



**UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE**

**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

---

Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

**REALIZZAZIONE DI MODELLI ANALITICI PER L'ANALISI DINAMICA DI  
MACCHINE PER LA PIEGATURA E IL TAGLIO DI BARRE D'ACCIAIO**

**DEVELOPMENT OF ANALYTICAL MODELS FOR DYNAMIC ANALYSIS OF  
MACHINES FOR STEEL BARS BENDING AND CUTTING**

Relatore:

**Prof. Massimo Callegari**

Tesi di Laurea di:

**Davide Tallevi-Diotallevi**

**A.A. 2018 / 2019**



# Indice

1	INTRODUZIONE.....	10
2	DESCRIZIONE DELLA STAFFATRICE.....	14
3	OBIETTIVI DELLA SIMULAZIONE .....	19
4	IDENTIFICAZIONE MODULI DELLA STAFFATRICE.....	22
5	ANALISI DEL MODULO DI TRAINO .....	28
5.1	Componenti del modulo di traino.....	29
5.1.1	Motore.....	30
5.1.2	Riduttore.....	32
5.1.3	Elementi della trasmissione di potenza.....	33
5.1.4	Ruote di traino, ruote di pressione, cilindro idraulico, cuscinetti .....	34
5.2	Analisi cinematica .....	39
5.2.1	Legge oraria del moto .....	42
5.2.2	Modello elettrico-meccanico del motore .....	47
5.3	Analisi dinamica.....	51
5.3.1	Potenza elettrica assorbita dal motore.....	53
5.3.2	Potenza persa per resistenza al rotolamento delle ruote del modulo di traino.....	53
5.3.3	Potenza persa per attrito nei cuscinetti di supporto delle varie ruote.....	55
5.3.4	Potenza costante assorbita dalla macchina.....	59
5.3.5	Termini inerziali.....	59
5.3.6	Potenza persa all'interno del motore e del riduttore .....	61
5.3.7	Modello dinamico completo del modulo di traino.....	64
6	ANALISI DEL MODULO DI RADDRIZZATURA .....	66
7	ANALISI DEL MODULO DI STOCCAGGIO .....	74
7.1	Struttura rotante dell'aspo .....	75
7.2	Bobina di ferro avvolto.....	76
7.3	Cuscinetti di supporto.....	81

8	ANALISI DEL MODULO DI TAGLIO .....	87
9	ANALISI DEL MODULO DI PIEGA .....	91
9.1	Analisi teorica della piega .....	92
9.2	Approccio energetico tramite FEM.....	94
9.3	Analisi tramite prove sperimentali .....	101
9.4	Modifiche al generatore di posizione per includere il processo di piega .....	110
10	MODELLO COMPLETO DELLA STAFFATRICE .....	113
11	VALIDAZIONE MODELLO COMPLETO TRAMITE PROVE SPERIMENTALI .....	119
12	LIMITI ATTUALI DEL MODELLO E POSSIBILI SVILUPPI FUTURI .....	126
13	CONCLUSIONI.....	131
14	BIBLIOGRAFIA .....	135

## Figure

Figura 1-1 - PRIMA 13, modello CAD in vista dall'alto con i diversi moduli.....	12
Figura 1-2 - PRIMA 13, macchina in vista frontale con i diversi gruppi funzionali.....	12
Figura 1-3 - PRIMA 13, dettaglio sul modulo di stoccaggio.....	12
Figura 1-4 - Modello completo in ambiente Simulink.....	13
Figura 2-1 - PRIMA 13.....	14
Figura 2-2 - PRIMA 13, dettaglio sulla zona di lavorazione "aperta".....	14
Figura 2-3 - Aspo svolgitore vuoto.....	15
Figura 2-4 - Aspo svolgitore pien.....	15
Figura 2-5 - Organo di raddrizzatura.....	15
Figura 2-6 - Modulo di traino.....	16
Figura 2-7 - Modulo di piega.....	16
Figura 2-8 - Modulo di taglio.....	17
Figura 3-1 - Modello black box della staffatrice.....	19
Figura 4-1 - PRIMA 13, modello CAD in vista dall'alto con i diversi moduli.....	22
Figura 4-2 - PRIMA 13, macchina in vista frontale con i diversi gruppi funzionali.....	23
Figura 4-3 - Aspo vuoto.....	23
Figura 4-4 - Aspo pieno.....	23
Figura 4-5 - Modello black box del modulo di traino.....	24
Figura 4-6 - Modello black box del modulo di stoccaggio.....	25
Figura 4-7 - Modello black box del modulo di raddrizzatura.....	25
Figura 4-8 - Modello black box del modulo di piega.....	26
Figura 4-9 - Modello black box del modulo di taglio.....	26
Figura 4-10 - Modello black box della staffatrice.....	27
Figura 5-1 - Modulo di traino - fronte.....	29
Figura 5-2 - Modulo di traino - Retro.....	29
Figura 5-3 - Datasheet motore di traino.....	30
Figura 5-4 - Curva caratteristica motore di traino.....	30
Figura 5-5 - Motore elettrico sincrono a magneti permanenti.....	31
Figura 5-6 - Riduttore epicicloidale.....	32
Figura 5-7 - Albero scanalato.....	33
Figura 5-8 - Catena silenziosa.....	33
Figura 5-9 - Ruota di traino.....	33
Figura 5-10 - Modulo di traino - fronte.....	34

Figura 5-11 - Ruota di traino.....	35
Figura 5-12 - Caratteristiche pistone.....	36
Figura 5-13 - Forza esercitata dal pistone.....	36
Figura 5-14 - Cinematismo pistone.....	37
Figura 5-15 - Modello cinematismo pistone.....	37
Figura 5-16 - Cuscinetto radiale a doppia corona di sfere.....	38
Figura 5-17 - Relazione tra accelerazione massima e velocità di traino.....	40
Figura 5-18 - Legge oraria del moto di avanzamento lineare del tondino.....	41
Figura 5-19 - Analisi cinematica.....	42
Figura 5-20 - Posizione, velocità, accelerazione lineare di riferimento del tondino.....	46
Figura 5-21 - Modello elettrico-meccanico compatto del motore di traino.....	47
Figura 5-22 - Modello elettrico-meccanico esteso del motore di traino.....	47
Figura 5-23 - Software di controllo del motore di traino.....	48
Figura 5-24 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 8%.....	49
Figura 5-25 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 11%.....	50
Figura 5-26 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 15%.....	50
Figura 5-27 - Modello dinamico modulo di traino.....	52
Figura 5-28 - Dimensioni di ingombro di un cuscinetto.....	55
Figura 5-29 - Potenza dissipata dai cuscinetti delle ruote di traino e di pressione.....	58
Figura 5-30 - Andamento della potenza dissipata dai cuscinetti delle ruote di traino e di pressione al variare della velocità di traino.....	58
Figura 5-31 - Potenza dissipata dal sistema.....	63
Figura 6-1 - Modulo di raddrizzatura.....	66
Figura 6-2 - Raddrizzatura del filo di acciaio.....	66
Figura 6-3 - Ruote per la calibrazione di filo di acciaio.....	67
Figura 6-4 - Matrici di dati relative ad ogni singolo pezzo ottenuto di una singola prova sperimentale.....	71
Figura 6-5 - Matrice di dati di un singolo pezzo.....	71
Figura 6-6 - Potenza assorbita dal modulo di raddrizzatura.....	73
Figura 7-1 - Aspo svolgitore.....	74
Figura 7-2 - Struttura rotante dell'aspo.....	75
Figura 7-3 - Rappresentazione schematica della bobina.....	76
Figura 7-4 - Raggio interno ed esterno della bobina.....	77
Figura 7-5 - Diminuzione del raggio di una bobina da 92 impilaggi, 12 avvolgimenti, diametro 8mm, ad una velocità di traino costante di 1000 mm/s, nel tempo.....	79

Figura 7-6 - Diminuzione del momento di inerzia di massa di una bobina da 92 impilaggi, 12 avvolgimenti, diametro 8mm, ad una velocità di traino costante di 1000 mm/s, nel tempo .....	80
Figura 7-7 - Configurazione di montaggio dei cuscinetti .....	81
Figura 7-8 - Dipendenza della potenza dissipata dai cuscinetti nei vari casi.....	85
Figura 7-9 - Relazioni normalizzate che esprimono la potenza dissipata dai cuscinetti al variare di velocità e peso dell'aspo.....	86
Figura 8-1 - Dettaglio su coltello fisso e coltello mobile.....	87
Figura 8-2 - Componenti del modulo di taglio .....	88
Figura 9-1 - Modulo di piega .....	91
Figura 9-2 - Comportamento elasto plastico perfetto .....	92
Figura 9-3 - Varie fasi della flessione elasto-plastica di una trave .....	93
Figura 9-4 - Modello 3D della piega utilizzato per l'analisi FEM .....	96
Figura 9-5 - Regione di contatto tra i due corpi.....	96
Figura 9-6 - Giunto di rotazione .....	96
Figura 9-7 - Giunto di fissaggio.....	97
Figura 9-8 - Rotazione applicata al corpo di piega .....	97
Figura 9-9 - Tensione equivalente di Von Mises.....	98
Figura 9-10 - Deformazione elastica equivalente .....	98
Figura 9-11 - Energia di deformazione .....	99
Figura 9-12 - Energia di deformazione .....	99
Figura 9-13 - Relazione resistenza - velocità di deformazione.....	100
Figura 9-14 - Staffa realizzata nel primo set di prove.....	101
Figura 9-15 - Staffe realizzate nel secondo set di prova .....	102
Figura 9-16 - Velocità del motore di piega del 10%.....	103
Figura 9-17 - Velocità del motore di piega del 20%.....	103
Figura 9-18 - Velocità del motore di piega del 40%.....	104
Figura 9-19 - Velocità del motore di piega del 60%.....	104
Figura 9-20 - Velocità del motore di piega del 80%.....	105
Figura 9-21 - Posizione iniziale corpo di piega .....	105
Figura 9-22 - Potenza assorbita dalla fase di piega al variare della sua durata.....	109
Figura 9-23 - Esempio di staffa da realizzare .....	110
Figura 9-24 - Grafico di velocità in cui sono ben chiare le due fasi di traino.....	111
Figura 10-1 - Modello completo della macchina implementato su Simulink.....	117
Figura 10-2 - Modello black box del simulatore.....	118
Figura 11-1 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Primo set di prove .....	120

Figura 11-2 - Staffa realizzata nel secondo set di prove .....	120
Figura 11-3 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Secondo set di prove .....	122
Figura 11-4 - Staffe realizzate nel terzo set di prove .....	122
Figura 11-5 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Terzo set di prove .....	123
Figura 11-6 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Quarto set di prove.....	125
Figura 12-1 - Coltello sano .....	128
Figura 12-2 - Coltello usurato.....	128
Figura 12-3 - Coltello usurato.....	128
Figura 12-4 - Staffa realizzata nelle due prove .....	128
Figura 12-5 - Confronto corrente assorbita motore di taglio con coltelli nuovi (arancione) ed usurati (azzurro).....	129
Figura 12-6 - Tondino ottenuto con coltello usurato (sopra) e nuovo (sotto).....	129



## **Tabelle**

Tabella 5-1 - Variazione dell'accelerazione massima con la velocità di traino .....	40
Tabella 5-2 – Possibili leggi di moto di avanzamento del tondino .....	43
Tabella 5-3 - Determinazione energia dissipata dal sistema .....	62
Tabella 5-4 - Determinazione potenza dissipata dal sistema .....	63
Tabella 6-1 - Energia richiesta dai raddrizzatori .....	72
Tabella 6-2 - Potenza assorbita dai raddrizzatori .....	72
Tabella 7-1 - Dimensioni di ingombro dei cuscinetti di supporto dell'aspo .....	81
Tabella 8-1 - Energia consumata dal processo di taglio .....	89
Tabella 9-1 - Acquisizioni con angolo di piega costante e pari a 90° - Fase di reset .....	106
Tabella 9-2 - Durata ed energia consumata media della fase di reset .....	106
Tabella 9-3 - Acquisizioni con angolo di piega costante e pari a 90° - Fase di piega .....	107
Tabella 9-4 - Acquisizioni con velocità di piega costante e pari a 90° - Fase di piega .....	108
Tabella 9-5 – Potenza di piega ottenuta dai due set di acquisizioni .....	108
Tabella 11-1 – Stima di tempo ed energia per pezzi rettilinei a differenti velocità di traino .....	119
Tabella 11-2 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per pezzi rettilinei a differenti velocità di traino .....	120
Tabella 11-3 - Stima di tempo ed energia per staffe realizzate a differenti velocità di piega .....	121
Tabella 11-4 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per staffe realizzate a differenti velocità di piega .....	121
Tabella 11-5 - Stima di tempo ed energia per staffe realizzate con differenti angoli di piega .....	123
Tabella 11-6 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per staffe realizzate con differenti angoli di piega .....	123
Tabella 11-7 - Stima di tempo ed energia per pezzi rettilinei ad elevate velocità di traino .....	124
Tabella 11-8 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per pezzi rettilinei ad elevate velocità di traino .....	124

# 1 INTRODUZIONE

Schnell è l'azienda leader mondiale nel settore delle macchine automatiche per la lavorazione dell'acciaio per cemento armato, per la produzione di rete elettrosaldata e software di gestione per i centri di sagomatura. Le principali lavorazioni effettuate attraverso le macchine automatiche progettate, realizzate e messe a disposizione dei clienti risulteranno essere il taglio, la piega e la saldatura dell'acciaio per cemento armato. Con il tempo l'azienda ha espanso il proprio portfolio di prodotti arrivando a realizzare una vasta gamma di macchine in grado di soddisfare tutte le esigenze della lavorazione industrializzata del ferro per cemento armato.

**Il seguente studio mostrerà come ottenere un modello analitico per l'analisi dinamica di una macchina per la piegatura e il taglio di barre d'acciaio.** Nello specifico, il macchinario analizzato è una staffatrice automatica bi-direzionale da rotolo che permette di realizzare staffe e barre tagliate a misura utilizzando un unico ferro di diametro massimo 13 mm, oppure due ferri contemporaneamente di diametro massimo 10 mm, denominata *PRIMA 13*.

In particolare, **si focalizzerà l'attenzione sull'ottenimento di un modello che, dato un certo lotto di produzione, possa stimare il tempo e l'energia necessari per realizzarlo.**

Il lavoro che verrà svolto sarà da considerarsi come una base da cui partire per una maggior caratterizzazione del modello, che permetterà di ottenere una quantità di informazioni più vasta, indirizzata ad una moltitudine di scopi diversi:

- Come *informazione puramente commerciale* per prevedere tempi e costi stimati delle lavorazioni che si andranno ad effettuare;
- Per *monitorare le prestazioni della macchina ed identificare la presenza di problematiche nelle sue componenti*. Se so che la mia macchina, per realizzare un certo lotto di produzione, necessita in condizioni ideali di una certa quantità di tempo ed energia, ma ci sta impiegando/sta consumando più del previsto, qualche componente è usurato e/o sta "lavorando male", oppure l'operatore ha impostato in maniera errata i parametri di funzionamento della macchina in modo tale da non ottimizzare tempo e consumi. Se il modello analitico verrà ampliato per ottenere i profili temporali di un maggior numero di grandezze fisiche, sarà possibile determinare anche quale componente stia lavorando male (per usura, per errate impostazioni di lavoro);
- Come *supporto a studi di manutenzione predittiva e preventiva*;
- Per *attività di prototipazione virtuale*.

È ormai pratica sempre più comune, nell'ambito della progettazione meccanica, l'avvalersi di programmi di simulazione che, in un ambiente di prototipazione virtuale, permettono l'analisi anticipata delle prestazioni della macchina in lavorazione. Con questi strumenti di simulazione si ha la possibilità di valutare il comportamento della macchina nel momento in cui questa viene inserita in un sistema integrato di produzione, nelle sue reali condizioni operative. Permettono inoltre di effettuare analisi più approfondite di alcuni componenti critici o di alcuni aspetti delicati del suo funzionamento, come per esempio l'analisi modale del sistema, piuttosto che lo studio della dinamica di un sottosistema di movimentazione, o l'analisi strutturale di una parte soggetta nel tempo a forte usura ecc.

Le informazioni provenienti da questi sistemi di simulazione potrebbero essere utilizzate anche come supporto allo studio della manutenzione delle macchine, oltre che del loro funzionamento, creando dei modelli che permettano di ottimizzare i processi della singola macchina e di identificare la necessità di interventi manutentivi, considerando le sue caratteristiche intrinseche e quelle del ciclo di produzione nella quale è inserita.

L'ottimizzazione dei processi di manutenzione dei macchinari sta vivendo una forte evoluzione nel nome dell'Industria 4.0, movimento che sta portando alla nascita di un sistema di produzione industriale del tutto automatizzato e interconnesso. Il moderno approccio alla manutenzione dei macchinari si basa su soluzioni proattive che permettano di risolvere i problemi prima che essi si manifestino, abbattendo i tassi di guasto e il conseguente aumento dei tempi di produzione. Ottimizzare le politiche di manutenzione, che influiscono direttamente sui tempi di fermo macchina e sui costi di produzione, garantisce ad un'azienda un'elevata competitività in termini di costi e qualità, fattore di importanza cruciale all'interno del panorama economico attuale. È da queste premesse che si capisce come lo sviluppo di sistemi di simulazione integrati e profondi rivestirà un ruolo di importanza sempre maggiore nelle fasi di progettazione, assistenza, manutenzione e sviluppo dei macchinari industriali.

L'obiettivo dell'azienda con questo studio non è quello di ottenere un modello che permetta di riprodurre fedelmente il comportamento dinamico della macchina in tutte le sue possibili condizioni operative, quanto piuttosto quello di prendere confidenza con la simulazione di una macchina complessa, identificando una metodologia di analisi che permetta di realizzare una modellazione "di base", inevitabilmente soggetta a dei limiti, che costituirà il punto di partenza per ulteriori studi di approfondimento.

A questo scopo, si è deciso di "scomporre" la macchina in più moduli, ognuno rappresentante una specifica funzione del ciclo di lavorazione:

- Modulo di stoccaggio (1);
- Modulo di raddrizzatura (2);
- Modulo di traino (3);
- Modulo di taglio (4);
- Modulo di piega (5).

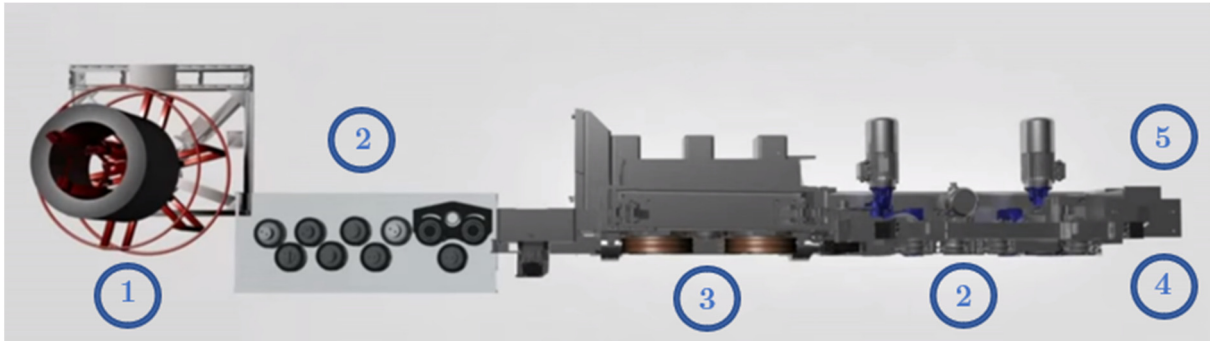


Figura 1-1 - PRIMA 13, modello CAD in vista dall'alto con i diversi moduli

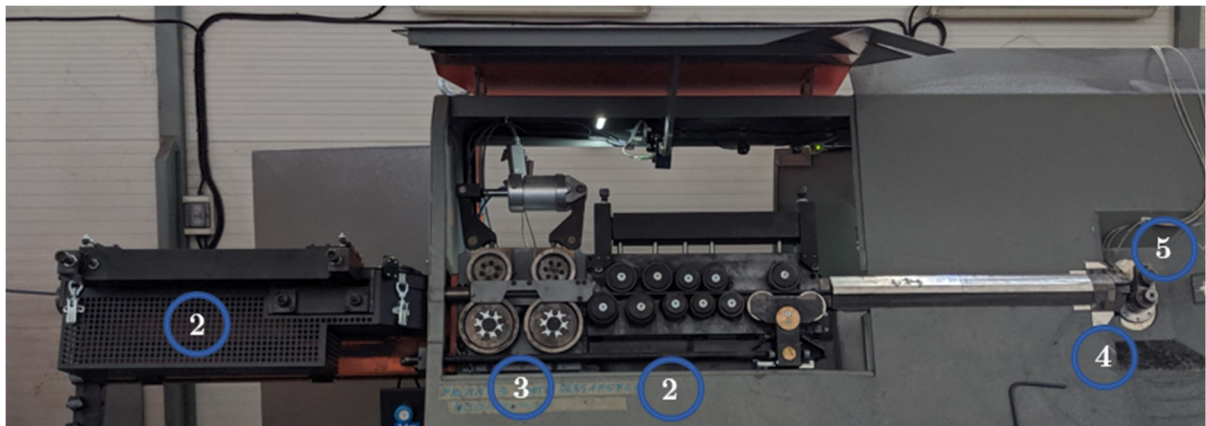


Figura 1-2 - PRIMA 13, macchina in vista frontale con i diversi gruppi funzionali



Figura 1-3 - PRIMA 13, dettaglio sul modulo di stoccaggio

Al fine di limitare le variabili in gioco, l'analisi è stata limitata ad un'unica tipologia di tondino di acciaio, realizzato in B450C con un diametro di 8 mm.

Ogni modulo è stato analizzato tramite una metodologia differente. Per il modulo di traino ed il modulo di stoccaggio sono stati realizzati dei modelli fisici e matematici del comportamento dinamico. Il comportamento dei moduli di raddrizzatura, piega e taglio è stato invece modellato a partire dai dati acquisiti da prove sperimentali, svolte in diverse condizioni operative e su differenti lotti di produzione. I modelli così realizzati sono stati poi integrati tra di loro tramite l'utilizzo di MATLAB e Simulink.

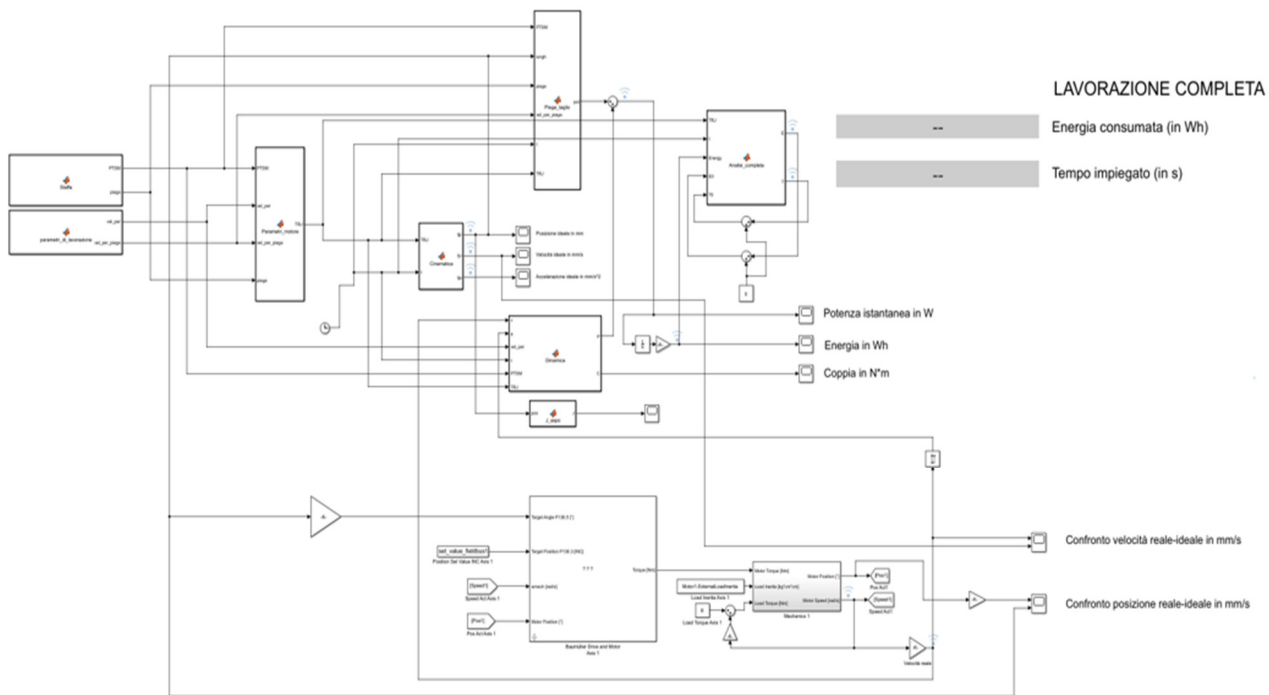


Figura 1-4 - Modello completo in ambiente Simulink

Il modello completo così ottenuto permette di stimare, entro certi limiti, e noti tutti i parametri caratteristici della macchina, l'energia ed il tempo necessari alla realizzazione di un certo lotto di produzione in determinate condizioni di lavorazione.

## 2 DESCRIZIONE DELLA STAFFATRICE

La macchina oggetto di studio di questa tesi è la *PRIMA 13*, staffatrice automatica bi-direzionale da rotolo che permette di realizzare staffe e barre tagliate a misura utilizzando un unico ferro di diametro massimo 13 mm, oppure due ferri contemporaneamente di diametro massimo 10 mm. È azionata da servomotori elettrici digitali, presenta un sistema di raddrizzatura con visualizzazione elettronica di quota e regolazione indipendente sui 2 tondini tramite bilancini, il taglio avviene con un motore brushless, è dotata di tele-assistenza. Esiste anche in versione 3D, che consente di produrre pezzi tridimensionali.



Figura 2-1 - PRIMA 13

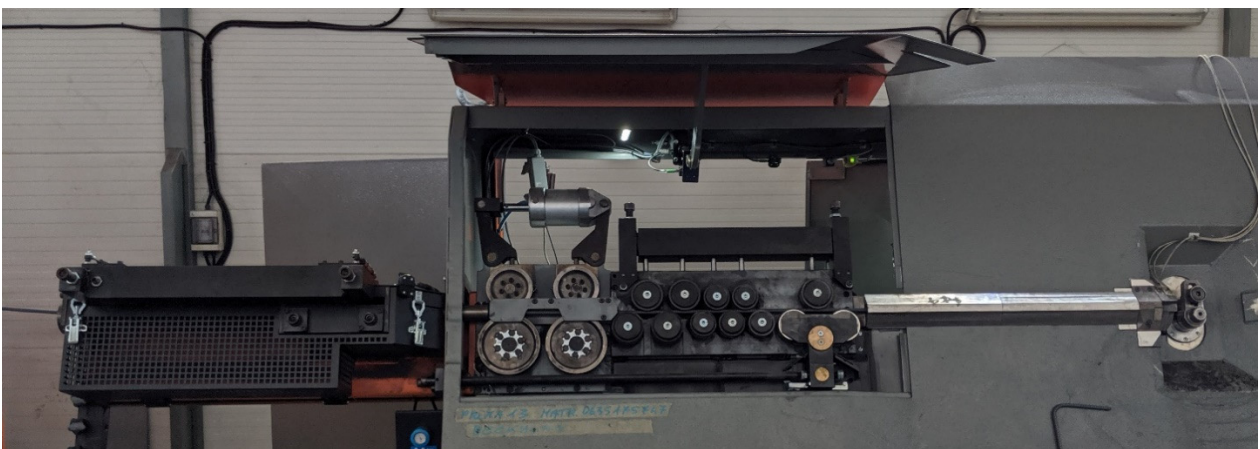


Figura 2-2 - PRIMA 13, dettaglio sulla zona di lavorazione "aperta"

Il controllo di questa macchina è affidato a un controllo numerico o PLC industriale e l'ingresso dei dati è facilitato da un monitor.

Il tondino di acciaio viene stoccato sotto forma di bobine in una serie di aspi svolgitori non motorizzati, dotati di un freno idraulico.



*Figura 2-3 - Aspo svolgitore vuoto*



*Figura 2-4 - Aspo svolgitore pieno*

Una volta programmati i dati relativi alla staffa da realizzare, la staffatrice automatica avanza il ferro attraverso gli organi di raddrizzatura, costituiti da una serie di ruote contrapposte, regolabili manualmente in relazione al diametro del ferro da lavorare.



*Figura 2-5 - Organo di raddrizzatura*

Per l'azionamento degli organi della staffatrice automatica si utilizzano servomotori elettrici digitali. L'avanzamento del ferro è ottenuto tramite due ruote di traino (1), mantenute in forte aderenza sul tondino di ferro tramite altre due ruote di pressione (2) sulle quali agisce un pistone idraulico (3). È presente un encoder, collegato alla parte posteriore di una ruota di pressione, al fine di controllare l'esatta lunghezza dei lati della staffa.

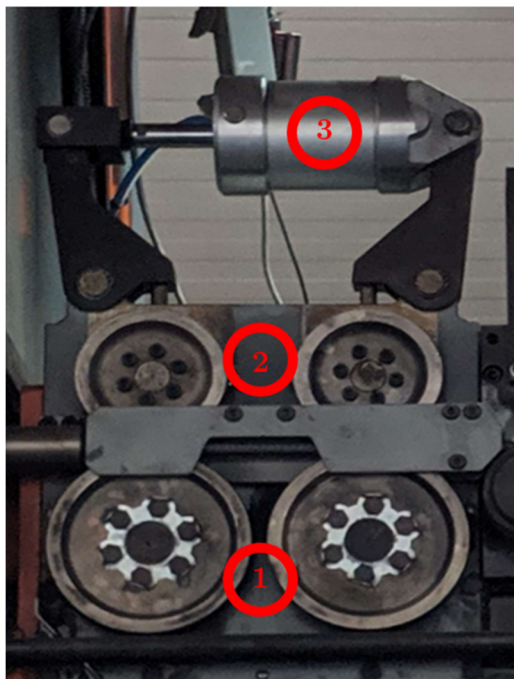


Figura 2-6 - Modulo di traino

Una volta avanzato il ferro della lunghezza desiderata, esso viene piegato da un organo di piega, generalmente costituito da un perno periferico (1) e da un mandrino centrale (2).

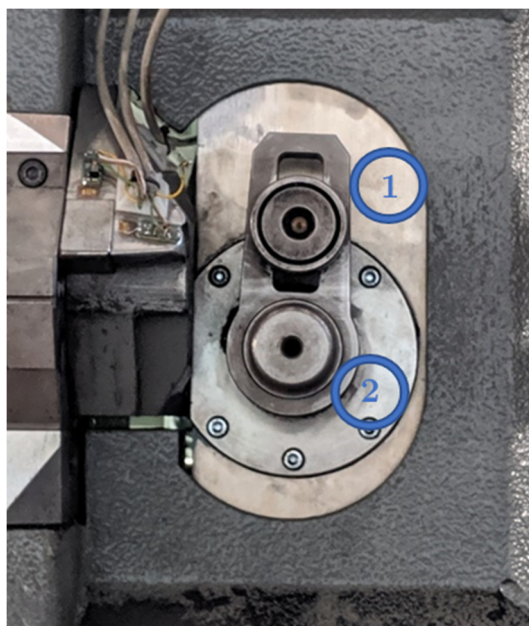


Figura 2-7 - Modulo di piega



Il mandrino centrale è sostituibile in funzione del raggio di piegatura desiderato che varia con il diametro del ferro in lavorazione. La sequenza di avanzamenti e piegature determina la dimensione e la forma della staffa; una volta terminata essa viene tagliata, cioè separata dal tondino in lavorazione. L'organo di taglio è localizzato nelle immediate vicinanze dell'organo di piega ed è costituito da una parte fissa, detta coltello fisso (**F**), solidale al corpo macchina, e da una parte mobile (**M**), che viene azionata da un motore elettrico in corrente continua.

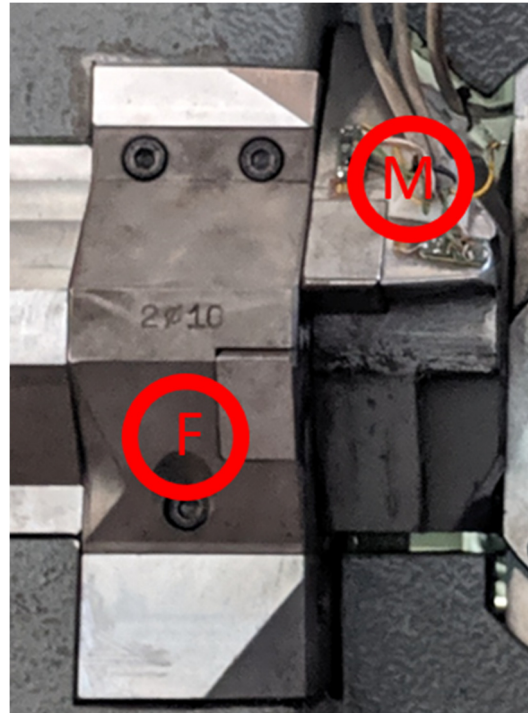


Figura 2-8 - Modulo di taglio

La macchina presenta le seguenti caratteristiche generali:

- Lavora ferro in bobine o *coils*;
- Lavorazione di un unico ferro con diametro  $4,2 \div 13$  mm;
- Lavorazione di due ferri contemporaneamente con diametro  $4,2 \div 10$  mm;
- Velocità di traino massima di 130 m/min;
- Velocità di piega massima di  $1650^\circ/s$ ;
- Consumo elettrico medio di 2 kWh.

## MATERIALE PER I TONDINI DI ACCIAIO: ACCIAIO DA COSTRUZIONE B450C

Per semplificare l'analisi, per non introdurre troppe variabili in gioco, ed anche per esigenze logistiche di organizzazione aziendale, limiteremo lo studio ad un unico tipo di materiale, l'acciaio da costruzione per cemento armato B450C, ed un unico diametro, 8 mm.

L'acciaio utilizzato viene definito acciaio strutturale, in quanto utilizzato come materiale da costruzione nel campo dell'ingegneria civile e adoperato nella realizzazione di:

- costruzioni metalliche: travi reticolari, tralicci, utilizzato come elemento strutturale portante;
- opere in calcestruzzo armato.

Dal momento in cui le sue caratteristiche, in particolare la resistenza meccanica, la duttilità, la fragilità, la resistenza fisico-chimica e la durabilità dell'acciaio, influenzano pesantemente il risultato ottenuto e dal momento in cui il settore di impiego presenta coefficienti di sicurezza e standard qualitativi estremamente elevati, questo materiale è strettamente normato e regolamentato in tutti i suoi aspetti dalle Norme Tecniche per le Costruzioni.

In particolare, le NTC 2008, in merito all'acciaio da cemento normale, prevedono le seguenti caratteristiche meccaniche minime:

- tensione di rottura non inferiore a  $540 \text{ N/mm}^2$ ;
- tensione di snervamento non inferiore a  $450 \text{ N/mm}^2$ ;
- allungamento totale a carico massimo non inferiore al 7,5%.

E le seguenti dimensioni del tondino utilizzabile nelle diverse applicazioni:

- **barre:** in acciaio tipo B450C ( $6 \text{ mm} \leq \text{diametro} \leq 40 \text{ mm}$ );
- **rotoli:** in acciaio tipo B450C ( $\text{diametro} \leq 16 \text{ mm}$ );
- **reti e tralicci elettrosaldati:** in acciaio tipo B450C ( $6 \text{ mm} \leq \text{diametro} \leq 16 \text{ mm}$ ).

### 3 OBIETTIVI DELLA SIMULAZIONE

**Lo scopo di questo studio sarà quello di realizzare un sistema di simulazione della *PRIMA 13*.**

Un sistema che, tramite l'utilizzo di modelli analitici, permetta di determinare il comportamento dinamico della staffatrice nelle diverse condizioni di utilizzo. Questo significa che il simulatore, dopo aver stabilito le condizioni operative e la tipologia e la quantità di oggetti che la macchina dovrà realizzare, sarà in grado di simulare il comportamento dei vari componenti della macchina reale durante tutta la lavorazione, ottenendo come risultato l'andamento nel tempo di una serie di determinate grandezze fisiche. Gli elementi che si desidera monitorare e ottenere possono essere i più disparati, in base alle esigenze e agli scopi di analisi per i quali può essere utilizzato un simulatore di questo tipo. Più il simulatore è dettagliato e ricco di modelli fisici, cinematici e dinamici accurati degli elementi che compongono la macchina, maggiore è il numero di informazioni che è possibile ricavare, maggiore è la complessità e lo sforzo computazionale richiesta all'elaborazione dei dati.

In questo progetto di tesi, non potremo e non saremo in grado di scendere troppo nel dettaglio della simulazione del comportamento della macchina reale. L'obiettivo sarà quello di realizzare una modellazione "di base", inevitabilmente soggetta a dei limiti, che costituirà il punto di partenza per ulteriori studi di approfondimento.

Si è quindi scelto di monitorare, attraverso il modello dinamico della macchina, le lavorazioni da essa effettuate, ovvero la piegatura e il taglio di barre d'acciaio. In questo contesto, *due delle grandezze fisiche più importanti e caratterizzanti della macchina risultano essere il tempo impiegato e l'energia consumata per la realizzazione di un determinato lotto di produzione.*

**Il simulatore della staffatrice dovrà quindi stimare, per un determinato lotto di produzione, in determinate condizioni di lavorazione, il tempo e l'energia necessari alla sua realizzazione.** Nella figura seguente viene rappresentato il simulatore della staffatrice come un modello black-box, in cui sono indicati i dati di input e output della simulazione.



Figura 3-1 - Modello black box della staffatrice

## INPUT

- CARATTERISTICHE DELLA STAFFA DA REALIZZARE
  - Forma e dimensioni;
    - Numero di lati;
    - Lunghezza dei lati;
    - Angoli presenti tra i diversi lati.
  - Tondino impiegato;
    - Materiale utilizzato: B450C oppure B450A. Le caratteristiche meccaniche specifiche della bobina impiegata possono variare in base a tanti fattori e alle diverse esigenze. Le norme tecniche NTC 2008 definiscono solamente i valori minimi che tali materiali devono rispettare;
    - Dimensioni del tondino;
    - Tipo di nervatura presente sul tondino. Il nostro modello non terrà conto di questo elemento, che però ha influenza sul comportamento della macchina. Studi specifici potrebbero in futuro determinare l'influenza di tale elemento sui vari aspetti della macchina.
- PARAMETRI DELLA LAVORAZIONE
  - Velocità di traino;
  - Velocità di piega;
  - Correzione della piega: ha lo scopo di contrastare il fenomeno del ritorno elastico del tondino di acciaio piegando più di quanto definito nelle caratteristiche della staffa, in quanto in tale macchinario questo effetto non viene compensato via software ma deve essere corretto manualmente tramite la console di comando dall'operatore della staffatrice.
- BOBINA IMPIEGATA
  - Le dimensioni della bobina presente nell'aspo svolgitore (quantità di filo avvolto, diametro, materiale impiegato) influenzano notevolmente le prestazioni della macchina. Il peso di tale bobina influenza il momento di inerzia di massa dell'aspo e l'energia dissipata per attrito nei cuscinetti che ne permettono la rotazione.
- PROPRIETÀ ELETTRICO-MECCANICHE DELLA STAFFATRICE
  - Caratteristiche dei motori che alimentano i moduli di traino, piega e taglio;
  - Caratteristiche del pistone di pressione che permette l'avanzamento del tondino;
  - Proprietà fisiche e geometriche degli elementi principali della macchina

## OUTPUT

- ENERGIA CONSUMATA
  - L'energia consumata dall'intero processo di lavorazione viene ottenuta a partire dalla potenza richiesta dai vari elementi della macchina nelle diverse fasi della lavorazione (traino, piega e taglio).
- TEMPO DI COMPLETAMENTO DELLA LAVORAZIONE

Il simulatore permette anche di ottenere il profilo di potenza assorbita nel tempo dalla staffatrice, ma dal momento in cui non tutti i moduli della macchina sono stati simulati tramite dei modelli fisici, tale profilo non può essere paragonato con quello reale.

## 4 IDENTIFICAZIONE MODULI DELLA STAFFATRICE

Per creare il modello completo della macchina, è opportuno suddividerla in un certo numero di moduli, ognuno corrispondente ad una determinata azione svolta, in modo tale da realizzare per ciascuno di essi un modello singolo, semplificando l'analisi e i calcoli da effettuare. Ciascun modulo sarà costituito da un certo numero di elementi. I modelli dei singoli moduli saranno poi combinati per ottenere il modello completo della macchina reale. L'unione dei vari modelli e la loro implementazione nel simulatore completo sarà realizzata in Simulink, ambiente software per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici, strettamente integrato con MATLAB.

La realizzazione dei modelli dei singoli moduli e dei loro componenti potrà seguire diverse strade, in base allo specifico caso in analisi. I modelli potranno essere ottenuti per via matematica, oppure ricavati tramite l'analisi di prove sperimentali sul comportamento del singolo componente.

La macchina oggetto di studio, la *PRIMA 13*, è composta da cinque moduli comprendenti ognuno un certo numero di componenti, ognuno dei quali è responsabile di una determinata azione del ciclo di lavorazione.

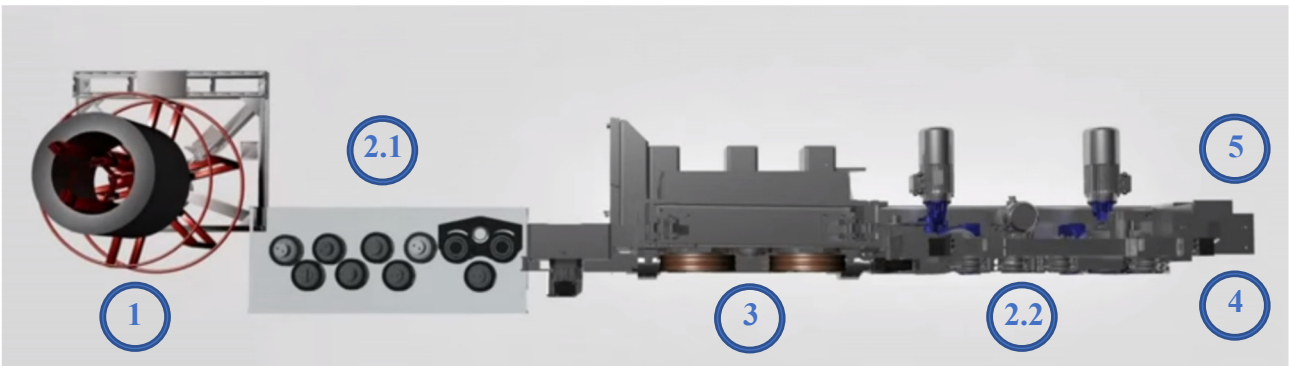


Figura 4-1 - PRIMA 13, modello CAD in vista dall'alto con i diversi moduli

I moduli in cui abbiamo suddiviso la staffatrice sono:

- Modulo di stoccaggio (1);
- Modulo di raddrizzatura (2.1 e 2.2);
- Modulo di traino (3);
- Modulo di taglio (4);
- Modulo di piega (5).

