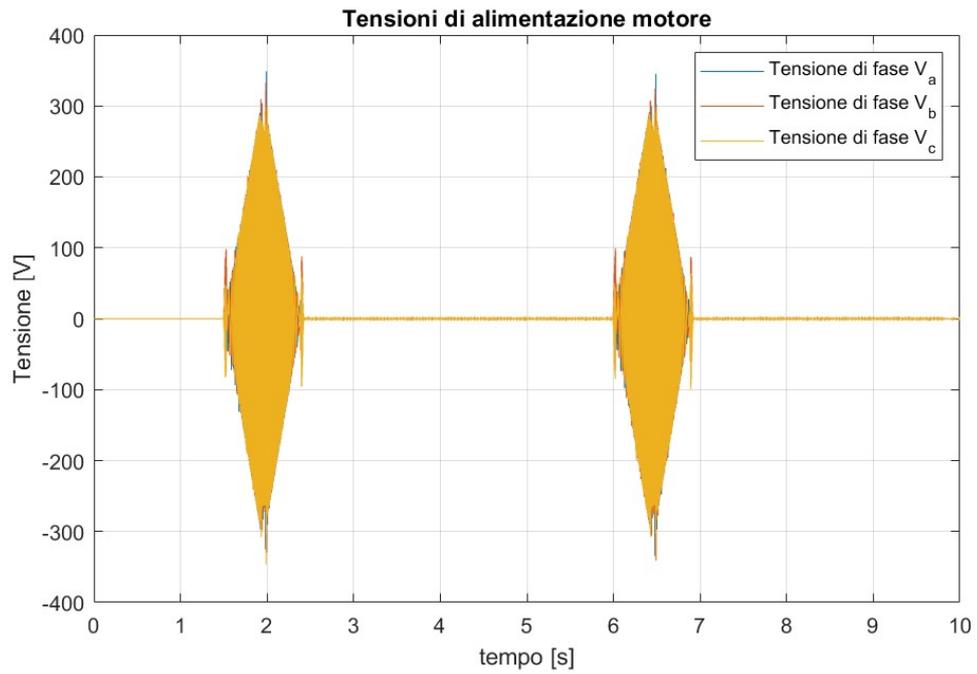


Figura 4.24: Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.

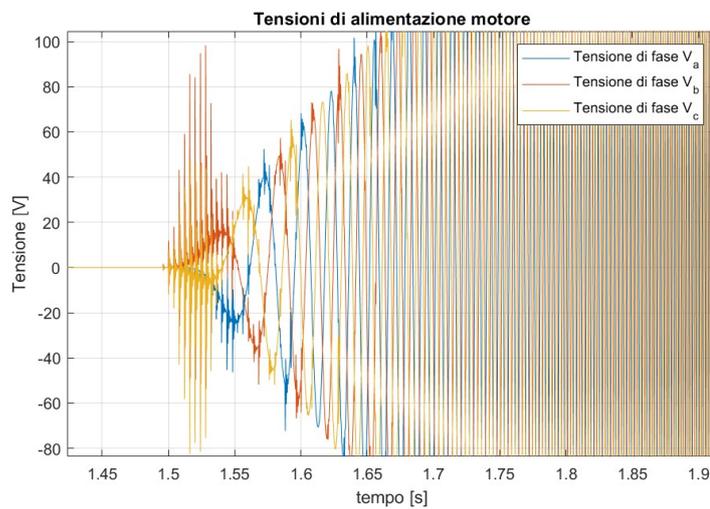


Figura 4.25: Dettaglio delle tensioni di fase.

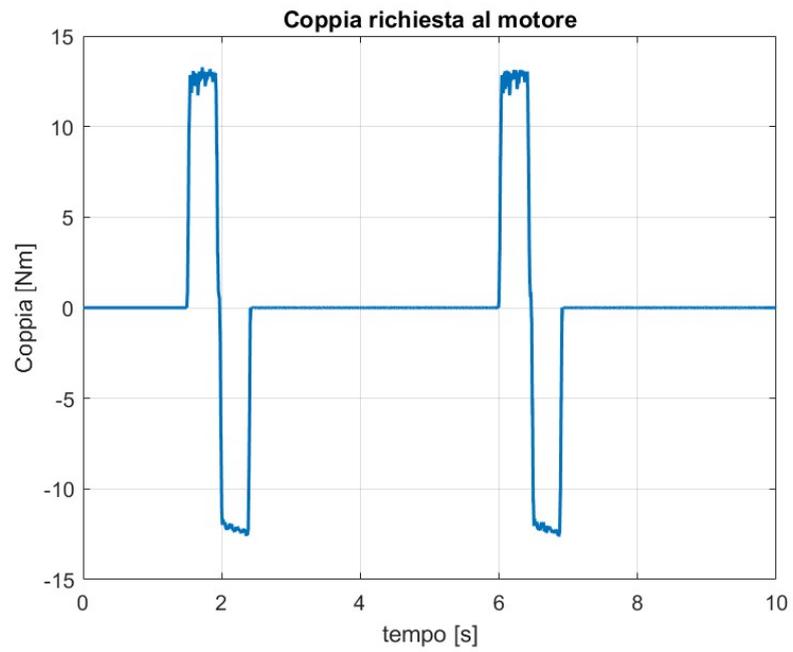


Figura 4.26: Coppia richiesta al motore Schneider Electric SH3140P1.

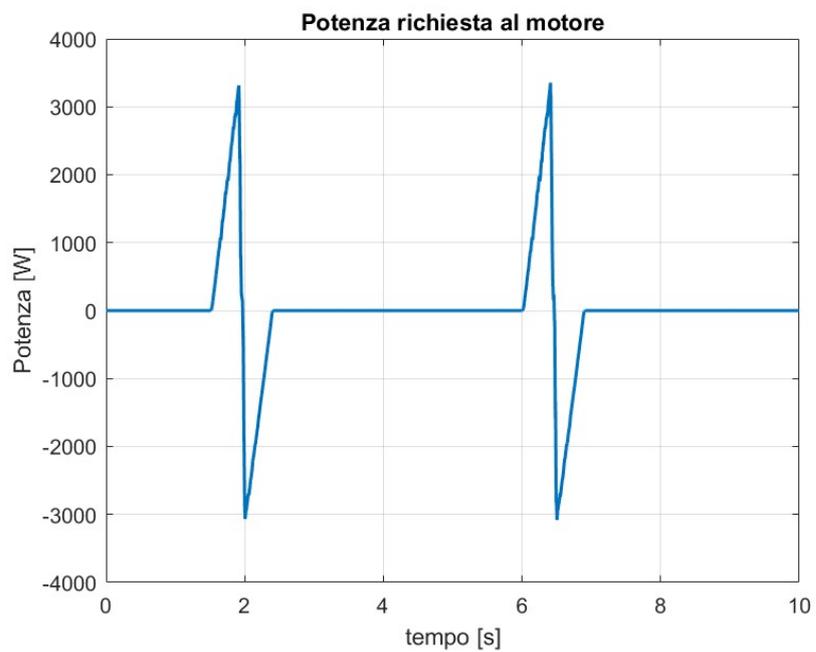


Figura 4.27: La potenza assume valori tra i 3,3 kW e i 3,1 kW rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.

4.2.2 Schneider Electric SH3205P1

Rimanendo nella serie SH3, è possibile equipaggiare la catenaria con un servomotore di taglia superiore rispetto al progetto originale, tuttavia ciò si ripercuote in un aumento di dimensioni e di prestazioni del motore, che portano ad aumentare a sua volta la taglia del riduttore. Si passa infatti da un riduttore Wittenstein TP050S-MF1-10-0I1-2S ad un TP110S-MF1-10-0K1-2S realizzato dalla medesima azienda.



Figura 4.28: Schneider Electric SH3205P1. ©Schneider Electric.

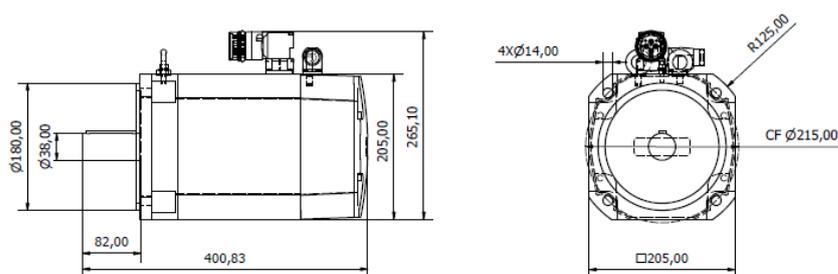


Figura 4.29: Ingombri del servomotore Schneider Electric SH3205P1. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Schneider Electric.

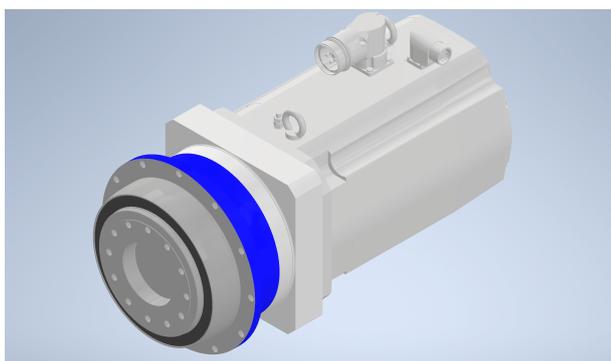


Figura 4.30: Accoppiamento di motore e riduttore.

I dati del sistema di attuazione variano secondo quanto indicato nella tabella 4.3.

Dati motore Schneider Electric SH3205P1			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Coppia nominale	C_n	17,5	Nm
Velocità nominale	ω_{nm}	3000	rpm
Coppia massima	C_{max}	110	Nm
Corrente massima	i_{max}	87,2	A
Momento di inerzia	I_m	0,00874	kgm^2
Tempo di avviamento motore	T_{avv}	0,15690	s
Numero di coppie polari	Z_p	5	-
Resistenza avvolgimenti	R	0,3	Ω
Induttanza avvolgimenti	L	8,7	mH
Costante di tensione	ϕ	0,2133	Vs/rad
Costante di coppia	K_I	1,6	Nm/A
Coefficiente di attrito viscoso	B	0.001960	Nms/rad
Dati riduttore associato			
Momento di inerzia	I_{rid}	0,002059	kgm^2

Tabella 4.3: Dati del motore Schneider Electric SH3205P1[11].

Anche in questo caso il motore non presenta inconvenienti nella risposta alla legge del moto imposta, pertanto risulta appropriato al tipo di applicazione. Parallelamente, dal punto di vista elettrico i limiti di saturazione del controllore non risultano imporre criticità di alcun tipo.

Siccome la taglia di motore e riduttore sono maggiori le richieste di coppia aumentano, anche se rimangono al di sotto delle capacità nominali del motore. Queste ultime oscillano tra i 17,5 Nm nella fase di accelerazione e i 17 Nm nella fase di decelerazione. Il grande difetto di questa soluzione è l'aumento di dimensioni e costi del sistema, fattori che potrebbero non giustificare la scelta di questo servomotore.

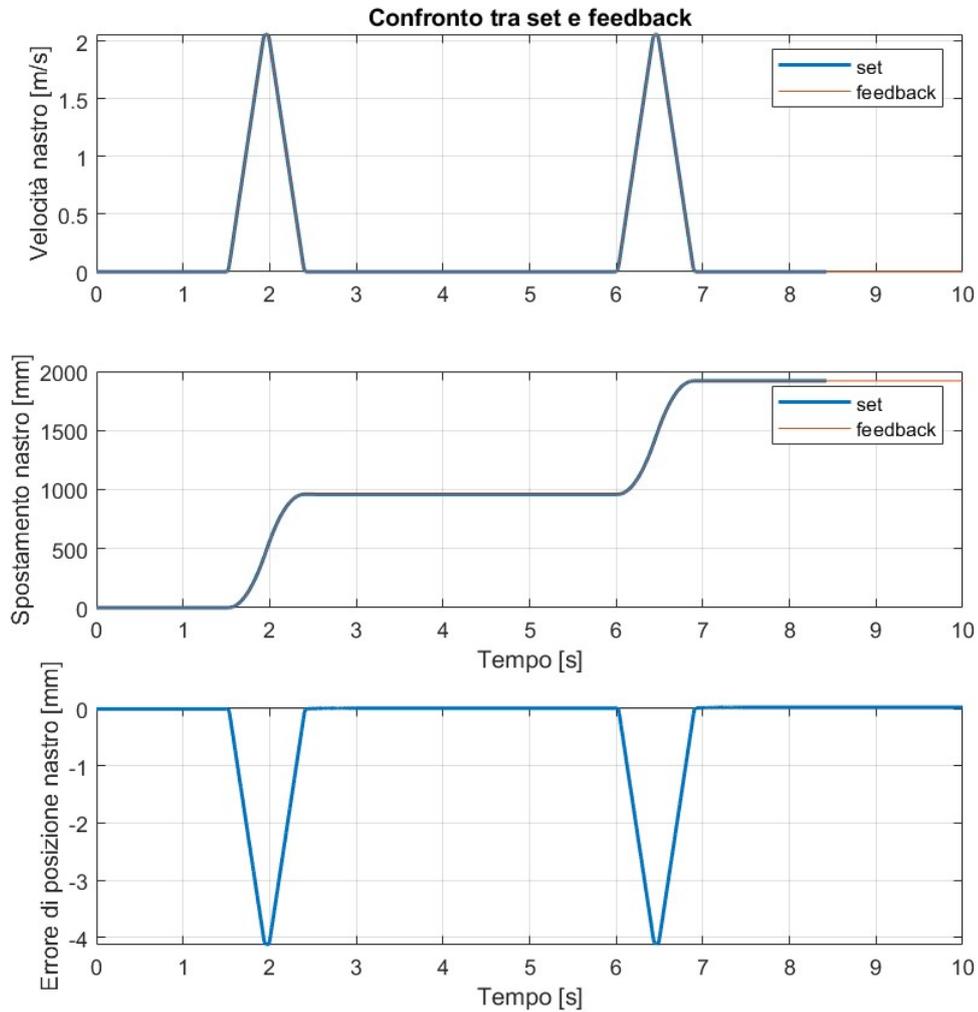


Figura 4.31: Confronto tra *set* e *feedback* del sistema movimentato dal servomotore Schneider Electric SH3205P1. L'errore di posizione a regime è dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$.

