

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BERGAMO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Progettazione e Tecnologie

Corso di dottorato di ricerca in **Meccatronica e tecnologie innovative**

XXIII Ciclo



**MODELLAZIONE E CRITERI DI SINTESI DI
ALIMENTATORI DI FILATO**

Coordinatore

Chiar.mo Prof. Riccardo Riva

Supervisore

Chiar.mo Prof. Paolo Righettini

Tesi di Dottorato di

Ing. Giorgio Bertocchi

Anno Accademico 2010/2011

*“Fatti non foste a viver come bruti,
ma per seguir virtute e canoscenza”*

DANTE ALIGHIERI, La Divina Commedia
Inferno, Canto XXVI, 119-120

RINGRAZIAMENTI

Desidero innanzitutto ringraziare l'ing. Pietro Zenoni, l'ing. Giovanni Pedrini e la *LGL Electronics S.p.A.* per aver permesso e finanziato questo lavoro di dottorato. Nella speranza che questa tesi, sicuramente non esaustiva, possa essere utile all'azienda. Un doveroso ringraziamento va anche al prof. Paolo Righettini che in questi tre anni mi ha seguito, guidato e consigliato. Un sentito grazie anche al coordinatore del corso di dottorato, prof. Riccardo Riva e a tutti i professori che ho incontrato in questi anni di dottorato.

Per il supporto fornitomi durante le prove sperimentali al laboratorio di Meccatronica ringrazio il prof. Roberto Strada e i colleghi Mauro Forlani e Michele Mattana.

Infine voglio ringraziare i miei genitori che mi hanno supportato in tutti questi anni di studio.

INDICE

INTRODUZIONE	3
1 Macchine tessili e alimentatori di trama	7
1.1 Il telaio	7
1.1.1 Il telaio a proiettile	10
1.1.2 Il telaio a pinze	12
1.2 Leggi di moto imposte alla trama	15
1.2.1 Meccanismo di lancio del telaio a proiettile	17
1.2.2 Meccanismo di comando delle pinze a camme	17
1.2.3 Meccanismo di comando delle pinze a vite senza fine	18
1.2.4 Meccanismi a sistema articolato	19
1.2.5 Leggi di moto	21
1.3 Alimentatori di trama	23
1.4 Macchine da maglieria	26
1.4.1 Macchine circolari	27
1.4.2 Alimentazione del filato	29
2 Il controllo della tensione del filato	31
2.1 Freni ‘passivi’	32
2.2 Freni automodulanti	34
2.2.1 Freno automodulante coassiale	34
2.2.2 Freno automodulante a sospensione elastica	35
2.2.3 Freno a membrana	36
2.3 Freni a controllo attivo	37
2.3.1 Frenatura attiva ‘ad attrito’	38
2.3.2 Frenatura attiva ‘esponenziale’	40

2.3.3	Freno TWB a controllo attivo	43
2.4	Confronto della tensione della trama	43
3	Modellazione meccanica longitudinale dei filati	47
3.1	Modellizzazione dei processi di inserzione	47
3.1.1	Stato dell'arte	47
3.1.2	Modello meccanico generale di filato	49
3.2	Modelli costitutivi per filati tessili	49
3.2.1	Modelli visco-elastici	52
3.2.2	Modelli elastici	59
3.3	Caratterizzazione meccanica dei filati	60
3.3.1	Dinamometri 'quasi-statici'	60
3.3.2	Caratterizzazione meccanica dinamica	62
3.4	Rilievi sperimentali delle caratteristiche meccaniche dei filati	67
3.4.1	Determinazione del titolo	67
3.4.2	Misura delle proprietà meccaniche di filati 'rigidi'	67
3.4.3	Misura delle proprietà meccaniche di filati testurizzati ed elastomerici	74
3.5	Modellizzazione 'elastica' dei filati	77
4	Analisi dinamica freno cinematico	83
4.1	Modello freno cinematico	83
4.2	Modello motore brushless	84
4.3	Modello dinamico freno cinematico	88
4.3.1	Motore e carico meccanico	89
4.3.2	Controllore PI corrente I_q	89
4.3.3	Controllore PID corrente $I_{q,ref}$	91
4.3.4	Modello non-lineare del filato	91
4.4	Confronto numerico-sperimentale	91
5	Modellazione freno ad attrito	95
5.1	Sistema di misura della rigidità trasversale della trama	96
5.1.1	Componenti del sistema di misura della rigidità trasversale	97
5.1.2	Sensori di misura e schema funzionale	99
5.1.3	Misura della rigidità trasversale della trama	99
5.2	Risultati delle prove e curva media di rigidità	101

5.3	Coefficiente d'attrito	103
5.3.1	Misura del coefficiente d'attrito	114
5.3.2	Risultati delle misure del coefficiente d'attrito	116
5.4	Classificazione dei filati in funzione delle forze di frenatura richieste . . .	117
5.5	Freni trama ad attuazione 'intelligente'	120
6	Attuatori piezoelettrici bender	123
6.1	I materiali piezoelettrici	123
6.1.1	Struttura cristallina dei PZT	124
6.1.2	Polarizzazione dei materiali piezoelettrici	124
6.1.3	Comportamento elettromeccanico dei materiali piezoelettrici . .	126
6.1.4	Teoria della piezoelettricit� lineare	127
6.2	Attuatori piezoelettrici	129
6.2.1	Direzioni di attuazione	129
6.2.2	Tipi di attuatori piezoelettrici	129
6.3	Attuatori piezoelettrici bender	131
6.3.1	Modellizzazione 'quasi-statica'	134
6.3.2	Modellizzazione 'quasi-statica' bender multistrato 'monolitici' . .	142
6.3.3	Modellizzazione dinamica ad 1 gdl	147
6.3.4	Rilievi sperimentali	153
6.3.5	Confronto analitico-sperimentale per un attuatore PI PL-127 . .	155
7	Sintesi e modellizzazione di un freno ad attrito ad azione piezoelet-	
	trica	167
7.1	Freno piezoelettrico	167
7.1.1	Prototipo di freno piezoelettrico	170
7.2	Modello 'quasi-statico' freno piezoelettrico	171
7.2.1	Esempio di calcolo con bender PL127 e cotone 29 tex	173
7.3	Modello dinamico freno piezoelettrico	174
7.4	Banco prova freno piezoelettrico	176
7.4.1	Freno piezoelettrico e zona di misura	176
7.4.2	Svolgitore	179
7.5	Confronto analitico-sperimentale	179
	CONCLUSIONI	185