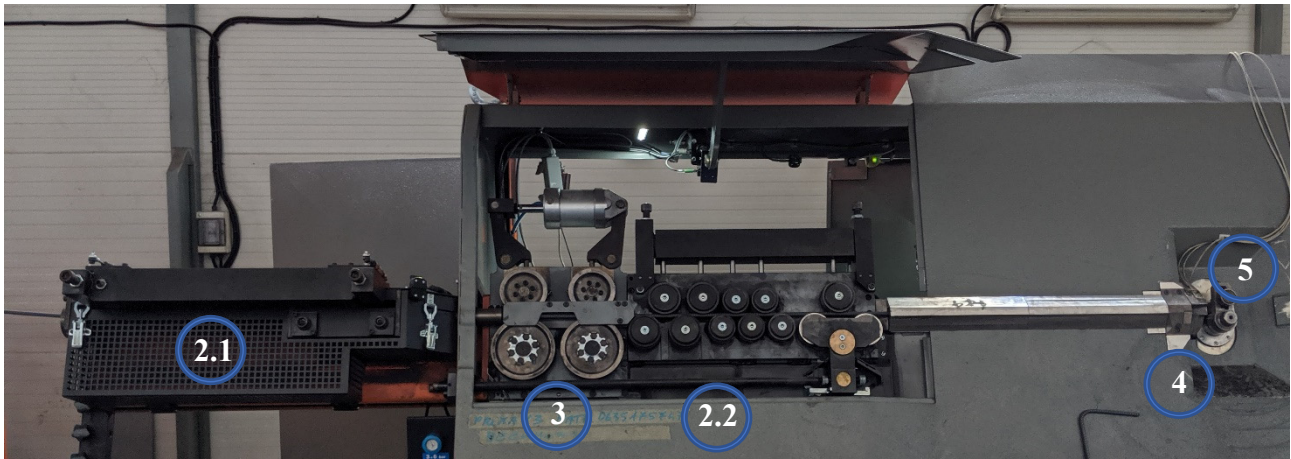


Figura 4-2 - PRIMA 13, macchina in vista frontale con i diversi gruppi funzionali



Figura 4-3 - Aspo vuoto



Figura 4-4 - Aspo pieno

Gli elementi che compongono i diversi moduli, che saranno analizzati nello specifico ognuno nel proprio capitolo, sono i seguenti:

- Modulo di stoccaggio (1)
  - Bobina di tondino avvolto
  - Aspo svolgitore per di stoccaggio del tondino
  - Connessione a basamento fisso tramite due cuscinetti a rulli conici
- Modulo di raddrizzatura (2)
  - Raddrizzatore esterno disposto orizzontalmente (2.1)
  - Raddrizzatore interno disposto verticalmente (2.2)

- Modulo di traino (3)
  - 2 ruote di pressione superiori azionate da un pistone idraulico
  - 2 ruote di traino inferiori, una è collegata direttamente al riduttore, l'altra è collegata alla ruota precedente tramite una catena silenziosa
  - Encoder
  - Pistone idraulico
  - Motore elettrico sincrono trifase a magneti permanenti
  - Riduttore epicicloidale a doppio stadio
- Modulo di taglio (4)
  - Coltello fisso
  - Coltello mobile
  - Motore elettrico in corrente continua
  - Riduttore
- Modulo di piega (5)
  - Mandrino centrale
  - Perno periferico
  - Braccio per il montaggio di perno e mandrino
  - Due servomotori elettrici (uno comanda il moto in-out del gruppo di piega, l'altro il moto up-down).

Il modulo di traino è stato analizzato e simulato tramite un modello fisico e matematico che ne ha descritto la cinematica e la dinamica.

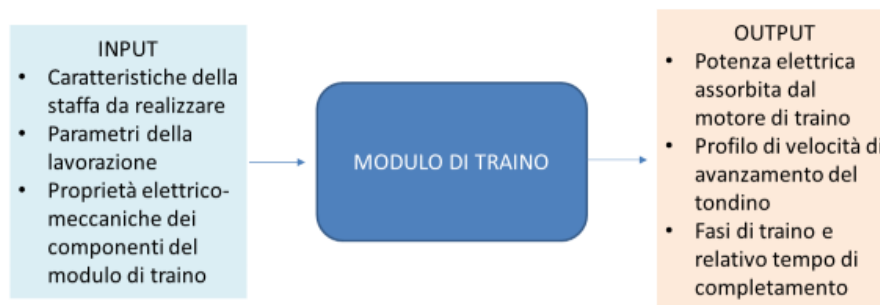


Figura 4-5 - Modello black box del modulo di traino

Il limite principale del modello ottenuto risiede nella stima del contributo di potenza dissipata dal motoriduttore di traino, per il quale non è stato possibile effettuare delle prove sperimentali specifiche su banco prova.

Il modulo di stoccaggio è stato analizzato tramite un modello matematico che, a partire dalle caratteristiche fisiche di struttura rotante e bobina presente, determina l'inerzia di massa del sistema,



che diminuirà con il procedere delle lavorazioni a causa dello svolgimento della bobina stessa. Tale inerzia determina una variazione di energia cinetica di rotazione, il che significa che nelle fasi di transitorio il motore di traino deve erogare potenza per bilanciare tale variazione di energia. Si è inoltre considerata la potenza dissipata dai cuscinetti che permettono la rotazione dell'aspo, dipendente dalla velocità di rotazione e dal peso della struttura e della bobina che devono sostenere.

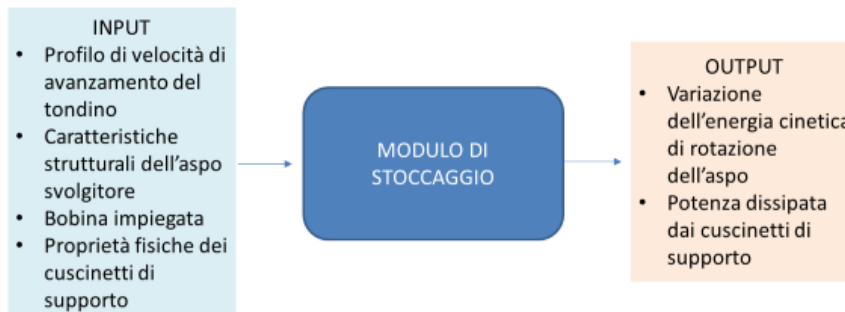


Figura 4-6 - Modello black box del modulo di stoccaggio

Il limite del modello così ottenuto risiede nella definizione della velocità di rotazione dell'aspo, necessaria per ottenere gli output del modello. Infatti, non essendo l'aspo motorizzato, ma venendo messo in rotazione in seguito al traino del tondino, la sua rotazione non è sincronizzata con l'avanzamento lineare del tondino. Il suo moto, in queste condizioni, è caratterizzato da continui strattoni e rallentamenti, che non seguono il profilo di velocità di avanzamento del tondino. Tale fenomeno acquisisce maggior importanza a velocità di traino elevate. Si vedrà infatti come il modello così ottenuto non permetterà di restituire valori di output veritieri ad elevate velocità di traino. Studi futuri sulla cinematica della rotazione dell'aspo permetteranno di poter espandere l'applicabilità del modello ad un range di velocità più ampio.

Il modulo di raddrizzatura è stato analizzato sperimentalmente. Il contributo di potenza richiesta al motore per vincerne l'azione resistente è stato determinato dall'analisi di diverse prove sperimentali realizzate in molteplici condizioni.



Figura 4-7 - Modello black box del modulo di raddrizzatura

Il limite di tale modello risiede nel fatto che esso è limitato all'analisi di un unico tipo di tondino, ovvero di quello utilizzato nelle prove sperimentali, un B450C di diametro 8 mm. Per far sì che il modello restituisca un valore di potenza differente per ogni tondino impiegato, bisognerebbe ripetere le prove sperimentali utilizzando tondini differenti.

Gli output di questi tre moduli confluiscono nel definire la potenza elettrica totale richiesta dal motore di traino per affrontare le diverse fasi di traino necessarie alla realizzazione del lotto di produzione scelto. Integrando tale valore di potenza per il tempo necessario al completamento delle fasi di traino, definite grazie all'analisi cinematica svolta nella modellizzazione del modulo di traino, si ottiene il valore di energia assorbita dal sistema durante le fasi di traino.

Entrambi i moduli di piega e taglio sono stati modellizzati tramite i dati acquisiti da una serie di prove sperimentali, svolte in diverse condizioni. In questo modo si è potuto definire il comportamento di tali moduli al variare delle caratteristiche della staffa da realizzare e dei parametri di lavorazione. Come per il modulo di raddrizzatura, anche in questo caso l'analisi è limitata ad un unico tipo di tondino, ovvero quello utilizzato nelle prove sperimentali, un B450C di diametro 8 mm. Per far sì che il modello restituisca un valore di potenza differente per ogni tondino impiegato, bisognerebbe ripetere le prove sperimentali utilizzando tondini differenti.



Figura 4-8 - Modello black box del modulo di piega



Figura 4-9 - Modello black box del modulo di taglio

I modelli dei singoli moduli così ottenuti sono stati integrati tramite MATLAB e Simulink. Così facendo si è ottenuto il modello completo della staffatrice, che in base ai dati di input da noi forniti,

permette di identificare la corretta sequenza di traini, pieghe e tagli, considerando per ogni lavorazione il corretto valore di potenza assorbita dal sistema, determinando quindi l'energia ed il tempo necessari al completamento della lavorazione.

#### ORDINE DI ANALISI DEI MODULI DELLA STAFFATRICE

Verrà per primo analizzato il modulo di traino, che sta alla base del funzionamento della macchina e del nostro simulatore. È il modulo più complesso, dal momento in cui esso è strettamente legato al comportamento degli aspi e del sistema di raddrizzatura. I moduli di piega e di taglio possono essere visti come gruppi a sé stante, non influenzati dal comportamento degli elementi che li circondano, e verranno analizzati successivamente. Una volta analizzati tutti i moduli ed i relativi componenti, importeremo i modelli ottenuti in ambiente MATLAB e li integreremo l'uno con l'altro, ottenendo il modello della macchina completa, tramite Simulink. Tale modello verrà analizzato e validato tramite lo svolgimento di un importante numero di prove sperimentali, svolte in diverse condizioni al fine di analizzare il maggior numero possibile di scenari di utilizzo del macchinario.



Figura 4-10 - Modello black box della staffatrice

## 5 ANALISI DEL MODULO DI TRAINO

La macchina analizzata, una staffatrice, esegue una lavorazione caratterizzata da tre fasi principali: traino, piega e taglio. Oltre a queste tre fasi principali, vi sono altre due “fasi” che la macchina deve compiere per realizzare un prodotto completo e sostenere un certo ciclo di lavorazione. Sono le “fasi” di raddrizzatura e stoccaggio del tondino. Si è quindi pensato di suddividere il macchinario in 5 moduli distinti, ognuno dei quali è indirizzato allo svolgimento di una specifica funzione: il modulo di traino, il modulo di raddrizzatura, il modulo di stoccaggio, il modulo di taglio ed infine il modulo di piega. Ognuno di questi moduli verrà analizzato singolarmente, dopodiché verranno integrati in un sistema unico a costituire il modello completo della macchina.

Il primo modulo che sarà analizzato sarà quello di traino, considerando la realizzazione di pezzi rettilinei. Verranno poi analizzati i moduli di raddrizzatura e stoccaggio, che influenzano direttamente l’energia necessaria al motore di traino per garantire un determinato avanzamento del tondino. Verrà poi analizzato il modulo di taglio, il cui modello non è influenzato dal tipo di staffa che si è realizzata, ma solo dal tondino impiegato. Sarà poi studiato il modulo di piega, introducendo nell’analisi la realizzazione di staffe piegate. Infine, i cinque moduli saranno integrati tra di loro, dovendo andare a definire le relazioni che influenzano i loro comportamenti reciproci. In particolar modo, dovranno essere definiti i tempi di pausa tra le varie fasi di traino nel caso in cui vengano realizzate staffe piegate. Tali tempi di pausa saranno funzione degli angoli da realizzare e della velocità di piega impostata per realizzare tali angoli.

## 5.1 Componenti del modulo di traino

Il modulo di traino è la parte del sistema di traino che si occupa dell'avanzamento del tondino all'interno della macchina stessa. L'avanzamento del ferro è ottenuto tramite due ruote di traino, mantenute in forte aderenza sul tondino di ferro tramite altre due ruote sulle quali agisce un pistone idraulico. Il ferro, spinto dalle ruote di traino, mette in movimento una ruota di misurazione, collegata ad un encoder, al fine di controllare l'esatta lunghezza dei lati della staffa.

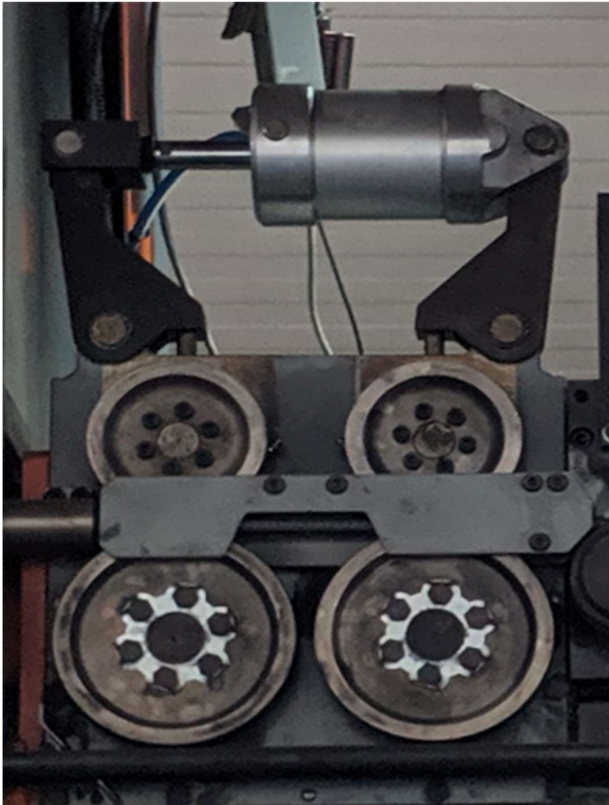


Figura 5-1 - Modulo di traino –fronte

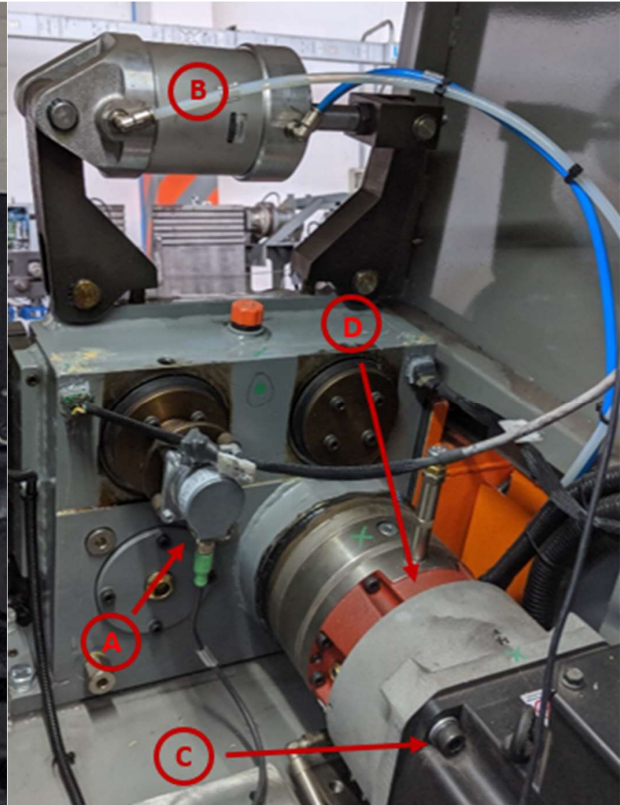


Figura 5-2 - Modulo di traino - Retro

I componenti che fanno parte del modulo di traino sono i seguenti:

- 2 ruote di pressione superiori azionate da un pistone idraulico
- 2 ruote di traino inferiori, una è collegata direttamente al riduttore, l'altra è collegata alla ruota precedente tramite una catena silenziosa
- Encoder **(A)**
- Pistone idraulico **(B)**
- Motore elettrico sincrono trifase a magneti permanenti **(C)**
- Riduttore epicicloidale a doppio stadio **(D)**

## 5.1.1 Motore

Il motore che aziona il modulo di traino, imprimendo la rotazione alle ruote di traino e permettendo quindi l'avanzamento del tondino è, nel nostro caso specifico un **motore elettrico sincrono trifase a magneti permanenti**, prodotto dall'azienda tedesca Baumüller. Si tratta di un DSP1-100MO64U-40-54 dotato delle seguenti caratteristiche:

### DSP1-100..64U-....-A/Z (Resolver. without fan)

3 AC 400 V mains voltage for converters with uncontrolled supply

Nom. speed	Motor type	Stand-still torque <sup>1)</sup>	Stand-still current <sup>1)</sup>	max. static torque	Max. static current	Rated output <sup>1)</sup>	Rated torque <sup>1)</sup>	Rated current <sup>1)</sup>	Voltage constant	Rated frequency	Rotor inertia (motor) <sup>2)</sup>	Weight <sup>3)</sup>
$n_N$ min <sup>-1</sup>		$M_0$ Nm	$I_0$ A	$M_{0,max}$ Nm	$I_{0,max}$ A	$P_N$ kW	$M_N$ Nm	$I_N$ A	$k_E/cold$ V/10001/min	$f_N$ Hz	$J$ kgcm <sup>2</sup>	$m$ kg
1000	DSP1-100LO64U-10-54	56	16.6	150	55	5.2	50	14.8	245	66.7	108	40.2
2000	DSP1-100LO64U-20-54	56	32.1	150	106	9.1	44	25	127	133.3	108	40.2
3000	DSP1-100MO64U-30-54	45	36.3	115	112	9.5	30	24.3	90	200	84	33
	DSP1-100LO64U-30-54	56	42.9	150	142	12	37	28.6	94.6	200	108	40.2
4000	DSP1-100KO64U-40-54	18	20.1	39	53	4.9	12	13.4	63.4	266.7	35.6	18.5
	DSP1-100SO64U-40-54	33	35	77	99	8.6	21	21.9	67.6	266.7	60	25.7
	DSP1-100MO64U-40-54	45	46	115	142	11	26	26.4	71	266.7	84	33
	DSP1-100LO64U-40-54	56	50	150	165	13	30	27.6	81.1	266.7	108	40.2
6000	DSP1-100KO64U-60-54	18	28.7	39	76	5.2	8.2	13.6	44.4	400	35.6	18.5
	DSP1-100SO64U-60-54	33	46.7	77	132	9	14	20.8	50.7	400	60	25.7
	DSP1-100MO64U-60-54	45	54	115	165	11	18	22	60.8	400	84	33

Figura 5-3 - Datasheet motore di traino

### DSP1-100MO64U-40-5

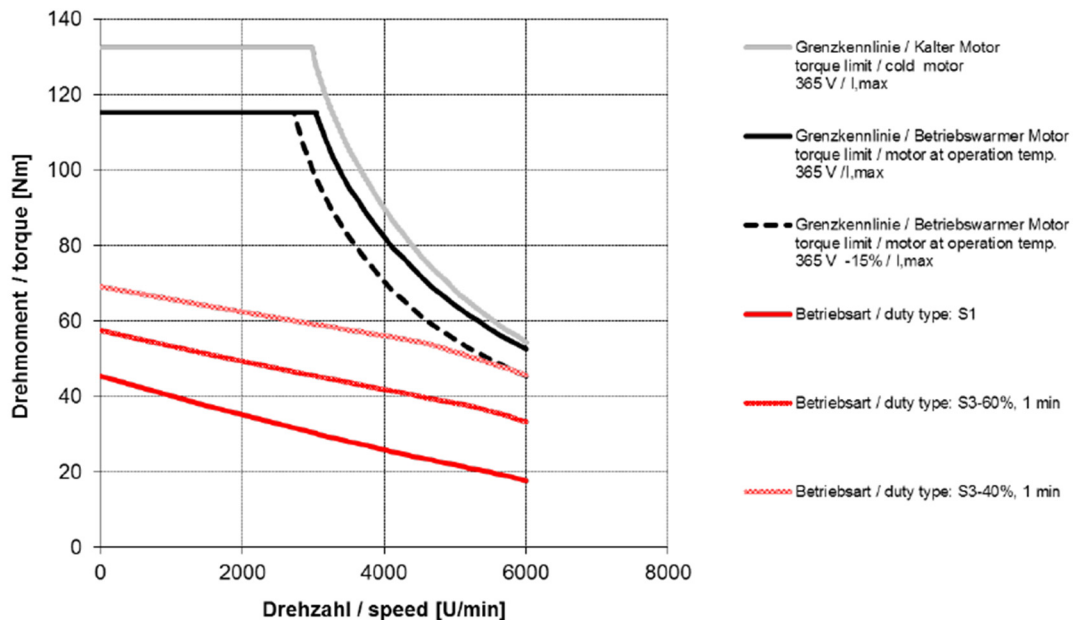


Figura 5-4 - Curva caratteristica motore di traino

Oltre alle caratteristiche specificate nella figura 2, tra le quali risultano essere di nostro particolare interesse:

- Potenza nominale in uscita = 11 kW;
- Coppia nominale in uscita = 26 Nm;
- Corrente nominale di alimentazione = 26,4 A;
- Costante di tensione ogni 1000 rpm = 71;
- Momento di inerzia del motore =  $8,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;

il motore è caratterizzato da:

- Velocità nominale 4000 rpm;
- Velocità massima 6000 rpm;

Il motore ha 8 poli ed è collegato ad una corrente di alimentazione trifase alla tensione di 400 V.



Figura 5-5 - Motore elettrico sincrono a magneti permanenti

Il rendimento del motore in condizioni nominali è pari al 85%. Per determinare tale valore, non essendo riportato tra i dati di targa del motore, si è sfruttata la costante di tensione riportata nel datasheet. La costante di tensione (anche chiamata costante di forza controelettromotrice)  $K'_e$  è la costante di proporzionalità (che dipende dai parametri costruttivi del motore) che lega la forza controelettromotrice alla velocità di rotazione del motore.

$$E = K'_e \cdot \omega \quad (5.1)$$

Dal momento in cui l'alimentazione è di tipo trifase, si fa riferimento alla tensione concatenata, ed il valore di riferimento della forza controelettromotrice viene indicato con  $U_e$ :

$$U_e = K_e \cdot \omega \quad (5.2)$$

Dove  $K_e = \sqrt{3} \cdot K'_e$  è il valore efficace della costante di tensione.

Strutturalmente, la costante di tensione è analoga alla ben più nota costante di coppia. La prima lega velocità e tensione, la seconda lega corrente e coppia.

Nel datasheet a nostra disposizione, il valore di  $K'_e$  è riferito ad  $\omega$  espressa in  $\frac{1}{1000}$  rpm.

$$U_e = K_e \cdot \omega \text{ con } \omega \text{ espressa in } \frac{1}{1000} \text{ rpm} = \text{valore efficace della tensione}$$

$$U_e = 1,73 \cdot 71 \cdot 4 = 491,32 \text{ V}$$

$$P_{el,N} = 491,32 \text{ V} \cdot 26,4 \text{ A} = 12970,848 \text{ W} = \text{potenza elettrica in ingresso nominale}$$

$$\eta = \frac{P_N}{P_{el,N}} = \frac{11000}{12970,848} = 0,848 \cong 85\% = \text{rendimento nominale}$$

Il controllo di questa macchina è affidato a un controllo numerico o PLC industriale e l'ingresso dei dati è facilitato da un monitor. Il motore risulta essere controllato in posizione.

### 5.1.2 Riduttore

Il motore è direttamente collegato ad un riduttore epicicloidale a doppio stadio, il quale è a sua volta collegato tramite un piccolo albero di trasmissione alla ruota principale di traino. Nel nostro caso specifico, si tratta di un riduttore prodotto dall'azienda italiana Reggiana Riduttori. Ha un rapporto di riduzione pari a 16,36, con un momento di inerzia riferito all'albero veloce di  $12,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  ed un rendimento nominale pari al 95%.

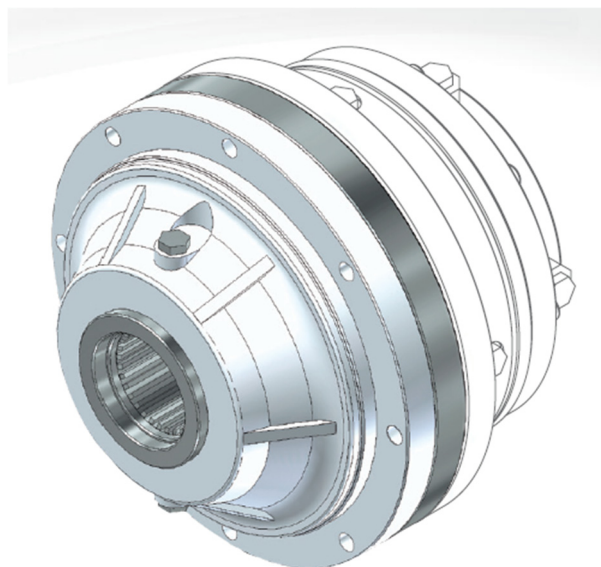


Figura 5-6 - Riduttore epicicloidale

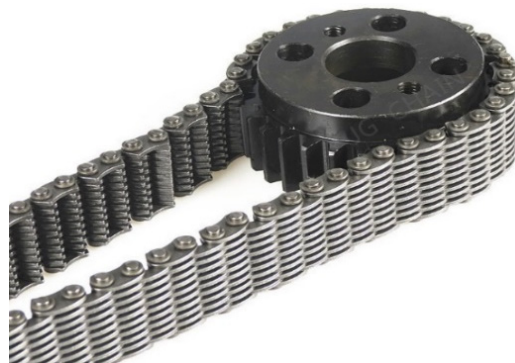


### 5.1.3 Elementi della trasmissione di potenza

Il riduttore epicicloidale è collegato, tramite un piccolo albero scanalato in cui è presente un incavo per linguetta, alla ruota di traino principale. Tramite una linguetta, viene collegata a questo piccolo albero anche una ruota dentata, necessaria per far ingranare la catena silenziosa che trasferisce il moto dalla ruota di traino principale alla ruota di traino accessoria, in modo tale che siano due le ruote disposte a trasferire il moto dal motore al tondino. Essendo tale albero di dimensioni molto ridotte, nella trattazione seguente sarà modellato come corpo rigido.



*Figura 5-7 - Albero scanalato*



*Figura 5-8 - Catena silenziosa*



*Figura 5-9 - Ruota di traino*

## 5.1.4 Ruote di traino, ruote di pressione, cilindro idraulico, cuscinetti

Nel modulo di traino l'avanzamento del ferro è ottenuto tramite due ruote di traino (1), mantenute in forte aderenza sul tondino di ferro tramite altre due ruote di pressione (2) sulle quali agisce un pistone idraulico (3). Espanderemo ora l'analisi anche a questi componenti, andando ad analizzare il modulo di traino nella sua interezza. L'analisi cinematica ha permesso di ottenere i valori di posizione, velocità e accelerazione reali (generati dallo specifico azionamento impiegato). Tali valori saranno utilizzati nell'analisi dinamica del modulo di traino.

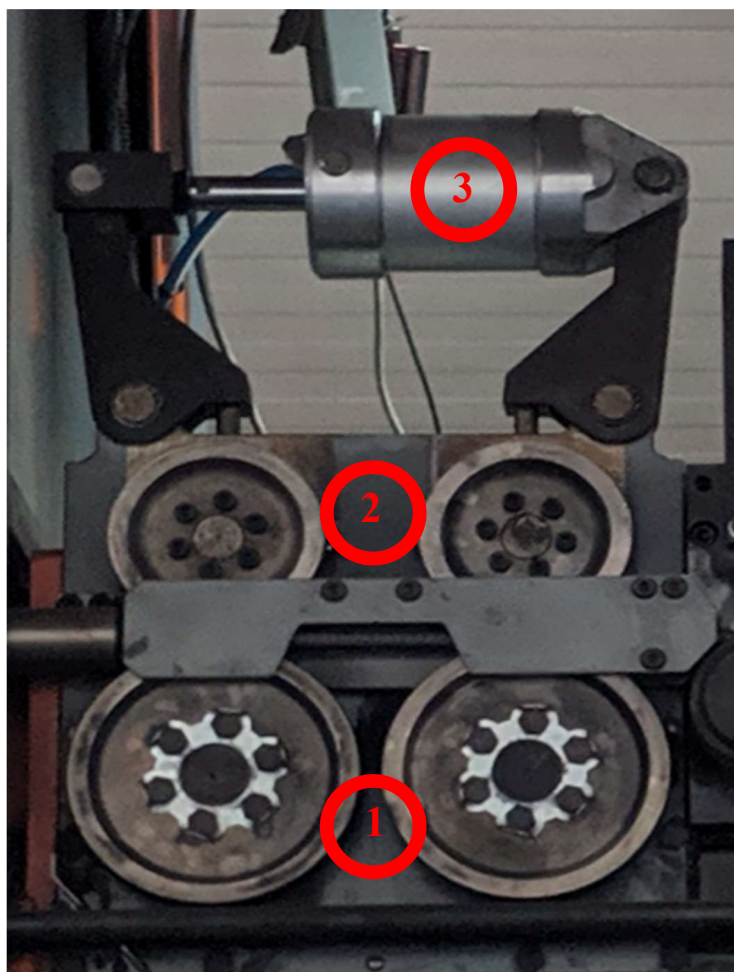


Figura 5-10 - Modulo di traino - fronte

### 5.1.4.1 Ruote di traino

Le due **ruote di traino** hanno un diametro esterno di 170 mm, ma essendo dotate di una profilatura per aumentare l'aderenza nei confronti del ferro, anch'esso nervato, il raggio che andremo a considerare sarà quello nel punto di contatto tra ruota e ferro, pari a 82,86 mm. Sono realizzate in acciaio Sverker 21 prodotto dalla ditta Uddeholm, un acciaio per utensili ad alta lega ideale per lavorazioni a medio ciclo in applicazioni che richiedono soprattutto un'elevata resistenza all'usura

abrasiva. Dal modello CAD della ruota reale, è possibile risalire alla massa  $m_t$  di 2,352 kg e al momento di inerzia  $J_t$  di  $1,09 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

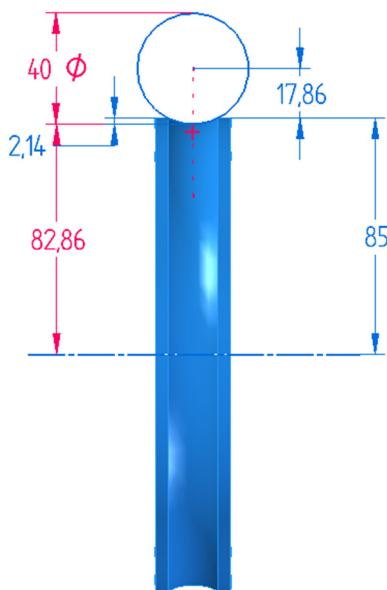


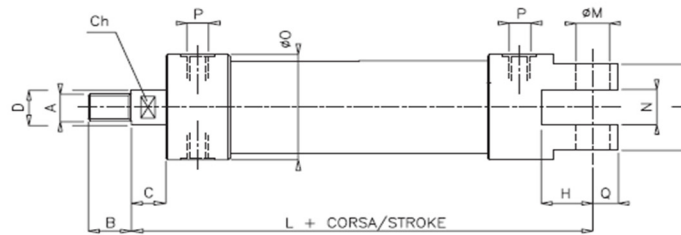
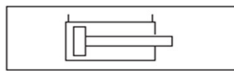
Figura 5-11 - Ruota di traino

#### 5.1.4.2 Ruote di pressione

Le due **ruote di pressione** hanno un diametro esterno di 127,3 mm. A differenza delle ruote di traino non sono dotate di una profilatura per aumentare l'aderenza nei confronti del ferro, il raggio che andremo a considerare sarà quindi pari a 63,65 mm. Sono anch'esse realizzate in acciaio Sverker 21 prodotto dalla ditta Uddeholm. Dal modello CAD della ruota reale, è possibile risalire alla massa  $m_p$  di 1,447 kg e al momento di inerzia  $J_p$  di  $3,98 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

#### 5.1.4.3 Pistone idraulico

Il **pistone idraulico** è realizzato dalla ditta italiana diottalevi. Si tratta di un pistone a doppio effetto fissato su entrambe le estremità ad un cinematismo che trasferisce la sua forza alle ruote di pressione. Data la particolare configurazione del sistema, per cui la forza di reazione esercitata dal pistone non si scarica in un ipotetico telaio, ma direttamente sul secondo braccio del cinematismo che porta alla seconda ruota di pressione, la forza trasferita dal pistone alle ruote è doppia. Le caratteristiche del pistone, che nel nostro caso ha un alesaggio di 100 mm, sono riportate nella seguente tabella:



Solo a doppio effetto  
Only double-acting

**FISSAGGIO CERNIERA POSTERIORE** serie ridotta codice. **301.04** Ø.corsa  
**REAR BRACKET FIXING** reduced series code. **301.04** Ø.stroke

ALESAGGIO BORE	A	B	Ch	C	D	H	I	L	ØM	N	ØO	P	Q
20	M 6x1	9	6	8	8	10	22	72	5	8	30	1/8"	6
27	M 8x1,25	12	8	8	10	18	25	75	6	9	35	1/8"	7
35	M 10x1,5	15	10	11	12	22	32	84	8	12	45	1/8"	9
40	M 10x1,5	15	10	12	12	23	40	90	10	18	50	1/8"	10
50	M 12x1,75	18	12	14	14	27	50	101	12	25	63	1/8"	13
60	M 14x2	21	15	17	18	28	58	110	14	26	73	1/4"	15
70	M 16x2	24	17	16	20	35	71	122	16	35	84	1/4"	16
85	M 18x2,5	27	19	19	22	35	77	128	18	40	100	1/4"	18
100	M 20x2,5	30	20	20	24	44	81	142	20	40	116	1/4"	21

Figura 5-12 - Caratteristiche pistone

È stato possibile identificare il tipo preciso di pistone impiegato tramite misurazioni effettuate sul modello CAD del pistone. Con riferimento alle quote di misura nell'immagine di cui sopra, abbiamo ottenuto i seguenti valori:

- $\text{ØO} = 116 \text{ mm}$ ;
- $H = 44 \text{ mm}$ ;
- $Q = 21 \text{ mm}$ ;

Per cui abbiamo potuto definire l'alesaggio in 100 mm e il diametro dello stelo in 24 mm. Dalla manualistica riguardante il pistone è possibile, conoscendo questi valori e sapendo che il pistone utilizzato lavora in trazione, determinare la forza da esso esercitata per 1 bar di pressione applicata. Il pistone viene solitamente impostato con una pressione fissa di 6 bar.

ALESAGGIO BORE	F per 1 bar in spinta (Kg.) F for 1 bar in thrust (Kg)	Ø stelo Ø piston rod	F per 1 bar in trazione (Kg.) F for 1 bar in traction (Kg)	Serie Series
<b>100</b>	78,5	N°2 20	72,2	326
		24	74	300
		25	73,5	320 - 380
		30	71,5	360 - 310
	77	35	68,9	341

Figura 5-13 - Forza esercitata dal pistone

La forza esercitata dal pistone sarà quindi pari a:

$$F = 74 \frac{\text{kg}}{\text{bar}} \cdot 6 \text{ bar} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 4351,2 \text{ N} \quad (5.3)$$

Il cinematismo che collega il pistone alle ruote di pressione viene rappresentato nella figura sottostante tramite il modello CAD.

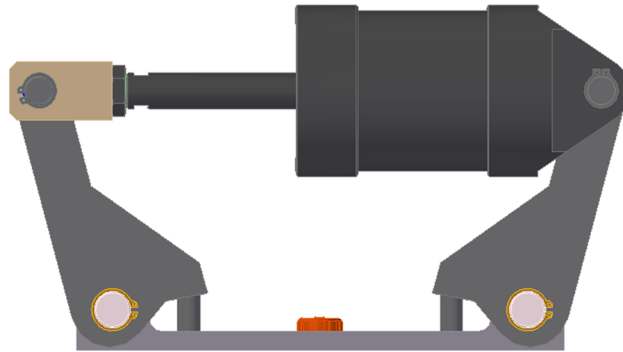


Figura 5-14 - Cinematismo pistone

Esso viene schematizzato come indicato nella figura sottostante.

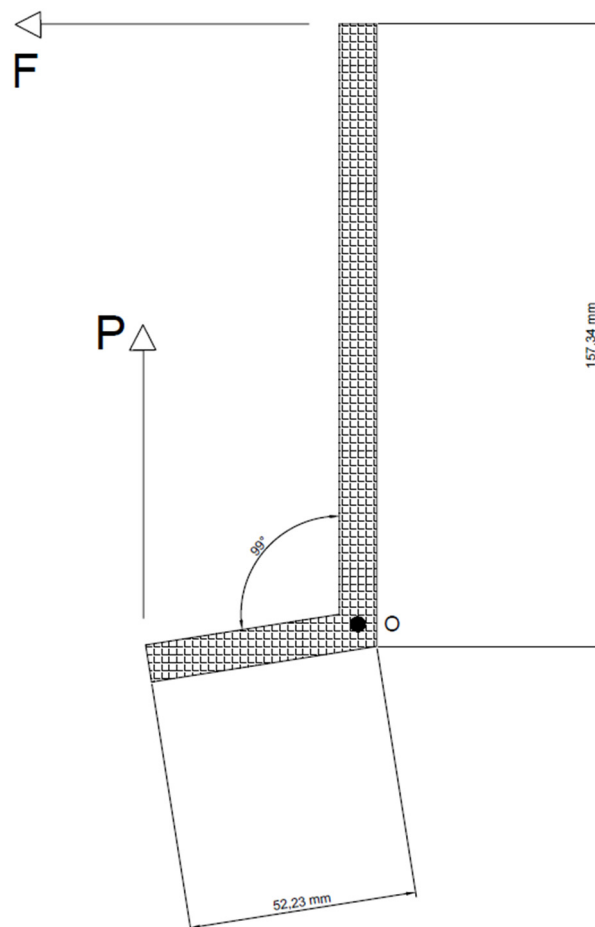


Figura 5-15 - Modello cinematismo pistone

Si considera solo una metà del cinematismo, dal momento in cui esso è simmetrico. In questo modo, con un semplice equilibrio dei momenti attorno al punto O, si ricava la forza di pressione P che si scarica su una singola ruota di pressione in seguito alla generazione di una forza di trazione F da parte del pistone. In figura è rappresentata la forza P che si scarica sull'asta del cinematismo. Per il principio di azione e reazione, la forza che si scarica sulla ruota di pressione sarà uguale in modulo e direzione, ma opposta in verso, rispetto a quella così determinata. Le misure e l'angolazione delle due aste del cinematismo sono state ricavate dall'analisi del modello CAD reale.

Dall'equilibrio alla rotazione attorno al punto O, essendo nullo il momento esterno applicato alla struttura, troviamo che:

$$P \cdot 52,23 \cdot \cos 9 - F \cdot 157,34 = 0 \quad (5.4)$$

Essendo  $F = 4351,2 \text{ N}$ , si ottiene che  $P = 13270,28 \text{ N}$ .

#### 5.1.4.4 Cuscinetti

Le due ruote di pressione sono montate ognuna su una coppia di cuscinetti, un **cuscinetto a rulli sferici** con diametro esterno  $D = 80 \text{ mm}$ , diametro interno  $d = 40 \text{ mm}$  e spessore  $B = 23 \text{ mm}$  nella parte anteriore ed un **cuscinetto radiale a doppia corona di sfere** nella parte posteriore con con diametro esterno  $D = 47 \text{ mm}$ , diametro interno  $d = 20 \text{ mm}$  e spessore  $B = 20,6 \text{ mm}$ .

Le ruote di traino sono invece montate ognuna su una coppia di cuscinetti, un **cuscinetto a rulli sferici** con con diametro esterno  $D = 90 \text{ mm}$ , diametro interno  $d = 50 \text{ mm}$  e spessore  $B = 23 \text{ mm}$  nella parte anteriore ed un **cuscinetto radiale a una corona di sfere** nella parte posteriore con con diametro esterno  $D = 85 \text{ mm}$ , diametro interno  $d = 45 \text{ mm}$  e spessore  $B = 19 \text{ mm}$ .



Figura 5-16 - Cuscinetto radiale a doppia corona di sfere



Figura 5-17 - Cuscinetto a rulli sferici



Figura 5-18 - Cuscinetto radiale a una corona di sfere

## 5.2 Analisi cinematica

La prima parte dello studio del modulo di traino riguarderà la sua cinematica. Siamo in presenza di un sistema ad 1 grado di libertà, che possiamo identificare nella traslazione in direzione orizzontale del tondino attraverso il modulo di traino. Il moto rotatorio si propaga dal motore, tramite riduttore e albero di trasmissione alla ruota di traino, che essendo a contatto forzato con il tondino lo fa avanzare con un moto rettilineo.

Sappiamo come il motore sia caratterizzato da dei valori predefiniti di velocità, accelerazione e strappo (definito come la derivata prima dell'accelerazione). Mentre il valore della velocità di traino sarà definito dall'operatore, attraverso la console di comando, in base alle esigenze di produzione, i valori di accelerazione e strappo saranno fissi.

Essendo il motore elettrico controllato in posizione, la prima cosa da fare sarà quella di ottenere un segnale di posizione di riferimento con la quale pilotare il motore, che ci restituirà un segnale di posizione reale dell'asse motore (e quindi di avanzamento rettilineo del tondino).

Definiamo innanzitutto i valori di velocità, accelerazione e strappo massimo del motore

### VELOCITÀ MASSIMA

$$v_{max} = 4000 \text{ rpm} \quad (5.5)$$

Il motore, tramite PLC, è stato impostato per ruotare, al massimo, a tale velocità massima. La macchina è impostata per funzionare alla velocità di traino massima di 4000 rpm, che rappresenta tra l'altro anche la velocità nominale del motore, alla quale esso può lavorare continuamente senza danneggiarsi.

### ACCELERAZIONE MASSIMA

$$a_{max} = 54,585 \cdot v_{traino} + 101,15 \text{ rad/s}^2 \quad (5.6)$$

Dove  $v_{traino}$  è la velocità di traino impostata tramite console, espressa come % della  $v_{max}$ .

Si è visto, svolgendo numerose prove sperimentali, come il valore di accelerazione massima del motore variasse al variare della velocità di traino impostata. Si è quindi misurata l'accelerazione rilevata nelle singole prove sperimentali, e si sono graficati i valori ottenuti relazionandoli con le velocità di traino alle quali si sono svolte le rispettive prove.

% della $v_{max}$	Accelerazione del motore in $rad/s^2$
8	534,7420047
11	709,0061492
15	882,9666064
20	1196,103807
40	2320,041042
50	2892,260153
60	3308,192359

Tabella 5-1 - Variazione dell'accelerazione massima con la velocità di traino

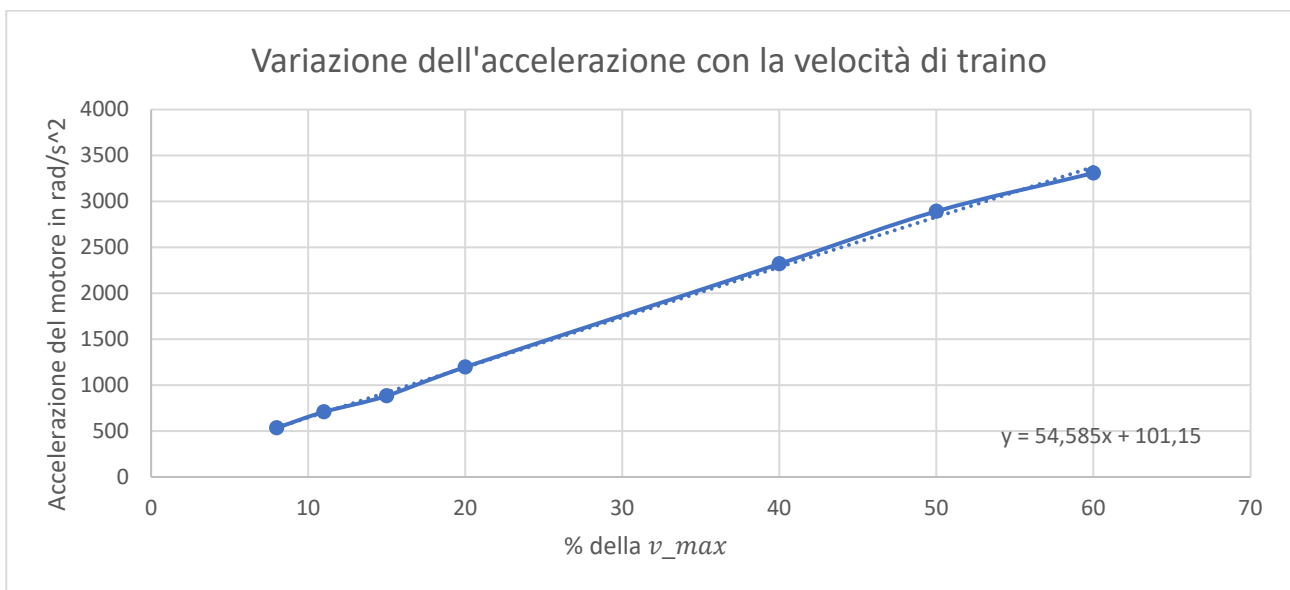


Figura 5-17 - Relazione tra accelerazione massima e velocità di traino

Essendo la dipendenza pressoché lineare, si è deciso di rappresentarla tramite una linea di tendenza lineare, la cui equazione è esplicitata sul grafico.