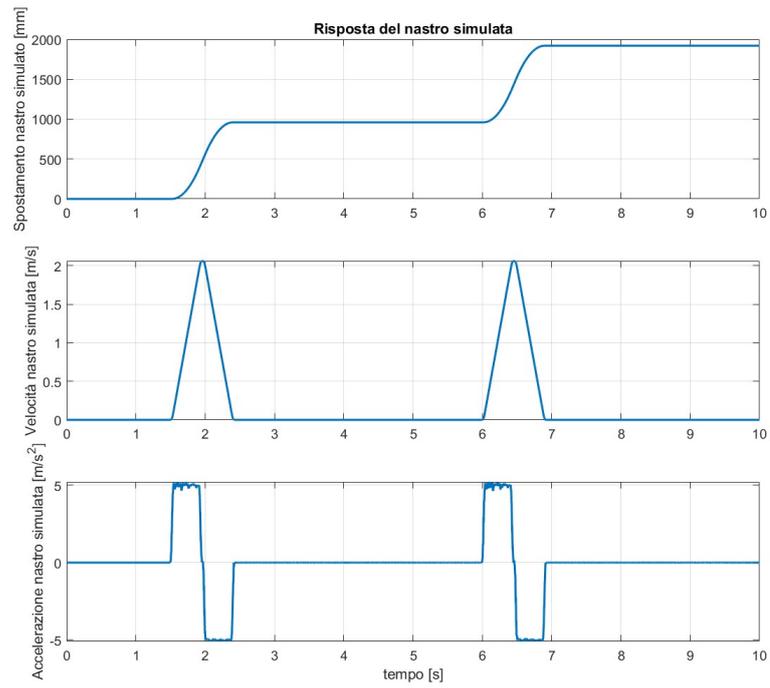


Figura 4.32: Risposta del sistema.

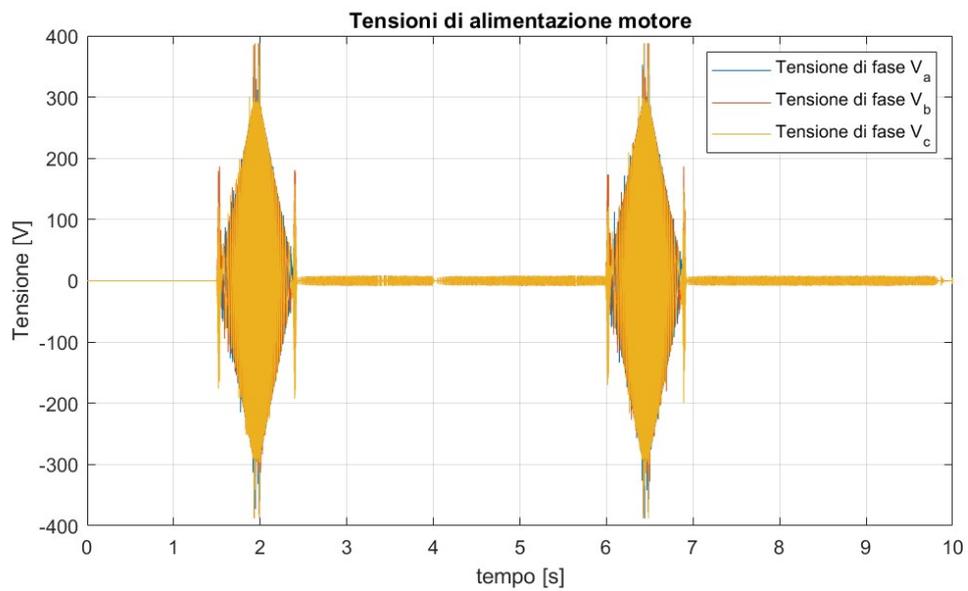


Figura 4.33: Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.

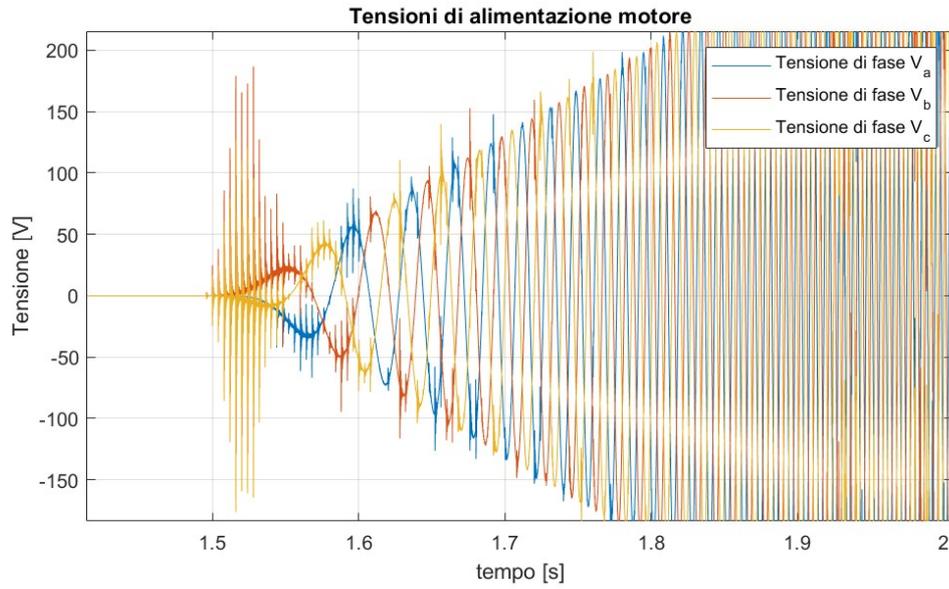


Figura 4.34: Dettaglio delle tensioni di fase.

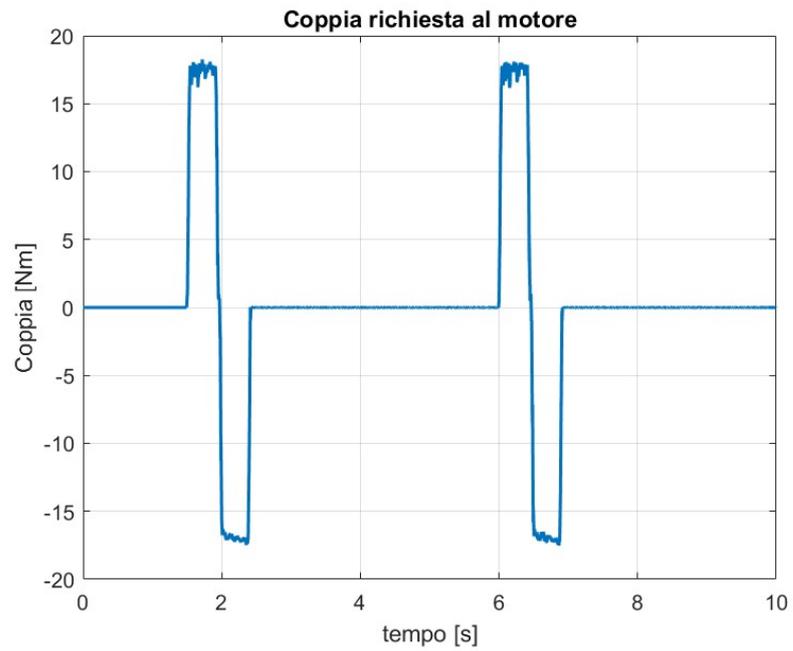


Figura 4.35: Coppia richiesta al motore Schneider Electric SH3140P1.

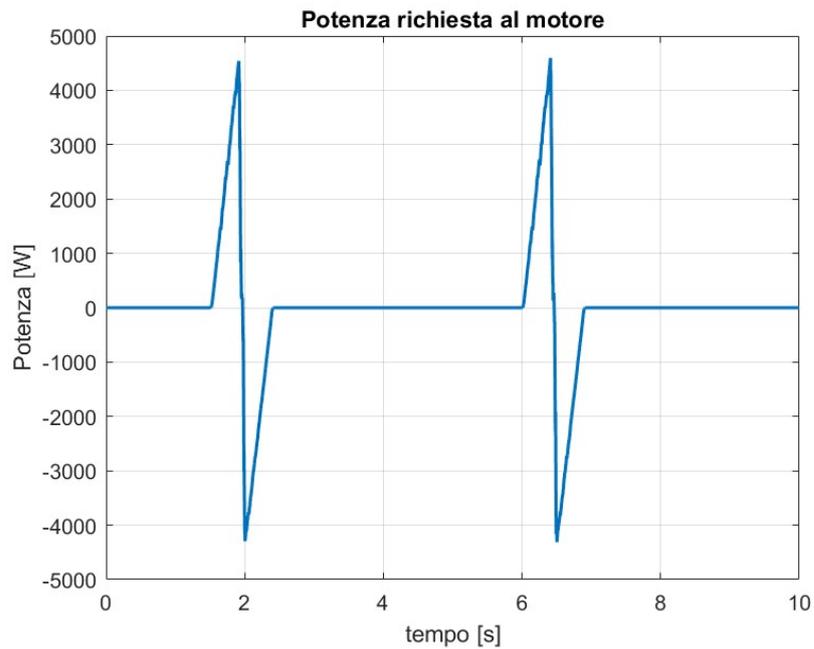


Figura 4.36: La potenza assume valori tra i 4,5 kW e i 4,11 kW rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.

4.3 Servomotore Rockwell

A causa della scarsità di dati reperibili relativamente ai prodotti di questo costruttore, è stata svolta una simulazione con il solo modello equivalente alla configurazione originale. Nella denominazione del modello, 'VPL-B' è la denominazione commerciale della classe di attuatori, le tre cifre successive indicano il diametro di centro fori presenti sulla flangia "quadrata" per l'accoppiamento del riduttore.

4.3.1 Rockwell Automation VPL-B1652F



Figura 4.37: Rockwell Automation VPL-B1652F. ©Rockwell Automation.

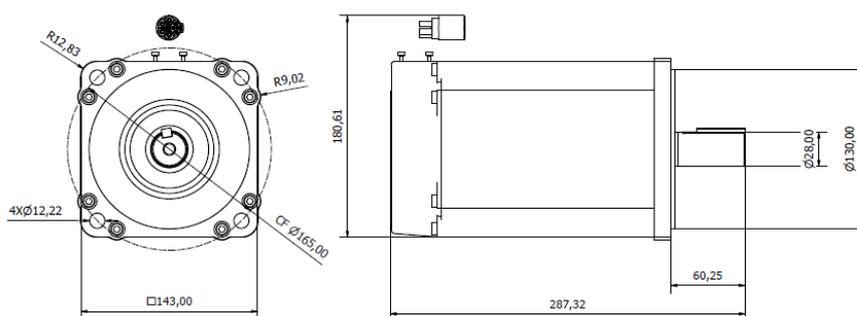


Figura 4.38: Ingombri del servomotore VPL-B1652F. Modello 3D gentilmente fornito dal produttore. ©Rockwell Automation.

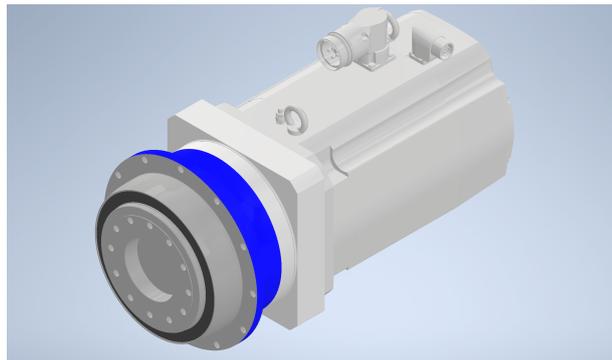


Figura 4.39: Accoppiamento di motore e riduttore.

Osservando le figure 4.38 e 4.39 è possibile notare che il servomotore ha dimensioni del tutto paragonabili con la configurazione di progetto. Di conseguenza, è possibile abbinare l'attuatore con un riduttore della stessa taglia di quello del progetto. I dati fondamentali del sistema sono elencati nella tabella 4.4.

Dati motore Rockwell Automation VPL-B1652F			
Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Coppia nominale	C_n	17,6	Nm
Velocità nominale	ω_{nm}	4000	rpm
Coppia massima	C_{max}	48,6	Nm
Corrente massima	i_{max}	18,6	A
Momento di inerzia	I_m	0,00147	kgm^2
Tempo di avviamento motore	T_{avv}	0,0350	s
Numero di coppie polari	Z_p	4	-
Resistenza avvolgimenti	R	0,64	Ω
Induttanza avvolgimenti	L	13,241	mH
Costante di tensione	ϕ	0,3933	Vs/rad
Costante di coppia	K_I	2,36	Nm/A
Coefficiente di attrito viscoso	B	0.001960	Nms/rad
Dati riduttore associato			
Momento di inerzia	I_{rid}	0,000175	kgm^2

Tabella 4.4: Dati del Rockwell Automation VPL-B1652F.[12]

Osservando la figura 4.40 è possibile notare che anche questo motore mostra una risposta adeguata alla legge del moto, con un errore a regime dell'ordine di grandezza di $10^{-2}mm$. Come nel caso del Siemens S-1FK7084-2AC7, è possibile notare il raggiungimento del limite fisico di saturazione dell'inverter PWM in corrispondenza del tratto di inversione del verso dell'accelerazione.

Analogamente alla configurazione originale si può assistere ad un picco di accelerazione e di coppia (figure 4.32 e 4.46), tuttavia, in accordo a quanto precedentemente mostrato, questo effetto non comporta ricadute sulla risposta effettiva della catteraria.

Dal punto di vista meccanico non si riscontrano problemi, in quanto le richieste di coppia sono abbondantemente inferiori al valore nominale. Infatti, l'erogazione di coppia del motore oscilla tra i $12,7 \text{ Nm}$ nella fase di accelerazione e i $12,2 \text{ Nm}$ nella fase di decelerazione.