A Risultati delle prove di trazione dei filati **189**

BIBLIOGRAFIA **207**

ELENCO DELLE FIGURE

1.1	Intreccio elementare di un tessuto	8
1.2	Schema laterale di un telaio [2]	9
1.3	Telaio a pinze a ratiera (www.picanol.be)	9
1.4	Proiettile e porgitrana (www.itemagroup.com)	11
1.5	Fasi di inserzione del telaio a proiettile	11
1.6	Telaio a pinze di R. Dewas [3]	13
1.7	Fasi di inserzione di un telaio a pinze	14
1.8	Fasi di inserzione di un telaio a pinze	14
1.9	Pinza portante e traenete (www.itemagroup.com)	15
1.10	Posizione delle pinze vs. gradi telaio (blu: portante, rosso: traenete)	16
1.11	Legge di moto del battente (rosso: rotazione blu: velocità)	16
1.12	Meccanismo di lancio del proiettile (in fase di carica e in fase di lancio)	17
1.13	Meccanismo di comando a camme	19
1.14	Meccanismo di comando a vite senza fine	20
1.15	Meccanismo di comando a sistema articolato	20
1.16	Leggi di moto di accelerazione per telai a pinze	22
1.17	Leggi di moto di velocità per telai a pinze	22
1.18	Leggi di moto di spostamento per telai a pinze	23
1.19	Alimentatori di trama	24
1.20	Alimentatore di trama	25
1.21	Meccanismo di separazione	25
1.22	Intreccio elementare di tessuti a maglia	26
1.23	Fasi del processo di formazione della maglia su macchine circolari monofrontura	28

1.24	Macchina da maglieria circolare a grande diametro con alimentatori negativi	30
2.1	Zone di frenatura sull'alimentatore di trama	32
2.2	Freno 'a spazzola'	33
2.3	Freno lamellare	33
2.4	Freno automodulante coassiale CAT	35
2.5	Freno automodulante a sospensione elastica TWM	37
2.6	Freno automodulante a membrana FLEX	38
2.7	Frenatura attiva in anello aperto	39
2.8	Frenatura attiva in anello chiuso	39
2.9	Frenatura attiva 'ad attrito'	40
2.10	Frenatura attiva 'esponenziale'	41
2.11	Frenatura attiva 'esponenziale'	42
2.12	Freno TWM a controllo attivo	43
2.13	Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno automodulante	45
2.14	Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno automodulante a controllo attivo	46
2.15	Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno passivo a controllo attivo	46
3.1	Modello generale del comportamento meccanico della trama	50
3.2	Torsione dei filati ad 'S' e 'Z'	50
3.3	Scomposizione della forza di trazione su un filato ritorto	51
3.4	Carico di rottura di un filato in cotone pettinato ($v_p=5$ m/min; $v_p=400$ m/min)	52
3.5	Elementi fondamentali dei modelli viscoelastici: molla e smorzatore	54
3.6	Modello di Maxwell	55
3.7	Modello di Kelvin-Voigt	55
3.8	Modello lineare standard	56
3.9	Modello di Zener	56
3.10	Morfologia di una fibra unidirezionale [18]	57
3.11	Andamento della rigidezza in funzione di \dot{S} [21]	57
3.12	Modello potenziale, di Maxwell e di Maxwell non-lineare [19]	58

3.13	Curve $F - \epsilon$ (a-d: Maxwell non-lineare; c,d: potenziale) [19]	58
3.14	Modello di Wiechert (Maxwell generalizzato)	59
3.15	Principio della prova di trazione di un filato	60
3.16	Dinamometro USTER Tensorapid 4	62
3.17	Dinamometro MESDAN TensoLab	62
3.18	Dinamometro USTER Tensojet	63
3.19	Sistema di trascinamento del filo nell'USTER Tensojet [24]	64
3.20	Principio di funzionamento di una macchina DMA	65
3.21	Dinamometro ad 'alta velocità' di <i>Freyburger et al.</i> [23]	65
3.22	Sistema di misura 'ad impulsi' SHPB [21]	66
3.23	Istogramma R_H filati tabella 3.4	70
3.24	Istogramma CV_{FH} filati tabella 3.4	71
3.25	Curva F vs. $A\%$ - cotone 29 tex	71
3.26	Curva F vs. $A\%$ - lana 20 tex	72
3.27	Curva F vs. $A\%$ - lino 53 tex	72
3.28	Curva F vs. $A\%$ - PES 16 tex	72
3.29	Curva F vs. $A\%$ - ciniglia 379 tex	73
3.30	Curva F vs. $A\%$ - juta 1735 tex	73
3.31	Curva F vs. $A\%$ - viscosa 25 tex	73
3.32	Filato testurizzato	75
3.33	Particolare dei morsetti di presa del filato su Tensolab	76
3.34	Cella di carico da 20 N su Tensolab	76
3.35	Curve $F - S$ per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244	77
3.36	Curve $F - S$ per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244 (blu: misure, rosso: media)	78
3.37	Curve $F - S$ per Lycra 22 dtex 44/34x1 T 1244 (blu: misure, rosso: media)	78
3.38	Curve $F - S$ per Nylon 6.6 44 dtex 34x2 T 3240 (blu: misure, rosso: media)	79
3.39	Confronto analitico-sperimentale curva $F - A$ Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244	82
3.40	Confronto analitico-sperimentale curva $F - A$ (zona esponenziale) Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244	82
4.1	Modello della frenatura cinematica con alimentatore positivo	84
4.2	Motore brushless a magneti permanenti	85
4.3	Assi magnetici motore brushless con avvolgimento statorico trifase	85

4.4	Assi di riferimento fissi α, β e rotanti d, q	86
4.5	Circuito equivalente per l'asse in quadratura	88
4.6	Modello Simulink freno cinematico	90
4.7	Blocco motore e carico meccanico	92
4.8	Controllore PI della corrente I_q	92
4.9	Controllore PID della corrente $I_{q,ref}$	93
4.10	Modello non-lineare del filato	93
4.11	Confronto numerico-sperimentale della risposta ad un gradino di velocità da 300 a 800 m/min del freno cinematico	94
5.1	Schema generale di freno ad attrito	96
5.2	Principio di misura della rigidità trasversale della trama	96
5.3	Apparato di misura della rigidità trasversale della trama	97
5.4	Sistema di misura della rigidità trasversale e alimentatori	98
5.5	Zona di misura con cella di carico e laser	98
5.6	Schema connessioni elettriche apparato di misura della rigidità trasver- sale del filato	100
5.7	Riferimenti per la misura della rigidità trasversale della trama	102
5.8	Rigidità trasversale cotone 29 tex	103
5.9	Rigidità trasversale cotone 98 tex	103
5.10	Rigidità trasversale cotone 367 tex	104
5.11	Rigidità trasversale cotone 699 tex	104
5.12	Rigidità trasversale lana 20 tex	105
5.13	Rigidità trasversale lana 26 tex	105
5.14	Rigidità trasversale lana 40 tex	106
5.15	Rigidità trasversale lana 342 tex	106
5.16	Rigidità trasversale lino 53 tex	107
5.17	Rigidità trasversale lino 243 tex	107
5.18	Rigidità trasversale lino 32 tex	108
5.19	Rigidità trasversale ciniglia 204 tex	108
5.20	Rigidità trasversale ciniglia 379 tex	109
5.21	Rigidità trasversale juta 244 tex	109
5.22	Rigidità trasversale juta 1735 tex	110
5.23	Rigidità trasversale viscosa 25 tex	110
5.24	Area di contatto reale [25]	112