Tale accelerazione verrà espressa in  $mm/s^2$  tramite la seguente relazione:

$$a_{max} \text{ in } rad/s^2 \cdot \frac{1}{16,36} \cdot \frac{2}{169} = a_{max} \text{ in } mm/s^2 \quad (5.7)$$

Dove  $\frac{169}{2}$  è il raggio della ruota di traino.



## STRAPPO MASSIMO

$$j_{max} = 4 \cdot 10^6 \text{ mm/s}^3 \quad (5.8)$$

Tale valore è stato definito come plausibile e veritiero dagli ingegneri dell'azienda.

Possiamo ora studiare il moto del tondino definendone la legge oraria, ovvero un'equazione che descrive il moto del sistema fisico in funzione della posizione nello spazio e del tempo. In particolare, la legge oraria esprime una coordinata generalizzata in funzione della variabile tempo. Dal momento in cui la nostra macchina è equivalente ad un sistema ad un grado di libertà in cui il movimento di principale interesse è l'avanzamento del tondino, come coordinata generalizzata si è scelta proprio la posizione del tondino rispetto all'asse orizzontale coincidente con il percorso che quest'ultimo compie dall'aspo, attraverso i raddrizzatori ed il modulo di traino agli organi di piega e taglio. L'avanzamento lineare del tondino è l'incognita  $s(t)$  che viene determinata tramite l'analisi cinematica del sistema.

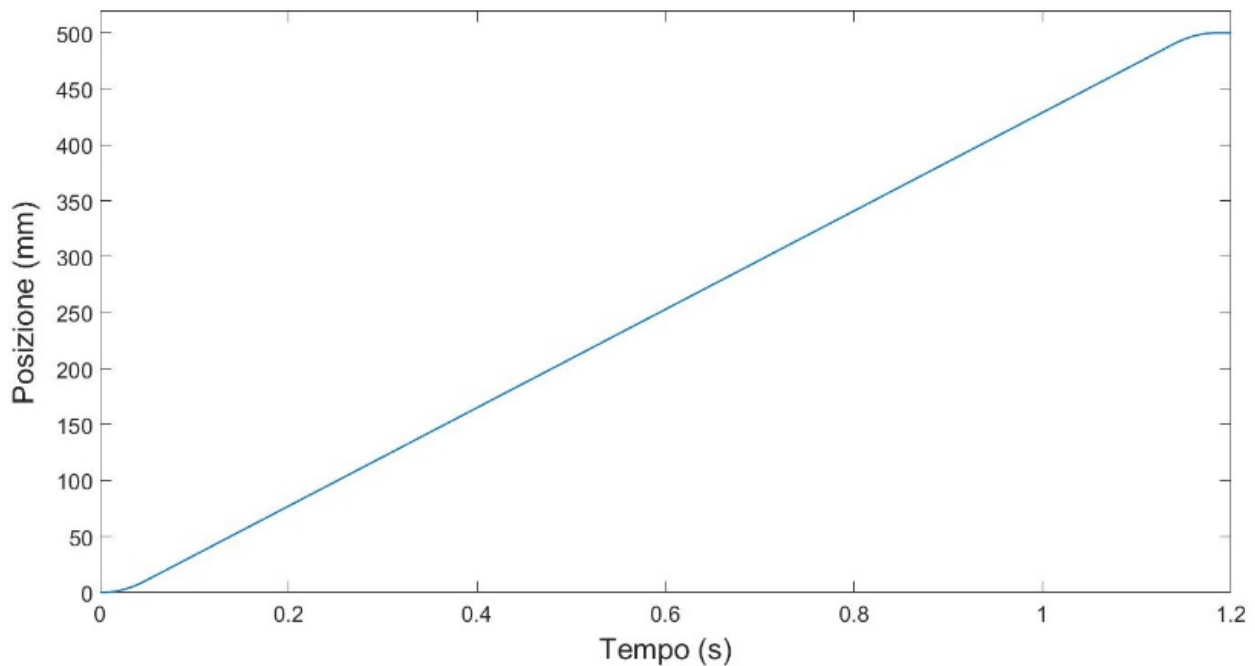


Figura 5-18 - Legge oraria del moto di avanzamento lineare del tondino

## 5.2.1 Legge oraria del moto

Dobbiamo realizzare un modello che permetta di definire l'avanzamento del tondino nel tempo  $s(t)$  in funzione della velocità di traino impostata  $v_{traino}$  e della lunghezza del tratto rettilineo di ferro che vogliamo ottenere.

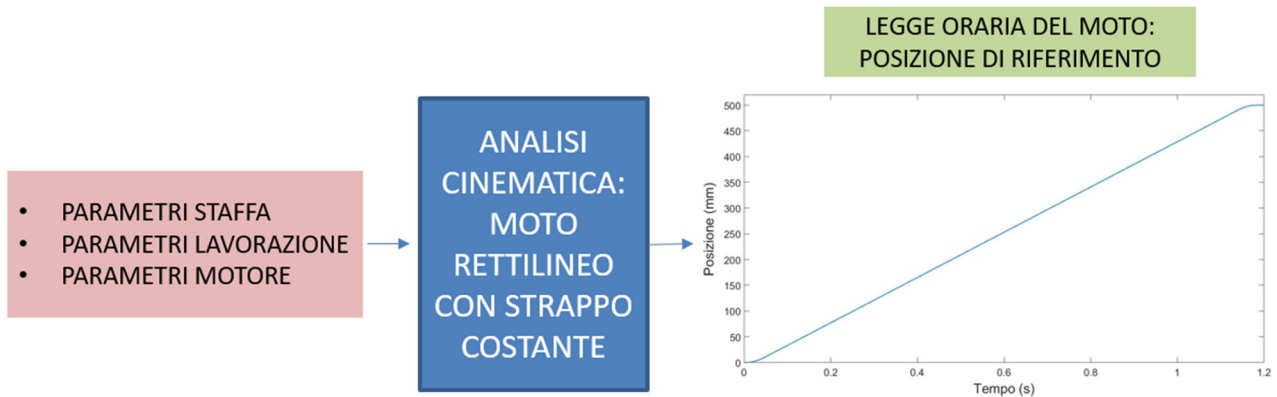


Figura 5-19 - Analisi cinematica

Nel nostro caso, il tondino sarà animato da una legge oraria di questo tipo:

$$s(t) = s_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a_0 t^2 + \frac{1}{6} j t^3 \quad (5.9)$$

che altro non è che la legge oraria per il moto rettilineo con strappo costante.

A questo scopo, si è utilizzato un modello cinematico del traino già presente in azienda. Tale modello è stato sviluppato in ambiente MATLAB. Esso permette, una volta definiti i parametri del problema cinematico, di ottenere le curve di posizione, velocità e accelerazione lineare di riferimento del tondino attraverso il modulo di traino.

I parametri del problema cinematico che devono essere definiti sono:

- Velocità di traino impostata (tramite la console di comando si definisce una % della velocità massima di traino)  $v_{traino}$  ;
- Accelerazione di traino massima (che come abbiamo visto dipende dalla velocità di traino impostata)  $a_{max}$  ;
- Strappo massimo (è un valore fisso)  $j_{max}$  ;
- Numero di lati da realizzare;
- Lunghezza di ciascun lato da realizzare  $L$  ;
- Tempo di pausa tra le fasi di traino (che sarà dipendente dalla fase di piega, ovvero dall'entità dell'angolo da generare e dalla velocità di piega impostata per realizzarlo);

Il numero di lati da realizzare ed il tempo di pausa tra le fasi di traino servono per integrare in un unico grafico i valori di posizione, velocità e accelerazione nel caso di staffe a più lati.

Considerando la realizzazione di un singolo lato di lunghezza  $L$  ad una velocità di traino impostata pari a  $v_{traino}$ , ed identificando i seguenti tempi  $t_j$ ,  $t_a$ , e  $t_c$  come:

$t_j$  : tempo in cui  $j=j_{max}$  o  $j=-j_{max}$ ;

$t_a$  : tempo in cui  $a=a_{max}$  o  $a=-a_{max}$ ;

$t_c$  : tempo in cui  $v=v_{traino}$ ;

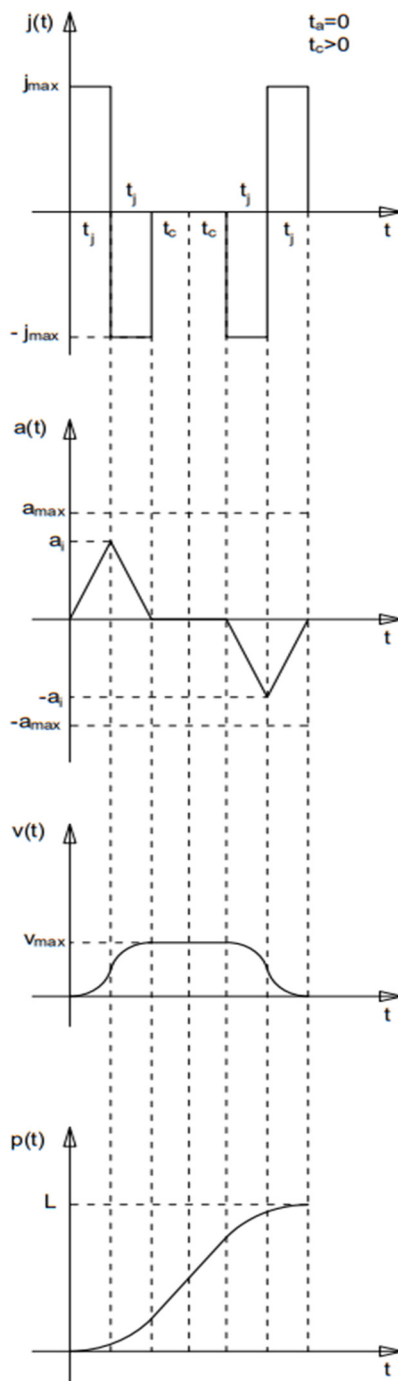
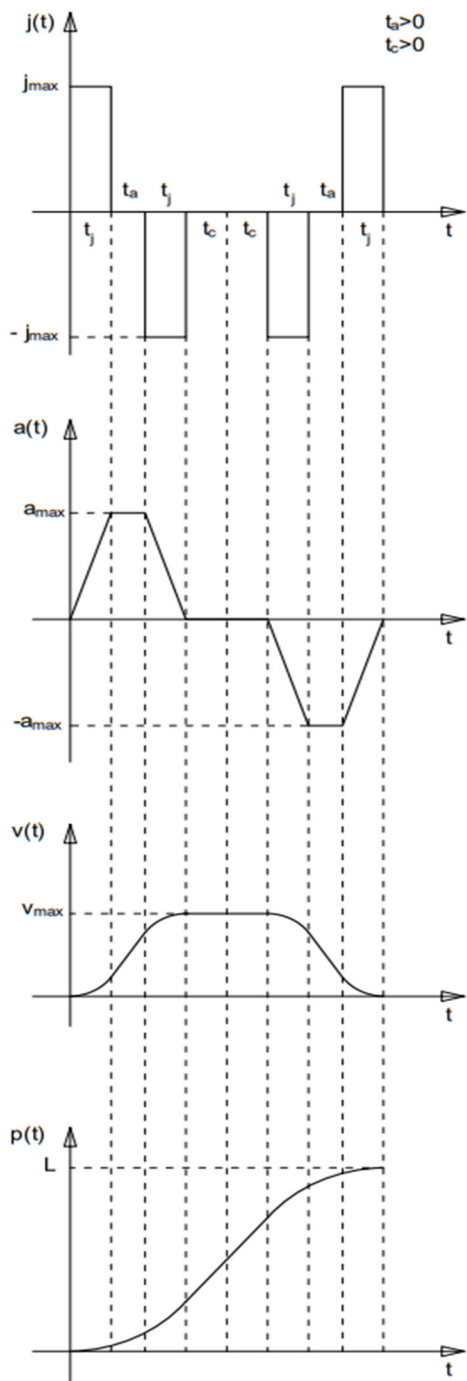
possono verificarsi diversi casi:

1 - $t_a > 0, t_c > 0$	2 - $t_a = 0, t_c > 0$	3 - $t_a > 0, t_c = 0$	4 - $t_a = 0, t_c = 0$
$v_{traino} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}}$ $L > \frac{v_{traino}^2}{a_{max}} + \frac{a_{max} v_{traino}}{j_{max}}$	$v_{traino} < \frac{a_{max}^2}{j_{max}}$ $L > 2 \sqrt{\frac{v_{traino}^3}{j_{max}}}$	$v_{traino} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}}$ $2 \frac{a_{max}^3}{j_{max}^2} < L < \frac{v_{traino}^2}{a_{max}} + \frac{a_{max} v_{traino}}{j_{max}}$	$v_{traino} < \frac{a_{max}^2}{j_{max}}$ $L < 2 \sqrt{\frac{v_{traino}^3}{j_{max}}}$
			$v_{traino} > \frac{a_{max}^2}{j_{max}}$ $L < 2 \frac{a_{max}^3}{j_{max}^2}$

Tabella 5-2 – Possibili leggi di moto di avanzamento del tondino

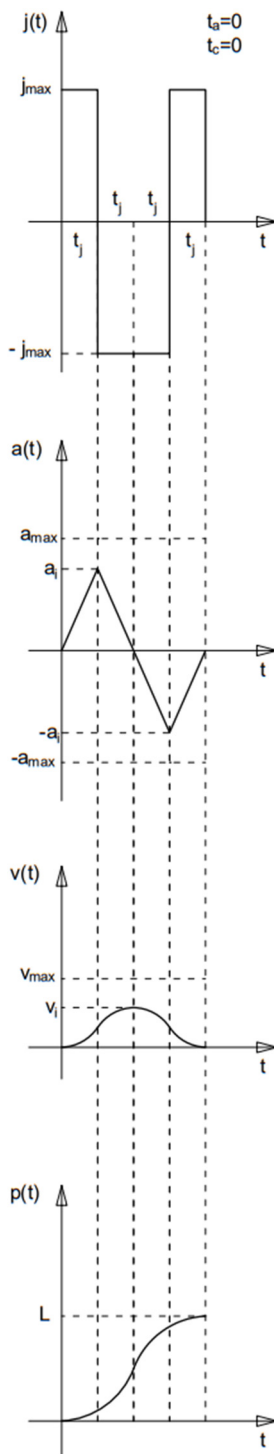
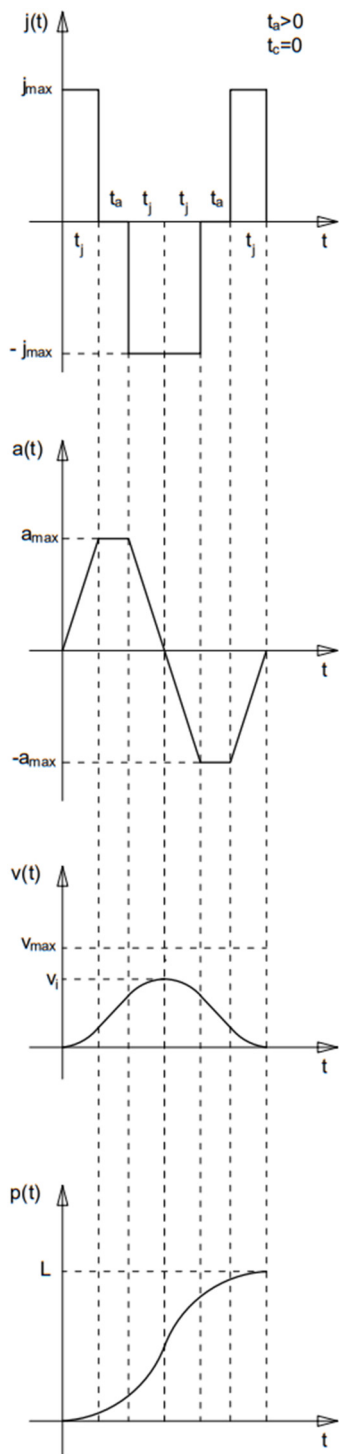
**CASO 1** – Si raggiunge sia  $a_{max}$  che la  $v_{traino}$ .

**CASO 2** -  $v_{traino}$  è piccola, essa viene raggiunta ma non viene raggiunta  $a_{max}$  poiché la sua crescita è limitata da  $j_{max}$ .



**CASO 3** – Il pezzo è abbastanza corto, si raggiunge  $a_{max}$  ma non  $v_{traino}$ .

**CASO 4** – Il pezzo è ancora più corto del caso precedente, per cui non si raggiunge né  $a_{max}$  né  $v_{traino}$ .



Il modello cinematico utilizzato, in funzione dei parametri inseriti, riconosce tra i diversi casi possibili, quello che si verifica, utilizzando le equazioni della cinematica corrette per risolvere il problema.

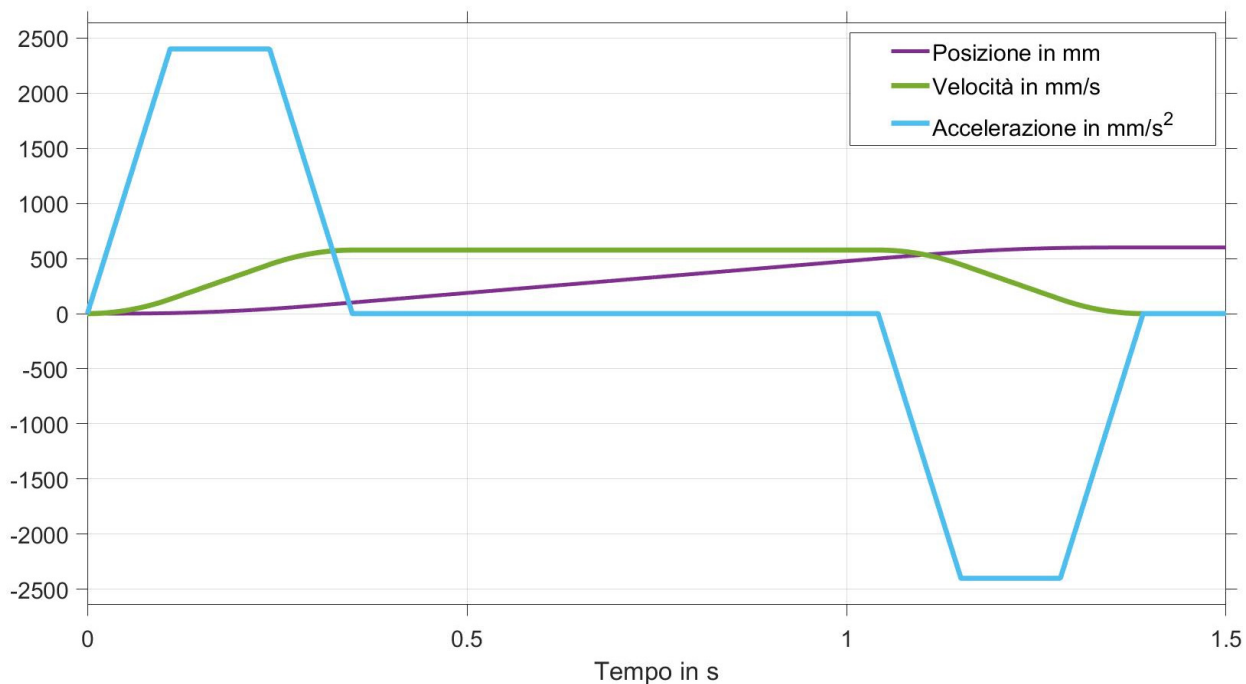


Figura 5-20 - Posizione, velocità, accelerazione lineare di riferimento del tondino

Per esempio, nel caso della realizzazione di una barra rettilinea di 600 mm di lunghezza ad una velocità di traino del 25%, il modello restituisce i seguenti valori di posizione, velocità e accelerazione di riferimento.

I valori di velocità e accelerazione di riferimento non saranno utilizzati direttamente nel modello, se non per attività di verifica, al contrario dei valori di posizione di riferimento che saranno utilizzati per pilotare il motore elettrico sincrono trifase che movimentata il modulo di traino.

## 5.2.2 Modello elettrico-meccanico del motore

Per ottenere il profilo di posizione, velocità e accelerazione reale del motore abbiamo utilizzato il modello elettrico-meccanico di quest'ultimo fornitoci dalla stessa azienda produttrice. Tale modello è realizzato in ambiente MATLAB-Simulink e tiene conto di tutti i fattori elettrici e meccanici che ne determinano il comportamento.

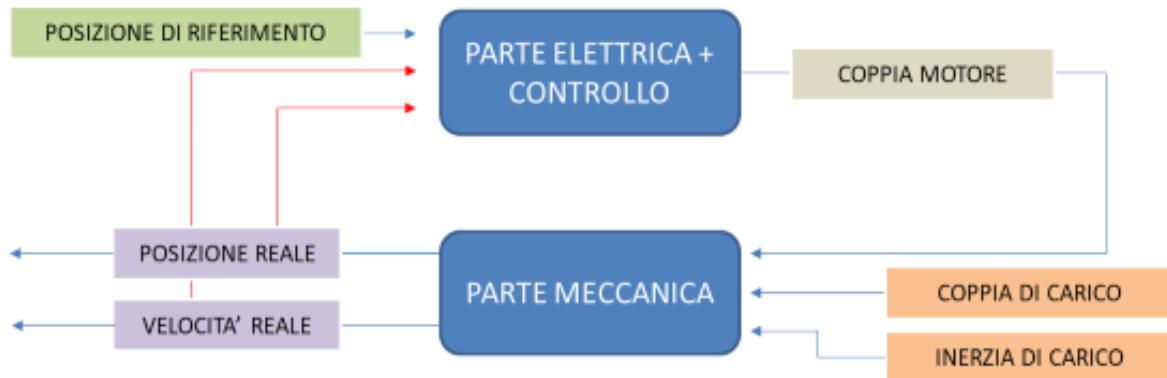


Figura 5-21 - Modello elettrico-meccanico compatto del motore di treno

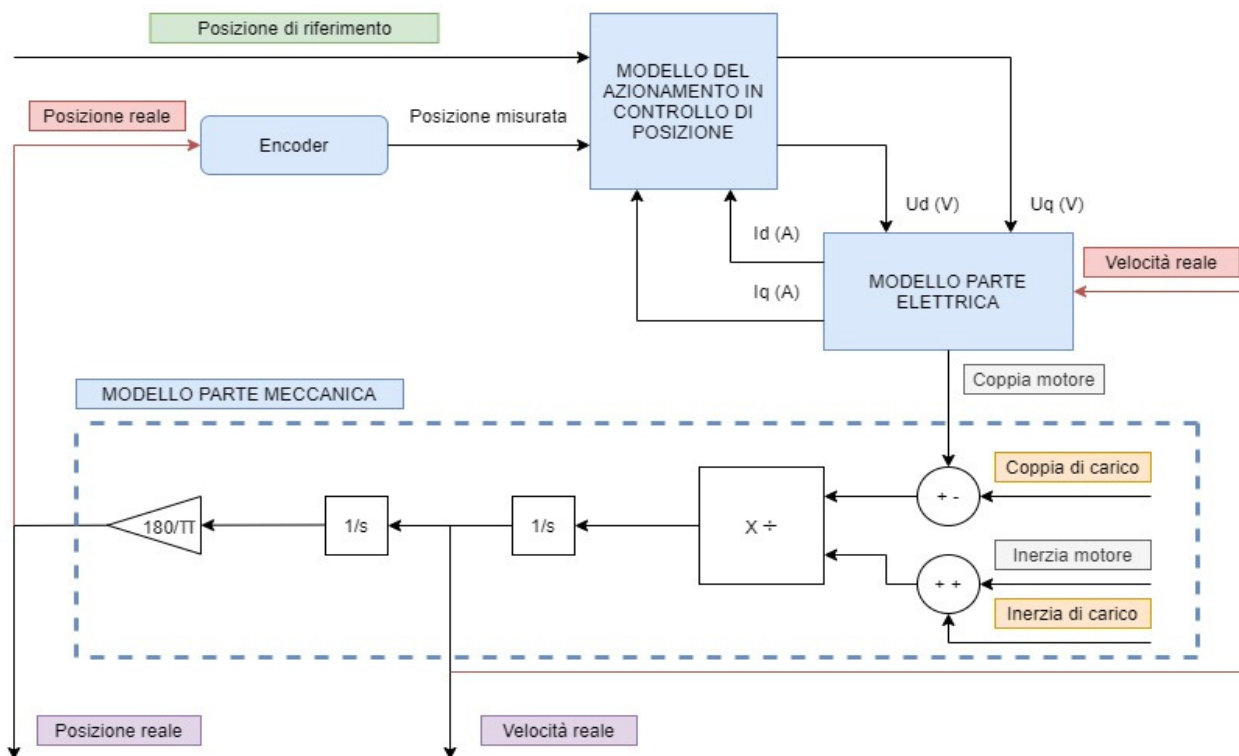


Figura 5-22 - Modello elettrico-meccanico esteso del motore di treno

Tale modello è composto da una parte elettrica dotata di un controllo di posizione in retroazione che genera la coppia meccanica del motore necessaria per seguire la posizione di riferimento determinata

dalla precedente analisi cinematica, e da una parte meccanica, che confrontando la coppia generata dal motore con i valori di coppia di carico ed inerzia di carico dell'intero sistema, genera il moto reale dell'albero motore, che tramite il riduttore, l'albero di trasmissione e la ruota di traino si trasferisce al tondino. La figura successiva mostra una rappresentazione tramite schema a blocchi del modello elettrico-meccanico esteso del motore, evidenziando il flusso di informazioni, tra cui  $U_d$ ,  $U_q$ ,  $I_d$  e  $I_q$ , rispettivamente tensioni e correnti sugli assi di Park.

Per poter ottenere dati plausibili e veritieri da questo modello, bisogna inserire al suo interno i valori reali dei parametri che lo caratterizzano. Tale modello è controllato e influenzato da un elevato numero di parametri, sia elettrici che meccanici, che ne definiscono e caratterizzano tutti gli aspetti: encoder, controllore, caratteristiche elettriche del motore, caratteristiche meccaniche del motore, generatore delle rampe ecc.

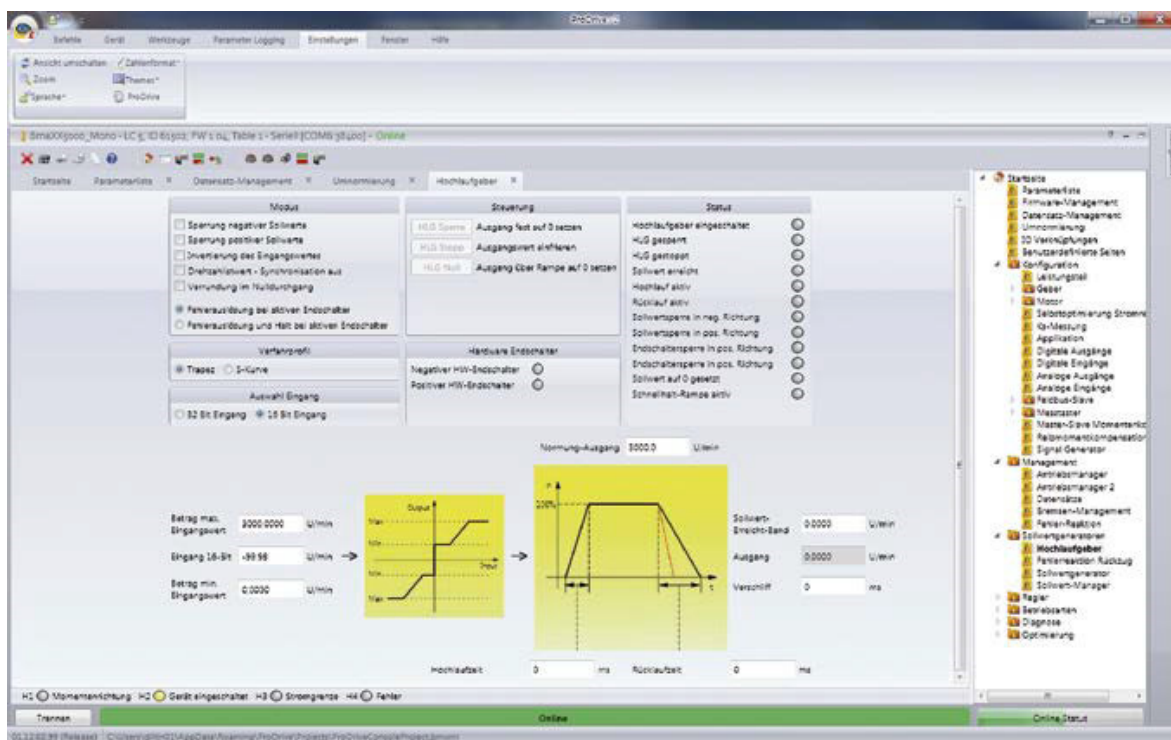


Figura 5-23 - Software di controllo del motore di traino

Tali valori sono stati ottenuti direttamente dal motore reale tramite il software di controllo della macchina PRIMA 13, Baumüller ProDrive. I valori dei parametri attualmente in uso nel motore reale sono stati esportati dal software di controllo dell'azionamento ed importati nel modello in MATLAB-Simulink.



### 5.2.2.1 Verifica dei valori di posizione e velocità reale

Per verificare che il modello del motore sia caratterizzato da un comportamento veritiero, si sono confrontati i valori di velocità reale ottenuta dal modello con i valori di velocità acquisita tramite delle prove sperimentali. Nel lavoro di tesi questo confronto è stato realizzato una volta completato il modello dinamico del modulo di traino, dal momento in cui il modello del motore richiede come informazioni di ingresso la coppia di carico e l'inerzia di carico. Per esigenze di trattazione e di coerenza, mostrerò ora questi risultati, prima di aver trattato delle restanti parti del modulo di traino e di averne mostrato il modello dinamico completo.

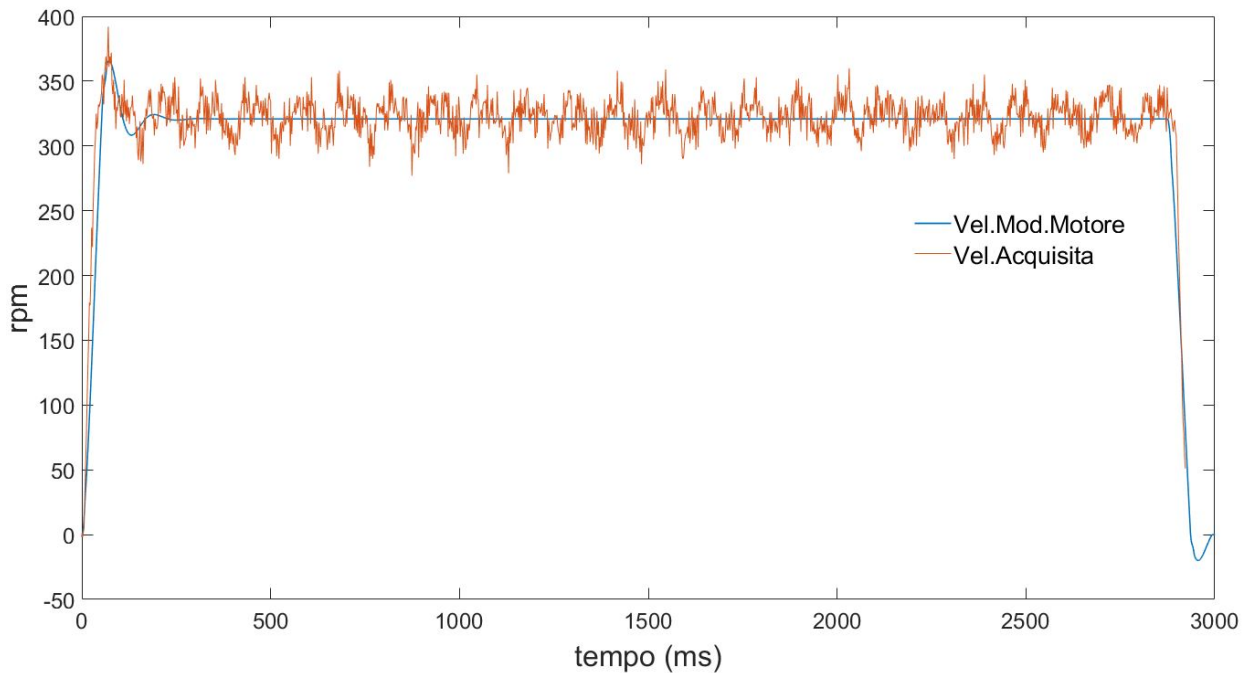


Figura 5-24 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 8%

Il grafico di cui sopra mostra in arancione la velocità acquisita da una prova sperimentale, espressa in rpm del motore, in cui è stato realizzato un pezzo rettilineo di diametro 10 mm e lunghezza 500 mm, ad una velocità di traino dell'8%. In questa prova tutti i moduli della macchina erano collegati ed operativi. È possibile vedere come il segnale di velocità generato dal modello del motore, in azzurro, ricalchi quello acquisito, sia nella sovralongazione iniziale, che nel tratto a velocità costante. Le oscillazioni che caratterizzano il segnale acquisito sono dovute a tutti quegli errori e disturbi che intervengono nel processo di misura e acquisizione di dati, da vibrazioni della macchina ad errori sistematici dei sensori di misura fino ad errori casuali. Per una visualizzazione più incisiva dei risultati il segnale di velocità acquisita non è stato filtrato. Essendo la posizione direttamente correlata alla velocità, possiamo immaginare come anche il valore di quest'ultima ottenuto dal modello del motore sia sovrapponibile a quello acquisito.

Prove sperimentali effettuate nelle stesse condizioni della precedente, ma a velocità di traino differenti (11% e 15%) hanno restituito fondamentalmente gli stessi risultati, con una velocità reale simulata dal modello del motore sovrapponibile a quella acquisita dagli strumenti di misurazione.

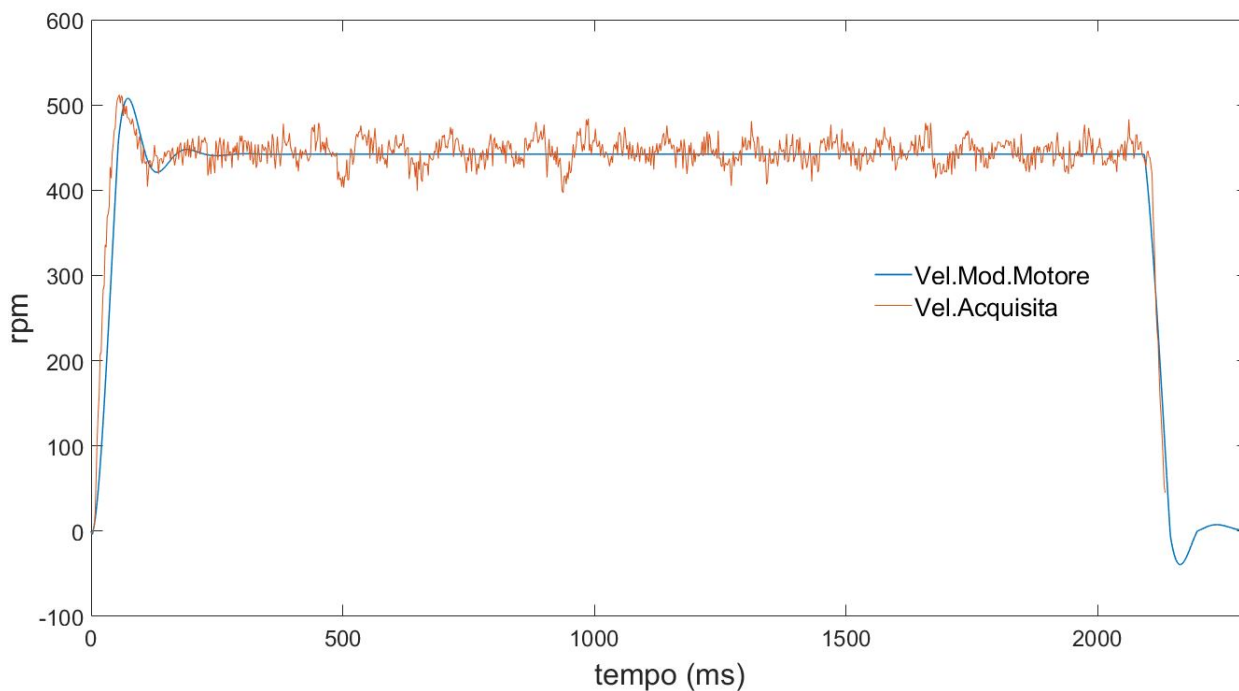


Figura 5-25 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 11%

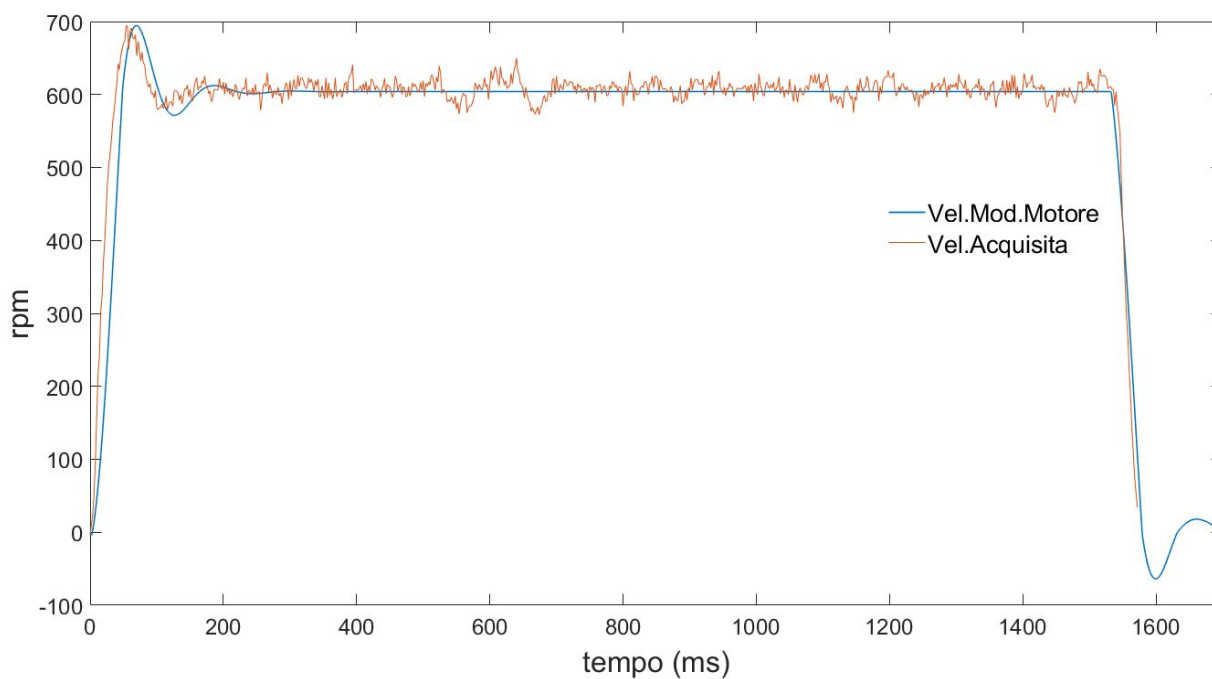


Figura 5-26 - Confronto velocità modello - velocità acquisita a velocità di traino 15%

## 5.3 Analisi dinamica

La risoluzione del problema cinematico ci permette di affrontare il problema dinamico, determinando le coppie e le forze necessarie a realizzare un certo movimento del sistema. Dal momento in cui il movimento del sistema è noto e determinato dall'analisi cinematica, le incognite che dovremo determinare saranno le forze e le coppie che dovranno sostenere tale moto. Si tratta quindi di un problema di dinamica inversa.

Lo scopo del nostro studio è quello di ottenere il valore di energia consumata per una certa lavorazione, oltre al tempo necessario per completarla. Una volta nota la coppia motrice che si deve sviluppare per vincere le coppie resistenti che si generano nel sistema a causa delle interazioni tra i diversi componenti, è immediato ottenere la potenza motrice e resistente del sistema dato che l'analisi cinematica è stata completamente risolta (sono quindi noti i valori di posizione, velocità e accelerazione di ogni punto del sistema per ogni istante di tempo). Nota la potenza, nota la durata della lavorazione definita dall'analisi cinematica, è possibile ricavare il valore di energia consumata dall'intero processo.

Essendo il nostro macchinario ad un solo grado di libertà, l'**approccio energetico allo studio della dinamica** risulta conveniente in quanto non richiede il calcolo delle reazioni vincolari. Dato che il sistema meccanico reale non è, per forza, conservativo (in quanto sono presenti forze di attrito) si esprime il bilancio energetico tramite il TEOREMA DELL'ENERGIA CINETICA (chiamato anche *teorema delle forze vive*):

$$\sum L_i = \Delta E_c \quad (5.10)$$

Con  $\sum L_i$  = somma dei lavori  $L_i$  delle forze che agiscono sul sistema (contributi positivi delle forze motrici, contributi negativi delle forze resistenti e di attrito).