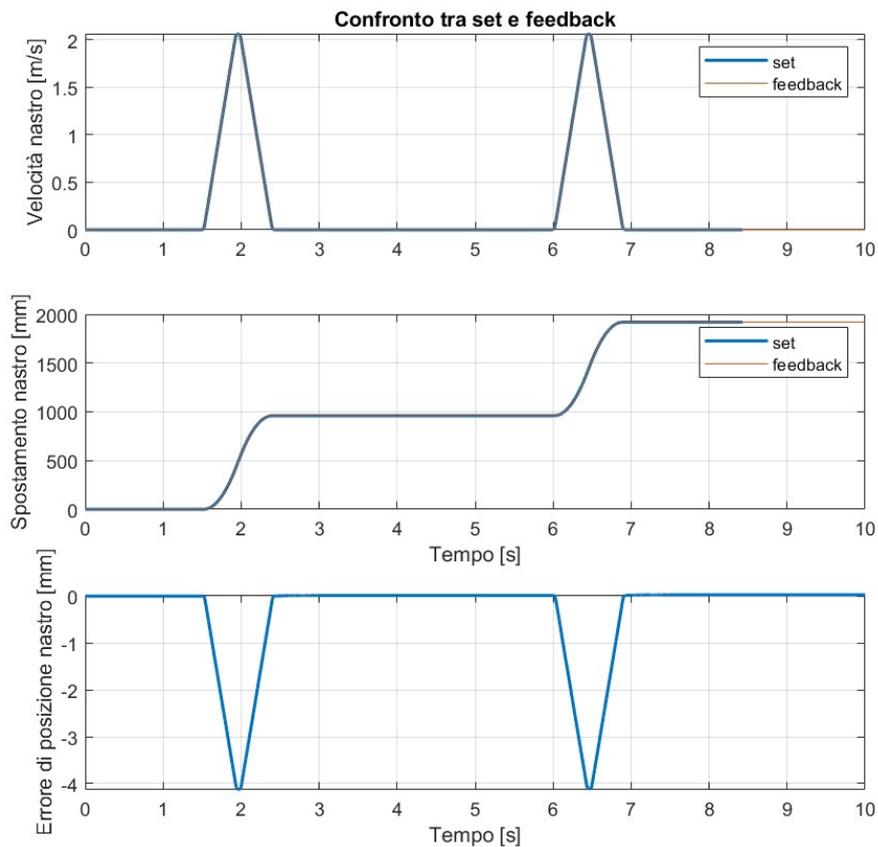


Figura 4.40: Confronto tra *set* e *feedback* del sistema movimentato dal servomotore Rockwell Automation VPL-B1652F.

4.3. SERVOMOTORE ROCKWELL

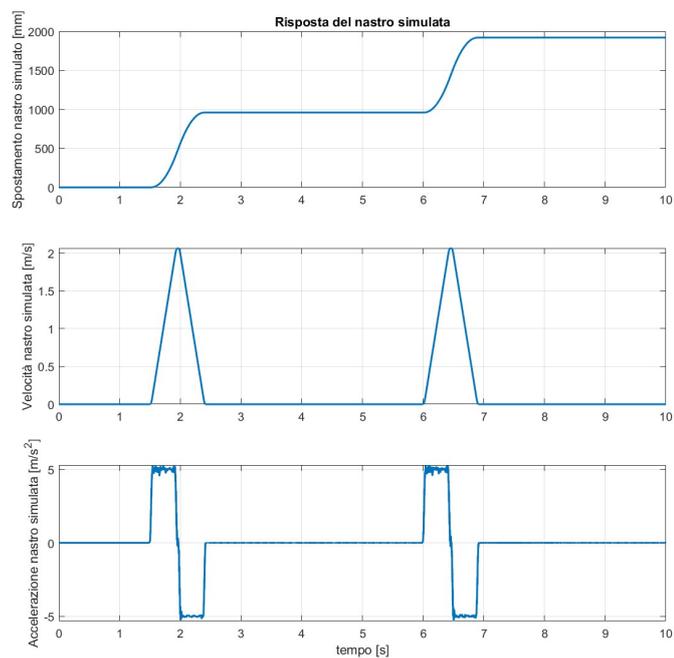


Figura 4.41: Risposta del sistema.

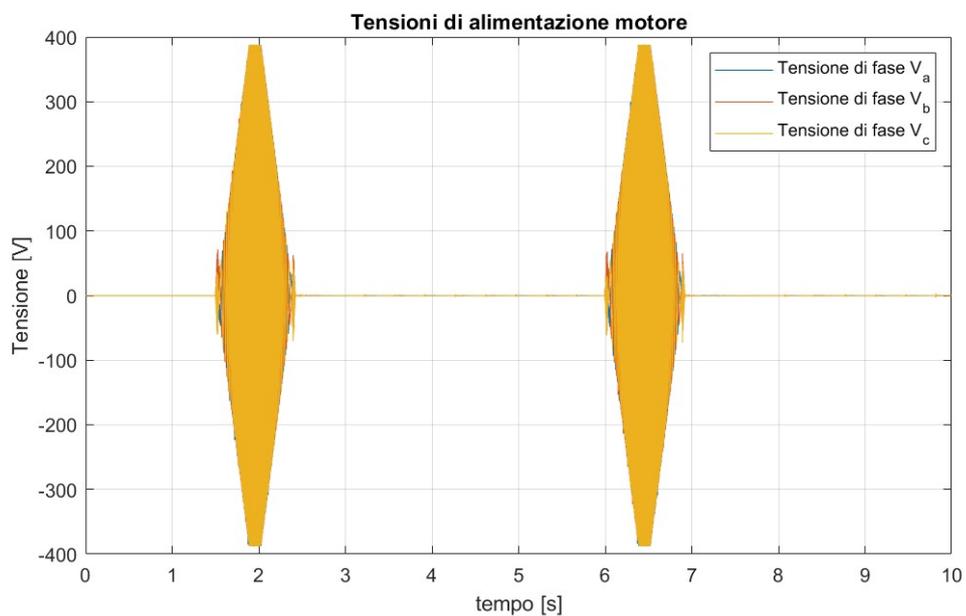


Figura 4.42: Vista generale delle tensioni di fase analogiche di alimentazione del motore.

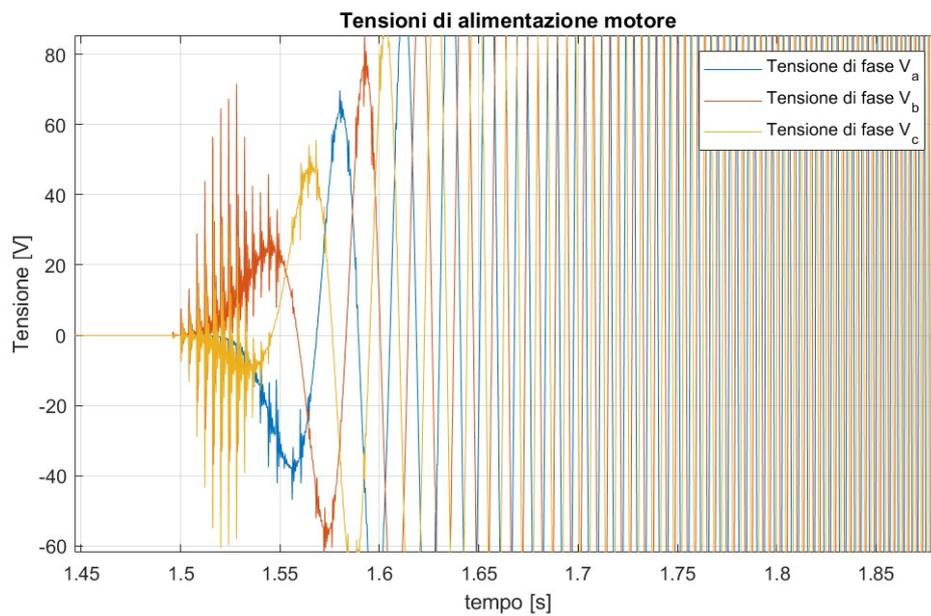


Figura 4.43: Dettaglio delle tensioni di fase.

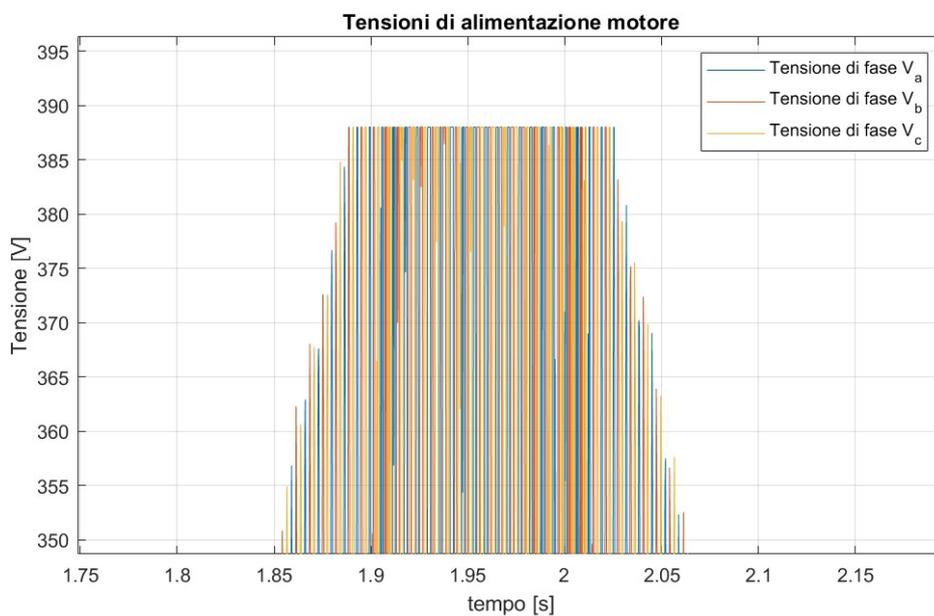


Figura 4.44: Dettaglio delle tensioni di fase.

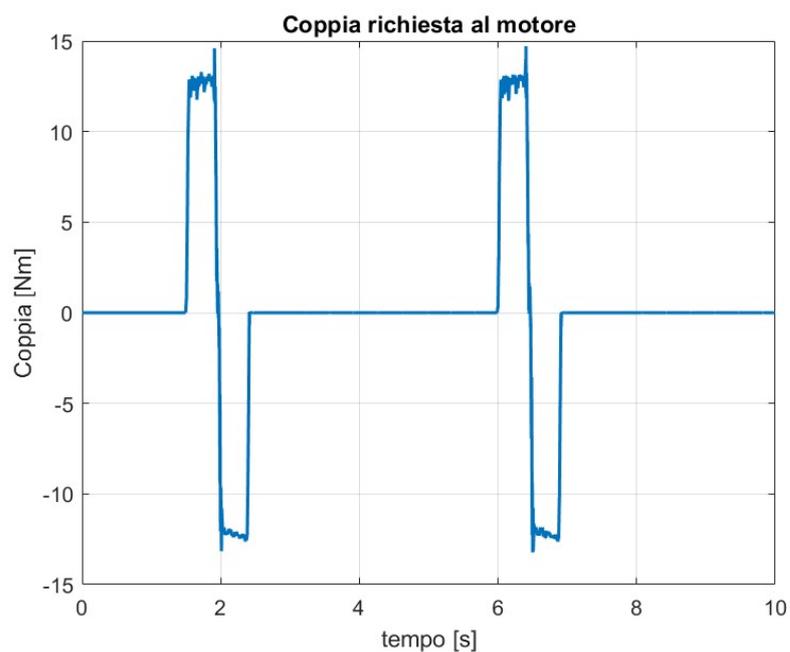


Figura 4.45: Coppia richiesta al motore Rockwell Automation VPL-B1652F.

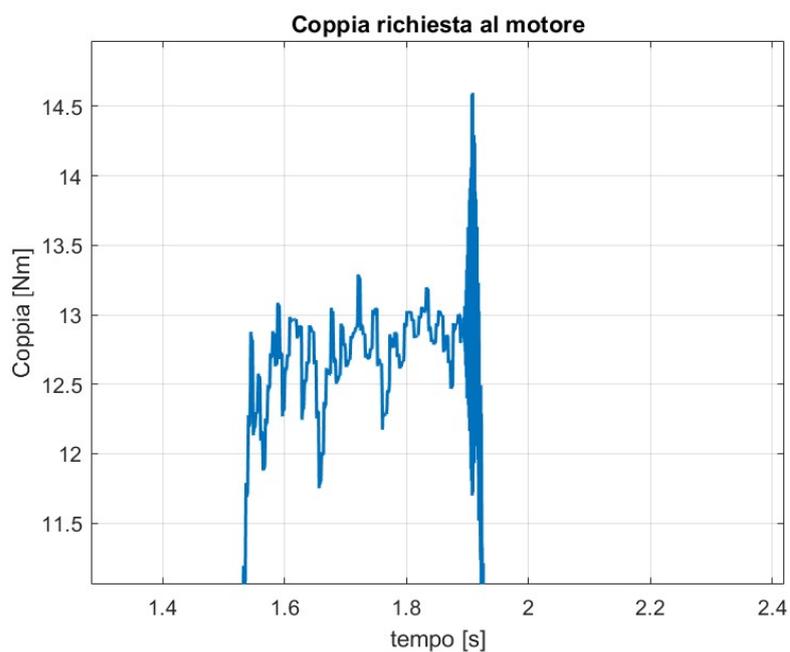


Figura 4.46: Ingrandimento del picco di coppia positiva. La saturazione delle tensioni fa registrare un picco di coppia positiva di $14,5 \text{ Nm}$ e uno di coppia negativa di $-13,1 \text{ Nm}$

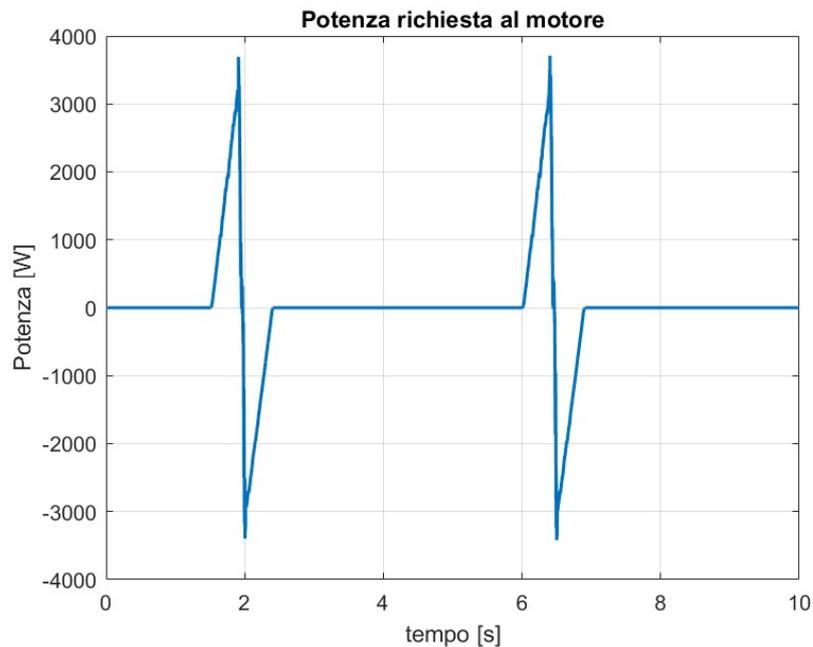


Figura 4.47: La potenza assume valori tra i $3,7 \text{ kW}$ e i $3,4 \text{ kW}$ rispettivamente durante l'accelerazione e la decelerazione.

