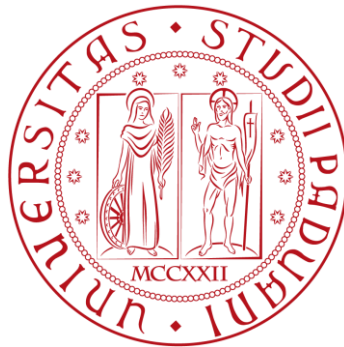


Università degli Studi di Padova



Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica e Meccatronica

Curriculum: Meccatronica

TECNICHE DI CONTROLLO DELLA TENSIONE IN SISTEMI PER L'AVVOLGIMENTO DI BOBINE

RELATORE: Ch.mo Prof. Richiedei Dario

LAUREANDO: Tamellin Iacopo

ANNO ACCADEMICO: 2014 – 2015

Dedico questa tesi a tutte
le persone che con me
hanno condiviso questo
percorso, alla mia famiglia,
alla mia fidanzata e ai
miei amici che mi hanno
sempre aiutato e sostenuto.

Indice

1.Introduzione.....	1
2.Il converting.....	3
2.1.Il settore del converting.....	3
2.2.Le macchine per il converting: un esempio	4
2.2.1.Tubiere e tagliatubi.....	5
2.2.2.Svolgitori	6
2.2.3.Unità di stampa	7
2.2.4.Goffratori	7
2.2.5.Ribobinatrici	8
2.2.6.Incollatore.....	9
2.2.7.Accumulatore	10
2.2.8.Troncatrice	10
2.2.9.Confezionatrici.....	11
2.3.Sistema svolgitore e avvolgitore.....	12
2.4.Conclusioni e osservazioni su prestazioni di processi e macchinari	14
3.L'avvolgimento di bobine	17
3.1.Il processo di avvolgimento e le problematiche	17
3.2.Tensioni di riferimento per i materiali	18
3.3.Parametri di processo	20
3.3.1.TNT	20
3.3.2.Wound-In-Tension.....	22
3.4.Tipologie di sistemi per l'avvolgimento	23
4.Tecnologie di controllo	27
4.1.Il controllo di tensione	27
4.2.Il controllo in catena aperta.....	29
4.2.1.Misura del diametro con braccio cedevole.....	30
4.2.2.Misura del diametro con ultrasuoni	31
4.3.3.Calcolo del diametro.....	32
4.3.Controllo in catena chiusa.....	34
4.3.1.Controllo con cella di carico.....	35
4.3.2.Controllo con ballerino.....	38
4.4.Confronto tra le varie tecnologie di controllo	41

5.Ballerini attivi e passivi	43
5.1.Ballerino attivo	43
5.1.1.Analisi del luogo delle radici	44
5.2.Ballerino passivo.....	50
5.2.1.Modello di ballerino passivo come attenuatore	51
5.3.Studi sperimentali e confronto.....	54
6.Modello del sistema per il controllo del ballerino	59
6.1.Determinazione del modello.....	59
6.2.Il modello lineare.....	61
6.3.Analisi al variare dei parametri di interesse	64
6.3.1.Risultati al variare dei parametri	72
7.Controllo del sistema.....	73
7.1.I controllori PID	73
7.1.1.Taratura PID con metodo di Ziegler-Nichols	79
7.1.2.Taratura PID con metodi alternativi	82
7.2.Il controllo del ballerino	83
7.3.Implementazione del modello in Simulink	84
7.4.Analisi del sistema con controllore PID tradizionale	86
7.4.1.Controllore PID sintonizzato manualmente.....	86
7.4.2.Controllore PID sintonizzato con Ziegler-Nichols	88
7.4.3.Controllore PID sintonizzato con metodi alternativi	91
7.5.Analisi del sistema con controllore PI con D sul ramo in retroazione.....	93
7.5.1.Controllore PI con D sul ramo in retroazione sintonizzato manualmente	94
8.Conclusioni e lavori futuri	99
9.Bibliografia e sitografia.....	101

1.Introduzione

Nell'attuale panorama industriale un settore di grande interesse e sviluppo è quello dei sistemi per la lavorazione di materiali sotto forma di film e per il successivo avvolgimento in bobine del materiale lavorato, questo processo produttivo è denominato converting o web handling. Esemplicativi sono la stampa dei giornali, la lavorazione di laminati in metallo, la produzione di film plastici adesivi o siliconati ed il settore tessile. L'industria che si occupa di tali impianti non presenta una consolidata tradizione associata alla progettazione e allo sviluppo di sistemi che permettano la gestione e il controllo della tensione del film da avvolgere; spesso infatti la progettazione dei sistemi di controllo avviene secondo il metodo trial and error oppure basandosi su esperienze passate, tale approccio determina la mancanza di regole progettuali che denotino una ripetibilità nella realizzazione dell'impianto produttivo. Inoltre i principali problemi associati alla produzione delle bobine sono relativi al controllo della tensione durante tutto il processo, quindi sono fondamentali la reiezione dei disturbi in ingresso al sistema ed il posizionamento dell'apposita tecnologia di controllo denominata ballerino. Tali soluzioni infatti determinano la tensione sul materiale in lavorazione e quindi la qualità dei prodotti finiti.

L'obiettivo della seguente tesi è quello di analizzare le varie tecniche di controllo della tensione nei sistemi per l'avvolgimento di bobine, con particolare attenzione all'utilizzo della tecnica del ballerino passivo. Il problema viene dapprima analizzato nella sua generalità, presentando gli aspetti peculiari del sistema produttivo e le macchine che portano alla formazione delle bobine focalizzando l'analisi su un caso di studio di una linea per la produzione ed il confezionamento di rotoli di carta.

Successivamente l'attenzione è concentrata sul processo d'avvolgimento valutando le problematiche associate ad esso e le diverse tecniche di winding confrontando vantaggi e svantaggi di ognuna. Sono poi introdotti vari aspetti associati al controllo del sistema, verrà presentata un'analisi comparativa riguardante le diverse tecnologie comunemente utilizzate nel controllo come i metodi di calcolo del diametro in catena aperta, il controllo tramite celle di carico e quello tramite ballerino. Quest'ultimo sarà approfondito mediante un confronto volto ad evidenziare i vantaggi e gli svantaggi del ballerino passivo rispetto a quello attivo nell'utilizzo come attenuatore dei disturbi in frequenza. La trattazione della tesi continuerà quindi implementando il sistema non lineare associato alla casistica di controllo con ballerino passivo, per ottenere un modello valido si dovranno considerare il web, il ballerino stesso ed il comportamento

del motore associato all'avvolgitore. Successivamente il modello ottenuto sarà linearizzato per permettere un'analisi del sistema e del comportamento di quest'ultimo al variare dei principali parametri d'interesse. A tale proposito si è sfruttata l'implementazione con il programma Matlab del sistema lineare e si sono fatti variare i parametri mediante un'opportuna elaborazione del codice. Sarà infine implementato il controllo del sistema utilizzando i regolatori PID, tale soluzione è standard in ambito industriale; sfruttando il software per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi dinamici, Simulink, sono state condotte alcune prove utilizzando diverse tecniche di sintonizzazione del controllore e una diversa configurazione dello stesso e si è potuto osservare il variare della risposta del sistema.

L'obiettivo di questa trattazione è quindi quello di presentare il settore industriale considerato, le tecnologie e le problematiche solitamente impiegate sfruttando delle analisi comparative che permettono di illustrare vantaggi e svantaggi delle diverse soluzioni. La successiva trattazione di modelli matematici semplificati, ma di buona approssimazione, rappresentativi del sistema permettono di comprendere come le variazioni dei parametri di interesse del regolatore determinino una variazione del comportamento del sistema e permettano di capire, sfruttando gli indici statici e dinamici, quale sia la migliore tecnica di sintonizzazione del controllore da utilizzare in ambito industriale.

2. Il converting

2.1. Il settore del converting

Il settore del converting (o web handling) rappresenta quelle industrie il cui obiettivo è quello di ottenere bobine di prodotti lavorati. I prodotti che vengono avvolti sono solitamente materiali in film, i quali presentano una lunghezza e una larghezza molto maggiore rispetto al loro spessore e quindi sono sensibili alle variazioni di tensione longitudinali, queste determinano dei difetti produttivi se non sono adeguatamente controllate. I materiali che vengono solitamente impiegati nei processi produttivi sono tessuto, carta, alluminio e materie plastiche sotto forma di nastro detto anche web.

Le attività industriali che sono maggiormente legate al web handling sono quindi il settore tessile, il settore editoriale (stampa dei giornali), il settore dell'alimentazione e del packaging di prodotti alimentari e non.

Le industrie del converting sono specializzate nelle seguenti lavorazioni sul materiale:

- Rivestimento con materiale adesivo (adhesive coating) per produzione di etichette e nastri;
- Rivestimento in silicone (silicon coating) per produrre un liner di rilascio;
- Eseguire il taglio (die cutting e roll slitting) per trasformare il materiale in un elemento finito delle dimensioni desiderate per il commercio o per adattarlo ai successivi macchinari;
- Stampa (printing), la quale può essere eseguita per impressione di un motivo sfruttando la pressione tra due rulli di materiali diversi (goffratura) oppure per deposizione di inchiostro tramite apparecchiature apposite;
- Laminazione, solitamente eseguita a caldo, determina quindi un minore incrudimento ed una finitura superficiale meno precisa poiché la velocità di ricristallizzazione della struttura è maggiore.

Gli obiettivi produttivi del processo sono diversi [4] e variano in base alla progettazione del sistema stesso e quindi alla funzione che quest'ultimo deve eseguire in linea con la specializzazione dell'industria considerata (Fig.2.1), tipicamente si cerca di:

- a) Avvolgere una bobina figlia di diametro e larghezza ridotte a partire da una bobina madre (roll slitting);
- b) Eseguire delle lavorazioni sul film trasportato lungo la linea, ad esempio la stampa, deposizione di sostanze o laminazione (die cutting, coating, printing, lamination);

- c) Riavvolgere una bobina in modo da eliminare i difetti dovuti ad un avvolgimento precedente.

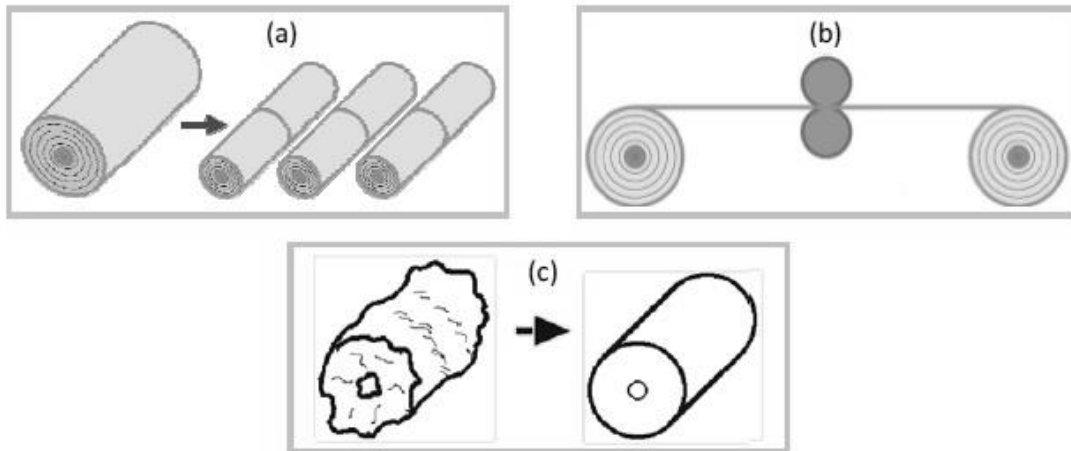


Figura 2.1 Funzioni del converting: a) roll slitting; b) lavorazione del materiale; c) riavvolgimento [4]

L'operazione tipicamente prevede lo svolgimento (unwinding) e l'avvolgimento (winding) di un film su delle bobine, questo viene movimentato lungo un sistema trasportatore mediante dei rulli. Nel paragrafo 2.3 verrà approfondito il sistema svolgitore avvolgitore che è l'unità elementare di tutti i processi e macchinari per il web handling.

La problematica principale associata al trasporto del materiale è il mantenimento di un valore di tensione di riferimento del materiale e attenuare l'azione di disturbi in ingresso al sistema. I disturbi solitamente sono di natura meccanica associabili alle lavorazioni, alle non idealità ed alle non linearità nel comportamento dei macchinari e dei sistemi meccanici della linea produttiva e sono intrinseci al processo stesso; questi possono avere andamento periodico, e quindi ripetersi nel tempo, o aperiodico e casuale [5].

2.2. Le macchine per il converting: un esempio

É evidente che le esigenze nell'industria del converting sono estremamente complesse: da un lato si richiedono velocità di produzione sempre più elevate ed una miglior qualità del prodotto associata a costi produttivi minimi. D'altra parte le tecnologie tipiche dei settori impongono applicazioni di automazione di elevato livello.

In questo lavoro è stata svolta una ricerca approfondita associata alle tipologie di macchine presenti lungo una linea produttiva per il web handling. L'analisi presentata si baserà sui modelli di macchinari prodotti e messi in vendita da Maflex, un'importante azienda del settore assunta come esempio. Il target commerciale dell'azienda è quello dei rotoli di carta. [<http://www.maflex.it>]

Le macchine utilizzate durante il processo produttivo sono presentate in ordine da monte a valle del sistema produttivo. Quindi si evidenzierà la formazione di bobine figlie a partire da una bobina madre passando per degli avvolti intermedi definiti logs.

Il layout più generico di una linea Maflex, riportato in figura 2.2, è il seguente:

- a) Tubiere e tagliatubi;
- b) Svolgitori;
- c) Unità di stampa;
- d) Goffratori;
- e) Ribobinatrici;
- f) Incollatori;
- g) Accumulatori;
- h) Troncatrici;
- i) Confezionatrici.

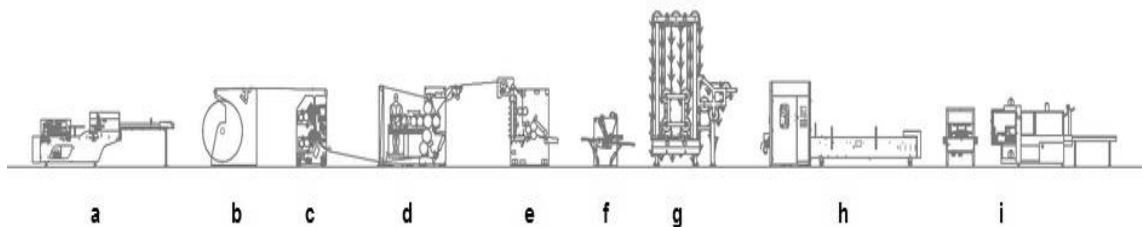


Figura 2.2 Linea produttiva per il converting [Maflex]

Queste tipologie di macchinari hanno funzioni differenti e permettono le lavorazioni elencate nel paragrafo 2.1 quali il roll slitting, il printing, il riavvolgimento, il die cutting. Oltre a tali processi si annoverano anche le operazioni di preparazione dei tubi su cui eseguire l'avvolgimento (anima della bobina) e delle operazioni di packaging al termine della produzione, non direttamente legate al web handling.

Nel funzionamento delle macchine dell'azienda Maflex il materiale produttivo considerato è la carta. Processi concettualmente analoghi ma con lavorazioni diverse, con conseguente variazione di alcuni macchinari, sono eseguiti su linee produttive per il web handling con materiali e target diversi.

Le immagini presentate nei successivi paragrafi sono delle foto scaricate dal sito di Maflex [www.maflex.com].

2.2.1. Tubiere e tagliatubi

La tubiera è una macchina che serve per produrre l'anima, cioè il tubo rigido di cartone sul quale la carta andrà ad avvolgere per formare il rotolo.

Vengono utilizzate dalle 2 alle 5 spirali di cartone che vanno ad avvolgersi su di un mandrino metallico e vengono incollate l'una sull'altra, all'aumentare del numero di spirali aumenta in maniera direttamente proporzionale lo spessore dell'anima.

Utilizzando una macchina tagliatubi è possibile variare la lunghezza del tubo, questa operazione viene eseguita quando il tubo andrà successivamente utilizzato su delle ribobinatrici con taglio del film in macchina.



Figura 2.3 Tubiera GAIA 80

2.2.2.Svolgitori

Lo svolgitore è la macchina che permette lo svolgimento delle bobine madri lungo la linea di trasformazione.

Vi sono due tipi di svolgitore in commercio, a carico frontale e a carico dall'alto. La differenza tra le diverse tecnologie è associata alle prestazioni che si possono ottenere; considerando i due modelli con le migliori prestazioni per le due tipologie di svolgitore si nota che quello a carico frontale (UF200) ha una velocità di svolgimento massima di 550m/min e un diametro della bobina madre massimo di 2000mm. Mentre lo svolgitore a carico dall'alto (UT250) ha anch'esso una velocità massima di 550m/min ma accoglie bobine con diametro di 2500mm.



Figura 2.4 Svolgitore a carico dall'alto UT250

2.2.3. Unità di stampa

L'unità di stampa permette, se il processo produttivo lo richiede, di stampare sulla carta mediante dei rulli ceramici.

Su queste macchine il controllo automatico della tensione durante il processo per ottimizzarne la qualità è eseguito tramite ballerino, discusso nei capitoli successivi. Dalle indagini condotte sui datasheet Maflex si è notato che la velocità massima di stampa è di 300m/min.



Figura 2.5 Unità di stampa IRIS ONE

2.2.4. Goffratori

La goffratura è l'impronta permanente di un disegno a rilievo ottenuta per pressione mediante speciali calandre (goffratrici) su tessuti, carta, cuoio, legno, gomma, metalli teneri (alluminio in fogli, stagnola, ecc.) per scopi ornamentali. [Enciclopedia Treccani]

La goffratura conferisce morbidezza al tatto e volume, questo avviene mediante l'unione di più veli di carta che contemporaneamente passano attraverso un sistema composto da due rulli, uno di gomma e l'altro d'acciaio. Il motivo può essere modificato variando il rullo d'acciaio e le impostazioni relative alla profondità del motivo stesso.

In caso di utilizzo senza collante la velocità massima può essere di 550m/min mentre in presenza di incollaggio la velocità massima è di 300m/min.

È interessante osservare che tutti i goffratori prodotti dalla azienda Maflex presentano un controllo automatico della tensione della carta tramite ballerino, situazione analoga alle unità di stampa precedentemente presentate.



Figura 2.6 Dettaglio rulli per goffratura HELIO

2.2.5. Ribobinatrici

Le ribobinatrici (in letteratura spesso definite anche ripassatrici o prebobinatrici ma non presentano, in tal caso, la funzione di taglio) sono il cuore della linea di trasformazione, riavvolgono il velo proveniente dalla stazione di trasformazione precedente, creando i logs; questi hanno per larghezza quella della bobina madre e per diametro quello desiderato per il prodotto finito. [www.maflex.com]

I logs secondo questa definizione sono associabili ai prodotti intermedi tra la bobina madre e le bobine figlie infatti queste ultime hanno sia diametro che larghezza minori rispetto a quella madre.

La ribobinatrice sfrutta un sistema di controllo che permette di forare i logs in dei punti prescelti andando a formare degli strappi tramite i quali si può calcolare il numero di fogli appartenenti alla bobina ed inoltre viene ottenuto mediante appositi sensori il diametro dei logs prodotti, i risultati del controllo (quindi il numero di fogli ed il diametro) sono inviati come feedback in appositi schermi che comunicano all'operatore degli iniziali parametri che permettono di valutare la bontà del processo produttivo e quindi permettono di decidere se il log prodotto può continuare il suo percorso lungo la linea produttiva o deve essere scartato. L'operazione di riavvolgimento come presentato nel paragrafo 2.1 ed in figura 2.1.c permette inoltre di eliminare difettosità della bobina.

Esistono ribobinatrici con funzionamento Start & Stop ed altre con funzionamento in continua, la prima modalità è semiautomatica mentre la seconda è completamente automatizzata.

La velocità massima delle ribobinatrici Maflex varia tra i 350m/min ed i 550m/min, in Fig.2.7 è riportata una ribobinatrice automatica Hermes che ha velocità massima di 550m/min.



Figura 2.7 Ribobinatrice automatica Hermes

2.2.6.Incollatore

L'incollatore è un macchinario che opera in sinergia con la ribobinatrice presente a monte d'esso, la sua funzione è quella di sigillare il log prodotto incollando il suo ultimo lembo, mediante un apposito collante e sfruttando un processo meccanico appositamente studiato in relazione alla qualità dell'incollatura che si vuole ottenere e quindi al costo associato all'operazione ed al macchinario che la esegue.

Il rotolo di carta (log) sarà così chiuso ed in assenza di perturbazioni esterne conserverà la sua forma fino a quando non sarà utilizzato.

Il processo di spalmatura del collante può avvenire tramite un ugello spruzzatore, che si sposta trasversalmente lungo il rotolo, determinando così una lentezza maggiore del processo rispetto alla deposizione del collante sfruttando una lama. La qualità della sigillatura risulterà migliore nel caso di incollatore ad ugello rispetto a quello a lama, l'incollatore Metis (ad ugello, Fig.2.8) però riesce a garantire 12 cicli al minuto mentre l'IVI (con lama) ne garantisce dai 22 ai 30.



Figura 2.8 Incollatore Metis

2.2.7. Accumulatore

In una linea produttiva un buffer idealmente può essere immaginato come un serbatoio che gestisce il flusso del materiale in ingresso ed in uscita e questo è posizionato tra due stazioni di lavoro diverse poste in un sistema industriale. Dimensionandolo opportunamente e gestendo correttamente l'ingresso e l'uscita del materiale da esso si può variare la velocità ed i tempi morti presenti in una linea. [16]

Nella linea Maflex il buffer è definito accumulatore ed è un macchinario fondamentale nel processo di automazione ed efficienza della linea, questo permette di inviare i logs ai successivi blocchi di taglio e confezionamento che determineranno l'ottenimento del prodotto finito.

Gli accumulatori possono inviare logs a troncatrici poste su linee diverse contemporaneamente, questo aspetto è fondamentale nell'automazione della linea stessa.

L'accumulatore scandisce il ritmo di lavoro, questo infatti è in grado di interrompere la produzione a monte o a valle di esso lungo la linea produttiva senza compromettere il processo produttivo stesso e allo stesso tempo l'obiettivo è quello di minimizzare i tempi morti .

I logs provenienti dalla ribobinatrice e dall'incollatore vengono inviati secondo il criterio FIFO (First in First Out) alle successive macchine troncatrici.



Figura 2.9 Accumulatore LA160

2.2.8. Troncatrice

Le troncatrici sono macchine che tagliano i logs secondo le specifiche richieste per la produzione delle bobine figlie. La troncatura avviene tramite una lama rotante che percorre delle orbite particolari così da ottenere la dimensione desiderata. In base al modello di troncatrice scelta e al numero di canali di alimentazione che queste possono contemporaneamente soddisfare si ha un diverso diametro massimo delle bobine figlie.

Si verifica una proporzionalità inversa tra in numero di canali di alimentazione delle troncatrici e il diametro massimo delle bobine prodotte, quindi all'aumentare del numero di canali di alimentazione si determina una diminuzione nelle dimensioni dei rotoli di carta prodotti.



Figura 2.10 Troncatrice a più canali HESPERIA

2.2.9. Confezionatrici

Per operazioni di confezionamento si intende l'insieme di operazioni svolte da alcuni macchinari che permettono di eseguire il packaging del prodotto, tramite saldatrici, e quindi renderlo pronto per la vendita oppure delle operazioni di reindirizzamento della bobina, tramite nastri trasportatori e tunnel, lungo la linea produttiva per permettere delle lavorazioni supplementari.

Il packaging viene eseguito tramite una saldatrice che determina la produzione del pacco in cui sarà contenuto il rotolo, è possibile distinguere packaging a singolo o a strato doppio e triplo in base al numero di strati di film usati per confezionare il prodotto finito.



Figura 2.11 Confezionatrice ST3

2.3. Sistema svolgitore e avvolgitore

Tipicamente una generica macchina per il converting è formata da un sistema svolgitore avvolgitore simile a quello semplificato in figura 2.12.

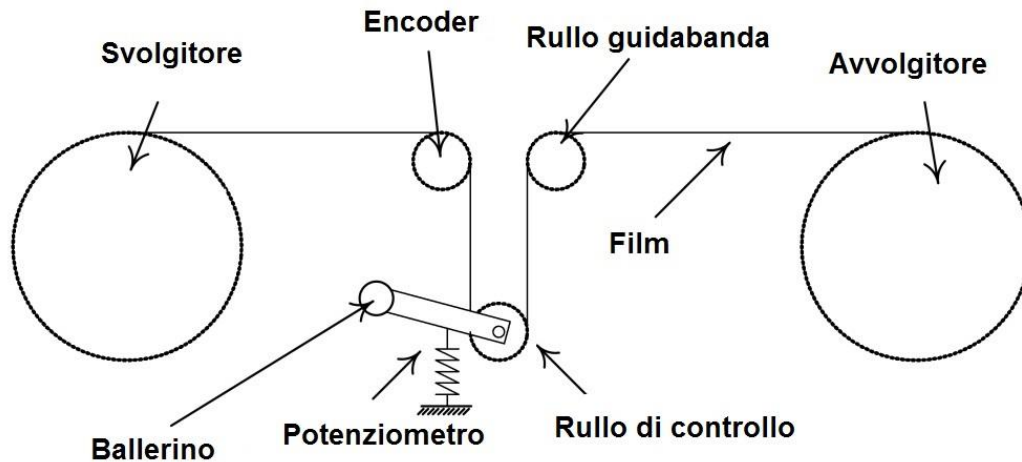


Figura 2.12 Sistema svolgitore avvolgitore con controllo della tensione mediante ballerino, rielaborazione da [1]

A tale schema si possono aggiungere varie stazioni di lavorazione e diverse tipologie di rulli aventi ognuno un'opportuna funzione nel determinare il trasporto del film lungo il nastro come sarà successivamente presentato sfruttando l'analisi condotta in [4].

In figura 2.12 è illustrato uno schema che presenta un ballerino il quale varia la sua posizione determinando una variazione della tensione sul film. Lo spostamento del ballerino rispetto alla posizione di equilibrio è solitamente misurato da un sensore, come ad esempio un potenziometro o un LVDT (Linear Variable Differential Transformer).

I rulli sono fondamentali in un sistema di trasporto del materiale e nella sua lavorazione. È possibile una loro classificazione in relazione alla funzione che svolgono [4]:

- Rulli folli, sono utilizzati per la movimentazione ma non per attività di lavorazione, servono per il passaggio del materiale e per guidarlo lungo la catena di processo. Il controllo della tensione può essere eseguito a valle di un rullo folle utilizzando una cella di carico;
- Rulli guidabanda, servono per direzionare il film e permettono quindi di variare la direzione di quest'ultimo;
- Rulli flessocurvi allargatori, al fine di evitare pieghe sul materiale, prima dell'avvolgimento questi eseguono un'operazione di allargamento del film dall'interno verso l'esterno;

- Rulli per lavorazioni, su tali rulli possono essere poste delle lame per eseguire operazioni di taglio al volo (die cutting), rulli sui quali vengono eseguite operazioni per rendere i materiali adesivi, rulli di contrasto tramite i quali si esegue la goffatura oppure rulli ceramici appartenenti ad unità di stampa;
- Rulli per controllo della tensione, questi rulli sono tipicamente alloggiati insieme ad un sistema a ballerino azionato oppure presentano su di essi degli encoder, come in Fig.2.12, i quali sono dei trasduttori di posizione angolare.

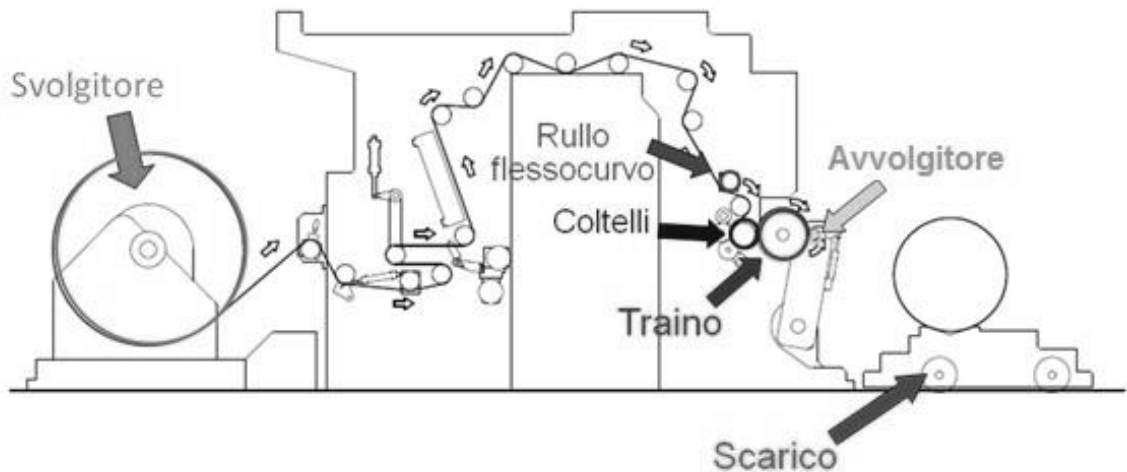


Figura 2.13 Layout di una macchina [4]

L'avvolgitore e lo svolgitore sono movimentati da dei motori elettrici che sono appositamente dimensionati in relazione alle potenze da erogare e questi sono collegati ad un inverter che permette di ottenere un'alimentazione variabile in ampiezza e frequenza in relazione alla coppia e alla velocità di riferimento.

Solitamente le specifiche di precisione del controllo per i motori sono diverse, la precisione massima è necessaria per l'avvolgitore mentre per lo svolgitore la precisione richiesta è minore poiché è più distante dal processo di lavorazione, sono necessari quindi due encoder (per lo schema semplificato illustrato in figura 2.12), uno per stimare la velocità lineare del film e uno per misurare la posizione del rotore dell'avvolgitore e permettere così il controllo in retroazione dello stesso.

Ad esempio nel caso di un motore brushless si utilizza il FOC (Field oriented control) il quale permette di massimizzare la produzione di coppia minimizzando l'impiego di corrente sugli avvolgimenti che alimentano il motore controllando la posizione relativa del rotore e quindi il vettore spaziale di flusso magnetico ed il vettore spaziale delle correnti che alimentano le fasi del motore riportandole ad un sistema di assi complesso e rotante.

Si osservi come la velocità di rotazione del motore venga trasmessa all'asse dell'avvolgitore (in Fig.2.14 l'avvolgitore presenta l'asse centrato) tramite un sistema di

trasmissione appositamente dimensionato in base alle specifiche del sistema produttivo.

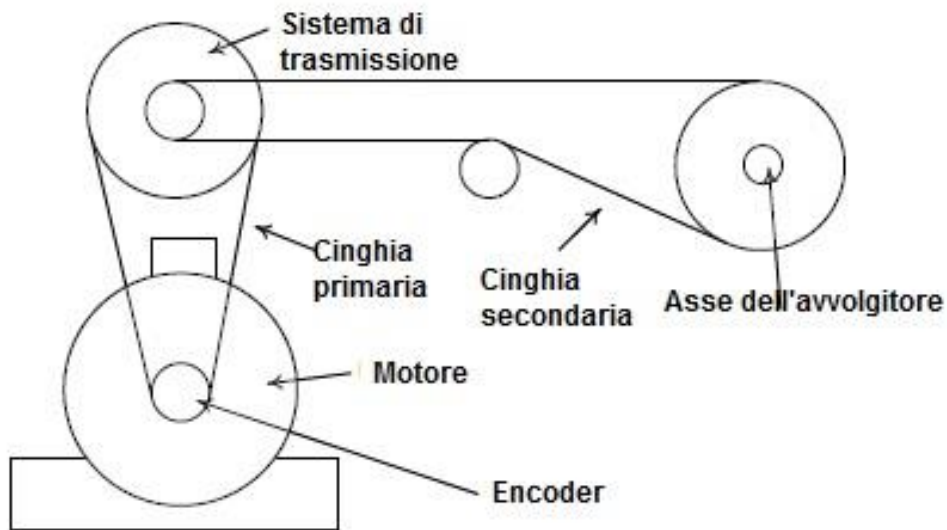


Figura 2.14 Sistema di trasmissione motore-avvolgitore [1]

2.4. Conclusioni e osservazioni su prestazioni di processi e macchinari

I target produttivi sono associati alla produzione di bobine che devono presentare delle caratteristiche dimensionali e qualitative richieste dal processo industriale.

Gli aspetti che solitamente vengono considerati a livello dimensionale sono principalmente due:

- Diametro della bobina prodotta;
- Larghezza della bobina prodotta.

É intuitivo capire come all'aumentare del diametro e al diminuire della larghezza del rotolo prodotto la complessità delle operazioni sia crescente.

Infatti il diametro crescente richiede un più ampio range di valori da poter controllare a livello di tensione poiché le variazioni di velocità periferica del web che compone la bobina saranno maggiori e da ciò come verrà presentato nel Cap.5 anche la frequenza dei disturbi in tensione.

Le bobine vengono successivamente controllate anche a livello qualitativo dagli operatori addetti, gli aspetti che solitamente si osservano sono i seguenti:

- Assenza di piegature;
- Circolarità della bobina figlia e dell'anima;
- Linearità della sezione laterale.

Questi aspetti associati alla qualità dell'avvolgimento ottenuto saranno approfonditi nel paragrafo 3.1.

Per definire delle performance associate ad una macchina per il converting solitamente si considera la velocità lineare d'avanzamento delle operazioni produttive, tipicamente in metri al minuto. Tale velocità scandisce i tempi della linea produttiva ed è solitamente inversamente proporzionale alla complessità dell'operazione stessa. Nelle macchine Maflex, precedentemente discusse come esempio, le velocità massime di svolgimento della bobina durante le operazioni sono di 550m/min, quindi di circa 9 metri di carta al secondo.

Le velocità della linea però diminuiscono poiché spesso sono tali da coincidere con l'avanzamento di operazioni a valle che possono essere qualitativamente più complesse come goffratura, incollatura e stampa questi valori spesso sono al massimo di 300m/min. Con tale soluzione la linea lavora in maniera sincrona e sinergica.

Si osserva inoltre che il fenomeno di avvolgimento comporta un aumento costante del diametro della bobina e ciò determina la necessità del rullo di spostarsi. Molte aziende offrono dei sistemi oleodinamici che permettono, soprattutto per macchinari di piccole dimensioni lo spostamento del rullo o del tamburo in modo da non causare il blocco del sistema dovuto ad un contatto indesiderato tra bobina in avvolgimento e rullo di contrasto o al deterioramento del materiale dovuto ad un contatto con pressione troppo elevata che determina fenomeni di attrito i cui ordini di grandezza non sono più gestibili in termini di dissipazione del calore.