5.25	Influenza delle irregolarità del filato sull'attrito [25]	112
5.26	Forza di tensione durante lo scorrimento di un filato [25]	113
5.27	Modelli reologici 'stick-slip' [25]	114
5.28	Principio di misura del coefficiente d'attrito	115
5.29	MESDAN Attrifil L.T.T. UniBG	116
5.30	Istogramma coefficiente d'attrito (tabella 5.6)	118
5.31	Livelli di frenatura	119
6.1	Struttura cristallina tipo Perovskite	125
6.2	Riorganizzazione dei domini di Weiss per effetto di E	126
6.3	Ciclo di isteresi dei PZT nel piano $E - P$	126
6.4	Ciclo di isteresi dei PZT nel piano $E - S$	127
6.5	Modi di attuazione d_{31} e d_{33}	130
6.6	Attuatori piezoelettrici	132
6.7	Attuatore piezoelettrico bender 'monomorfo'	133
6.8	Attuatore piezoelettrico bender 'bimorfo': configurazione in serie e in parallelo	134
6.9	Attuatore piezoelettrico bender 'multistrato'	134
6.10	Generica sezione longitudinale di bender multistrato	137
6.11	Deformazione del bender sotto l'azione flettente piezoelettrica	138
6.12	Generica sezione trasversale di bender multistrato	139
6.13	Configurazione di calcolo del bender	140
6.14	Struttura <i>fittizia</i>	140
6.15	Curve caratteristiche attuatore bender F vs. δ	142
6.16	Connessione elettrodi di un attuatore multistrato	143
6.17	Bender bimorfo parallelo 'equivalente'	144
6.18	Generica sezione trasversale del bender multistrato	145
6.19	Deformazioni sugli strati in funzione di V_{in}	148
6.20	Vibrazioni trasversali attuatore bender	149
6.21	Modello dinamico equivalente ad 1 gdl	151
6.22	Coefficiente di amplificazione dinamica e sfasamento del modello equiv- alente ad 1 gdl	154
6.23	Schema delle misure di F e δ	155
6.24	Sistema di misura del bender	156
6.25	Particolare della zona di misura	157

6.26	Dimensioni caratteristiche del sistema di misura	158
6.27	Zona di misura del bender	159
6.28	Schema elettrico funzionale dell'alimentazione del bender PI	160
6.29	Sistema di staffaggio e alimentazione del bender	161
6.30	Amplificatore operativo 'non-invertente'	161
6.31	Circuito di comando attuatore bender	162
6.32	Confronto analitico-sperimentale δ_L vs. V_{in} bender PL 127	163
6.33	Confronto analitico-sperimentale curve caratteristiche F vs. δ bender PL 127	164
6.34	Confronto analitico-sperimentale $\frac{ \delta }{\delta_0}$ vs. f bender PL 127	165
7.1	Ferma-filo piezoelettrico [47]	168
7.2	Sistema piezoelettrico di controllo della tensione del filato [48]	168
7.3	Freno-trama piezoelettrico [49]	169
7.4	Regolatore della tensione della trama [50]	170
7.5	Freno piezoelettrico con attuatore bender	171
7.6	Curve di funzionamento 'quasi-statiche' freno piezoelettrico	173
7.7	Prestazioni 'quasi-statiche' freno piezoelettrico e trama in cotone 29 tex	174
7.8	Modelli dinamici freno piezoelettrico	175
7.9	Banco prova freno piezoelettrico	177
7.10	Banco prova freno piezoelettrico	178
7.11	Alimentatore di trama	178
7.12	Freno piezoelettrico e strumenti di misura	179
7.13	Banco prova freno piezoelettrico (zona di misura)	180
7.14	Svolgitore del filato	181
7.15	Confronto teorico sperimentale F_n vs. V_{in} e δ vs. V_{in}	183

ELENCO DELLE TAVOLE

3.1	Caratteristiche tecniche dinamometri	61
3.2	Caratteristiche tecniche USTER Tensojet	63
3.3	Impostazioni misure su USTER Tensorapid 4	68
3.4	Caratteristiche meccaniche trame ‘rigide’	69
3.5	Impostazioni misure su MESDAN Tesnolab	75
3.6	Modulo elastico Y_t trame cotoniere	80
3.7	Parametri modello esponenziale-lineare per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244	81
5.1	Specifiche cella di carico Entran ELPM-T1	99
5.2	Specifiche amplificatore Entran IAMR-12U	101
5.3	Specifiche laser a triangolazione optoNCDT 1402-05	101
5.4	Coefficiente di rigidità trasversale e diametro medio filati	111
5.5	Specifiche MESDAN Attrifil	115
5.6	Coefficiente d’attrito filati	117
5.7	Livelli di frenatura	118
6.1	Notazione matriciale	128
6.2	Specifiche tecniche attuatore bender PI PL127.10	157
6.3	Dimensioni sezione bender PI PL127.10	159
6.4	Proprietà materiale PIC 255	160
6.5	Proprietà materiale DSM Somos 14120	161
6.6	Confronto analitico-sperimentale proprietà ‘quasi-statiche’ PL 127	163
6.7	Confronto analitico-sperimentale proprietà dinamiche PL 127	164
7.1	Specifiche tensiometro Hans Schmidt TS1-100	180
7.2	Specifiche tensiometro Hans Schmidt TS1-500	181
7.3	Specifiche motore 110SQA06030E	182

7.4	Specifiche azionamento ELSY Microdrive II	182
-----	---	-----

INTRODUZIONE

Il problema del controllo della tensione del filato, durante i processi di realizzazione dei tessuti e dei prodotti di maglieria, è di vitale importanza per garantire l'efficienza del processo produttivo e la realizzazione di prodotti privi di difetti. Lo studio di questi sistemi è, attualmente, realizzato con metodi 'empirici', soprattutto per quanto riguarda la modellazione della parte 'tessile'.

Gli obiettivi del lavoro di tesi, finanziato dalla *LGL Electronics S.p.A.*, sono stati duplici. Il primo obiettivo ha riguardato la modellazione e lo sviluppo di criteri di sintesi per i sistemi di controllo della tensione del filato. Un secondo obiettivo si è concentrato sullo studio del possibile impiego di attuatori innovativi nei sistemi a controllo attivo.

Nel capitolo 1, di carattere introduttivo, sono descritti in generale i processi di realizzazione del tessuto e dei prodotti di maglieria. In particolare i processi di inserzione della trama nei telai a pinze e i meccanismi di generazione del moto delle pinze. Tali meccanismi impongono ad un capo della trama, per mezzo della pinza, delle leggi di moto note. Vengono poi descritti i sistemi di alimentazione della trama, ad azione 'negativa', il funzionamento delle macchine da maglieria (in termini di moto imposto al filato) e gli alimentatori ad azione 'positiva'.