4.4 Confronto dei risultati e conclusioni

I risultati delle simulazioni evidenziano che in linea generale tutti i servomotori analizzati garantiscono una precisione di posizione adeguata all'applicazione, in quanto riescono a garantire un errore di posizione durante le fasi di arresto di $0,03 \text{ mm}$. Di conseguenza è possibile stabilire che tale parametro è esclusivamente imputabile al sistema di controllo. Anche dal punto di vista meccanico, le richieste di coppia non superano i valori nominali, ad eccezione del servomotore Scheider Electric SH3140P1. Tuttavia, nel caso di quest'ultimo, si assiste ad un valore di circa $0,5 \text{ Nm}$ durante la fase di accelerazione della catenaria, fattore che non desta preoccupazioni, in quanto, in primis, è 4,7 volte inferiore al valore massimo consentito e, soprattutto, i valori nominali sono da intendersi per un utilizzo continuo senza fasi di arresto o diminuzione del carico. Di conseguenza, è possibile concludere che non vi sono dispositivi eccessivamente sollecitati meccanicamente.

Un fattore critico delle simulazioni è il sistema di controllo *SINAMICS S120*, il quale impone tensioni massime di DC link e di modulazione PWM non sempre adeguate. Infatti nel caso dei servomotori S-1FK7084-2AC70 e VPL-B165F si è potuto constatare il raggiungimento della soglia di saturazione delle tensioni di alimentazione trifase erogabili dall'inverter PWM, dando vita nei diagrammi di accelerazione ad oscillazioni maggiori e a picchi in corrispondenza dell'inversione caratteristica della legge di accelerazione costante a tratti. Questo

potrebbe essere causa in certe situazioni di insorgenza di instabilità dinamica o di vibrazioni eccessive. Oltre a ciò, con il tempo l'inverter potrebbe andare incontro a surriscaldamenti anomali o cali di prestazione.

Alla luce dei risultati precedentemente esposti, è possibile fare diverse considerazioni in vista di ulteriori sviluppi o realizzazione di sistemi simili da parte dell'azienda.

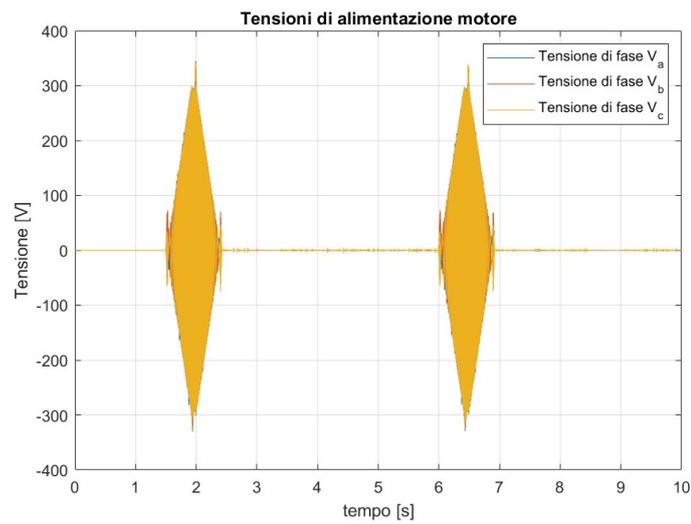
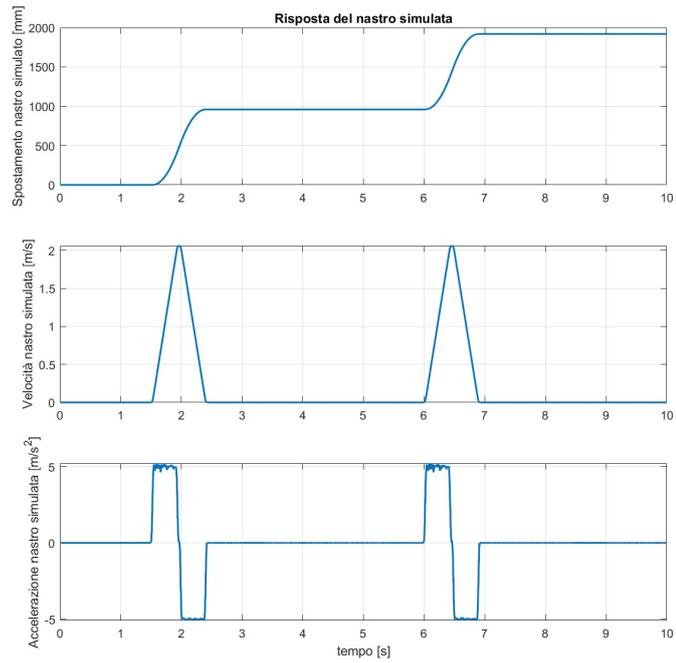
Innanzitutto, nel caso in cui fosse nuovamente indispensabile l'utilizzo esclusivo di prodotti Siemens, si consiglia di equipaggiare il servomotore S-1FK7085-4CC71, in quanto, a fronte di un lieve aumento di dimensioni, la macchina mantiene le stesse prestazioni meccaniche dell'attuatore originale (senza richiedere un cambio di riduttore), ma soprattutto non sovraccarica l'inverter. Alternativamente è possibile sostituire il sistema di controllo *SINAMICS S120* con un modello più recente e più performante come il *SINAMICS S220*. Quest'ultimo, a fronte di una tensione di alimentazione simile, può ottenere una tensione di DC link fino a 900V, contro i 600V del modulo S120. Pertanto, è verosimile che abbia valori di saturazione più elevati. Tuttavia, non essendo stato possibile reperire sufficienti informazioni relative ai nuovi prodotti Siemens, non sono state svolte simulazioni con questo sistema di controllo, perciò si propone come possibile ampliamento di questa indagine un approfondimento di tale prodotto.

Qualora non vi fossero vincoli nella scelta del produttore, il servomotore SH3140P1 di Schneider Electric risulta essere un ottimo compromesso tra prestazioni, ingombri e dinamica elettrica. Esso può essere equipaggiato sia dal modulo sfruttato per questa indagine, oppure sfruttare un modello equivalente realizzato da Schneider, come il *Lexium 52*, il quale ha una tensione massima di Dc link di 700 V e quindi sulla carta dovrebbe essere più performante del sistema originale. Riguardo al comportamento del Lexium 52 è possibile ripetere le stesse considerazioni fatte sul *SINAMICS S220*.

D'altra parte il servomotore Schneider Electric SH3205P1, pur presentando risultati adeguati, non risulta essere la soluzione migliore, in quanto è possibile ottenere un comportamento similmente soddisfacente dal modello SH3140P1 che è di taglia inferiore.

Infine, anche il Rockwell VPL-B165F evidenzia le stesse problematiche della configurazione originale, pertanto non risulta pienamente compatibile con il *SINAMICS S120* alimentato a 400V. Essendo un prodotto statunitense, se alimentato a 480V trifase, come da specifiche del costruttore, tale problema non sussiste (figura 4.48). Tuttavia, per un utilizzo nelle condizioni di progetto occorre modificare il sistema di controllo. A questo riguardo il modulo *Kinetix 5500* di Rockwell, sembra essere maggiormente prestazionale, poiché raggiunge una tensione di DC link massima di 747V, tuttavia valgono le stesse considerazioni del modulo *SINAMICS 220*.

4.4. CONFRONTO DEI RISULTATI E CONCLUSIONI



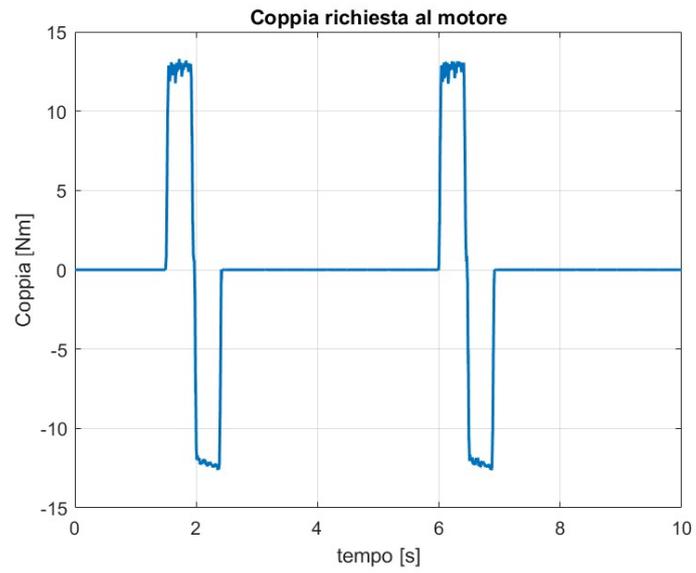


Figura 4.48: Comportamento del motore VPL-B165F con tensione di alimentazione di 480V.

Parte II

Implementazione di un sistema di movimentazione alternativo basato su motori planari a levitazione magnetica

La seconda parte di questo lavoro rappresenta uno studio preliminare che consiste nella definizione a livello di *layout* di un sistema di movimentazione alternativo rispetto alla soluzione precedentemente presa in esame.

A questo riguardo, sono stati individuati i motori planari a levitazione magnetica, i quali risultano essere una risorsa all'avanguardia che potrebbe rivoluzionare il futuro delle macchine automatiche. Infatti, dapprima saranno descritti tali sistemi di movimentazione, mentre, successivamente verrà presentata una nuova soluzione di macchina che vada a integrare tali sistemi, cercando di ottenere maggiore flessibilità rispetto alla classica linea di confezionamento.

Capitolo 5

Motori Planari a Levitazione Magnetica

I motori planari a levitazione magnetica, anche conosciuti come 'motori planari Maglev' rappresentano una recente novità nella movimentazione industriale di prodotti. Dal punto di vista costruttivo, è possibile individuare tre elementi fondamentali: il carrello atto al trasporto detto *mover*, il piano sul quale transitano i carrelli e infine il sistema di controllo. In questo studio è stato preso come riferimento la piattaforma *XPlanar* di Beckhoff, per il fatto che l'azienda produttrice ha messo a disposizione maggiori dettagli sul prodotto, tuttavia è possibile estendere le considerazioni su sistemi dello stesso tipo presentati da altre aziende.

5.1 Mover

Il *mover* è la navetta dalla forma simile ad una piastra (figure 5.1 e 5.2) sulla quale vengono alloggiati i prodotti. Al suo interno sono presenti magneti permanenti che permettono di interagire con le piastre sulle quale levitano i carrelli.

Definito un sistema di riferimento ternario x, y, z come in figura 5.3 è possibile individuare i movimenti che ciascuna navetta può compiere: due traslazioni lungo x e y fino ad una velocità massima di $2m/s$ e una rotazione completa attorno all'asse z . I gradi di libertà completi sono in tutto tre e sono relegati al piano xy , per questo motivo il sistema è denominato 'planare'. Oltre a queste movimentazioni "libere" vi sono alcuni movimenti che possono essere compiuti in maniera limitata, come la traslazione verso l'alto (parte dell'asse z) fino a $5mm$ e il *tilting* rispetto agli assi x e y fino a 5° . Tutti questi movimenti possono essere effettuati contemporaneamente.

Altro elemento importante è l'assenza di attrito radente, in quanto non vi è strisciamento relativo tra piano e navetta. Di conseguenza, non si presentano asportazioni di materiale o abrasioni (tipici del contatto tra corpi) tali da richiedere frequenti interventi di manutenzione.