3.L'avvolgimento di bobine

3.1.Il processo di avvolgimento e le problematiche

“Si definisce web un qualsiasi materiale che presenta una forma continua, lineare e flessibile per il quale la larghezza e la lunghezza sono preponderanti rispetto allo spessore.” [2]

La qualità del prodotto finito è fortemente determinata dal processo di avvolgimento e dai disturbi che si hanno sulla linea produttiva. I disturbi in ingresso tipicamente sono dovuti al processo stesso e si sviluppano come conseguenza di fenomeni meccanici di natura vibratoria o per attrito, il controllo delle variabili di processo diventa così una necessità per avere un'ottima qualità del prodotto finito. Delle variazioni di tensione lungo il web in direzione longitudinale (quindi nella MD, Machine Direction, direzione di svolgimento ed avanzamento del film) determinano difficoltà nell'avvolgimento del web e la formazione di pieghe, oppure sono causa di un avvolgimento privo della forma lateralmente planare e circolare in sezione tipicamente ricercata.

La qualità del prodotto è solitamente verificata con un'analisi visiva e tattile basata sull'esperienza degli operatori aziendali. È necessario che la bobina infatti non sia troppo compatta altrimenti si andrà a deteriorare le qualità del materiale che la compone ed inoltre non deve essere nemmeno troppo morbida altrimenti non resisterà alle operazioni di packaging e stoccaggio [4].

Uno studio sul controllo della tensione condotto da ABB ha determinato gli effetti che una tensione troppo alta o troppo bassa rispetto alle specifiche di processo possono tipicamente causare [6]. Dei valori di tensioni troppo elevati causano delle deformazioni residue nella bobina che possono avere i seguenti effetti:

- Quando la bobina non è ancora avvolta il web può incorrere in una rottura;
- I rotoli possono scoppiare durante lo stoccaggio se le deformazioni residue raggiungono valori limite;
- Alcuni strati del rotolo possono arrivare a fondere;
- Si possono instaurare delle forze all'interno della bobina di natura centripeta tali da far collassare l'anima su cui è avvolto il rotolo per cui l'anima risulta deformata (crushed core) e la bobina non può essere messa in commercio (figura 3.1) [3].



Figura 3.1 Anima schiacciata (crushed core) [3]

Se si verificasse una tensione troppo bassa si avrebbero invece i seguenti problemi, riportati in figura 3.2:

- a) Intrappolamento di aria (air gaps) nella bobina;
- b) Stellatura (starring) dovuta ad un aumento non omogeneo della tensione all'aumentare del diametro della bobina;
- c) Telescopia (telescoping).

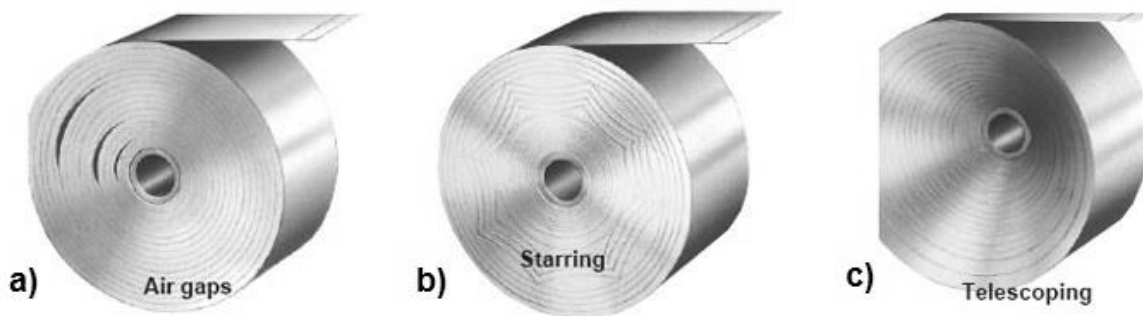


Figura 3.2 Fenomeni indesiderati: a) accumulo d'aria; b) stellatura; c) telescopia [3]

3.2. Tensioni di riferimento per i materiali

Una “zona di tensione” è una sezione, di una linea produttiva per il converting, nella quale tra due dispositivi di controllo di coppia o di velocità la tensione è costante e impostata.

In un macchinario appartenente ad un impianto progettato per funzioni di web handling le zone di tensione sono solitamente più di una e vengono contate partendo dallo svolgitorino sino ad arrivare alla bobina avvolta seguendo il percorso del film.

Solitamente in una macchina per il converting schematizzata come in Fig.3.3 si considerano 3 zone di tensione, la zona di svolgimento, quella di lavorazione e quella di avvolgimento.

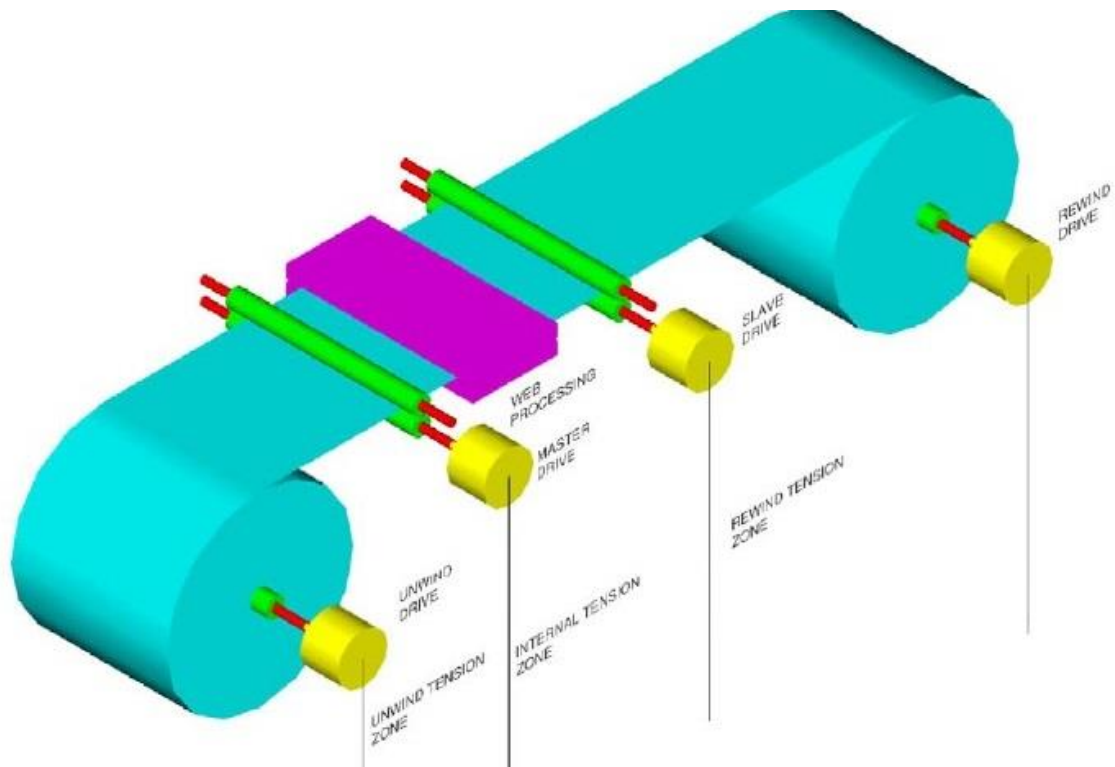


Figura 3.3 Zone di tensione tipicamente considerate

La tensione richiesta non è una costante ma varia in funzione di materiale, prodotto da ottenere, tipo di lavorazioni, temperature d'esercizio. Ad esempio la tensione in lavorazione dovrà essere più bassa della tensione in avvolgimento poiché gli obiettivi delle due operazioni sono diversi [4]. L'agenzia Tappi (Technical Association of the Pulp and Paper Industry) nel 2010 ha presentato in [9] degli approcci per il calcolo della tensione applicata al materiale nelle operazioni di converting.

Se ad esempio un'azienda varia lo spessore del materiale utilizzato è noto che varia la tensione da applicare al materiale, come dimostrato in Tab.3.1, per cui nota la tensione pregressa applicata ad un materiale di spessore S_1 è possibile determinare la tensione T_2 da applicare sullo stesso materiale di spessore S_2 .

Si sfrutta il legame proporzionale tra tensione applicata e spessore per cui [4]:

$$T_1 \cdot S_1 = T_2 \cdot S_2$$

Dove T ed S indicano rispettivamente la tensione da applicare allo stesso materiale con spessore diverso 1 e 2.

In mancanza di esperienza pregressa si può considerare un valore variabile dal 10 al 25% della tensione di snervamento del materiale (nella direzione di lavoro della macchina), MD (Machine Direction) [9].

Nelle tabelle di seguito riportate si sono considerati i valori presentati da Tappi nel 2010 [9]. Si nota che i valori sono in N per cm di larghezza e μm di spessore per le pellicole mentre per la carta i valori sono riportati in N su metro di lunghezza.

I valori riportati dall'agenzia erano in unità di misura non conformi al sistema di misura internazionale quindi sono state eseguite le seguenti conversioni:

- Carta, per lo spessore 1 point=25.4 μ m e per la tensione 1PLI=175 N/m;
- Pellicole, 1lbs/inch/cm=0.07N/cm/ μ m.

Spessore della carta	Tensione di riferimento [N/m_{lung}]
8 points=0,2mm	525
20 points=0,5mm	1225
40 points=1mm	2450
60 points=1,5mm	3150

Tabella 3.1 Valori di riferimento di tensione per la carta, rielaborazione dati da [9]

Tipo di pellicola	Tensione di riferimento [N/cm_{lar}/μm_{spe}]
Poliestere	0,035 ÷ 0,105
Polipropilene	0,0175 ÷ 0,035
Polietilene	0,007 ÷ 0,0175
Polistirene	0,0175 ÷ 0,07
Vinile	0,0035 ÷ 0,014
Alluminio laminato	0,035 ÷ 0,105
Cellophane	0,035 ÷ 0,07
Nylon	0,007 ÷ 0,0175

Tabella 3.2 Valori di riferimento di tensione per pellicole, elaborazione dati da [9]

3.3. Parametri di processo

3.3.1. TNT

Uno studio condotto presso la Oklahoma University da David Roisum [7] evidenzia la possibilità di trattare in un primo momento il processo di avvolgimento con un approccio black box e valutarne dei parametri caratteristici distinguendoli per parametri in ingresso, leggi di processo e risultati. Essendo le leggi associate alla meccanica ed alla fisica ciò su cui si può agire sono i parametri in ingresso definendoli con lo scopo di ottimizzare la qualità dell'output.

Si distinguono tre principali parametri di processo, che sono anche i più semplici sui quali attuare una strategia di controllo volta a migliorare l'output ottenuto in quanto sono direttamente accessibili agli operatori tramite un pannello di controllo.

Tali parametri sono comunemente denominati con l'acronimo TNT e sono:

- Tension;
- Nip;
- Torque.

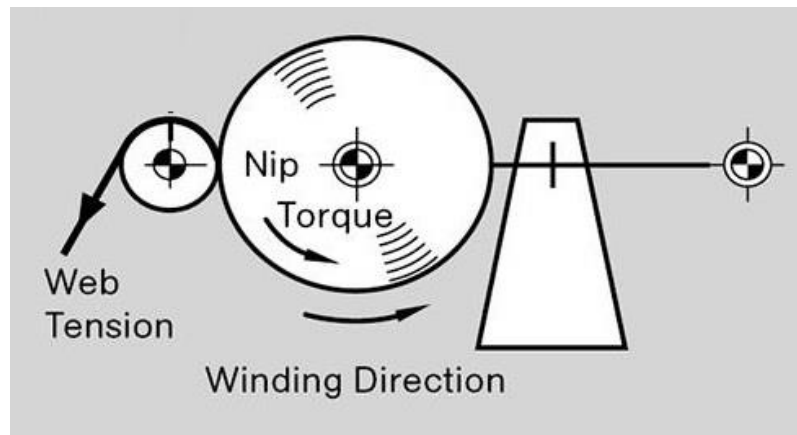


Figura 3.4 Rappresentazione dei parametri TNT [www.ptonline.com]

Il parametro Tension è il più importante ed è l'obiettivo principale del controllo, è definito come una forza rispetto ad un unità di lunghezza lineare quindi è espresso in N/m. Nota la lunghezza del film svolto sul macchinario si definirà la tensione complessiva sul web come prodotto tra tensione e lunghezza, risulterà quindi una forza in Newton. Solitamente valori troppo alti di tensione possono determinare una rottura del web o la deformazione dell'anima della bobina mentre valori troppo bassi determinano la formazione di grinze che deteriorano la qualità della bobina, aspetti già discussi nel paragrafo 3.1.

Si definisce invece Nip la pressione che viene esercitata sul web per azione interconnessa tra avvolgitore e un tamburo o un rullo passivo, a seconda delle modalità di avvolgimento che saranno analizzate nel successivo paragrafo. Il Nip è anch'esso una misura di forza rispetto ad una lunghezza quindi dimensionalmente si avranno dei N/m, in unità del sistema internazionale; essendo una misura di carico lineare medio si considera la linea che congiunge i centri di avvolgitore e rullo (o tamburo) a contatto [4]. Si nota che questo carico lineare si sviluppa per contatto tra due parti meccaniche in movimento quindi è necessario utilizzare delle precauzioni e osservare che fenomeni possono insorgere; l'eccessiva forza che si può formare può portare ad un deterioramento del materiale o l'instaurarsi di vibrazioni di natura meccanica che si traducono in disturbi indesiderati nel processo di avvolgimento. Al contempo una forza troppo bassa può causare i già presentati fenomeni di telescopica, stellatura o la formazione di air gaps.

Il parametro Torque è molto particolare ed è presente solo nel caso di due rulli entrambi motorizzati a contatto ed in tal caso è la differenza di coppia tra di essi [4]. Il caso generico che è rappresentato in figura 3.4 presenta tutti e tre i parametri.

Gli studi effettuati su queste variabili di processo portano a delle osservazioni rispetto ai limitati intervalli nei quali queste possono essere modificate [7].

I parametri TNT non possono variare in maniera indefinita, infatti vi sono dei limiti fisici come l'attrito e la resistenza superficiale stessa del film, all'aumentare della pressione esercitata tra rullo e avvolgitore oppure della coppia si ha un aumento dell'attrito ed è possibile che il materiale risulti danneggiato o che al contrario diminuendo troppo i valori di questi parametri (ad esempio si può considerare per assurdo il caso per cui il parametro Nip risulti negativo) il web andrebbe a corrugare; inoltre è stato dimostrato che il rapporto tra le rotture lungo il film e la tensione è esponenziale e quindi aumentare troppo la tensione determinerebbe la rottura completa del web [7].

É così evidente che i TNT hanno un ristretto margine di variazione e l'ottimizzazione del processo è associata al miglioramento da parte dell'operatore di queste variabili di processo. Tale combinazione è presentata nel successivo paragrafo.

3.3.2.Wound-In-Tension

Il WIT (Wound-In-Tension) è un parametro di sintesi che permette una prima analisi della relazione tra Nip e Tension tralasciando la trattazione del parametro Torque il quale in letteratura è stato affrontato con approcci più avanzati, i quali non sono obiettivo di analisi della tesi. La relazione tra i due parametri venne studiata inizialmente da Pfeiffer [8] il quale introdusse una prima relazione presentata in [4]:

$$WIT = \frac{1}{B} \cdot \log \frac{Nip + A}{A} + \frac{T \cdot Nip}{C + D \cdot Nip}$$

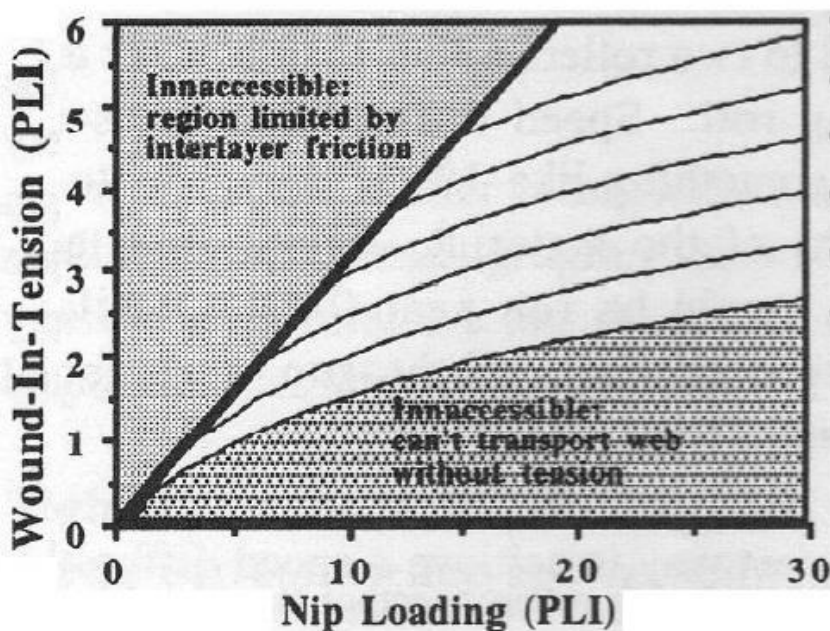


Figura 3.5 Andamento WIT, rielaborazione da [4]

Nel grafico di figura 3.5 sono riportati in Pounds per Linear Inch (PLI) i valori di Nip e Wound-In-Tension.

I coefficienti A,B,C,D variano in base alla configurazione degli avvolgitori e dei rulli considerati.

Si può notare che l'effetto del parametro Torque non viene considerato infatti solitamente questo non è presente e come detto nel paragrafo 3.3.1 si ha solo in particolari sistemi con rullo ed avvolgitore entrambi motorizzati.

Dal grafico si nota che vi sono due regioni di funzionamento non accessibili, una associata a delle tensioni per le quali il trasporto del web non risulterebbe possibile e un'altra regione di funzionamento anch'essa proibita in quanto i fenomeni di frizione risulterebbero troppo elevati e tali da determinare il degrado del film.

3.4. Tipologie di sistemi per l'avvolgimento

I diversi sistemi di avvolgimento sono stati sviluppati basandosi sull'esperienza industriale e con il metodo trial and error, un'analisi successiva permette di notare come questi sistemi vadano a combinare in maniera diversa i vari parametri di processo per ottimizzare l'avvolgimento.

Si considerano 3 diversi tipi di avvolgitori:

1. Center winders (avvolgitori assiali);
2. Surface winders (avvolgitori periferici);
3. Center-surface winders (avvolgitori ibridi).

1) Gli avvolgitori assiali o center winders utilizzano la sola Tension per eseguire l'avvolgimento della bobina e controllarne la compattezza; in certi casi possono presentare anche un lay-on roll (Fig.3.6), in tale configurazione si combinano l'effetto di Tension e Nip.

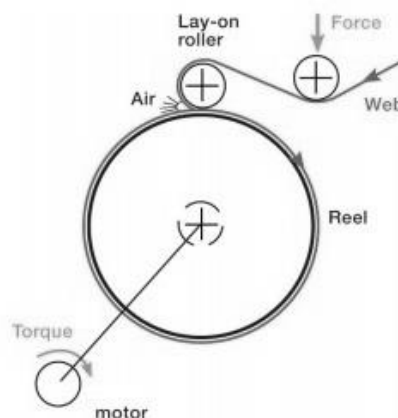


Figura 3.6 Avvolgitore assiale con rullo in appoggio [6]

Si nota che solo l'avvolgitore è motorizzato e il problema principale è l'aria che può intrappolarsi tra i vari strati della bobina, questo effetto può essere ridotto proprio grazie alla presenza del rullo d'appoggio e facendo scorrere il web prima su di esso.

Il più grande limite associato a questa tecnica sono le piccole dimensioni delle bobine prodotte.

2) Gli avvolgitori periferici o surface winders utilizzano il principio di funzionamento illustrato in Fig.3.7.

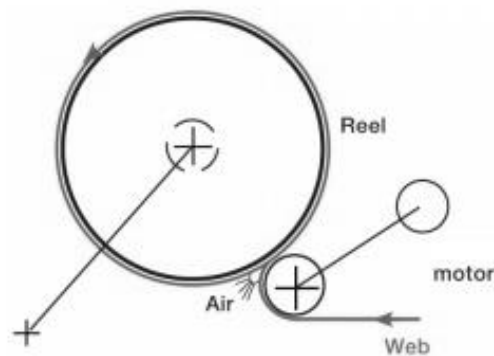


Figura 3.7 Avvolgitore periferico [6]

La bobina è posta a contatto con il rullo che è motorizzato, questo ruota ad una velocità fissa e facendo così trasmette il suo moto all'avvolgitore, la presenza di Nip riduce il problema dell'intrappolamento di aria all'interno della bobina.

È noto che un materiale deve deformare allungandosi per produrre una tensione, il web quindi scivolerà quindi parallelamente alla superficie della bobina dopo il rullo per un piccolo tratto lineare determinando l'allungamento necessario. Ciò significa che i materiali adesivi non possono essere tesi in questo modo in quanto aderirebbero immediatamente all'avvolgitore senza andare prima a deformare.

3) Gli avvolgitori ibridi detti anche assiali-periferici o center-surface winders vanno a combinare le due tecnologie di avvolgimento.

Questi sfruttano tutti e 3 i parametri TNT presentati nel paragrafo 3.3.1 .

Il rullo è motorizzato, ruota con una velocità angolare costante e applica una forza regolabile alla bobina la quale a sua volta è movimentata con una coppia di contrasto dall'avvolgitore.

In questa maniera la tensione di avvolgimento della bobina non è univocamente designata dalla tensione del film ma vi è la possibilità di controllarla in maniera più accurata.

Questo è un vantaggio perché per le applicazioni che richiedono elevate componenti tensionali infatti è così possibile sottodimensionare i motori e sfruttare un'azione combinata dei due, la soluzione è però un trade off in quanto in questa maniera aumentano notevolmente i costi e la complessità di controllo del sistema anche se i motori sono più piccoli.

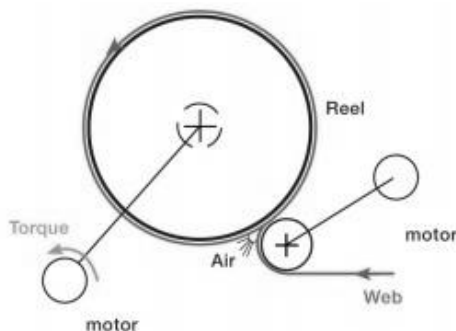


Figura 3.8 Avvolgitore ibrido o assiale-periferico [6]

La Tab.3.3 presenta un'analisi comparativa dei tipici casi di utilizzo delle varie tipologie di avvolgitore in relazione al materiale da avvolgere, il criterio con cui si arriva a scegliere il sistema di avvolgimento ritenuto più adeguato deriva dall'esperienza industriale ed è stato ricavato dal sito [www.ptonline.com]. Si nota che gli avvolgitori assiali sono preferibili per bobine di piccole dimensioni, materiali adesivi, sottili o poco deformabili mentre la tecnologia periferica è preferibile per bobine con un grande diametro e per materiali scivolosi, spessi o molto deformabili. Gli avvolgitori ibridi, dato l'elevato costo, vengono utilizzati in presenza dei soli materiali scivolosi cioè caratterizzati da un basso coefficiente d'attrito dinamico.

Tipo di materiale	Processo di avvolgimento consigliato
Web sottile elaborato ad alta velocità	Assiale
Web spesso ed avvolto in bobine di grande diametro	Periferico Ibrido
Web elastico, deformabile e avvolto in bobine di grande diametro	Periferico
Web non elastico, deformabile e avvolto in bobine di piccolo diametro	Assiale
Materiali adesivi (alto attrito)	Assiale
Materiali scivolosi (basso attrito)	Ibrido

Tabella 3.3 Materiale da avvolgere e tecnologia di avvolgimento più adeguata, rielaborazione della tabella da [www.ptonline.com]

4. Tecnologie di controllo

4.1. Il controllo di tensione

Il controllo di tensione è la capacità di controllare continuamente la tensione meccanica applicata su di un materiale (principalmente la materia prima disponibile sotto forma di rotolo o film) al fine di garantire la qualità del processo produttivo.

L'efficacia del controllo di tensione è necessaria in tutte le fasi di funzionamento della macchina quindi in accelerazione, decelerazione e funzionamento a regime; l'unico caso in cui il controllo di tensione può venir meno è quando si hanno delle fermate d'emergenza, in tal caso il sistema di controllo non è in grado di garantire una tensione adeguata poiché la variabilità dell'evento in termini di tempistiche e intensità non è calcolabile né controllabile ma comunque deve essere garantita l'integrità del web. Allora anche in caso di fermate di emergenza la tensione non deve aver picchi tali da determinare la rottura del nastro presente sulla macchina.

Il controllo di tensione viene applicato in diversi ambiti come:

- Macchine per la laminazione (lamination);
- Macchine per il rivestimento (coating);
- Macchine per l'avvolgimento (sheeting);
- Macchine per il taglio di web (slitting);
- Macchine per il converting ed il web handling di diverso tipo.

In generale è necessario un controllo di tensione in tutte le macchine il cui diagramma a blocchi può essere rappresentato secondo lo schema in figura 4.1, dove il blocco centrale può variare la sua struttura e la sua complessità in base alle lavorazioni ed al tipo di controllo che si vuole eseguire (ma come si nota lo schema può essere sempre riportato ad un sistema di tipo unwinder winder).

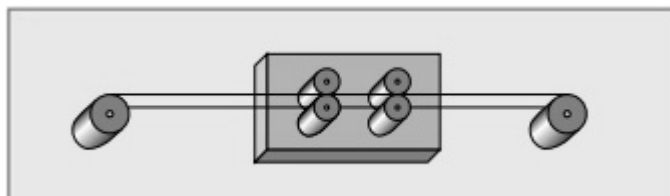


Figura 4.1 Diagramma a blocchi generico di una macchina che necessita di controllo della tensione
Il controllo della tensione è fondamentale per garantire:

- Il corretto trasporto del film;
- La corretta lavorazione del materiale trasportato.

Per corretto trasporto si intende l'assenza di grinze o pieghe e la mancanza di rotture del film mentre per valutare la correttezza della lavorazione si considera la qualità del prodotto finito rispetto ad un target predefinito da ottenere.

Il controllo è basato proprio sull'impostazione della velocità della macchina tramite il controllo del motore (in termini di coppia erogata) il quale movimentata il sistema e in questa maniera la tensione risulta impostata ad un valore di riferimento a meno di disturbi e non linearità del sistema.

In relazione alle zone di tensione introdotte nel paragrafo 3.2 si possono osservare le casistiche successivamente riportate, l'analisi è condotta con l'ausilio dei parametri di Fig.4.2.

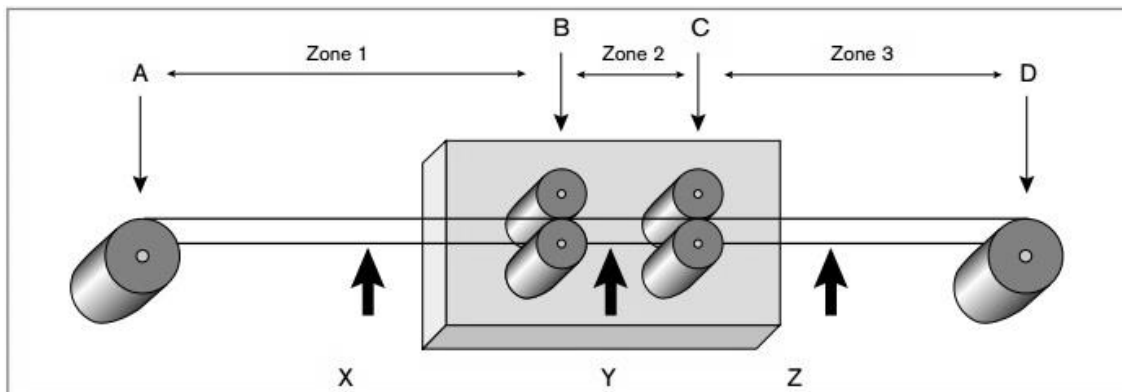


Figura 4.2 Zone di tensione in un sistema per il converting

Zona 1, caratteristiche tipiche:

- Velocità di rotazione della bobina variabile;
- Inerzia variabile;
- Sistema di motorizzazione e frenata necessari;
- Tensione costante X.

Zona 2, caratteristiche tipiche:

- Velocità di scorrimento del web costante;
- Inerzia costante;
- Sistema di motorizzazione e frenata facoltativi;
- Tensione costante Y.

Zona 3, caratteristiche tipiche:

- Velocità di rotazione della bobina variabile;
- Inerzia variabile;
- Sistema di motorizzazione e frenata necessari;
- Tensione costante Z.

Il controllo di questi parametri per garantire l'ottimizzazione del processo produttivo può avvenire in relazione alle esigenze e alle tecnologie utilizzate come:

- Controllo in catena aperta;
- Controllo in catena chiusa.

La scelta alternativa dei sistemi di controllo è basata sulla meccanica delle macchine usate, sul target qualitativo di produzione, sul grado di automazione voluto e sulle accelerazioni e decelerazioni richieste al sistema. Inoltre un aspetto preponderante nelle scelte industriali e da tenere sempre in considerazione è l'economicità della soluzione. Infatti all'aumentare del numero di parti elettriche e meccaniche in gioco, della complessità di queste e della manutenzione che queste richiedono è evidente che i costi associati alla tecnologia di controllo aumentano. Un altro aspetto molto importante è associato al layout di installazione e utilizzo del macchinario che un certo sistema di controllo determina rispetto ad uno alternativo, ciò infatti può causare delle limitazioni nell'operatività degli addetti ai lavori che può rendere molto più complesso il loro lavoro e quindi andare a ridurre l'efficienza dell'impianto.

Le figure, utili ad una comprensione degli argomenti proposti nei seguenti capitoli sono state ricavate da [11].

4.2. Il controllo in catena aperta

Il controllo in catena aperta prevede che una variabile di processo sia fatta variare da un elemento esterno (controllore automatico o operatore) al variare di un parametro che viene osservato o determinato.

Tale sistema se applicato nel campo del web handling prevede che all'avvolgitore sia applicata una coppia variabile al variare del diametro della bobina che viene avvolta.

Ciò si nota se si considera la relazione, ricavata per equilibrio dinamico in assenza di forze d'attrito (ipotesi semplificativa per discutere il concetto appena presentato):

$$\tau = T \cdot R$$

Dove τ è la coppia, T è la tensione e R è il raggio della bobina.

L'obiettivo è che T sia costante per cui ricavata da sopra la relazione:

$$T = \frac{\tau}{R}$$

Si nota che nello svolgitore il raggio va a decrescere e quindi la coppia erogata dal motore per movimentare lo svolgitore deve decrescere affinché la tensione resti costante. Mentre nell'avvolgitore assiale il raggio della bobina è crescente e quindi la coppia erogata dal motore per movimentare l'avvolgitore deve aumentare affinché la tensione sia costante.

In tale configurazione non sono necessari sistemi di controllo o dei sensori per l'anello di retroazione, è però una caratteristica intrinseca ai sistemi in catena aperta una

scarsa accuratezza soprattutto dovuta alla mancata compensazione delle variazioni di inerzia per effetto dell'avvolgimento e di disturbi che possono entrare nel sistema i quali, come presentato nei Cap.2 e 3, sono sempre presenti per la natura meccanica stessa del processo di avvolgimento e per le non idealità e non linearità che vengono a svilupparsi, basti considerare ad esempio il backlash nel sistema di trasmissione tra l'albero dell'avvolgitore o svolgitore e l'albero del motore.

Allora una caratteristica comune ai tutti i tipi di controllo ad anello aperto che saranno successivamente presentati è la seguente: non misurano la tensione ma la calcolano in relazione al diametro della bobina, supponendo (spesso erroneamente) che tutte le altre variabili che influenzano la tensione abbiano un valore corretto.

Nel controllo in open loop il diametro è calcolato in maniere diverse e la modalità con cui avviene la determinazione o la misurazione di questo è caratterizzante per la definizione del sistema di controllo in catena aperta utilizzato, si distinguono così:

- Misurazione del diametro con braccio cedevole;
- Misurazione del diametro mediante ultrasuoni;
- Calcolo del diametro.

4.2.1. Misura del diametro con braccio cedevole

La misura del diametro può essere eseguita sfruttando un rullo passivo in appoggio sulla superficie della bobina o un braccio cedevole con ruotino come in Fig. 4.3.

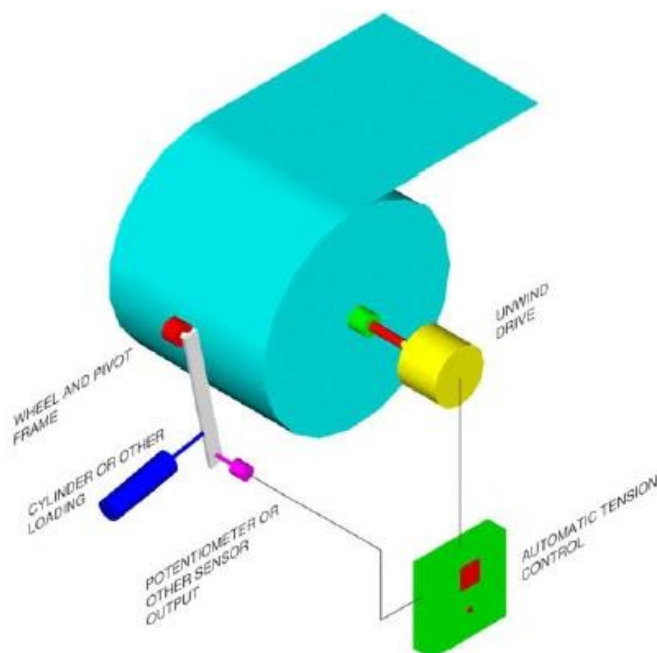


Figura 4.3 Braccio cedevole con ruotino

Questa è la modalità più semplice e più antica di misura del diametro, permette di stimare in tempo reale il diametro assunto dalla bobina che sta avvolgendo o

svolgendo su un rullo mediante un braccio cedevole che varia la sua posizione in base alle dimensioni del rotolo.

Il braccio presenta nel collegamento tra ruotino e pivot un sistema pneumatico o una molla che vengono tradotti da un potenziometro o da un sensore funzionante per effetto Hall in una posizione la quale è inviata al sistema che gestisce il calcolo della tensione, così tale valore viene mostrato su uno schermo e un operatore gestisce l'erogazione della coppia, ultimamente anche questo tipo di controllo ha risentito di una modernizzazione e l'operazione di erogazione della coppia non è più lasciata ad un operatore ma viene gestita mediante un apposito sistema di controllo.