Tale equazione viene più spesso espressa in forma istantanea ottenendo l'EQUAZIONE DI BILANCIO DELLE POTENZE:

$$\sum P_i = \frac{dE_c}{dt} \quad (5.11)$$

Limitandoci al solo modulo di traino, possiamo schematizzarne i componenti al fine di eseguire l'analisi dinamica in questo modo:

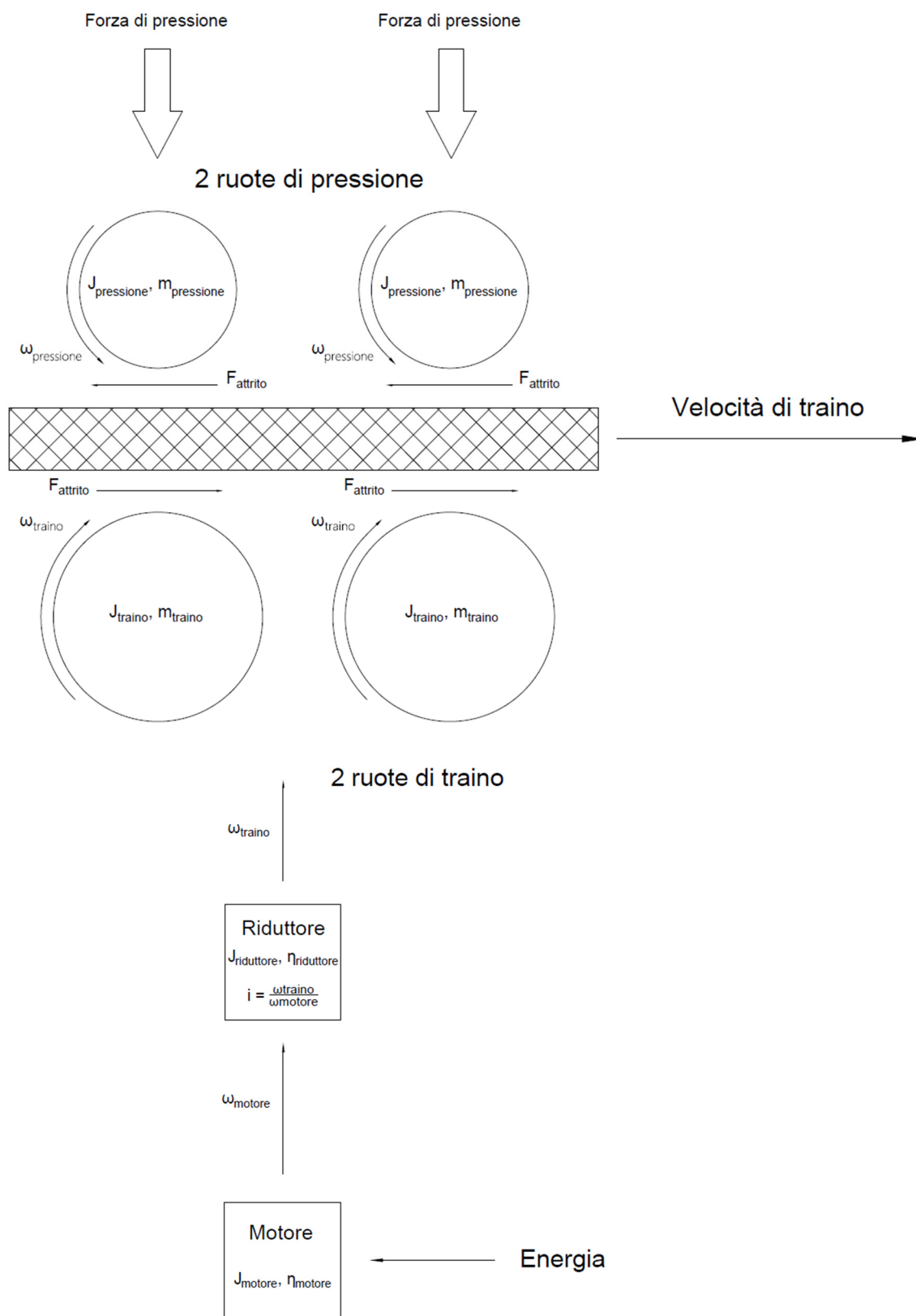


Figura 5-27 - Modello dinamico modulo di traino

L'equazione di bilancio delle potenze dovrà considerare i seguenti elementi:

- Potenza elettrica assorbita dal motore;
- Potenza persa all'interno del motore;
- Potenza persa all'interno del riduttore;
- Potenza persa per resistenza al rotolamento delle quattro ruote del modulo di traino;
- Potenza persa per attrito nei cuscinetti di supporto delle varie ruote;
- Potenza costante assorbita dalla macchina per alimentare tutti quegli organi che non sono direttamente funzionali alle varie fasi di lavorazione della macchina, come la console di comando, i vari sensori di misura, l'encoder, il pistone idraulico, le spie luminose ecc;
- Termini inerziali relativi alla movimentazione del tondino, alla rotazione degli organi di motore e riduttore e alla rotazione delle quattro ruote del modulo di traino.

In questo caso stiamo considerando il modulo di traino scollegato dagli altri moduli della macchina, in particolare dai moduli di raddrizzatura e di stoccaggio, che avrebbero fatto comparire ulteriori valori di potenza resistente e termini inerziali all'interno dell'equazione di bilancio delle potenze. I contributi di tali moduli verranno analizzati singolarmente nei prossimi capitoli.

### 5.3.1 Potenza elettrica assorbita dal motore

È il valore che vogliamo ottenere come output dall'equazione di bilancio delle potenze.

### 5.3.2 Potenza persa per resistenza al rotolamento delle ruote del modulo di traino

Con resistenza al rotolamento si intendono tutte quelle cause di dissipazione di energia che intervengono nel moto di rotolamento: deformazione anelastica di rullo e piano, fenomeni di elasticità ritardata (o viscoelasticità), slittamento relativo su parte della superficie di contatto, urti tra le asperità superficiali dei due corpi ecc. Tale fenomeno viene spiegato ammettendo che i due corpi in contatto, nel nostro caso le varie ruote di traino e pressione con il tondino, non siano perfettamente rigidi ma si deformino sotto l'azione delle forze che li premono l'uno contro l'altro. Possiamo modellare tale contatto, senza perdere di precisione e generalità, considerando il tondino infinitamente rigido, al contrario delle ruote che risultano deformabili. Questo perché la dimensione delle ruote è molto maggiore rispetto a quella del tondino di oltre un ordine di grandezza. Le deformazioni del tondino saranno quindi molto più piccole rispetto a quelle già molto contenute delle varie ruote. A causa della deformabilità delle ruote il punto di contatto (che in un contatto tra cilindro e piano infinitamente rigidi è rappresentabile da una linea retta) è diventata una superficie di contatto (rettangolo). Il moto

di rotazione delle ruote fa sì che la distribuzione delle pressioni nella zona di contatto non sia più simmetrica, ma “spostata in avanti” di una certa quantità  $\delta$  rispetto all’asse della ruota. La grandezza  $\delta$  che ha le dimensioni di una lunghezza viene chiamata *parametro dell’attrito volvente*. Di norma, si preferisce però utilizzare il *coefficiente di attrito volvente* (adimensionale)  $f_v = \frac{\delta}{r}$  dove  $r$  è il raggio della ruota. Essendo uno studio molto complesso da effettuare e non avendo a disposizione dati specifici sul caso in esame, considerando che, verosimilmente, l’impatto di questo termine nel consumo complessivo di energia sia molto inferiore rispetto agli altri termini (raddrizzatori ed aspo in primis), si sono utilizzati dei coefficienti di attrito volvente tabulati in letteratura per descrivere il fenomeno della resistenza al rotolamento. Una ulteriore approssimazione è stata fatta sia considerando le ruote di traino e pressione analoghe da questo punto di vista, quando in realtà una presenta una certa sagomatura per aumentare il grip nei confronti del tondino (traino) mentre l’altra è liscia (pressione), sia considerando il tondino come “non nervato”. Si è utilizzato un *coefficiente di attrito volvente* pari a  $f_v = 0,026/\sqrt{d}$ <sup>1</sup> dove  $d$  è il diametro della ruota espressa in mm. Tale coefficiente, relativo ad un contatto di tipo “ruota su rotaia”, con le dovute semplificazioni può essere utilizzato per rappresentare il nostro specifico contatto, tenendo a mente che, probabilmente, andremo incontro ad una sottostima delle perdite per resistenza al rotolamento dato che stiamo considerando un coefficiente relativo ad un contatto tra due corpi lisci.

La potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di pressione sarà pari a:

$$P_{a.p} = F_{a.p} \cdot v(t) = [(m_p \cdot g + P) \cdot f_{v.p}] \cdot v(t) \quad (5.12)$$

Dove  $m_p$  = massa della ruota di pressione,  $f_{v.p} = 0,026/\sqrt{127,3} = 0,002304$  è il coefficiente di attrito volvente della ruota di pressione e  $v(t)$  è la velocità di avanzamento del tondino.

La potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di traino sarà pari a:

$$P_{a.t} = F_{a.t} \cdot v(t) = \left[ (m_t \cdot g + P + \frac{1}{2} m_f \cdot g) \cdot f_{v.t} \right] \cdot v(t) \quad (5.13)$$

Dove  $m_t$  = massa della ruota di traino,  $f_{v.t} = 0,026/\sqrt{165,72} = 0,002019$  è il coefficiente di attrito volvente della ruota di traino e  $v(t)$  è la velocità di avanzamento del tondino.

---

<sup>1</sup> Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., *Meccanica applicata alle macchine*, CittàStudi edizioni, 2013, pp 62

Il termine  $\frac{1}{2} m_f \cdot g$  rappresenta il peso di quella quantità di tondino che grava su una singola ruota di traino. Per ottenere tale peso, si è considerata la lunghezza del tondino che va dal punto medio della distanza tra l'ultima ruota del raddrizzatore esterno e la prima ruota di traino al punto medio della distanza che va dalla seconda ruota di traino alla prima ruota del raddrizzatore interno. Tale distanza, da misurazione effettuate sul modello CAD, vale 361,95 mm. Di conseguenza  $m_f = \rho \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot 361,95 = 0,223$  kg, dove  $\rho = 7850$  kg/m<sup>3</sup> è la densità dell'acciaio B450C che costituisce il tondino e  $d = 10$  mm è il suo diametro.

### 5.3.3 Potenza persa per attrito nei cuscinetti di supporto delle varie ruote

Per determinare tale valore di potenza dissipata per attrito dai cuscinetti sui quali sono installate le ruote di pressione e di traino del modulo di traino, abbiamo sfruttato il “SKF Bearing Select”, uno strumento messo a disposizione online dalla ditta SKF per lo studio dei fenomeni associati al funzionamento dei diversi tipi di cuscinetti esistenti, tra cui la dissipazione di potenza per attrito.

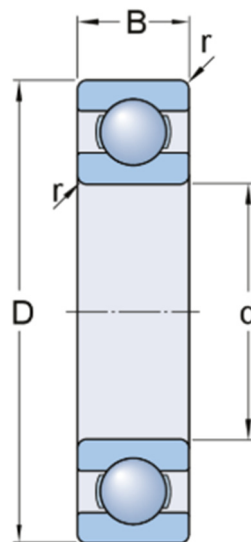


Figura 5-28 - Dimensioni di ingombro di un cuscinetto

Dal momento in cui le dimensioni d'ingombro dei cuscinetti metrici sono standardizzate nei piani generali ISO:

- ISO 15 per i cuscinetti volventi radiali, tranne i cuscinetti dell'inserito, alcuni tipi di cuscinetti a rullini e i cuscinetti a rulli conici
- ISO 104 per i cuscinetti volventi assiali
- ISO 355 per i cuscinetti radiali a rulli conici

è stato sufficiente, tramite il modello CAD dei cuscinetti installati sulla macchina reale, risalire alle loro dimensioni di ingombro D, d e B per ottenere il cuscinetto corrispondente all'interno del catalogo SKF ed utilizzare il loro modello per ricavare la potenza dissipata in attrito in seguito alla rotazione del cuscinetto. Tale valore di potenza dissipata dipende, oltre che dalle dimensioni e caratteristiche del cuscinetto, dalla forza assiale e radiale alla quale è sottoposto il cuscinetto e dalla velocità di rotazione. Mentre non è presente alcuna forza assiale (escludendo fenomeni vibratorii che non vengono analizzati in questa sede), è presente una forza radiale fissa, dal momento in cui il pistone è impostato per lavorare ad una pressione costante di 6 bar. La velocità di rotazione dei cuscinetti varia in base alla velocità di traino impostata tramite la console di comando. Per tenere conto di questa dipendenza dalla velocità, per ciascun cuscinetto è stata calcolata la potenza dissipata a tre velocità di rotazione, corrispondenti ad una velocità di traino del 8%, del 15 e del 20%. Tali valori di potenza sono stati poi graficati per determinare una relazione che legghi la potenza dissipata per attrito dai cuscinetti alla velocità di traino.

Valore della forza radiale agente sui cuscinetti anteriori delle ruote di pressione

$$F_{11} = \frac{9}{10}P + \frac{1}{2} \cdot m_{alb.pressione} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot g \quad (5.14)$$

In cui  $m_{alb.pressione}$  è la massa dell'albero, alla quale è fissata la ruota di pressione, che è inserito nei due cuscinetti portanti, e che vale 1,245 kg. Il suo peso viene suddiviso equamente tra il cuscinetto anteriore e posteriore delle ruote di pressione. La forza generata dalla spinta del pistone viene suddivisa tra il cuscinetto anteriore e posteriore con un rapporto di 9/10 dal momento in cui è applicata ad 1/10 della distanza tra i due cuscinetti rispetto al cuscinetto anteriore.

Valore della forza radiale agente sui cuscinetti posteriori delle ruote di pressione

$$F_{12} = \frac{1}{10}P + \frac{1}{2} \cdot m_{alb.pressione} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_p \cdot g \quad (5.15)$$

Valore della forza radiale agente sui cuscinetti anteriori delle ruote di traino

$$F_{21} = F_{11} + \frac{1}{2} \cdot m_f \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_{alb.traino} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot g \quad (5.16)$$

In cui  $m_{alb.traino}$  è la massa dell'albero, alla quale è fissata la ruota di traino, che è inserito nei due cuscinetti portanti, e che vale 3,357 kg. Ricordiamo come il termine  $\frac{1}{2}m_f \cdot g$  rappresenti il peso di quella quantità di tondino che grava su una singola ruota di traino.



Valore della forza radiale agente sui cuscinetti posteriori delle ruote di traino

$$F_{22} = F_{12} + \frac{1}{2} \cdot m_f \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_{alb.traino} \cdot g + \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot g \quad (5.17)$$

Inserendo tali valori di forza radiale agente sui diversi cuscinetti all'interno del simulatore "SKF Bearing Select", e ripetendo l'analisi per 3 diverse velocità di traino, otteniamo i seguenti risultati di potenza dissipata dai vari cuscinetti:

CUSCINETTI DELLE RUOTE DI PRESSIONE			
CUSCINETTI ANTERIORI - RULLI SFERICI			
Forza radiale (N)	Velocità di traino %	Velocità di rotazione del cuscinetto (rpm)	Potenza dissipata (W)
13283,4708	8	26,003	1
	15	48,759	2
	20	65,012	3
CUSCINETTI POSTERIORI - DOPPIA CORONA			
Forza radiale (N)	Velocità di traino %	Velocità di rotazione del cuscinetto (rpm)	Potenza dissipata (W)
13,1908	8	26,003	0
	15	48,759	0
	20	65,012	0
CUSCINETTI DELLE RUOTE DI TRAINO			
CUSCINETTI ANTERIORI - RULLI SFERICI			
Forza radiale (N)	Velocità di traino %	Velocità di rotazione del cuscinetto (rpm)	Potenza dissipata (W)
13312,5376	8	19,972	1
	15	37,452	2

	20	49,943	3
CUSCINETTI POSTERIORI - UNA CORONA			
Forza radiale (N)	Velocità di traino %	Velocità di rotazione del cuscinetto (rpm)	Potenza dissipata (W)
42,2576	8	19,972	0
	15	37,452	0
	20	49,943	0

Figura 5-29 - Potenza dissipata dai cuscinetti delle ruote di traino e di pressione

È subito chiaro come la potenza dissipata dai cuscinetti posteriori, sia delle ruote di traino che di pressione, sia trascurabile (il simulatore restituisce un valore nullo ma non significa che non siano presenti delle perdite, solo che queste ultime sono così piccole da poter essere trascurate).

La potenza dissipata dai cuscinetti anteriori è la stessa sia per le ruote di traino che di pressione. Inserendo i valori di potenza dissipata al variare della velocità in un grafico, ed esplicitandone l'andamento con una linea di tendenza lineare, otteniamo la relazione tra la potenza dissipata dai cuscinetti e la velocità di traino.

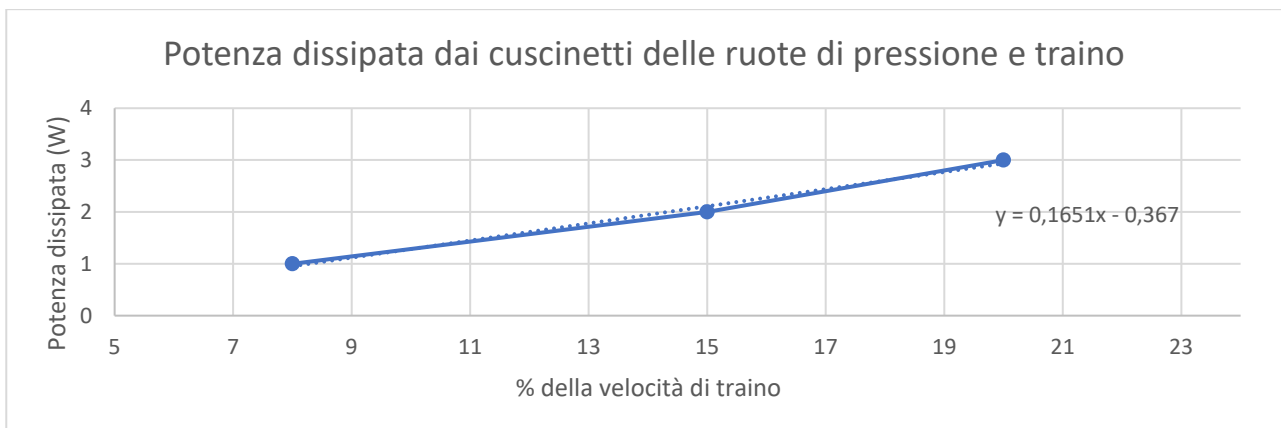


Figura 5-30 - Andamento della potenza dissipata dai cuscinetti delle ruote di traino e di pressione al variare della velocità di traino

La formula della potenza dissipata dai cuscinetti del modulo di traino è:

$$P_c = 0,1651 \cdot v_{traino.\%} - 0,367 \quad (5.18)$$

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$P_c = 0,1651 \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 - 0,367 \quad (5.19)$$

In cui  $v_{max}$  è la velocità di avanzamento massima di traino.

Tale valore dovrà essere moltiplicato per 4 nell'equazione di bilancio delle potenze dato che i cuscinetti che dissipano energie sono, appunto, 4, i due anteriori delle ruote di pressione ed i due anteriori delle ruote di traino.

### 5.3.4 Potenza costante assorbita dalla macchina

Tale valore è stato determinato sperimentalmente. È stata tenuta accesa la macchina per un certo periodo di tempo, senza operare alcuna lavorazione, ed è stata misurata l'energia consumata dall'intero sistema. Tale valore di energia, misurato in Wh, è stato per prima cosa trasformato in J, dopodiché diviso per il tempo di durata dell'acquisizione. Si è così ottenuto il valore di consumo di potenza costante, pari a  $P_{cost} = 205 W$ .

### 5.3.5 Termini inerziali

I termini inerziali che intervengono nell'equazione di bilancio delle potenze sono relativi alla movimentazione del tondino, alla rotazione degli organi di motore e riduttore e alla rotazione delle quattro ruote del modulo di traino, oltre che degli assi alle quali sono fissate.

#### 5.3.5.1 Avanzamento del tondino

Per determinare l'inerzia del tratto di ferro che viene movimentato, si isola la quantità di ferro che dal meccanismo di taglio, all'estremità destra della macchina, arriva fino all'aspo svolgitore attualmente in uso. Non si considera il ferro avvolto nell'aspo dal momento in cui tale contributo è considerato nella trattazione dell'aspo stesso. Tale distanza, sarà pari a 3 m. La massa di ferro movimentata sarà quindi pari a:

$$m_{f1} = \rho \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot 3 \quad (5.20)$$

Il termine inerziale che apparirà nell'equazione di bilancio delle potenze sarà pari a:

$$\frac{d}{dt} E_{c1} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot m_{f1} \cdot v(t)^2 \right) \quad (5.21)$$

Dove  $v(t)$  è la velocità di avanzamento del tondino in mm/s.

### 5.3.5.2 Rotazione degli organi di motore e riduttore

Ricordiamo i valori di inerzia di motore e riduttore ridotti all'albero veloce (albero motore):

- Momento di inerzia del motore  $J_m = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;
- Momento di inerzia del riduttore  $J_r = 12,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ;

Il termine inerziale che apparirà nell'equazione di bilancio delle potenze sarà pari a:

$$\frac{d}{dt} E_{c2} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot J_m \cdot \omega_m(t)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_r \cdot \omega_m(t)^2 \right) \quad (5.22)$$

Dove  $\omega_m(t)$  è la velocità di rotazione dell'asse motore.

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$\frac{d}{dt} E_{c2} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_m + J_r) \cdot \left( i \cdot \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (5.23)$$

In cui  $i$  = rapporto di riduzione del riduttore, pari a 16,36 e  $r_t$  è il raggio della ruota di traino.

Rotazione delle ruote di traino e pressione e relativi alberi

Ricordiamo i valori di inerzia delle ruote di traino e pressione e relativi alberi:

- Momento di inerzia ruote di pressione  $J_p = 3,98 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Momento di inerzia ruote di traino  $J_t = 1,09 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Momento di inerzia dell'albero delle ruote di pressione  $J_{a.p} = 2,53 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- Momento di inerzia dell'albero delle ruote di traino  $J_p = 1,49 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Il termine inerziale che apparirà nell'equazione di bilancio delle potenze sarà pari a:

$$\frac{d}{dt} E_{c3} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_p + J_{a.p}) \cdot \omega_p(t)^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_t + J_{a.t}) \cdot \omega_t(t)^2 \right] \quad (5.24)$$

Dove  $\omega_p(t)$  e  $\omega_t(t)$  sono rispettivamente le velocità di rotazione delle ruote di pressione e delle ruote di traino.

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$\frac{d}{dt} E_{c3} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_p + J_{a.p}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_p} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_t + J_{a.t}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (5.25)$$

In cui  $r_p$  e  $r_t$  sono rispettivamente i raggi delle ruote di pressione e di traino.

### 5.3.6 Potenza persa all'interno del motore e del riduttore

Le perdite di energia che si verificano all'interno del motore sono dovute a fenomeni elettrici e meccanici:

- PERDITE ELETTRICHE
  - Perdite negli elementi conduttori in rame per effetto Joule;
  - Perdite nel materiale ferromagnetico per correnti parassite ed isteresi magnetica.
- PERDITE MECCANICHE
  - Perdite per attrito nei cuscinetti di supporto dell'albero motore, dipendenti dal peso della parte rotante e proporzionali alla velocità di rotazione;
  - Perdite per ventilazione, dovute essenzialmente all'attrito tra le parti in rotazione e l'aria circostante, le quali rappresentano il grosso delle perdite meccaniche e sono proporzionali al cubo della velocità di rotazione.
- PERDITE ADDIZIONALI
  - Le perdite addizionali sono tutte quelle perdite che si verificano nel funzionamento di una macchina in aggiunta a quelle principali, cioè a quelle ohmiche, nel ferro e meccaniche. Sono di difficile valutazione analitica e vengono determinate sperimentalmente. La maggior parte delle perdite addizionali è dovuta all'azione dei flussi magnetici variabili nel tempo su parti metalliche conduttrici, come le parti strutturali delle macchine, gli alberi meccanici, e così via. Questi flussi determinano delle correnti parassite e se la parte interessata ha anche un comportamento magnetico, anche dei cicli di isteresi, con conseguente perdita di potenza attiva.

Le **perdite di energia che si verificano all'interno del riduttore** sono dovute esclusivamente a fenomeni meccanici come attrito e ventilazione, presenti anche all'interno del motore. Tali perdite di motore e riduttore sono di difficile determinazione analitica e pertanto vengono di solito determinate sperimentalmente. Sono tutte racchiuse all'interno del valore di rendimento nominale che viene esplicitato per entrambi i componenti dal costruttore. Il problema dell'utilizzo di tale valore di rendimento, dipende dal fatto che tale valore viene riferito, appunto, a condizioni di lavoro nominali, condizioni molto diverse da quelle nella quale è stata testata e analizzata la macchina reale.

#### 5.3.6.1 Determinazione perdite del sistema

Abbiamo confrontato i risultati ottenuti, in termini di energia consumata dalla lavorazione, dal simulatore senza perdite (modellato con l'equazione di bilancio delle potenze precedente) con quelli ottenuti da prove sperimentali svolte nelle medesime condizioni.

L'energia consumata dalla lavorazione viene così ottenuta dal simulatore:

$$E_{tot} = \int_0^{t_{tot}} P_m \quad (5.26)$$

In cui  $t_{tot}$  è il tempo necessario per completare la lavorazione.

Le prove sperimentali sono state svolte nelle seguenti condizioni:

- Realizzazione di una serie di 8 pezzi rettilinei di lunghezza 500 mm realizzati con un ferro B450C di diametro 8mm;
- Raddrizzatori aperti, stavano quindi svolgendo la loro funzione di raddrizzatura;
- Aspo scollegato. È stato tranciato il ferro in prossimità dell'aspo in maniera tale da disporre di una quantità sufficiente per realizzare il lotto di 8 pezzi. Si è così potuto escludere il contributo dell'aspo.
- Prove svolte a differenti velocità di traino. 8%, 11%, 15% e 20%.

Nella realtà le prove sono state svolte dopo aver analizzato il contributo dei raddrizzatori all'energia consumata dal processo. Anche se in questa trattazione tale contributo verrà analizzato più avanti, per questo confronto consideriamolo noto. Tali condizioni di prova sono state poi replicate nel simulatore al fine di monitorare l'energia consumata dal processo.

I risultati di questo confronto verranno illustrati nella tabella successiva.

		ENERGIA CONSUMATA (Wh)		
VELOCITA DI TRAINO	TEMPO DI TRAINO	Prove sperimentali	Simulatore	Perdite del sistema
8 %	2,94 s	0,6814	0,4877	0,1937
11 %	2,15 s	0,6300	0,4084	0,2216
15 %	1,59 s	0,5700	0,3783	0,1917
20 %	1,21 s	0,5050	0,3457	0,1593

Tabella 5-3 - Determinazione energia dissipata dal sistema

Nelle prove sperimentali abbiamo acquisito il valore di energia consumata dal processo di traino, escludendo l'energia consumata dal processo di taglio. Sottraendo il consumo generato dal simulatore

a quello ottenuto dalle prove sperimentali, abbiamo identificato il valore di energia dissipata dal sistema.

All'interno di tale valore di energia dissipata facciamo ricadere tutte le perdite del sistema, non solo quelle strettamente legate al motore e al riduttore.

Dividendo tale valore per la durata della fase di traino, abbiamo ottenuto il valore di potenza dissipata dal sistema alle diverse velocità di traino.

VELOCITA DI TRAINO	POTENZA DISSIPATA (W)
8 %	237,1836735
11 %	371,0511628
15 %	434,0377358
20 %	473,9504132

Tabella 5-4 - Determinazione potenza dissipata dal sistema

Tale valore di potenza dissipata dal sistema aumenta con la velocità, mosrando un comportamento coerente con le affermazioni precedenti nelle quali veniva evidenziato come le perdite meccaniche di un generico sistema solitamente dipendano dalla velocità.

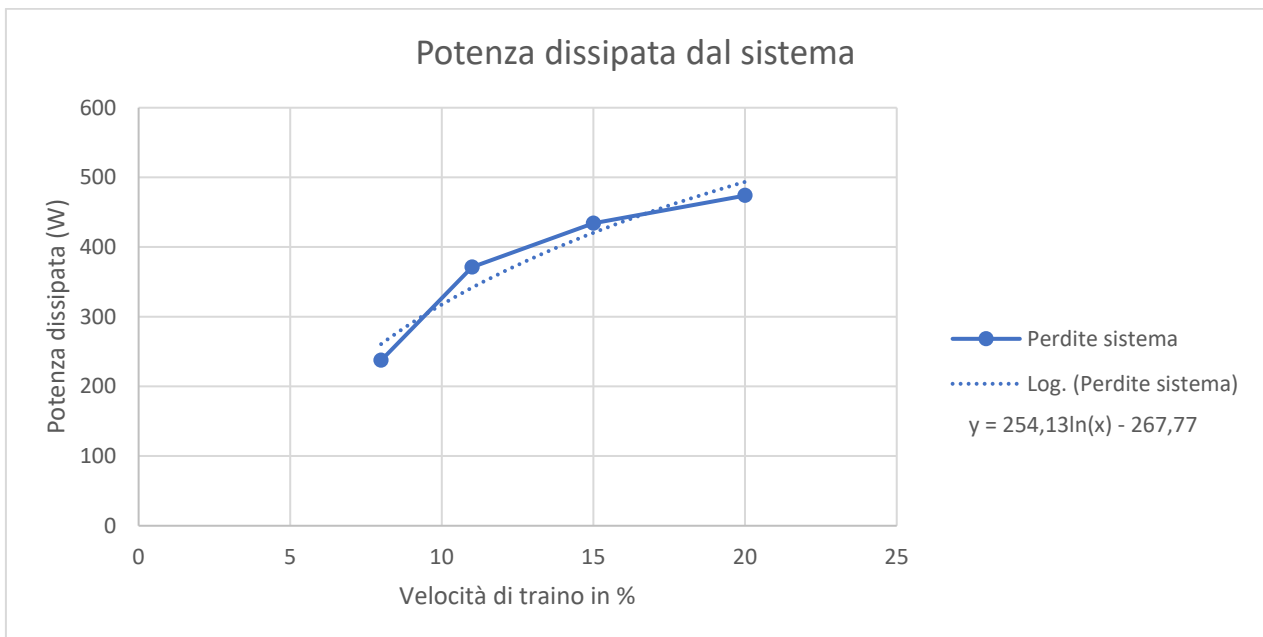


Figura 5-31 - Potenza dissipata dal sistema

La dipendenza della potenza dissipata dal sistema aumenta con la velocità. Si è scelto di rappresentare tale andamento con una linea di tendenza logaritmica. Non si sono scelte altre tipologie di linee di tendenza, come per esempio una linea di tendenza polinomiale (che avrebbe rappresentato in maniera più fedele i risultati ottenuti dalle prove sperimentali) poiché si è valutato l'andamento risultante della potenza dissipata rappresentato tramite tali linee di tendenza non corretto alle alte velocità, con un aumento di potenza nullo o addirittura decrescente. Si è valutata quindi una soluzione come la linea di tendenza logaritmica evidenziata nel grafico una buona approssimazione.

La potenza dissipata dal sistema assumerà quindi tale valore:

$$P_p = 254,13 \cdot \ln(v_{traino. \%}) - 267,77 \quad (5.27)$$

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$P_p = 254,13 \cdot \ln\left(\frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100\right) - 267,77 \quad (5.28)$$

In cui  $v_{max}$  è la velocità di avanzamento massima di traino.

### 5.3.7 Modello dinamico completo del modulo di traino

Abbiamo identificato tutti i termini che intervengono nella dinamica del modulo di traino. Tale analisi ci ha permesso di identificare il valore di potenza elettrica assorbita dal sistema per effettuare una certa lavorazione, intesa come realizzazione di un pezzo rettilineo di una determinata lunghezza ad una determinata velocità.

$$P_{el} = P_p + 2 \cdot P_{a.p} + 2 \cdot P_{a.t} + 4 \cdot P_c + P_{cost} + \frac{d}{dt}(E_{c1} + E_{c2} + E_{c3}) \quad (5.29)$$

In cui abbiamo che:

Potenza elettrica assorbita dal sistema

$$P_{el} \quad (5.30)$$

Potenza dissipata dal sistema

$$P_p = 254,13 \cdot \ln\left(\frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100\right) - 267,77 \quad (5.31)$$



Potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di pressione

$$P_{a.p} = F_{a.p} \cdot v(t) = [(m_p \cdot g + P) \cdot f_{v.p}] \cdot v(t) \quad (5.32)$$

Potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di traino

$$P_{a.t} = F_{a.t} \cdot v(t) = \left[ (m_t \cdot g + P + \frac{1}{2} m_f \cdot g) \cdot f_{v.t} \right] \cdot v(t) \quad (5.33)$$

Potenza persa per attrito nei cuscinetti di supporto delle varie ruote

$$P_c = 0,1651 \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 - 0,367 \quad (5.34)$$

Potenza costante assorbita dal sistema per funzioni ausiliarie

$$P_{cost} = 205 \text{ W} \quad (5.35)$$

Variazione dell'energia cinetica di traslazione del tondino

$$\frac{d}{dt} E_{c1} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot m_{f1} \cdot v(t)^2 \right) \quad (5.36)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione di motore e riduttore

$$\frac{d}{dt} E_{c2} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_m + J_r) \cdot \left( i \cdot \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (5.37)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione delle ruote di pressione e traino e relativi alberi

$$\frac{d}{dt} E_{c3} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_p + J_{a.p}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_p} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_t + J_{a.t}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (5.38)$$

L'energia consumata dalla lavorazione viene così ottenuta:

$$E_{tot} = \int_0^{t_{tot}} P_{el} \quad (5.39)$$

In cui  $t_{tot}$  è il tempo necessario per completare la lavorazione.

## 6 ANALISI DEL MODULO DI RADDRIZZATURA

Il modulo di raddrizzatura della macchina da noi analizzata è costituito da due raddrizzatori con visualizzazione elettronica di quota e regolazione indipendente sui 2 tondini tramite bilancini. Sono raddrizzatori a regolazione manuale.

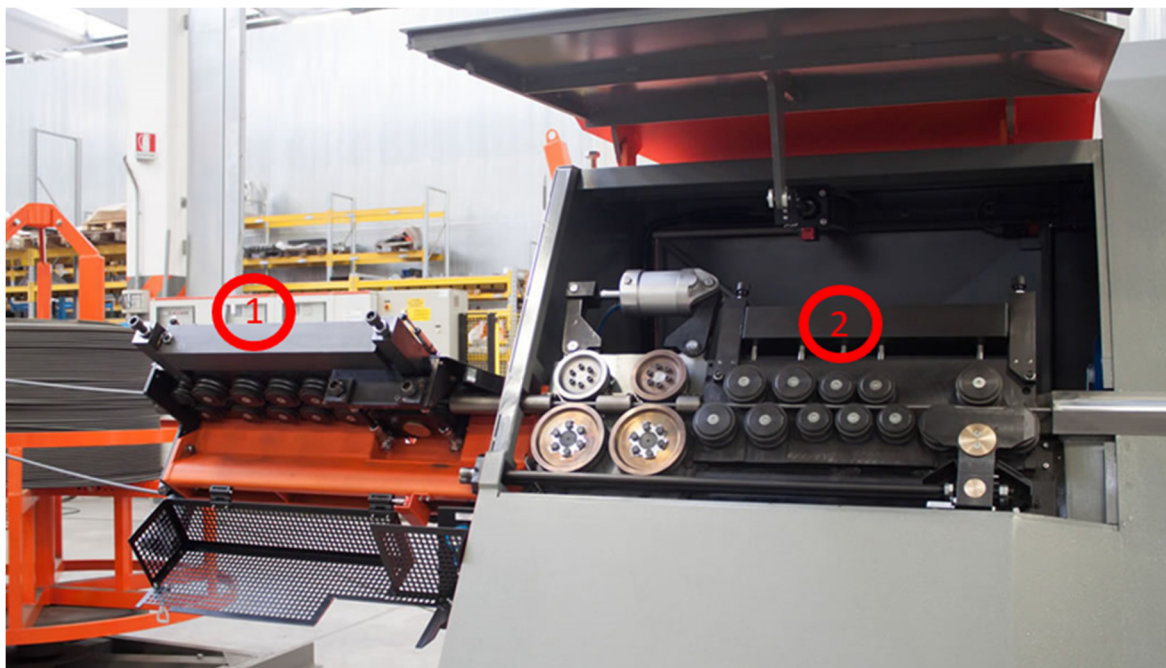


Figura 6-1 - Modulo di raddrizzatura

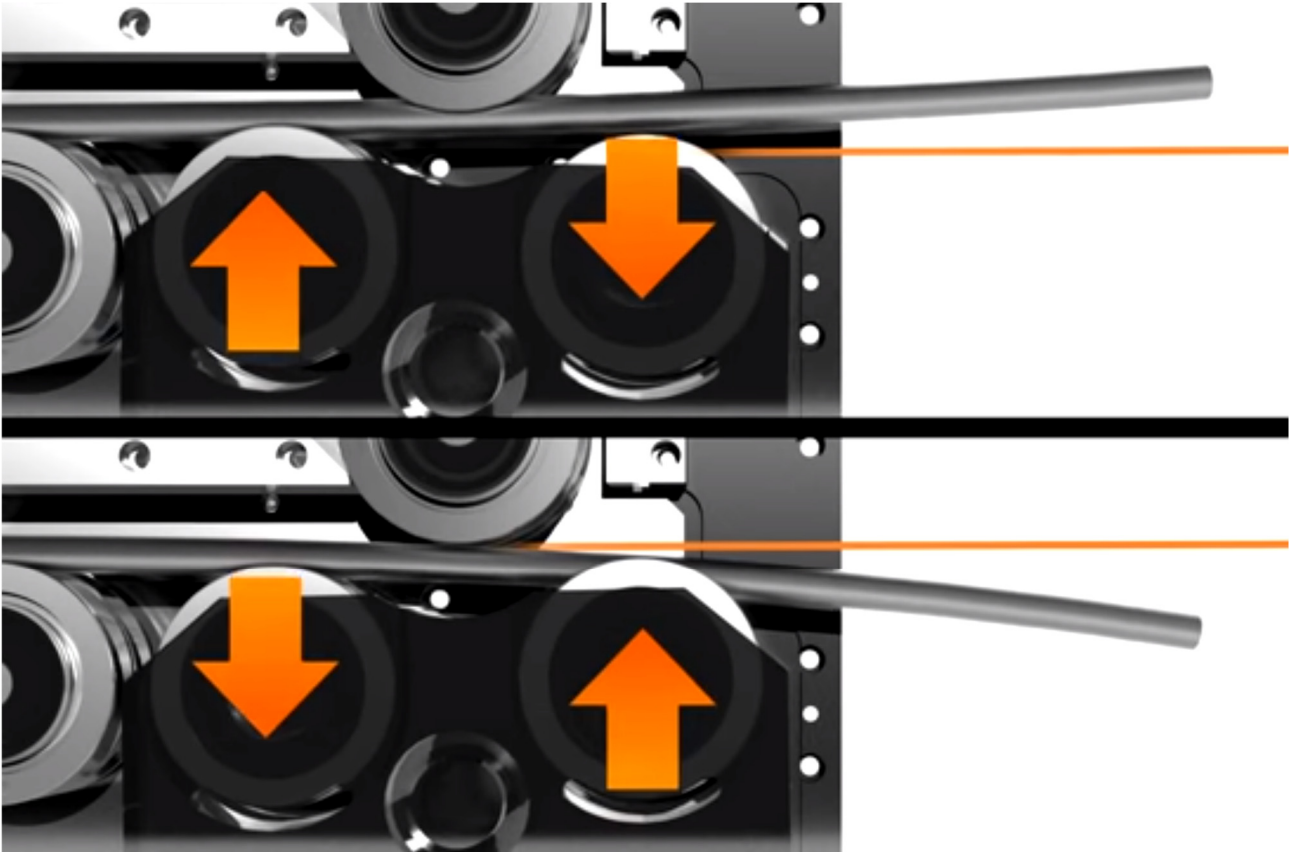
È possibile individuare un raddrizzatore esterno (1) disposto sul piano orizzontale ed un raddrizzatore interno (2) disposto sul piano verticale. La loro funzione è, banalmente, quella di raddrizzare il filo di acciaio stoccato sotto forma di bobine negli aspi svolgitori. Il filo di acciaio sotto forma di bobine sarà caratterizzato da una certa curvatura sul piano orizzontale. Per ottenere un buon prodotto finale è necessario contrastare tale curvatura tramite degli efficaci sistemi di raddrizzatura.



Figura 6-2 - Raddrizzatura del filo di acciaio

Per ottenere un prodotto finale di ottima qualità è necessario combinare l'utilizzo di due raddrizzatori, posti su due differenti piani di raddrizzatura, orizzontale e verticale. Il raddrizzatore esterno lavora sul piano orizzontale e contrasta la curvatura maggiore del filo di acciaio, imponendogli una forte deformazione sul piano orizzontale che, generando lo snervamento del materiale, causerà delle

deformazioni plastiche al fine di riportare il filo di acciaio ad una condizione di linearità. Il raddrizzatore interno, che lavora invece sul piano verticale, ha lo scopo di garantire un effetto di raddrizzatura ancora più stabile e preciso. È dotato, alla sua estremità, alla fine del processo di raddrizzatura, di un insieme di 3 ruote di “calibrazione” che possono essere aggiustate in posizione con lo scopo di apportare le ultime modifiche necessarie ad ottenere un raddrizzamento pressoché perfetto del filo di acciaio.



*Figura 6-3 - Ruote per la calibrazione di fine del filo di acciaio*

L'analisi del modulo di raddrizzatura è stata condotta per via sperimentale. Si sono effettuate una serie di prove sperimentali al fine di determinare la potenza elettrica aggiuntiva che deve essere assorbita dal sistema al fine di vincere l'azione resistente prodotta dal modulo di raddrizzatura. Tale contributo di potenza includerà tutti gli effetti resistenti che si generano nel passaggio forzato del filo di acciaio attraverso le ruote dei raddrizzatori:

- Forze di attrito;
- Deformazione del filo di acciaio;
- Inerzia dovuta alla rotazione delle ruote dei raddrizzatori;
- Perdite generiche del sistema di raddrizzatura.

## **ANALISI TRAMITE PROVE SPERIMENTALI**

Per isolare ed identificare il contributo del sistema di raddrizzatura all'energia consumata dal processo di lavorazione del tondino, si è deciso di eseguire due set di prove sperimentali, in cui venivano realizzati diversi set di pezzi in diverse condizioni.

Le prove sperimentali sono state condotte nelle seguenti condizioni:

- Tondino impiegato: diametro di 8 mm, materiale acciaio da costruzione B450C, le cui caratteristiche minime sono definite dalle norme NTC2008;
- Pezzi realizzati: 8 elementi rettilinei di 500 mm.
- Velocità di traino; 8%, 11%, 15%, 20%.

Il pool di dati acquisiti dalle prove sperimentali comprende:

- Potenza attiva assorbita sulla fase 1 dall'intera macchina
- Potenza attiva assorbita sulla fase 2 dall'intera macchina
- Potenza attiva assorbita sulla fase 3 dall'intera macchina
- Energia consumata dall'intera macchina
- Velocità di traino impostata
- Velocità dell'asse motore di traino
- Posizione dell'asse motore di traino
- Corrente assorbita dal motore di traino
- Macchina a stati, che identifica le fasi di traino, piega e taglio

Nel primo set di prove, i raddrizzatori sono stati “esclusi” dal processo di lavorazione del tondino.

Nel secondo set di prove, i raddrizzatori sono stati “collegati”, in maniera tale da dover raddrizzare il filo di acciaio e da esercitare un'azione resistente nei confronti del motore di traino, che sarà quindi costretto a dover assorbire una maggior quantità di potenza per concludere la lavorazione.

La differenza dei risultati ottenuti dai due set di prove sperimentali in termini di energia consumata dall'intero processo di traino del tondino (non è stata considerata l'energia associata al taglio del tondino) ha permesso di isolare il consumo di energia (e quindi la potenza aggiuntiva assorbita dal motore di traino) derivante dall'azione resistente dei raddrizzatori.

## SET DI PROVE A RADDRIZZATORI APERTI

Per poter eseguire il primo set di prove, sono state necessarie diverse operazioni preliminari, per poter permettere alla macchina di lavorare un tondino senza usufruire dell'azione dei raddrizzatori:

- Con i raddrizzatori ancora chiusi ed operativi, si è provveduto a raddrizzare una quantità di filo sufficiente per poter eseguire tutti i pezzi previsti dal primo set di prove. Si è deciso di realizzare, per ogni singola prova, 8 pezzi della lunghezza di 500 mm, per un totale di 4 metri di tondino necessari. Oltre a questi 4 metri, si è dovuto provvedere a raddrizzare una quantità di filo sufficiente a fare in modo che quest'ultimo, al termine della lavorazione, non rimanesse "incastrato" all'interno del macchinario;
- Si sono quindi realizzate 4 barre rettilinee (una per ogni prova a differente velocità di traino) della lunghezza di circa 8 metri;
- Si sono aperti manualmente i raddrizzatori al fine di escluderne l'intervento;
- Si è provveduto a rimuovere manualmente il filo di acciaio collegato all'aspo inserito all'interno della macchina, in maniera tale da poterla utilizzare con le barre rettilinee appena create;
- Per ogni prova si è provveduto ad inserire manualmente all'interno della macchina la barra da 8 metri appena creata;
- Sono stati acquisiti a questo punto tutti i dati sperimentali necessari attraverso un set di sensori collegati alla macchina;
- Al termine della lavorazione il filo rimasto è stato eliminato, e si è proceduto ad inserire un'altra barra da 8 metri, ripetendo l'acquisizione.

In totale, sono state realizzate quattro prove di questo tipo, a differenti velocità di traino.

## SET DI PROVE A RADDRIZZATORI CHIUSI

Per rendere confrontabili i risultati del secondo set di prove a raddrizzatori chiusi con quelli ottenuti dal primo set di prove, si sono dovute ricreare le stesse condizioni. Ovvero, lavorare con le stesse velocità di traino, realizzare gli stessi lotti di produzione ed avere attivi sulla macchina gli stessi moduli.