Il capitolo 2 si concentra su un'analisi dei diversi sistemi frenanti del filato oggi disponibili: freni passivi, automodulanti ed a controllo attivo. Viene presentata un'analisi, basata su misure effettuate 'a telaio', dell'effetto, dei diversi sistemi di frenatura, sulla tensione della trama durante il processo di inserzione.

Il capitolo 3 riguarda la modellizzazione del comportamento meccanico longitudinale della trama. Dopo un'analisi di alcuni articoli disponibili dalla letteratura, che in questo settore risulta essere scarsa, sono stati descritti i diversi possibili modelli costitutivi del filato. Questo, essendo di natura polimerica, presenta in generale un comportamento 'visco-elastico', tuttavia, in prima approssimazione può essere considerato il solo comportamento elastico. Oltre i modelli matematici del filato, sono stati

descritti i metodi di caratterizzazione meccanica sperimentale, sia ‘quasi-statica’ che dinamica. Sulla base delle considerazioni precedenti sono state effettuate una serie di misure sperimentali ‘quasi-statiche’ su una serie di filati di interesse. Attraverso queste misure sono stati sviluppati dei modelli elastici sia per trame ‘rigide’ che per trame ‘elastomeriche’ e testurizzate.

Il capitolo 4 ha come tema la modellizzazione di un freno cinematico. Questo principio è alla base dei sistemi di alimentazione del filato ‘positivi’. In questi sistemi il filato viene inviato alla macchina mediante una puleggia motorizzata. È stato sviluppato, in ambiente *Matlab Simulink*, un modello dell’algoritmo di controllo attualmente impiegato in questi sistemi. Considerando anche il comportamento del filato, oltre al puro modello elettro-meccanico, è possibile realizzare delle simulazioni del processo di inserzione che mostrano un buon accordo con la realtà.

Nel capitolo 5 vengono descritti i parametri fondamentali per la caratterizzazione di un freno ad attrito: la rigidità trasversale del filato e il coefficiente d’attrito del filato. La rigidità trasversale (forza trasversale vs. deformazione trasversale) è un importante parametro per la corretta scelta dell’attuatore di comando del freno. Non essendo disponibili in letteratura lavori inerenti l’argomento, è stato realizzato un apposito apparato di misura della rigidità trasversale della trama. La rigidità viene determinata ‘pinzando’ trasversalmente un tratto di filo, tra un riscontro fisso ed un punzone mobile, misurando la forza applicata e lo spostamento del punzone. Il coefficiente d’attrito è invece stato rilevato sperimentalmente su una serie di filati d’interesse.

Lo studio degli attuatori piezoelettrici *bender* è l’oggetto del capitolo 6. L’impiego di questi attuatori, in sostituzione degli attuatori elettromagnetici attualmente impiegati, può portare ad una semplificazione dei sistemi frenanti a controllo attivo, sia da un punto di vista meccanico che elettronico, oltre che ad un aumento dell’efficienza energetica del sistema. Lo studio è stato effettuato sia analiticamente, che sperimentalmente. Partendo da una serie di lavori disponibili in letteratura è stato sviluppato un modello ‘quasi-statico’ ed un modello dinamico dell’attuatore *bender*. Tale modello è stato validato, su un attuatore *bender* commerciale, mediante una serie di prove sperimentali condotte su un sistema di misura appositamente realizzato.

Il capitolo 7 riguarda la modellizzazione e lo sviluppo di un freno ‘piezo-attuatorio’. Ai fini di tale studio, è stato realizzato un prototipo di freno che utilizza l’attuatore *bender* precedentemente analizzato. È stato quindi sviluppato un modello analitico ‘quasi-statico’ e dinamico del freno piezoelettrico. Per validare il modello è stato realiz-

zato un apposito banco di misura, costituito da uno svolgitore della trama (composto da una puleggia azionata da un motore brushless), da un supporto del freno piezoelettrico (equipaggiato con una cella di carico, per la misura della forza normale prodotta dal freno sulla trama, e da un laser a triangolazione per la misura dello spostamento), da due tensiometri (uno a monte e uno a valle del freno) per la misura della forza frenante generata. Il filato viene inviato al banco da un alimentatore di trama che lo preleva dalla rocca.

Febbraio 2011

Giorgio Bertocchi

Capitolo 1

Macchine tessili e alimentatori di trama

In questo capitolo, di carattere introduttivo, sono descritti brevemente i processi di tessitura e di maglieria. In particolar modo l'enfasi è posta sul processo di inserzione della trama nei telai a pinze e del filato nelle macchine da maglieria. Come si vedrà infatti questi due processi pongono delle esigenze diverse al problema del controllo della tensione del filo. In entrambe i casi ad un capo del filo sono imposti, da parte degli organi di trascinamento presenti nei telai e nelle macchine da maglieria, spostamento, velocità e accelerazione. Per meglio comprendere come avviene il processo di inserzione, saranno descritti, brevemente, i vari meccanismi di generazione del moto degli organi di trascinamento del filo nei due casi. Inoltre saranno presentati i due metodi di alimentazione del filato: l'alimentazione 'negativa' e quella 'positiva'.

1.1 Il telaio

Il processo di realizzazione del tessuto avviene mediante l'intreccio di due serie di fili ortogonali: la **trama** e l'**ordito** (figura 1.1). Questa distinzione è dovuta alla disposizione dei fili sulla macchina per tessere. L'ordito è disposto longitudinalmente sul telaio, mentre la trama viene inserita trasversalmente. Il principio di produzione del tessuto è praticamente uguale da secoli: si crea un'apertura 'trasversale' nei fili di ordito (passo) in cui viene inserita la trama, il passo viene chiuso sulla trama appena inserita e questa viene accostata al tessuto precedentemente formato. Il grosso salto tecnologico nelle macchine per tessere è avvenuto nella seconda metà del 1900, quando si è passati dalla **navetta** all'**alimentazione continua** della trama. Le velocità di inserzione della trama sono passate da poche decine di inserzioni al minuto (ppm^1) nei telai a navetta a migliaia di ppm nei telai moderni. Nei telai a navetta la

¹picks per minutes

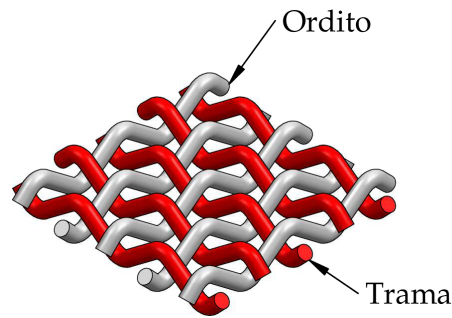


Figura 1.1: Intreccio elementare di un tessuto

trama viene sfilata da una spola, posta in un ‘carrello’ (navetta), che si muove nel passo (con moto ortogonale ad essi). Nell’alimentazione continua la trama viene svolta dalla rocca, posta esternamente al telaio, ed inserita nell’ordito mediante organi meccanici, oppure getti di fluido. I telai moderni sono classificati in base al metodo di inserzione della trama, mentre il percorso dell’ordito e del tessuto nella macchina è uguale per tutti i telai.