Vantaggi:

- Semplicità;
- Costo;
- Facilità di installazione.

Svantaggi:

- Nelle operazioni di rimozione dei rotoli la presenza del braccio può essere scomoda;
- Si aumentano le parti meccaniche e queste necessitano di manutenzione;
- Possono verificarsi fenomeni oscillatori del braccio;
- Il contatto è necessario per il funzionamento del sistema e questo può portare a riscaldamento o danneggiamento di alcuni materiali;
- Funziona solo per le zone di rewind e unwind.

4.2.2.Misura del diametro con ultrasuoni

Il sistema di misura del diametro mediante ultrasuoni (Fig.4.4) ha semplificato sensibilmente la tecnica con braccio cedevole.

Si sfrutta un sensore ad ultrasuoni che invia un'onda verso la bobina in avvolgimento o svolgimento e misura, tramite un'apposita logica di controllo del sensore, il tempo necessario al segnale per raggiungere la superficie della bobina ed essere riflesso, è così possibile, misurare il diametro della bobina stessa.

Si può allora controllare la coppia erogata in modo da mantenere la tensione costante al variare del diametro.

Vantaggi:

- Semplicità;
- Costo;
- Facilità di installazione;

- Variare i diametri in avvolgimento o svolgimento non comporta la modifica meccanica del sistema ma solo una nuova calibrazione;
- Possono essere posti in varie posizioni in modo da non intralciare il lavoro;
- Richiedono poca manutenzione;
- Assenza di contatto col materiale;
- Può avere installato un sistema d'allarme per condizioni critiche del diametro.

Svantaggi:

- É necessaria una calibrazione elettronica per inizializzare il set-up;
- Un ostacolo tra sensore e bobina distorce la misurazione;
- Alcuni materiali possono assorbire il segnale e non dare un segnale di ritorno e quindi il sensore non funzionerà (ad esempio i tessuti non tessuti detti nonwoven);
- Questo tipo di controllo funziona solo per le zone di rewind e unwind.

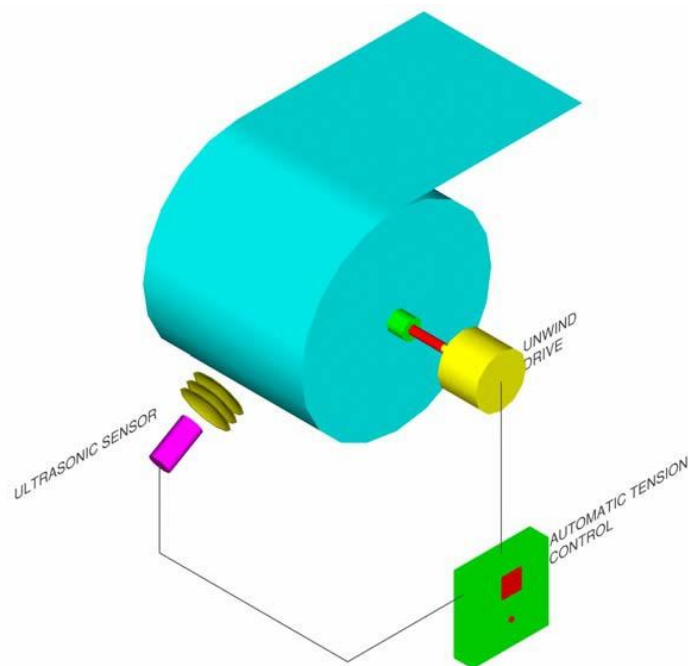


Figura 4.4 Sistema con ultrasuoni

4.3.3. Calcolo del diametro

Si utilizza un rullo passivo posto lungo la linea produttiva a monte dell'avvolgitore o a valle dello svolgitore e si sfrutta la rotazione dell'albero di svolgitore o avvolgitore. Su di essi vengono alloggiati due sensori, tipicamente degli encoder e tramite questi si ottiene una misura della velocità di rotazione dell'albero dell'avvolgitore o svolgitore e del rullo passivo.

La velocità della macchina è nota e costante e può anch'essa essere controllata tramite degli encoder che vengono utilizzati come trasduttori di velocità lineare, comparando la velocità di funzionamento della macchina con quella della bobina e del rullo passivo è possibile calcolare il diametro con metodi di calcolo basati sull'integrazione della posizione e della velocità nel tempo.

I diversi metodi di calcolo utilizzati nelle realtà industriali non sono obiettivo di discussione della tesi.

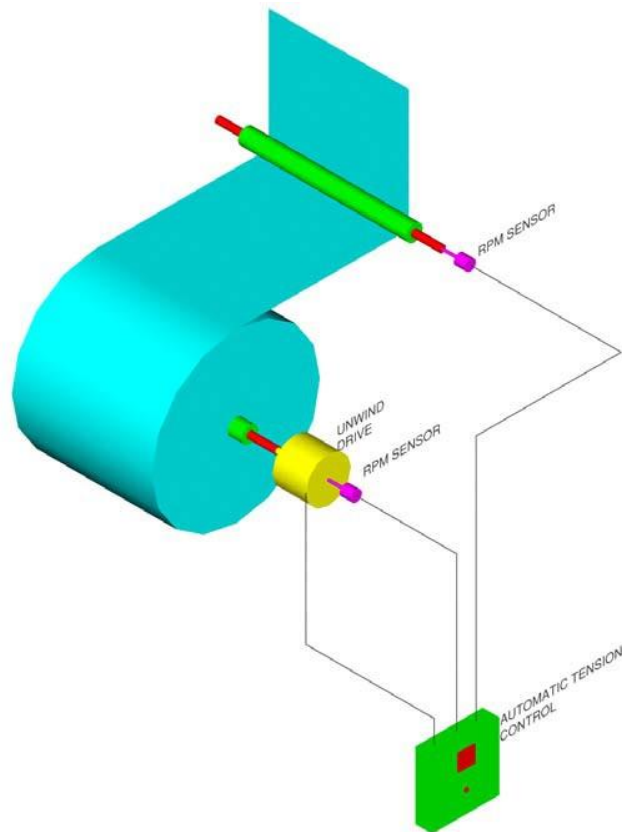


Figura 4.5 Calcolo del diametro

Vantaggi:

- Costo;
- Facilità di installazione;
- Assenza di contatto col materiale;
- Variare i diametri in avvolgimento o svolgimento non comporta la modifica meccanica del sistema ma solo una nuova calibrazione;
- Può avere installato un sistema d'allarme per condizioni critiche del diametro e della velocità del sistema;
- Non ha limitazioni di spazio, infatti nel caso di ultrasuoni questi non dovevano avere ostacoli mentre il braccio cedevole dava problemi in carico e scarico delle bobine, tutto ciò non succede con questa tecnologia.

Svantaggi:

- É necessaria una calibrazione elettronica per inizializzare il set-up;
- Il controllo è complesso;
- Questo tipo di controllo funziona solo per le zone di rewind e unwind.

4.3. Controllo in catena chiusa

In un sistema in catena chiusa l'uscita è misurata e il valore di riferimento viene confrontato con essa in modo che ad ogni cambiamento tra ingresso e uscita corrisponda una risposta repentina e automatica del sistema di controllo permettendo di riportare le variabili al valore di riferimento richiesto.

Questo controllo funzionerà se vi sono quattro elementi opportunamente calibrati e dimensionati rispetto al sistema produttivo considerato in modo da garantire elevate prestazioni del sistema in termini di rapidità e stabilità della risposta.

Le unità elementari costitutive del sistema sono:

- Controllore, deve avere elevate prestazioni, tali da permettere il corretto cambiamento di tutti i parametri durante il processo. Per far sì che le prestazioni siano elevate è necessaria una taratura dei suoi parametri adeguata al sistema in esame;
- Driver del motore, deve adattarsi agli input del controllore in maniera rapida e gestire il funzionamento del motore in modo che questo rispetti le richieste del sistema di controllo garantendo la migliore efficienza possibile;
- Motore, o freno, detto anche unità di potenza è la parte del sistema che imprime la coppia e quindi la tensione al web, deve essere scelto correttamente in modo da garantire sia la tensione necessaria che la rapidità di risposta richiesta senza però essere sovradimensionato poiché sarebbe solamente un costo d'acquisto ed in funzionamento non necessario;
- Sensori, operano sulla catena di feedback, permettono di misurare delle variabili di processo da inviare al controllore che le comparerà con il riferimento scelto, nelle loro operazioni è fondamentale la rapidità e l'accuratezza. La deriva dei componenti appartenenti al sensore determinano una necessità di manutenzione che va a gravare sui costi di gestione della macchina e quindi della linea produttiva in generale.

In Fig. 4.6 è rappresentato uno schema concettuale del controllo in catena chiusa per un generico sistema di svolgimento (unwinder).

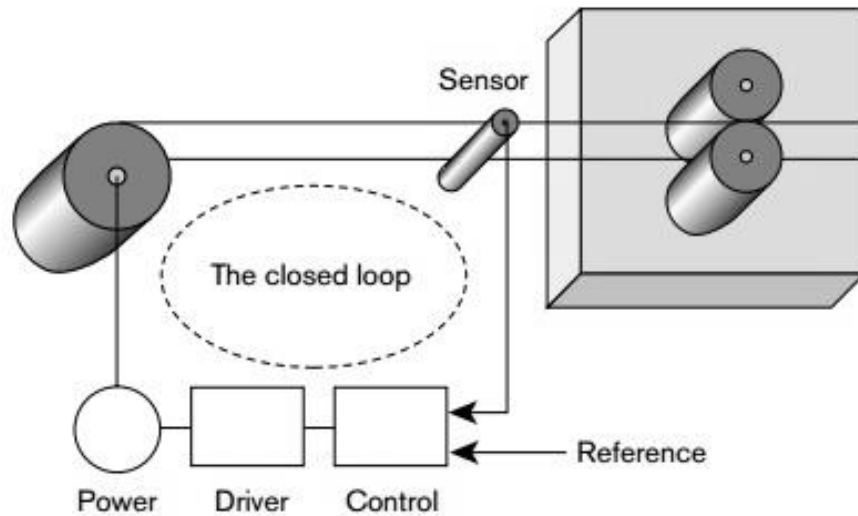


Figura 4.6 Schema del controllo in catena chiusa di uno svolgitoro

Attualmente nell'industria si utilizzano due tipi di controllo in catena chiusa a seconda delle necessità e dell'impianto che si deve controllare:

- Cella di carico;
- Ballerino (controllato in posizione).

4.3.1. Controllo con cella di carico

Il termine cella di carico oppure trasduttore di tensione sono utilizzati equivalentemente per indicare un sensore che misura la tensione nel web che si muove. Un trasduttore è un dispositivo che trasforma una forma d'energia in un'altra. Un trasduttore di tensione ad esempio trasforma la tensione di deformazione presente sul film in una tensione elettrica.

Una cella di carico è un sensore (si ricorda che i sensori sono un sottoinsieme dei trasduttori) che deforma, in regione lineare elastica per evitare deformazioni plastiche irreversibili. Tale sensore associa alla deformazione l'intensità della forza che l'ha causata e quindi ne permette la misurazione. Le celle di carico quindi permettono se configurate correttamente di misurare le tensioni anche in zone interne del web (Fig.4.7), tale caratteristica è comune anche ai ballerini. I controlli in catena aperta precedentemente presentati (i quali sono i più diffusi industrialmente) permettono di misurare la tensione solo nelle zone di avvolgimento e svolgimento e con elevati contributi di incertezza. Una cella di carico sfrutta il principio degli estensimetri (strain gauges) o di altri dispositivi di misura delle forze.

Si prevede la presenza di un rullo passivo attorno al quale si avvolge il film, al variare dell'angolo di avvolgimento (wrap) da 0 a 180° varia l'intensità della tensione misurata.

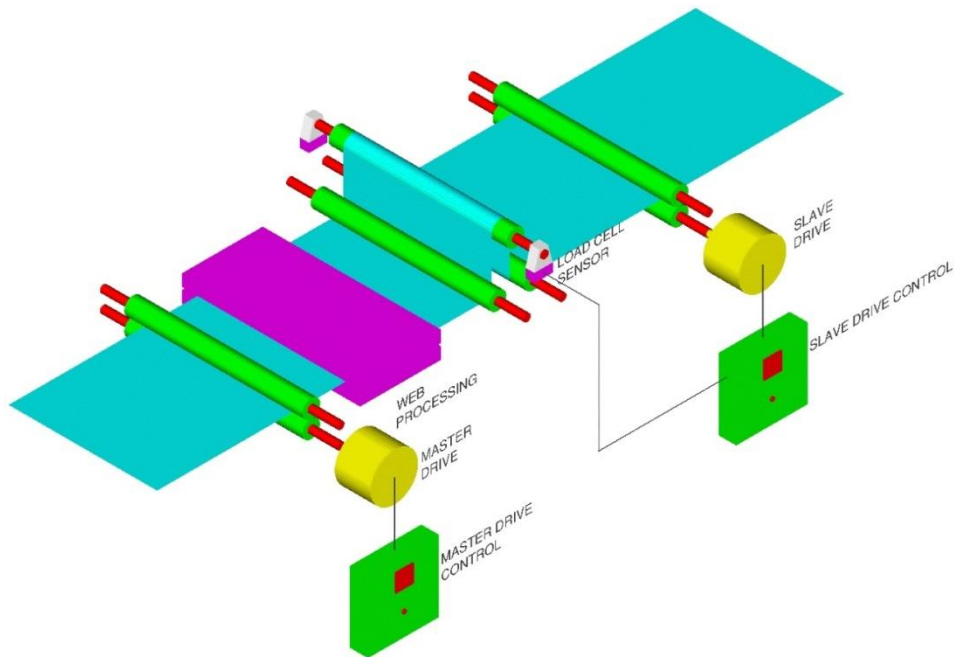


Figura 4.7 Esempio di sistema con cella di carico per zone di tensione interne

In figura 4.8 è riportato un esempio di cella di carico con wrap pari a 180°, cioè nella sua condizione limite.

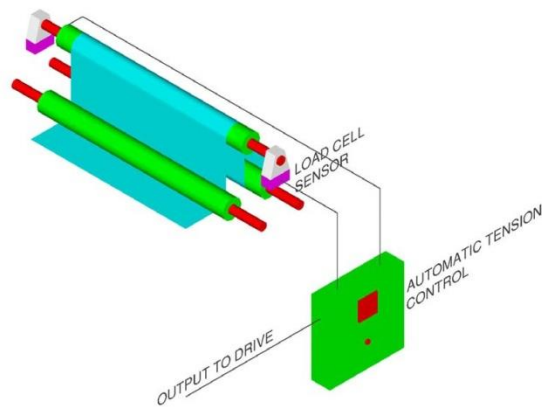


Figura 4.8 Cella di carico con avvolgimento limite (180°)

Per comprendere il funzionamento di una cella di carico basata sugli estensimetri si considera dapprima un trasduttore fissato a telaio ed un altro trasduttore fissato ad un rullo. All'interno del sensore gli estensimetri sono collegati ad una coppia di travi, queste sono costituite da acciaio per molle e quindi risultano deformabili, inoltre hanno un'estremità fissa e una mobile fissata al rullo, quando il web va ad avvolgersi sul rullo la forza viene direttamente misurata dal trasduttore. La componente di forza applicata perpendicolarmente alla trave crea una deformazione che tipicamente varia dai 0.05mm ai 0.1mm e questa si ripercuote in un allungamento delle fibre della trave

stessa. L'estensimetro misura tale deformazione e la traduce in un segnale elettrico direttamente proporzionale alla forza misurata, è così possibile risalire alla tensione del web. Per permettere alla cella di carico di misurare delle forze maggiori è necessario aumentare la sezione trasversale andando ad agire sullo spessore o sulla larghezza della trave aumentandone l'inerzia e quindi andando a limitare l'entità delle sue deformazioni. La soluzione più semplice per incrementare tale parametro è aumentare lo spessore infatti l'inerzia flessionale cresce con il cubo dello spessore della trave sottoposta ad un carico flettente. [Quaresimin M.,Costruzione di Macchine]

La cella di carico è così connessa ad un dispositivo che indica su un display la tensione misurata e lo stesso dispositivo va ad agire in maniera correttiva sul motore (o il freno), su dei rapporti di trasmissione variabili oppure sui ballerini che possono essere presenti nel sistema (si nota che anche in questo caso è presente il ballerino ma la differenza nel sistema di controllo basato su cella di carico sta nella misura, in questo caso si misura una tensione mentre nel caso di controllo con ballerino si misura una posizione), in questa maniera la tensione è variata modificando velocità, coppia o posizione del web mediante un sistema di rulli. Per eseguire questa operazione correttiva è necessario che un operatore indichi il riferimento di tensione desiderato tramite un apposito pannello di controllo e successivamente un dispositivo programmabile o un PLC funge da controllore per il sistema.

A questo punto il controllo di tensione è un'operazione automatica e richiede l'intervento umano solo per supervisionare il processo o per modificarne i parametri in modo da variare il tipo di produzione o la qualità ed il target produttivo.

Vantaggi:

- Molto utilizzato nell'industria;
- Sono presenti modelli con funzioni di autotuning che quindi non richiedono intervento manuale per variare i parametri di controllo;
- Richiede pochi cambiamenti del sistema produttivo;
- Accuratezza;
- Costo;
- Facilità di installazione.

Svantaggi:

- Nelle zone di svolgimento e avvolgimento per elevati diametri può avere delle difficoltà a funzionare;
- Non c'è un accumulo di materiale e quindi si può far fronte soltanto a piccole variazioni di tensione.

4.3.2. Controllo con ballerino

Un ballerino è un rullo passivo combinato ad un cilindro pneumatico che varia la sua posizione in base alla tensione del web che conduce.

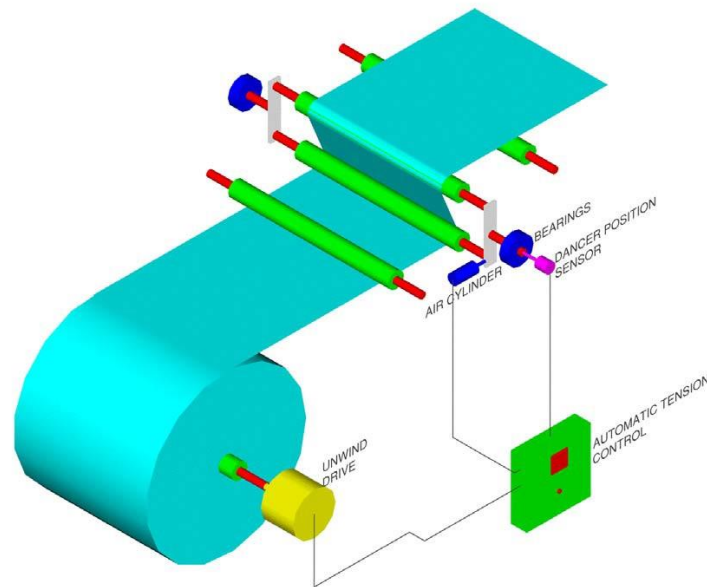


Figura 4.9 Esempio di ballerino per zone di svolgimento

Esistono diverse configurazioni del sistema con ballerino ma tutte hanno il seguente principio di funzionamento: il rullo passivo è caricato in una direzione e il film si muove nella direzione opposta rispetto a quella di carico.

Un sensore rileva la variazione di posizione e come conseguenza si può ricavare la tensione applicata al film; nota la posizione del ballerino si può comandare tramite un riferimento di posizione appositamente definito il sistema di controllo.

La misura della quota verticale del rullo di controllo in passato era eseguita con potenziometri che però avevano problemi di usura tra le parti meccaniche e col passare del tempo ciò andava a perturbare l'accuratezza di misura determinando inoltre un aumento dei costi di manutenzione del macchinario. Recentemente sono stati introdotti potenziometri digitali, LVDT (Linear Variable Differential Transformer) e sensori di prossimità che hanno risolto questa problematica. Il sistema di controllo con ballerino permette l'accumulo di web nella direzione di movimento della macchina (MD, Machine Direction); infatti progettando appositamente il sistema si può introdurre un grande sistema di rulli che svolga la funzione di riserva di nastro e quindi è possibile assolvere anche a grandi variazioni di tensione in esercizio, oltre ad accelerazioni e decelerazioni che possono essere richieste durante il processo di avvolgimento.

Il ballerino, come la cella di carico precedentemente presentata, può misurare la tensione (misurando la posizione del ballerino) in tutte le zone presentate quindi sia la zona di svolgimento (come in Fig.4.9), sia quella di avvolgimento o nelle zone interne.

Le configurazioni di ballerino più usate sono:

- Ballerino con braccio girevole (pivot arm);
- Ballerino lineare (linear);
- Ballerino rotante (rotational).

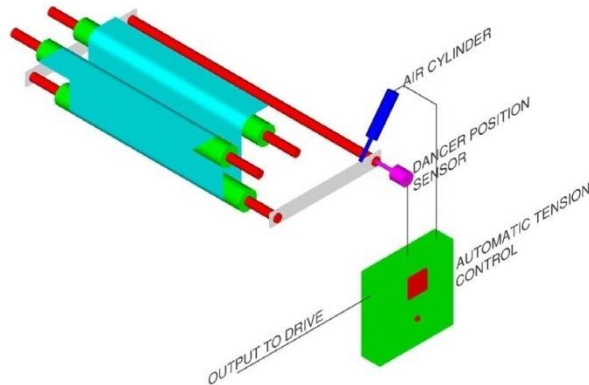


Figura 4.10 Ballerino con braccio girevole

Il ballerino con braccio girevole ha la configurazione rappresentata in Fig.4.10, questa tipologia di ballerino è la più semplice, la più utilizzata ed è la meno costosa.

L'accumulo di materiale in questa tecnologia è variabile in relazione alle specifiche del sistema, un problema associato a questa soluzione è l'ingombro che porta avere un sistema che può accumulare una maggiore quantità di materiale. Si ricorda inoltre che le principali problematiche associate a questa configurazione sono l'effetto della gravità, dell'inerzia e dei momenti che sviluppano.

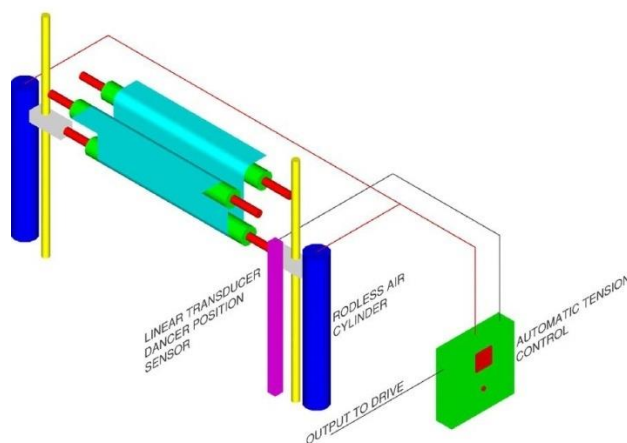


Figura 4.11 Ballerino lineare

Il ballerino lineare è riportato in Fig.4.11, questa configurazione ha un design più compatto del precedente, può essere facilmente installato in sistemi già esistenti e se venissero sfruttati molteplici passaggi di film tramite un complesso sistema di rulli guidabanda si potrebbe ottenere un elevato accumulo di materiale. Anche in questo caso bisogna tener conto degli effetti dei momenti, dell'inerzia e soprattutto della

gravità. L'aspetto più critico è però associato ai costi infatti i trasduttori lineari e i cilindri senza stelo sono molto costosi.

La configurazione del ballerino rotante è riportata in Fig. 4.12.

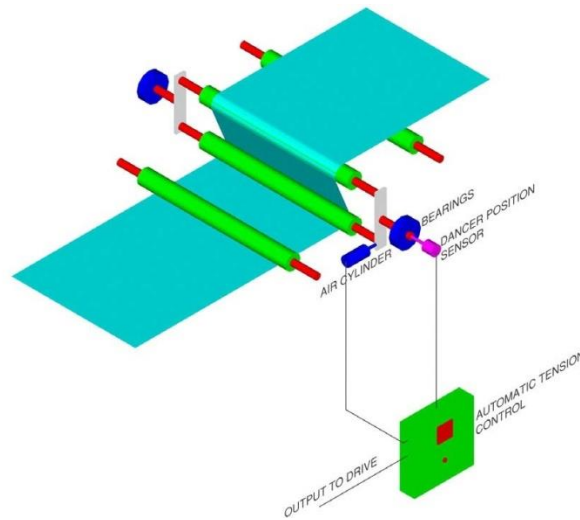


Figura 4.12 Ballerino rotante

In questo caso non è presente l'effetto dell'accelerazione di gravità in quanto i due rulli compensano tale situazione. Questa tipologia di ballerino non è troppo ingombrante e gli effetti di momenti e inerzia sono tendenzialmente diminuiti dalla configurazione push and pull rappresentata in figura 4.12. Il costo e la complessità in questo sistema però aumentano e l'accumulo di web è limitato.

A conclusione della trattazione delle varie famiglie di ballerini si è verificato che i principali problemi sono gli attriti, la gravità, i momenti e le inerzie del sistema.

Gli attriti causano imprecisioni nel sistema, è necessario allora utilizzare dei cilindri pneumatici in cui gli attriti siano bassi (come quelli rivestiti con vetro o con diaframma rotante) ma ciò incide sui costi del sistema.

I momenti e le inerzie sono spesso molto elevati, ciò è in contraddizione con la stabilità ricercata per il sistema infatti è noto che un corpo in moto se non frenato tenderebbe a continuare ad oscillare, tale aspetto verrà approfondito nel capitolo 5, e ciò causerebbe degli errori sulla tensione misurata. Si cerca di compensare questo problema utilizzando ballerini più leggeri che hanno momenti ed inerzie minori.

Se si considerano gli effetti della gravità, la tensione del web deve superare nettamente il peso del ballerino altrimenti il sistema non può funzionare. I ballerini rotanti non hanno elevati problemi associati alla gravità grazie al loro sistema push and pull e sono consigliabili per questo aspetto, altrimenti si consiglia spesso di porre il ballerino in modo che questo si muova parallelamente al suolo, tale soluzione ridurrà notevolmente i problemi. Ovviamente questo layout del macchinario deve essere compatibile con gli spazi disponibili e con le operazioni degli operai.

É possibile osservare una tabella riassuntiva di caratteristiche, vantaggi e svantaggi delle soluzioni con ballerino rispetto alla tecnologia con cella di carico presentata in alcuni manuali tecnici come [11]:

	Caratteristiche	Vantaggi	Svantaggi
Cella di carico	<ul style="list-style-type: none"> • In presenza di lavorazioni di taglio • Spazi limitati • Assenza di accelerazioni e decelerazioni • Materiali rigidi 	<ul style="list-style-type: none"> • Misura diretta di tensione • Non ci sono parti in movimento • Facilmente installabile nel sistema meccanico 	<ul style="list-style-type: none"> • Non permette accelerazioni e decelerazioni • Non assorbe i picchi di tensione
Ballerino	<ul style="list-style-type: none"> • In presenza di lavorazioni di stampa • Materiali deformabili • Se si esegue la giunzione in movimento 	<ul style="list-style-type: none"> • Assorbe i picchi di tensione • Può accumulare del materiale • Manutenzione semplice 	<ul style="list-style-type: none"> • Parti meccaniche in movimento • Spazi richiesti per l'installazione

Tabella 4.1 Confronto tra cella di carico e ballerino

4.4. Confronto tra le varie tecnologie di controllo

È stato sviluppato un approccio combinato delle tecnologie in catena aperta e catena chiusa per sfruttare i vantaggi di entrambe.

Tali tecniche di controllo sono state introdotte per regolare i parametri di processo in relazione all'output desiderato nelle zone di avvolgimento e svolgimento in quanto nelle zone interne e di lavorazione i sistemi in catena aperta non possono funzionare come è stato già presentato nel paragrafo 4.2.

Questo tipo di tecnologia ibrida è molto accurata e in commercio sono presenti sistemi di controllo già programmati con interfacce di tipo PLC [10]. Lo svantaggio della soluzione ibrida è l'elevato costo associato ad un'elevata complessità meccanica ed elettronica; in Fig.4.13 è riportato un esempio di sistema per il calcolo del diametro con ultrasuoni (catena aperta) utilizzato con un sistema a ballerino rotante (catena chiusa) in un'area di svolgimento della bobina.

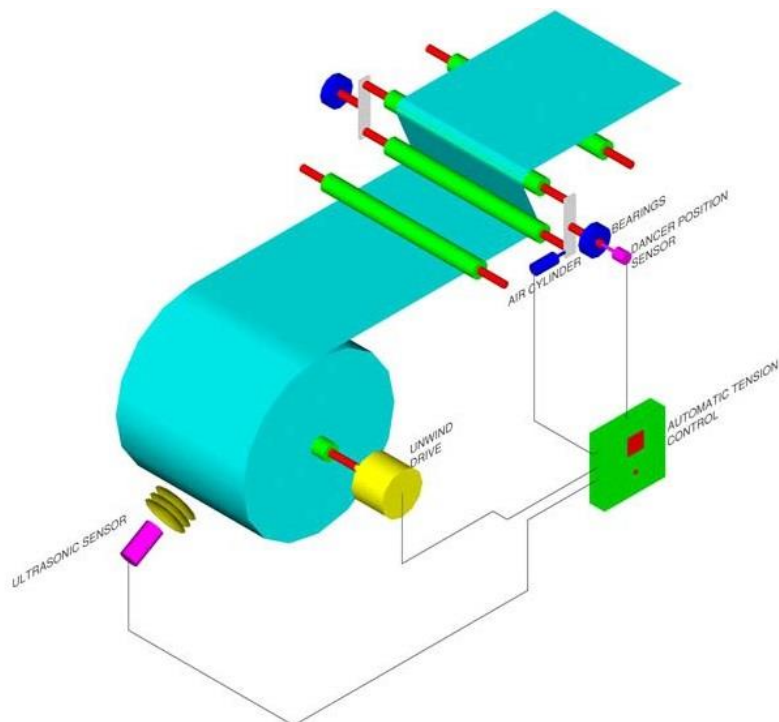


Figura 4.13 Combinazione di sistema ad ultrasuoni e ballerino rotante per un unwinder

In ambito industriale sono state introdotte delle regole progettuali, presentate nella seguente tabella 4.2 [4], che permettano la scelta del migliore sistema di controllo, oltre a tali regole è consigliabile tener conto di vantaggi e svantaggi di ogni sistema i quali sono stati elencati nei precedenti paragrafi e riassunti in Tab.4.1.

	Anello aperto	Ballerino	Cella di carico
Rapporto diametri Dmax/Dmin	Fino a 10:1	Fino a 15:1	Fino a 15:1
Rapporto tensioni Tmax/Tmin	Fino a 6:1	Dipende dalla regolazione del supporto	Fino a 20:1
Range DxT Dmax/DminxTmax/Tmin	Fino a 40:1	Dipende dalla regolazione del supporto	Fino a 100:1
Velocità massima linea	Fino a 600m/min	Fino a 2000m/min	Fino a 2000m/min
Materiale	Carta, tessile, lamina di metallo	Gomma, cavo, tessile, carta, lamina di metallo	Carta, lamina di metallo

Tabella 4.2 Campo di lavoro della varie tecnologie di controllo

É interessante osservare come il parametro Range DxT non sia una combinazione esatta dei due rapporti D e T ma sia una scelta di compromesso tra i due.

5. Ballerini attivi e passivi

I ballerini vengono utilizzati nei sistemi di controllo della tensione sul web per:

- Attenuare disturbi sulla tensione del film;
- Assorbire variazioni di tensione inseguendo un riferimento.

In questo capitolo l'obiettivo è quello di analizzare le differenze tra ballerini attivi e passivi nell'utilizzo come attenuatori dei disturbi e quindi confrontare le due tipologie di ballerino avvalendosi di articoli come [2].

Nell'analizzare le prestazioni dei due sistemi presentando il diverso comportamento in frequenza di questi si sono sfruttate le esperienze sperimentali svolte in [2] con particolari piattaforme di tipo Endless.

5.1. Ballerino attivo

In un ballerino attivo viene utilizzato un attuatore per controllare la velocità di traslazione del rullo passivo che costituisce il ballerino ed il suo posizionamento, sia velocità di traslazione che posizionamento dipendono dalla tensione misurata da una cella di carico a monte del ballerino stesso.

Il range di frequenze, associato ai disturbi per la tensione del film, che un ballerino attivo può attenuare sono direttamente dipendenti dalla larghezza di banda dell'attuatore utilizzato. Infatti, un attuatore con una larghezza di banda ω_B non è in grado di attenuare disturbi con frequenze maggiori di ω_B [2]. Esso infatti, come un motore elettrico, può essere associato ad un carico induttivo per cui ha un comportamento da filtro passabasso dove la frequenza di taglio è impostata dalla costante di tempo meccanica dell'attuatore stesso e dai guadagni del controllo. [Zigliotto M., Azionamenti elettrici]

Teoricamente, se si considera un caso limite, un disturbo alla frequenza ω_B dovrebbe poter essere attenuato ma nella pratica ciò non avviene, infatti l'attuatore a cui è associato un comportamento passa basso (Low Pass Filter, LPF) non è ideale e per cui anche il comportamento da filtro non lo sarà. Risulta così la necessità di utilizzarne uno con una larghezza di banda molto maggiore rispetto ad ω_B spesso tale necessità comporta l'utilizzo di attuatori con larghezze di banda di frequenza dieci volte maggiore dei disturbi che si ipotizza si debbano attenuare.

Si è ricavato che la frequenza dei disturbi è direttamente proporzionale alla velocità del web sulla linea [2]. Allora per applicazioni ad alte velocità di trasporto del film è necessario utilizzare degli attuatori con un'elevata larghezza di banda, infatti nelle

applicazioni definite “high web speed” è necessario un controllo accurato poiché la gestione della tensione e dei disturbi è critica. Ciò determina un aumento dei costi che viene attentamente analizzato in ottica di gestione di impresa; gli attuatori utilizzati sono solitamente di natura elettromeccanica o elettroidraulica, tendenzialmente i secondi hanno una larghezza di banda maggiore rispetto ai primi.

L'effetto diretto che il ballerino attivo tramite il suo attuatore determina sulla dinamica del sistema è quella di provocare una traslazione del rullo con una velocità $U(t)$. Per far ciò è necessario introdurre dei meccanismi che vadano a convertire il moto rotativo dell'attuatore in un movimento lineare del ballerino, questo però può introdurre problemi associati ad attriti e non linearità proprie dei sistemi di trasmissione come il backlash [2]. Ciò complica notevolmente l'algoritmo del controllo, l'analisi di tali fenomeni non è di interesse nella nostra trattazione.