Questo significa che anche in questo set di prove si è dovuto scollegare l'aspo.

Per poter eseguire il secondo set di prove, sono state necessarie le seguenti operazioni:

- È stato scollegato l'aspo dal sistema. Si è tagliato il filo di acciaio direttamente sull'aspo, in modo tale da mantenere la curvatura del tondino (e permettere quindi ai raddrizzatori di svolgere la loro funzione, generando una resistenza al movimento di traino) senza coinvolgere l'aspo, che non veniva trascinato in rotazione. Si è fatto in modo di avere sufficiente filo disponibile per realizzare tutto il set di prove senza dover ripetere alcuna operazione.
- Sono stati acquisiti tutti i dati necessari all'analisi.

In totale, sono state realizzate quattro prove di questo tipo, a differenti velocità di traino.

In entrambi i set di prove realizzati, è stato quindi escluso l'intervento del modulo di stoccaggio. Non si sono inoltre considerate le lavorazioni di piega e taglio.

## ANALISI DEI DATI ACQUISITI

I dati acquisiti dai diversi sensori collegati alla macchina sono stati elaborati tramite MATLAB. I dati utilizzati sono stati fondamentalmente due: l'energia consumata dal processo di traino ed il tempo da lui impiegato.

Tramite l'utilizzo della macchina a stati è stato possibile identificare all'interno dei dati acquisiti le operazioni di traino e taglio (la piega è assente in questo caso dal momento in cui sono stati realizzati pezzi rettilinei), in modo da associare a ciascuna di esse i corretti valori di energia consumata e tempo necessario alla singola lavorazione.

La macchina a stati è composta da 3 vettori riga, formati da una serie di 0 e 1. Il primo vettore identifica la fase di traino, il secondo la piega ed il terzo il taglio. Un valore pari a 1 significa che i dati acquisiti in quella specifica colonna appartengono a quella specifica fase. Un valore pari a 0 significa che i dati acquisiti in quella specifica colonna non appartengono a quella specifica fase. Ogni singolo dato acquisito non può appartenere a due fasi contemporaneamente.

Prendendo come esempio la prova sperimentale realizzata con raddrizzatori chiusi ad una velocità di traino dell'8% in cui si sono ottenuti 8 pezzi rettilinei da 50 cm, i dati che otteniamo da questa acquisizione sono racchiusi all'interno di un data set composto da 8 matrici di dati, ognuna relativa ad un singolo pezzo. Tali matrici avranno un numero di righe pari alle grandezze monitorate, in questo caso 11 (3 potenze attive, energia consumata, velocità target, posizione, velocità, corrente, macchina a stati: fase di traino, macchina a stati: fase di piega, macchina a stati: fase di taglio), ed un numero di colonne pari al numero di dati acquisiti dai sensori. I sensori ed il loro sistema di controllo ed elaborazione acquisiscono dati ogni 2 ms (quindi per esempio, una prova sperimentale che, dai dati acquisiti, risulta avere 1920 colonne di dati, è durata 3,84 s).

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	11x2622 do...	11x1921 do...	11x1920 do...	11x1922 do...	11x1921 do...	11x1923 do...	11x1920 do...	11x1922 do...

Figura 6-4 - Matrici di dati relative ad ogni singolo pezzo ottenuto di una singola prova sperimentale

Come è possibile vedere, ogni matrice, relativa ad un singolo pezzo, è composta da 11 righe e da un certo numero di colonne, corrispondenti al il tempo necessario alla realizzazione del singolo pezzo.

Aperto la matrice, è possibile vedere l'andamento nel tempo delle diverse grandezze monitorate, compresa la macchina a stati che permette di identificare le diverse fasi della lavorazione:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	-131.4000	-131.4000	-131.4000	-131.4000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000	-128.7000
2	-176.1000	-176.1000	-176.1000	-176.1000	-176.1000	-176.1000	-176.1000	-172.2000	-172.2000	-172.2000	-172.2000	-172.2000	-172.2000
3	-194.4000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-191.7000	-190.5000	-190.5000
4	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04	-7.6382e+04
5	-1	0	-4	4	-1	-1	-3	0	-2	4	27	55	79
6	-147483685	-147483685	-147483685	-147483685	-147483685	-147483689	-147483689	-147483689	-147483689	-147483689	-147483689	-147483685	-147483681
7	6.4543	6.3317	6.2443	6.3941	6.2977	6.3709	6.3299	6.4947	10.0284	18.8060	23.4729	22.4401	22.3821
8	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654	3654
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 6-5 - Matrice di dati di un singolo pezzo

- RIGA 1 - Potenza attiva assorbita sulla fase 1 dall'intera macchina
- RIGA 2 - Potenza attiva assorbita sulla fase 2 dall'intera macchina
- RIGA 3 - Potenza attiva assorbita sulla fase 3 dall'intera macchina
- RIGA 4 - Energia consumata dall'intera macchina
- RIGA 5 - Velocità dell'asse motore di traino
- RIGA 6 - Posizione dell'asse motore di traino
- RIGA 7 - Corrente assorbita dal motore di traino
- RIGA 8 - Velocità di traino impostata
- RIGA 9 - Macchina a stati: fase di traino
- RIGA 10 – Macchina a stati: fase di piega
- RIGA 11 – Macchina a stati: fase di taglio

Come è possibile vedere dai valori contenuti nella riga 9, associati alla macchina a stati: fase di traino, le grandezze sopra rappresentate sono correlate alla fase di traino.

In questo modo, tramite la macchina a stati, è stato possibile isolare il consumo di energia (riga 4) della fase di traino da quello della fase di taglio, oltre che di determinare il tempo di completamento

della fase di traino (andando a vedere in quale colonna avveniva il passaggio alla fase di taglio, è moltiplicando il numero della colonna per 2ms).

I risultati, in termini di energia assorbita dalla fase di traino e tempo di completamento della fase di traino, per i due set di prove, alle diverse velocità di traino, vengono ora elencati:

	ENERGIA CONSUMATA DAL PROCESSO DI TRAINO (Wh)		ENERGIA RICHIESTA DAI RADDRIZZATORI (Wh)
VELOCITA' DI TRAINO	SET DI PROVE A RADDRIZZATORI APERTI	SET DI PROVE A RADDRIZZATORI CHIUSI	Ottenuto come differenza tra i due set di prove.
8 %	0,3857	0,6814	0,2957
11 %	0,3771	0,6300	0,2529
15 %	0,3300	0,5700	0,2400
20 %	0,2700	0,5050	0,2350

*Tabella 6-1 - Energia richiesta dai raddrizzatori*

Per ottenere il valore di potenza assorbita dai raddrizzatori, si è diviso il contributo energetico richiesto da questi ultimi per la durata del tempo di completamento della fase di traino:

VELOCITA' DI TRAINO	TEMPO DI TRAINO (s)	POTENZA ASSORBITA DAI RADDRIZZATORI (W)
8 %	2,94	362,0816327
11 %	2,15	423,4604651
15 %	1,59	543,3962264
20 %	1,21	699,1735537

*Tabella 6-2 - Potenza assorbita dai raddrizzatori*



Tale andamento di potenza assorbita dai raddrizzatori al variare della velocità di traino è stato graficato al fine di ottenere l'equazione che ne descriva il comportamento:

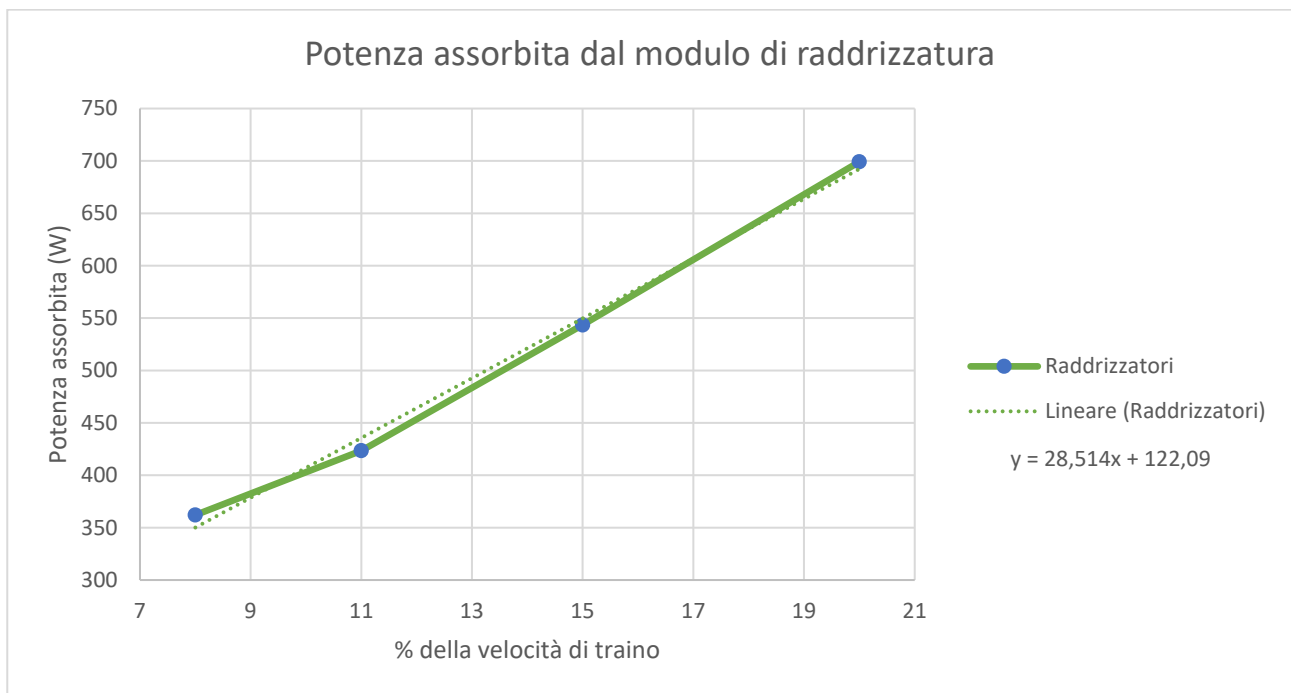


Figura 6-6 - Potenza assorbita dal modulo di raddrizzatura

Dalle prove sperimentali abbiamo ottenuto un comportamento pressoché lineare della potenza assorbita dai raddrizzatori al variare della velocità di traino. Tale andamento può essere efficacemente rappresentato tramite una linea di tendenza lineare, la cui equazione è riportata nel grafico. Il valore di potenza assorbita dal modulo di raddrizzatura, che sarà poi inserito nell'equazione di bilancio delle potenze precedentemente determinata per il sistema di traino, ha la seguente espressione:

$$P_{raddr} = 28,514 \cdot v_{traino.\%} + 122,09 \quad (6.1)$$

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$P_{raddr} = 28,514 \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 + 122,09 \quad (6.2)$$

In cui  $v_{max}$  è la velocità di avanzamento massima di traino.

Tale espressione sarà valida solamente per un filo di acciaio B450C di diametro 8 mm con caratteristiche analoghe a quello utilizzate nelle prove sperimentali.

## 7 ANALISI DEL MODULO DI STOCCAGGIO

Il materiale necessario alle lavorazioni effettuate dalla macchina reale viene stoccato sotto forma di bobine in una serie di aspi svolgitori non motorizzati, dotati di un freno idraulico. Possono essere collegati alla macchina più aspi nello stesso momento (con la macchina che può gestire contemporaneamente la lavorazione di due tondini dello stesso diametro). In questo modo, il passaggio da un tondino di un certo diametro ad un altro è reso più veloce.



*Figura 7-1 - Aspo svolgitore*

Il sistema formato da aspo e bobina fornisce una certa resistenza al motore di traino. Tale resistenza è dovuta principalmente a tre fattori:

- Variazione dell'energia cinetica di rotazione della struttura rotante dell'aspo;
- Variazione dell'energia cinetica di rotazione della bobina di ferro avvolto;
- Perdite di potenza per attrito sui cuscinetti di sostegno dell'aspo.

La variazione dell'energia cinetica di rotazione della struttura rotante dell'aspo determina la necessità di una certa potenza motrice per affrontare il moto transitorio di quest'ultimo, che da fermo deve raggiungere una certa velocità angolare con una determinata accelerazione angolare. Tale valore dipende dal momento di inerzia di massa della struttura rotante dell'aspo, valore fisso ottenibile dal modello CAD della macchina reale.

La variazione dell'energia cinetica di rotazione della bobina di ferro avvolto varia con il progredire della lavorazione, dal momento in cui maggiore è la quantità di filo che è stato lavorato, minore sarà la massa della bobina e quindi il suo momento di inerzia di massa. Al fine di valutare tale contributo sarà quindi necessario determinare una legge di variazione del momento di inerzia di massa della bobina con il progredire delle lavorazioni.

Le perdite di potenza per attrito sui cuscinetti di supporto dell'aspo verranno determinate in maniera analoga a quanto fatto per i cuscinetti presenti nel modulo di traino. Tale valore di potenza dissipata dipenderà dal carico agente sui cuscinetti (che sarà anch'esso funzione del tempo in quanto dipendente dalla massa della bobina presente sull'aspo) e dalla velocità di rotazione della struttura dell'aspo, che può variare in base ai parametri scelti dall'operazione nelle fasi preliminari della lavorazione.

## 7.1 Struttura rotante dell'aspo

La struttura rotante dell'aspo sulla quale poggia la bobina di filo di ferro, dal modello CAD del componente reale, risulta avere una massa  $m_{aspo} = 439,389 \text{ kg}$  ed un momento di inerzia di massa pari a  $J_{aspo} = 164,81 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

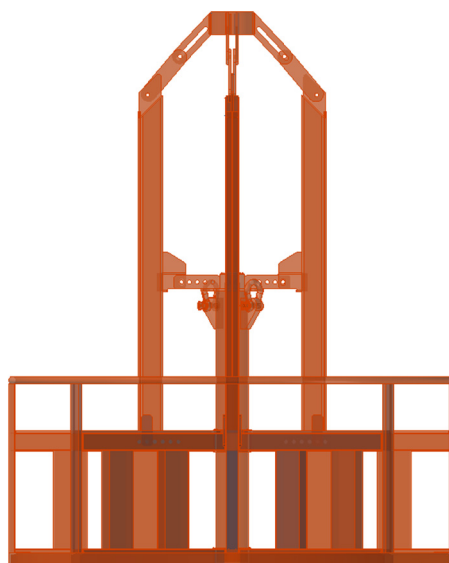


Figura 7-2 - Struttura rotante dell'aspo

La velocità di rotazione della struttura dell'aspo dipende dalla velocità di traino e dalla larghezza della bobina di ferro avvolto. Una bobina di grandi dimensioni farà sì che, a parità di velocità di traino, la struttura ruoti ad una velocità angolare bassa, dal momento in cui  $\omega_{aspo} = \frac{v_{traino}(mm/s)}{R_{bobina}}$ . Il raggio esterno della bobina  $R_{bobina}$  dipende dall'avanzamento della lavorazione. Maggiore è la quantità di filo che è stata lavorata, minore è la dimensione della bobina e di conseguenza maggiore è la velocità di rotazione dell'aspo.

La variazione dell'energia cinetica di rotazione della struttura rotante dell'aspo sarà quindi pari a:

$$\frac{d}{dt} E_{c4} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot J_{aspo} \cdot \omega_{aspo}(t)^2 \right) \quad (7.1)$$

Il valore di  $\omega_{aspo}$  sarà determinato più avanti, quando verrà definita la legge di diminuzione del raggio della bobina di ferro avvolto.

## 7.2 Bobina di ferro avvolto

Per poter determinare l'inerzia di massa della bobina, che diminuisce con il progredire delle lavorazioni, la si è immaginata come formata da un insieme di avvolgimenti ordinati di filo di acciaio.

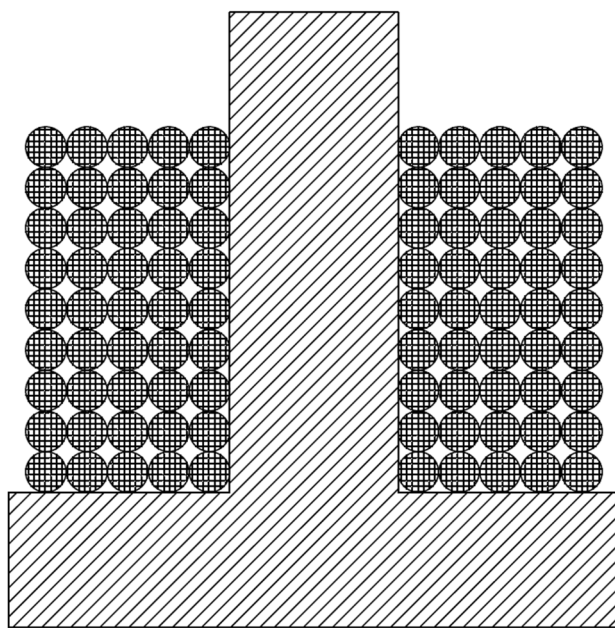


Figura 7-3 - Rappresentazione schematica della bobina

La struttura della bobina può essere vista come un cilindro cavo, di raggio interno  $R_i$  e raggio esterno  $R(t)$  dipendente dal tempo (maggiore è la quantità di filo che viene svolta dall'aspo, minore sarà la

massa di filo ancora stoccata nella bobina, minore sarà il raggio esterno dell'ipotetico cilindro cavo con la quale essa può essere schematizzata).

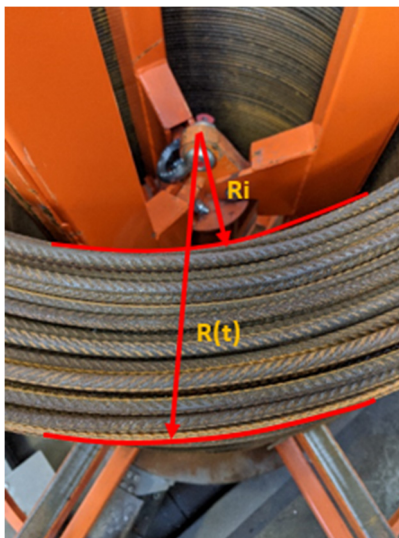


Figura 7-4 - Raggio interno ed esterno della bobina

Per poter rappresentare la diminuzione di massa della bobina nel tempo, si è immaginata una diminuzione costante nel tempo di  $R(t)$ . Nella realtà ovviamente ciò non avviene, in quanto la bobina, anche se inizialmente ordinata, tende a scomporsi e ad ammassare una certa quantità di filo alla sua base man mano che quest'ultimo viene svolto. Rappresentare la diminuzione del volume della bobina tramite una diminuzione costante del suo raggio esterno permette di rendere il problema di facile trattazione analitica, senza ottenere dei risultati (in termini di momento di inerzia) troppo distanti dalla realtà. Il volume di tale cilindro cavo sarà calcolato in base all'effettivo volume dei fili avvolti nella bobina. Questo porta ad avere un volume inferiore di un fattore 1,27 rispetto a quello calcolato tramite le classiche formule geometriche per il volume di un cilindro cavo di raggio interno  $R_i$ , raggio esterno  $R_e$  ed altezza  $h$   $V = \pi \cdot h \cdot (R_e^2 - R_i^2)$ . Questo perché un cilindro cavo composto da una serie ordinata di fili circolari avvolti l'uno vicino all'altro genera degli spazi vuoti tra le sezioni circolari dei fili.

Tale struttura della bobina viene rappresentata come formata da una serie di avvolgimenti  $N_A$  (numero di fili disposti l'uno accanto all'altro sul piano orizzontale) e da una serie di impilaggi  $N_I$  (numero di fili disposti l'uno accanto all'altro sul piano verticale). Conoscendo il diametro  $d$  del tondino, oltre alla velocità di traino alla quale sta operando la macchina  $v_{traino}$ , è possibile determinare la legge di variazione di  $R(t)$  e di conseguenza la legge di variazione di  $J_{bobina}(t)$ .

## DEFINIZIONE DEI DATI

$N_A =$  numero di avvolgimenti

$N_I =$  numero di impilaggi

Il numero di avvolgimenti e di impilaggi definiscono la situazione di partenza della bobina.

$d =$  diametro del tondino

$R_i =$  raggio interno della bobina = 421 mm

$R_e =$  raggio esterno iniziale della bobina =  $R_i + N_A \cdot d$

## SVOLGIMENTO

Come prima cosa bisogna determinare il raggio dei vari avvolgimenti della bobina, calcolato dal raggio interno della bobina (corrispondente al raggio dell'elemento circolare di supporto centrale della struttura rotante dell'aspo) al centro del filo dell' $j$ -esimo avvolgimento:

$$R_j = R_e - \frac{d}{2} - (j - 1) \cdot d \quad (7.2)$$

Si calcola poi il volume di tutti gli impilaggi di raggio  $R_j$ :

$$V_j = 2\pi \cdot R_j \cdot \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot N_I R_j = R_e - \frac{d}{2} - (j - 1) \cdot d \quad (7.3)$$

Tempo necessario a svolgere dalla bobina tutti gli impilaggi di raggio  $R_j$ :

$$t_j = \frac{2\pi \cdot R_j \cdot N_I}{v_{traino}} \quad (7.4)$$

Tempo necessario per svolgere tutta la bobina (svuotare l'aspo):

$$t_{tot} = \sum_{j=1}^{N_a} t_j \quad (7.5)$$

A questo punto possiamo determinare l'andamento di  $R(t)$ , che diminuisce linearmente nel tempo:

$$R(t) = R_e - \left(\frac{d}{\frac{t_{tot}}{N_A}}\right) \cdot t \quad (7.6)$$

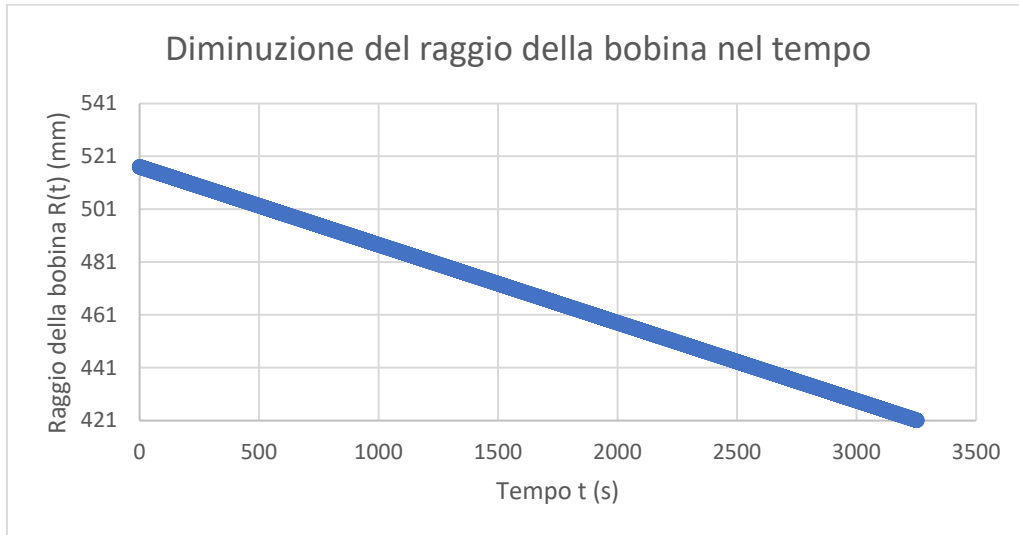


Figura 7-5 - Diminuzione del raggio di una bobina da 92 impilaggi, 12 avvolgimenti, diametro 8mm, ad una velocità di traino costante di 1000 mm/s, nel tempo

Prima di determinare la legge di variazione di  $J_{bobina}(t)$ , calcoliamo la legge di variazione della massa della bobina  $m_{bobina}(t)$ . Per farlo determiniamo innanzitutto la lunghezza di filo trainata al tempo t:

$$l_{trainato}(t) = v_{traino} \cdot t \quad (7.7)$$

Volume trainato al tempo t:

$$V_{trainato}(t) = l_{trainato}(t) \cdot \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (7.8)$$

Volume della bobina al tempo t:

$$V_{bobina}(t) = V_0 - V_{trainato}(t) \quad (7.9)$$

Dove  $V_0 = \sum_{j=1}^{N_A} V_j$  è il volume iniziale della bobina.

Massa totale al tempo t:

$$m_{bobina}(t) = V_{bobina} \cdot \rho \quad (7.10)$$

In cui  $\rho$  = densità del tondino.

Possiamo infine determinare la legge di variazione di  $J_{bobina}(t)$ :

$$J_{bobina}(t) = \frac{1}{2} \cdot m_{bobina}(t) \cdot (R(t)^2 + R_i^2) \quad (7.11)$$

In cui si è utilizzata l'equazione del momento di inerzia di un cilindro cavo di raggio esterno  $R(t)$  e raggio interno  $R_i$ , dove però la massa considerata è stata quella effettiva dei fili contenuti nella bobina.

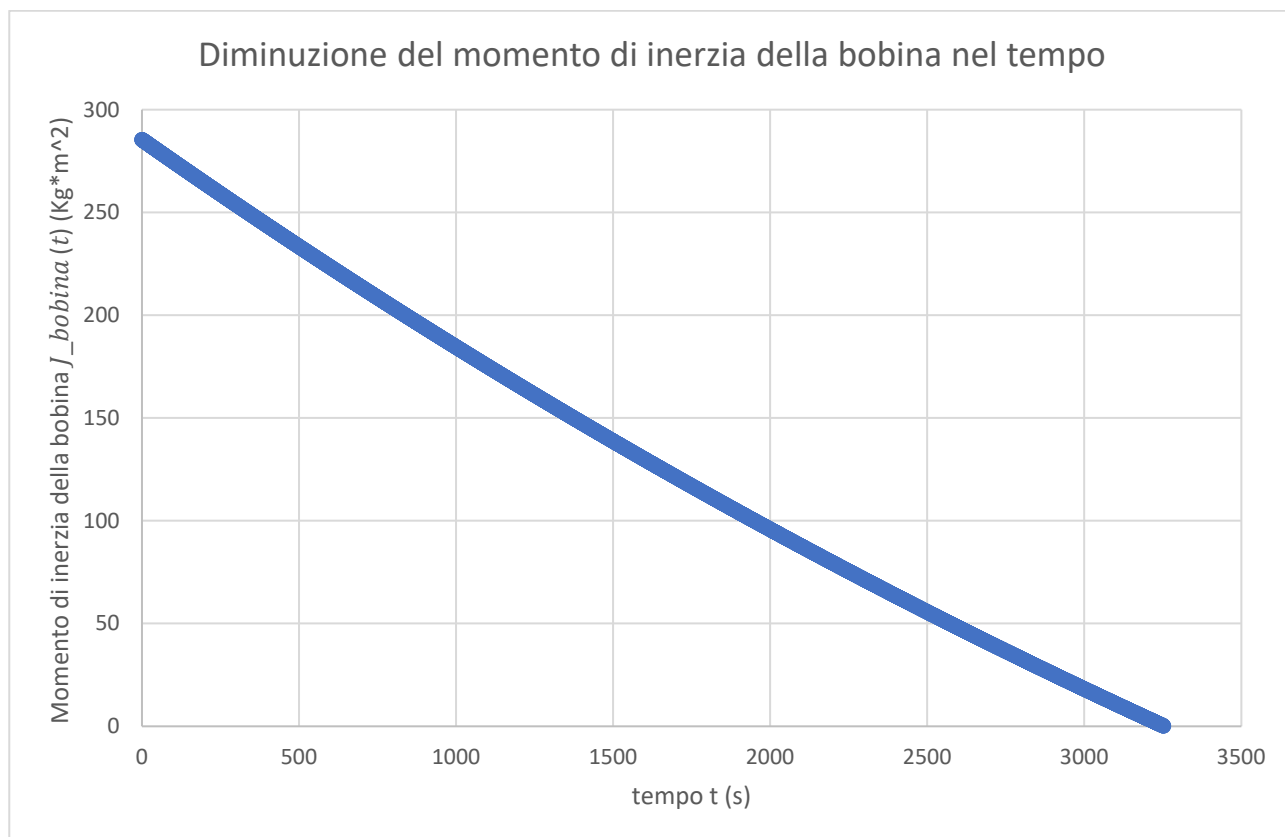


Figura 7-6 - Diminuzione del momento di inerzia di massa di una bobina da 92 impilaggi, 12 avvolgimenti, diametro 8mm, ad una velocità di traino costante di 1000 mm/s, nel tempo

La variazione di energia cinetica rotazionale della bobina sarà pari a:

$$\frac{d}{dt} E_{c5} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot J_{bobina}(t) \cdot \omega_{aspo}(t)^2 \right) \quad (7.12)$$



## 7.3 Cuscinetti di supporto

Per determinare il valore di potenza dissipata per attrito dai cuscinetti di supporto della struttura rotante dell'aspo, abbiamo sfruttato il "SKF Bearing Select", in maniera analoga a quanto fatto per i cuscinetti del modulo di traino.

La struttura rotante dell'aspo poggia su due cuscinetti a una corona di rulli conici montati in configurazione ad O, distanti 131,75 mm l'uno dall'altro.

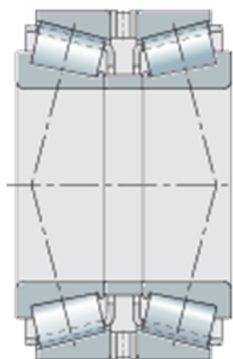


Figura 7-7 - Configurazione di montaggio dei cuscinetti

Le dimensioni di ingombro dei due cuscinetti sono:

CUSCINETTO SUPERIORE	CUSCINETTO INFERIORE
Diametro esterno $D = 160$ mm;	Diametro esterno $D = 180$ mm;
Diametro interno $d = 90$ mm;	Diametro interno $d = 100$ mm;
Spessore $B = 32,5$ mm.	Spessore $B = 37$ mm.

Tabella 7-1 - Dimensioni di ingombro dei cuscinetti di supporto dell'aspo

In assenza di fenomeni vibratori (che non vengono in questa analisi considerati) e di forze radiali che potrebbero svilupparsi sui cuscinetti in seguito al traino del tondino e allo svolgimento della bobina (che non sono state analizzate dal momento in cui si sarebbe reso necessario uno studio più approfondito della cinematica dell'aspo, che non è di facile interpretazione per questo particolare modello in quanto è privo di motorizzazione che avrebbe sincronizzato la sua velocità di rotazione con la velocità di avanzamento del tondino) agiscono solamente forze assiali determinate dal peso della struttura e della bobina. Tale peso diminuirà nel tempo a causa dello svolgimento della bobina. Di conseguenza, per individuare una relazione tra la potenza dissipata dal sistema di cuscinetti di supporto ed il peso della struttura si sono considerati due casi:

1. Caso di minimo peso della struttura, con la bobina “scarica”, e con un peso totale di  $m_{min} = V \cdot \rho + m_{aspo}$  generato dalla presenza di 60 impilaggi e 2 avvolgimenti;
2. Caso di massimo peso della struttura, con la bobina completamente “carica”, e con un peso totale di  $m_{max} = V_0 \cdot \rho + m_{aspo}$  generato dalla presenza di 92 impilaggi e 12 avvolgimenti;

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti dipenderà anche dalla velocità di rotazione angolare dell'aspo  $\omega_{aspo}$ , anch'essa dipendente dal tempo. Di conseguenza, per individuare una relazione tra la potenza dissipata dal sistema di cuscinetti di supporto e la velocità di rotazione angolare dell'aspo, per ognuno dei due casi sopra presentati si è calcolata la potenza dissipata a due velocità diverse:

1.  $v_{traino} = 8\%$ ;
2.  $v_{traino} = 20\%$ .

Avremo quindi un totale di 4 casi da analizzare:

1.  $m_{min} = V \cdot \rho + m_{aspo}, v_{traino} = 8\%$ ;
2.  $m_{min} = V \cdot \rho + m_{aspo}, v_{traino} = 20\%$
3.  $m_{max} = V_0 \cdot \rho + m_{aspo}, v_{traino} = 8\%$ ;
4.  $m_{max} = V_0 \cdot \rho + m_{aspo}, v_{traino} = 20\%$ ;

#### CASO 1

$$m_{min} = 127,63 + 439,389 = 567,019 \text{ kg} \quad (7.13)$$

La velocità angolare dell'aspo espressa in rpm sarà pari a:

$$\omega_{aspo} = \frac{173,33}{437} \cdot \frac{60}{2\pi} = 3,79 \text{ rpm} \quad (7.14)$$

Ai fini del calcolo all'interno dello strumento SKF Bearing Select si è considerato un raggio istantaneo della bobina  $R(t)$  pari al raggio massimo iniziale  $R_e = 437 \text{ mm}$ .

La forza assiale  $F_z$  che si scarica sui cuscinetti sarà pari a:

$$F_z = 567,019 \cdot 9,8 = 5,557 \text{ kN} \quad (7.15)$$

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti sarà pari a:

$$P_{LC1} = 1 \text{ W} \quad (7.16)$$

## CASO 2

$$m_{min} = 127,63 + 439,389 = 567,019 \text{ kg} \quad (7.17)$$

La velocità angolare dell'aspo espressa in rpm sarà pari a:

$$\omega_{aspo} = \frac{433,33}{437} \cdot \frac{60}{2\pi} = 9,47 \text{ rpm} \quad (7.18)$$

Ai fini del calcolo all'interno dello strumento SKF Bearing Select si è considerato un raggio istantaneo della bobina  $R(t)$  pari al raggio massimo iniziale  $R_e = 437 \text{ mm}$ .

La forza assiale  $F_z$  che si scarica sui cuscinetti sarà pari a:

$$F_z = 567,019 \cdot 9,8 = 5,557 \text{ kN} \quad (7.19)$$

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti sarà pari a:

$$P_{LC2} = 2 \text{ W} \quad (7.20)$$

## CASO 3

$$m_{max} = 1283,69 + 439,389 = 1723,079 \text{ kg} \quad (7.21)$$

La velocità angolare dell'aspo espressa in rpm sarà pari a:

$$\omega_{aspo} = \frac{173,33}{517} \cdot \frac{60}{2\pi} = 3,34 \text{ rpm} \quad (7.22)$$

Ai fini del calcolo all'interno dello strumento SKF Bearing Select si è considerato un raggio istantaneo della bobina  $R(t)$  pari al raggio massimo iniziale  $R_e = 517 \text{ mm}$ .

La forza assiale  $F_z$  che si scarica sui cuscinetti sarà pari a:

$$F_z = 1723,079 \cdot 9,8 = 16,886 \text{ kN} \quad (7.23)$$

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti sarà pari a:

$$P_{LC3} = 2 \text{ W} \quad (7.24)$$

## CASO 4

$$m_{max} = 1283,69 + 439,389 = 1723,079 \text{ kg} \quad (7.25)$$

La velocità angolare dell'aspo espressa in rpm sarà pari a:

$$\omega_{aspo} = \frac{433,33}{517} \cdot \frac{60}{2\pi} = 8,02 \text{ rpm} \quad (7.26)$$

Ai fini del calcolo all'interno dello strumento SKF Bearing Select si è considerato un raggio istantaneo della bobina R(t) pari al raggio massimo iniziale  $R_e = 517 \text{ mm}$ .

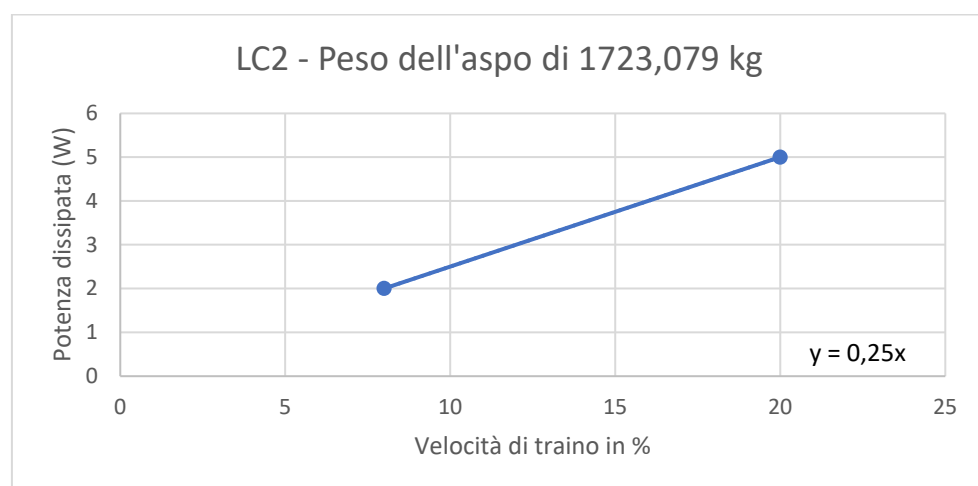
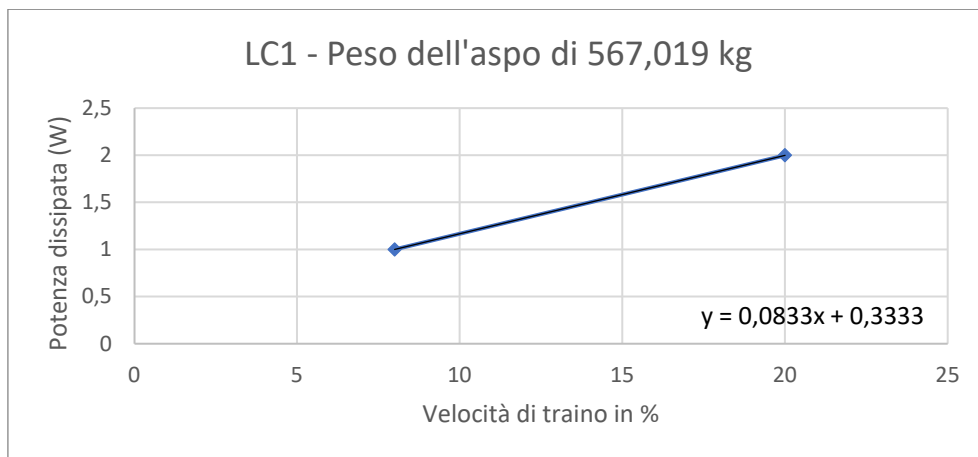
La forza assiale  $F_z$  che si scarica sui cuscinetti sarà pari a:

$$F_z = 1723,079 \cdot 9,8 = 16,886 \text{ kN} \quad (7.27)$$

La potenza dissipata dal sistema di cuscinetti sarà pari a:

$$P_{LC4} = 5 \text{ W} \quad (7.28)$$

Per esprimere la dipendenza della potenza dissipata dai cuscinetti dalla velocità di traino e dal peso della bobina vengono graficati i risultati ottenuti nei vari casi, esplicitando le equazioni delle linee di tendenza che rappresentano il comportamento della potenza dissipata.



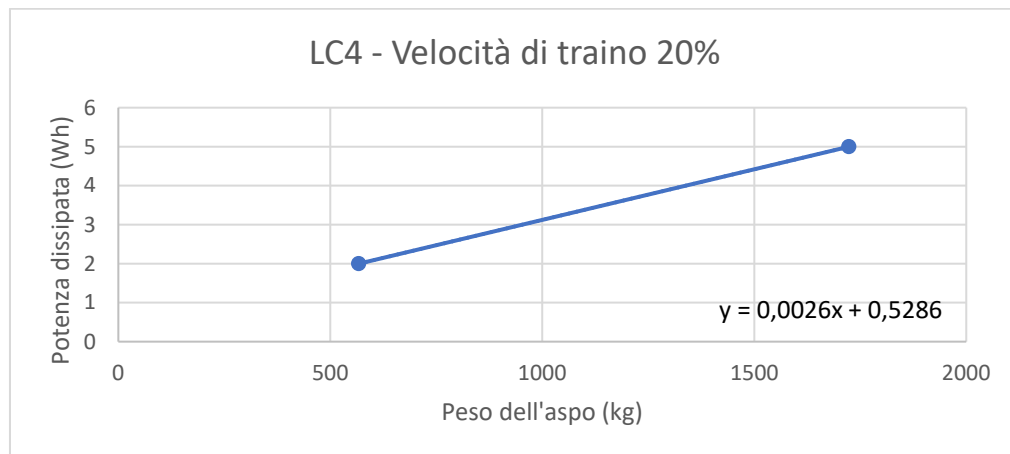
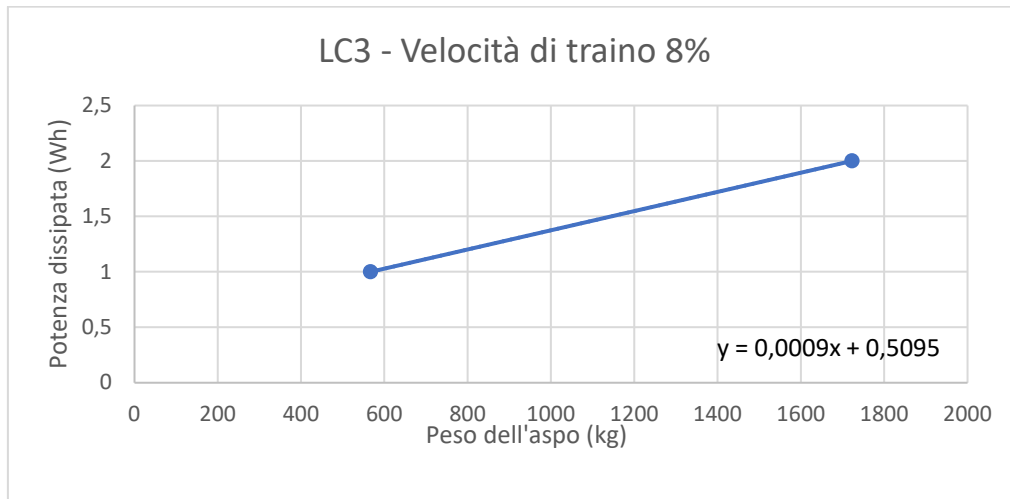


Figura 7-8 - Dipendenza della potenza dissipata dai cuscinetti nei vari casi

Normalizzando tali equazioni, per esempio dividendo la prima per il peso dell'aspo alla quale si riferisce:

$$P_{c.aspo} = \frac{0,0833}{567,019} \cdot (m_{aspo} + m_{bobina}) \cdot v_{traino.\%} + \frac{0,3333}{567,019} \cdot (m_{aspo} + m_{bobina}) \quad (7.29)$$

otteniamo una relazione che permette di determinare la potenza dissipata dai cuscinetti dell'aspo conoscendo la velocità di traino e la massa totale dell'aspo ( $m_{aspo} + m_{bobina}$ ).

Ripetendo tale operazione per tutti e 3 gli altri casi analizzati, otteniamo relazioni analoghe che, per un certo valore di  $v_{traino.\%}$  e  $m_{aspo} + m_{bobina}$  restituiscono risultati molto vicini tra di loro.