In figura 1.2 è riportata una vista laterale del telaio; l’ordito viene svolto dal subbio (1), passa sul rullo del portafilati (2), sostiene le lamelle del guardiarordito² (3), entra nei licci della macchina d’armatura (5) dove viene alzato o abbassato per formare il passo in cui viene inserita la trama (9). Dopo i licci (5) l’ordito passa attraverso i denti del pettine (8) solidale alla cassa battente (7). Quando la trama è stata inserita i licci (5) iniziano il moto di inversione della loro posizione chiudendo il passo, intrappolando così la trama nell’ordito e il pettine (8) accosta la trama sul tessuto precedentemente formato, che viene trascinato dal cilindro tirapezza (10) e avvolto sul subbiello avvolgipezza (11). Dopo la battuta il pettine ritorna nella posizione d’inserzione e la macchina d’armatura termina il moto di inversione creando un nuovo passo. La velocità d’avanzamento del tessuto, legata alla velocità d’inserzione, determina la densità (trame/cm) del tessuto. Per garantire la corretta tensione dell’ordito e del tessuto, i motoriduttori che movimentano il subbio (4) e l’avvolgipezza (6), sono retroazionati dalla cella di carico collegata al portafilati (2) che misura la tensione dei fili d’ordito.

I telai moderni (figura 1.3) sono classificati in base al metodo di inserzione della trama nel passo in:

²Il guardiarordito è il sensore di rottura dei fili di ordito; ogni filo sostiene una lamella metallica che, in caso di rottura del filo, cade su un rango metallico chiudendo un contatto elettrico che ferma il telaio

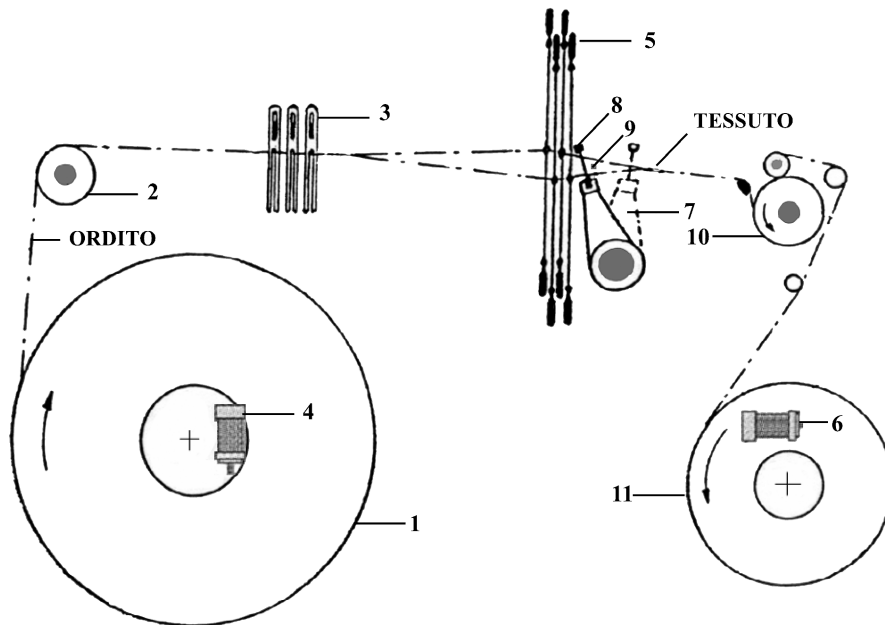


Figura 1.2: Schema laterale di un telaio [2]

Figura 1.3: Telaio a pinze a ratiera (www.picanol.be)

- Telai a proiettile;
- Telai a pinze negative o positive ed a nastri flessibili o ad aste rigide;
- Telai a getto d'aria;
- Telai a getto d'acqua.

Il sistema d'inserzione maggiormente impiegato industrialmente, data la sua maggiore versatilità, è quello a pinze negative a nastri flessibili. I telai a proiettile vengono impiegati principalmente nella tessitura di tessuti tecnici. Quelli ad aria per tessere tessuti sintetici o cotonieri. I telai ad acqua hanno invece avuto una bassa diffusione. Un'ulteriore classificazione dei telai viene fatta in base alla macchina d'armatura impiegata in telai a **ratiera**, per la realizzazione di disegni geometrici semplici, e telai **jacquard** per il tesimento di tessuti con disegni complessi. Nel telaio jacquard ogni filo d'ordito può essere spostato indipendentemente da un'altro, mentre nei telai a ratiera i fili di ordito sono mossi 'a gruppi'. Nel seguito verranno brevemente illustrati i metodi di inserzione della trama nei telai a proiettile ed a pinze, in quanto il lavoro di tesi riguarda i controllori della tensione della trama impiegati in queste macchine.

1.1.1 Il telaio a proiettile

Il telaio a proiettile è la naturale evoluzione dei telai a navetta, ed è stata la prima macchina ad alimentazione continua della trama ad essere impiegata industrialmente (1952). Il proiettile è costituito da un involucro metallico al cui interno si trova una pinzetta elastica per il trascinemanto della trama (figura 1.4). In figura 1.5 sono riportate schematicamente le fasi d'inserzione. La trama, bloccata nel porgitrama (1), viene pinzata dal proiettile (2); mentre la leva del meccanismo 'di lancio' colpisce il proiettile il porgitrama si apre. Il proiettile scorre nel passo all'interno della guida creata da una schiera di ganci fissata sulla cassa battente. Raggiunta l'estremità opposta del telaio, un freno (3) blocca il proiettile e la leva del recuperatore (4) solleva la trama per evitare che si allenti. Il porgitrama (1), che nel frattempo si era accostato al tessuto, si chiude sulla trama e la taglierina (5) taglia la trama appena inserita; il pettine accosta la trama al tessuto e la macchina d'armatura chiude il passo. Il porgitrama arretra e il recuperatore si solleva ulteriormente per evitare allentamenti della trama. I proiettili vengono riportati nella zona di lancio mediante un 'nastro trasportatore' all'interno del telaio.