I sistemi di controllo utilizzati sono tipicamente PID, questi sono versatili, industrialmente molto conosciuti e di semplice implementazione. Tali controllori possono risultare inadeguati all'aumentare della velocità della linea da controllare per materiali sottili e per questo si sono introdotti nuovi regolatori che però richiedono un maggior numero di segnali di feedback e quindi di sensori [2] e ciò determina un'ulteriore gravosità sui costi di acquisto, installazione e manutenzione delle macchine.

Un'ulteriore problematica associata a questo sistema è la corretta scelta della geometria del sistema da controllare che impone delle limitazioni sull'effettiva stabilità del sistema, tale aspetto sarà presentato nel seguente paragrafo sfruttando i modelli matematici ricavati in [2] ed in [12].

5.1.1. Analisi del luogo delle radici

In Fig.5.1 è riportata una rappresentazione schematica di un ballerino attivo, il rettangolo con una freccia nel sistema molla-smorzatore identifica l'attuatore del sistema.

L'obiettivo proposto in questo paragrafo è quello di studiare il comportamento del sistema in termini di stabilità al variare del guadagno, quindi sfruttando il luogo delle radici, ed al variare della geometria del macchinario, la quale determina una diversa allocazione dei poli e degli zeri nel piano complesso. Per fare ciò si sfruttano dei modelli presentati nelle pubblicazioni scientifiche [2,12] e si implementerà un codice Matlab adatto all'analisi.

Si utilizzerà quindi la configurazione in Fig.5.1, nella quale sono riportate le forze agenti sul web, le velocità di scorrimento in diversi punti del nastro trasportato ed i vari diagrammi di corpo libero, nelle ipotesi di:

- Attriti sui cuscinetti trascurabili;

- Rulli aventi lo stesso raggio e lo stesso momento di inerzia.

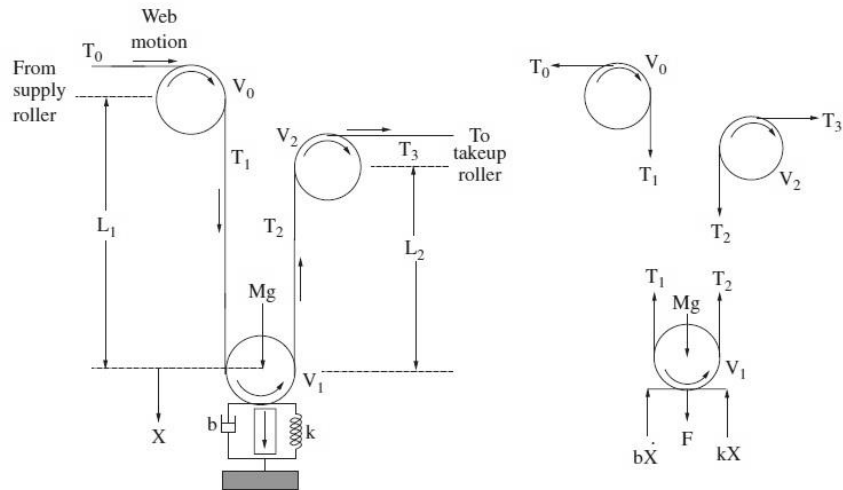


Figura 5.1 Schema di un ballerino attivo e diagramma di corpo libero

Si sono considerate le seguenti relazioni presentate da Pagilla, Zhu e Dwivedula nel 2005 in [2] le quali mettono in relazione la velocità di traslazione del dancer $U(s)$ e le variazioni di tensione rispetto al riferimento (definite come $T_i(s)=t_i(s)-t_{rif}(s)$ dove i è la zona i -esima considerata tra un rullo e il successivo) $T_0(s)$ e $T_3(s)$ con la tensione a valle del ballerino $T_2(s)$:

$$T_2(s) = \frac{D_{ad}(s)}{C_{ad}(s)} \cdot U(s) + \frac{A_{ad}(s)}{C_{ad}(s)} \cdot T_0(s) + \frac{B_{ad}(s)}{C_{ad}(s)} \cdot T_3(s)$$

Dove si sono poste per definizione le trasformate di Laplace di $U(t)$ e $T_i(t)$ uguali a $U(s)$ e $T_i(s)$.

Posto:

$$\eta = \frac{\beta}{\alpha}$$

$$\beta = \frac{J}{R^2}$$

$$\alpha = \frac{EA}{v_{rif}}$$

$$\tau_1 = \frac{L_1}{v_{rif}}$$

$$\tau_2 = \frac{L_2}{v_{rif}}$$

Dove L_1 e L_2 sono le lunghezze degli span associati al web rispettivamente a monte e a valle del ballerino, J è l'inerzia polare del rullo, E è il modulo elastico del materiale considerato mentre A è la sua sezione trasversale, R è il raggio del rullo ed infine v_{rif} è la velocità di riferimento (ideale, impostata dall'operatore nel pannello di controllo) per il corretto funzionamento della macchina.

In [2] le funzioni sopra introdotte sono definite come segue:

$$A_{ad}(s) = (\eta s + 1)^2$$

$$B_{ad}(s) = \eta s(\tau_1 s + 1) + 2$$

$$C_{ad}(s) = \eta^2 \tau_1 \tau_2 s^4 + \eta^2 (\tau_1 + \tau_2) s^3 + \eta(\eta + 2\tau_1 + 2\tau_2) s^2 + 3\eta s + 3$$

$$D_{ad}(s) = \beta \eta \tau_1 s^3 + \beta \eta \left(1 + \frac{\tau_1}{\tau_2}\right) s^2 + \beta \left(3 + \frac{\eta}{\tau_2}\right) s + \beta \left(\frac{2}{\tau_2} - \frac{1}{\tau_1}\right)$$

Si può osservare che se $\frac{2}{\tau_2} < \frac{1}{\tau_1}$ cioè se $L_2 > 2L_1$ allora il termine costante di $D_{ad}(s)$ risulta negativo.

Una tecnica d'approccio interessante per valutare tale problema è quella di comparare gli esperimenti in laboratorio condotti in [12] con le equazioni presentate in [2], allora se si analizza il comportamento del sistema in catena chiusa che lega $U(s)$ con $T_2(s)$ si ha che per analizzare il luogo delle radici bisogna considerare:

$$T_2(s) = \frac{D_{ad}(s)}{C_{ad}(s)} \cdot U(s)$$

Da cui per analizzare il luogo delle radici si considera:

$$1 + K_p \cdot \frac{D_{ad}(s)}{C_{ad}(s)} = 0$$

Dove K_p è il guadagno proporzionale.

Per definizione infatti "il luogo delle radici permette di analizzare la posizione dei poli della funzione di trasferimento d'anello al variare di K_p ." [13]

I valori per implementare le funzioni sono stati introdotti in da un'analisi sperimentale della Oklahoma University [12] e sono riportati in tabella 5.1.

Parametro	Valore (Unità misura US)	Valore (Unità di misura SI)
E	$6 \cdot 10^5$ PSI	$4.136 \cdot 10^9$ N/m ²
A	$1.27 \cdot 10^{-4}$ in ²	$8.19 \cdot 10^{-8}$ m ²
J	96.21 lb·in ²	0.0282 kg·m ²
R	2.5 in	63.5 mm
v_{rif}	50 in/s	1.266 m/s

Tabella 5.1 Valori usati per costruire il luogo delle radici

L'esperimento condotto in laboratorio in [12] riportava le unità nel sistema di misura americano e tali unità sono state convertite in unità di misura appartenenti sistema internazionale per dare un'immediata interpretazione dei valori utilizzati.

L'analisi deve essere condotta differenziando i due casi critici considerati in precedenza cioè per:

- $L_1 > L_2$
- $L_2 > 2L_1$

Nel caso $L_1 > L_2$ si pone $L_1=36\text{in}=0.9144\text{m}$ e $L_2=9\text{in}=0.2286\text{m}$, tali valori provengono dal setup sperimentale che è presentato da Pagilla in [12], allora il comportamento è il seguente (Fig. 5.2):

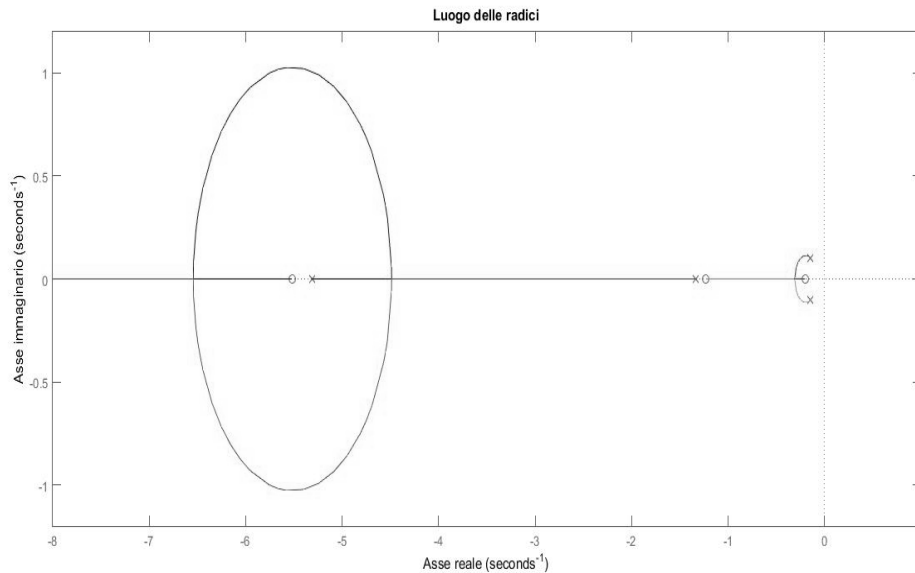


Figura 5.2 Luogo delle radici per $L_1 > L_2$ con velocità di 50 in/s

Si nota che la coppia di poli dominanti complessi presente tende ad allontanarsi inizialmente dall'asse immaginario ma per valori di $K_p=0.05$ e maggiori (si può ricavare tale dato dal luogo delle radici) questi tendono ad avvicinarsi nuovamente all'asse immaginario determinando nuovamente la tendenza ad un comportamento instabile, ciò è comunque escluso in quanto tutti i poli sono a parte reale negativa per qualsiasi valore di K_p .

Se si considera il caso $L_2 > 2L_1$, ponendo come in [2] $L_2=36\text{in}=0.9144\text{m}$ e $L_1=9\text{in}=0.2286\text{m}$ si può procedere ad implementare tramite Matlab la funzione e si ottiene il luogo delle radici di Fig.5.3.

Per comprendere il luogo delle radici è necessario ricordare che per $K_p=0$ questo è composto dai soli poli e che data una funzione di trasferimento in catena aperta con n poli e m zeri, $n-m$ di questi andranno ad ∞ lungo gli asintoti per K_p tendente ad ∞ mentre i restanti poli andranno verso gli zeri [13]. La zona di interesse è quindi quella associata ai poli complessi dominanti che determinano il comportamento oscillatorio del sistema.

Si nota che il guadagno proporzionale critico da Fig.5.4 è pari a 0.0733 quindi per valori di guadagno maggiori il comportamento risulterà instabile, ciò determina che il funzionamento del sistema a ballerino attivo nel caso di $L_2 > 2L_1$ è altamente sconsigliato poiché si ha una limitazione progettuale considerevole che deve essere attentamente valutata.

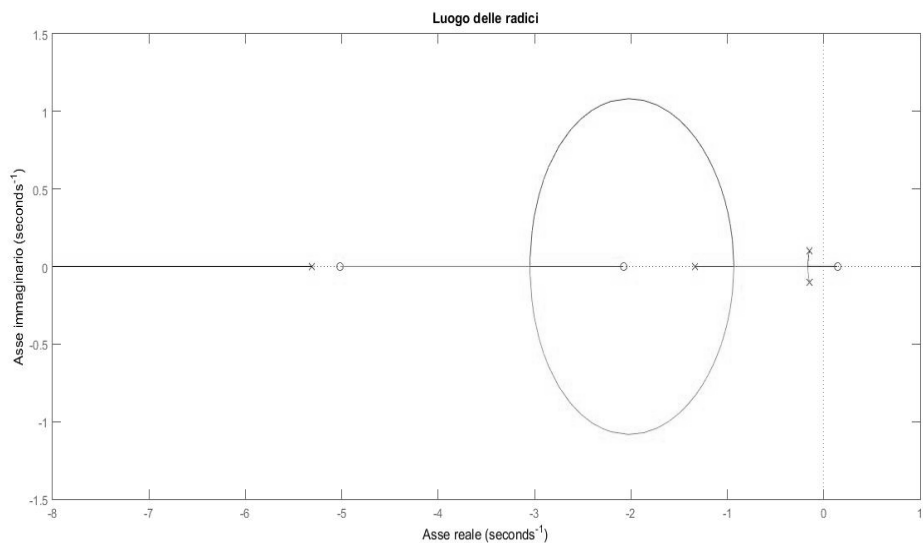


Figura 5.3 Luogo delle radici per $L_2 > 2L_1$ con velocità di 50 in/s

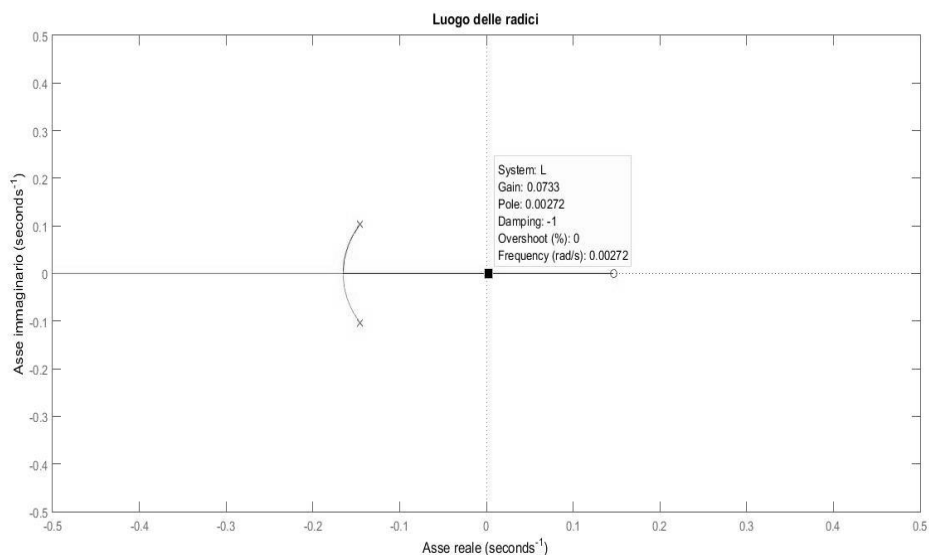


Figura 5.4 Comportamento dei poli complessi dominanti per $L_2 > 2L_1$ con velocità di 50 in/s

Per approfondire l'analisi rispetto a quanto presentato in [2,12] si sono variati i valori della velocità rispetto all'esperimento, si è studiato l'andamento del luogo delle radici al variare di tale parametro e la conseguente variazione del guadagno critico.

Se si riprendono le considerazioni precedente espresse riguardo il luogo delle radici nel caso $L_2 > 2L_1$ si nota che avere dei poli i quali all'aumentare del guadagno proporzionale passano dal semipiano sinistro a quello destro rispetto all'asse complesso (un solo polo ha questo comportamento nel nostro caso) implica che il sistema per dei valori limite del guadagno proporzionale ha un polo con parte reale positiva e ciò rende il sistema instabile. [13]

Nel caso critico per cui quando: $L_2 > 2L_1$ si è osservato inoltre che all'aumentare della velocità della linea il guadagno per cui il sistema diventa instabile diminuisce.

Le simulazioni condotte tramite Matlab con i risultati ottenuti sono riportate in Tab 5.2:

Velocità (v_{rif})	Guadagno proporzionale critico (K_p^*)
50 in/s	0.0733
100 in/s	0.0372
150 in/s	0.0250
200 in/s	0.0178
250 in/s	0.0128
300 in/s	0.0118
350 in/s	0.0109

Tabella 5.2 Andamento del guadagno critico al crescere della velocità

Costruendo un grafico guadagno-velocità come in Fig.5.5 si nota il legame di proporzionalità inversa che sussiste tra guadagno proporzionale critico per la stabilità del sistema e velocità della linea come precedentemente affermato.

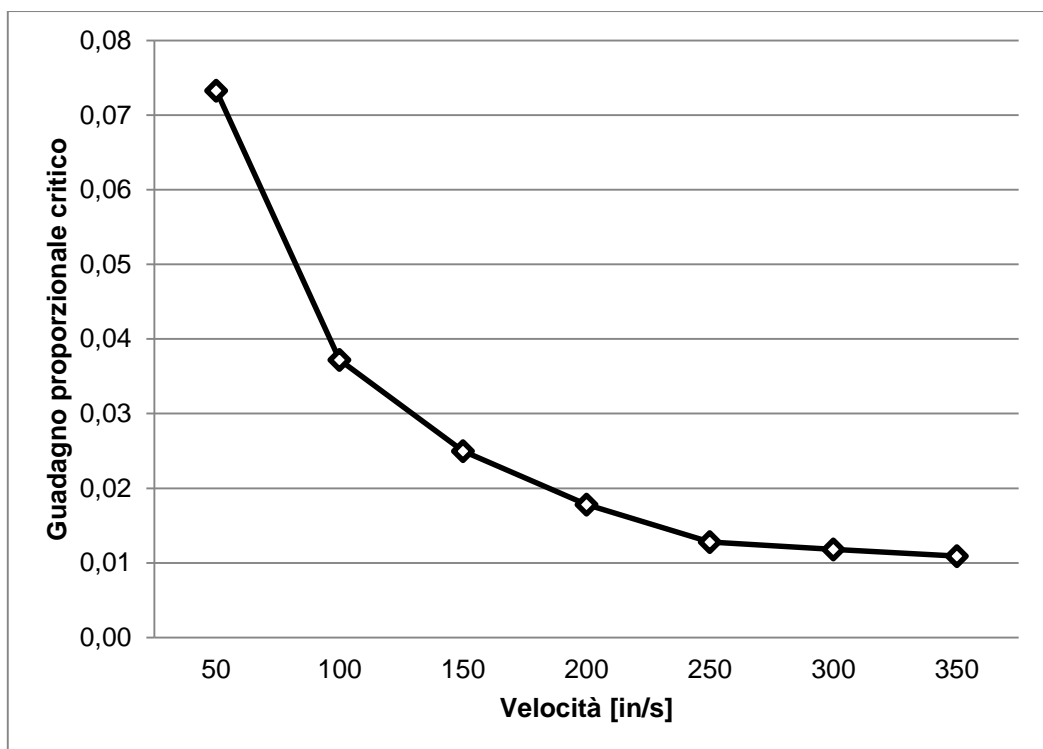


Figura 5.5 Grafico guadagno-velocità si ricorda che 50in/s=1.27m/s

Si nota che all'aumentare della velocità il guadagno proporzionale critico del sistema diminuisce e la stabilità del sistema è minore. Per cui se la velocità del processo di lavorazione, di svolgimento e di avvolgimento del web è elevata è evidente che delle linee ad alta velocità hanno bisogno di un controllo molto più attento e preciso.

5.2. Ballerino passivo

I ballerini passivi sono formati da un rullo connesso ad un supporto rigido tramite un sistema molla pistone (conosciuto anche come molla smorzatore nell'analisi sistemistica). Questo tipo di ballerino presenta ottime proprietà, come i ballerini attivi, nell'utilizzo come attenuatori di disturbi sulla tensione del web e anche come elementi di feedback (determinano la tensione del web tramite la posizione del ballerino stesso e ciò determina l'azione del sistema di controllo) per inseguire un riferimento.

La limitazione del ballerino passivo è associata ai fenomeni di risonanza infatti successivamente verrà presentato il sistema in esame il quale è associabile ad un sistema del secondo ordine che presenta quindi una frequenza di risonanza e un determinato smorzamento.

All'aumentare della massa del ballerino stesso, diminuisce la frequenza naturale e quindi anche quella di risonanza imponendo delle grandi limitazioni al funzionamento come inseguitore di un riferimento al variare della frequenza, per aumentare la banda passante e quindi migliorare la risposta in frequenza è necessario diminuire la massa del ballerino.

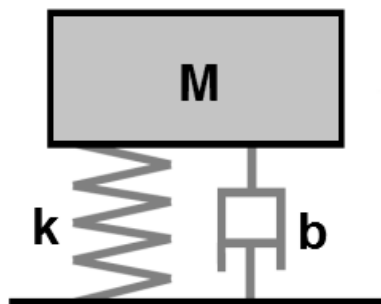


Figura 5.6 Sistema massa molla smorzatore

Il sistema del secondo ordine che approssima il comportamento di un ballerino passivo è quello massa molla smorzatore.

Infatti in un tale sistema, schematizzato in Fig.5.6, si può notare che la funzione di trasferimento ingresso-uscita risulta:

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{Ms^2 + bs + k}$$

Dove $X(s)$ è la posizione della massa rispetto alla posizione di equilibrio e $F(s)$ è la forza esterna applicata.

Allora la funzione di trasferimento risulta:

$$G(s) = \frac{1}{k} \cdot \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\delta\omega_n s + \omega_n^2}$$

Pulsazione naturale:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Smorzamento:

$$\delta = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{kM}}$$

Pulsazione di risonanza:

$$\omega_R = \omega_n \cdot \sqrt{1 - 2\delta^2}$$

Implementando tale modello in Matlab, si ottiene il diagramma in Fig.5.7 che mostra il comportamento di un sistema massa molla smorzatore generico al variare della massa, si nota che all'aumentare della massa diminuisce la frequenza per la quale si ha il picco di risonanza per cui l'intervallo di frequenze in cui è possibile utilizzare il sistema decresce in termini di ampiezza.

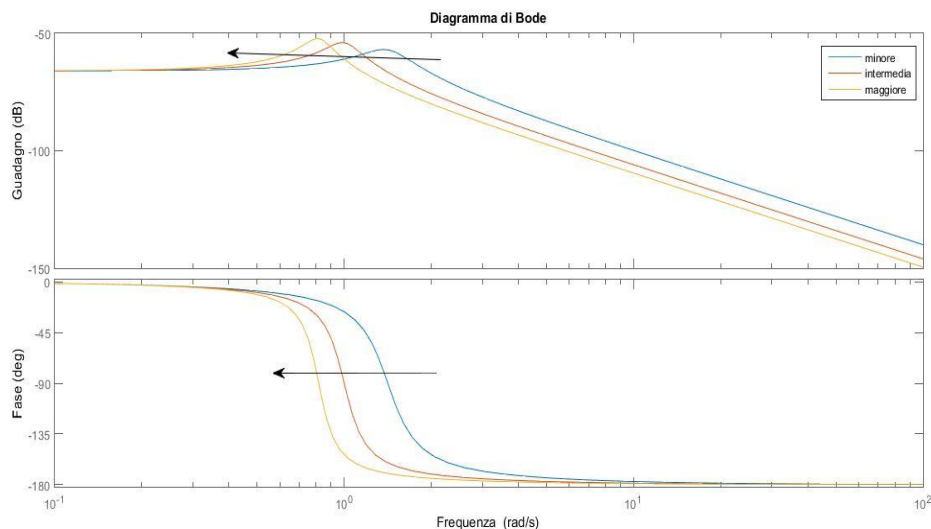


Figura 5.7 Diagramma di Bode di un sistema massa molla smorzatore al variare della massa

5.2.1. Modello di ballerino passivo come attenuatore

Nell'analisi condotta da Pagilla, Zhu e Dwivedula in [2] viene presentato il seguente modello semplificato per l'analisi come attenuatore di disturbi sulla tensione del web del ballerino passivo:

$$E(s) = \frac{Ms^2 + bs + k}{Ms^2 + bs + k + K_1 + K_2} \cdot W(s) + \frac{K_1 + K_2}{Ms^2 + bs + k + K_1 + K_2} \cdot Mg$$

La relazione per E(s) è ricavata dal seguente schema a blocchi di Fig.5.8 dove il sistema in esame è rappresentato come un sistema in retroazione dove sono evidenziate le variabili che concorrono a determinare il funzionamento del ballerino:

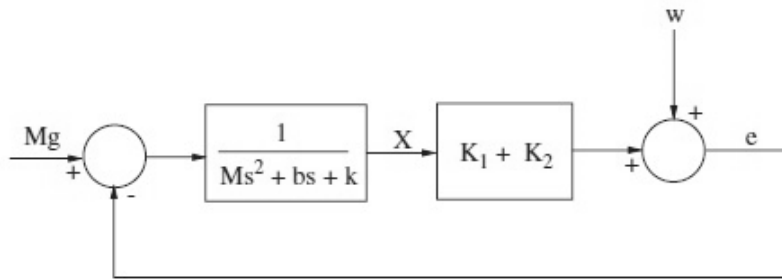


Figura 5.8 Ballerino passivo, azione di controllo nell'attenuazione di disturbi

L'interesse di questo capitolo come introdotto è l'analisi del ballerino come attenuatore dei disturbi, si può allora concentrare la discussione solamente osservando l'ingresso $W(s)$, il quale è proprio il disturbo sulla tensione del web considerato, e annullare tutti gli altri ingressi del sistema a blocchi di Fig.5.8.

Si ottiene così lo schema in retroazione positiva di figura 5.9:

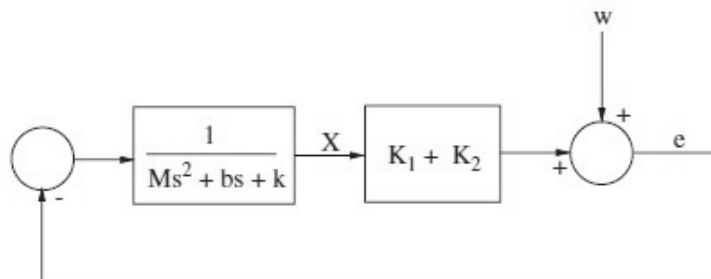


Figura 5.9 Diagramma a blocchi in retroazione positiva, con solo $W(s)$, rielaborazione di figura 5.8

Per la teoria dei controlli automatici per un sistema in retroazione positiva la funzione di trasferimento d'anello vale:

$$G(s) = \frac{H(s)}{1 - H(s)L(s)}$$

Dove $H(s)$ è la funzione di trasferimento sulla generica linea d'andata mentre $L(s)$ è la funzione di trasferimento sulla catena di retroazione.

Nel caso considerato in figura vale:

$$H(s) = 1$$

$$L(s) = -\frac{K_1 + K_2}{Ms^2 + bs + k}$$

Dove il segno negativo deriva dalla funzione invertente che ha il nodo sommatore poiché si è annullato l'ingresso Mg . Allora dalla relazione introdotta in precedenza si ricava:

$$E(s) = \frac{Ms^2 + bs + k}{Ms^2 + bs + k + K_1 + K_2} \cdot W(s)$$

Si osserva che $E(s)$ è l'errore tra tensione attuale e quella di riferimento mentre "l'azione del ballerino è quella di offrire una forza tale da minimizzare $E(s)$ quando un disturbo $W(s)$ entra nel sistema." [2]

I parametri K_1 e K_2 rappresentano le costanti elastiche associate ai due span di film (approccio presentato nel paragrafo 5.2).

La capacità di attenuare le tensioni del sistema allora è associata al modulo della funzione di trasferimento sopra presentata, al diminuire del modulo migliora la capacità di attenuare le tensioni.

Per avere un basso valore del modulo è necessario che:

- Il parametro b sia trascurabile;
- La massa M del ballerino passivo sia bassa;
- K_1 e K_2 siano elevati;
- Il parametro k sia basso.

Alle basse frequenze la massa M che è moltiplicata per la frequenza complessa s può essere trascurata e lo stesso vale per il parametro b attrito viscoso dello smorzatore (il quale solitamente ha un valore piccolo), e allora il guadagno statico d'anello è:

$$\lim_{s \rightarrow 0} G(s) = \frac{k}{k + K_1 + K_2}$$

Deve essere quindi k piccolo in modulo e K_1 e K_2 elevati ed affinché ciò sia effettivamente verificato si presentano le seguenti osservazioni.

Le costanti elastiche K_1 e K_2 sono definite in [12] per lo span i -esimo come:

$$K_i = \frac{EA}{L_i}$$

Per cui se si utilizzano materiali con elevato modulo di Young l'attenuazione dei disturbi risulta più semplice.

È poi stato presentato il comportamento del sistema massa molla smorzatore per cui la frequenza di risonanza è direttamente proporzionale a quella naturale e la relazione presentata nel paragrafo precedente può essere adattata al caso di un sistema ballerino passivo per il web handling come:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k + K_1 + K_2}{M}}$$

tale relazione è presentata in [2].

Ne consegue che se k è "piccolo" allora la frequenza di risonanza diminuirà essendo:

$$\omega_R = \omega_n \cdot \sqrt{1 - 2\delta^2}$$

E allora il funzionamento come attenuatore è garantito solo a basse frequenze.

Inoltre è necessario che M sia piccolo poiché si nota che ora tale termine non è più possibile non considerarlo come si osserva col guadagno statico.

La scelta è quindi un trade off: infatti avere k basso andrà a migliorare l'attenuazione ma avere k alto va ad aumentare la larghezza di banda per cui è possibile attenuare le frequenze.

Tendenzialmente all'aumentare della frequenza il contributo di M (solitamente grande) diventa dominante e quindi il "guadagno è unitario nella regione ad alta frequenza" [2] e ciò determina una limitazione nell'utilizzo alle sole basse frequenze tenendo in considerazione le scelte di compromesso precedentemente presentate.

5.3. Studi sperimentali e confronto

L'obiettivo del seguente paragrafo è quello di presentare degli studi sperimentali condotti presso l'Università dell'Oklahoma nel 2005 [2] e di analizzarne i risultati presentando le differenze tra ballerino attivo e passivo nell'attenuazione dei disturbi sulla tensione del web al variare della frequenza. Le immagini utilizzate nella trattazione sono le stesse che presenti nell'articolo [2] di Pagilla, Zhu e Dwivedula.

Gli studi sperimentali furono condotti su due diverse piattaforme:

- Piattaforma Endless;
- Piattaforma Fife.

Per valutare il diverso comportamento di ballerino attivo e passivo è necessario considerare l'esperimento condotto utilizzando la piattaforma Endless.

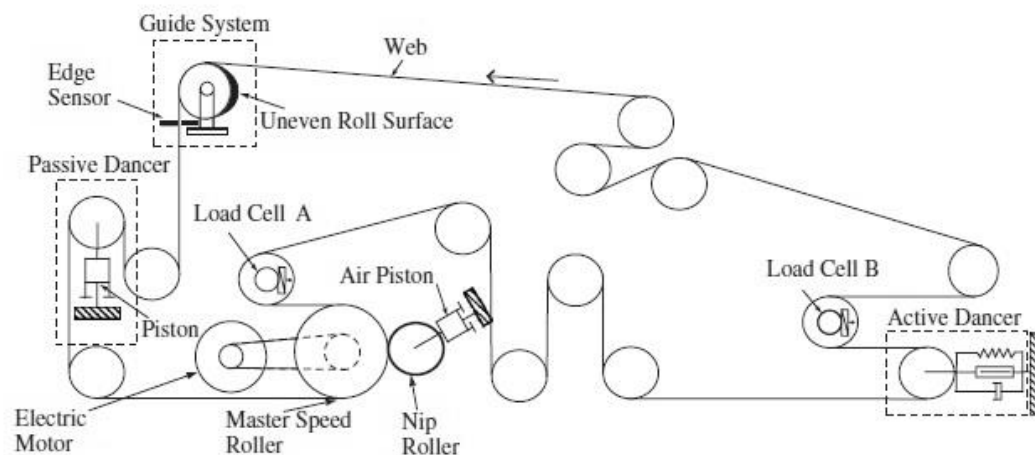


Figura 5.10 Piattaforma Endless presso Università dell'Oklahoma

La piattaforma Endless (Fig.5.10) presenta un sistema di rulli senza avvolgitore e svolgitore, da cui il nome di piattaforma senza fine. Tale piattaforma presenta due celle di carico adibite alla lettura della tensione a valle sia del ballerino attivo sia di quello passivo.

Il disturbo in tensione è creato mediante un rullo con superficie irregolare. È noto infatti che i disturbi in tensione hanno un contenuto armonico a frequenze che sono multipli interi di un valore proporzionale alla velocità del web” [2].

Rielaborando i dati sperimentali presentati in [2] ed approfondendo l’analisi tra disturbi in frequenza e velocità lineare di scorrimento del film lungo la linea si verifica che il legame tra queste due variabili è il seguente:

$$f = \varphi \cdot v$$

Dove nel caso della piattaforma Endless in [2] si ha che il coefficiente di proporzionalità diretta vale:

$$\varphi = 2.65 \left[\frac{1}{m} \right] \text{ se l'unità di misura di } f \text{ (frequenza) sono Hz e quella di } v \text{ (velocità) sono m/s.}$$

Allora riportando tale legame nel grafico di Fig.5.11 si ha il legame tra frequenza dei disturbi e velocità del nastro che viene movimentato:

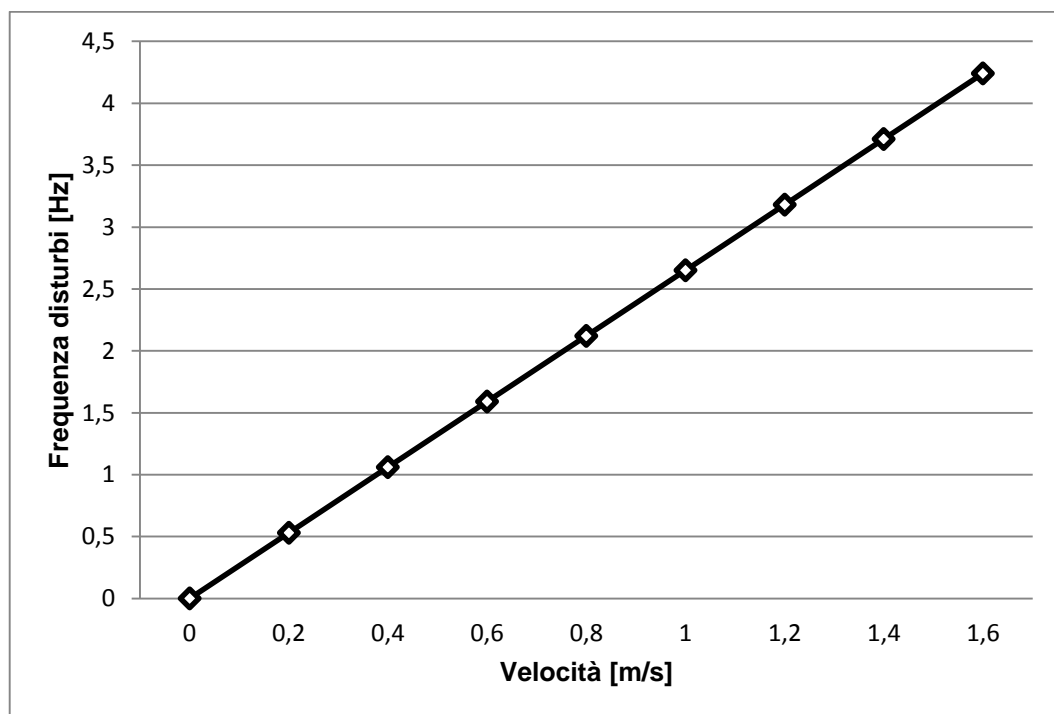


Figura 5.11 Grafico frequenza dei disturbi-velocità del web

L’esperimento fu condotto in 3 step:

- a) Ballerini bloccati;
- b) Ballerino passivo sbloccato;
- c) Ballerino attivo sbloccato.