Figura 5.1: Foto del mover APM4221-0000-0000 ©Beckhoff Automation

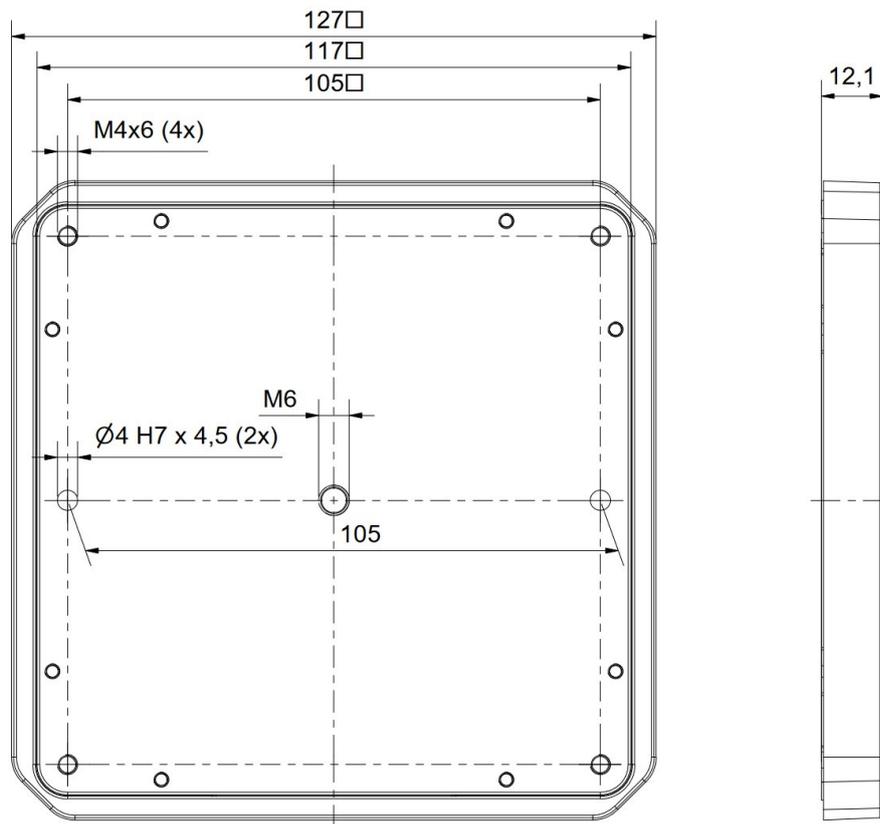


Figura 5.2: Disegno tecnico del mover APM4221-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio) ©Beckhoff Automation

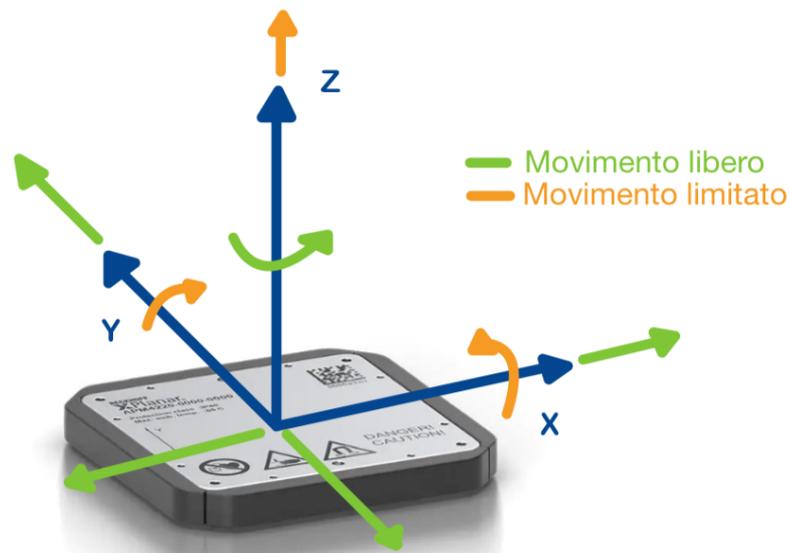


Figura 5.3: Movimenti consentiti al *mover*. In verde sono rappresentati i movimenti liberi (dipendono dalle condizioni esterne e non dal *mover* stesso) e in giallo quelli limitati dalle caratteristiche del *mover*.

5.2 Piano di traslazione e alimentazione

Il piano sul quale transitano i *mover* è composto dall'unione di diverse mattonelle come quelle raffigurate nelle figure 5.4 e 5.5.

Il ruolo di queste ultime è fondamentale, in quanto, da un lato definiscono l'area operativa del sistema, mentre dall'altro, poiché contengono avvolgimenti alimentati in tensione, generano le forze che permettono alle navette di distaccarsi e di muoversi.

A differenza di un sistema lineare a nastro trasportatore, questi piani possono essere disposti in maniera del tutto flessibile, senza dover forzatamente seguire un percorso in linea retta, ma possono creare anelli o isole.

Inoltre, possono essere smontate e ridisposte nel caso di ridefinizione di un processo produttivo, garantendo maggiore riconfigurabilità e riducendo gli scarti.

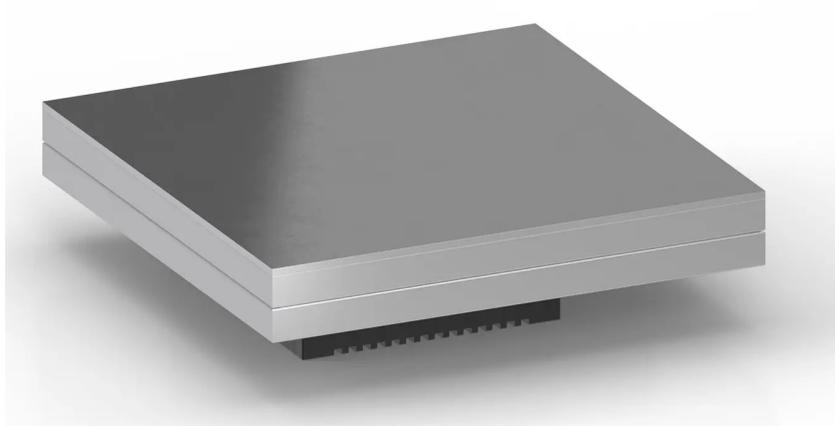


Figura 5.4: Foto della mattonella APS4322-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio)
©Beckhoff Automation

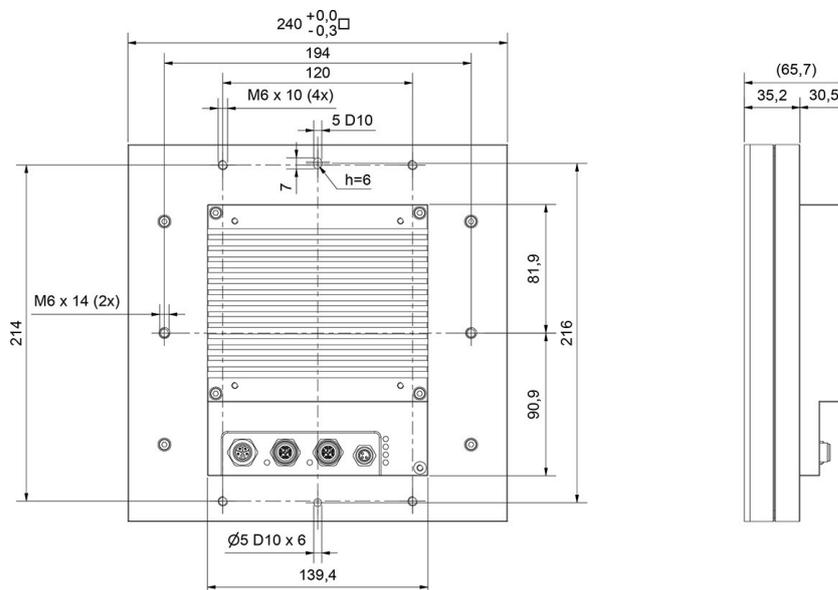


Figura 5.5: Disegno tecnico della mattonella APS4322-0000-0000 (taglia impiegata in questo studio) ©Beckhoff Automation

5.3 Sistema di controllo

Poiché i movimenti dei carrelli dipendono dall'interazione elettromagnetica, variando la tensione degli avvolgimenti dei piani è possibile controllare il moto dei *mover*. Di conseguenza, connettendo le mattonelle al sistema di controllo (figura 5.6) è possibile stabilire, anche con l'ausilio di telecamere, una rete di controllo per ciascun sistema di movimentazione.

Elemento di forza di questa soluzione è che ciascun *mover* può essere controllato autonomamente, pertanto viene meno la disposizione rigida imposta da sistemi tradizionali a catenaria. Questo elemento permette di ripensare completamente il funzionamento di una macchina, per il fatto che la maggior flessibilità del sistema di trasporto permette di semplificare ad esempio il funzionamento dei robot presenti nella macchina.

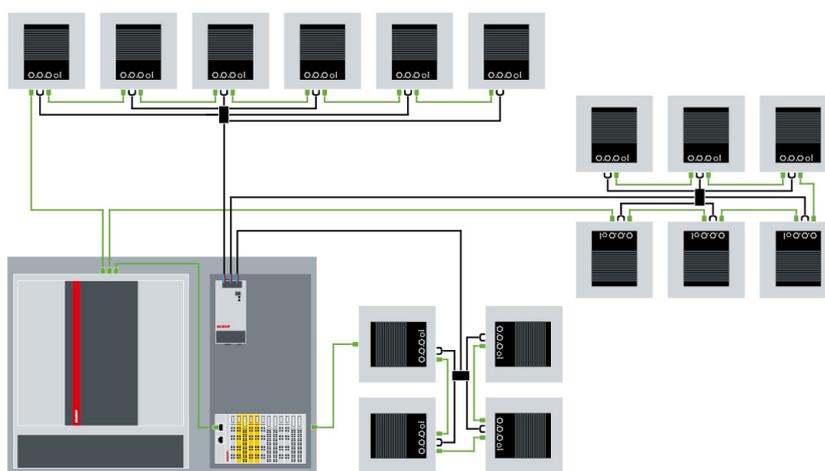


Figura 5.6: Esempio di collegamento tra i piani e il sistema di controllo. ©Beckhoff Automation

A titolo di esempio si consideri un robot che deve inserire i prodotti seguendo una disposizione precisa all'interno di una confezione.

Nel caso di una catenaria, quest'ultima si arresterebbe per permettere ad una macchina complessa di eseguire una serie di operazioni, oppure addirittura si potrebbe pensare di sfruttare un numero maggiore di postazioni con diversi macchinari per ogni operazione richiesta.

Nel caso di una soluzione che sfrutta i motori planari Maglev, questi ultimi possono muoversi mentre una macchina che compie movimento "rigidi" piazza il prodotto, in quanto il pattern viene seguito dal carrello e non dalla macchina. Inoltre, ciò aprirebbe la possibilità di compiere percorsi diversi tra loro senza dover ricorrere ad altri robot o a cambi di utensile, dando la possibilità di trattare contemporaneamente diversi formati di prodotti senza aumentare in maniera eccessiva la dimensione del macchinario.

5.4 Caratteristiche dei motori planari Maglev

Tra i vantaggi di questa nuova tecnologia vi è il grande aumento di flessibilità a fronte di una sensibile riduzione degli ingombri rispetto alle classiche soluzioni tradizionali a linea. Inoltre, tale caratteristica permette di semplificare l'architettura dei robot o delle macchine automatiche abbinate al sistema di movimentazione, riducendo la loro complessità. Ciò si riflette in un abbassamento dei costi di queste, nonché in una maggiore affidabilità, in quanto sistemi più semplici sono generalmente meno soggetti a guasti e/o anomalie, nonché potrebbero essere meno soggetti a malfunzionamenti e richiederebbero interventi di manutenzione con minore frequenza e più semplici da effettuare.

Un altro punto a favore è il fatto che essendo i piani di traslazione costituiti dall'unione di blocchi modulari, essi sono facilmente modificabili e riconfigurabili in vista di una ridefinizione della macchina sulla quale operano, cosa che non è possibile fare con sistemi a linea. Altre caratteristica di pregio sono le alte prestazioni in termini di velocità e accelerazioni abbinate a un'ottima precisione e ripetibilità nei movimenti.

Infine, un altro vantaggio consiste nel fatto che tali sistemi non sono soggetti ad attrito radente, pertanto non presentano usura meccanica, pertanto, da questo unto di vista non sono richiesti grandi interventi di manutenzione e i rischi di malfunzionamento sono minimi.

Il principale svantaggio che non ha ancora permesso la diffusione su ampia scala di questa tecnologia riguarda i costi molto alti di acquisto e di gestione di tali apparecchiature. Per tale ragione, al momento, sono esclusivamente impiegate in applicazioni in cui sono contemporaneamente fondamentali prestazioni, flessibilità e ingombri molto ridotti. Inoltre, essendo dotati di un sistema di controllo piuttosto complesso, la programmazione è difficile, pertanto richiedono il ricorso a personale altamente qualificato.

Alcune caratteristiche quantitative	
Altezza massima dal piano	5 mm
Tilting massimo	5°
Velocità massima	2 m/s
Carico massimo	Fino a 4,5 kg
Errore posizione lineare	$\leq 1 \mu m$
Errore posizione angolare	$\leq 0,001^\circ$
Ripetibilità lineare	$\pm 10 \mu m$
Ripetibilità angolare	$\pm 0,03^\circ$

Tabella 5.1: Alcune caratteristiche dei motori XPlanar dichiarate da *Beckhoff Automation*

Capitolo 6

Modellazione matematica

Per spiegare il funzionamento di un motore planare Maglev [13] occorre prendere in considerazione un carrello e la regione di piano sulla quale quest'ultimo agisce (figura 6.1).

Trascurando gli elementi di carteratura, è possibile distinguere la piastra mobile (*yoke plate*) alla quale sono collegati magneti permanenti, in modo tale da ottenere una distribuzione vettoriale del campo magnetico di tipo Halbach (*Halbach permanent magnet array*).

Tale distribuzione permette e rafforzare il campo magnetico diretto verso le bobine presenti nel piano di traslazione e contemporaneamente di azzerare pressoché la distribuzione dello stesso lungo le altre direzioni.

Lo statore è formato da una base (*base plate*) sul quale sono presenti avvolgimenti concentrici di materiale conduttore nel quale scorre corrente elettrica (*winding array*).

Il corpo mobile genera un campo magnetico, mentre gli avvolgimenti in corrente, risentendo dell'induzione magnetica, generano una forza elettromotrice e azioni meccaniche che permettono il moto al carrello.