Nel grafico seguente sono rappresentate tali relazioni normalizzate:

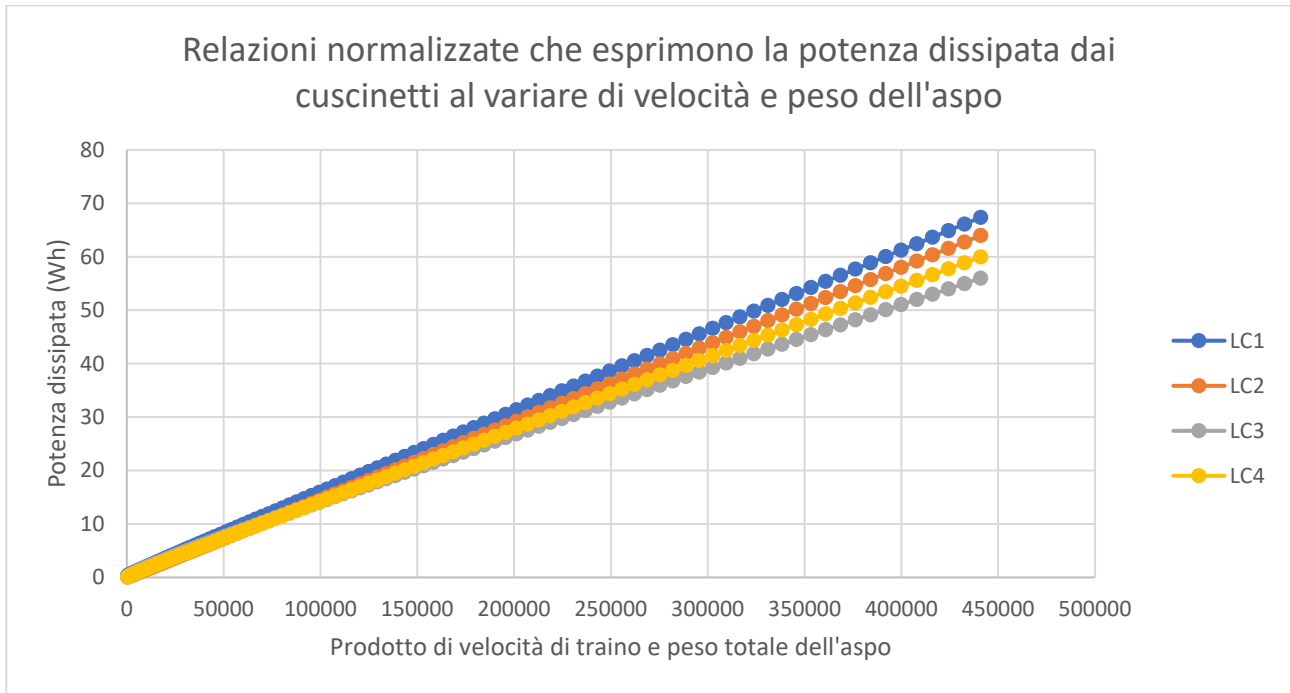


Figura 7-9 - Relazioni normalizzate che esprimono la potenza dissipata dai cuscinetti al variare di velocità e peso dell'aspo

Come è possibile vedere, la stima della potenza dissipata dai cuscinetti di supporto, soprattutto a bassi valori di velocità di traino (a parità di peso dell'aspo sono nella parte sinistra del grafico) è analoga per i 4 casi. Essendo la nostra analisi, per i motivi che verranno illustrati successivamente, limitata a basse velocità di traino, ed essendo il contributo alla potenza elettrica assorbita dal motore dei cuscinetti di supporto dell'aspo di ridotta entità, è possibile rappresentare il loro comportamento tramite una di queste quattro relazioni, consci di effettuare un'approssimazione del fenomeno. Considerando come equazione quella relativa al caso LC2, che offre valori di potenza dissipata nella media di tutte le equazioni ottenute, abbiamo che la relazione che determina il valore di potenza dissipata dai cuscinetti di supporto del modulo di stoccaggio è:

$$P_{c.aspo} = \frac{0,25}{1723,079} \cdot (m_{aspo} + m_{bobina}(t)) \cdot v_{traino. \%} \quad (7.30)$$

È opportuno esprimere tale relazione in funzione di  $v(t)$ , velocità di avanzamento del tondino.

$$P_{c.aspo} = \frac{0,25}{1723,079} \cdot (m_{aspo} + m_{bobina}(t)) \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 \quad (7.31)$$

In cui  $m_{aspo} = 439,389$  kg e  $m_{bobina}(t)$  è la massa della bobina al tempo  $t$ , dipendente dal numero di avvolgimenti e impilaggi di filo all'inizio della lavorazione e alla quantità di filo già svolto.

## 8 ANALISI DEL MODULO DI TAGLIO

Il modulo di taglio è costituito da un elevato numero di componenti. Quelli che si occupano, all'atto pratico, del taglio del tondino di acciaio sono il coltello fisso (**F**), solidale al corpo macchina, ed il coltello mobile (**M**), azionato da un motore elettrico in corrente continua.

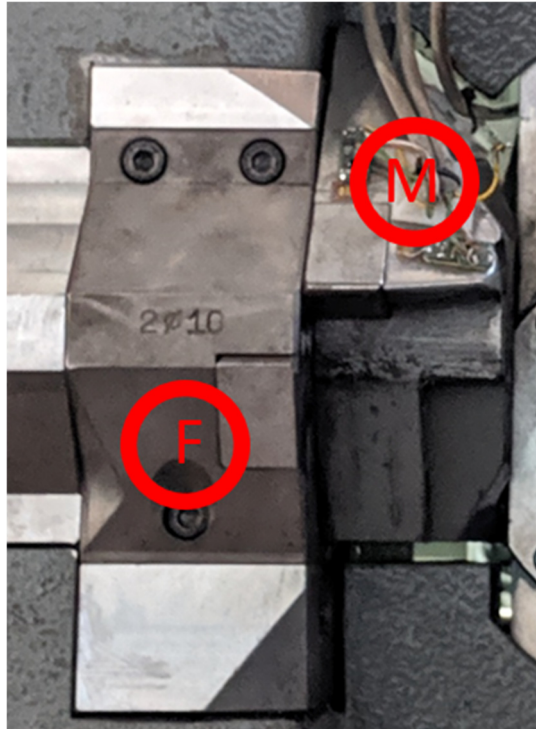


Figura 8-1 - Dettaglio su coltello fisso e coltello mobile

Il movimento rotatorio generato dal motore elettrico viene trasmesso, attraverso una serie di corpi connessi, al coltello mobile. Collegato direttamente al **motore elettrico (1)** vi è un **riduttore epicicloidale (2)**, che diminuisce il numero di giri dell'albero motore, aumentandone allo stesso momento la coppia generata. Collegato al riduttore epicicloidale vi è un gruppo di componenti costituito da un **albero con eccentrico (3)**, una **biella (4)**, un **bilanciere (5)** collegato a telaio tramite un **perno (6)** supportato da una coppia di cuscinetti, che funge da fulcro di rotazione, che permette la trasformazione del moto rotatorio generato dal motore elettrico in moto rettilineo alternato caratteristico del **coltello mobile (M)**, fissato all'estremità del bilanciere. Tale componente non è altro che un prisma con spigoli vivi che fungono da superfici taglienti. Il taglio avverrà dal momento in cui il coltello mobile, animato di moto rettilineo, andrà in diretto contatto con il tondino di acciaio che si trova appoggiato ad una ulteriore superficie tagliente, il **coltello fisso (F)**, solidale alla macchina e posizionato all'estremità della **scatola guidafile (7)**. I componenti del modulo di taglio sono rappresentati nell'immagine successiva.

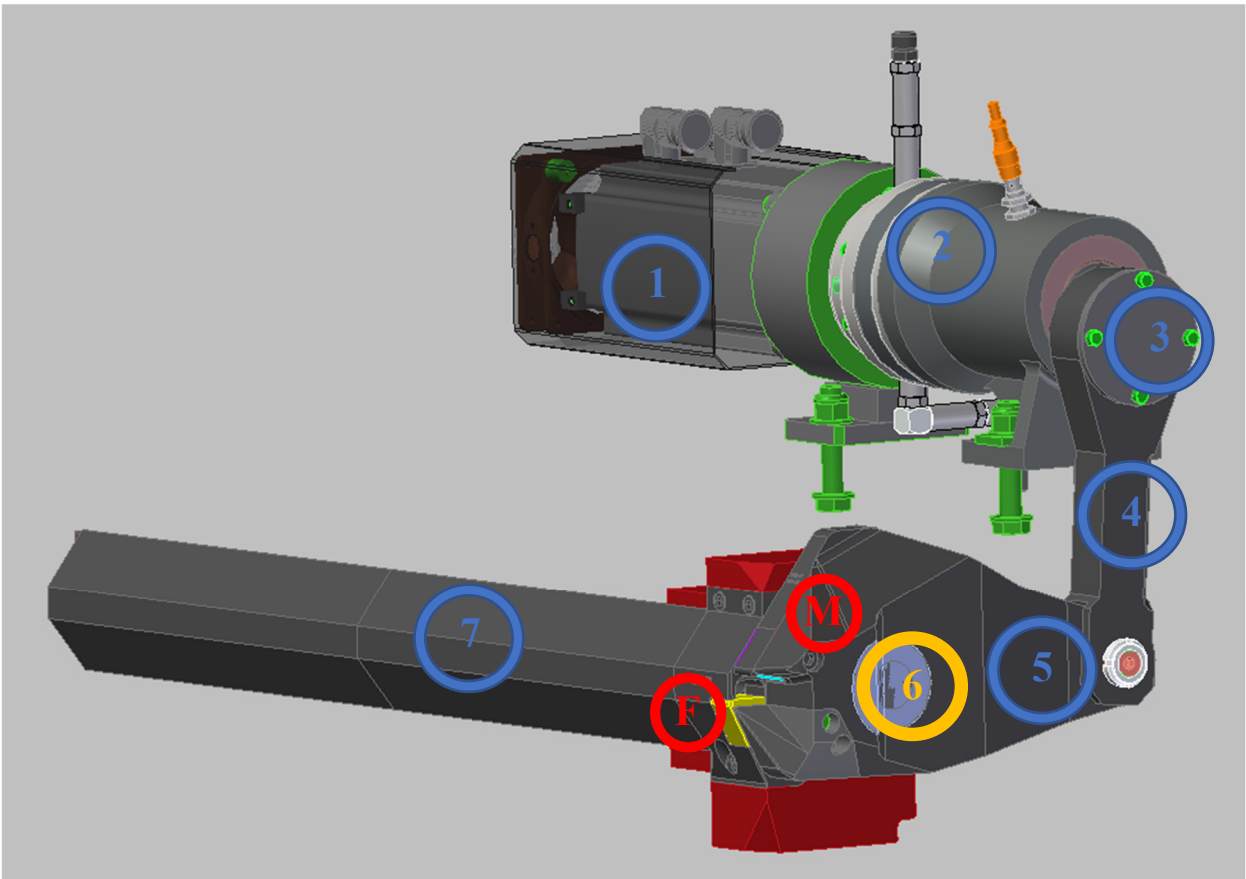


Figura 8-2 - Componenti del modulo di taglio

La rottura del tondino avviene per schianto, con una prima parte del processo in cui si generano elevatissime deformazioni plastiche che portano ad una riduzione della sezione resistente del tondino. Quando la sezione resistente non è più in grado di supportare il carico generato dal movimento del coltello mobile avviene la rottura per schianto del tondino.

È immediato capire come in una specifica macchina, l'energia necessaria per il processo di taglio dipenda esclusivamente dal tipo di tondino utilizzato nella lavorazione (materiale, dimensioni, tipologia di nervatura). Dal momento in cui le nostre analisi si limitano a considerare un'unica tipologia di tondino, è possibile ricavare tale valore di energia tramite l'analisi di una certa quantità di prove sperimentali. Se si volesse espandere l'analisi dell'energia consumata dal processo di taglio all'utilizzo di più tipologie di tondino, sarà sufficiente ripetere tali acquisizioni per tutte le tipologie di tondino interessate. Dal momento in cui il processo di taglio non è modificabile tramite alcun parametro, a differenza dei processi di trainto e piega in cui è possibile impostare la velocità alla quale tali processi devono avvenire, è lecito aspettarsi un valore di energia consumata costante.



## ANALISI TRAMITE PROVE SPERIMENTALI

I dati acquisiti tramite le prove sperimentali sono gli stessi che sono stati evidenziati nel precedente capitolo sul modulo di raddrizzatura. In questo caso però, si è sfruttata la macchina a stati per identificare ed isolare la fase di taglio, determinando il valore di energia consumata ed il tempo impiegato dalla sola fase di taglio del tondino.

Le prove sperimentali sono state condotte nelle seguenti condizioni:

- Tondino impiegato: diametro di 8 mm, materiale acciaio da costruzione B450C, le cui caratteristiche minime sono definite dalle norme NTC2008;
- Pezzi realizzati: 20 staffe formate da due lati a 90°, di 200 mm e 600mm.
- Velocità di traino 20%.
- Velocità di piega: 10%, 20%, 40%, 60%, 80%.

Nella realtà questi parametri, escluso il tondino impiegato, non influiranno sul processo di traino.

PROVA	TEMPO DI TAGLIO	ENERGIA CONSUMATA NEL PROCESSO DI TAGLIO
P10_TR20	0,900 s	0,3489 Wh
P20_TR20	0,904 s	0,3537 Wh
P40_TR20	0,902 s	0,3505 Wh
P60_TR20	0,904 s	0,3505 Wh
P80_TR20	0,902 s	0,3521 Wh

Tabella 8-1 - Energia consumata dal processo di taglio

In cui le sigle delle varie prove P10\_TR20, P20\_TR20 ecc indicano con la lettera P la percentuale di velocità di piega e con le lettere TR la percentuale di velocità di traino con le quali sono state realizzate. Come ci si poteva aspettare, sia il tempo di taglio che l'energia consumata in tale processo hanno valori pressoché costanti.

$$t_{taglio.medio} = 0,9024 \text{ s} \quad (8.1)$$

$$E_{taglio.media} = 0,35114 \text{ Wh} \quad (8.2)$$

Per ricavare l'energia espressamente richiesta dal solo processo di taglio bisogna rimuovere dal contributo sopra ricavato il consumo costante proprio della macchina, relativo alla console di

comando, all'encoder e a tutti quegli elementi che consumano indipendentemente dal processo di traino, piega e taglio del tondino di ferro. Quest'operazione deve essere fatta dal momento in cui tale valore di potenza costante viene considerato ed aggiunto separatamente all'interno del simulatore. Tale valore di potenza costante assorbita dalla macchina era stato quantificato, tramite prove sperimentali, in:

$$P_{cost} = 205 \text{ W} \quad (8.3)$$

Moltiplicando  $P_{cost}$  per il  $t_{taglio.medio}$  otteniamo l'energia assorbita dalla macchina relativa al consumo di potenza costante.

$$E_{taglio.cost} = 205 \cdot 0,9024 = 184,992 \text{ J} \quad (8.4)$$

Che espresso in Wh diventa:

$$E_{taglio.cost} = 0,05139 \text{ Wh} \quad (8.5)$$

Quindi l'energia consumata esclusivamente dal processo di taglio sarà quantificata in:

$$E_{taglio} = E_{taglio.media} - E_{taglio.cost} = 0,29975 \text{ Wh} \quad (8.6)$$

Dividendo tale valore per il tempo di taglio medio otteniamo la potenza consumata esclusivamente dal processo di taglio. Nella realtà, la fase di taglio vera e propria in cui avviene la rottura del tondino non dura quanto il  $t_{taglio.medio}$  identificato tramite la macchina a stati, in quanto vi è una fase di pausa che segue l'ultimo traino e precede il taglio. Indicativamente, tale fase dura la metà del  $t_{taglio.medio}$ , quindi è possibile approssimare la durata del tempo di taglio effettivo in 0,4512 s. Tali considerazioni non andranno a variare il risultato finale del simulatore in termini di energia consumata dal processo di taglio e dall'intera lavorazione. Abbiamo quindi che, il tempo di pausa tra l'ultima fase di traino e l'inizio della fase di taglio sarà pari a:

$$t_{pausa.taglio} = 0,4512 \text{ s} \quad (8.7)$$

$$t_{taglio} = 0,4512 \text{ s} \quad (8.8)$$

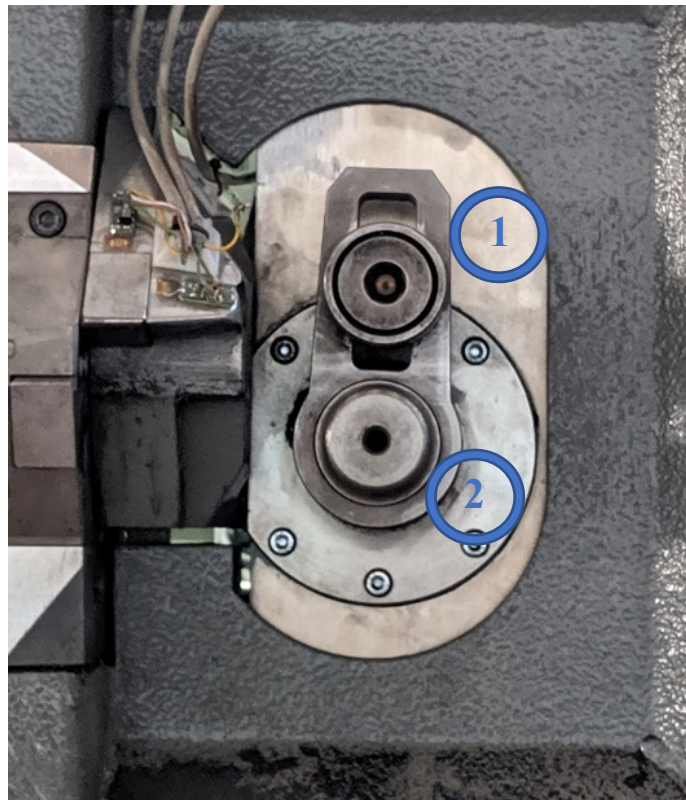
E la potenza assorbita dal processo di taglio sarà pari a:

$$P_{taglio} = \frac{E_{taglio} \cdot 3600}{t_{taglio}} = 2391 \text{ W} \quad (8.9)$$

## 9 ANALISI DEL MODULO DI PIEGA

Il modulo di piega è composto dai seguenti componenti principali:

- Perno periferico (1);
- Mandrino centrale (2);
- Braccio per il montaggio di perno e mandrino;
- Due servomotori elettrici (uno comanda il moto in-out del gruppo di piega, l'altro il moto up-down).



*Figura 9-1 - Modulo di piega*

Tali componenti permettono la piega del tondino con un angolo e ad una velocità di piega desiderata. La posizione del perno periferico rispetto al mandrino centrale viene impostata manualmente dall'operatore della macchina in relazione alla dimensione del tondino che deve essere lavorato. Per avere una piega ottimale la luce tra i due elementi deve essere pari a 1,8 volte il diametro del tondino in lavorazione.

La piega del tondino avviene dal momento in cui si generano su di esso delle elevate deformazioni plastiche in seguito al movimento forzato dettato dal perno periferico che preme sul tondino a contatto con il mandrino centrale. In questa particolare macchina, non vi è alcun controllo software che

permetta di determinare l'angolo extra di piega necessario per compensare il fenomeno del ritorno elastico del tondino. Tale operazione viene effettuata manualmente dall'operatore che dovrà, tramite la console di comando, impostare un valore correttivo di piega che permetta di compensare il fenomeno del ritorno elastico ottenendo un angolo di piegatura corretto.

## 9.1 Analisi teorica della piega

È possibile analizzare, dal punto di vista teorico, il fenomeno della piega del tondino, rifacendosi alla trattazione del caso della flessione elasto plastica di travi doppiamente simmetriche. Il comportamento meccanico del materiale può essere rappresentato con buona approssimazione considerando un modello di comportamento elasto plastico perfetto. Tale comportamento si ha quando, superata la deformazione di snervamento  $\epsilon_s$ , la tensione cessa di crescere e resta costante nel valore di snervamento  $\sigma_s$ . Un comportamento di questo tipo è del tutto ideale ma approssima bene il comportamento della maggior parte dei materiali di uso frequente come l'acciaio. Il legame costitutivo che si ottiene con questo tipo di modelli è suddivisibile in due rami: uno lineare che rappresenta il comportamento elastico lineare, descritto dalla legge di Hooke fino alla deformazione/tensione di snervamento, e uno orizzontale, che descrive il comportamento plastico perfetto e si estende idealmente per qualunque valore di deformazione maggiore di  $\epsilon_s$ .

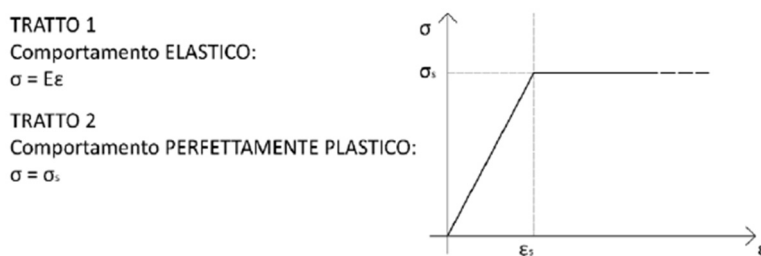


Figura 9-2 - Comportamento elasto plastico perfetto

La deformazione plastica del tondino si verifica quando la curvatura imposta dal movimento degli organi di piega induce le fibre a deformare oltre il valore di snervamento. Si ipotizza che il materiale abbia un comportamento simmetrico a trazione e compressione, come avviene tipicamente nei metalli. L'analisi viene svolta con l'ipotesi che le sezioni del tondino rimangano piane anche in campo plastico. Matematicamente ciò equivale ad assumere che  $\epsilon = k \cdot y$ , dove  $y$  è la distanza della generica fibra dall'asse neutro e  $k$  è la curvatura imposta al tondino.

1. Fintanto che la curvatura è piccola e la sezione rimane in campo elastico, le tensioni sviluppate si determinano con la legge di Hooke e presentano un andamento lineare lungo la sezione del tondino;

2. All'aumentare della curvatura, quando  $\sigma_{max} = \sigma_s$  avviene la plasticizzazione delle prime fibre, quelle più esterne, per le quali il valore di tensione rimarrà pari a  $\sigma_s$ ;
3. All'aumentare della curvatura, sempre più fibre si plasticizzano a partire da quelle più esterne verso quelle più interne;
4. Il caso limite (non verificabile nella realtà) si verifica quando tutte le fibre della sezione si sono plasticizzate, ovvero quando la curvatura della sezione corrispondente è infinita.

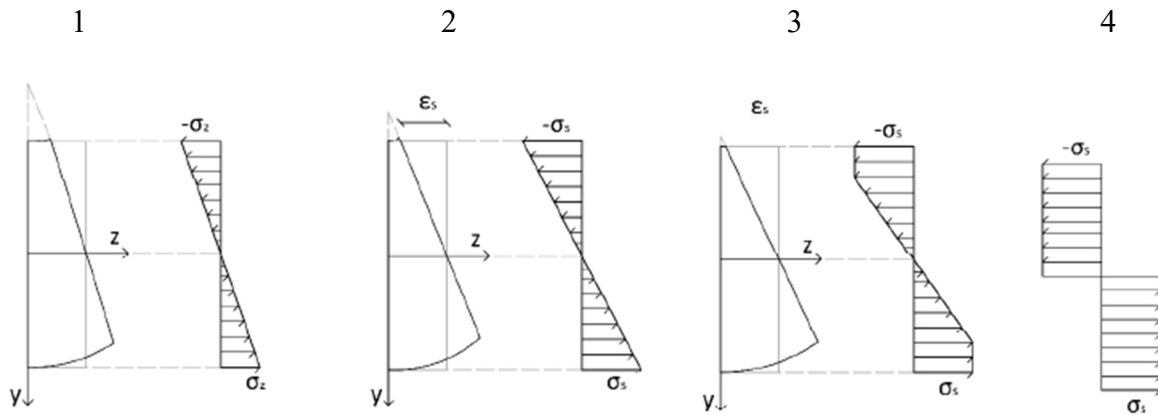


Figura 9-3 - Varie fasi della flessione elasto-plastica di una trave

Il fenomeno del ritorno elastico riguarda quelle fibre che non si sono plasticizzate e che posseggono energia di deformazione elastica. Tali fibre tenderanno a ritornare alla loro forma iniziale, recuperando l'energia elastica che hanno accumulato in seguito alla deformazione, generando una diminuzione dell'angolo impostato tramite la piega. È per questo necessario piegare più del dovuto per contrastare tale fenomeno ed ottenere un angolo di piega del valore desiderato.

L'energia necessaria per ottenere una deformazione plastica elementare (riferita ad una unica fibra della sezione) di questo tipo è ottenibile tramite la relazione:

$$E_{piega.el} = \int_0^{\varepsilon_f} \sigma \cdot d\varepsilon \quad (9.1)$$

L'energia di deformazione plastica globale (riferita a tutto il tondino) si ottiene integrando il lavoro elementare su tutto il dominio spaziale:

$$E_{piega.tot} = \int E_{piega.el} \cdot dV \quad (9.2)$$

Tale energia di deformazione plastica rappresenta il lavoro necessario ideale per ottenere una determinata deformazione (e quindi una certa piega) del tondino. È il lavoro ideale per ottenere una deformazione uniforme del materiale. Nella realtà il lavoro necessario per generare una certa deformazione deve tenere conto anche di una certa quantità di lavoro di distorsione, necessario dal

momento in cui non tutte le sezioni del materiale sono identiche e rimangono della stessa forma durante la lavorazione. Inoltre, per poter realizzare tale lavorazione per deformazione plastica bisogna tenere conto anche dell'energia dissipata dall'attrito che si genera in seguito allo strisciamento del materiale contro gli utensili della macchina. L'energia di distorsione  $E_d$  e quella dissipata per attrito  $E_a$  sono tra loro legate. Se non esistesse attrito non vi sarebbe neanche distorsione.

Si ha quindi che il lavoro necessario per ottenere una certa deformazione è maggiore rispetto all'energia di deformazione plastica sopra calcolata. Il rapporto tra le due grandezze viene definito

“rendimento della lavorazione plastica”  $\eta_{pl} = \frac{E_{piega.tot}}{E_{piega.tot} + E_d + E_a}$ .

## 9.2 Approccio energetico tramite FEM

Per ottenere il valore di  $E_{piega.tot}$  si è realizzata una simulazione agli elementi finiti, considerando lo specifico tondino in lavorazione. Tale valore sarà ottenuto tramite un'analisi statica realizzata grazie al modulo “Static Structural” di ANSYS.

ANSYS prevede un flusso di lavoro costituito da diverse fasi:

1. Engineering data – Qui vengono definiti i materiali e le relative caratteristiche meccaniche, termiche, magnetiche ecc che verranno impiegati all'interno della simulazione;
2. Geometry – Vengono definiti i corpi solidi in 3D che saranno analizzati;
3. Model – Vengono definite tutte le caratteristiche dei modelli 3D necessarie per svolgere l'analisi statica strutturale del sistema:
  - a. Geometria dei corpi;
  - b. Materiale assegnato a ciascun corpo;
  - c. Connessioni, ovvero vengono definite le regioni di contatto tra i corpi con le relative caratteristiche, la presenza di giunti (di traslazione, rotazione, fissi ecc) tra i vari corpi o tra i corpi e il terreno (anche chiamato “telaio” in analisi statica, cinematica e dinamica);
  - d. Mesh: tutte le caratteristiche della mesh che andrà a discretizzare i vari corpi sono definite in questa parte del flusso di lavoro.
4. Setup – Vengono definiti i parametri della simulazione e dell'analisi, in primo luogo le forze ed i carichi agenti sul sistema, dopodiché parametri come per esempio il tempo di analisi, ed opzioni quali gli effetti fisici che si vogliono considerare e quelli che si vogliono escludere, come per esempio la possibilità di grandi deformazioni, la presenza di fenomeni come le forze di Coriolis ecc;

5. Solution – Vengono determinate le grandezze che si vogliono monitorare ed ottenere dall'analisi;
6. Results – Vengono infine mostrati i risultati, sotto forma di elaborato testuale, numerico e grafico.

Nel nostro caso specifico, i valori, le scelte e i modelli che sono stati impiegati verranno discussi e analizzati nei seguenti paragrafi.

## ENGINEERING DATA

È stato inserito nel database di materiali utilizzabili per l'analisi l'acciaio B450C, di diametro 8 mm, che è stato utilizzato nelle numerose prove sperimentali svolte durante il lavoro di tesi.

Le caratteristiche da inserire nel programma sono:

- Densità  $\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ;
- Modulo di Young  $E = 2,12 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$
- Coefficiente di Poisson  $\nu = 0,27$
- Modello di comportamento del materiale: elasto-plastico bilineare con incrudimento
- Tensione di snervamento  $\sigma_s = 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
- Modulo tangente, ottenibile:
  - Conoscendo la tensione di snervamento  $\sigma_s = 450 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$  ;
  - Conoscendo la tensione di rottura  $\sigma_r = 540 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ ;
  - Conoscendo la deformazione a snervamento  $\varepsilon_s = \frac{\sigma_s}{E} = \frac{450}{212000} = 0,0021$ ;
  - Conoscendo la deformazione a rottura  $\varepsilon_r = \frac{A_{\%}}{100} = \frac{7,5}{100} = 0,075$ ;
  - Tramite la formula  $E_T = \frac{\sigma_r - \sigma_s}{\varepsilon_r - \varepsilon_s} = \frac{540 - 450}{0,075 - 0,0021} = 1234 \text{ MPa}$ .

## GEOMETRY

La geometria, realizzata tramite l'editor integrato SpaceClaim, impiegata per studiare il processo di piega è costituita da un tondino di diametro 8 mm e lunghezza arbitraria, sufficiente per un'adeguata rappresentazione dei risultati, e da una rappresentazione semplificata del modulo di piega. È stato modellato il mandrino centrale ed il perno periferico, con le dimensioni reali ottenute tramite il modello CAD, entrambi solidali al braccio che li collega.

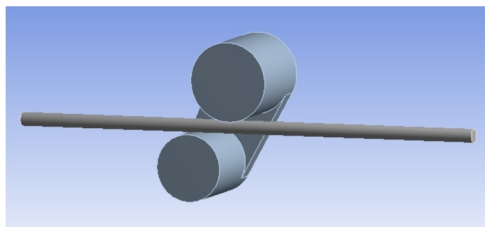


Figura 9-4 - Modello 3D della piega utilizzato per l'analisi FEM

Il mandrino centrale ha un diametro di 40 mm, mentre il perno periferico di 47 mm. La luce tra i due elementi è di  $1,8 \cdot 8 = 14,4 \text{ mm}$ .

## MODEL

I due corpi vengono correttamente riconosciuti come oggetti solidi distinti. Il corpo di piega viene indicato come corpo rigido, indeformabile, dal momento in cui non siamo interessati ad analizzare gli effetti della piega su di esso. Il tondino viene invece indicato come corpo flessibile, e gli viene assegnato il materiale B450C definito nel passaggio precedente. È stata poi caratterizzata la regione di contatto tra i due corpi, automaticamente individuata dal programma. Tale zona di contatto è stata indicata come “frictional”, ovvero in grado di generare attrito in seguito al contatto e all’eventuale strisciamento dei due corpi, tramite un coefficiente di attrito dinamico pari a 0,57, valido per un contatto acciaio-acciaio.

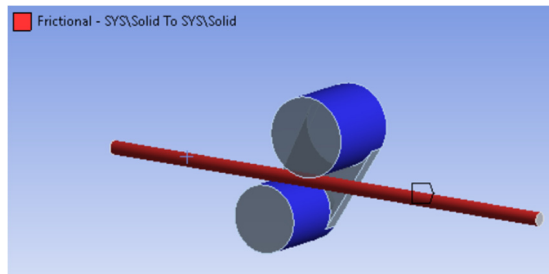


Figura 9-5 - Regione di contatto tra i due corpi

È stato poi inserito un giunto di rivoluzione nella zona blu evidenziata tra il corpo di piega ed il terreno, permettendo al corpo di ruotare liberamente attorno all’asse z.

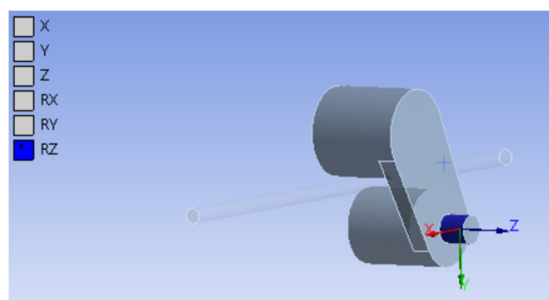


Figura 9-6 - Giunto di rotazione



È stato poi inserito un giunto di fissaggio tra il tondino, nella zona blu rappresentata nell'immagine sottostante, ed il terreno, vincolando il tondino a rimanere fisso con quella sezione, simulando l'incastro dovuto al modulo di traino che lo tiene fermo ed al suo inserimento all'interno della scatola guidafile.

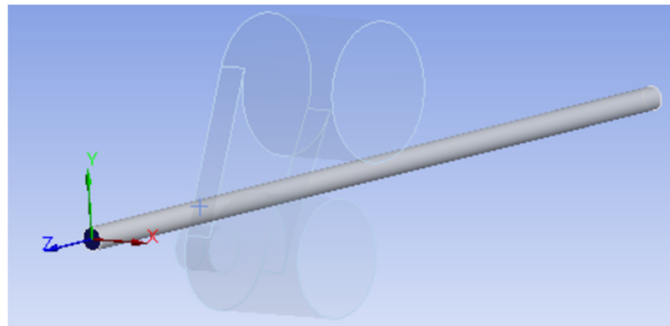


Figura 9-7 - Giunto di fissaggio

È stata infine generata automaticamente la mesh del modello 3D.

## SETUP

Nel menu “Analysis settings” è stata impostata la durata della simulazione a 5 s ed è stata attivata l'opzione “Large deflection” che abilita la possibilità di analizzare grandi deformazioni.

È stato poi definito il carico agente sul sistema. Si è scelto di impostare una rotazione di 90° sul giunto di rivoluzione applicato al corpo di piega.

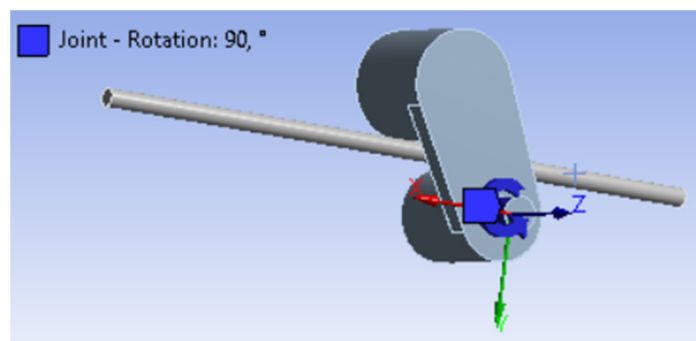


Figura 9-8 - Rotazione applicata al corpo di piega

## SOLUTION

Sono state definite le grandezze da monitorare durante l'analisi:

- Tensione equivalente di Von Mises: Questa tipologia di soluzione ci darà una panoramica grafica per quanto riguarda lo stato di tensione sviluppato durante la simulazione.
- Deformazione elastica equivalente: Questa tipologia di soluzione ci darà una panoramica grafica per quanto riguarda lo stato di deformazione sviluppato durante la simulazione.

- Energia di deformazione: questa soluzione rappresenta l'energia di deformazione necessaria per deformare ogni singolo elemento della mesh che discretizza il tondino. È calcolata automaticamente dal programma l'energia di deformazione globale  $E_{piega.tot} = \int E_{piega.el} \cdot dV$

## RESULTS

Vengono mostrati i risultati ottenuti dalla simulazione.

### Tensione equivalente di Von Mises

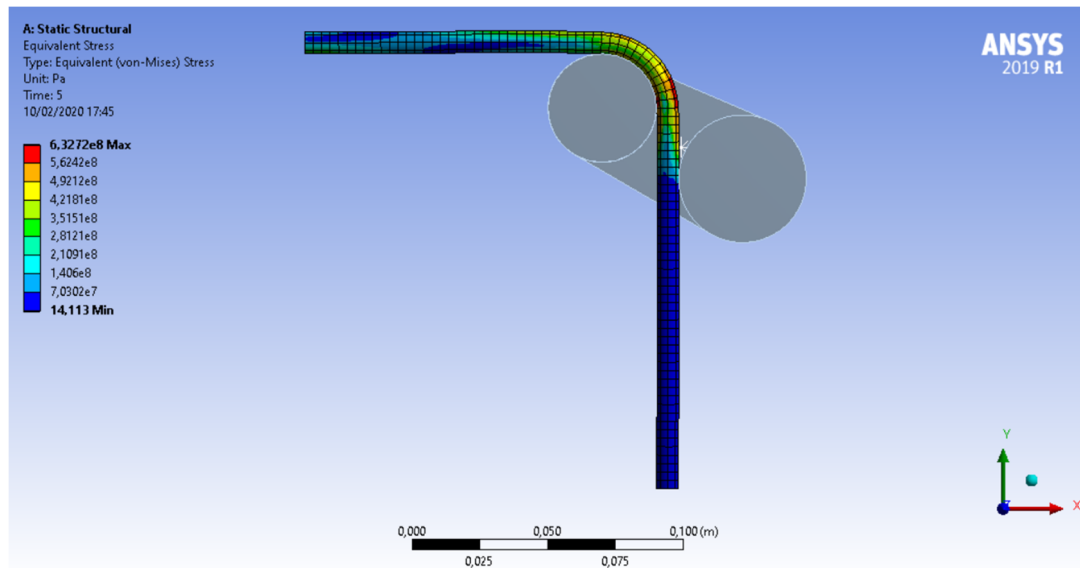


Figura 9-9 - Tensione equivalente di Von Mises

### Deformazione elastica equivalente

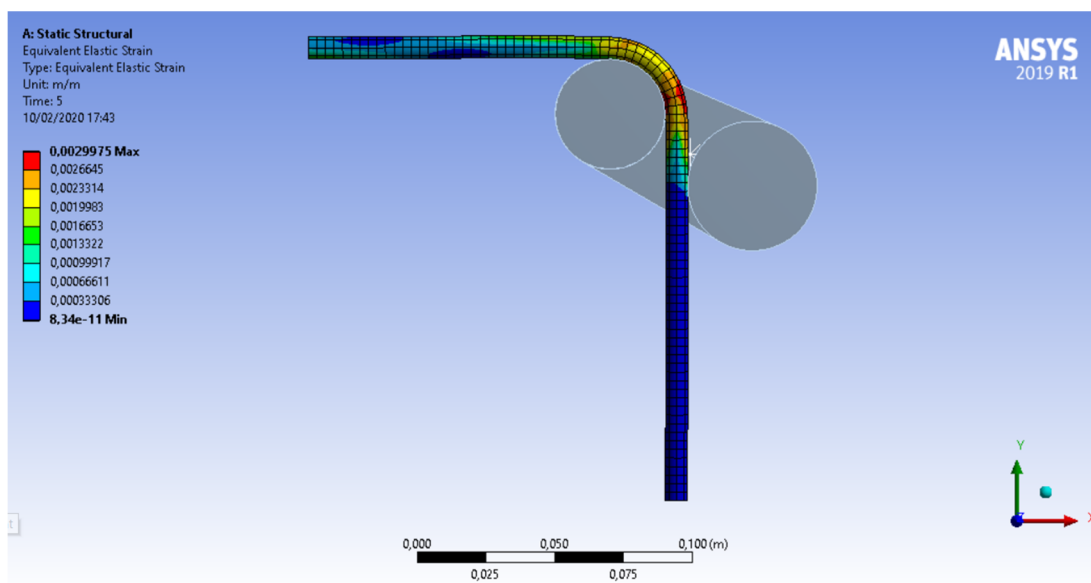


Figura 9-10 - Deformazione elastica equivalente

## Energia di deformazione

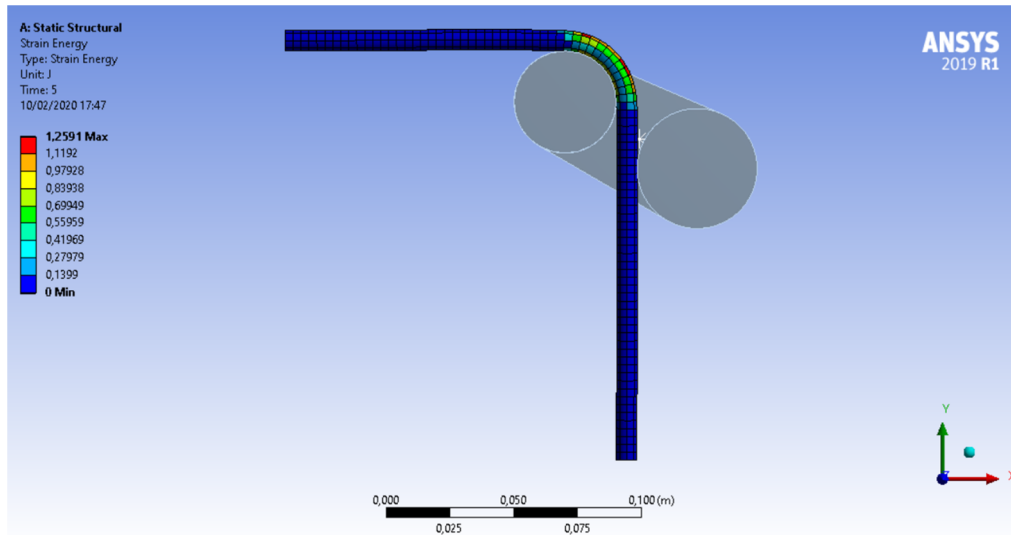


Figura 9-11 - Energia di deformazione

Come è facile vedere anche da quest'altra angolazione:

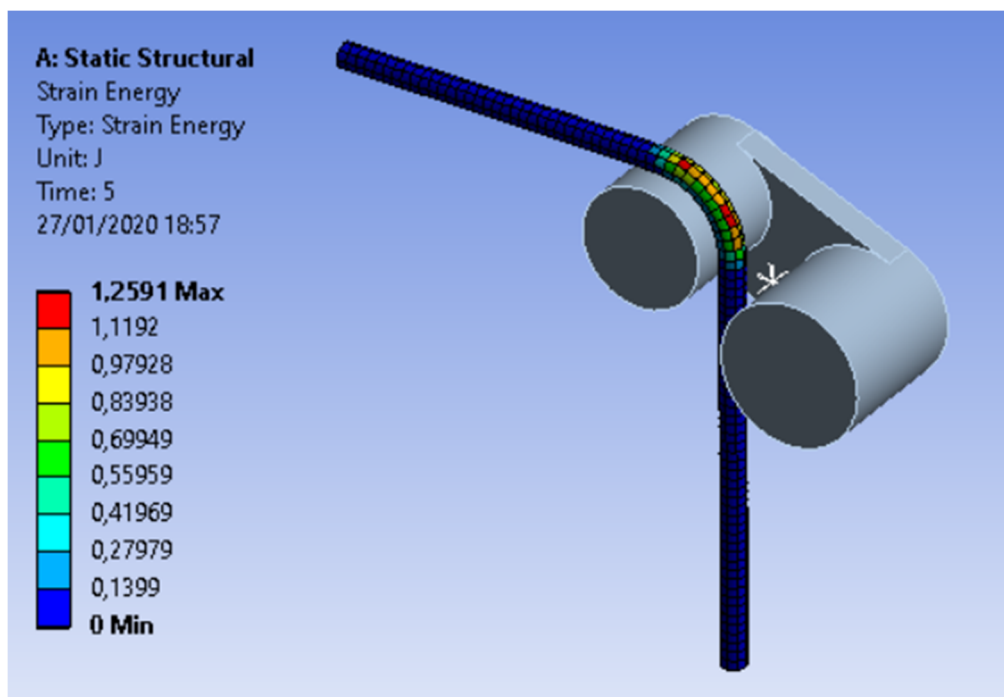


Figura 9-12 - Energia di deformazione

le deformazioni e le tensioni maggiori, con conseguente massimo valore di energia di deformazione, si hanno nelle fibre (in questo caso negli elementini che costituiscono la mesh) alle estremità superiore ed inferiore del tondino, quelle che per prime plasticizzano durante la piega e che subiscono i maggiori allungamenti. *In questo caso specifico, il valore di energia di deformazione globale è pari a  $E_{piega.tot} = 75,881 J$ .*

Come abbiamo precedentemente accennato, tale approccio permette di determinare l'energia di deformazione globale che rappresenta il lavoro ideale per ottenere una determinata deformazione (e quindi una certa piega) del tondino.

Il primo limite principale di tale approccio sta quindi nel fatto che non è possibile ricavare in alcun modo il rendimento della lavorazione per deformazione plastica, che consentirebbe di determinare il lavoro totale necessario per realizzare la lavorazione (comprensivo di lavoro di attrito e lavoro di deformazione ridondante).