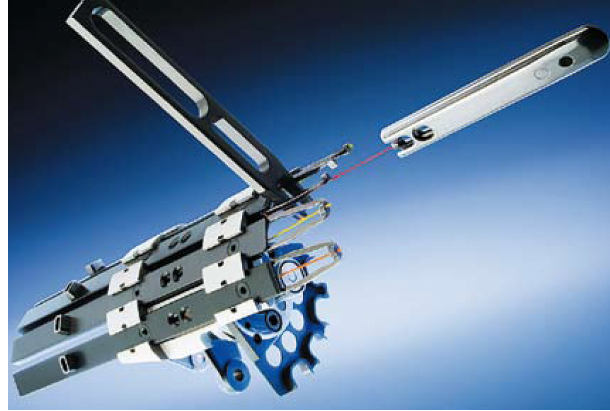


Figura 1.4: Proiettile e porgitrama (www.itemagroup.com)

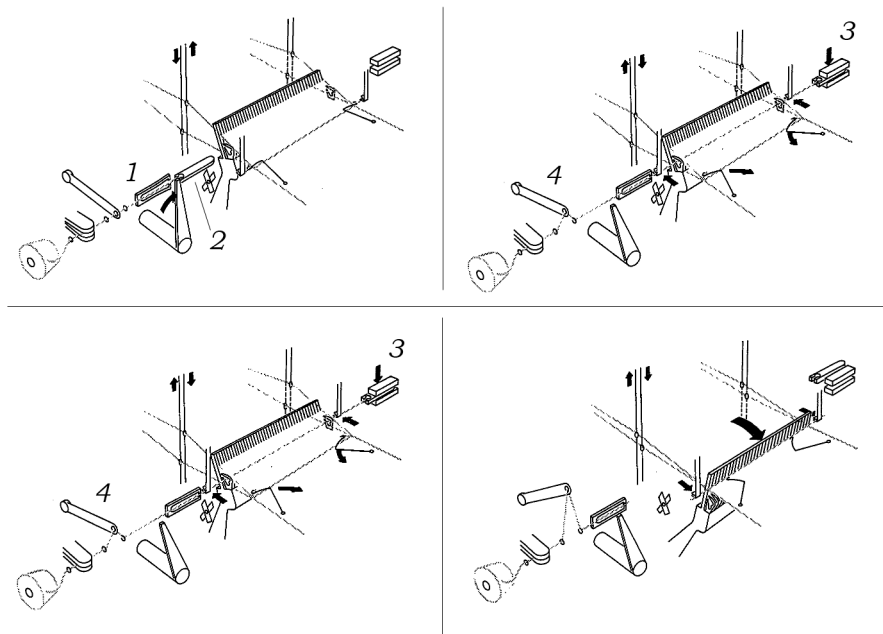


Figura 1.5: Fasi di inserzione del telaio a proiettile

1.1.2 Il telaio a pinze

I telai a pinze sono comparsi sul mercato nella seconda metà degli anni 60 del secolo scorso, anche se esistono alcuni brevetti di inizio 900 e degli anni 30 che descrivono sistemi di inserzione a pinze. In particolare il brevetto di **R. Dewas** del 1939 [3] dove viene descritto un telaio a pinze dalle caratteristiche molto simili a quelle dei telai che verranno prodotti 30 più tardi (figura 1.6). Il sistema di inserzione attualmente impiegato su tutti i telai a pinze è il sistema *Dewas*, esisteva anche il sistema *Gabler* [1] che però non viene più impiegato da nessun costruttore. Nel sistema Dewas ci sono 2 pinze provenienti da lati opposti del telaio; la pinza portante porta la trama da un lato al centro del telaio, scambia il capo libero con la traente, che poi la porta sul lato opposto completando l'inserzione. In figura 1.7 sono schematizzate le fasi d'inserzione. Nella prima fase la trama è ancora attaccata al tessuto precentemente formato ed è inserita nell'occhiello del selettore (1). Al momento dell'inserzione la leva del selettore si abbassa in modo tale che la trama si trovi sul percorso della pinza portante (2). In questo modo la trama si può 'impigliare' nell'elemento elastico della pinza che è già stata accelerata. Al momento del pinzaggio la trama viene tagliata dal tessuto dalla taglierina (4). La pinza portante si porta al centro del telaio dove scambia il capo della trama con la traente (3), che nel frattempo si era portata al centro del telaio. La portante ritorna al suo punto di partenza e la traente tira la trama dal lato opposto. Completata l'inserzione la pinza traente libera la trama, nel medesimo istante il passo si chiude e il pettine accosta la trama appena inserita. Se la trama, nella fase di scambio, viene sfilata dalla pinza portante dalla traente per il solo effetto del moto relativo delle pinze si parla di sistema di inserzione *negativo*. Nel sistema *positivo* le pinze, allo scambio, sono aperte da un apposito meccanismo. Questo sistema è oggi in uso solo su filati particolarmente delicati dato che necessita di basse velocità di tessimento per dare tempo al meccanismo di apertura di agire sulle pinze. In figura 1.8 si vede più chiaramente la fase di pinzaggio e taglio della trama. Le pinze (figura 1.9) sono degli elementi meccanici id forma affusolata dotati di parti elastiche per la presa della trama, devono avere una massa contenuta per ridurre le forze d'inerzia generate dalle continue accelerazioni e decelerazioni. Il processo di inserzione può raggiungere velocità di circa 700 ppm.

March 21, 1939.