Nel primo caso sperimentale considerato la velocità del web fu impostata a 0.284 m/s che corrispondono ad una frequenza dei disturbi pari a 0.74Hz.

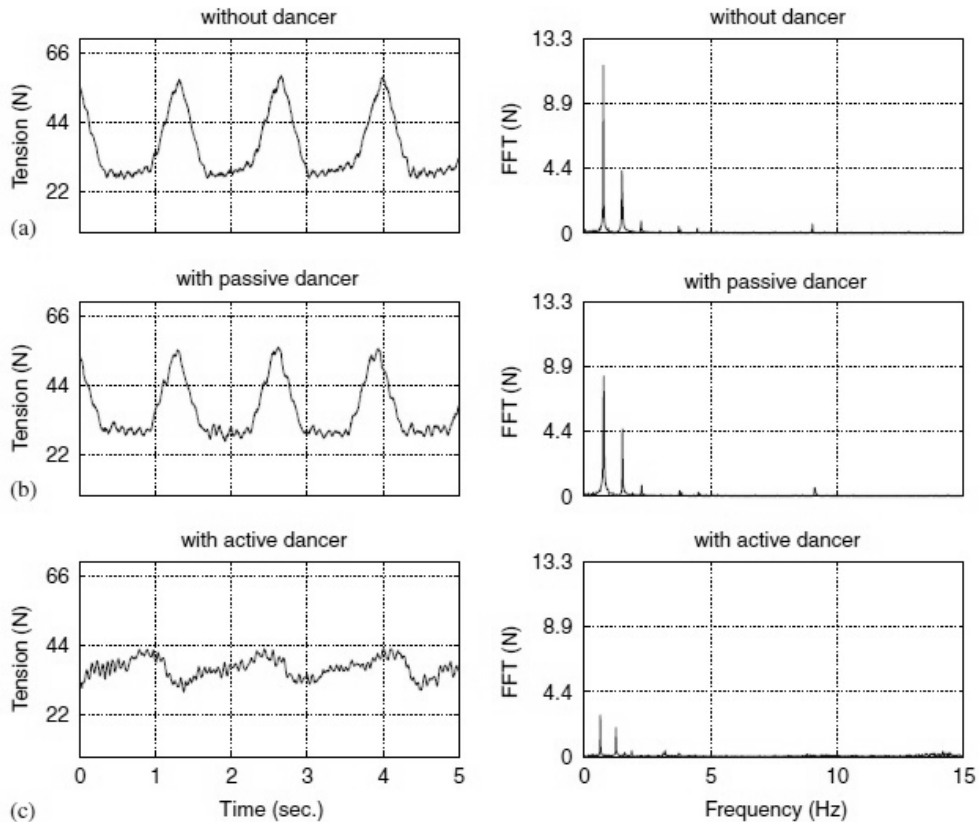


Figura 5.12 Tensione misurata per disturbi a 0.74Hz

Nell'analisi presentata in [2] si è evidenziato che data una tensione di riferimento di 36.47N e un disturbo con frequenza 0.74Hz (si nota che nel grafico Tensione-tempo di Fig.5.12 il disturbo si ripete quasi 4 volte) si hanno i seguenti risultati:

- a) Nessuna attenuazione e ampiezza della fondamentale a 0.74Hz pari a 11.5N;
- b) Ampiezza della fondamentale a 0.74Hz pari a 8.5N quindi un'attenuazione del 26%;
- c) Ampiezza della fondamentale a 0.74Hz pari a 3N quindi un'attenuazione del 74%.

Lo studio è stato condotto successivamente utilizzando una linea con velocità di 1.016m/s e noto che la velocità della linea è direttamente proporzionale alla frequenza dei disturbi in [2] si è evidenziato che la frequenza era pari a 2.7Hz.

Si nota dal grafico Tensione-tempo che vi sono 13 ripetizioni del disturbo in 5 secondi.

Si ottiene così una situazione come in figura 5.13:

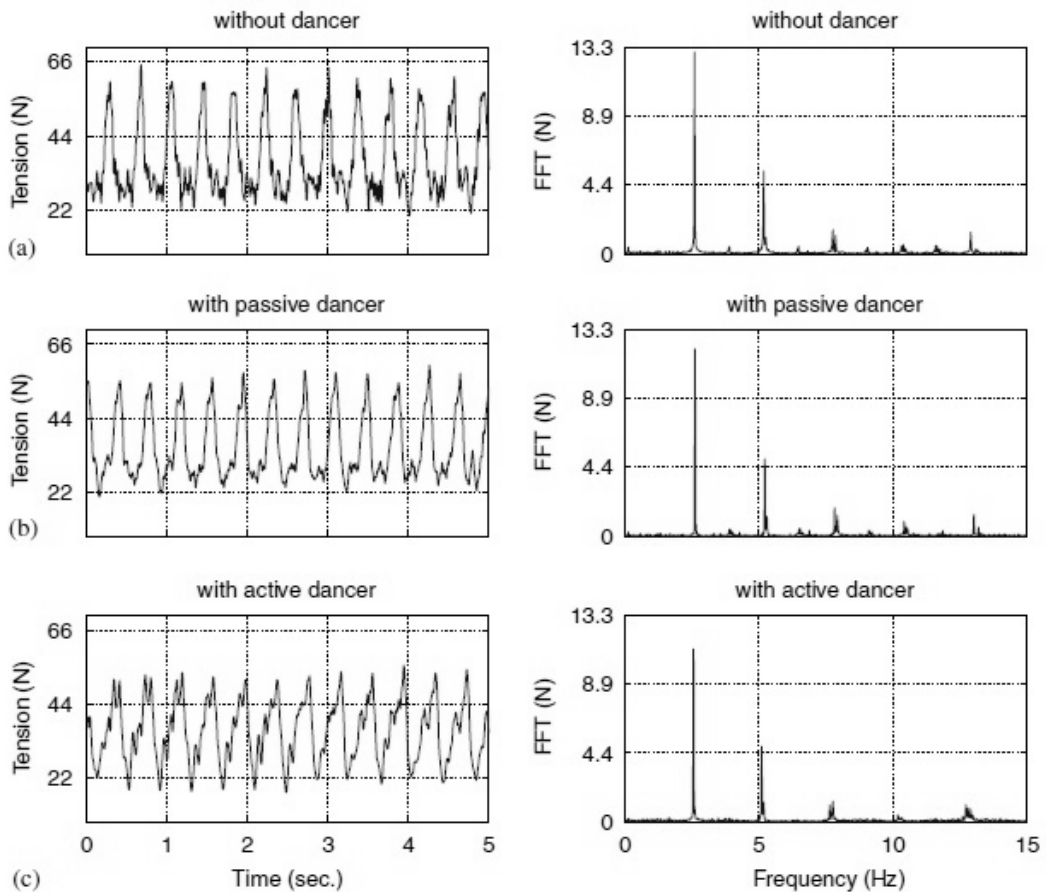


Figura 5.13 Tensione misurata per disturbi a 2.7Hz

Mantenendo la stessa tensione di riferimento si hanno i seguenti risultati:

- a) Nessuna attenuazione e ampiezza della fondamentale a 2.7Hz pari a 13.3N;
- b) Attenuazione limitata pari al 10%, ampiezza della fondamentale pari a 12N;
- c) Attenuazione pari al 25%, ampiezza della fondamentale pari a 10N.

L'analisi proposta ad inizio capitolo era quella di trarre delle conclusioni comparative sull'utilizzo di ballerino attivo e passivo sfruttando l'esperimento eseguito nel 2005 in [2].

Si nota come all'aumentare della frequenza l'attenuazione associata al ballerino passivo venga meno. Tale conclusione conferma le considerazioni fatte a priori nel paragrafo 5.2.1 basandosi solo sulle conoscenze del modello utilizzato per il sistema massa molla smorzatore e la sua risposta in frequenza.

Inoltre l'azione del ballerino attivo ha un range di frequenze maggiore associato proprio alla larghezza di banda ω_B dell'attuatore utilizzato.

Nella piattaforma Endless era utilizzato un attuatore elettro-meccanico con larghezza di banda pari a 7Hz se si andasse ad aumentare la larghezza di banda dell'attuatore

variando la tecnologia impiegata come presentato nel paragrafo 5.1. ad esempio passando ad un attuatore elettro-idraulico l'azione di attenuazione avrebbe un intervallo di frequenze più vasto.

Infatti nel paragrafo 5.1 è stato presentato come la larghezza di banda dell'attuatore in un ballerino attivo secondo le norme di buon progetto dovesse essere 10 volte più grande della frequenza del disturbo da attenuare per cui nel caso di un disturbo a 2.7Hz una larghezza di banda di 7Hz non è sufficiente. L'attuatore dovrebbe aver avuto una larghezza di banda di circa 27Hz poiché questo non si comporta da filtro passabasso ideale ma ha un comportamento reale associato alle non idealità e non linearità dell'attuatore stesso.

A conferma di ciò si nota che per una frequenza che è più piccola di 8.9 volte rispetto alla banda passante (0.74Hz in Fig.5.12) si ha un'attenuazione considerevole pari a quasi il 75%. Allora l'assunzione di considerare un valore di banda passante dell'attuatore pari a 10 volte la frequenza del disturbo in tensione (spesso anche 15 volte) permette di avere degli ottimi risultati, ovviamente ciò influisce di molto sui costi d'acquisto dell'attuatore.

Allora dall'analisi proposta in questo capitolo si possono trarre le seguenti considerazioni:

- Un ballerino passivo è economico e semplice da utilizzare ma funziona come attenuatore solo alle basse frequenze;
- Un ballerino attivo ha un costo maggiore soprattutto per utilizzare un attuatore con elevata larghezza di banda ma funziona anche per frequenze più elevate rispetto al passivo, tale costo aggiuntivo è giustificato se si lavora con linee ad elevata velocità del web (noto che la frequenza dei disturbi è direttamente proporzionale alla velocità del web stesso);
- Un ballerino attivo ha delle limitazioni geometriche associate alle lunghezze degli span e queste devono essere attentamente osservate in fase di progettazione.

6. Modello del sistema per il controllo del ballerino

In questo capitolo viene presentato un modello non lineare per un sistema avvolgitore avvolgitore sviluppato presso l'Università di Aalborg nel 2007 [1].

Ricavare dettagliatamente il modello non è interesse della tesi, ma l'obiettivo che ci si è posti è quello di analizzare tale modello linearizzandolo in alcuni punti di lavoro (quindi considerando diversi diametri della bobina durante l'avvolgimento) e successivamente considerare come varia la sua risposta in frequenza e la posizione dei poli e degli zeri al variare di alcuni parametri di interesse tra i quali il diametro stesso.

Si implementerà un codice Matlab per svolgere l'analisi in frequenza. Alcune immagini e diagrammi che saranno proposti sono ottenuti da [1]. Per l'effettiva validazione dei modelli che saranno presentati è necessario l'utilizzo di apposite piattaforme sperimentali e quindi si rimanda all'analisi in [1].

6.1. Determinazione del modello

In [1] la determinazione del modello è stata condotta in 3 passi:

- Analisi del comportamento del materiale;
- Analisi del sistema ballerino;
- Analisi del motore dell'avvolgitore e del sistema di trasmissione.

Per sviluppare l'analisi sono state formulate svariate ipotesi in [1], si riportano di seguito quelle che si reputano più considerevoli e che hanno importanza nelle osservazioni successivamente elaborate:

- a) Velocità del web costante;
- b) Deformazioni in campo elastico (vale linearità);
- c) La densità del materiale è costante;
- d) La sezione del materiale è costante;
- e) Lo spessore del materiale è costante;
- f) Il ballerino si muove solo verticalmente e la derivata del suo spostamento nel tempo è la velocità;
- g) Il web ha lunghezza costante durante tutto il processo;
- h) Le costanti di tempo elettriche associate all'inverter ed al motore sono trascurabili rispetto a quelle meccaniche.

In figura 6.1 è rappresentato il sistema preso in considerazione con alcuni dei parametri d'interesse:

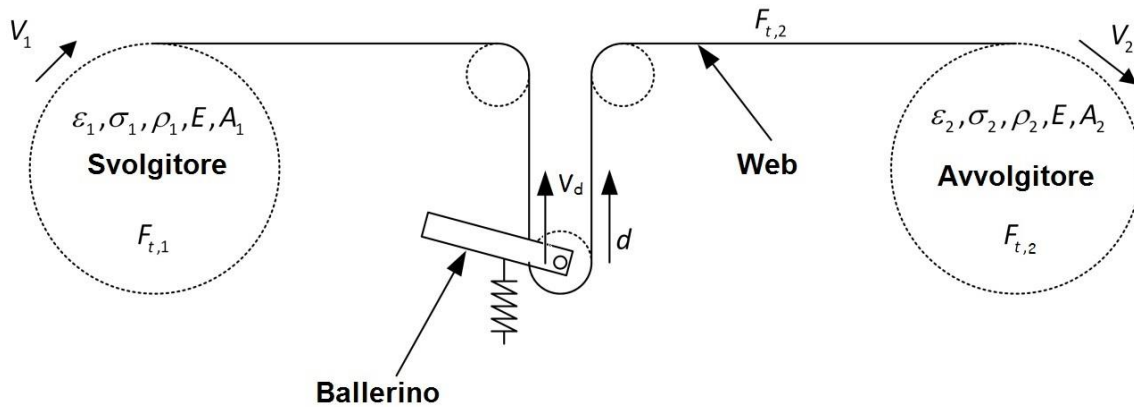


Figura 6.1 Svolgitore avvolgitore schema semplificato, rielaborazione da [1]

Il comportamento del materiale è stato analizzato in [1] usando il modello di Voigt (materiale associato ad un sistema molla smorzatore) e l'ipotesi di continuità della massa, sfruttando le ipotesi b, c, d, e, g, si è ricavato il seguente schema a blocchi secondo le Trasformate di Laplace (Fig.6.2):

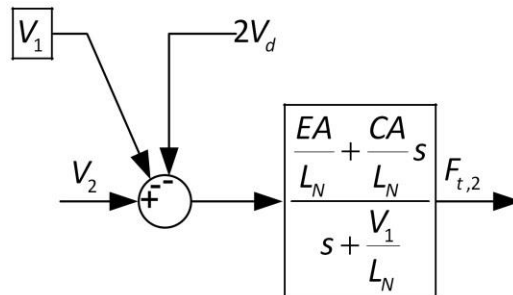


Figura 6.2 Comportamento del materiale, relazione tensione-velocità

Si nota che la velocità di rotazione dell'avvolgitore determina una tensione sul materiale, come ingresso invertente nella somma si notano la velocità del ballerino moltiplicata per un fattore 2 ($2V_d$) e quello del film in corrispondenza dello svolgitore (V_1).

Dall'analisi del sistema ballerino come sistema massa molla smorzatore già presentato nel paragrafo 5.2 è stato ricavato in [1] il seguente schema a blocchi (Fig.6.3) rappresentante il legame tra tensione sul web e posizione del ballerino:

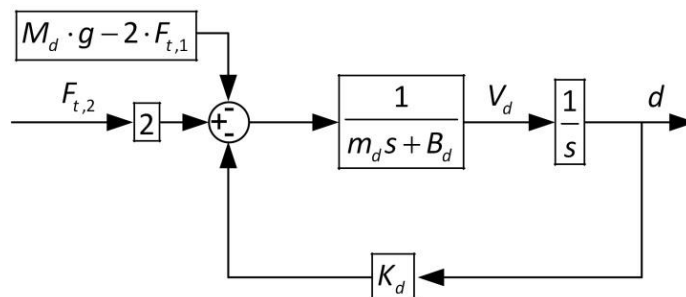


Figura 6.3 Diagramma a blocchi del sistema ballerino

Per completare la costruzione del modello venne analizzato il motore dell'avvolgitore e il suo sistema di trasmissione.

In [1] è così presentato il seguente diagramma a blocchi (Fig.6.4):

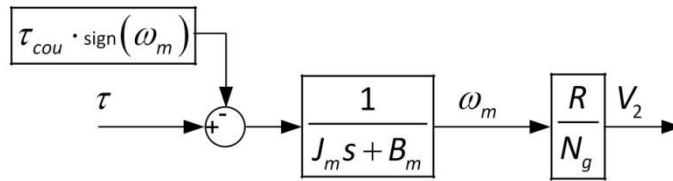


Figura 6.4 Diagramma a blocchi della dinamica del motore e del sistema di trasmissione

Si nota un contributo d'attrito coulombiano che tende ad opporsi alla coppia motrice se il funzionamento è da motore con velocità di rotazione positiva mentre va a favorire l'azione frenante in caso di funzionamento da freno e velocità di rotazione positiva.

La coppia risultante uscente dal nodo sommatore mediante le inerzie e l'attrito viscoso del motore determina una velocità di rotazione la quale permette di imporre una velocità periferica al web che dipende dal raggio e dal rapporto di trasmissione.

È possibile combinare tali contributi andando così a determinare una relazione ingresso-uscita del sistema non lineare come presentato in Fig.6.5 ricavata da [1].

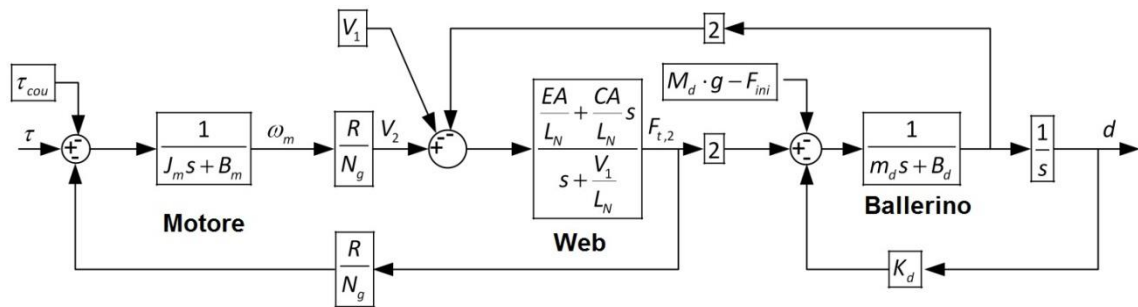


Figura 6.5 Modello completo del sistema svolgitore avvolgitore con ballerino [1]

6.2. Il modello lineare

Il modello lineare si ricava da quello non lineare eliminando l'azione dei disturbi che sono soltanto un offset e possono in prima approssimazione essere trascurati come presentato in Fig.6.6.

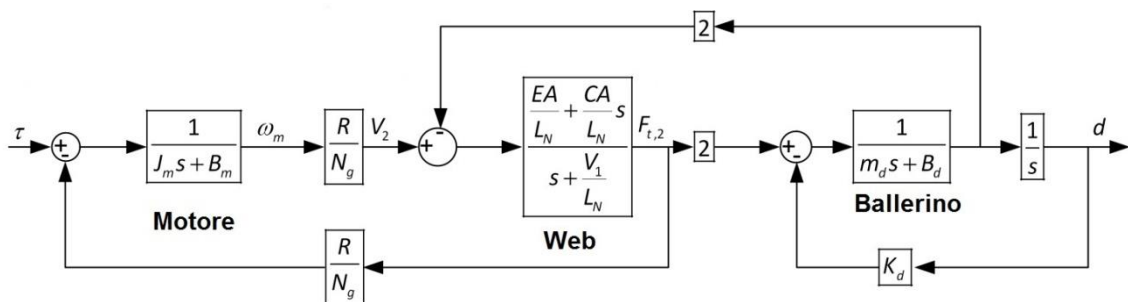


Figura 6.6 Modello lineare

Utilizzando il modello di Voigt come nel paragrafo 6.1 il parametro C rappresenta il coefficiente di attrito viscoso del film e questo per i materiali tipici del converting è molto piccolo rispetto ad E nel numeratore della funzione di trasferimento del web e quindi per semplicità può essere non considerato.

Si ricava così la funzione di trasferimento ingresso-uscita sfruttando il modello lineare di Fig.6.6 e la precedente osservazione per cui da:

$$G(s) = \frac{d(s)}{\tau(s)}$$

Si ottiene:

$$\frac{\frac{2REA}{L_N}}{\left(N_g J_m s^2 + \left(N_g B_m + N_g J_m \frac{V_1}{L_N} \right) s + \left(N_g B_m \frac{V_1}{L_N} + \frac{R^2 EA}{L_N N_g} \right) \right) (m_d s^2 + B_d s + K_d) + \frac{2REA}{L_N} \left(\frac{2N_g}{R} J_m s^2 + \frac{2N_g}{R} B_m s \right)}$$

È possibile implementare la funzione ed ottenere dei diagrammi di Bode che pongono modulo e fase della funzione di trasferimento G(s) al variare della frequenza.

I parametri usati per implementare la funzione sono riportati in Tabella 6.1 e sono stati ricavati dallo studio sperimentale [1].

Per procedere alla realizzazione dei diagrammi è necessario linearizzare il tutto in un punto di lavoro come evidenziato ad inizio capitolo e per una prima analisi questo è scelto in una condizione di raggio intermedio.

Simbolo	Valore	Unità di misura
J _m	3.1·10 ⁻³	Kg·m ²
B _m	0.55·10 ⁻³	Nm·s/rad
E	4·10 ⁹	Pa
A	4.35·10 ⁻⁶	m ²
L _N	0.61	m
R	57.3·10 ⁻³	m
N _g	10.5	-
K _d	1131	N/m
m _d	0.69	Kg
B _d	500	Nm·s/m
V ₁	0.2	m/s

Tabella 6.1 Simboli, valori e unità di misura del sistema in esame [1]

I valori e i simboli rappresentano le seguenti grandezze:

- J_m, momento d'inerzia del motore;
- B_m, coefficiente di attrito viscoso del motore;
- E, il modulo di Young del web;

- A, sezione trasversale del film;
- L_N , lunghezza del web;
- R, raggio della bobina;
- N_g , rapporto di trasmissione;
- K_d , costante elastica molla del ballerino;
- M_d , massa del ballerino;
- B_d , coefficiente di attrito viscoso del ballerino;
- V_1 , velocità periferica dello svolgitore.

È possibile allora implementare tramite Matlab la funzione che calcola il diagramma di Bode, osservando la funzione di trasferimento di $G(s)$ è lecito osservare che questa funzione del quarto ordine abbia in realtà un comportamento simile a quello di un sistema del secondo ordine dovuto ad una coppia di poli dominanti complessi coniugati.

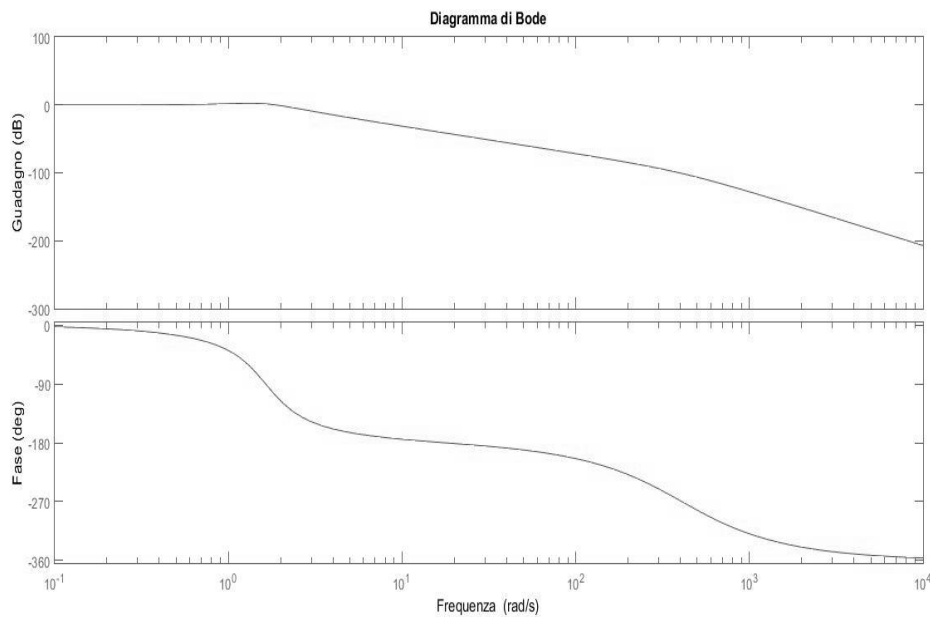


Figura 6.7 Diagramma di Bode di $G(s)$ per un $R=57.3\text{mm}$

Il diagramma di Bode di Fig.6.7 è costruito moltiplicando la funzione per l'inverso del guadagno statico dove questo è definito come:

$$\lim_{s \rightarrow 0} G(s) = \frac{\frac{2REA}{L_N}}{\left(N_g B_m \frac{V_1}{L_N} + \frac{R^2 EA}{L_N N_g}\right) K_d} = \frac{2REA}{N_g B_m V_1 K_d + \frac{R^2 EA}{N_g} K_d}$$

Sostituendo i valori di Tab.6.1 ai vari termini si nota che il primo termine al denominatore è molto più piccolo del secondo (inferiore di tre ordini di grandezza) per cui è trascurabile.

Allora il guadagno in continua in $[\text{m/Nm}]$ è approssimativamente:

$$\lim_{s \rightarrow 0} G(s) \approx \frac{2}{\frac{R}{N_g} K_d}$$

In Fig.6.8 è riportata la risposta al gradino, pari a 1Nm, di G(s). Si nota che il sistema va a stabilizzarsi ad un valore di 0.33m circa, pari al valore del guadagno statico, calcolato con la relazione semplificata come evidenziato precedentemente. Si osserva inoltre un comportamento simile ad un sistema del secondo ordine con poli sottosmorzati.

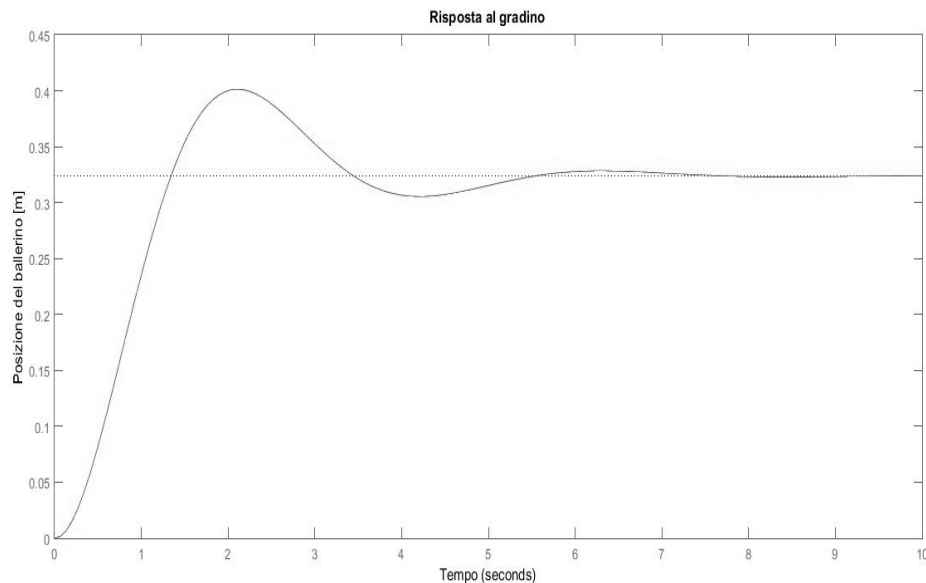


Figura 6.8 Risposta al gradino di G(s) per R=57.3mm

6.3. Analisi al variare dei parametri di interesse

Si vuole analizzare come vari il comportamento del sistema al variare dei parametri di interesse, in particolare la posizione di poli e zeri nel piano complesso e quindi la loro frequenza naturale e lo smorzamento. Questa analisi viene condotta sfruttando i parametri sperimentalmente ricavati nello studio condotto presso l'Università di Aalborg e presentati in [1]. I valori usati sono ancora quelli riportati in tabella 6.1.

Per fare ciò è necessario implementare delle funzioni Matlab che permettano di costruire i diagrammi di Bode al variare del parametro considerato e sovrapporli.

I parametri di interesse dei quali si osserva la variazione sono i seguenti:

- R, il raggio varia durante l'avvolgimento da 13mm a 75mm;
- J_m , l'inerzia del motore viene fatta variare del $\pm 10\%$;
- B_m , l'attrito viscoso del motore viene fatto variare del $\pm 10\%$;
- E, il modulo di Young viene fatto variare del $\pm 10\%$;

- K_d , la costante elastica della molla del ballerino viene fatta variare del $\pm 10\%$;
- B_d , l'attrito viscoso del pistone del ballerino viene fatto variare del $\pm 10\%$;
- M_d , la massa del ballerino viene fatta variare del $\pm 10\%$.

Analisi al variare del raggio

Si è fatto variare il raggio tra 13mm e 75mm con step di 8mm. I valori scelti sono associati al raggio minimo della bobina e quello massimo quando questa è stata completamente avvolta.

In Fig.6.9 e 6.10 sono riportati rispettivamente i diagrammi di Bode e la mappa poli-zeri (caratterizzata per il movimento di un polo dominante) al variare del raggio della bobina.

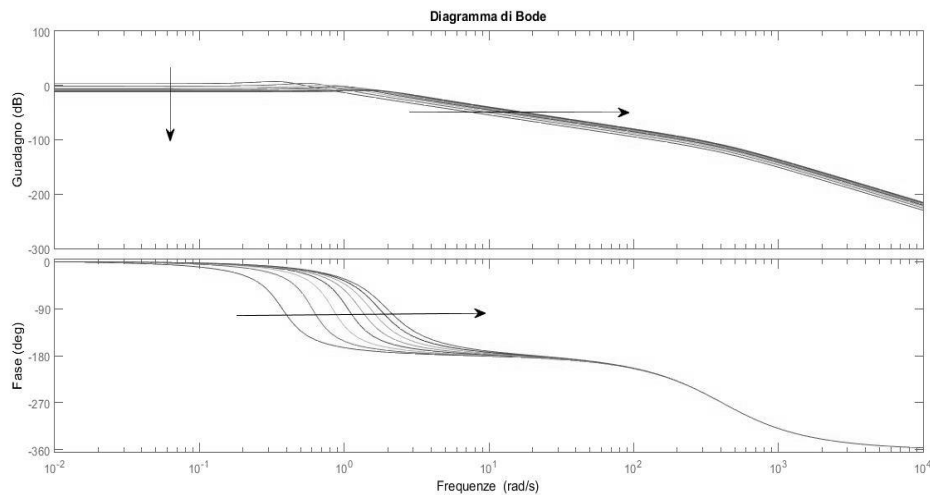


Figura 6.9 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare del raggio

Si nota che all'aumentare del raggio si ha un aumento della larghezza di banda.

Inoltre si nota che all'aumentare del raggio il guadagno statico decresce. Osservando la mappa poli-zeri ed in particolare il movimento di un suo polo dominante si deduce che all'aumentare di R aumentano sia la frequenza naturale che lo smorzamento (smorzamento sull'asse superiore e frequenza naturale sull'asse verticale destro). Gli effetti delle variazioni di raggio sono riscontrabili alle basse frequenze analizzando il diagramma di Bode in Fig.6.9.

La frequenza naturale passa da 0.3rad/s a 2rad/s nel range del raggio considerato mentre lo smorzamento varia da 0.28 a 0.5 quindi la frequenza aumenta di più del 600% mentre lo smorzamento aumenta di circa l'80%.

Si nota inoltre che il modello linearizzato proposto nel paragrafo 6.2 (Fig. 6.7) al variare del raggio mantiene lo stesso andamento. È accettabile quindi l'assunzione di analizzare in frequenza linearizzando il sistema in determinati punti di lavoro.

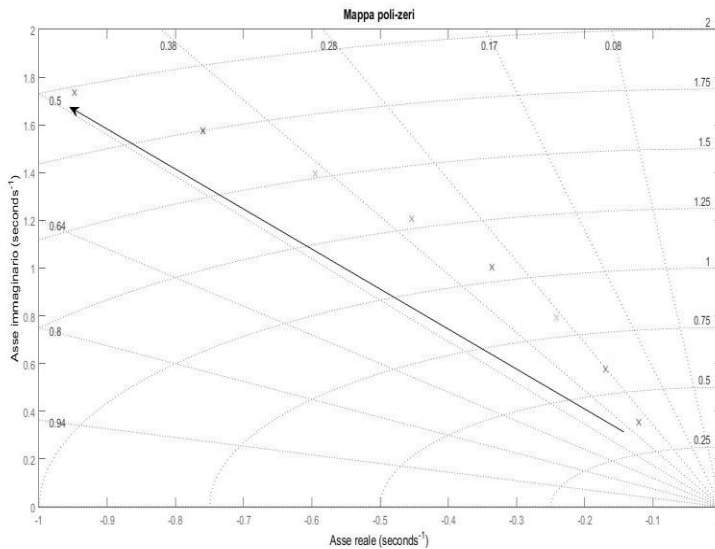


Figura 6.10 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare del raggio, movimento di un polo dominante

Analisi al variare dell'inerzia del motore

I valori che saranno ricavati per le seguenti analisi sono ottenuti utilizzando un raggio intermedio quindi pari a 57.3mm e facendo variare di volta in volta i successivi parametri di analisi.

Come precedentemente presentato, il parametro J_m viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.11) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.12).