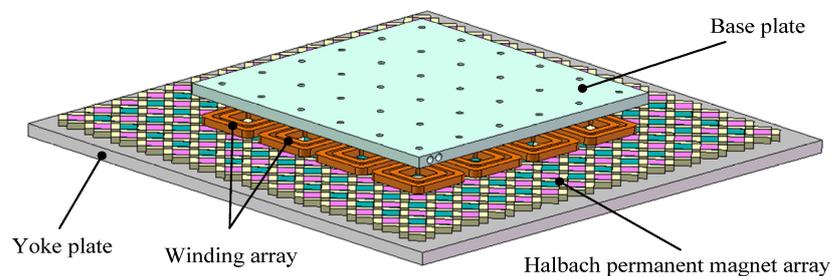


Figura 6.1: Schema di un motore planare (capovolto). Immagine tratta da [13] CC BY 4.0

6.1 Definizione di un sistema di coordinate

Per comprendere più facilmente il funzionamento del sistema occorre definire tre sistemi di coordinate; a tal proposito si consideri una porzione del *mover* che levita al di sopra di un *j*-esimo avvolgimento (figura 6.2). Il primo sistema di riferimento è solidale al piano di

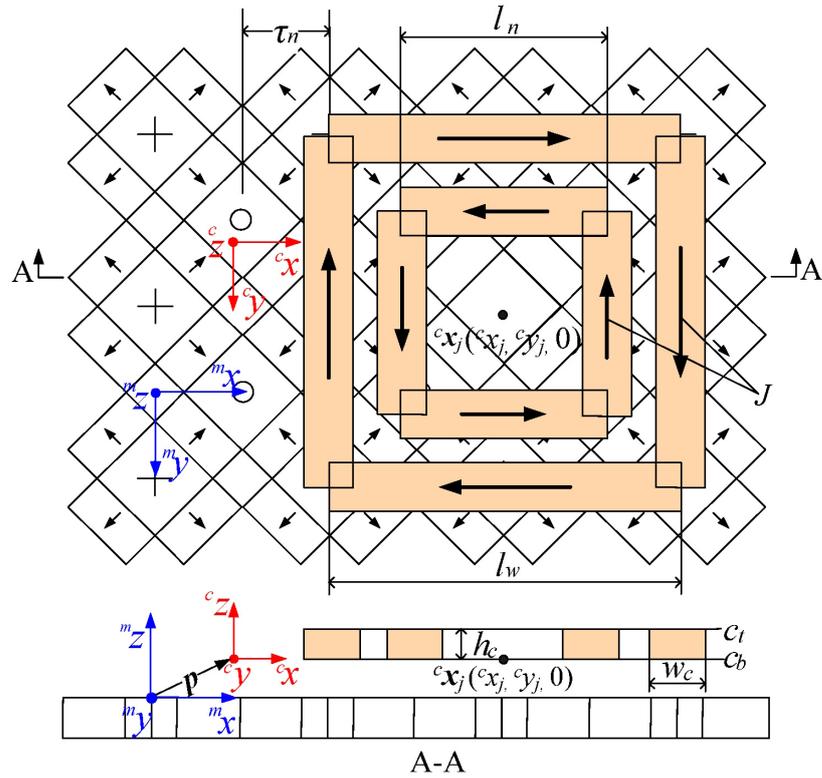


Figura 6.2: Sistemi di coordinate sulla porzione di sistema in esame. Immagine tratta da [13] CC BY 4.0

traslazione e definisce un'origine al sistema. Esso è definito come:

$${}^c x = [{}^c x \quad {}^c y \quad {}^c z]^T$$

Il secondo sistema di coordinate è sempre fisso ed è posto al centro di ogni bobina concentrica presente nel sistema. Nel caso di un avvolgimento *j*-esimo si ottiene:

$${}^c x = [{}^c x_j \quad {}^c y_j \quad {}^c z_j]^T$$

Infine è possibile considerare un sistema mobile solidale al centro geometrico del piano appartenente alla faccia inferiore del *mover*.

$${}^m x = [{}^m x \quad {}^m y \quad {}^m z]^T$$

Una volta ottenuto ciò è possibile ancora definire un vettore posizione come trasformazione tra le coordinate mobili del *mover* e il sistema fisso globale dello statore.

$$p = [p_x \quad p_y \quad p_z]^T$$

Osservando la figura 6.2, occorre ancora descrivere le seguenti grandezze:

- τ_n è la distanza tra una bobina e l'altra (passo polare) [m].
- l_n è la lunghezza dello sviluppo dell'avvolgimento interno [m].
- l_w è la lunghezza dello sviluppo dell'avvolgimento esterno [m].
- h_c è l'altezza della bobina [m].
- w_c è la larghezza dell'avvolgimento [m].
- J è la densità volumetrica di corrente [A/M³]

6.2 Distribuzione della densità del flusso magnetico

A partire dalle conclusioni di alcune indagini condotte su questi sistemi [14][15], la distribuzione della densità del flusso di campo magnetico nelle coordinate mobili è approssimabile come un'armonica:

$${}^m B(m_x) = e^{\frac{\pi}{\tau_n} m_z} \begin{bmatrix} \frac{B_{xy}}{\sqrt{2}} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n} m_x\right) \\ -\frac{B_{xy}}{\sqrt{2}} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n} m_y\right) \\ \frac{B_z}{2} \left(\cos\left(\frac{\pi}{\tau_n} m_x\right) - \cos\left(\frac{\pi}{\tau_n} m_y\right) \right) \end{bmatrix}$$

Dove B_{xy} è la densità di flusso magnetico lungo il piano orizzontale, mentre B_z è quella lungo il piano verticale. Tale grandezza è anche esprimibile nelle coordinate fisse globali:

$${}^c B(c_x) = e^{\frac{\pi}{\tau_n} (c_z + p_z)} \begin{bmatrix} \frac{B_{xy}}{\sqrt{2}} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n} (c_x + p_x)\right) \\ -\frac{B_{xy}}{\sqrt{2}} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n} (c_y + p_y)\right) \\ \frac{B_z}{2} \left(\cos\left(\frac{\pi}{\tau_n} (c_x + p_x)\right) - \cos\left(\frac{\pi}{\tau_n} (c_y + p_x)\right) \right) \end{bmatrix}$$

6.3 Forze e coppie elettromagnetiche

In accordo con la legge di *Lorenz* sul *mover* si originano delle forze F e coppie C elettromagnetiche:

$$F = - \iiint_V (J \times B) dV$$

$$C = - \iiint_V [r \times (J \times B)] dV$$

Dove r è la distanza dal punto dal quale è calcolata la coppia. Inoltre, è possibile definire J_s come la densità superficiale di corrente [A/m^2].

Considerando una j -esima bobina si possono calcolare le azioni (per unità di corrente [N/A] per le forze e [Nm/A] per le coppie) che dipendono da essa:

$$\begin{aligned} {}^c F_{x_j} &= C_1 C_z J_s B_z \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c x_j + p_x)\right) \\ {}^c F_{y_j} &= -C_1 C_z J_s B_z \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c y_j + p_y)\right) \\ {}^c F_{z_j} &= \sqrt{2} C_1 J_s B_{xy} (\cos\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c x_j + p_y)\right) - \cos\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c y_j + p_x)\right)) \\ {}^c C_{x_j} &= {}^c y_j {}^c F_{z_j} - {}^c r_z {}^c F_{x_j} + \sqrt{2} C_z J_s B_{xy} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c y_j + p_y)\right) (C_1 - C_2) \frac{\tau_n}{\pi} \\ {}^c C_{y_j} &= -{}^c x_j {}^c F_{z_j} - {}^c r_z {}^c F_{x_j} + \sqrt{2} C_z J_s B_{xy} \text{sen}\left(\frac{\pi}{\tau_n}({}^c x_j + p_x)\right) (C_1 - C_2) \frac{\tau_n}{\pi} \\ {}^c C_{z_j} &= {}^c F_{y_j} {}^c x_j - {}^c F_{x_j} {}^c y_j \end{aligned}$$

Dove C_1 e C_2 sono fattori di forma:

$$\begin{aligned} C_1 &= 2 \frac{\tau_n}{\pi} \text{sen}\left(\frac{\pi w_c}{2\tau_n}\right) (l_w \text{sen}\left(\frac{\pi l_w}{2\tau_n}\right) - l_n \text{sen}\left(\frac{\pi l_n}{2\tau_n}\right)) \\ C_2 &= \text{sen}\left(\frac{\pi w_c}{2\tau_n}\right) (l_w^2 \cos\left(\frac{\pi l_w}{2\tau_n}\right) - l_n^2 \cos\left(\frac{\pi l_n}{2\tau_n}\right)) + w_c \cos\left(\frac{\pi w_c}{2\tau_n}\right) (l_w \text{sen}\left(\frac{\pi l_w}{2\tau_n}\right) - l_n \text{sen}\left(\frac{\pi l_n}{2\tau_n}\right)) \end{aligned}$$

6.4 Calcolo delle forze agenti e della corrente

Considerando un piano con n avvolgimenti, si definisce il vettore delle forze F agenti sul mover:

$$F = [F_x \quad F_y \quad F_z \quad C_x \quad C_y \quad C_z]^T$$

Il vettore F è anche descrivibile come il prodotto tra $K(p)i$, dove il primo termine è la matrice dei coefficienti delle forze elettromagnetiche dipendenti dalla posizione, mentre il secondo è il vettore delle correnti in ciascuna bobina.

$$\begin{aligned} i &= [i_1 \quad i_2 \quad \dots \quad i_n]^T \\ K(p) &= \begin{bmatrix} {}^c F_{x1}(p) & {}^c F_{x2}(p) & \dots & {}^c F_{xn}(p) \\ {}^c F_{y1}(p) & {}^c F_{y2}(p) & \dots & {}^c F_{yn}(p) \\ {}^c F_{z1}(p) & {}^c F_{z2}(p) & \dots & {}^c F_{zn}(p) \\ {}^c C_{x1}(p) & {}^c C_{x2}(p) & \dots & {}^c C_{xn}(p) \\ {}^c C_{y1}(p) & {}^c C_{y2}(p) & \dots & {}^c C_{yn}(p) \\ {}^c C_{z1}(p) & {}^c C_{z2}(p) & \dots & {}^c C_{zn}(p) \end{bmatrix} \end{aligned}$$

Per conoscere le forze, è quindi necessario conoscere la corrente, pertanto, il piano di scorrimento avrà in ingresso i valori delle correnti sulle bobine e restituirà in uscita le forze agenti sul *mover*.

Per quanto riguarda il sistema di controllo, i valori di riferimento delle correnti da erogare sono calcolati in base ad un vettore di forze F che vengono stimate da esso in base al proprio regolatore. La corrente in ogni avvolgimento viene calcolata moltiplicando F per l'inversa di $K(p)$, ovvero $K^{-1}(p)$. Quest'ultima può essere ricavata con il metodo di Moore-Penrose:

$$K^{-1}(p) = K(p)^T (K(p)K(p)^T)^{-1}$$

Da cui si ottiene:

$$i = K^{-1}(p)F$$

6.5 Equazione Dinamica

Una volta stabilite le forze elettromagnetiche agenti sul *mover*, è possibile risolvere l'equazione dinamica in forma matriciale, per stabilirne il moto.

$$M\ddot{p} + G = F$$

Dove M è la matrice di massa, mentre G definisce l'azione della forza peso. il vettore p indica lo spostamento del mover, rispetto al sistema di riferimento globale fisso.

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}$$

m è la massa del carrello, mentre I_x, I_y, I_z sono rispettivamente i momenti di inerzia rispetto agli assi x, y, z del *mover*.

$$G = [0 \quad 0 \quad mg \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

$$p = [x \quad y \quad z \quad \phi \quad \psi \quad \theta]$$

ϕ, ψ, θ sono rispettivamente gli angoli di rotazione rispetto agli assi x, y e z .

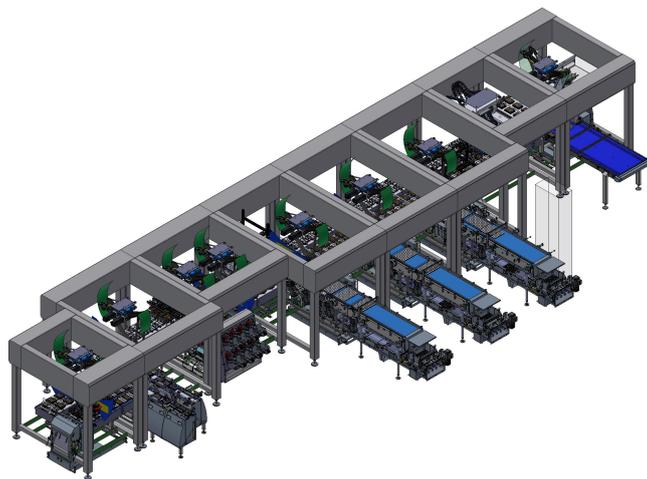
In ambito industriale il controllo di questi sistemi di movimentazione viene operato, così come nel caso del servomotore *brushless*, sfruttando un regolatore PI (Proporzionale Integrabile).

Nonostante con lo sviluppo di questa nuova tecnologia stiano nascendo altre tecniche di controllo, perlopiù non lineari, il regolatore PI è ancora il più diffuso, in quanto garantisce contemporaneamente buona precisione, affidabilità, robustezza e facilità di implementazione.

Capitolo 7

Individuazione di un *layout* di macchina sfruttando i motori planari Maglev

7.1 Schema originale



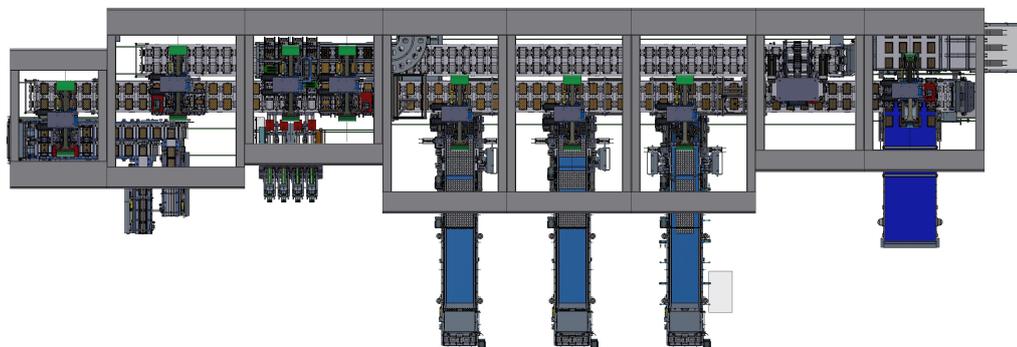


Figura 7.1: Viste 3D del layout originale. ©Abrigo SpA

Come descritto nella prima parte, lo scopo della macchina è di confezionare con tre prodotti diversi (prodotto 1, prodotto 2, prodotto 3) le confezioni illustrate nell'immagine 1.1. Sono presenti in tutto 10 robot in serie, serviti da due catenarie in parallelo, di cui una dedicata al solo trasporto di coperchi, mentre la restante alla movimentazione delle intere scatole.

Per comprendere il ciclo di funzionamento della macchina occorre osservare gli schemi presenti nelle figure 7.2 7.3.

Sono presenti in tutto 10 robot in serie, serviti da due catenarie in parallelo, di cui una dedicata al solo trasporto di coperchi, mentre la restante alla movimentazione delle intere scatole.