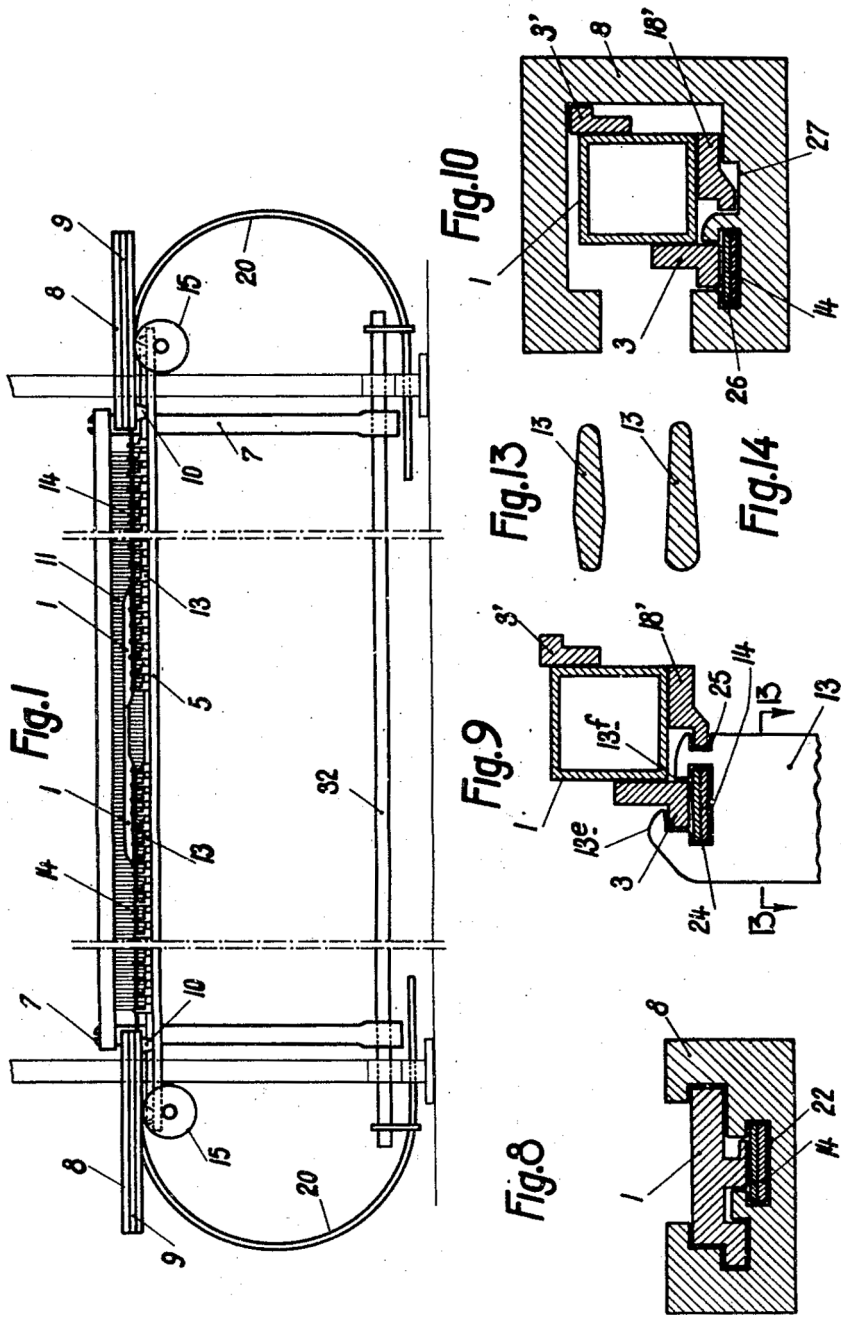
R. DEWAS

2,151,085

NEEDLE WEAVING LOOM

Filed Nov. 3, 1937

4 Sheets-Sheet 1



INVENTOR
RAYMOND DEWAS
BY *Richard & Seier*
ATTORNEYS

Figura 1.6: Telaio a pinze di R. Dewas [3]

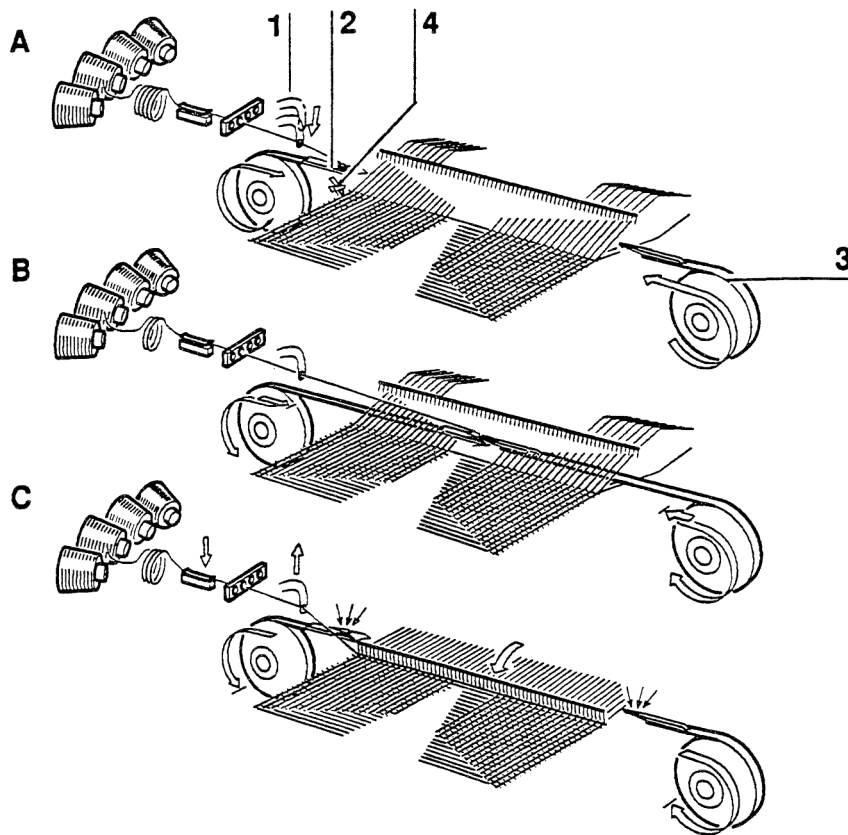


Figura 1.7: Fasi di inserzione di un telaio a pinze

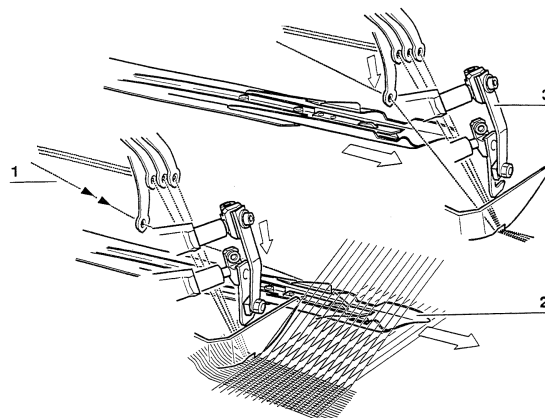


Figura 1.8: Fasi di inserzione di un telaio a pinze



Figura 1.9: Pinza portante e traenete (www.itemagroup.com)

1.2 Leggi di moto imposte alla trama

Nei processi di tessitura appena descritti, un capo della trama è solidale ad un organo meccanico a cui è imposto un movimento dal meccanismo che ne comanda il moto. Di seguito vengono brevemente descritti i meccanismi utilizzati dai costruttori delle macchine tessili e le leggi di moto imposte alla trama. Verrà utilizzata la convenzione di indicare gli andamenti delle leggi di moto in funzione dei 'gradi telaio' (e non del tempo), vale a dire la misura dell'angolo di rotazione dell'albero principale di comando del telaio. Questo rende più comoda l'indicazione della fasatura degli eventi che caratterizzano il processo d'inserzione. Nei telai a pinze la legge di moto deve soddisfare dei vincoli cinematici, dettati sia da esigenze tessili che limiti meccanici; questi vincoli sono stati imposti sulla base dell'esperienza dei costruttori di telai. In figura 1.10 è riportato schematicamente l'andamento della posizione delle pinze in funzione dei gradi telaio e sono indicati i punti critici dell'inserzione. In figura 1.11 è riportato il diagramma della fasatura della battuta del pettine. La fase d'inserzione dura indicativamente 240° telaio (da 30° a 300°). Facendo riferimento alla figura 1.10 si hanno i seguenti punti:

1. Apertura della pinza portante: la pinza viene aperta dal contatto tra un pattino e una leva che apre l'elemento elastico di ritenuta della trama;
2. Presentazione della trama;
3. Pinzaggio (chiusura della pinza) e taglio della trama: la velocità della pinza in questo punto non deve superare i 15 m/s;
4. Scambio della trama;
5. Apertura della traente e rilascio della trama: in corrispondenza di questa fase la pinza non deve avere una velocità inferiore a 4 m/s per evitare allentamenti eccessivi della trama;