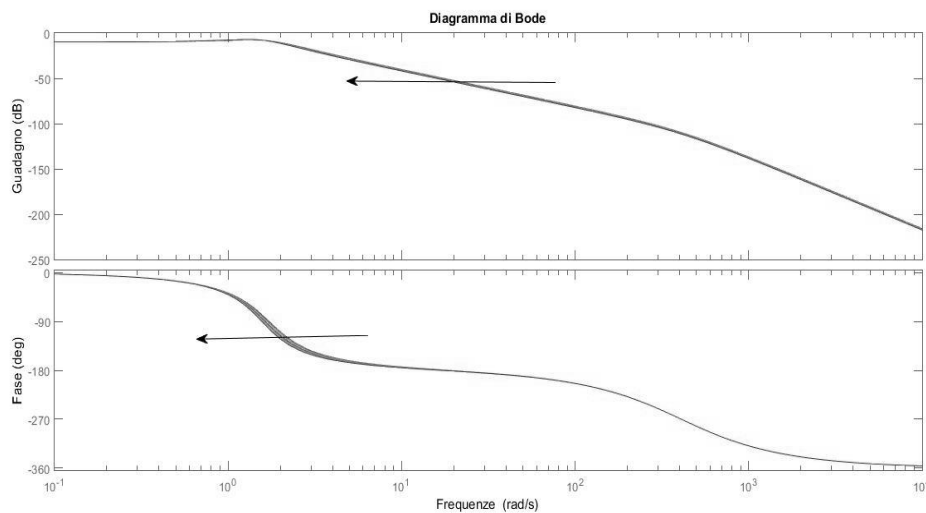


Figura 6.11 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di J_m

Si nota che i poli dominanti all'aumentare dell'inerzia del motore diminuiscono la frequenza naturale dell'8% e lo smorzamento del 7.5%.

La frequenza naturale passa da 1.67rad/s a 1.57rad/s mentre lo smorzamento all'aumentare dell'inerzia del motore passa da 0.43 a 0.4.

Tale effetto si riscontra alle basse frequenze come si deduce dalla Fig. 6.11.

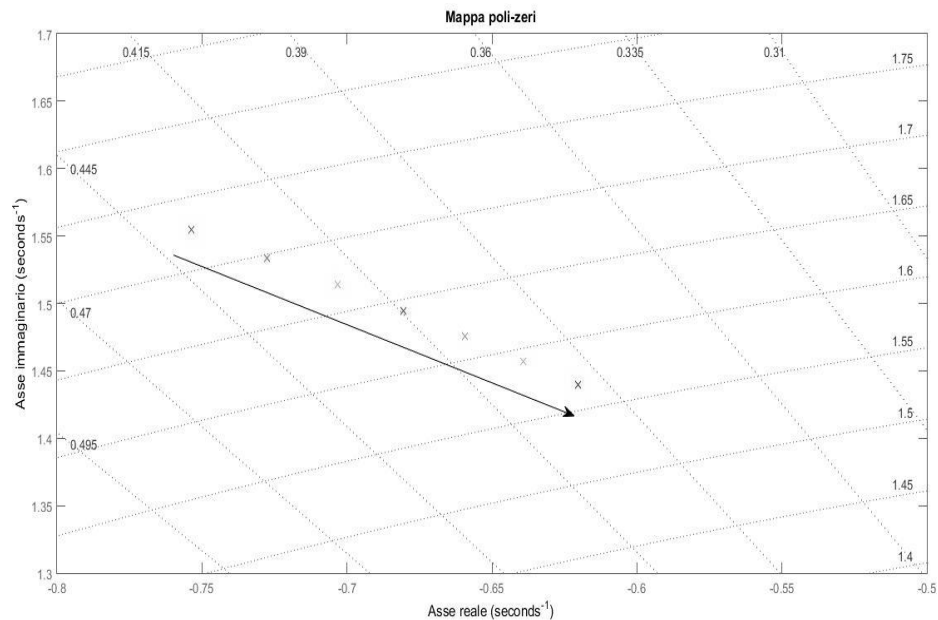


Figura 6.12 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare dell'inerzia del motore, movimento di un polo dominante

Analisi al variare dell'attrito viscoso del motore

Il parametro B_m viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.13) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.14).

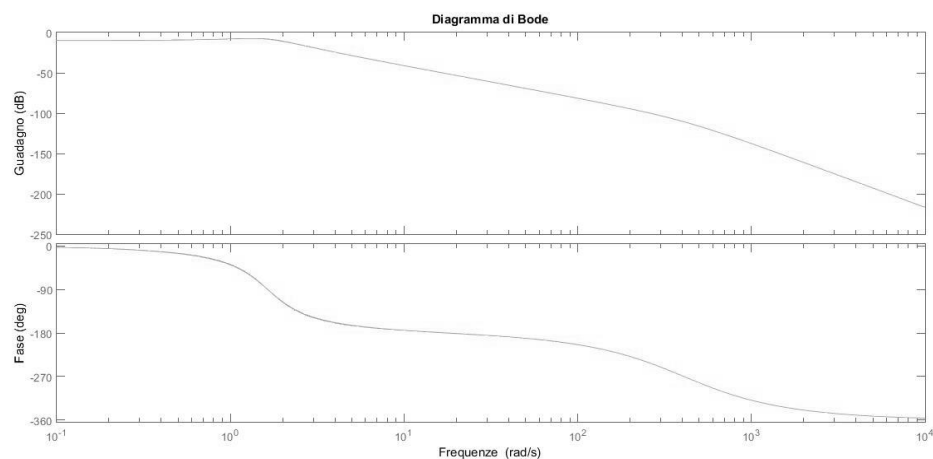


Figura 6.13 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di B_m

Dai grafici in figura 6.13 si nota che una variazione di B_m non ha effetti considerevoli sul comportamento del sistema. Inoltre se si considera la frequenza naturale questa resterà invariata mentre lo smorzamento diminuirà del 2.5%.

I valori della frequenza naturale sono circa pari a 1.64rad/s mentre lo smorzamento varierà da 0.41 a 0.40 all'aumentare dell'attrito viscoso.

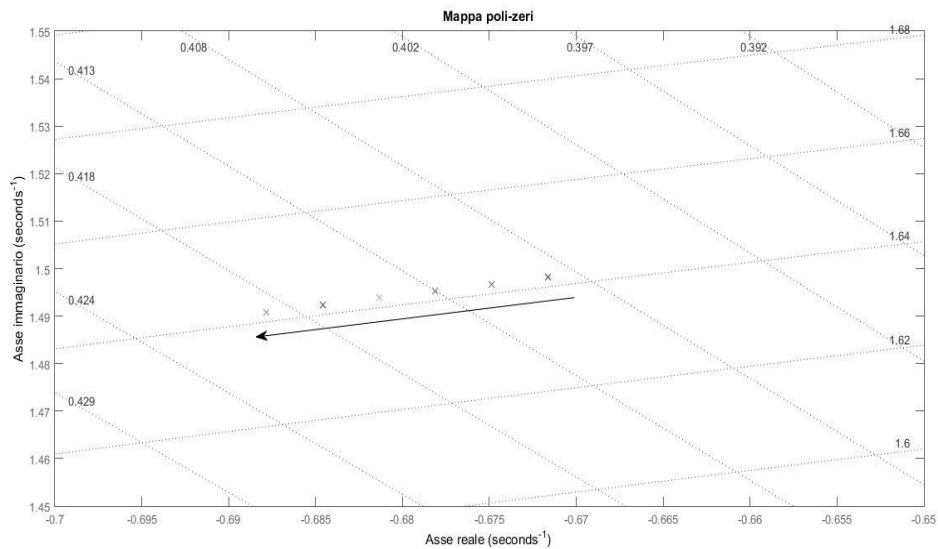


Figura 6.14 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare dell'attrito viscoso del motore, movimento di un polo dominante

Analisi al variare del modulo di Young

Il parametro E viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.15) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.16).

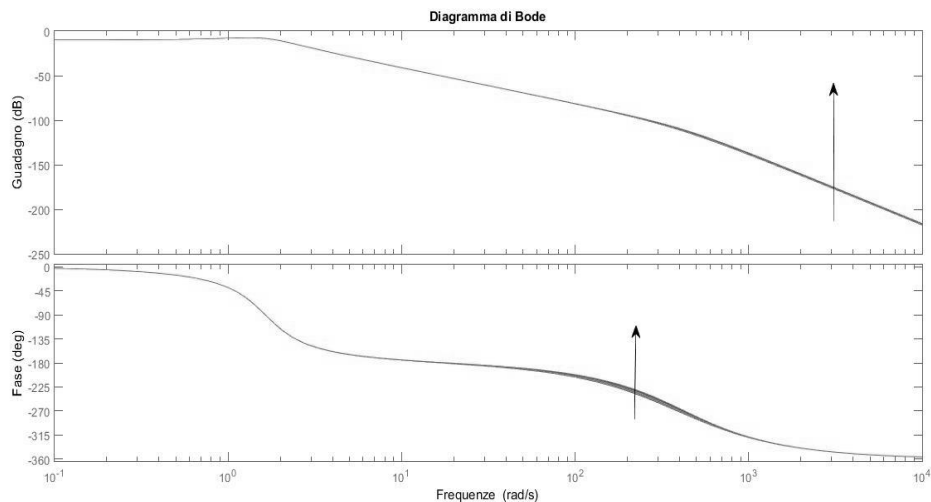


Figura 6.15 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di E

Dai diagrammi di Bode si nota che l'effetto della variazione del modulo elastico è riscontrabile alle alte frequenze, evidenziando quindi che le caratteristiche elastiche del web influenzano scarsamente il polo dominante il cui comportamento è maggiormente legato alle caratteristiche geometriche della bobina.

L'effetto della variazione di E è impercettibile nel range $\pm 10\%$, lo smorzamento e la frequenza naturale hanno una variazione che non arriva all'1%. I valori attorno cui si assesta la frequenza naturale sono pari a 1.64 rad/s circa mentre lo smorzamento è pari a 0.414 .

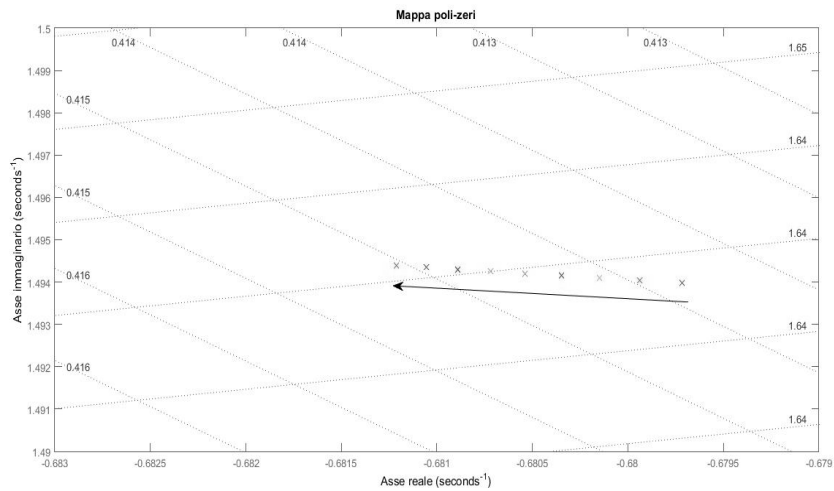


Figura 6.16 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare del modulo di Young, movimento di un polo dominante

Analisi al variare della costante elastica del ballerino

Il parametro K_d viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.17) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.18).

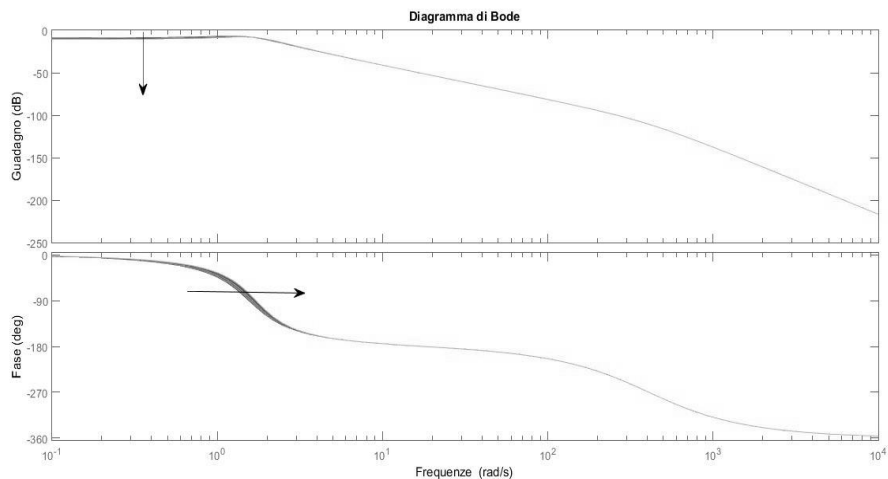


Figura 6.17 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di K_d

Si nota che all'aumentare di K_d dal diagramma di Bode il guadagno alle basse frequenze diminuisce ed inoltre dalla mappa poli-zeri si nota che lo smorzamento si riduce del 9% e la frequenza naturale associata al polo dominante aumenta del 10%. I valori della frequenza naturale passa da 1.55rad/s a 1.70rad/s mentre lo smorzamento all'aumentare della costante elastica della molla del ballerino varia da 0.44 a 0.40.

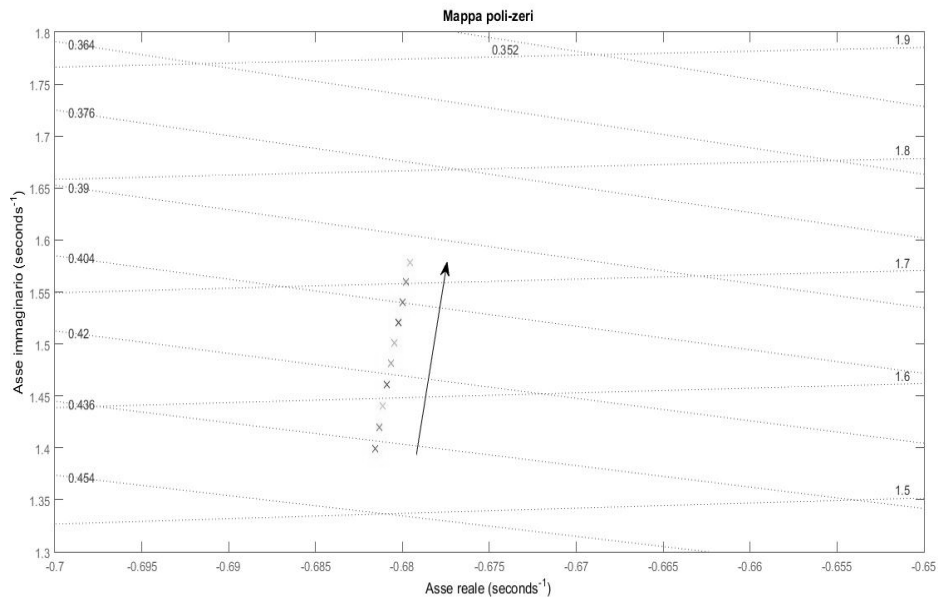


Figura 6.18 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare della costante elastica del ballerino, movimento di un polo dominante

Analisi al variare dell'attrito viscoso del ballerino

Il parametro B_d viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.19) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.20).

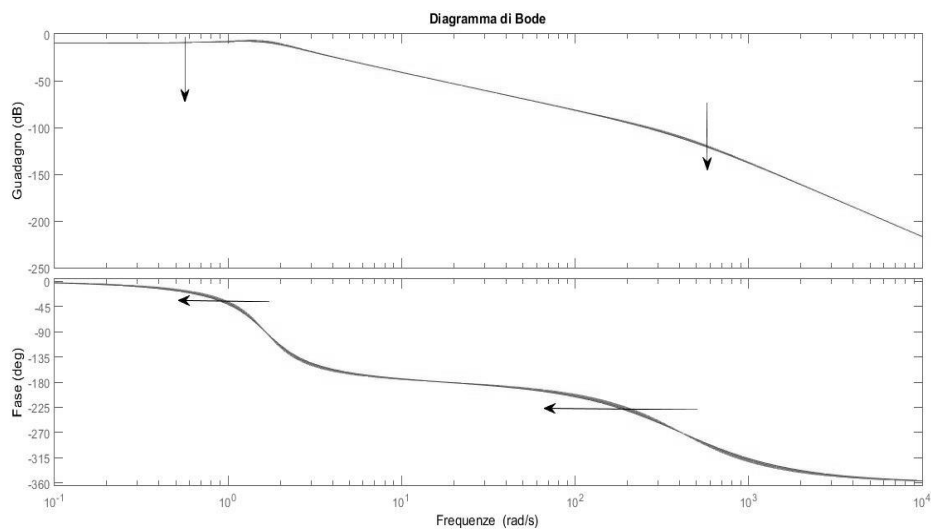


Figura 6.19 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di B_d

Si nota che la variazione della risposta del sistema è tendenzialmente uguale alle basse ed alte frequenze al variare dell'attrito viscoso del ballerino.

Si ha una frequenza naturale pari a 1.64rad/s mentre lo smorzamento aumenta all'aumentare di B_d e passa da 0.37 a 0.45.

La frequenza naturale all'aumentare di B_d resta costante mentre lo smorzamento aumenta del 22%, come lecito attendersi.

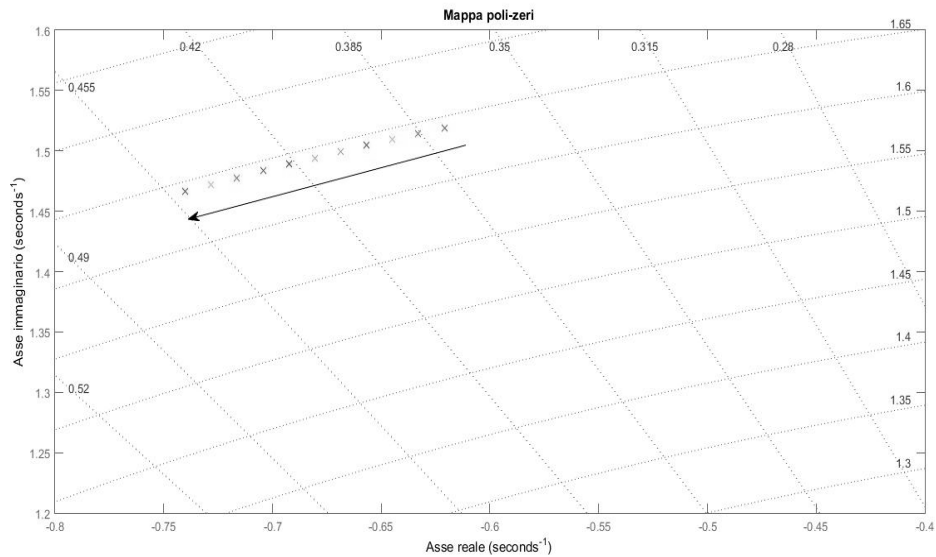


Figura 6.20 Mappa poli-zeri di $G(s)$ al variare dell'attrito viscoso del ballerino, movimento di un polo dominante

Analisi al variare della massa del ballerino

Il parametro m_d viene fatto variare del $\pm 10\%$ e si verificano gli effetti sul diagramma di Bode (Fig. 6.21) e sul comportamento dei poli dominanti tramite la Mappa poli-zeri (Fig.6.22).

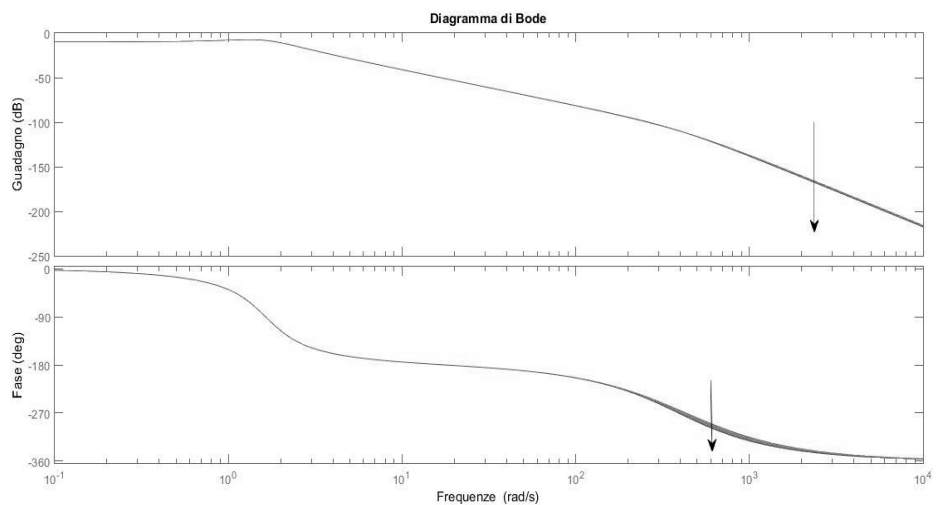


Figura 6.21 Diagramma di Bode di $G(s)$ al variare di m_d

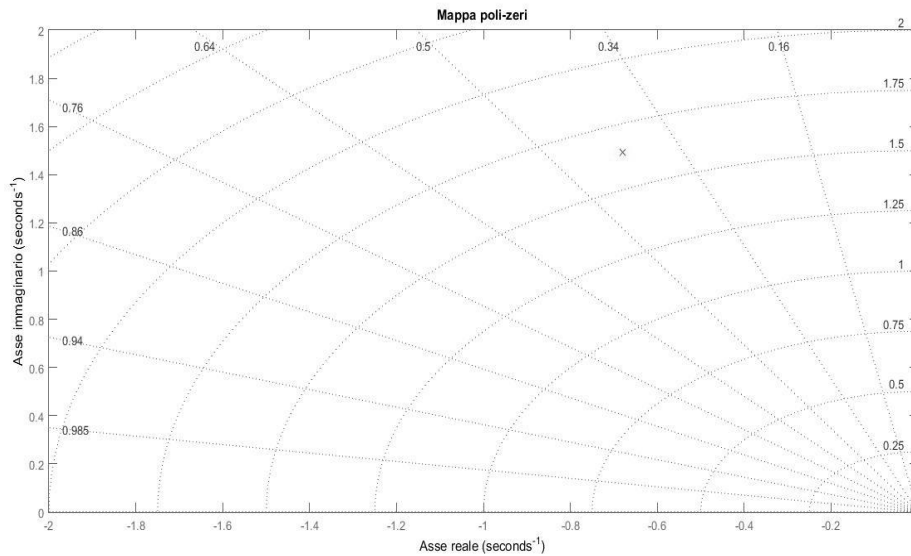


Figura 6.22 Mapa poli-zeri di $G(s)$ al variare della massa del ballerino, movimento di un polo dominante

Le variazioni di massa del ballerino non hanno un effetto notevole su frequenza naturale e smorzamento dei poli dominanti infatti la frequenza naturale nel range di variazione del $\pm 10\%$ resta pari a 1.64 rad/s mentre lo smorzamento resta pari a 0.416 . Si nota che l'aumento di m_d determina una variazione dei diagrammi di Bode alle alte frequenze.

6.3.1. Risultati al variare dei parametri

Si può notare in Tab.6.2 come varia il comportamento di un polo dominante sfruttando i risultati ottenuti mediante le simulazioni al variare dei parametri del processo d'avvolgimento. I risultati riportati si intendono all'aumentare del parametro considerato quindi dal suo minimo al suo massimo oppure da ridotto del 10% ad incrementato del 10% .

Parametro	Variazione	Frequenza naturale	Smorzamento
R	Minimo-Massimo	$\uparrow 600\%$	$\uparrow 80\%$
J_m	$\pm 10\%$	$\downarrow 8\%$	$\downarrow 7.5\%$
B_m	$\pm 10\%$	Costante	$\downarrow 2.5\%$
E	$\pm 10\%$	Costante	Costante
K_d	$\pm 10\%$	$\uparrow 10\%$	$\downarrow 9\%$
B_d	$\pm 10\%$	Costante	$\uparrow 22\%$
m_d	$\pm 10\%$	Costante	Costante

Tabella 6.2 Risultati delle simulazioni Matlab per il comportamento di un polo dominante all'aumentare dei parametri di interesse

7. Controllo del sistema

L'obiettivo del capitolo è quello di presentare dei controllori PID atti a controllare il sistema e valutarne le prestazioni.

Per fare ciò il sistema è sollecitato mediante un gradino di ampiezza pari a 35mm [1] e da ciò si valutano il tempo di salita, il tempo di assestamento, la sovraelongazione massima e l'errore a regime.

Saranno presentati diversi controllori PID nei quali variano i parametri dell'azione proporzionale, integrale e derivativa in base al metodo di sintonizzazione utilizzato.

Si valuterà infine quale è il controllore che garantisce i migliori risultati e quale è il miglior metodo di sintonizzazione per il processo di svolgimento e avvolgimento in esame.

Il modello di sistema che sarà controllato è quello presentato nel Cap.6 ottenuto da [1].

7.1.1 controllori PID

In generale con il termine controllo si intende l'operazione svolta per determinare il comportamento di un sistema o di un impianto industriale, in termini di raggiungimento, da parte di una o più variabili del sistema, di un riferimento.

Una variabile da controllare ad esempio può essere la temperatura in un processo chimico, la velocità di una macchina o la posizione di un elemento meccanico.

In generale un sistema di controllo in retroazione negativa e quindi ad anello chiuso può essere schematizzato come in Fig.7.1:

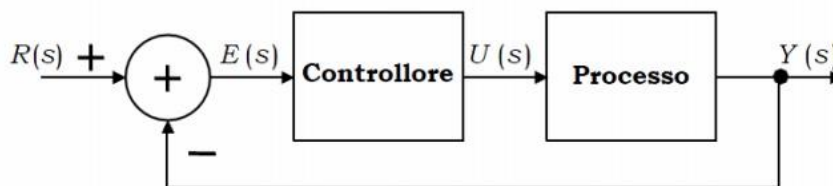


Figura 7.1 Schema a blocchi di un generico sistema controllato

Si deduce da tale schema che l'errore $E(s)$ è definito come la differenza tra il segnale di riferimento $R(s)$ ed il valore attuale del segnale $Y(s)$:

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

Dove le variabili nel dominio del tempo sono definite in questo modo nel dominio delle frequenze complesse s tramite l'operazione di Trasformata di Laplace. L'obiettivo del controllore è quindi quello di applicare al processo (in realtà ad un suo attuatore) un

segnale $u(t)$ ($U(s)$ nel dominio della Trasformata di Laplace) per cui il sistema sia asintoticamente stabile e rispetti le specifiche richieste.

Il segnale $U(s)$ è ottenuto dal segnale $E(s)$ mediante un controllore, l'interesse della nostra trattazione è legata ai controllori più usati in ambito industriale, i controllori PID.

I controllori PID sono caratterizzati da tre azioni di controllo:

- Proporzionale;
- Integrale;
- Derivativo.

Lo schema che li rappresenta nella loro struttura non interagente nel tempo è quello di Fig.7.2:

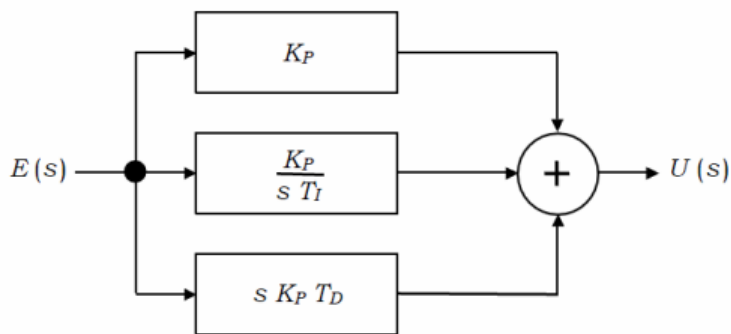


Figura 7.2 Schema a blocchi di un controllore PID in parallelo

Nel dominio del tempo vale quindi la seguente relazione:

$$u(t) = K_P \left(e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right)$$

Da cui nel dominio delle Trasformate di Laplace la relazione ingresso-uscita del controllore PID generico è:

$$U(s) = K_P \left(1 + \frac{1}{s T_I} + s T_D \right) E(s)$$

I parametri presentati nelle precedenti equazioni sono definiti come:

- K_P , guadagno proporzionale;
- T_I , tempo integrale;
- T_D , tempo derivativo.

Per tarare opportunamente il controllore gli operatori possono operare su questi tre parametri, quest'operazione può essere eseguita basandosi su esperienze pregresse e in questo caso si parla di sintonizzazione manuale oppure secondo formule matematiche ed in tal caso si parla di sintonizzazione basata su modelli.

Alternativamente nell'ottica dell'automazione industriale esistono controllori PID con capacità di autotuning per cui la taratura avviene automaticamente in base ad opportune operazioni di analisi e adattamento alle variazioni delle variabili di processo.

Le azioni eseguite dal controllore possono essere analizzate separatamente [14].

L'azione proporzionale rende il valore della variabile di controllo $U(s)$ proporzionale al valore dell'errore $E(s)$.

$$U_p(s) = K_p E(s)$$

Allora maggiore sarà l'errore, maggiore sarà l'azione di controllo esercitata. Con l'azione proporzionale si produce una differenza tra valore richiesto e ottenuto per cui all'aumentare di K_p diminuisce l'errore statico a regime. Però aumentare K_p determina un aumento della velocità di risposta del sistema che si ripercuote nella generazione di oscillazioni, per effetto della diminuzione dello smorzamento.

Si comprende già il concetto di trade off che guiderà la trattazione dei PID: al variare di un parametro di controllo un aspetto della risposta migliorerà ma un diverso aspetto solitamente andrà a peggiorare. In Fig. 7.3 è riportata la variazione della risposta di un sistema generico al gradino unitario al variare di K_p :

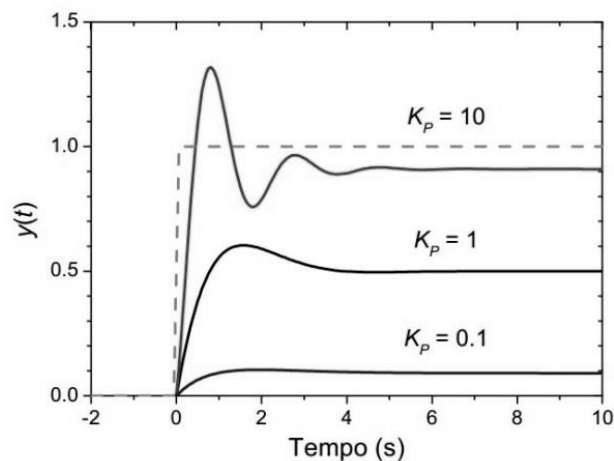


Figura 7.3 Risposta al gradino unitario del sistema al variare dell'azione proporzionale [14]

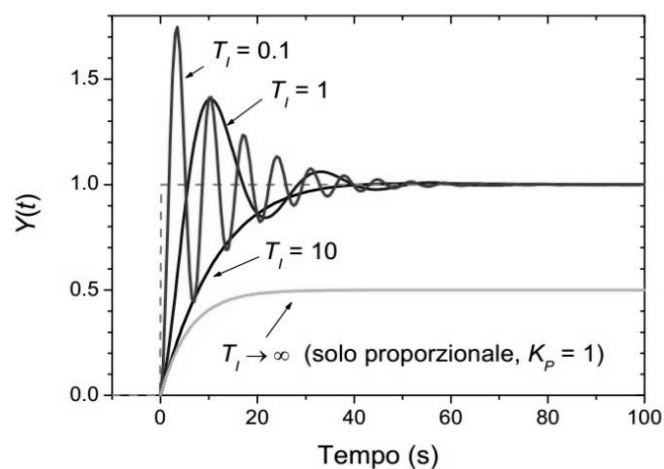


Figura 7.4 Risposta al gradino unitario del sistema al variare dell'azione integrale [14]

L'azione integrale ha il compito di azzerare l'errore a regime portando la variabile controllata ad assumere il valore di set point. L'introduzione del termine integrale porta

ad un ritardo di fase di 90° e ciò determina un peggioramento in termini di margini di fase e di ampiezza e quindi di stabilità del sistema.

$$U_I(s) = \frac{K_P}{T_I s} E(s)$$

In Fig.7.4 è riportata la risposta al gradino unitario del sistema al variare dell'azione integrale.

Come presentato in [13] si verifica che essendo il regolatore PID un sistema dinamico lineare tempo invariante è possibile descrivere la sua funzione di trasferimento come:

$$C(s) = K_P \left(1 + \frac{1}{sT_I} + sT_D \right)$$

Per cui sviluppando si ottiene:

$$C(s) = \frac{K_P}{T_I} \cdot \frac{1 + sT_I + s^2T_I T_D}{s}$$

Allora il sistema dinamico non è fisicamente realizzabile poiché il grado nel numeratore è maggiore di quello del denominatore, si aggiunge solitamente un polo in alta frequenza che di norma non è rilevante ai fini del comportamento del sistema. Per alta frequenza si intende una frequenza al di fuori della banda di regolazione. L'azione di tale polo è definita come azione di filtraggio e vale:

$$T_L = \frac{T_D}{N}$$

Questo comportamento dovuto all'introduzione di T_L è associato a quello di un filtro passa basso del primo ordine dove $N \in [3 \div 10]$ [13].

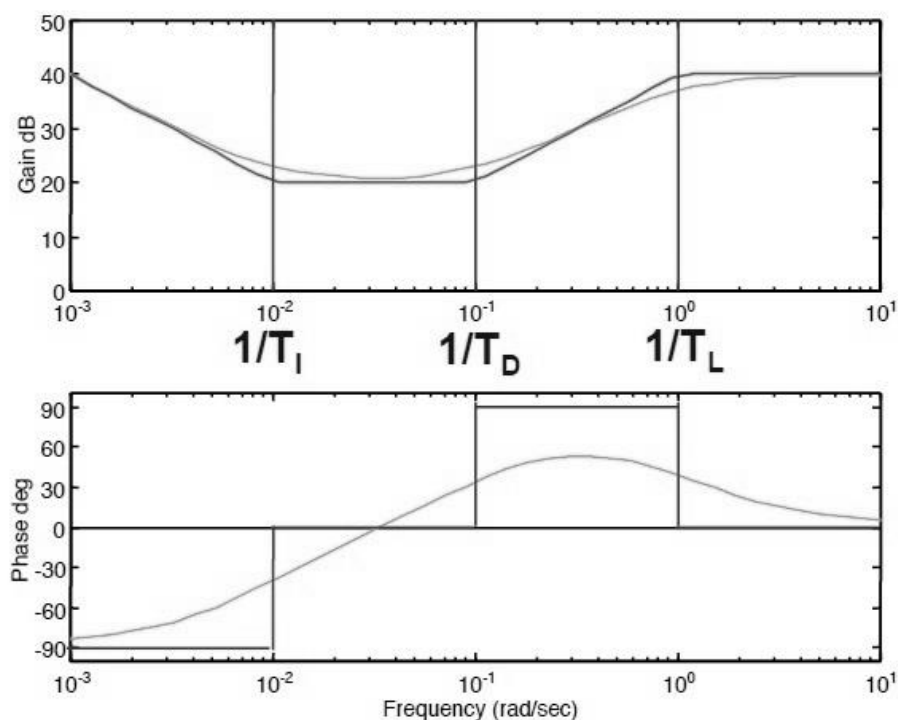


Figura 7.5 Diagramma di Bode di un controllore PID con azione di filtraggio [13]

Si possono così ricavare i diagrammi di Bode per il controllore PID come presentato in Fig.7.5.