Il secondo limite principale è dovuto alla natura statica di tale analisi. Non è possibile, tramite il modulo "Static Structural", tenere in considerazione la velocità alla quale viene realizzata la piega. Nella realtà, tale parametro influisce sulla quantità di lavoro necessario per realizzare una determinata piega, dal momento in cui la velocità di deformazione modifica il comportamento meccanico del materiale. In particolare, si ha che la resistenza alla trazione (tensile strength) diminuisce al diminuire della velocità di deformazione (strain rate). Nel grafico sottostante viene rappresentata tale relazione al variare della temperatura ambiente:

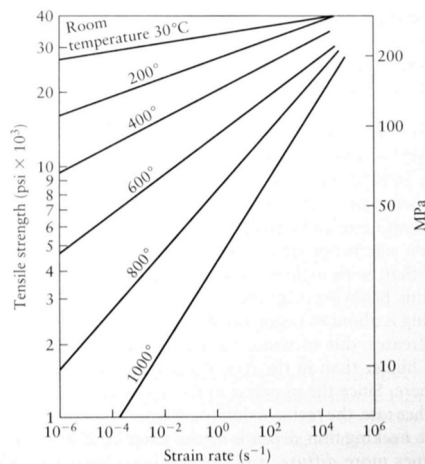


Figura 9-13 - Relazione resistenza - velocità di deformazione

Alla luce di tali limiti, risulta più semplice ed accurato determinare un modello del processo di piega che permetta di ricavare l'energia consumata in funzione dell'angolo da realizzare e della velocità di piega da utilizzare a partire dai dati acquisiti dalle prove sperimentali effettuate.

## 9.3 Analisi tramite prove sperimentali

Il processo di piega è caratterizzato da quattro diverse sottofasi:

1. Uscita del mandrino di piega
2. Piega del tondino alla velocità di piega impostata
3. Rientro del mandrino di piega
4. Reset della posizione del corpo di piega alla massima velocità di piega possibile

La massima velocità di piega è stata determinata a partire dai dati acquisiti da prove sperimentali in cui sono stati realizzati diversi lotti di produzione con staffe caratterizzate da angoli di piega differenti realizzati a velocità di piega differenti. Il processo di piega è stato studiato considerando le fasi 1 e 3 come istantanee. Con questa semplificazione, la richiesta energetica di tali fasi sarà inglobata nelle due fasi rimanenti, la fase di piega vera e propria e la fase di ritorno del corpo di piega alla posizione iniziale. Sono stati realizzati due set di prove sperimentali. Il primo set di prove è stato realizzato lavorando pezzi della stessa forma, in cui era presente un angolo di piega di  $90^\circ$ , a differenti velocità di piega (10%, 20%, 40%, 60%, 80%).

Il primo set di prove sperimentali è stato condotto nelle seguenti condizioni:

- Tondino impiegato: diametro di 8 mm, materiale acciaio da costruzione B450C, le cui caratteristiche minime sono definite dalle norme NTC2008;
- Pezzi realizzati: 20 staffe formate da due lati a  $90^\circ$ , di 200 mm e 600mm.
- Velocità di traino 20%.
- Velocità di piega: 10%, 20%, 40%, 60%, 80%.

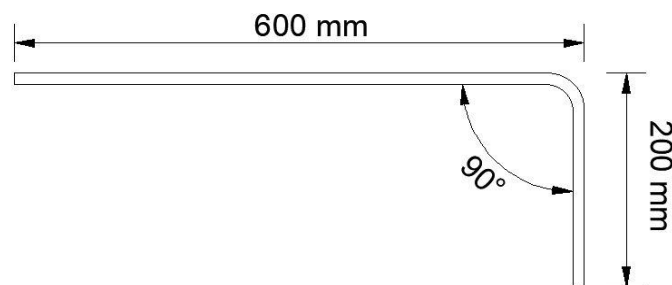


Figura 9-14 - Staffa realizzata nel primo set di prove

Il secondo set di prove è stato realizzato lavorando pezzi di forme diverse in ogni prova, caratterizzati da angoli di piega differenti ( $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$ ), tutti ottenuti alle stesse velocità di piega.

Il secondo set di prove sperimentali è stato condotto nelle seguenti condizioni:

- Tondino impiegato: diametro di 8 mm, materiale acciaio da costruzione B450C, le cui caratteristiche minime sono definite dalle norme NTC2008;
- Pezzi realizzati: 20 staffe formate da due lati a 45°, 90°, 135°, di 200 mm e 600mm.
- Velocità di traino 20%.
- Velocità di piega: 60%.

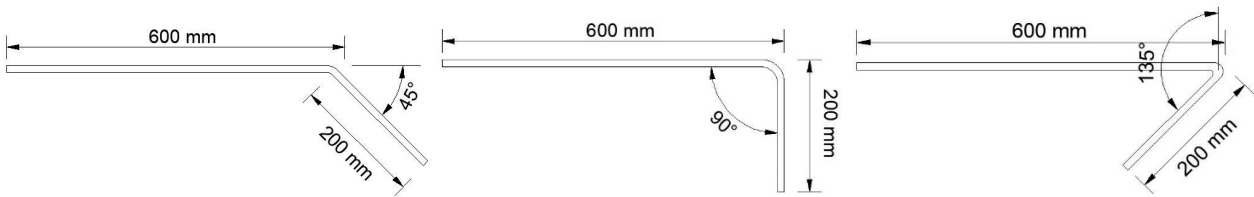


Figura 9-15 - Staffe realizzate nel secondo set di prova

Tra i dati acquisiti, in particolare per quanto riguarda il modulo di piega, vi sono la posizione angolare e la velocità angolare del corpo di piega.

Come nell'analisi del modulo di taglio, anche in questo caso si è sfruttata la macchina a stati per identificare ed isolare la fase di piega, determinando il valore di energia consumata ed il tempo impiegato dalla sola fase di piega del tondino.

Il valore di massima velocità di piega è stato determinato tramite le misure della velocità angolare del corpo di piega. Confrontando i valori della velocità angolare del corpo di piega per le diverse acquisizioni del primo set, è stato possibile determinare la velocità massima di piega (che assumeva sempre lo stesso valore nelle fasi di reset).

Il fatto che la velocità della fase di reset corrisponda alla velocità massima di piega è confermato dal fatto che dividendo il valore della velocità della fase di piega per il valore della velocità della fase di reset si ottiene la percentuale di velocità di piega impostata per la singola acquisizione.

I prossimi grafici, in cui è chiaramente visibile la prima fase di piega (caratterizzata da una velocità positiva, a sinistra) e la seconda fase di reset (caratterizzata da una velocità negativa, a destra), mostreranno l'andamento della velocità angolare del corpo di piega espressa in %/s nelle diverse acquisizioni.

## 1 – VELOCITÀ DI PIEGA 10%

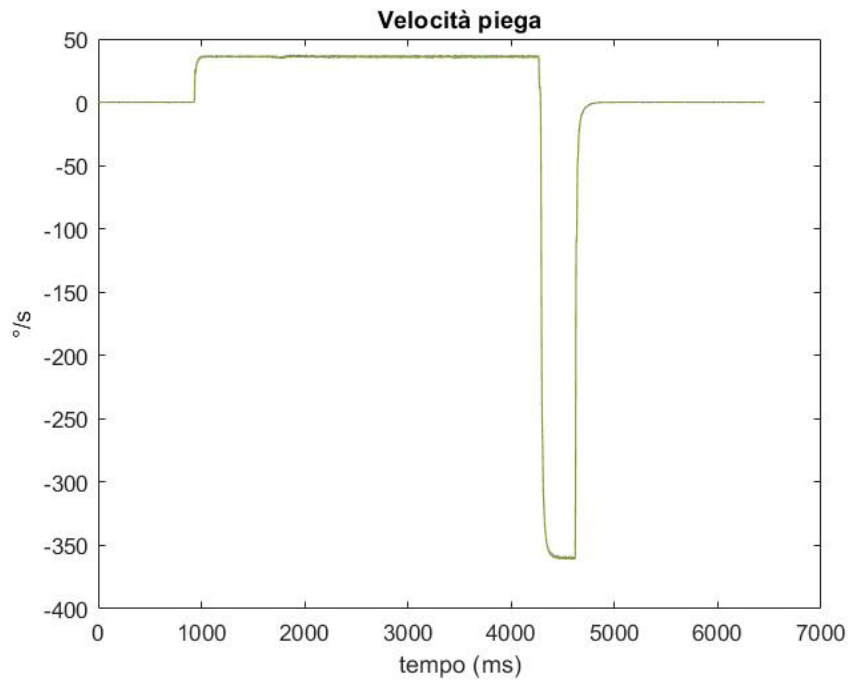


Figura 9-16 - Velocità del motore di piega del 10%

In cui  $v_{piega} = 36 \text{ °/s}$  e  $v_{piega.max} = 360 \text{ °/s}$ . Il loro rapporto conferma che  $v_{piega.\%} = 10\%$ .

## 2 - VELOCITÀ DI PIEGA 20%

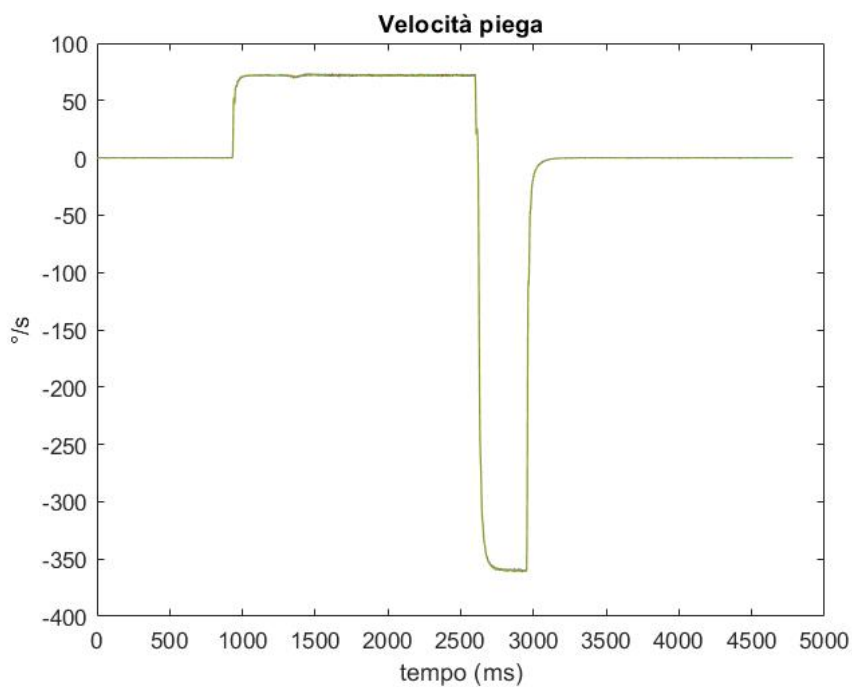


Figura 9-17 - Velocità del motore di piega del 20%

In cui  $v_{piega} = 72 \text{ °/s}$  e  $v_{piega.max} = 360 \text{ °/s}$ . Il loro rapporto conferma che  $v_{piega.\%} = 20\%$ .

### 3 - VELOCITÀ DI PIEGA 40%

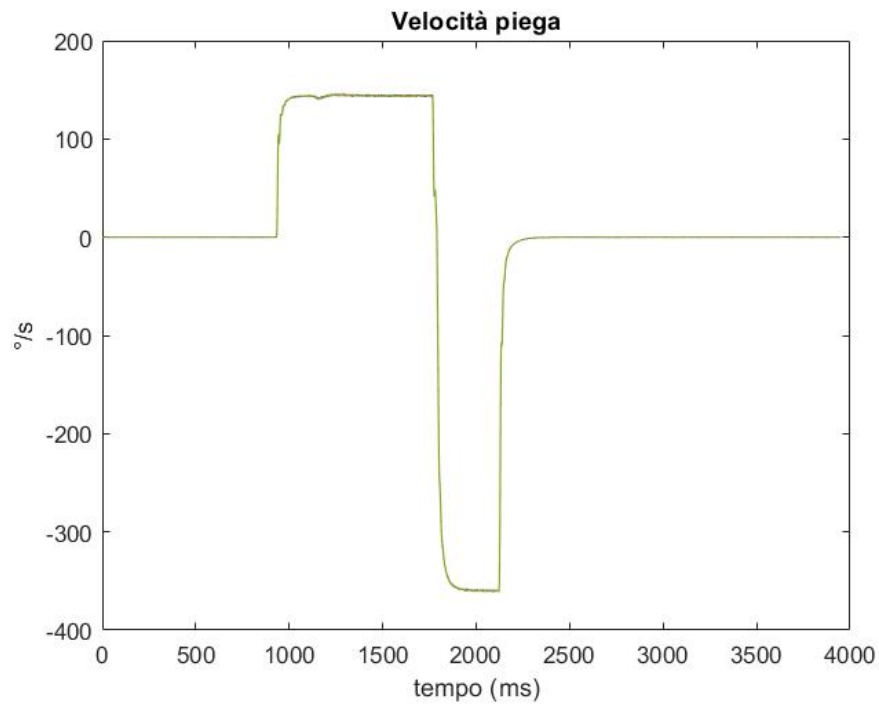


Figura 9-18 - Velocità del motore di piega del 40%

In cui  $v_{piega} = 144 \text{ °/s}$  e  $v_{piega.max} = 360 \text{ °/s}$ . Il loro rapporto conferma che  $v_{piega.\%} = 40\%$ .

### 4 - VELOCITÀ DI PIEGA 60%

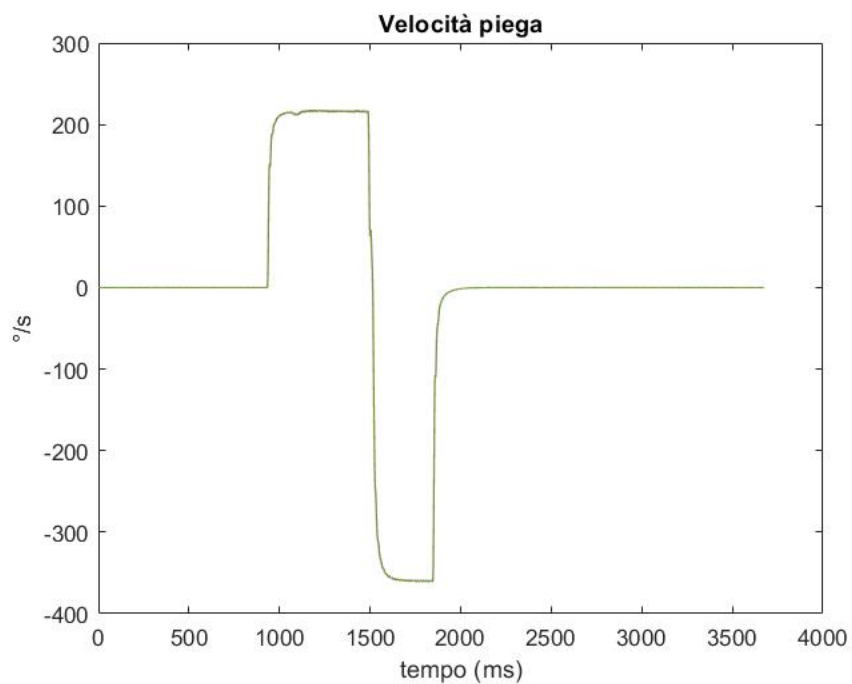


Figura 9-19 - Velocità del motore di piega del 60%

In cui  $v_{piega} = 216 \text{ °/s}$  e  $v_{piega.max} = 360 \text{ °/s}$ . Il loro rapporto conferma che  $v_{piega.\%} = 60\%$ .



## 5 - VELOCITÀ DI PIEGA 80%

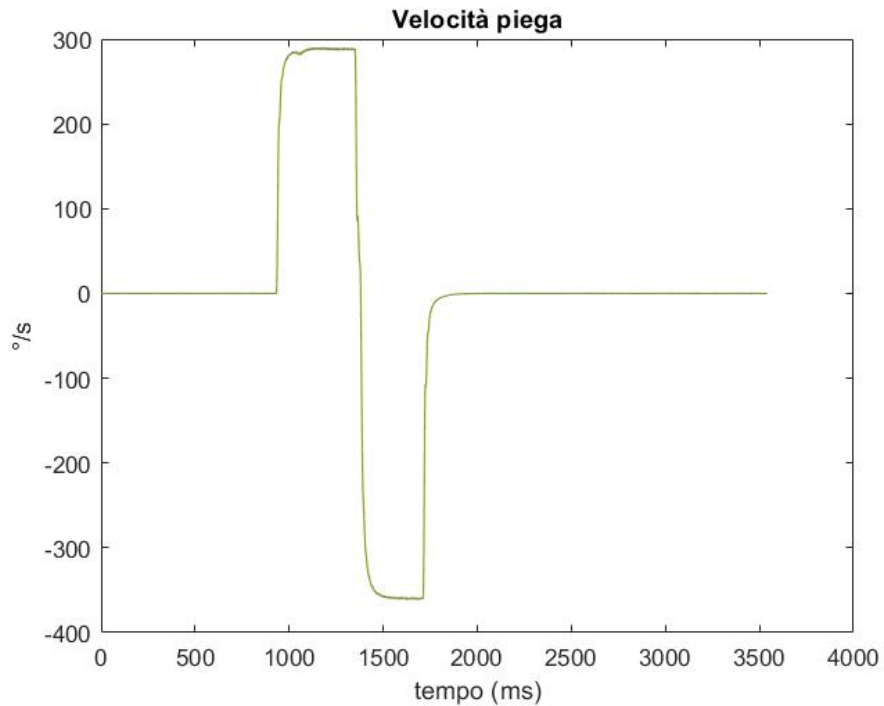


Figura 9-20 - Velocità del motore di piega del 80%

In cui  $v_{piega} = 288 \text{ }^\circ/\text{s}$  e  $v_{piega.max} = 360 \text{ }^\circ/\text{s}$ . Il loro rapporto conferma che  $v_{piega.\%} = 80\%$ .

Il corpo di piega nella posizione iniziale non si trova a contatto con il tondino. Il numero di gradi che esso deve compiere prima di entrare in contatto con il tondino ed iniziare la fase di piega possono essere impostati manualmente dall'operatore. Nel nostro caso specifico, il corpo di piega nella posizione iniziale si trova con un'angolazione di  $30^\circ$  rispetto all'asse del tondino.

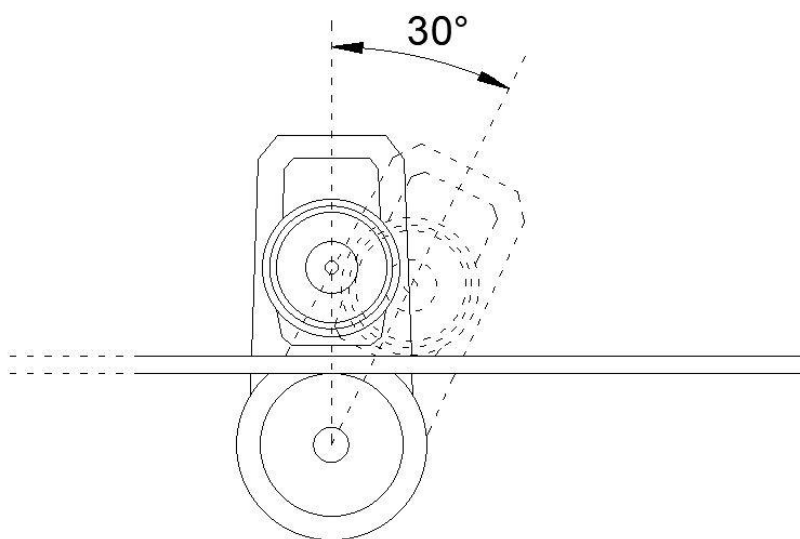


Figura 9-21 - Posizione iniziale corpo di piega

Il tempo della fase di reset per le diverse acquisizioni del primo set di prove (che sono state realizzate con lo stesso angolo di piega della staffa di 90°) e il relativo valore di energia consumata viene mostrato nella tabella seguente:

ACQUISIZIONI CON ANGOLO DI PIEGA COSTANTE E PARI A 90°		
Fase di reset		
VELOCITA' DI PIEGA	DURATA RESET (s)	ENERGIA RESET (Wh)
10 %	0,352	0,0668
20 %	0,350	0,0605
40 %	0,355	0,0600
60 %	0,359	0,0611
80 %	0,358	0,0589

Tabella 9-1 - Acquisizioni con angolo di piega costante e pari a 90° - Fase di reset

Come era lecito aspettarsi, essendo l'angolo che il corpo di piega deve percorrere per tornare alla posizione iniziale costante, ed essendo costante anche la velocità con la quale viene percorso tale spazio, la durata della fase di reset, così come l'energia consumata dal sistema per realizzarla, può essere considerata costante.

Durata media reset (s)	Energia media reset (Wh)
0,3548	0,06146

Tabella 9-2 - Durata ed energia consumata media della fase di reset

Trasformando l'energia di reset da Wh a J e dividendola per la durata della fase di reset è possibile ottenere il valore della potenza media richiesta dalla fase di reset.

$$P_{media.reset} = 623,608 \text{ W} \quad (9.3)$$

Da tale valore di potenza misurata bisogna sottrarre il valore di potenza relativo al consumo costante della macchina dal momento in cui quest'ultimo è già considerato all'interno dell'equazione di bilancio delle potenze del modulo di traino.

$$P_{reset} = 418,608 \text{ W} \quad (9.4)$$

L'equazione che esprime la durata della fase di reset in funzione dell'angolo di piega da creare è:

$$t_{reset} = \frac{\theta_{piega} + 30^\circ}{v_{piega.max}} \quad (9.5)$$

L'energia consumata dalla fase di reset sarà quindi pari a:

$$E_{reset} = P_{reset} \cdot t_{reset} \quad (9.6)$$

A differenza della fase di reset, il cui valore di energia consumata dipende esclusivamente dall'angolo di piega che deve essere realizzato, la fase di piega è influenzata sia dall'angolo di piega da realizzare sia dalla velocità di piega impostata.

Nelle tabelle seguenti saranno rappresentati i valori di durata della fase di piega e di energia consumata durante la fase di piega, riconosciuti grazie alla macchina a stati e grazie all'analisi dei grafici di velocità angolare del corpo di piega in cui sono ben evidenti le due fasi principali della lavorazione. La potenza richiesta dalla fase di piega è stata ottenuta trasformando l'energia di piega da Wh a J e dividendola per la durata della fase di piega.

1° SET DI ACQUISIZIONI CON ANGOLO DI PIEGA COSTANTE E PARI A 90°			
Fase di piega			
VELOCITÀ DI PIEGA	DURATA PIEGA (s)	ENERGIA PIEGA (Wh)	POTENZA PIEGA (W)
10 %	3,335	0,5684	613,57
20 %	1,671	0,4311	928,76
40 %	0,834	0,3332	1438,27
60 %	0,554	0,2953	1918,92
80 %	0,418	0,2716	2339,14

Tabella 9-3 - Acquisizioni con angolo di piega costante e pari a 90° - Fase di piega

2° SET DI ACQUISIZIONI CON VELOCITA' DI PIEGA COSTANTE E PARI A 60%			
Fase di piega			
ANGOLO DI PIEGA	DURATA PIEGA (s)	ENERGIA PIEGA (Wh)	POTENZA PIEGA (W)
45 °	0,400	0,2637	2373,30
90 °	0,554	0,2953	1918,92
135 °	0,810	0,3632	1614,22

Tabella 9-4 - Acquisizioni con velocità di piega costante e pari a 90° - Fase di piega

Sarà necessario ottenere una relazione che leghi la potenza assorbita dalla macchina durante la fase di piega ai valori di angolo di piega e velocità di piega impostati. Si è pensato quindi di esprimere il valore della potenza assorbita dalla fase di piega in funzione del tempo di piega, dal momento in cui il suo valore dipende allo stesso momento sia dall'angolo di piega che si deve realizzare (alla quale va aggiunto un angolo di 30°, offset tra la posizione del tondino e la posizione iniziale del corpo di piega) sia dalla velocità di piega impostata.

In entrambi i set di acquisizioni, alla potenza associata alla fase di piega è necessario sottrarre il valore di potenza relativo al consumo costante della macchina, ottenendo tali valori di potenza richiesta esclusivamente dalla fase di piega:

1° SET DI ACQUISIZIONI	
VELOCITA' DI PIEGA	POTENZA PIEGA (W)
10 %	408,5652174
20 %	723,7612208
40 %	1233,273381
60 %	1713,916968
80 %	2134,138756

2° SET DI ACQUISIZIONI	
ANGOLO DI PIEGA	POTENZA PIEGA (W)
45 °	2168,3
90 °	1713,916968
135 °	1409,222222

Tabella 9-5 – Potenza di piega ottenuta dai due set di acquisizioni

I dati relativi alla durata della fase di piega e alla potenza richiesta dalla fase di piega (alla quale è stato sottratto il consumo di potenza costante della macchina) del 1° set di acquisizioni sono stati rappresentati nel grafico seguente. L'andamento dei valori di potenza in funzione del tempo di piega è rappresentato da una linea di tendenza di potenza la cui espressione è esplicitata in figura:

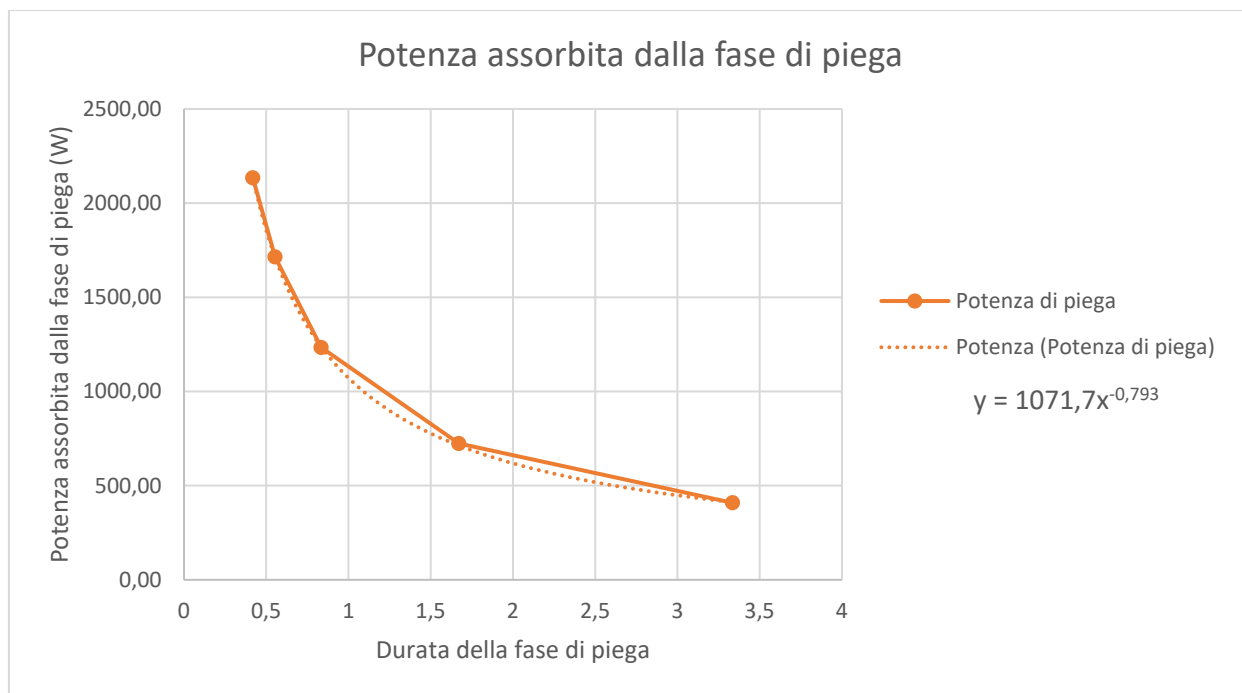


Figura 9-22 - Potenza assorbita dalla fase di piega al variare della sua durata

La potenza assorbita dalla sola fase di piega sarà pari a:

$$P_{piega} = 1071,7 * \left( \frac{\theta + 30}{V_{piega}} \right)^{-0,793} \quad E_{reset} = P_{reset} \cdot t_{reset} \quad (9.7)$$

Dove la durata della fase di piega è rappresentata da:

$$t_{piega} = \left( \frac{\theta + 30}{V_{piega}} \right) \quad (9.8)$$

L'energia consumata dalla fase di piega sarà determinata da:

$$E_{piega} = P_{piega} \cdot t_{piega} \quad (9.9)$$

Ricapitolando, avremo che l'operazione di piega sarà simulata tenendo conto di due fasi distinte.

### PRIMA FASE – FASE DI PIEGA

$$t_{piega} = \left( \frac{\theta_{piega} + 30}{V_{piega}} \right) \quad (9.10)$$

$$P_{piega} = 1071,7 * \left( \frac{\theta + 30}{V_{piega}} \right)^{-0,793} \quad (9.11)$$

$$E_{piega} = P_{piega} * t_{piega} \quad (9.12)$$

### SECONDA FASE – FASE DI RESET

$$t_{reset} = \frac{\theta_{piega} + 30^\circ}{v_{piega.max}} \quad (9.13)$$

$$P_{reset} = 418,608 W \quad (9.14)$$

$$E_{reset} = P_{reset} * t_{reset} \quad (9.15)$$

## 9.4 Modifiche al generatore di posizione per includere il processo di piega

La creazione di staffe con determinati angoli di piega impone la presenza di algoritmi per la definizione della lunghezza che deve essere trainata per ogni singolo “lato” della staffa. Questo significa che, se devo realizzare una staffa di questo tipo e dimensioni:

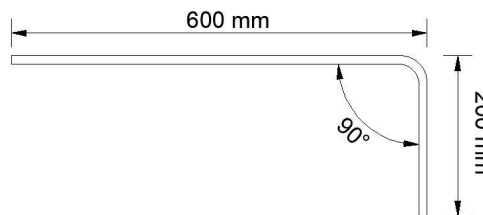


Figura 9-23 - Esempio di staffa da realizzare

dove il primo lato che deve essere creato ha una lunghezza di 200 mm (calcolata come indicato dalla quota in figura) ed il secondo di 600 mm, la quantità di tondino trainata nella prima fase di traino sarà superiore a 200 mm, con la seconda fase che di conseguenza necessiterà un traino inferiore di 600 mm. Con riferimento al pezzo sopra mostrato, realizzato in una prova sperimentale con una velocità

di traino del 20%, verrà mostrato il grafico della velocità del motore nel tempo, in cui sono ben visibili le due fasi di traino necessarie alla sua realizzazione:

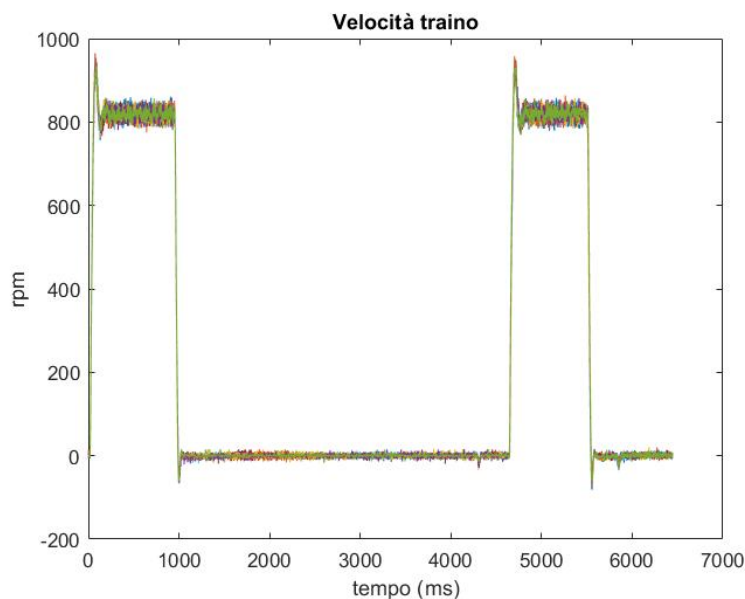


Figura 9-24 - Grafico di velocità in cui sono ben chiare le due fasi di traino

È visibile anche ad occhio nudo il fatto che le due fasi di traino abbiano una durata molto simile, nonostante le specifiche della staffa in realizzazione indichino che, con una velocità di traino costante, i lati da realizzare abbiano uno il triplo delle dimensioni dell'altro.

Analizzando i tempi di durata delle fasi di traino per tutte le acquisizioni effettuate (si faccia riferimento ai due set di acquisizioni realizzate per analizzare il modulo di piega, descritte nel dettaglio nei paragrafi precedenti) si è arrivati alla determinazione di un algoritmo per la definizione delle fasi di traino in relazione alle caratteristiche del pezzo da realizzare.

In presenza di staffe piegate, la prima fase di traino necessiterà sempre di far avanzare il tondino di ulteriori 107 mm oltre alla lunghezza del lato da realizzare. Il valore di 107 mm corrisponde alla distanza tra l'uscita della scatola guidafile, corrispondente alla posizione del modulo di taglio, e il centro del mandrino centrale del modulo di piega. Oltre a tale valore, il traino dovrà essere maggiorato di una ulteriore quantità pari a  $1,8 \cdot d + d_{mandrino} + d_{perno}$  (nel nostro caso specifico pari a 101,4 mm), in cui  $d_{mandrino}$  è il diametro del mandrino centrale (nel nostro caso specifico 40 mm) e  $d_{perno}$  è il diametro del perno periferico (nel nostro caso specifico 47 mm). Le fasi di traino intermedie non subiranno modifiche, mentre l'ultima fase di traino necessiterà di un avanzamento minore del tondino pari a  $1,8 \cdot d + d_{mandrino} + d_{perno} + 107$ .

Per la realizzazione della staffa sopra mostrata, avremo che le due fasi di traino corrisponderanno ad un avanzamento del tondino pari a:

1.  $200 + 107 + 101,4 = 408,4 \text{ mm}$

2.  $600 - 107 - 101,4 = 391,6 \text{ mm}$

Che mostra come, a conti fatti, le due fasi di traino abbiamo una durata pressoché identica.



# 10 MODELLO COMPLETO DELLA STAFFATRICE

È possibile ora unire tutti i moduli analizzati singolarmente ottenendo il modello completo della macchina. Per ottenere tale modello, si è utilizzato il software Simulink, strettamente integrato con MATLAB, che ha proprio lo scopo di permettere la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici.

Si sono realizzate numerose function su MATLAB, per rappresentare e gestire tutti gli aspetti del simulatore, dall'introduzione dei parametri, all'analisi cinematica e dinamica, ai modelli dei singoli moduli, fino all'analisi dei dati ottenuti e all'estrapolazione dei risultati.

## FUNCTION PARAMETRI STAFFA

Vengono definite le caratteristiche della staffa che si vuole realizzare:

- Numero e dimensione dei lati;
- Numero e dimensione degli angoli;
- Materiale impiegato;
- Dimensioni del tondino.

Tale function si occupa anche della correzione della fase di traino per poter includere correttamente il processo di piega, se presente.

## FUNCTION PARAMETRI LAVORAZIONE

Vengono definiti i parametri della lavorazione:

- Velocità di traino, espressa come percentuale della velocità di traino massima;
- Velocità di piega, espressa come percentuale della velocità di piega massima.

## FUNCTION PARAMETRI MOTORE

Vengono definiti i valori di velocità massima, accelerazione massima e strappo massimo del motore di traino.

## FUNCTION ANALISI CINEMATICA

Si occupa, a partire dai parametri di staffa, lavorazione e motore di ottenere la legge oraria del moto, e quindi il valore di posizione di riferimento del tondino per ogni istante di tempo. Permette di

individuare i diversi lati della staffa da realizzare e di determinare i corretti tempi di pausa tra le diverse fasi di traino in base agli angoli di piega e alla velocità di piega impostata.

## MODELLO ELETTRICO-MECCANICO DEL MOTORE

Tale valore di posizione di riferimento, come precedentemente trattato, sarà utilizzato come input per il modello MATLAB-Simulink delle caratteristiche elettrico-meccaniche del motore di traino al fine di ottenere la legge oraria del moto reale, e quindi il valore di posizione del tondino reale. Tale valore di posizione sarà derivato nel tempo per ottenere i valori di velocità ed accelerazione che saranno usati per svolgere l'analisi dinamica del sistema.

## FUNCTION TRAINO

Contiene il modello dinamico completo del modulo di traino, comprensivo dei contributi dei moduli di raddrizzatura e stoccaggio, rappresentato dalla seguente equazione di bilancio delle potenze:

$$P_{el} = P_p + 2 \cdot P_{a.p} + 2 \cdot P_{a.t} + 4 \cdot P_c + P_{cost} + P_{raddr} + P_{c.aspo} + \frac{d}{dt}(E_{c1} + E_{c2} + E_{c3} + E_{c4} + E_{c5}) \quad (10.1)$$

In cui abbiamo che:

Potenza elettrica assorbita dal sistema

$$P_{el}$$

Potenza dissipata dal sistema

$$P_p = 254,13 \cdot \ln\left(\frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100\right) - 267,77 \quad (10.2)$$

Potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di pressione

$$P_{a.p} = F_{a.p} \cdot v(t) = [(m_p \cdot g + P) \cdot f_{v.p}] \cdot v(t) \quad (10.3)$$

Potenza dissipata per resistenza al rotolamento da una ruota di traino

$$P_{a.t} = F_{a.t} \cdot v(t) = \left[ (m_t \cdot g + P + \frac{1}{2} m_f \cdot g) \cdot f_{v.t} \right] \cdot v(t) \quad (10.4)$$

Potenza persa per attrito nei cuscinetti di supporto delle varie ruote

$$P_c = 0,1651 \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 - 0,367 \quad (10.5)$$

Potenza costante assorbita dal sistema per funzioni ausiliarie

$$P_{cost} = 205 \text{ W} \quad (10.6)$$

Potenza richiesta per vincere la resistenza del modulo di raddrizzatura

$$P_{raddr} = 28,514 \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 + 122,09 \quad (10.7)$$

Potenza dissipata dai cuscinetti di supporto del modulo di stoccaggio

$$P_{c.aspo} = \frac{0,25}{1723,079} \cdot (m_{aspo} + m_{bobina}(t)) \cdot \frac{v(t)}{v_{max}} \cdot 100 \quad (10.8)$$

Variazione dell'energia cinetica di traslazione del tondino

$$\frac{d}{dt} E_{c1} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot m_{f1} \cdot v(t)^2 \right) \quad (10.9)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione di motore e riduttore

$$\frac{d}{dt} E_{c2} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_m + J_r) \cdot \left( i \cdot \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (10.10)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione delle ruote di pressione e traino e relativi alberi

$$\frac{d}{dt} E_{c3} = \frac{d}{dt} \left[ \frac{1}{2} \cdot (J_p + J_{a.p}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_p} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_t + J_{a.t}) \cdot \left( \frac{v(t)}{r_t} \right)^2 \right] \quad (10.11)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione della struttura rotante dell'aspo

$$\frac{d}{dt} E_{c4} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot J_{aspo} \cdot \omega_{aspo}(t)^2 \right) \quad (10.12)$$

Variazione dell'energia cinetica di rotazione delle bobina

$$\frac{d}{dt} E_{c5} = \frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} \cdot J_{bobina}(t) \cdot \omega_{aspo}(t)^2 \right) \quad (10.13)$$

L'output di tale function sarà la potenza elettrica richiesta dal sistema per affrontare una determinata fase di traino.

## FUNCTION PIEGA E TAGLIO

Contiene il modello dei moduli di piega e taglio. Tale modello identifica la fine delle varie fasi di traino, determinando ogni volta se il sistema deve tagliare o piegare (e in tal caso, quale piega bisogna realizzare). In base alla lavorazione che deve essere realizzata, tale function restituisce in output la potenza elettrica richiesta dai motori di piega e taglio. Tale potenza non è comprensiva della potenza costante assorbita dalla macchina, che è già stata considerata nella function traino.

### PIEGA

#### PRIMA FASE – FASE DI PIEGA

$$t_{piega} = \left( \frac{\theta_{piega} + 30}{V_{piega}} \right) \quad (10.14)$$

$$P_{piega} = 1071,7 * \left( \frac{\theta + 30}{V_{piega}} \right)^{-0,793} \quad (10.15)$$

$$E_{piega} = P_{piega} \cdot t_{piega} \quad (10.16)$$

#### SECONDA FASE – FASE DI RESET

$$t_{reset} = \frac{\theta_{piega} + 30^\circ}{v_{piega.max}} \quad (10.17)$$

$$P_{reset} = 418,608 \text{ W} \quad (10.18)$$

$$E_{reset} = P_{reset} \cdot t_{reset} \quad (10.19)$$

### TAGLIO

#### PRIMA FASE – FASE TRA TRAINO E TAGLIO

$$t_{pausa.taglio} = 0,4512 \text{ s} \quad (10.20)$$

$$P_{taglio} = 0 \text{ W} \quad (10.21)$$

$$E_{pausa.taglio} = P_{taglio} \cdot t_{pausa.taglio} \quad (10.22)$$

## SECONDA FASE – FASE DI TAGLIO

$$t_{taglio} = 0,4512 \text{ s} \quad (10.23)$$

$$P_{taglio} = \frac{E_{taglio} \cdot 3600}{t_{taglio}} = 2391 \text{ W} \quad (10.24)$$

$$E_{taglio} = P_{taglio} \cdot t_{taglio} \quad (10.25)$$

## FUNCTION ANALISI DATI

Permette di analizzare i dati provenienti dalle varie function determinando il tempo necessario alla realizzazione della staffa indicata e l'energia consumata dall'intero processo di lavorazione.

Per determinare il tempo di completamento della lavorazione, il modello somma i tempi necessari a realizzare le diverse fasi di traino, i tempi necessari alle diverse fasi di piega, il tempo di pausa prima della fase di taglio e la durata della fase di taglio vera e propria.

A questo punto il modello va ad individuare il valore di energia consumata all'istante di tempo corrispondente al tempo di completamento della lavorazione, fornendo un output visivo di entrambi i risultati:

- Energia consumata (in Wh)
- Tempo impiegato (in s)

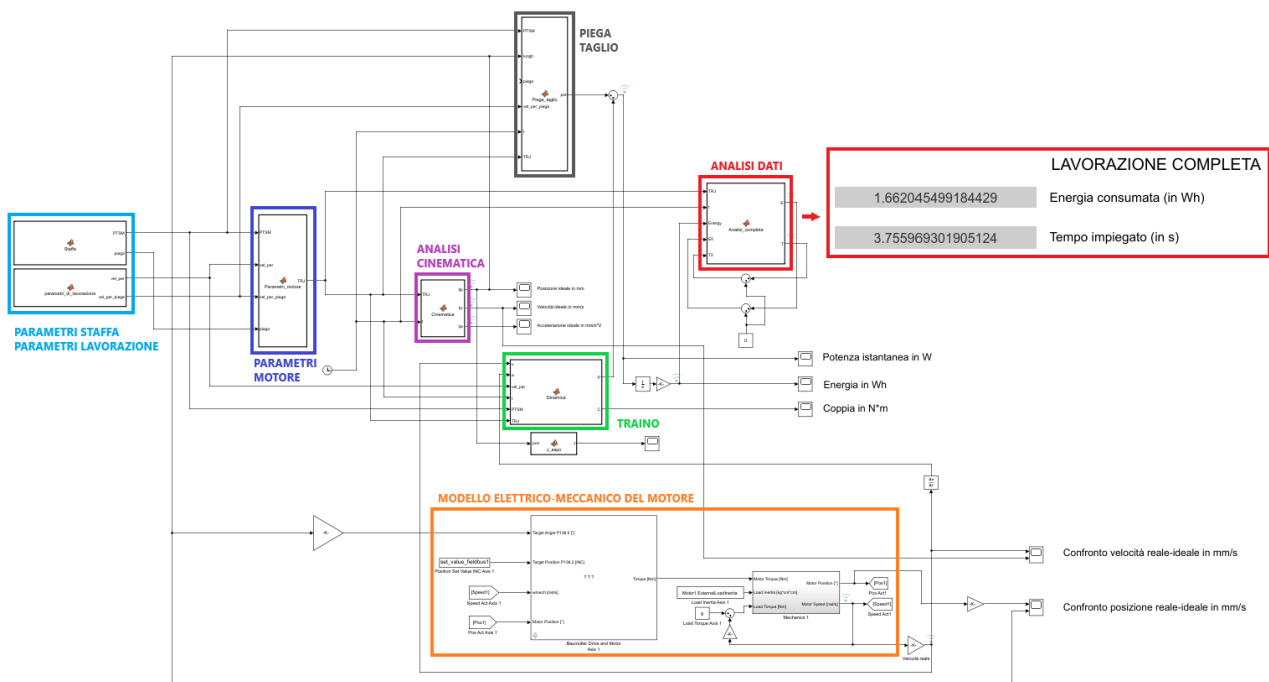


Figura 10-1 - Modello completo della macchina implementato su Simulink

Una panoramica delle varie function MATLAB con i relativi flussi di informazioni viene mostrata nella figura di cui sopra, in cui è possibile vedere le varie function racchiuse all'interno di rettangoli colorati:

- **PARAMETRI STAFFA & PARAMETRI LAVORAZIONE**
- **PARAMETRI MOTORE**
- **ANALISI CINEMATICA**
- **MODELLO ELETTRICO-MECCANICO DEL MOTORE**
- **TRAINO**
- **PIEGA & TAGLIO**
- **ANALISI DATI**
- **Output visivo dei risultati**
  - Energia consumata (in Wh)
  - Tempo impiegato (in s)

Il simulatore così ottenuto sarà in grado di determinare i valori di energia e tempo necessari al completamento della lavorazione di un determinato lotto di produzione con certe condizioni di lavorazione, al variare del setup della macchina.