Durante un intero ciclo, in primis, vengono caricate le scatole vuote con all'interno l'imballaggio plastico nel quale inserire il prodotto (1). Successivamente un robot procede alla scoperchiatura delle scatole e all'inserimento dei coperchi sulla catenaria ad essi dedicata, posta in parallelo alla prima (2). Quest'ultima replicherà tutti i passi compiuti dal nastro principale, in modo tale da mantenere scatole e coperchi allineati.

A questo punto, le confezioni raggiungono la postazione dello sfogliatore (3), presso la quale, vengono dapprima estratti e adagiati sui relativi coperchi gli imballaggi interni in plastica, successivamente vengono inseriti i formatelli, ovvero i cartoncini che riportano gli ingredienti dei prodotti alimentari confezionati. Terminata questa operazione, viene reinserito l'imballaggio in plastica all'interno della scatola.

Successivamente, le scatole raggiungono le postazioni di confezionamento, dove vengono rispettivamente inseriti verticalmente tre unità del prodotto 1, 9 del prodotto 2 e altre 3 del prodotto 3. Infine, vengono reinseriti i coperchi (4) e le confezioni ultimate sono scaricate al di sopra dei nastri trasportatori di uscita (5).

È inoltre presente una telecamera per verificare il risultato delle operazioni, al fine di scartare eventuali prodotti non conformi agli standard richiesti.

I coperchi devono spostarsi in parallelo alle relative scatole da cui sono stati disaccoppiati, in quanto scatole e coperchi sono realizzati insieme, pertanto ad ogni singola scatola corrisponde il proprio coperchio, per questo motivo potrebbe non riuscire ad abbinarsi con altri coperchi.

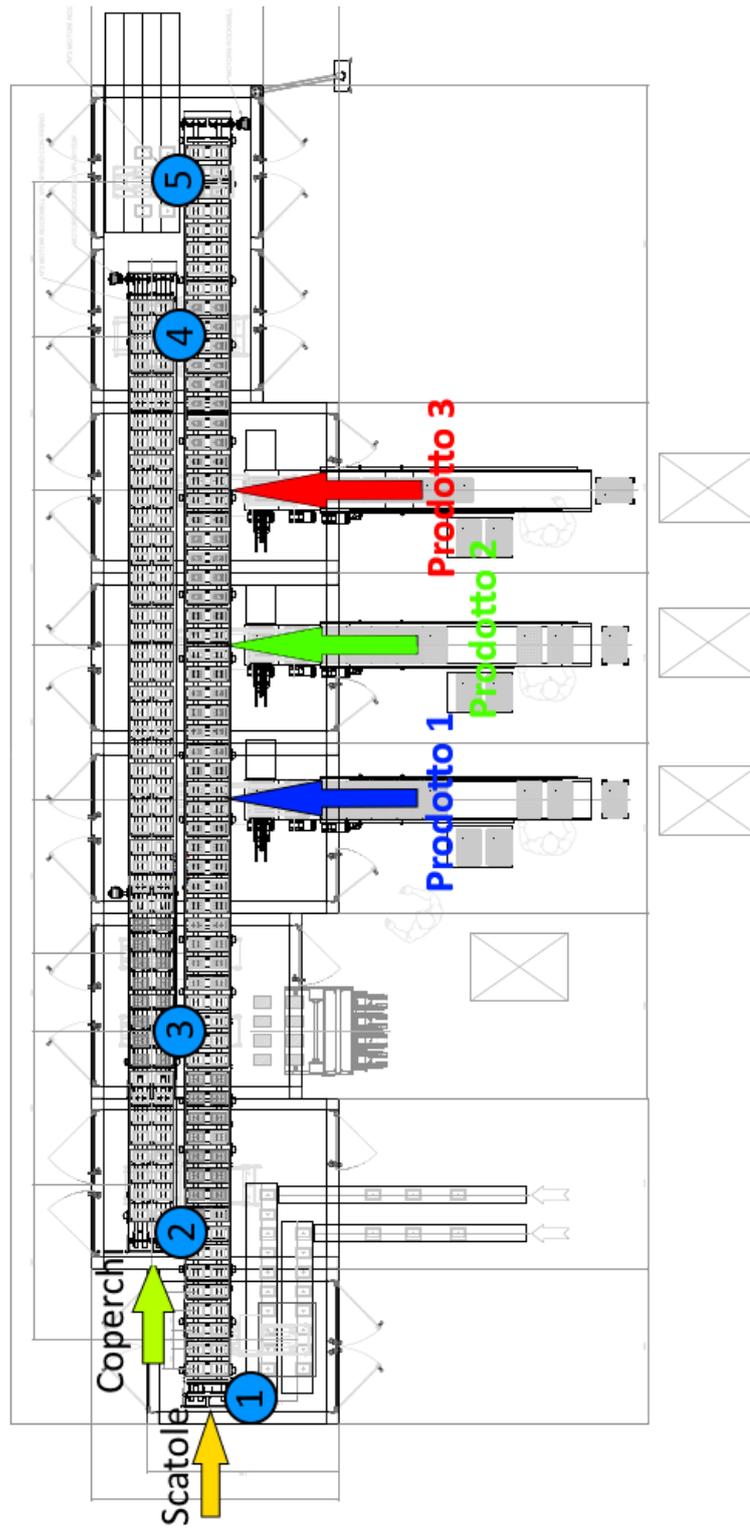


Figura 7.2: Layout della configurazione originale

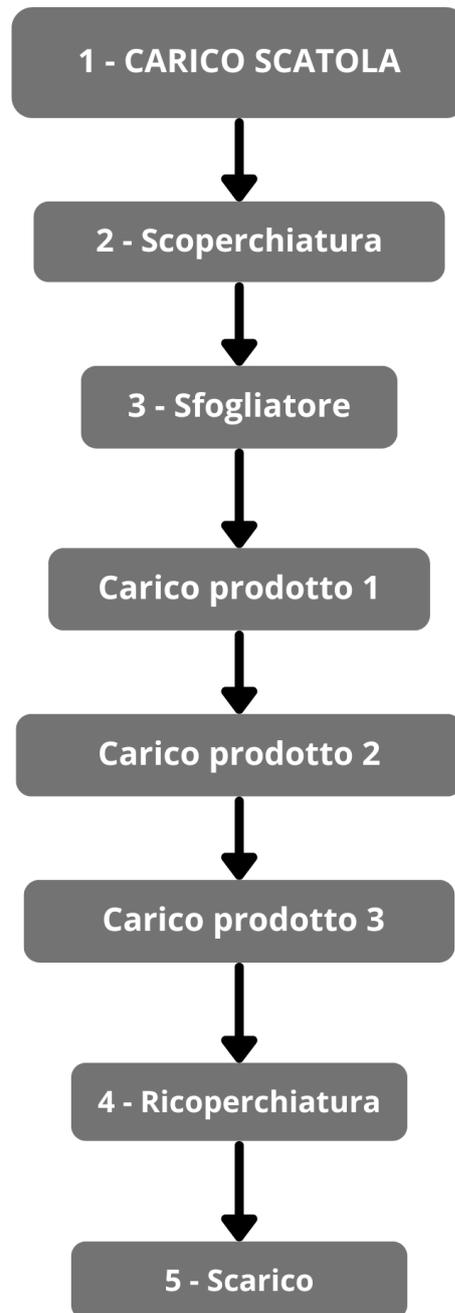


Figura 7.3: Flusso del prodotto nella configurazione tradizionale

7.2 Definizione delle caratteristiche del nuovo *layout*

Al netto delle considerazioni evidenziate nel paragrafo 5.4, per sfruttare al meglio i motori planari a levitazione magnetica, è possibile aumentare le funzioni richieste alla macchina. A questo riguardo, si è pensato di sfruttare il nuovo sistema per trattare diversi formati della confezione del prodotto. Più precisamente, oltre al formato originalmente trattato dalla macchina, si aggiunge una seconda confezione, con le stesse dimensioni della prima, tuttavia sprovvista di coperchio, in quanto si prevede che il confezionamento sia effettuato in un'isola a valle del macchinario mediante termosaldatura.

Oltre a questo, si prevede anche la realizzazione (di entrambi formati di *packaging*) di unità contenenti esclusivamente il prodotto 2.

Aggiungendo queste caratteristiche, il problema diventa più complesso, per il fatto che è necessario un sistema altamente flessibile, del tutto impossibile da realizzare attraverso una singola linea. Pertanto, diventa fondamentale l'utilizzo di questi nuovi sistemi di movimentazione per ottenere una soluzione a tale problema mantenendo un unico macchinario e riducendo sensibilmente le dimensioni generali.

Siccome la massa dei prodotti trattati non supera il *kg*, il sistema di movimentazione sfrutterà il *mover* APM4221-0000-0000 e il piano di traslazione APS4322-0000-0000 (figure 5.1 e 5.4). Dato che le dimensioni della confezione sono maggiori di quelle del carrello, al di sopra di quest'ultimo si prevede di inserire una base di appoggio in modo tale da poter appoggiare agevolmente i prodotti minimizzando il rischio di cadute e fuoriuscite. Infine, il sistema sarà coadiuvato da una serie di telecamere che permettono di identificare correttamente i prodotti movimentati (figura 7.4).

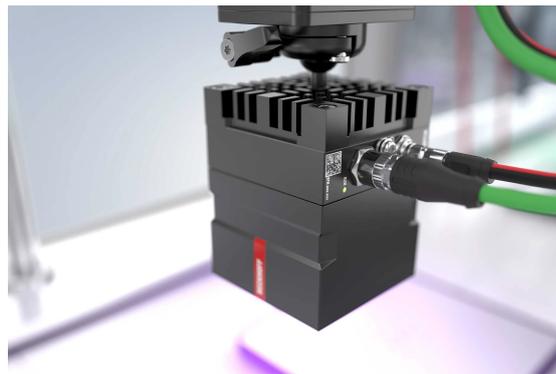


Figura 7.4: Telecamera per l'identificazione del prodotto ©Beckhoff Automation

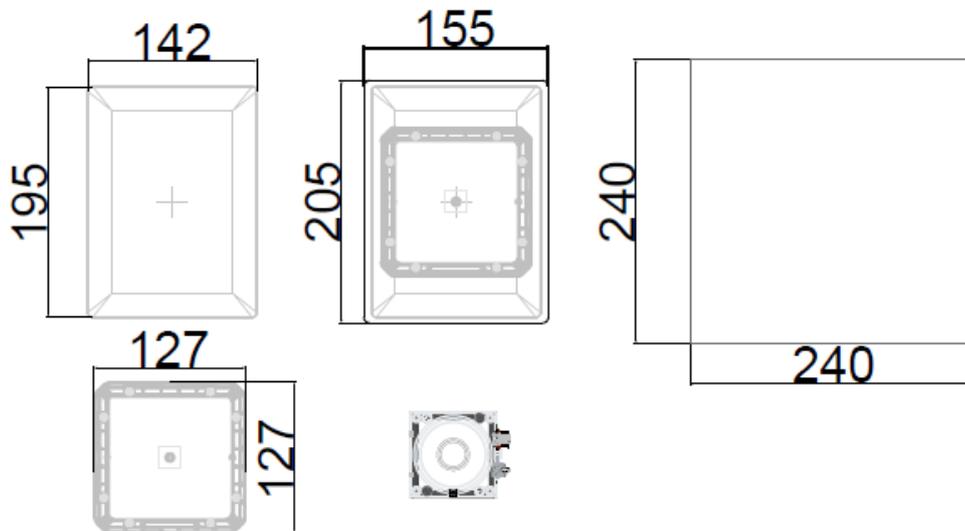


Figura 7.5: Dettagli del sistema di movimentazione. Partendo dall'alto procedendo da sinistra verso destra è possibile osservare le dimensioni della confezione, quelle del *mover* dotato di supporto per il prodotto e la mattonella contenente gli avvolgimenti. Nella seconda fila si può osservare il *mover* sprovvisto di supporti e la telecamera di riconoscimento.

7.3 Presentazione di un *layout* preliminare sfruttando i motori planari

7.3.1 Introduzione

Questa indagine rappresenta esclusivamente uno studio preliminare, al fine di analizzare le capacità di questa nuova soluzione e le ricadute sulla struttura generale della macchina, tuttavia, non sono stati effettuati calcoli sulla potenzialità produttiva complessiva.

Una grande differenza rispetto alla soluzione originaria è l'impiego dei robot che eseguono operazioni. infatti, tali sistemi sono sostituiti da macchinari più semplici, in quanto è possibile affidare al sistema di movimentazione le operazioni più complesse.

Lo studio propone di sfruttare bracci robotici antropomorfi, nello specifico quelli realizzati da Beckhoff, in quanto sono del tutto compatibili con i sistemi *Xplanar*. Al fine di aumentare la produttività riducendo le spese, si propone di sfruttare robot doppi, come quelli mostrati in figura 7.6, tuttavia, dato che non sono ancora stati lanciati sul mercato, nel disegno complessivo, sarà utilizzato un disegno generico di robot collaborativo.



Figura 7.6: Beckhoff robot antropomorfo ATRO ©Beckhoff Automation

Oltre a ciò, cambiano anche i robot atti al confezionamento dei prodotti alimentari. per sfruttare la maggior flessibilità, essi servono contemporaneamente 4 scatole (non più 8), ma soprattutto, nell'atto di collocare il prodotto eseguono un'unica traslazione verticale nella quale collocano una fila verticale di tre prodotti nella scatola. A questo proposito, nel caso in cui debbano essere allestite più di una fila di prodotto, non si muoverà il robot, ma sarà il sistema di movimentazione a disporsi nella posizione corretta. In questo modo, è possibile realizzare formati diversi di prodotti con maggiore flessibilità, in quanto il cambio formato non è più affidato al robot, ma diventa compito del sistema di movimentazione.

7.3.2 Ciclo della macchina

Il ciclo della macchina è illustrato schematicamente nelle figure 7.7 e 7.8.

Le confezioni vengono caricate sulle navette a levitazione magnetica con lo stesso sistema del macchinario originale (1), tuttavia sono posizionate contemporaneamente sia scatole con il coperchio che quelle senza copertura. In corrispondenza di questa prima stazione, la telecamera effettua il riconoscimento del tipo di confezione.