L'azione derivativa cerca di "anticipare" l'andamento dell'errore "predicendone" il comportamento in base al suo segno; se la derivata è positiva l'errore sta incrementando se è negativa l'errore sta diminuendo e di conseguenza l'azione di controllo ha un peso diverso. Più è elevato il valore di T_D maggior peso si dà all'errore e quindi all'aumentare di T_D aumenta la prontezza del sistema. L'azione anticipatrice favorisce la stabilità del sistema andando a migliorare i margini di fase e di ampiezza dell'anello in retroazione [14].

Il problema del contributo derivatore è tuttavia quello di amplificare i segnali in alta frequenza e ciò è tipico del rumore che si sovrappone al segnale utile, andare ad amplificare il rumore comporta una degradazione maggiore del segnale utile.

L'azione derivativa con il contributo di filtraggio ad alta frequenza può essere espressa come in [14]:

$$U_D(s) = \frac{K_P T_D}{1 + \frac{T_D}{N} s} E(s)$$

In Fig. 7.6 è riportata la risposta al gradino unitario di un generico sistema al variare dell'azione derivatrice:

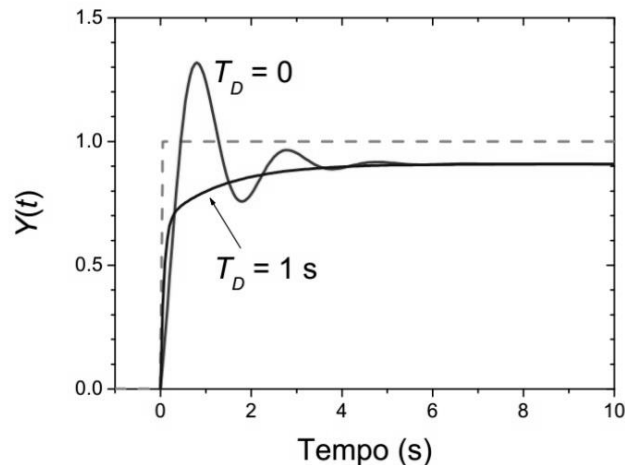


Figura 7.6 Risposta al gradino unitario del sistema al variare dell'azione derivativa [14]

Le principali motivazioni associate all'elevato utilizzo dei PID nella pratica industriale sono le seguenti:

- Efficacia, in relazione alla regolazione di diverse tipologie di processi;
- Semplicità di realizzazione;
- Semplicità di taratura, basta agire sui tre parametri;
- Standardizzazione, sono molto utilizzati e ben noti;
- Auto taratura (auto tuning), permette di ottenere migliori prestazioni rispetto ai PID tarati manualmente utilizzando i valori associati al worst case.

Introdotti i controllori PID è necessario osservare i parametri che permettono l'analisi delle prestazioni del sistema regolato in relazione alla risposta al gradino.

Si distinguono delle:

- Prestazioni statiche dei sistemi di controllo;
- Prestazioni dinamiche dei sistemi di controllo.

Le prestazioni statiche sono associate al concetto di errore a transitorio esaurito o errore a regime o steady state error (SSE), questo è definito come un indice dimensionale; per poter analizzare in concetto di SSE un sistema in retroazione deve essere asintoticamente stabile. Questo indice deve in condizioni stazionarie essere nullo, cioè nel momento in cui i transitori sono esauriti il sistema deve aver raggiunto il set point desiderato.

Le prestazioni dinamiche di un sistema di controllo fanno riferimento ai transitori ossia ai periodi di tempo in cui a fronte di una variazione dell'ingresso è presente una variazione dell'uscita; si introducono per valutare le prestazioni dinamiche di un sistema degli indici (Fig. 7.7):

- Sovraelongazione massima (S), differenza percentuale tra valore di picco massimo e il valore finale della risposta al gradino in condizioni stazionarie;
- Tempo di salita (T_s), tempo necessario per il sistema a passare dal 10% al 90% del valore finale ($0.1y_\infty$ e $0.9y_\infty$, dove y_∞ è il valore finale);
- Tempo di assestamento (T_a), tempo necessario al sistema per entrare definitivamente in un intervallo percentuale rispetto al suo valore finale ($\pm\epsilon\%$).

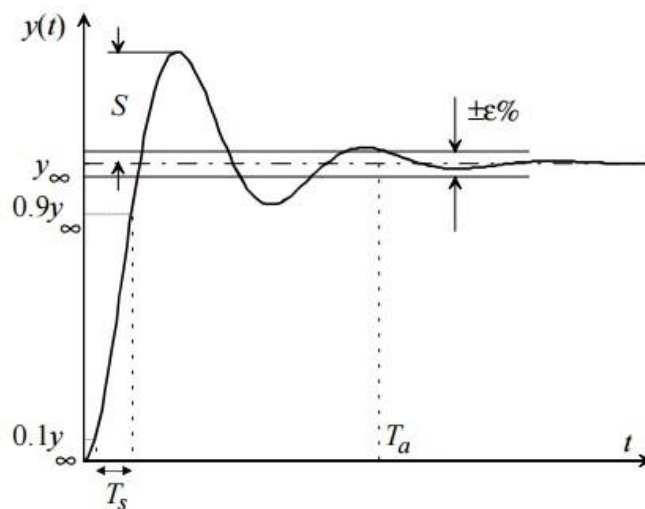


Figura 7.7 Indici di prestazioni dinamiche di un sistema in risposta al gradino

Oltre agli indici in precedenza introdotti e rappresentati in Fig.7.7 in certi casi (ossia in presenza di zeri con parte reale negativa) si può avere anche una sottoelongazione (undershoot), definita come la differenza percentuale tra valore di picco minimo ed il valore iniziale della risposta al gradino.

Si può in generale osservare la seguente relazione tra parametri PID e variabili di processo che vengono osservate (Tab.7.1), per cui all'aumentare del parametro considerato si ha:

	Errore a regime	Tempo di salita	Tempo di assestamento	Sovraelongazione
P	Diminuisce	Diminuisce	Piccole variazioni	Aumenta
I	Elimina	Diminuisce	Aumenta	Aumenta
D	Piccole variazioni	Piccole variazioni	Diminuisce	Diminuisce

Tabella 7.1 Influenza dei parametri PID sugli indici di prestazioni dinamiche

È importante notare che queste relazioni sono approssimative e danno una comprensione iniziale dell'influenza delle varie azioni di controllo sulle variabili, poiché i parametri PID sono interconnessi nel determinare il comportamento del sistema.

Non è sempre necessario implementare un controllore con tutte e tre le azioni, solitamente si possono distinguere tre tipi di controllori maggiormente utilizzati nei seguenti casi [13]:

- P, quando il processo permette di avere elevati guadagni senza pregiudicare la stabilità del sistema in modo da avere un basso errore a regime;
- PI, migliora la prontezza del sistema rispetto all'utilizzo della sola azione integrale andando ad aumentare la banda passante (è noto che la banda passante è inversamente proporzionale al tempo di salita);
- PID, consente di aumentare la velocità di risposta del sistema tramite l'azione anticipatrice e migliora la sua stabilità, l'errore a regime è annullato mediante l'azione integrale.

7.1.1. Taratura PID con metodo di Ziegler-Nichols

Per taratura di un controllore PID si intende il processo che permette di definire le costanti proporzionali, integrali e derivate.

La determinazione dei parametri PID può avvenire secondo due diversi metodi:

- Metodo empirico;
- Metodo analitico.

La taratura secondo Ziegler-Nichols è una taratura di tipo empirico cioè si basa su un approccio sperimentale per riuscire a determinare tali parametri. Questi criteri dapprima furono ideati per attenuare i disturbi sul carico (ma può essere accettato il metodo di Z-N anche per inseguire un riferimento) per cui l'obiettivo era quello di avere un rapporto di smorzamento pari a 0.25 (cioè il secondo picco dell'oscillazione risulta

attenuato di un fattore 4 rispetto al primo), che in prima alcune applicazioni può essere accettato.

Questa tecnica venne presentata per la prima volta dai due studiosi nel 1942.

Esistono due approcci diversi per tale tecnica [15]:

- Ziegler-Nichols in catena aperta;
- Ziegler-Nichols in catena chiusa.

La tecnica di Ziegler-Nichols in catena aperta si basa sull'analisi della risposta al gradino del sistema come rappresentato in Fig.7.8.

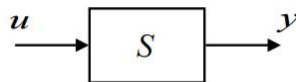


Figura 7.8 Schema a blocchi di un generico sistema in catena aperta

Si procede come segue:

1. Si applica in ingresso lo scalino, $U(t) = U \cdot \text{step}(t)$ dove U è l'ampiezza dello scalino.
2. Mediante il metodo della tangente in Fig.7.9 si ricavano i seguenti parametri caratteristici τ , ritardo equivalente; T , costante di tempo equivalente; $\mu = Y/U$, guadagno (dove Y è il valore di $y(t)$ esauriti i transitori).
3. Tramite la Tab.7.2 si determinano i parametri del PID.

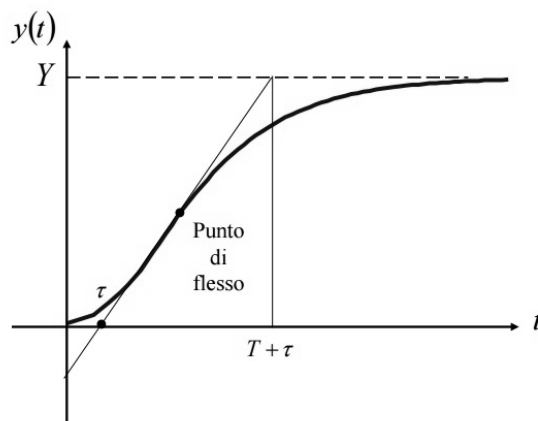


Figura 7.9 Metodo della tangente

Allora sfruttando i parametri ricavati secondo il metodo della tangente si ricavano le relazioni per il tuning del controllore PID in catena aperta presentate in Tab.7.2:

	K_P	T_i	T_D
P	$T/\mu \tau$	-	-
PI	$0.9 \cdot T/\mu \tau$	3τ	-
PID	$1.2 \cdot T/\mu \tau$	2τ	0.5τ

Tabella 7.2 Relazioni per i parametri PID con Ziegler-Nichols in catena aperta

É importante osservare che la procedura di Ziegler-Nichols in catena aperta si può applicare solo se la risposta al gradino è almeno approssimativamente del tipo rappresentato in Fig.7.9; per cui il sistema da controllare deve essere approssimato ad uno del primo ordine con ritardo. Nel caso applicativo per svolgitoro-avvolgitoro in una linea per il converting ciò non accade, essendo il sistema del quarto ordine e sovraelongante.

Si utilizzerà allora l'approccio di Ziegler-Nichols in catena chiusa, tale approccio si basa su un'analisi frequenziale del sistema ed è la più utilizzata in ambito industriale per la semplicità tecnica. Un sistema generico in catena chiusa è rappresentato in Fig.7.10.

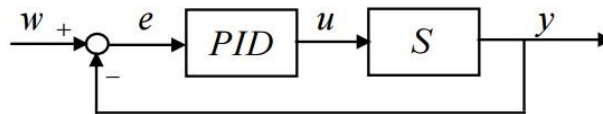


Figura 7.10 Schema a blocchi di un generico sistema in catena aperta

Per procedere nella determinazione dei parametri PID si deve:

1. Porre K_I e K_D nulli e K_P diverso da zero;
2. Sollecitare un sistema con un gradino $w(t) = W \cdot \text{step}(t)$;
3. Si aumenta K_P fino a quando $y(t)$ diventa un'oscillazione permanente, tale K_P è detto K_P^* guadagno critico e in corrispondenza di tale guadagno si determina il periodo T^* dell'oscillazione dal diagramma di risposta al gradino di $y(t)$;
4. Sfruttando K_P^* e T^* mediante le relazioni in Tab.7.3 si determinano i parametri del PID.

	K_P	T_i	T_D
P	$0.5 K_P^*$	-	-
PI	$0.45 K_P^*$	$0.8 T^*$	-
PID	$0.6 K_P^*$	$0.5 T^*$	$0.125 T^*$

Tabella 7.3 Relazioni per i parametri PID con Ziegler-Nichols in catena chiusa

Se si considerano gli aspetti frequenziali associati a guadagno critico e periodo critico ricavati per Z-N si ottiene che il guadagno critico K_P^* è proprio il margine di guadagno del sistema controllato mentre la pulsazione $\omega_\pi = 2\pi/T^*$ è la pulsazione per cui il diagramma attraversa l'asse reale nel semiasse negativo.

Allora il controllore è tarato conoscendo un solo punto della risposta in frequenza e cioè: $G(j\omega) = -1/K_P^*$

Se si considera una frequenza ω^* della funzione $C_{PID}(s) \cdot G_S(s)$ al variare delle azioni PID si può variare il diagramma polare come in Fig.7.11 per cui:

- All'aumentare di K_i diminuisce il margine di fase;

- All'aumentare di K_D aumenta il margine di fase.

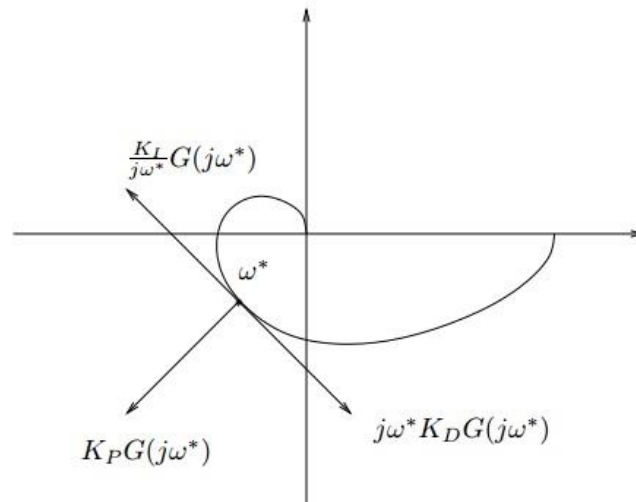


Figura 7.11 Effetto di K_i e K_D sul margine di fase e guadagno

7.1.2. Taratura PID con metodi alternativi

Si analizzeranno successivamente dei metodi di taratura PID basati sulla risposta frequenziale diversi rispetto a quello di Z-N o modificati a partire da questo.

Tali metodi verranno successivamente confrontati e si valuteranno gli aspetti peculiari di ogni implementazione, in Tab.7.4 sono riportate le relazioni per il calcolo del guadagno proporzionale e dei tempi integrali e derivativi.

	K_P	T_i	T_D
Some overshoot	$0.33 K_P^*$	$0.5 T^*$	$0.33 T^*$
No overshoot	$0.2 K_P^*$	$0.5 T^*$	$0.33 T^*$
Shinskey PID	$0.25 K_P^*$	$0.5 T^*$	$0.1205 T^*$
Tyreus-Luyben PID	$0.3125 K_P^*$	$2.2 T^*$	$0.1587 T^*$
Pessen integral rule	$0.7 K_P^*$	$0.4 T^*$	$0.15 T^*$

Tabella 7.4 Relazioni per i parametri PID con metodi alternativi

I modelli definiti Some overshoot e No overshoot sono delle variazioni dei controllori di Z-N. La sintonizzazione per No overshoot darà comunque un comportamento sovraelongante dovuto al fatto che i modelli sono stati sviluppati e studiati per sistemi del primo ordine con ritardo quindi nel caso di sistemi del secondo ordine sottosmorzati sarà comunque presente un certo overshoot. Il modello di Tyreus-Luyben è stato realizzato per diminuire i fenomeni oscillatori ed allo stesso tempo aumentare la robustezza del controllo. Il controllore PID implementato secondo Shinskey invece dava un controllo meno aggressivo. Questi metodi sono definiti alternativi poiché meno utilizzati e variano i valori per effettuare il tuning del controllore.

7.2. Il controllo del ballerino

Il controllo in ambito industriale di un sistema di avvolgimento di bobine può essere rappresentato come in Fig.7.12, allora si notano due anelli di controllo. Il primo andrà ad eseguire un controllo su posizione e velocità dell'avvolgitore definendo così una coppia tale da movimentare il sistema meccanico in esame; il secondo anello invece andrà ad operare sulla posizione del ballerino, rilevandone le variazioni rispetto ad un riferimento preimpostato dagli operatori basandosi sulle esperienze pregresse. Quindi il controllore opererà calcolando una componente di coppia tale da bilanciare i disturbi in ingresso del sistema che determinerebbero altrimenti una variazione di posizione dell'elemento meccanico ballerino rispetto al riferimento impostato.

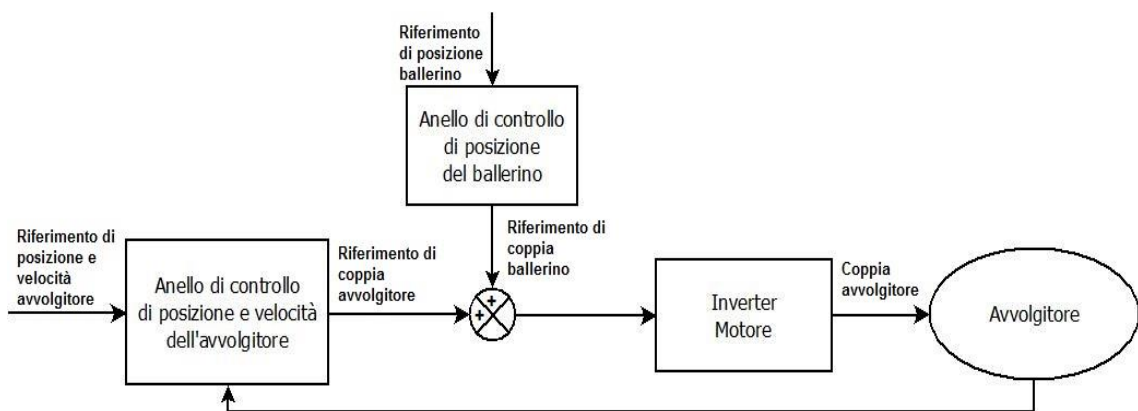


Figura 7.12 Schema a blocchi del sistema controllato

Il controllo del ballerino si basa sullo schema riportato in Fig.7.13 ripreso da [1].

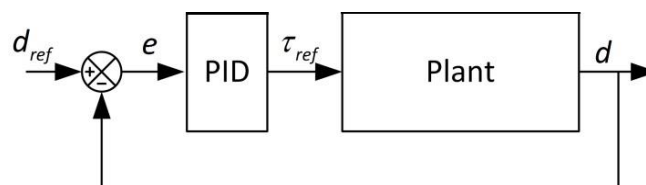


Figura 7.13 Schema a blocchi del sistema con ballerino con controllore PID

In analogia ai concetti presentati nel paragrafo 7.1 si ha:

$$E(s) = d_{ref}(s) - d(s)$$

$$\tau_{ref}(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{sT_i} + sT_D \right) E(s)$$

Dove la coppia di riferimento è definita a meno del filtraggio in alta frequenza precedentemente presentato.

Dalla Fig.7.13 e dalle precedenti relazioni si denota che la variabile di controllo è la coppia di rotazione dell'avvolgitore che si tradurrà in una tensione del web per mezzo della velocità periferica che viene a svilupparsi sul rullo avvolgitore e quindi in una posizione del ballerino la quale viene confrontata in retroazione con il riferimento di posizione desiderato (che definisce la tensione del web ideale), l'errore cioè la

differenza tra valore attuale e valore ideale (di riferimento) viene elaborata dal controllore PID restituendo proprio la coppia di riferimento desiderata in modo da minimizzare l'errore sulla posizione di riferimento.

Nell'obiettivo di presentare l'analisi del controllo del sistema utilizzando dei controllori PID in cui i parametri vengono valutati con diversi approcci si sono utilizzate le scelte tecniche presenti in [1] per cui:

- Per il tempo di assestamento si considera un valore di $\pm \varepsilon\% = \pm 5\%$;
- Per valutare la risposta al gradino si utilizza un gradino di posizione d (d , quota verticale del ballerino) pari a 35mm.

7.3. Implementazione del modello in Simulink

I parametri introdotti sono gli stessi usati per implementare i diagrammi di Bode e le mappe poli-zeri nel capitolo 6 nella Tab. 6.1, dove il raggio della bobina viene però posto pari a 13mm, si è utilizzato il valore minimo di B_d (cioè ridotto del 10%) e i valori massimi di K_d , B_m e J_m (cioè incrementati del 10%). Si sono utilizzati tali valori per avere un approccio conservativo (cioè un controllore nel caso peggiore). Si riportano i valori utilizzati nell'implementazione in Tab.7.5.

Simbolo	Valore	Unità di misura
J_m	$3.4 \cdot 10^{-3}$	$\text{Kg} \cdot \text{m}^2$
B_m	$0.6 \cdot 10^{-3}$	$\text{Nm} \cdot \text{s}/\text{rad}$
E	$4 \cdot 10^9$	Pa
A	$4.35 \cdot 10^{-6}$	m^2
L_N	0.61	m
R	$13 \cdot 10^{-3}$	m
N_g	10.5	-
K_d	1244	N/m
m_d	0.69	Kg
B_d	450	$\text{Nm} \cdot \text{s}/\text{m}$
V_1	0.2	m/s

Tabella 7.5 Simboli, valori e unità di misura del sistema in esame per implementare il PID [1]

Osservando i risultati riportati in sintesi in Tab.6.2, si definisce il caso con raggio minimo caso peggiore poiché come dimostrato nell'analisi al variare dei parametri di interesse la risposta del sistema varia e l'aspetto più significativo associato alla variazione della posizione dei poli dominanti complessi è legata al raggio infatti

all'aumentare di questo da 13mm a 75mm si ha un aumento del 600% della frequenza naturale e dell'80% dello smorzamento. Allora nel caso del raggio della bobina più piccolo si determina una frequenza di risonanza minore e un valore maggiore di sovraelongazione.

Osservazioni simili possono essere fatte per i parametri che vengono ridotti o incrementati del 10%, infatti si avranno valori per la frequenza naturale e lo smorzamento tali da risultare "critici".

Il modello lineare è stato sviluppato con Simulink, un toolbox di Matlab.

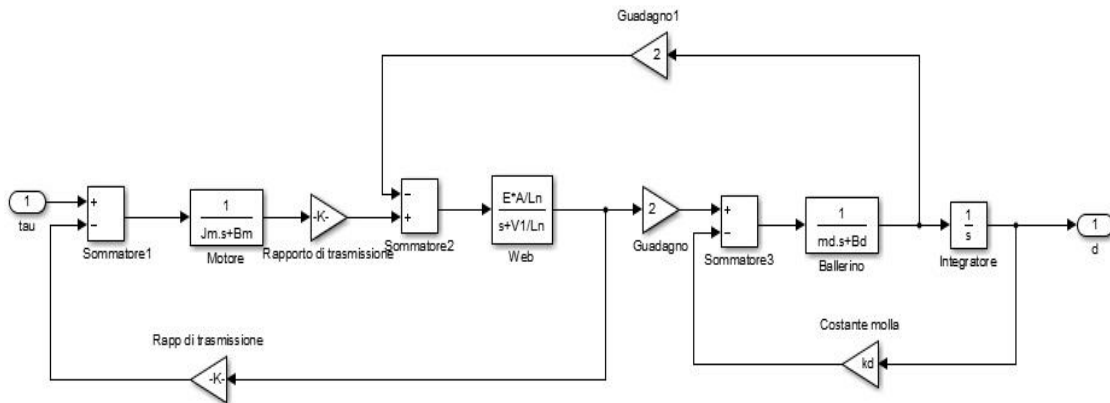


Figura 7.14 Modello lineare di sistema avvolgitore-svolgitore su Simulink

Tramite tale strumento è possibile simulare l'andamento nel tempo del sistema in esame al variare dei parametri e del segnale di ingresso e del controllore PID considerato in relazione alla sua taratura.

In Fig. 7.14 viene presentato lo schema in retroazione del sistema presentato nel Capitolo 6 e rappresentato in Fig.6.6. A tale schema è stato aggiunto il controllore PID e delle funzionalità Simulink come lo "Scope", il blocco "To Workspace" e lo "Step" in ingresso.

I blocchi precedentemente presentati hanno le seguenti funzioni:

- Scope, visualizzazione dell'andamento della variabile di ingresso in relazione al tempo della simulazione;
- To Workspace, permette di estrarre i dati elaborati nella simulazione sull'editor di Matlab e quindi di rielaborarli con le funzioni necessarie;
- Step, sollecita il sistema con un gradino di ingresso questo può essere variato in Ampiezza, Valore iniziale e Tempo di inizio della sollecitazione.

In analogia alla Fig.7.13 si ricava allora sfruttando la funzione di Simulink "Subsystem" il modello di Fig.7.15 dove il sottosistema unwinder e winder è proprio rappresentante la funzione di trasferimento G_{total} :

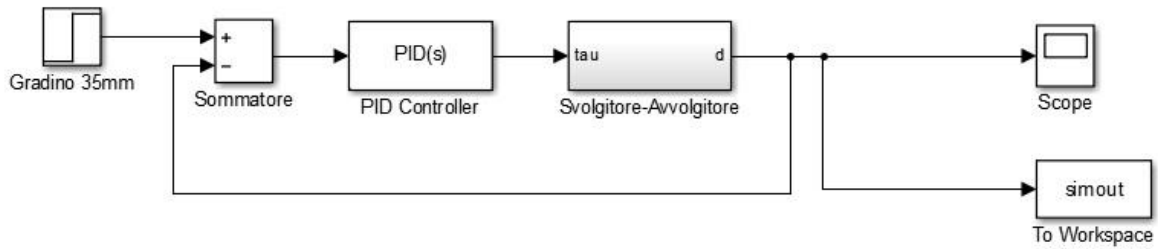


Figura 7.15 Modello di Simulink con approccio black-box del processo in esame

È importante notare che in Simulink il controllore PID ha la seguente struttura:

$$C_{PID}(s) = P + \frac{1}{s}I + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}}$$

Tale struttura è diversa da quella presentata nel paragrafo 7.1 e richiede un attenta implementazione, si verifica che:

$$P = K_p$$

$$I = \frac{K_p}{T_I}$$

$$D = K_p T_D$$

Allora i valori dell'azione integrale e derivativa si ricavano sfruttando la Tab. 7.3 e lo stesso vale per il guadagno proporzionale, il valore di N entra in gioco associato al concetto del filtraggio ad alte frequenze e sarà posto N=10 per tutta la trattazione.

7.4. Analisi del sistema con controllore PID tradizionale

In questo paragrafo saranno implementati dei controllori PID dapprima sintonizzati manualmente e successivamente secondo dei modelli, si utilizzeranno i modelli di Ziegler-Nichols che sono attualmente i più utilizzati ma oltre a questi saranno anche presentati dei modelli di tuning con una sintonizzazione dei parametri alternativa.

7.4.1. Controllore PID sintonizzato manualmente

Come presentato nell'introduzione di questa tesi (Cap.1) il principale problema associato alle capacità di controllo è spesso l'utilizzo di metodi di taratura e progettazioni di impianto basati solamente su esperienze pregresse, senza l'utilizzo di alcuna tecnica di sintonizzazione o senza un layout di impianto e di processo adatto al materiale usato in base a studi appositamente condotti.

In [1], con riferimento ad un caso industriale, sono riportati dei parametri PID che venivano solitamente utilizzati per il sistema che si sta esaminando senza aver

eseguito pregresse sintonizzazioni ma basandosi soltanto su una valutazione qualitativa del risultato.

Tale approccio è definito “Manual tuned PID” in [1] ed evidenzia proprio come la sintonizzazione sia lasciata all’operatore che gestisce il processo.

I valori tipici usati in [1] vengono riportati così in Tab.7.6:

	P	I	D
P	20	0	0
PI	20	2	0
PID	20	2	2

Tabella 7.6 Valori utilizzati per implementare i controllori PID su Simulink con sintonizzazione manuale secondo [1]

Sfruttando le funzioni Matlab “stepinfo” si sono poi ricavati i valori degli indici di sistema in condizioni dinamiche riportati di seguito in Tab.7.7 utilizzando una simulazione della durata di 50s:

	P	PI	PID
Tempo di salita [s]	0.5660	0.5537	0.5449
Tempo di assestamento [s]	40.3107	NaN	14.0625
Sovraelongazione [%]	77.0606	84.7894	65.9850
Valore di picco [mm]	62.0	64.7	58.1
Tempo di picco [s]	2.6320	2.6340	2.5260
Errore a regime [mm]	1.2	0	0

Tabella 7.7 Risultati della simulazione del sistema con controllore sintonizzato manualmente

Il risultati riportati sono tendenzialmente confrontabili in relazione al tempo di salita e al tempo di picco, si nota un errore a regime elevato nel caso del controllore P ma comunque ammissibile rispetto al valore del $\pm 5\%$ precedentemente enunciato.

Il tempo di assestamento è generalmente elevato ma ha una evidente diminuzione nel caso del controllore PID che ha anche la minore sovraelongazione e quindi valore di picco, nel caso di controllore PI questo è così elevato che per i 50 secondi di simulazione non si ha ancora raggiunto un assestamento e così il risultato è NaN (tale sigla nel linguaggio Matlab sta per Not-a-Number).

Eseguendo un’analisi comparativa dei tre controllori implementati si ricava la risposta al gradino pari a 35mm di Fig.7.16:

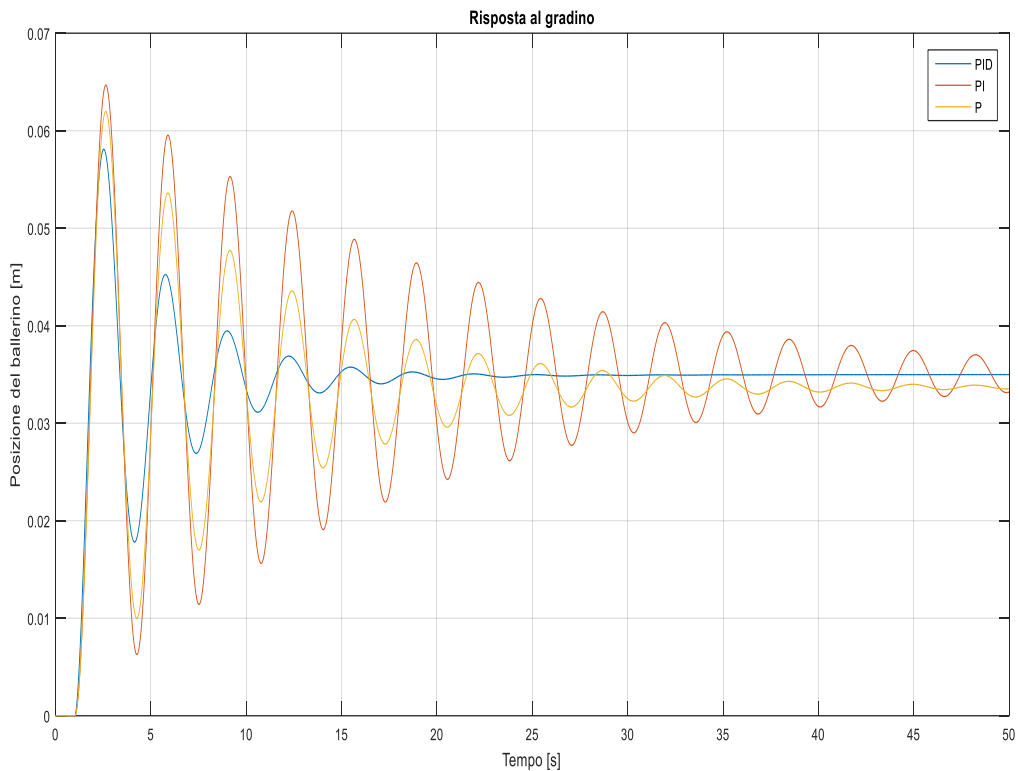


Figura 7.16 Riposta al gradino di 35mm per i controllori sintonizzati manualmente

7.4.2. Controllore PID sintonizzato con Ziegler-Nichols

In questo paragrafo sarà presentata la sintonizzazione del controllore tramite un modello empirico sviluppato e spesso utilizzato in letteratura, tale approccio è di tipo “Model based tuning”.

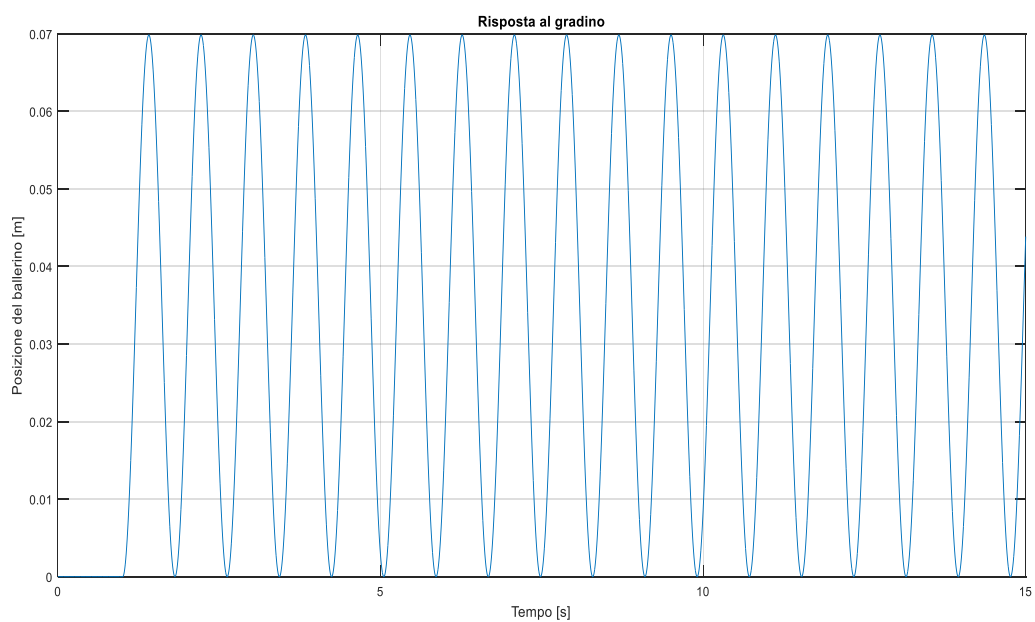


Figura 7.17 Risposta al gradino nel caso di guadagno critico

Come presentato nel paragrafo 7.1.1. si utilizzerà il metodo di tuning empirico di Ziegler-Nichols in anello chiuso. È necessario dapprima con un metodo trial and error definire il guadagno critico K_p^* e in corrispondenza di tale guadagno critico il sistema oscillerà periodicamente e con ampiezza costante.