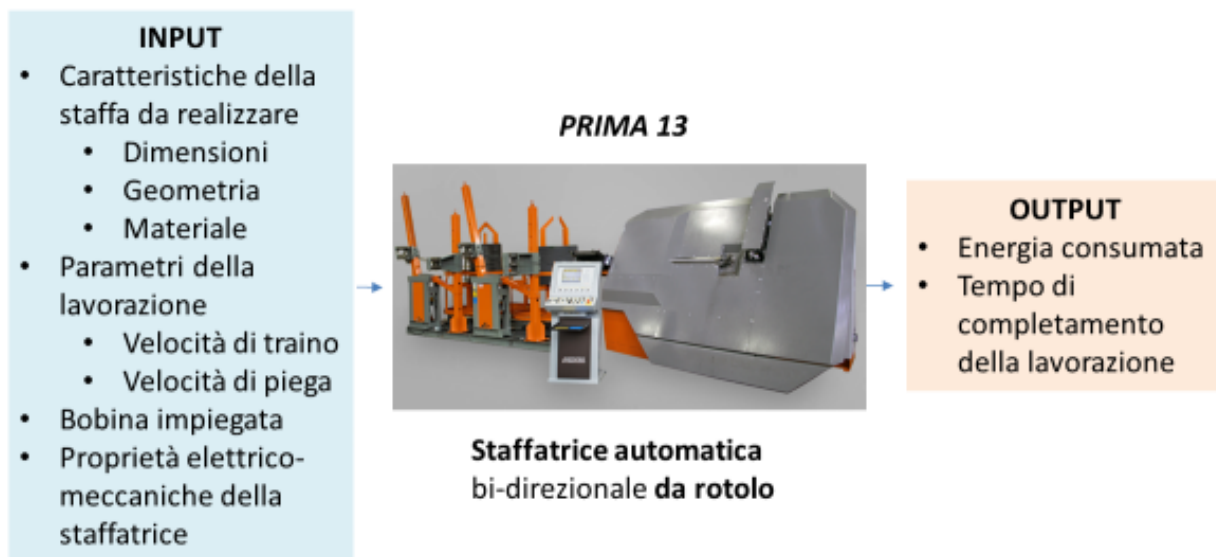


Figura 10-2 - Modello black box del simulatore

# 11 VALIDAZIONE MODELLO COMPLETO TRAMITE PROVE SPERIMENTALI

Per poter validare il modello completo della macchina reale, si sono sfruttate numerose prove sperimentali, svolte in diverse condizioni, la maggior parte delle quali già presentate all'interno di questa trattazione. I risultati in termini di "tempo impiegato" ed "energia consumata" per la realizzazione delle varie staffe, ottenuti da tali prove sperimentali, sono stati confrontati con le grandezze restituite dal simulatore nelle medesime condizioni. Per ogni set di prove, si sono ricreate all'interno del simulatore le medesime condizioni, impostando gli stessi parametri di staffa e lavorazione impiegati in tali prove sperimentali. I risultati ottenuti sono stati comparati, evidenziando l'errore nella stima delle due grandezze, per verificare l'attendibilità o meno dei risultati prodotti dal modello.

## PRIMO SET DI PROVE – REALIZZAZIONE DI PEZZI RETTILINEI A DIFFERENTI VELOCITÀ DI TRAINO

Per ogni singola prova sperimentale si sono realizzati 8 pezzi rettilinei da 50 cm utilizzando un tondino B450C di diametro 8 mm.

VELOCITA' DI TRAINO	Prove sperimentali		Simulatore	
	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)
8 %	3,84	1,033	3,819	1,109
15 %	2,49	0,969	2,468	0,97
20 %	2,11	0,87	2,086	0,901

*Tabella 11-1 – Stima di tempo ed energia per pezzi rettilinei a differenti velocità di traino*

Nelle due colonne di sinistra abbiamo i valori di tempo necessario al completamento della lavorazione ed energia assorbita dal sistema ricavati dalle prove sperimentali. Nelle due colonne di destra abbiamo le stesse grandezze, ottenute però tramite il simulatore. È stata calcolata la differenza tra i valori misurati e quelli previsti dal simulatore per ogni singola condizione (in questo set di prove, per ogni

differenti velocità di traino). È stata poi fatta la media su tutte le acquisizioni del singolo set di prove al fine di determinare un valore di **errore medio in % sulla stima delle due grandezze ricercate**.

ERRORE SUL TEMPO DI LAVORAZIONE	ERRORE SULL'ENERGIA ASSORBITA
0,546875	7,357212004
0,883534137	0,103199174
1,137440758	3,563218391
Errore medio in %	
0,855949965	3,67454319

Tabella 11-2 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per pezzi rettilinei a differenti velocità di traino

Nel grafico sottostante è rappresentato l'andamento dell'errore sulla stima del tempo di lavorazione (blu) e dell'energia assorbita (arancione) per le diverse acquisizioni del set di prove sperimentali.

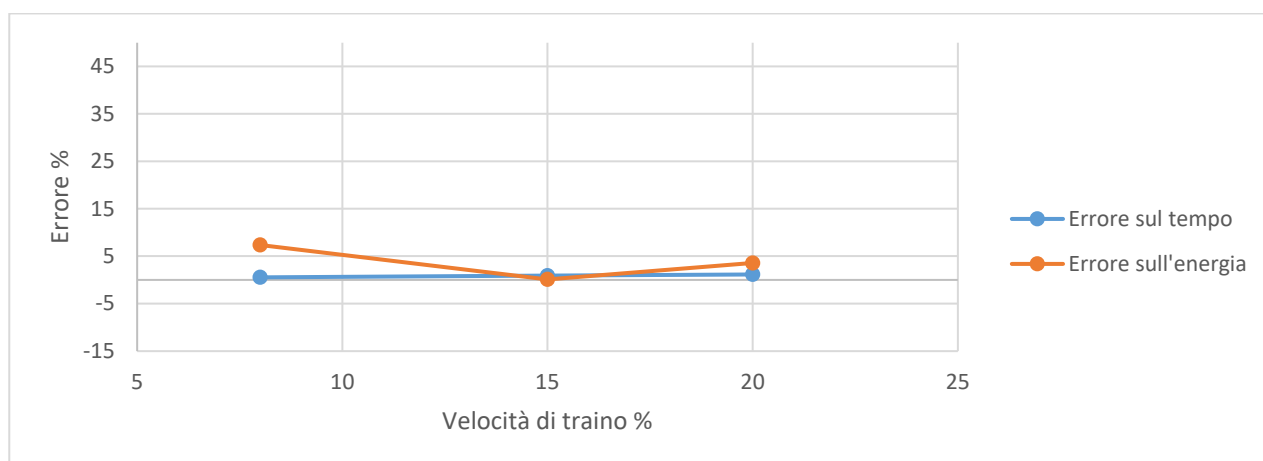


Figura 11-1 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Primo set di prove

## SECONDO SET DI PROVE – REALIZZAZIONE DI STAFFE A DIFFERENTI VELOCITÀ DI PIEGA

Per ogni singola prova sperimentale si sono realizzate 20 staffe, la cui forma è rappresentata nella figura successiva, utilizzando un tondino B450C di diametro 8 mm. La velocità di traino era fissa al 20%.

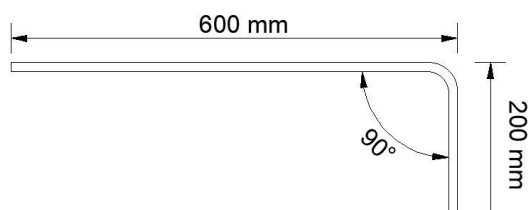


Figura 11-2 - Staffa realizzata nel secondo set di prove



	Prove sperimentali		Simulatore	
VELOCITA' DI PIEGA	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)
10 %	6,446	2,045	6,534	1,939
20 %	4,780	1,895	4,867	1,793
40 %	3,950	1,822	4,034	1,701
60 %	3,674	1,768	3,756	1,662
80 %	3,540	1,765	3,617	1,639

Tabella 11-3 - Stima di tempo ed energia per stoffe realizzate a differenti velocità di piega

Sono state fatte le stesse considerazioni del set di prove precedenti per ottenere un valore di **errore medio in % sulla stima delle due grandezze ricercate**.

ERRORE SUL TEMPO DI LAVORAZIONE	ERRORE SULL'ENERGIA ASSORBITA
1,365187713	5,183374083
1,820083682	5,382585752
2,126582278	6,641053787
2,231899837	5,995475113
2,175141243	7,138810198
Errore medio in %	
1,943778951	6,068259787

Tabella 11-4 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per stoffe realizzate a differenti velocità di piega

Nel grafico sottostante è rappresentato l'andamento dell'errore sulla stima del tempo di lavorazione (blu) e dell'energia assorbita (arancione) per le diverse acquisizioni del set di prove sperimentali.

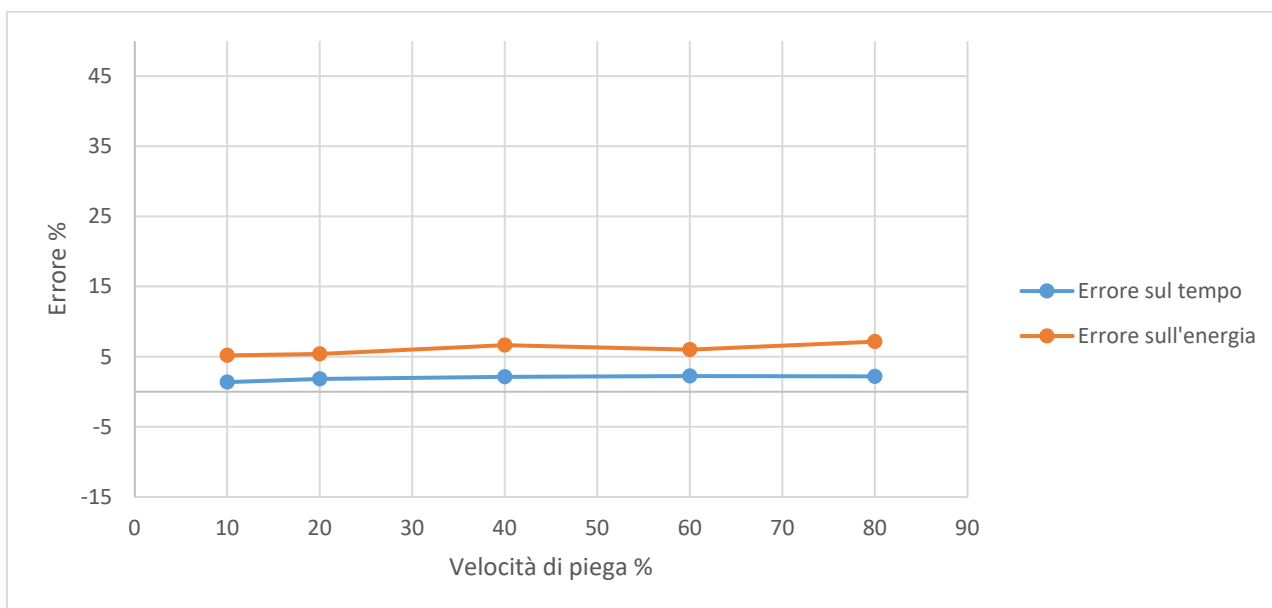


Figura 11-3 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Secondo set di prove

### TERZO SET DI PROVE – REALIZZAZIONE DI STAFFE CON DIFFERENTI ANGOLI DI PIEGA

Per ogni singola prova sperimentale si sono realizzate 20 staffe, le cui forme sono rappresentate nella figura successiva, utilizzando un tondino B450C di diametro 8 mm. La velocità di traino era fissa al 20%. La velocità di piega era fissa al 60%.

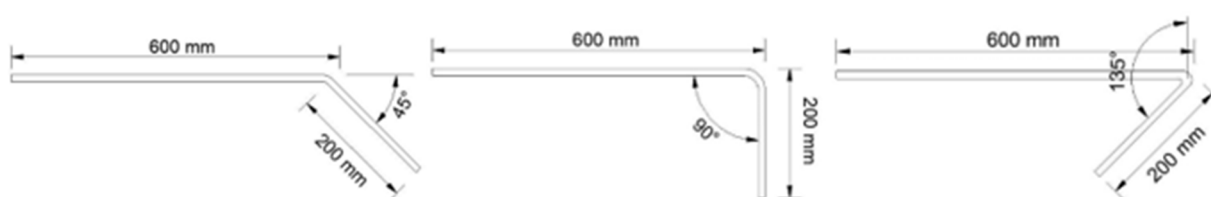


Figura 11-4 - Staffe realizzate nel terzo set di prove

ANGOLO DI PIEGA	Prove sperimentali		Simulatore	
	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)
45 °	3,450	1,740	3,423	1,603
90 °	3,674	1,768	3,756	1,662
135 °	4,096	1,844	4,089	1,714

Tabella 11-5 - Stima di tempo ed energia per staffe realizzate con differenti angoli di piega

Sono state fatte le stesse considerazioni del set di prove precedenti per ottenere un valore di **errore medio in % sulla stima delle due grandezze ricercate.**

ERRORE SUL TEMPO DI LAVORAZIONE	ERRORE SULL'ENERGIA ASSORBITA
0,782608696	7,873563218
2,231899837	5,995475113
0,170898437	7,04989154
Errore medio in %	
1,061802323	6,972976624

Tabella 11-6 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per staffe realizzate con differenti angoli di piega

Nel grafico sottostante è rappresentato l'andamento dell'errore sulla stima del tempo di lavorazione (blu) e dell'energia assorbita (arancione) per le diverse acquisizioni del set di prove sperimentali.

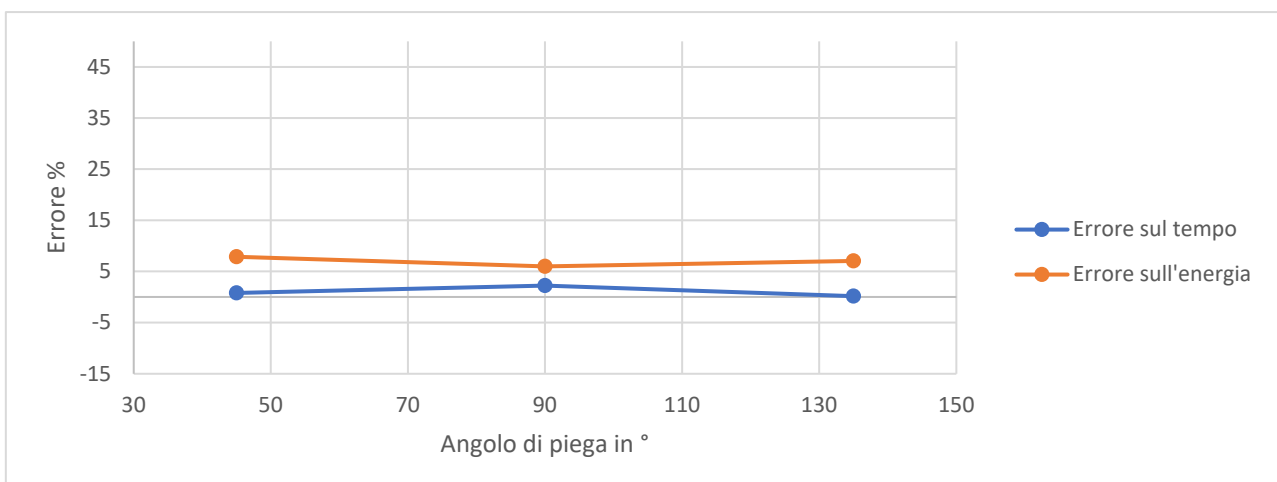


Figura 11-5 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Terzo set di prove

## QUARTO SET DI PROVE – REALIZZAZIONE DI PEZZI RETTILINEI AD ELEVATE VELOCITÀ DI TRAINO

Per ogni singola prova sperimentale si sono realizzati 15 pezzi rettilinei da 70 cm utilizzando un tondino B450C di diametro 8 mm.

VELOCITA' DI TRAINO	Prove sperimentali		Simulatore	
	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)	TEMPO (s)	ENERGIA (Wh)
40 %	1,774	1,112	1,744	1,198
50 %	1,616	1,101	1,586	1,332
60 %	1,512	1,05	1,481	1,519

*Tabella 11-7 - Stima di tempo ed energia per pezzi rettilinei ad elevate velocità di traino*

In questo caso, analizzando l'errore % sulle singole acquisizioni si è visto come, nonostante l'errore sulla stima del tempo si mantenga sempre entro limiti accettabili, l'errore sulla stima dell'energia aumenti in maniera considerevole all'aumentare della velocità di traino, rendendo i risultati ottenuti dal simulatore poco attendibili e non utilizzabili.

ERRORE SUL TEMPO DI LAVORAZIONE	ERRORE SULL'ENERGIA ASSORBITA
1,691093574	7,73381295
1,856435644	20,98092643
2,05026455	44,66666667
Errore medio in %	
1,865931256	24,46046868

*Tabella 11-8 - Errore sul tempo e sull'energia stimata per pezzi rettilinei ad elevate velocità di traino*

Rappresentando i risultati ottenuti con il solito grafico, è facile vedere come la stima dell'energia diverga all'aumentare della velocità di traino % impostata per la lavorazione.

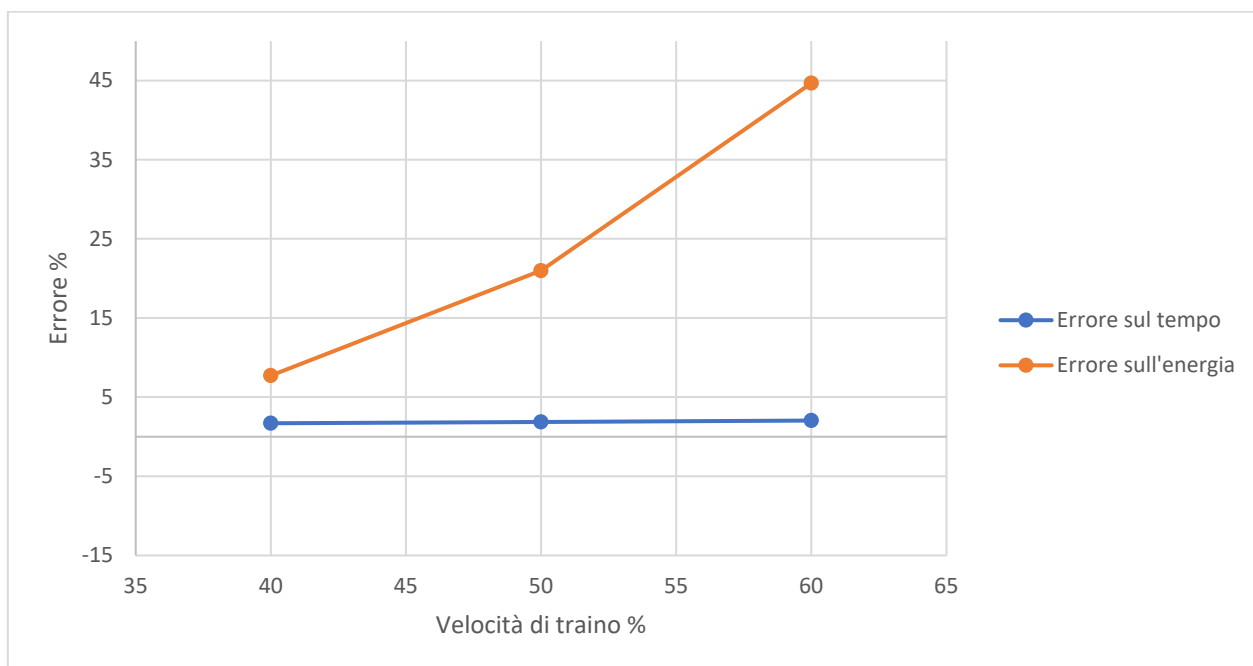


Figura 11-6 - Andamento dell'errore % sulla stima di tempo ed energia. Quarto set di prove

## ANALISI DEI RISULTATI DELLE PROVE SPERIMENTALI

È immediatamente visibile come il simulatore creato, in determinate condizioni, restituisca delle previsioni attendibili sia per quanto riguarda il tempo necessario al completamento della lavorazione sia per quanto riguarda l'energia consumata dall'intero processo.

Limitandosi a considerare velocità di traino ridotte, pari od inferiori al 20% della velocità di traino massima, gli errori medi sulla stima del tempo non superano il 2%, con gli errori medi sulla stima dell'energia che si mantengono sotto al 7%.

Si è visto come i parametri di piega non influiscano negativamente sulle previsioni del simulatore.

Allo stato attuale, il modello è utilizzabile solamente nei confronti di un tondino di acciaio B450C di diametro 8 mm, dal momento in cui diversi moduli funzionali della macchina (raddrizzatura e piega in primis) sono stati modellati a partire dai risultati ricavati da prove sperimentali. Per espandere l'applicabilità del simulatore ad ulteriori materiali e diametri, seguendo la procedura fin qui utilizzata, bisognerà ripetere le prove sperimentali per i diversi tipi di tondini, ricavando dei modelli validi ognuno per uno specifico materiale e/o diametro.

# 12 LIMITI ATTUALI DEL MODELLO E POSSIBILI SVILUPPI FUTURI

I limiti attuali del modello risultano essere fondamentalmente due:

- Risultati validi solamente per un unico tipo di tondino, realizzato in acciaio B450C con un diametro di 8mm.
- Risultati validi solamente a basse velocità di traino, inferiori al 20% della possibile velocità massima.

Il simulatore in questione, che altro non è che una base per ulteriori sviluppi futuri, può essere ampliato in diverse direzioni.

- *Realizzazione di un modello fisico del modulo di raddrizzatura.* In questo modo, il simulatore sarà in grado, indipendentemente dal materiale impiegato, di modellare la resistenza del sistema di raddrizzatura.
- *Realizzazione di un modello fisico, completo di analisi cinematica e dinamica, dei moduli di taglio e piega.* Anche in questo caso, la realizzazione di tali modelli permetterà al simulatore di generare dei risultati differenti e coerenti con il tipo di materiale utilizzato nella lavorazione.
- *Analisi approfondita del rendimento del motore di traino nelle diverse condizioni di carico.* Si potrebbero svolgere diverse prove sul motore, utilizzando dei banchi prova per simulare diversi carichi applicati al motore, determinandone il rendimento nelle diverse condizioni operative. Questo potrebbe sicuramente migliorare il comportamento del simulatore alle alte velocità di traino.
- *Analisi approfondita della cinematica del modulo di stoccaggio.* In questa configurazione specifica, in cui l'aspo svolgitoro non è motorizzato, ma si muove in conseguenza al traino del tondino, l'analisi cinematica di tale modulo risulta molto complessa. Questo perché la velocità di rotazione dell'aspo non va di pari passo con la velocità di avanzamento del tondino. Non vi è una perfetta sincronia tra i due movimenti, per cui in realtà l'utilizzo della formula  $\omega_{aspo} = \frac{v_{traino}(mm/s)}{R_{bobina}}$  nella determinazione della variazione di energia cinetica rotazionale è improprio. L'aspo infatti subisce uno strattone iniziale durante l'accelerazione della prima fase di traino. Quando il tondino decelera fino a fermarsi per subire le operazioni di piega o taglio, l'aspo che sta ruotando, a causa della sua forte inerzia, non si ferma, ma tende ad accumulare il tondino curvato alla base della sua struttura rotante. Tale tondino contribuirà a generare delle resistenze che rallenteranno l'aspo nella sua rotazione. La successiva fase di

traino potrebbe iniziare quando ancora l'aspo non si è fermato, generando questa volta uno strattone più piccolo. Uno studio approfondito di queste dinamiche potrebbe apportare molti benefici alla simulazione ad elevate velocità di traino.

La presenza nel simulatore di un maggior numero di modelli fisici dei vari moduli, oltre a permettere al simulatore di poter considerare materiali e dimensioni diverse per il tondino in lavorazione, dà la possibilità di generare una maggiore quantità di informazioni in uscita dal simulatore. Oltre ai valori di tempo impiegato ed energia assorbita per la lavorazione, si potrebbero simulare i profili di corrente assorbita dai vari motori, di potenza attiva sulle diverse fasi della macchina, al pari di quanto veniva acquisito dalle simulazioni ecc.

La presenza di questi dati permetterebbe di utilizzare il simulatore in un più elevato numero di contesti e per innumerevoli scopi, ad esempio:

- Per **monitorare le prestazioni della macchina**. Se so che la mia macchina, per realizzare un certo lotto di produzione, necessita in condizioni ideali di una certa quantità di tempo ed energia, ma ci sta impiegando/sta consumando più del previsto, qualche componente è usurato e/o sta "lavorando male", oppure l'operatore ha impostato in maniera errata i parametri di funzionamento della macchina in modo tale da non ottimizzare tempo e consumi;
- Per **identificare problematiche alle varie unità funzionali della macchina**. In presenza di scostamenti eccessivi in determinati punti della lavorazione tra l'andamento nel tempo di una grandezza ideale (rappresentata dal simulatore) e quella reale (acquisita dalla macchina) è possibile risalire alla presenza di malfunzionamenti nei singoli gruppi funzionali della macchina.

Dal momento in cui l'azienda sta svolgendo diverse ricerche e studi sperimentali in tale ambito, con l'obiettivo di sviluppare degli strumenti di manutenzione predittiva e preventiva, si è pensato di svolgere una prova sperimentale al fine di dimostrare la possibilità di identificare problematiche alle varie unità funzionali della macchina monitorando l'andamento di determinate grandezze nel tempo.

In tale prova sperimentale si è deciso di montare sulla staffatrice dei coltelli mobili usurati, per determinare se fosse possibile notare la loro presenza ed il loro effetto sulla lavorazione a partire dai dati monitorati nelle acquisizioni.

Per raggiungere tale scopo, si sono realizzate due prove sperimentali, in cui è stato prodotto lo stesso lotto di produzione, nelle stese condizioni di lavorazione e con lo stesso materiale. Nella prima prova, tutti i componenti erano in un perfetto stato di salute, nella seconda prova è stato montato un coltello mobile in un avanzato stato di usura.

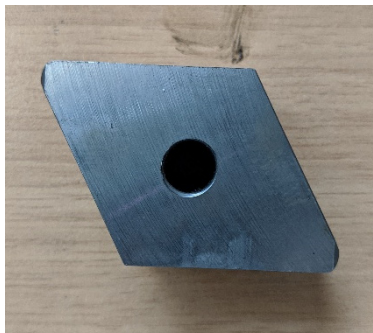


Figura 12-1 - Coltello sano

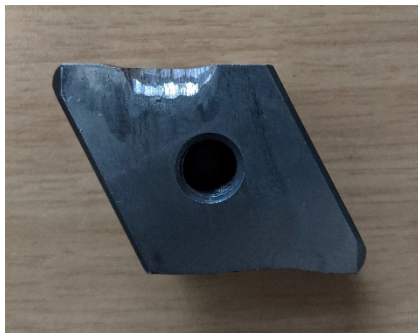


Figura 12-2 - Coltello usurato

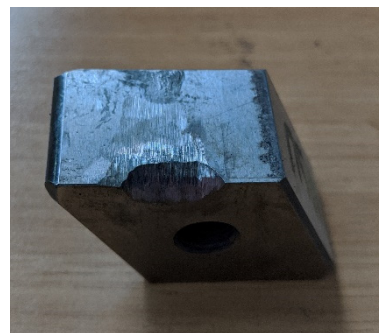


Figura 12-3 - Coltello usurato

Le prove si sono svolte nelle seguenti condizioni:

- Tondino impiegato: diametro di 8 mm, materiale acciaio da costruzione B450C, le cui caratteristiche minime sono definite dalle norme NTC2008;
- Pezzi realizzati: 50 staffe formate da due lati a 90°, di 200 mm e 600mm;
- Velocità di traino: 20%;
- Velocità di piega: 40%.

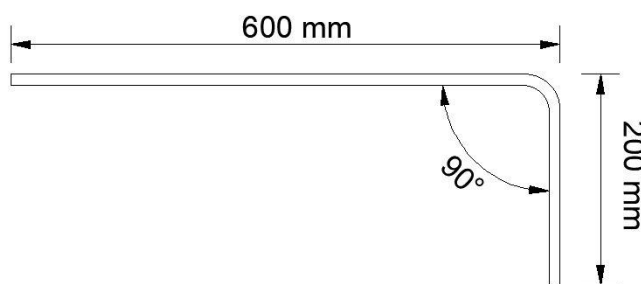


Figura 12-4 - Staffa realizzata nelle due prove

Analizzando i dati ottenuti da entrambe le prove sperimentali, si sono viste due fondamentali differenze:

- Energia consumata dal processo di taglio: in presenza di coltelli usurati, l'energia necessaria al processo di taglio è maggiore del 12,17% rispetto al caso di coltelli nuovi.



- Profilo di corrente assorbita dal motore di taglio: è evidente un forte scostamento tra il profilo di corrente nel caso di coltelli usurati (**azzurro**) e nel caso di coltelli nuovi (**arancione**), come riportato nel grafico sottostante.

Come è possibile notare, la curva della corrente assorbita dal motore di taglio (ogni curva è il valore di corrente media assorbita dal motore di taglio calcolato su tutti e 50 i pezzi realizzati per ogni acquisizione) nel caso di coltelli usurati è spostata verso destra, con la fase di taglio che dura più del previsto. Questo avviene dal momento in cui il coltello usurato arriva a contatto con il tondino più tardi rispetto al coltello nuovo. Inoltre esso eserciterà un'azione di taglio meno efficiente a causa della zona tagliente che non è più assimilabile ad una linea ma ad una superficie rettangolare.

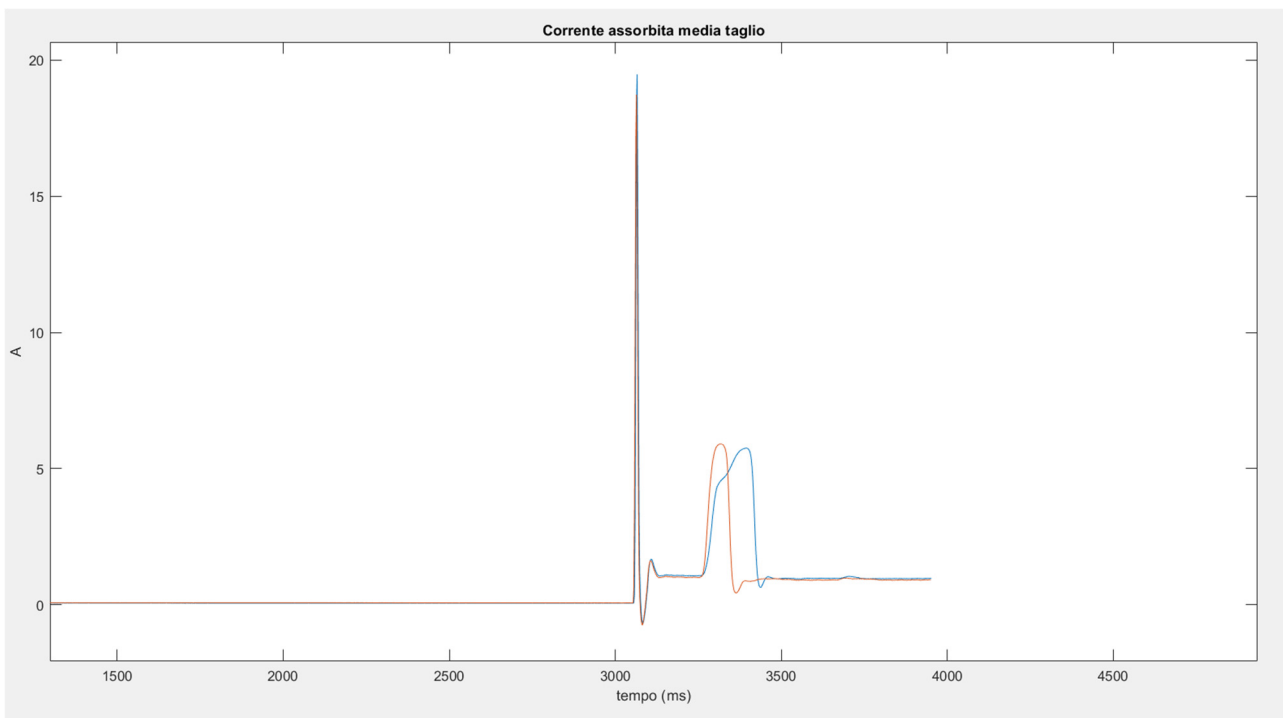


Figura 12-5 - Confronto corrente assorbita motore di taglio con coltelli nuovi (arancione) ed usurati (azzurro)

La presenza di un coltello usurato è visibile anche nel prodotto finito, caratterizzato da una superficie della zona tagliata molto inclinata, come avviene nel tondino collocato nella parte alta della figura. Il tondino nella parte bassa è stato invece ottenuto con dei coltelli nuovi e non presenta una così forte angolazione nella zona di taglio.



Figura 12-6 - Tondino ottenuto con coltello usurato (sopra) e nuovo (sotto)

La possibilità di notare la presenza di malfunzionamenti e problematiche nel macchinario è concreta. Ogni tipologia di problematica sarà evidenziabile ed identificabile in maniera preferenziale da una determinata grandezza misurabile. Per poter definire quale grandezza monitorare per identificare un determinato problema, e quale problema corrisponde ad un determinato scostamento nell'andamento di una grandezza, sono necessari numerosi ulteriori studi che approfondiscano ad una ad una le diverse tematiche. Questa semplice comparazione ha però dimostrato come ulteriori studi in tale direzione possano portare a risultati concreti. Un simulatore della macchina, più sviluppato e completo di quello realizzato, potrà essere di grande aiuto a tale scopo, fornendo i valori di riferimento delle varie grandezze che devono essere tenute sotto controllo. Uno scostamento del valore misurato di tali grandezze da quello di riferimento fornito dal simulatore indicherà la presenza di problematiche nel macchinario. Un simulatore affidabile permette di risparmiare tanto tempo nella generazione di una banca dati di valori di riferimento per ogni grandezza in ogni condizione operativa e per un qualsiasi lotto di produzione. In assenza di uno strumento di questo tipo, per poter effettuare tali confronti si dovrebbe monitorare la macchina in tutte le condizioni possibili, assicurandosi ogni volta dell'integrità di tutti i suoi componenti, al fine di generare tutti i valori di riferimento con cui confrontarsi.

Questa è solo una delle possibili applicazioni pratiche di un simulatore di questo tipo.

*Il lavoro fin qui svolto è da considerarsi come una base da cui partire per una maggior caratterizzazione del simulatore, includendo i modelli fisici accurati di tutti gli elementi che lo compongono, permettendo di ottenere una quantità di informazioni più vasta, indirizzata ad una moltitudine di scopi diversi.*

# 13 CONCLUSIONI

Il seguente studio ha permesso di ottenere un modello per l'analisi dinamica della staffatrice *PRIMA 13* che consente di stimare il tempo e l'energia necessari alla realizzazione di un determinato lotto di produzione.

Tale modello è stato ottenuto suddividendo la staffatrice in tanti moduli, ognuno corrispondente ad una determinata azione nel ciclo di lavorazione del tondino:

- Modulo di stoccaggio;
- Modulo di raddrizzatura;
- Modulo di traino;
- Modulo di taglio;
- Modulo di piega.

Il modulo di stoccaggio è stato simulato creando un modello che determini la diminuzione della massa e dell'inerzia della bobina con il procedere della lavorazione, che influisce sulla potenza dissipata dai cuscinetti di supporto della struttura e sulla variazione di energia cinetica dovuta alla sua rotazione. La limitazione principale di tale approccio sta nel fatto che la rotazione dell'aspo, non essendo motorizzato, non è sincronizzata con l'avanzamento del tondino. Questo determina un moto di rotazione dell'aspo costituito da una serie di strattoni e rallentamenti, che ne rendono difficile la modellazione cinematica e dinamica.

Il modulo di raddrizzatura è stato modellato a partire dai dati acquisiti tramite prove sperimentali. La potenza che il motore di traino deve generare per vincere la resistenza offerta dai raddrizzatori si è dimostrata essere un valore facilmente modellabile tramite un approccio di questo tipo, che ne ha evidenziato una dipendenza netta e chiara dalla velocità di avanzamento del tondino. Il limite di tale approccio è l'essere riferito ad un determinato tondino. Espandere tale modello per considerare tondini differenti significa ripetere le prove sperimentali per ogni tondino che si vuole includere nella modellazione.

Il modulo di traino è stato modellato matematicamente tramite un'analisi cinematica e dinamica che ha sfruttato l'equazione di bilancio delle potenze, trattandosi di un sistema ad 1 grado di libertà, in cui come coordinata generalizzata è stato scelto l'avanzamento lineare del tondino. Studi futuri sul rendimento del motoriduttore nelle diverse condizioni di carico permetteranno di migliorare la modellazione dinamica del gruppo di traino.

I moduli di taglio e piega, al pari del modulo di raddrizzatura, sono stati modellati a partire dai dati acquisiti da prove sperimentali, dimostrando come un tale approccio, seppur limitato all'analisi di un unico tipo di tondino (per caratteristiche meccaniche, dimensioni, tipologia di nervatura), possa offrire risultati soddisfacenti senza complicare eccessivamente il modello.

I modelli dei singoli moduli sono stati integrati tramite MATLAB e Simulink per ottenere il modello completo della staffatrice.

Tale modello presenta diversi limiti e semplificazioni che ne consentono l'applicabilità solo in certe condizioni.

*Nello specifico, è stato mostrato come tale modello restituisca una stima veritiera dell'energia necessaria al completamento della lavorazione, con un errore inferiore al 7%, solamente a basse velocità di traino, inferiori al 20%. L'errore sulla stima del tempo necessario al completamento della lavorazione si mantiene invece sempre inferiore al 2%. Inoltre, esso è specifico per l'analisi di un'unica tipologia di tondino, formato da acciaio B450C di diametro 8 mm, utilizzato nelle prove sperimentali che hanno permesso di modellare diverse parti della macchina.*

Grazie al lavoro svolto, è stato possibile determinare una metodologia di base per l'analisi dinamica di una staffatrice. In particolare si è potuto constatare che:

- La modellazione del modulo di raddrizzatura tramite i valori acquisiti da prove sperimentali permette di rappresentarne bene il comportamento, in termini di potenza richiesta al modulo di traino. Un approccio alla modellazione di questo tipo, per poter essere espanso all'analisi di più tondini, di materiali e dimensioni differenti, richiede di essere ripetuto per ogni combinazione di materiale e dimensione del tondino che si vuole analizzare. Questo non toglie che tale metodologia di analisi si sia rivelata idonea alla trattazione di tale modulo;
- La modellazione dei moduli di piega e taglio tramite i valori acquisiti da prove sperimentali permette di rappresentarne bene il comportamento se il nostro unico scopo è quello di determinare l'energia richiesta dai due sistemi per eseguire le rispettive lavorazioni. Infatti, non essendo basata su modelli dinamici che rappresentino il comportamento fisico degli elementi che li compongono, non permette di ottenere né l'andamento veritiero della potenza elettrica richiesta nel tempo (ma solo una sua stima, dal momento in cui essa è ottenuta da misure sull'energia consumata, e non sulla potenza assorbita dal sistema istante per istante), né l'andamento di ulteriori grandezze fisiche. Per espandere la modellazione di tali moduli al fine di ottenere una quantità di informazioni più vasta è necessario realizzarne il modello

dinamico, al pari di quanto effettuato per il modulo di traino, con tutte le difficoltà di analisi che ne derivano.

- La modellazione del modulo di traino tramite modello dinamico è alla base del simulatore ottenuto. È un approccio consigliabile data la relativa semplicità del macchinario analizzato, tuttavia per una maggior completezza della modellazione è richiesto uno studio sulle effettive perdite del sistema, dovute sia al rendimento del motoriduttore variabile nelle diverse condizioni di carico, sia ad altri elementi della trasmissione di potenza, che in questa analisi sono stati racchiusi tutti in uno stesso termine ed identificati sperimentalmente, senza determinarne l'effettiva provenienza.
- La modellazione del modulo di stoccaggio si è rivelata insidiosa seguendo l'approccio utilizzato, dal momento in cui non vi è una diretta correlazione tra la velocità di avanzamento del tondino e la velocità di rotazione dell'aspo. Quest'ultimo non è motorizzato ed il suo moto è caratterizzato da una serie di continui strattoni e rallentamenti che fanno sì che la formula  $\omega_{aspo} = \frac{v_{traino}(mm/s)}{R_{bobina}}$  utilizzata per calcolarne la variazione dell'energia cinetica di rotazione non sia propriamente corretta. Questo è uno dei motivi per cui, all'aumentare della velocità di traino, la stima dell'energia perde di accuratezza, dato che gli strattoni e rallentamenti che caratterizzano il moto dell'aspo si fanno importante ad elevate velocità di traino.

L'espansione e la conseguente maggior caratterizzazione del modello, che passa necessariamente dall'introduzione nel simulatore di un maggior numero di modelli fisici e matematici delle diverse componenti della macchina, permetterà di migliorare l'accuratezza delle stime di tempo ed energia necessaria alla realizzazione di un determinato lotto di produzione.

Sarà possibile inoltre ottenere un maggior numero di dati, che potranno essere utilizzati per innumerevoli scopi, dal monitoraggio delle prestazioni della macchina, all'identificazione di problematiche alle varie componenti e all'utilizzo come supporto alla progettazione grazie alle attività di prototipazione virtuale.



# 14 BIBLIOGRAFIA

- [1] Adewole Kazeem K., Bull Steve J., *Simulation of the wire reverse bending test*, Journal of Civil Engineering and Construction Technology, Vol. 3(1), pp. 116-126, 2012, DOI: 10.5897/JCECT12.010
- [2] Andreini P., *Manuale dell'ingegnere meccanico*, Hoepli, 2005
- [3] Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., *Meccanica applicata alle macchine*, CittàStudi edizioni, 2013
- [4] D.M. 14 gennaio 2008, *Norme tecniche per le costruzioni*, Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti, G.U. n. 29 del 4 febbraio 2008, Supplemento Ordinario n. 30, 2008, (NTC08)
- [5] Legnani G., Tiboni M., Adamini R., Tosi D., *Meccanica degli azionamenti. Azionamenti elettrici*, Società Editrice Esculapio, 2016
- [6] Patel Ashvin S., Prajapati Dr. J. M., *A review on innovation of wire straightening cutting machine*, International Journal of Engineering Science and Technology, Vol. 3(5), 2011
- [7] Shigley Joseph E., Budynas Richard G., Keith Nisbett J., *Progetto e costruzione di macchine*, McGraw Hill, edizione italiana a cura di Dario Amodio e Giovanni Santucci, 2014
- [8] SKF Group Headquarters – *SKF Bearing Select*, [online], disponibile a: < <https://www.skfbearingsselect.com/> > [Ultimo accesso 12 Febbraio 2020]