A questo punto, le scatole sprovviste di coperchio procedono verso lo sfogliatore (3), mentre le altre giungono ad un'isola di scoperchiatura (2). In questa stazione un robot antropomorfo scoperchia le confezioni e adagia il coperchio su un *mover* scarico. Fatto ciò, lo stesso adagia la scatola con l'imballaggio interno sui coperchi. Conclusa tale procedura, il carrello appena caricato procede verso lo sfogliatore (3), mentre quello vuoto si sostituisce ad esso, in modo da continuare il ciclo successivo.

Arrivate le scatole allo sfogliatore, viene dapprima rimosso l'imballaggio interno e appoggiato su un piano, in modo tale da inserire il formatello corretto, successivamente, viene reinserito l'imballaggio.

Terminata tale procedura i *mover* raggiungono le isole presso le quali è collocato il prodotto: dato che è stato previsto di inscatolare diversamente gli alimenti, nel caso di confezioni con la stessa disposizione della versione originale, il carrello effettua un percorso simile ad un semicerchio passando nelle stazioni 1,2,3 (nella figura 7.7 4 5 6). In questo caso, nella stazione 2 dovrà spostarsi opportunamente per riempire tre file verticali contigue. Quando invece si vuole allestire una confezione con il solo prodotto 2, i *mover* transitano direttamente alla postazione 2, nella quale sono riempite tutte e 5 le file di prodotto 2 (stazione 5 nella figura 7.7).

Terminato il confezionamento, i *mover* sono convogliati presso una seconda telecamera per il riconoscimento (7). A questo punto, i *mover* che trasportano le confezioni senza il coperchio, raggiungono una zona di scarico che condurrà i prodotti verso una termosaldatrice (8), mentre gli altri raggiungono l'isola di ricoperchiatura (9) e scarico (10). In questa postazione, altri robot antropomorfi scaricano dapprima la scatola su un piano, mentre, successivamente, ricollocano il coperchio al di sopra di esso. Infine, gli stessi bracci robotici, posizionano le confezioni su un nastro trasportatore di uscita. Una volta terminato il ciclo, le navette vuote ritornano al punto di partenza.

7.3.3 Conclusioni

La soluzione proposta permette di condensare due linee diverse in un'unica soluzione più compatta. Infatti, viene eliminata del tutto la necessità di avere una sequenza lineare di operazioni imposta dalla catenaria. Inoltre, ogni singola navetta è indipendente, quindi viene meno l'idea di avere un unico sistema rigido i cui movimenti sono scanditi dal tempo ciclo dell'operazione più lenta. Tutto ciò permette di ridurre le dimensioni e di ottenere una macchina più flessibile.

Oltre a ciò, come indicato in precedenza, struttura e funzionamento dei robot viene semplificata, in quanto i movimenti demandati ad essi sono più semplici, per il fatto che sono effettuati dai motori planari.

Il principale svantaggio di tale configurazione è il costo elevato del sistema di movimentazione e la sua grande complessità di gestione e programmazione. Quest'ultimo fatto richiede la presenza di personale altamente qualificato, il che prevede un aumento dei costi di gestione. Inoltre, la maggiore complessità di controllo del sistema aumenta la probabilità di guasti ed errori.

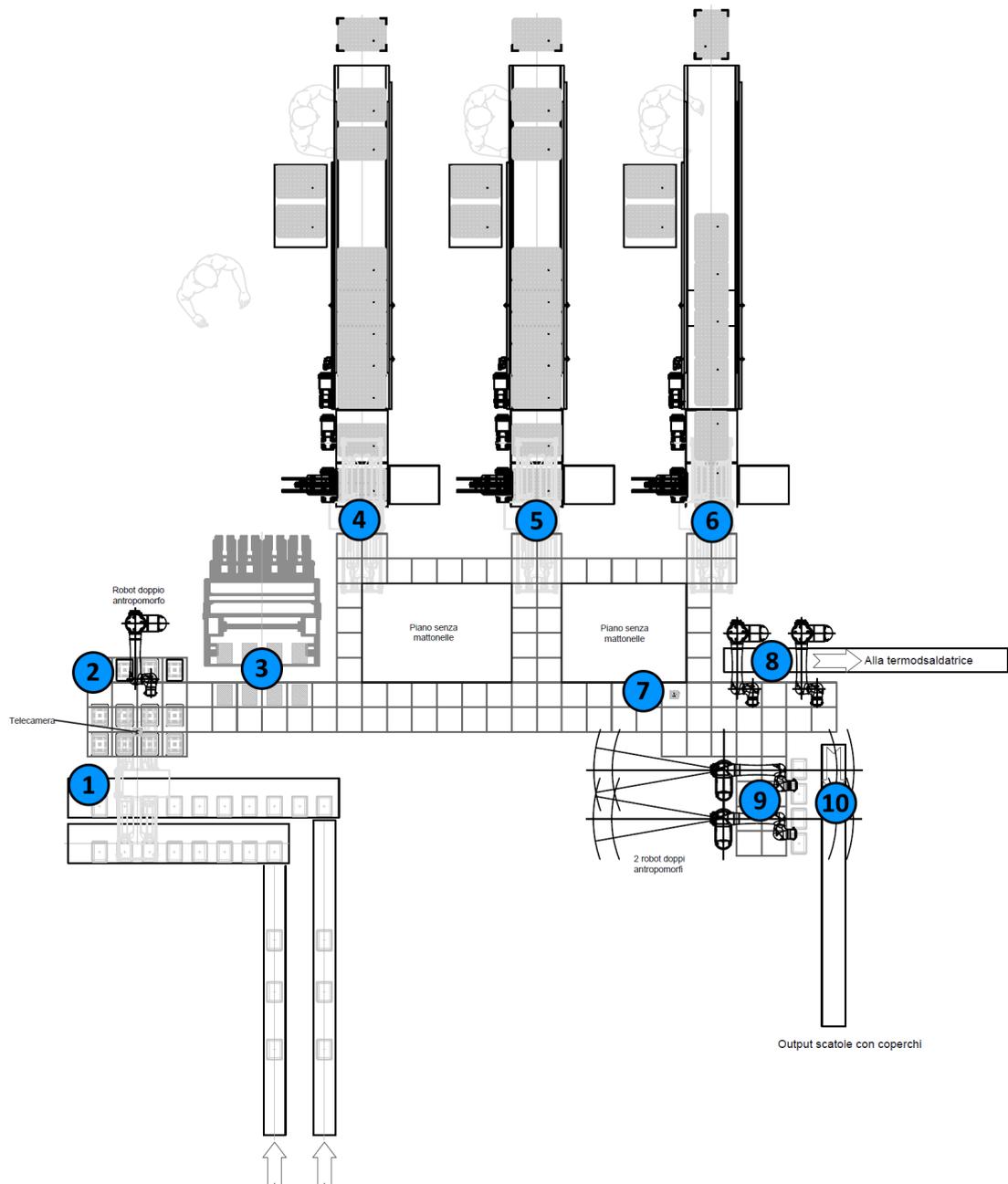


Figura 7.7: layout della macchina sfruttando i motori planari Maglev.

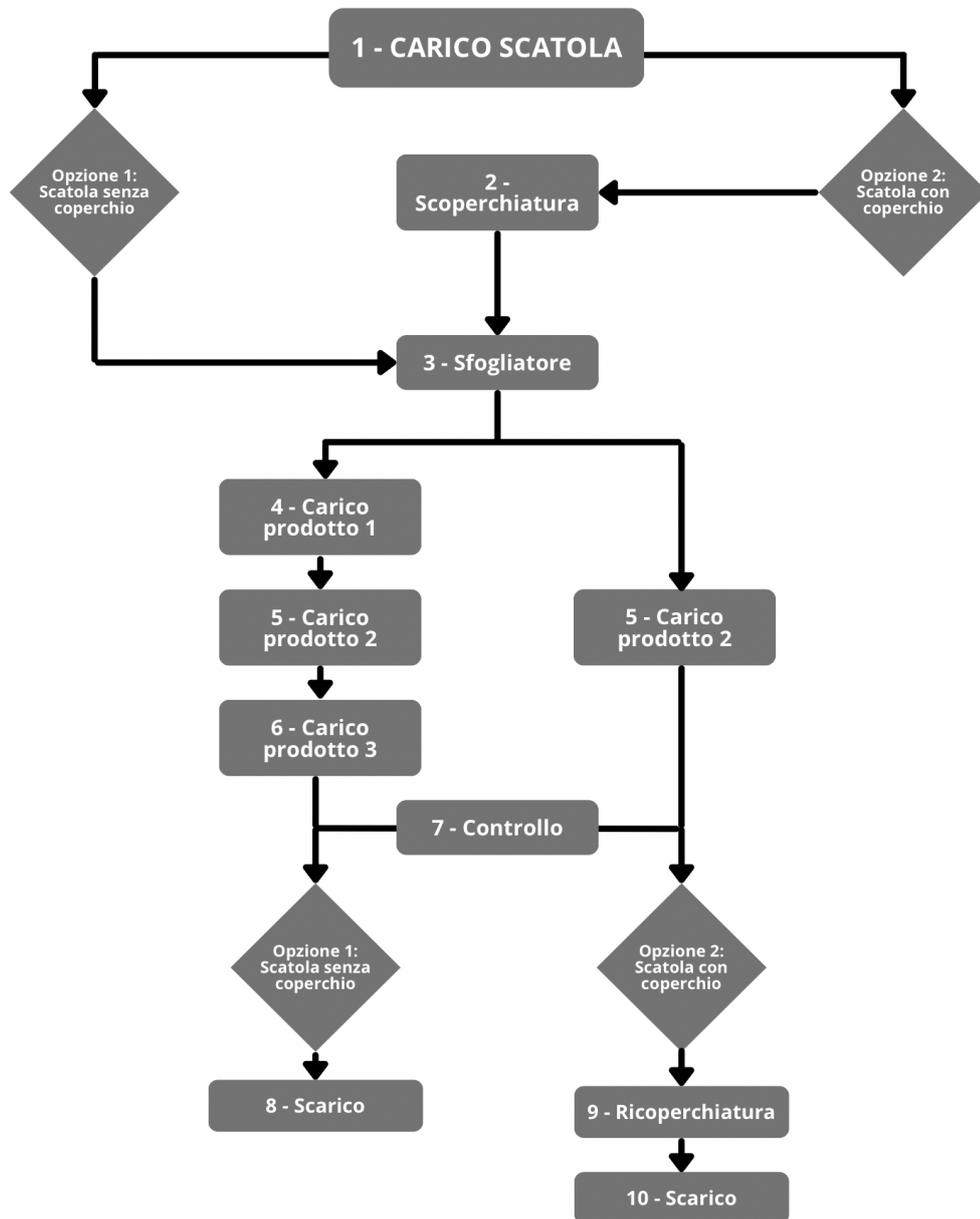


Figura 7.8: Schema dei flussi percorsi dai *mover*

Bibliografia

- [1] A.C. Bertolino - A. De Martin - A. Nesci - M. Sorli. *Meccatronica - Analisi, progettazione e modellazione di servosistemi*. CLUT Editrice, 2021 (cit. a p. 8).
- [2] *SINAMICS S120 DRIVE FUNCTIONS*. Siemens AG. 6/20219. URL: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/805/109771805/att_999003/v1/S120_drive_fct_man_0619_en-US.pdf?download=true (cit. a p. 16).
- [3] *SINAMICS Engineering Manual Chassis-*. Siemens AG. Dicembre 2020. URL: https://cache.industry.siemens.com/dl/files/862/109791862/att_1054472/v1/S120_Chassis-2_ext_config_man_1220_en-US.pdf?download=true (cit. a p. 18).
- [4] Gabriele Lombardi. «Interfacciamento uomo macchina in sistemi meccanici ad accumulo di energia elastica: analisi e simulazione». Tesi di Laurea Magistrale. Torino, Italia: Politecnico di Torino, 2019/2020. URL: <https://webthesis.biblio.polito.it/secure/14215/1/tesi.pdf> (cit. a p. 27).
- [5] C. Ferraresi - T. Raparelli. *Meccanica Applicata*. CLUT Editrice, 2021 (cit. a p. 40).
- [6] David Vindel Muñoz. «Design, Simulation and Implementation of a PMSM Drive System». Master's Degree Thesis. Göteborg, Sweden: Chalmers University of Technology, 2011. URL: <https://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/152505.pdf> (cit. a p. 45).
- [7] *Scheda tecnica SIMOTICS S-1FK7*. Siemens AG (cit. a p. 55).
- [8] *TP+ planetary gearbox*. WITTENSTEIN SE. 2024. URL: <https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearboxes/low-backlash-planetary-gearboxes/tp-planetary-gearbox/> (cit. a p. 55).
- [9] *Scheda tecnica SIMOTICS S-1FK7*. Siemens AG (cit. a p. 81).
- [10] *Scheda Dati*. Schneider Electric (cit. a p. 87).
- [11] *Scheda Dati*. Schneider Electric (cit. a p. 93).
- [12] *Kinetix VP Low Inertia Motors Specifications*. Rockwell Automation (cit. a p. 99).
- [13] Baoquan Kou, Feng Xing, Chaoning Zhang, Lu Zhang, Yiheng Zhou e Tiecheng Wang. «Analysis and design of novel overlapping ironless windings for planar motors». In: (2011). ISSN: 2076-3417. DOI: 10.3390/app6120419. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/6/12/419> (cit. alle pp. 116, 117).

- [14] Wei Min, Ming Zhang, Yu Zhu, Feng Liu, Guanghong Duan, Jinchun Hu e Wensheng Yin. «Calculation of a New Real-Time Control Model for the Magnetically Levitated Ironless Planar Motor». In: *IEEE transactions on magnetics* 47.11 (2011), pp. 4635–4642. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/6316193> (cit. a p. 118).
- [15] F.; Luo J. Zhang L.; Kou B.Q.; Xin. «Modeling and Analysis of a Magnetically Levitated Synchronous Permanent Magnet Planar Motor with Concentric Structure Winding. In Proceedings of the Electromagnetic Launch Technology». In: *La Jolla* (2014) (cit. a p. 118).