Come riportato in Fig.7.17 il periodo critico T^* si può ricavare graficamente dalla risposta al gradino nel caso di guadagno critico.

Allora i valori ricavati sono i seguenti:

- Guadagno critico, $K_p^*=327.5$;
- Periodo critico, $T^*=0.833s$.

Da cui sfruttando le relazioni della Tab. 7.3 e le osservazioni fatte nel paragrafo 7.3 si ricava la tabella 7.8, di seguito presentata, che permette di implementare correttamente i vari controllori:

	P	I	D
P	163.75	0	0
PI	147.37	222.49	0
PID	196.50	471.79	20.46

Tabella 7.8 Valori utilizzati per implementare i controllori PID su Simulink con il metodo di Z-N

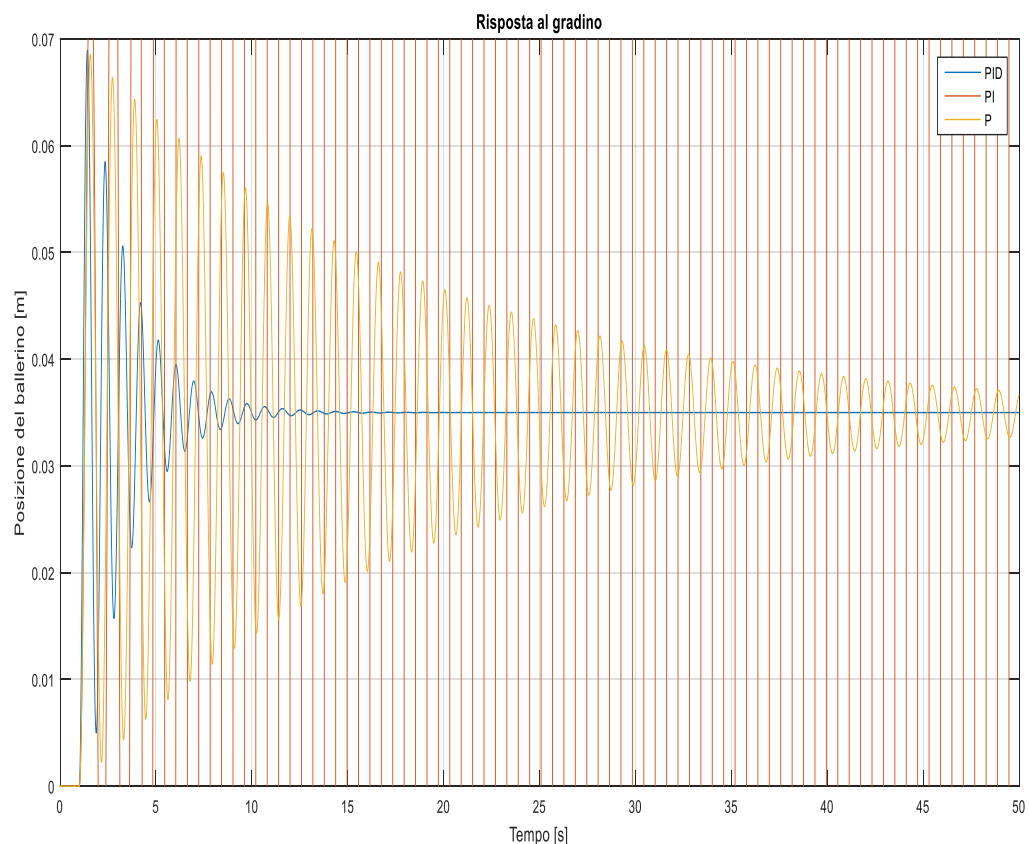


Figura 7.18 Riposta al gradino di 35mm per i controllori sintonizzati con il metodo di Ziegler-Nichols in anello chiuso

In Fig.7.18 è presentata la risposta al gradino del sistema al variare del tipo di controllore utilizzato, secondo la sintesi per Z-N con metodo in catena chiusa si sono implementati i controllori P, PI, PID e si sono osservate le differenze nel comportamento del sistema.

Dall'implementazione dei controllori si ricavano i seguenti risultati riportati in Tab.7.9:

	P	PI	PID
Tempo di salita [s]	0.1896	0.1813	0.1336
Tempo di assestamento [s]	49.6564	NaN	7.9604
Sovraelongazione [%]	95.8111	-	96.9371
Valore di picco [mm]	68.5	-	68.9
Tempo di picco [s]	1.5810	-	1.4240
Errore a regime [mm]	1.5	∞	0

Tabella 7.9 Risultati della simulazione del sistema con controllore sintonizzato secondo Z-N

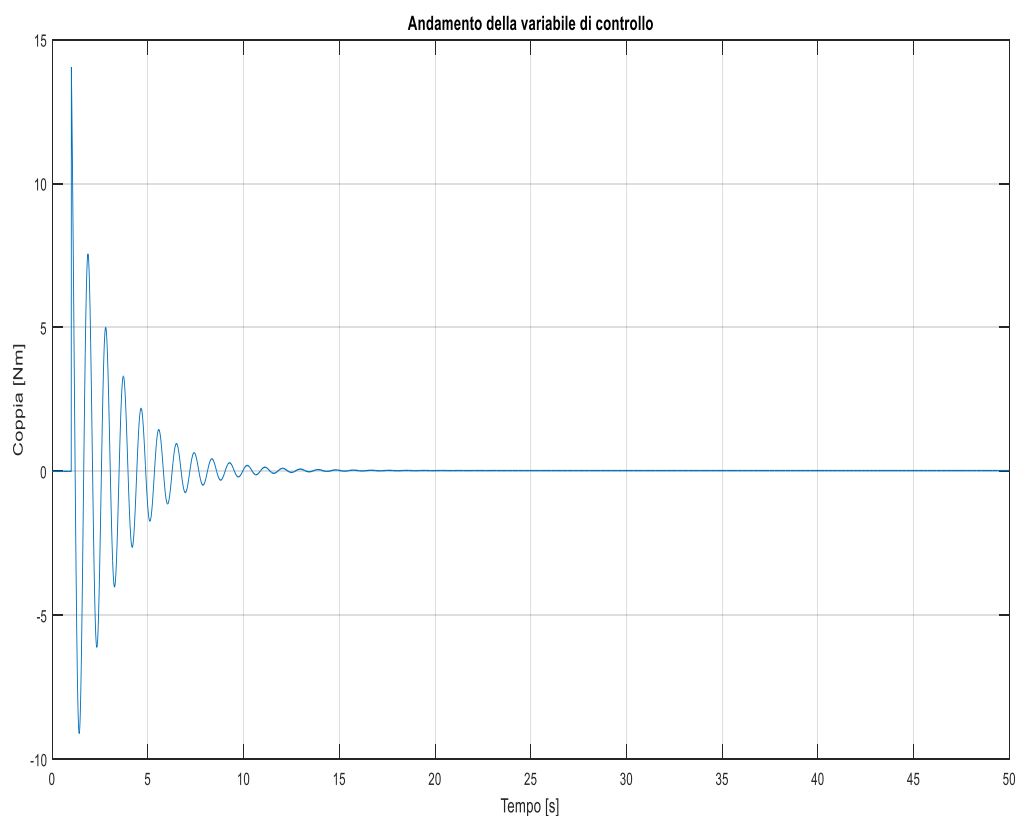


Figura 7.19 Andamento della coppia nel tempo con controllore PID sintonizzato con Z-N

Si nota che il controllore P ha un tempo di assestamento molto lungo che non si esaurisce al termine dei 50 secondi di simulazione usati, invece il controllore PI è instabile, tale instabilità si riscontra in un tempo di assestamento non calcolabile, con valori di picco e sovraelongazione che tendono a divergere nel tempo. Il controllore che

presenta dunque i migliori risultati è il controllore PID sintonizzato con Ziegler-Nichols il problema associato all'azione derivativa è quello di amplificare i segnali in alta frequenza, tipicamente i disturbi, e quindi ciò determina un'amplificazione del rumore che si sovrappone al segnale utile e quindi un deterioramento maggiore di quest'ultimo. Rispetto ai controllori sintonizzati manualmente migliorano i tempi di salita e di assestamento però peggiora la sovraelongazione, questo parametro è importantissimo nella pratica industriale e va ridotto per cui si può concludere che i risultati dei 3 controllori sintonizzati con Ziegler-Nichols sono non accettabili. Inoltre si nota che la variabile di controllo, cioè la coppia di riferimento calcolata dal controllore assume valori di picco molto elevati (14Nm) come riportato in figura 7.19.

7.4.3. Controllore PID sintonizzato con metodi alternativi

Nel paragrafo 7.1.2 sono stati presentati dei metodi alternativi per effettuare il tuning del controllore PID con delle modifiche rispetto a Ziegler-Nichols, i metodi utilizzati sono implementati in Matlab con i valori in Tab.7.10. Per fare ciò si ricordano le relazioni presentate nel paragrafo 7.3 e in Tab.7.4.

	P	I	D
Some overshoot	108.07	259.48	29.71
No overshoot	65.50	157.26	18.01
Shinskey PID	81.87	196.57	8.22
Tyreus-Luyben PID	102.34	55.84	13.53
Pessen integral rule	229.25	688.01	28.64

Tabella 7.10 Valori utilizzati per implementare i controllori PID su Simulink con i metodi alternativi

Utilizzando la funzione "stepinfo" di Matlab ed il blocco "To Workspace" si ricavano i seguenti valori riportati per semplicità in Tab.7.11 che vanno a definire gli indici statici e dinamici di risposta del sistema controllato:

	Some O.	No O.	Shinskey	T-L PID	Pessen
Tempo di salita [s]	0.1534	0.2071	0.2120	0.1993	0.1177
Tempo di assestamento [s]	2.4307	5.9481	NaN	3.8108	5.1372
Sovraelongazione [%]	66.4352	74.3044	-	68.1578	94.9390
Valore di picco [mm]	58.3	61.0	-	58.9	68.2
Tempo di picco [s]	1.4620	1.6460	-	1.5880	1.3730
Errore a regime [mm]	0	0	∞	0	0

Tabella 7.11 Risultati della simulazione con controllori sintonizzati con metodi alternativi

La risposta al gradino del sistema è stata così ottenuta e i grafici sovrapposti dei vari controllori sono riportati con colori diversi che si possono notare dalla legenda in Fig.7.20.

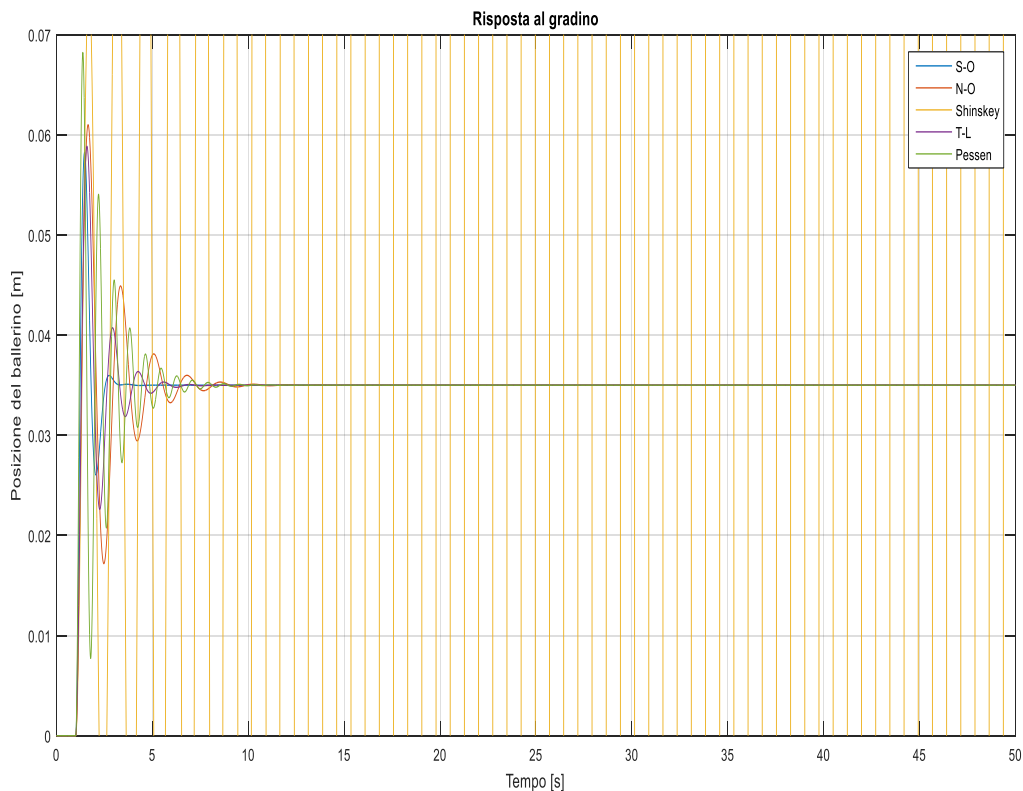


Figura 7.20 Riposta al gradino di 35mm per i controllori sintonizzati con i metodi alternativi

Si nota allora che le migliori prestazioni sono ottenute con le sintonizzazioni per Some Overshoot che è un approccio con Ziegler-Nichols modificato oppure utilizzando il modello di Pessen secondo la regola integrale.

Come presentato nel paragrafo 7.2 la tecnica No Overshoot da comunque una sovralongazione poiché la sintesi con queste tecniche è stata realizzata per sistemi del primo ordine con ritardo.

Si verifica invece il comportamento con il metodo di Shinskey determina instabilità per il sistema che va a divergere.

Il trade off che si presenta utilizzando la sintonizzazione per S-O rispetto a quella secondo Pessen è che il primo metodo ha un tempo di salita più elevato ma un tempo di assestamento e una sovralongazione minori dovuti al fatto che l'azione proporzionale è più debole.

Pessen invece permette di avere un tempo di salita minore poiché l'azione proporzionale ha un'entità maggiore ma però ciò determina un comportamento oscillatorio più accentuato che va ad incidere sui tempi di assestamento e sulla sovralongazione. Anche utilizzando queste tecniche di sintesi nessuno dei risultati

può considerarsi valido per essere applicato in un ambiente di tipo industriale o sperimentale in quanto i valori di sovralongazione sono troppo elevati. Tale inadeguatezza è legata alle diverse formulazioni del modello utilizzate per sviluppare tali metodi rispetto al modello dinamico del sistema in esame.

7.5. Analisi del sistema con controllore PI con D sul ramo in retroazione

La risposta al gradino dei sistemi regolati con i controllori PID tradizionali non ha dato risultati che possono essere accettati industrialmente, infatti i valori di sovralongazione sono troppo elevati in tutti i casi. Una tecnica nota per ridurre l'overshoot è quello di utilizzare un controllore in configurazione PI con il termine derivativo solo sulla misura in retroazione. Infatti se il riferimento varia con un andamento simile ad un gradino, la variabile di controllo è di tipo impulsiva per effetto dell'azione derivativa che sarà eseguita direttamente sull'errore. Se però la derivata è fatta sulla misura in retroazione ciò non accade. Lo schema del controllore PID così realizzato su Simulink è riportato in Fig.7.21.

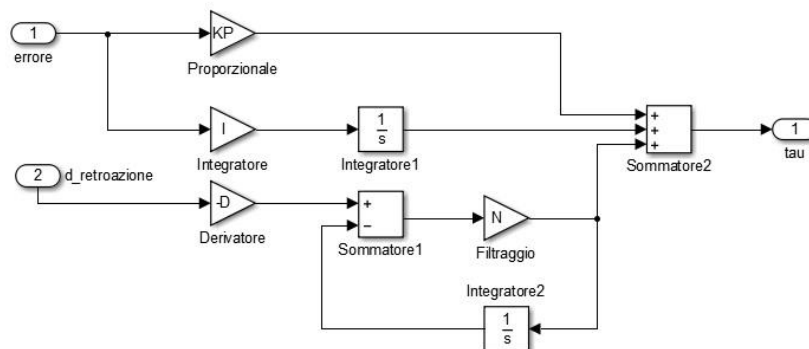


Figura 7.21 Controllore PI con D in retroazione

Allora il sistema controllato in esame è rappresentato mediante Simulink, utilizzando un approccio black box per il sistema svolgitoro-avvolgitore come in Fig.7.22:

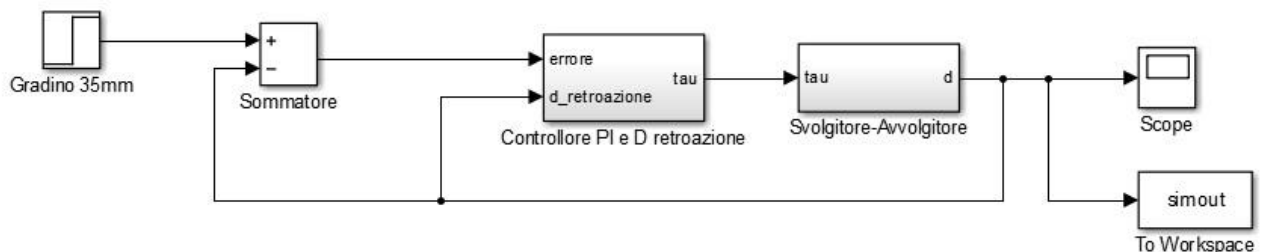


Figura 7.22 Modello di Simulink con controllore PI con D in retroazione

Si nota che l'utilizzo di questa tecnica consente di elevare il guadagno derivativo che è necessario per aumentare lo smorzamento del sistema. Ad esempio, si è condotta una strategia empirica basata sul moltiplicare il guadagno derivativo per un fattore 3

rispetto al valore della sintesi ottenuta basandosi sui modelli presentati nei paragrafi 7.4.2 e 7.4.3.

7.5.1. Controllore PI con D sul ramo in retroazione sintonizzato manualmente

In questo paragrafo sarà presentata l'analisi della risposta al gradino al variare delle azioni integrali e derivate dei controllori PID presentati nel paragrafo 7.4.4 sintonizzandoli manualmente e utilizzando uno schema di controllo del tipo PI con D sul ramo in retroazione, con guadagno derivativo aumentato.

In Tabella 7.12 sono riportati così i valori utilizzati nell'implementazione dei controllori:

	P	I	D
PI-D_{retroazione} Z-N	196.50	471.79	69.57
Some overshoot	108.07	259.48	89.12
Pessen integral rule	229.25	688.01	85.93

Tabella 7.12 Valori utilizzati per implementare i controllori PI con D in retroazione su Simulink con sintonizzazione manuale

Allora dalle simulazioni condotte i risultati ottenuti sono quelli riportati nella Tab.7.13:

	PI-D_{retroazione} Z-N	Some Overs.	Pessen
Tempo di salita [s]	0.2132	0.5576	0.2211
Tempo di assestamento [s]	2.5907	5.2750	2.5794
Sovraelongazione [%]	23.5233	35.9346	27.8686
Valore di picco [mm]	43.2	47.6	44.8
Tempo di picco [s]	1.9225	2.5168	1.8354
Errore a regime [mm]	0	0	0

Tabella 7.13 Risultati della simulazione del sistema con controllore sintonizzato manualmente

Si nota quindi che utilizzando il controllore sintonizzato manualmente a partire da Ziegler-Nichols con una configurazione PI con D sul ramo in retroazione ed incrementato, la risposta al gradino del sistema migliora notevolmente.

Si osserva inoltre che i miglioramenti nelle prestazioni nel controllore sintonizzato per Some Overshoot sono molto peggiori rispetto al miglioramento che si ha per Z-N, lo stesso ragionamento vale per il controllore sintonizzato manualmente con la nuova configurazione del PID a partire da Pessen anche se in misura meno evidente rispetto a quello per Some Overshoot.

In Fig.7.23 è riportata la risposta al gradino del sistema con i diversi controllori utilizzati:

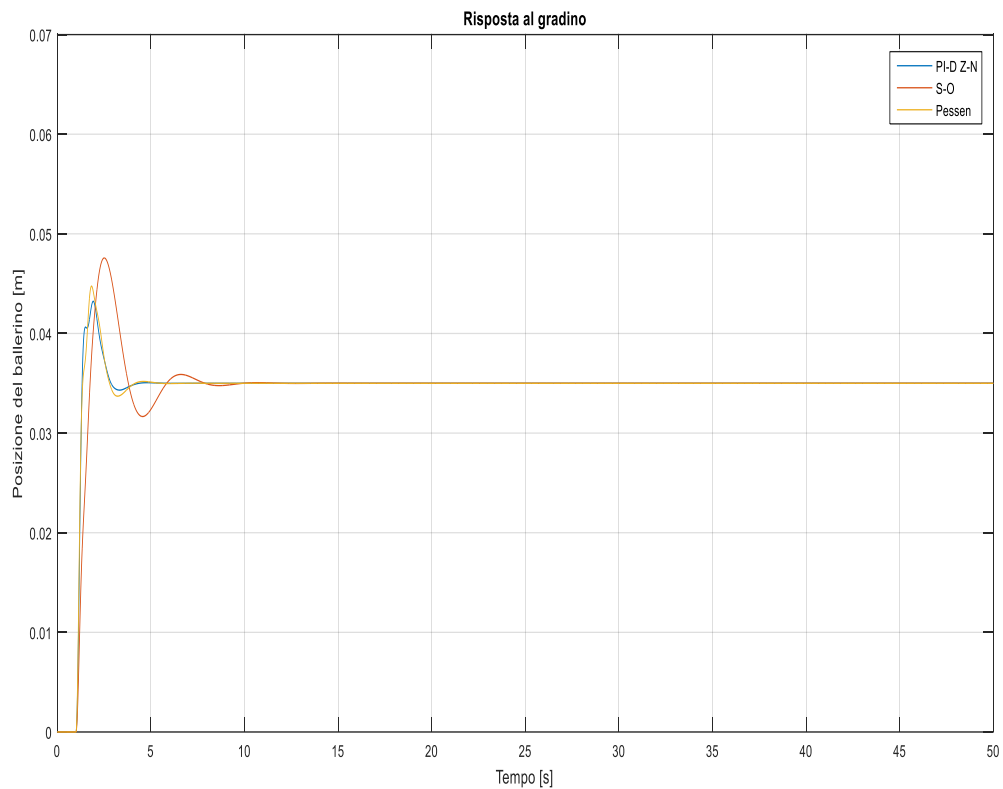


Figura 7.23 Risposta al gradino di 35mm per diversi controllori PI con D in retroazione

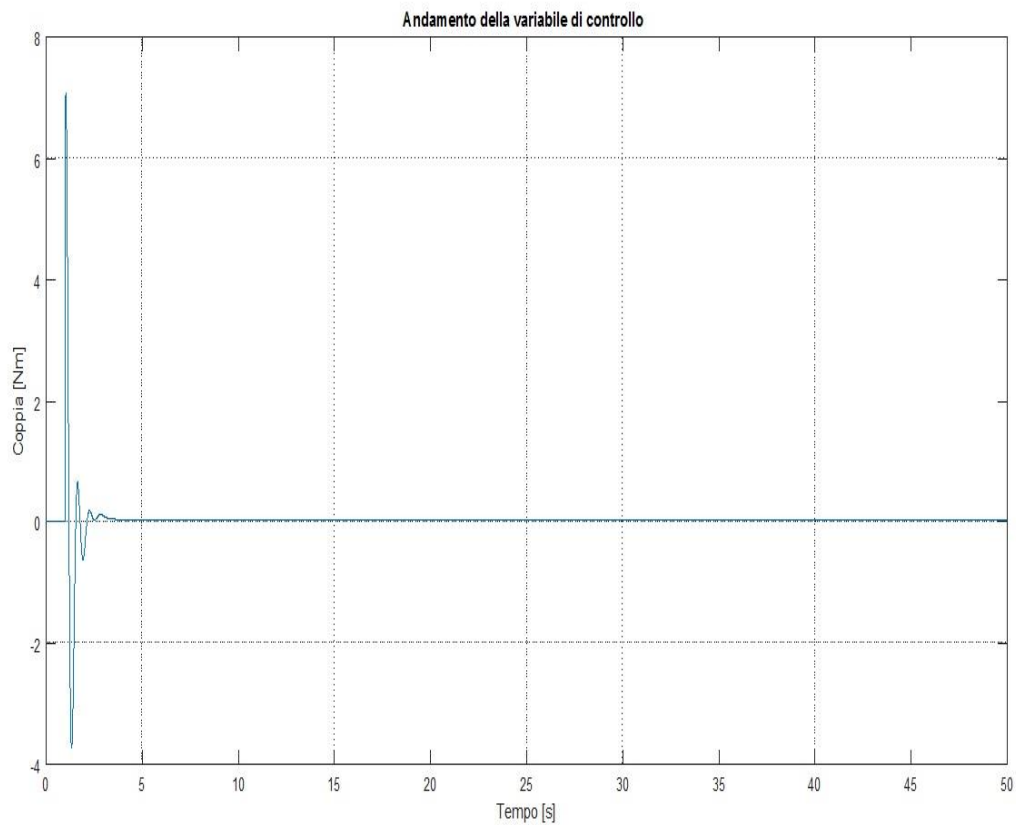


Figura 7.24 Andamento della coppia nel tempo con controllore PID sintonizzato con Z-N

Osservando inoltre la coppia richiesta si determina che questa va a decrescere, infatti come presentato nel paragrafo 7.4.2 uno dei principali problemi associati all'utilizzo di un controllore PID sintonizzato secondo Ziegler-Nichols era l'elevato valore di picco della coppia richiesta pari a 14Nm, utilizzando la tecnica PI con D sul ramo in retroazione e sintonizzazione manuale a si ottiene che la coppia varia nel tempo come riportato in figura 7.24 con un valore di picco di 7Nm molto minore rispetto a quello in figura 7.19:

Come presentato nel capitolo 6 le prestazioni del sistema migliorano all'aumentare del raggio, infatti il controllore PID è stato progettato nel caso più critico. A fine avvolgimento si ricorda che lo smorzamento del sistema è aumentato dell'80% e la frequenza naturale del 600%.

Si va allora a verificare la risposta del sistema nel caso di raggio della bobina massimo per cui pari a 75mm. Si ha allora la risposta al gradino riportata in Fig.7.25:

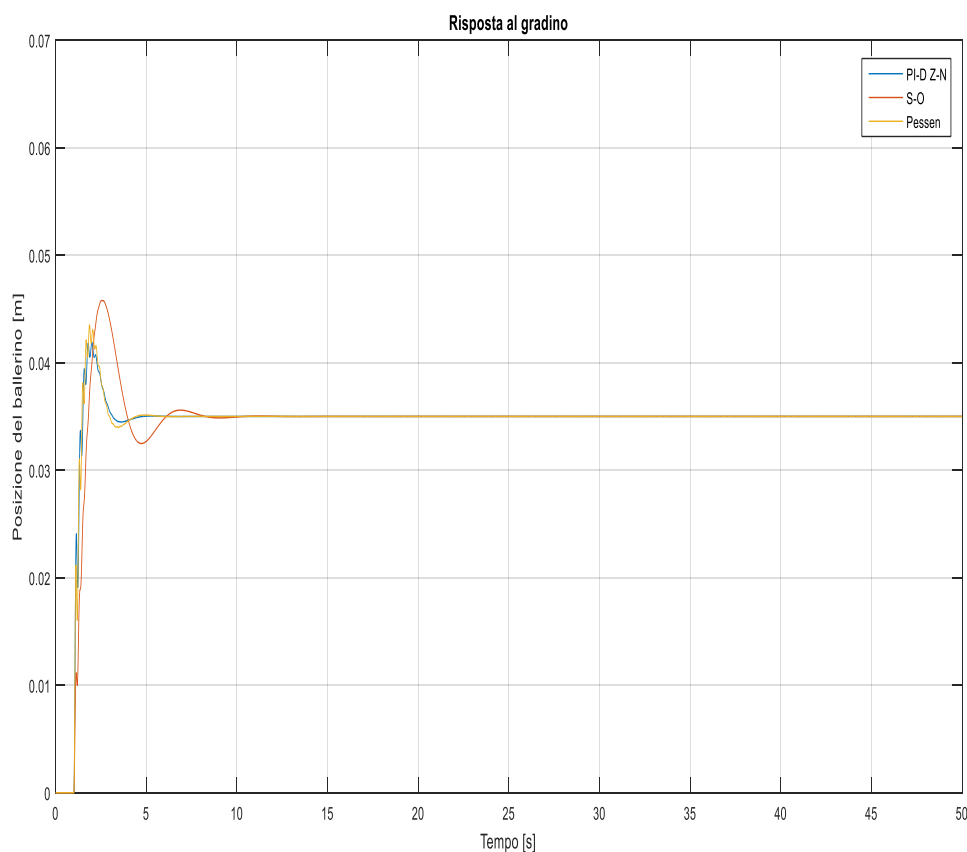


Figura 7.25 Risposta al gradino di 35mm per diversi controllori PI con D in retroazione nel caso di raggio massimo quindi a fine avvolgimento

Gli indici statici e dinamici risultanti dalla simulazione sono così riportati in Tab.7.14.

	PI-D_{retroazione} Z-N	Some Overs.	Pessen
Tempo di salita [s]	0.2858	0.6287	0.3902
Tempo di assestamento [s]	2.7260	5.2979	2.6820
Sovraelongazione [%]	19.7067	30.7936	24.3948
Valore di picco [mm]	41.9	45.8	43.5
Tempo di picco [s]	1.9976	2.5435	1.8683
Errore a regime [mm]	0	0	0

Tabella 7.14 Risultati della simulazione del sistema con controllore sintonizzato manualmente nel caso di raggio massimo quindi a fine avvolgimento

I risultati ottenuti confermano che il sistema all'aumentare del raggio della bobina avvolta ha un comportamento meno critico infatti l'overshoot diminuisce, tale osservazione era stata presentata a priori nei precedenti capitoli e paragrafi evidenziando come il controllore fosse progettato nel caso con raggio minore e quindi più critico, utilizzando un approccio conservativo.

8. Conclusioni e lavori futuri

Nella tesi è stato studiato il problema del controllo della tensione in sistemi per l'avvolgimento di bobine, presentando i vari tipi di sistemi meccatronici di controllo disponibili. Per ognuno di questi sono quindi stati posti in evidenza vantaggi e svantaggi considerando anche l'economicità delle soluzioni implementate.

La tensione del film ha due principali aspetti associati al suo controllo: l'attenuazione dei disturbi e l'inseguimento di un riferimento. Per l'attenuazione dei disturbi si è riscontrato che la soluzione con ballerino passivo è valida solo alle basse frequenze mentre quella con ballerino attivo ha un campo di funzionamento più ampio, al costo dell'utilizzo di attuatori sempre più costosi.

Per quanto riguarda l'inseguimento di un riferimento, sfruttando dei modelli già proposti in letteratura, si è verificato come un controllore sintonizzato per il caso più critico e quindi con approccio conservativo permettesse di variare la risposta del sistema. Sono stati analizzati in questa procedura vari tipi di sintonizzazioni di tipo "Manual tuned" e "Model based", per la seconda tipologia si è fatto riferimento a diversi tipi di tarature e quindi si è fatta variare l'incidenza delle varie azioni proporzionali, integrali e derivate. Si è ricavato come le soluzioni con taratura del PID tradizionale non fossero adeguate per un'applicazione industriale, allora sfruttando la configurazione PI con D sul ramo in retroazione e taratura manuale (moltiplicando D per un fattore empiricamente ricavato pari a 3) a partire dai valori ottenuti secondo le regole di sintonizzazione di Ziegler-Nichols i risultati ottenuti sono stati notevolmente migliori ed accettabili in quanto solitamente i disturbi non determinano variazioni di posizione del ballerino a gradino ed inoltre il controllore è stato progettato nel caso più critico.

Inquadrate il problema nella sua generalità e affrontati inizialmente i principali problemi del controllo utilizzando solo dei modelli teorici ed implementabili al calcolatore un successivo sviluppo di questo lavoro è la realizzazione di tecniche di controllo, ad esempio PID, di tipo adattativo che varino i parametri adattandosi alla variazione del diametro, sulla base del modello non lineare, della stima del diametro e sulla presenza di saturazioni dell'attuatore da includere già in fase di sintesi del controllo.

9. Bibliografia e sitografia

Bibliografia

- [1] Larsen J., Jensen P., 2007, "Adaptive Control with Self-Tuning for Center-Driven Web Winders", Aalborg University
- [2] Dwivedula R.V., Pagilla P., Zhu Y., 2005, "Characteristics of active and passive dancers: A comparative study"
- [3] Dudzinski M.S., 1995, "Understanding center-driven web winders – Part 1", Power transmission design
- [4] Caravita A., 2012, "Macchine per il converting: Funzionalità e implementazione di tecniche di controllo", Università di Bergamo
- [5] Kuppuswamy S., 1997, "Comparison of active and passive dancers for periodic tension disturbance attenuation in process lines", University of Mumbai
- [6] ABB, Motion control, 2012, "Application notes, Tension Control"
- [7] Roisum D.R., 1988, "How to measure roll quality", Oklahoma University
- [8] Kandadai B.K., 2001, "The development of Wound-on-Tension in webs wound into rolls", Oklahoma University
- [9] Smith R.D., 2010, "Challenges of web handling and winding", Tappi
- [10] Damour J., "The mechanics of tension control", Converter Accessory Corporation
- [11] Wichita Clutch, 2009, "Tension control systems Catalog"
- [12] Dwivedula R.V., Pagilla P., Perera L.P., Zhu Y., 2003, "Periodic Tension Disturbance Attenuation in Web Process Lines Using Active Dancers", Oklahoma University
- [13] Oboe R., A.A. 2014, "Controlli automatici, Appunti delle lezioni e slide", Università di Padova, Dipartimento di tecnica e gestione dei sistemi industriali
- [14] Venturini M., 2015, "Dinamica, controllo e diagnosi di sistemi meccanici, Controllori PID", Università di Ferrara, Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica
- [15] Fantuzzi C., 1997, "Controllori Standard PID", Università di Ferrara
- [16] Gamberi M., 2014, "Impianti Meccanici, Appunti delle lezioni e slide, Università di Padova, Dipartimento di tecnica e gestione dei sistemi industriali

Sitografia

Maflex, <http://www.maflex.it/>, 29 Luglio 2015

Machine desing, <http://machinedesign.com/sensors/understanding-center-driven-web-winders-part-1> ,30 Luglio 2015

Webtek UK, <http://www.webtekuk.com/automatic-positioned-slitting-knife-system.html> ,30 Luglio 2015

Oasis alignement, <http://www.oasisalignment.com/blog/precision-alignment-of-winders-part-1/> ,30 Luglio 2015

Ptonline, <http://www.ptonline.com/articles/which-winders-for-you> ,30 Luglio 2015

Siemens,<http://w3.siemens.com/mcms/mc-solutions/it/costruzione-di-macchinari/converting/Pages/convertin.aspx>, 17 Agosto 2015