6. Chiusura del passo;

7. Battuta del pettine;

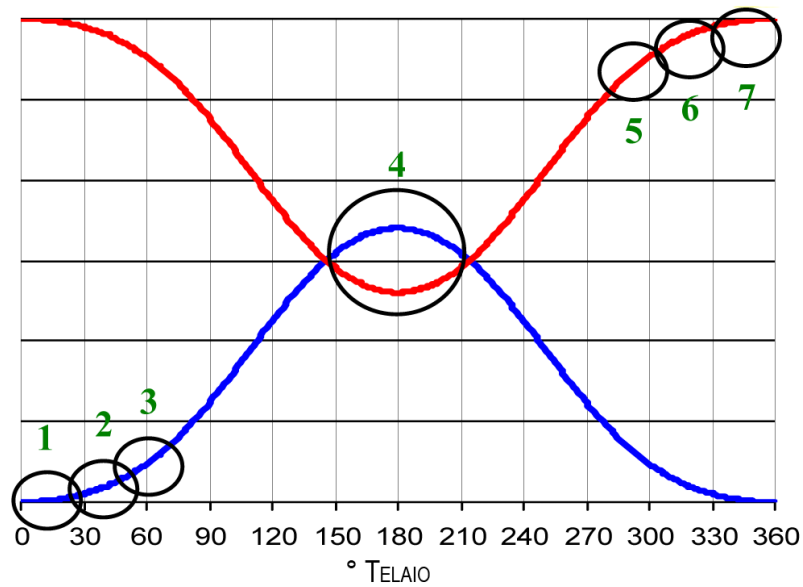


Figura 1.10: Posizione delle pinze vs. gradi telaio (blu: portante, rosso: traenete)

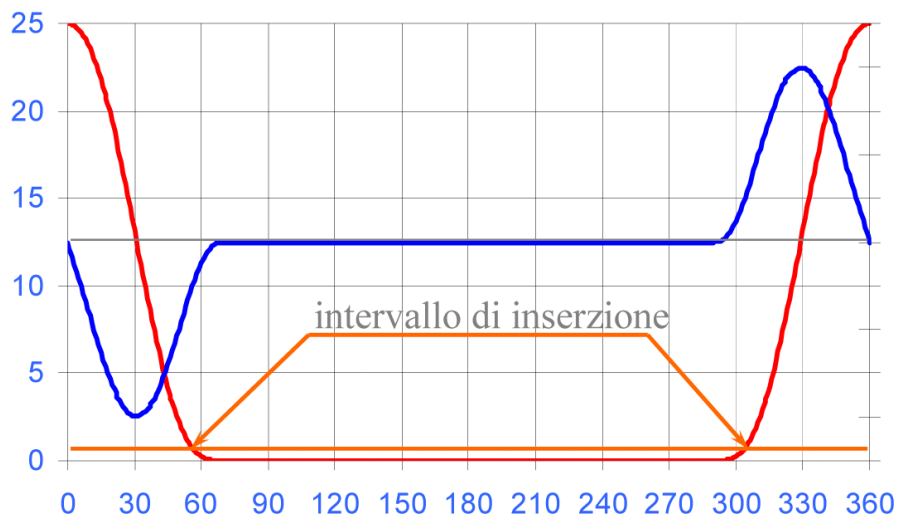


Figura 1.11: Legge di moto del battente (rosso: rotazione blu: velocità)

1.2.1 Meccanismo di lancio del telaio a proiettile

Il meccanismo di lancio del proiettile (figura 1.12) è di tipo ‘impulsivo’, vale a dire che il lancio avviene per il trasferimento istantaneo dell’energia elastica, accumulata da una barra di torsione, al proiettile. Alla estremità libera della barra di torsione (9) è calettato il percussore (11), mentre l’estremità opposta (4) è fissa. La barra di torsione viene caricata da un meccanismo ‘a ginocchiera’, (5) e (6). Alla camma (8) è solidale un rullo scorrevole sulla guida (12) presente sul bilanciere (6); la camma durante la sua rotazione porta il meccanismo a ginocchiera poco oltre il suo punto morto, sino a quando il rullo si distacca dal bilanciere (6) liberando il meccanismo e quindi la barra di torsione che fa ruotare il percussore (11) che colpisce il proiettile (2).

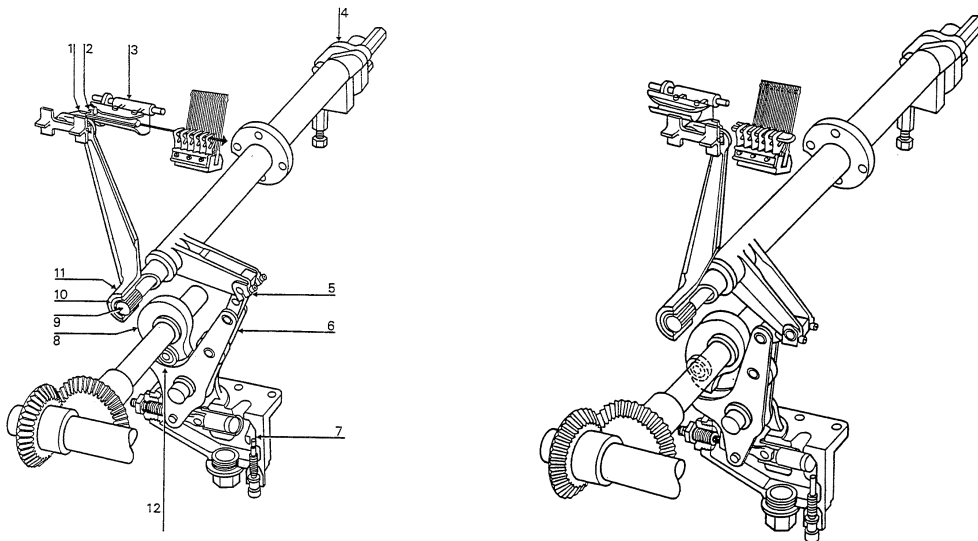


Figura 1.12: Meccanismo di lancio del proiettile (in fase di carica e in fase di lancio)

1.2.2 Meccanismo di comando delle pinze a camme

Nel telaio a pinze a nastri flessibili, le pinze sono fissate all’estremità di una ‘cremagliera’ flessibile (nastro) che ingrana con una ruota dentata (dentarella) calettata sull’albero di uscita del meccanismo di comando. Per ridurre gli ingombri laterali del telaio, il nastro viene avvolto (di circa 180°) su un settore della dentarella, in questo modo, durante la corsa di ritorno delle pinze il nastro si ‘ripiega’ nel telaio. Il nastro è guidato nel passo da una serie di ganci fissati alla cassa battente che, al momento dell’inserzione, si inseriscono tra i fili di ordito inferiori. Esistono anche telai in cui il nastro non è guidato nel passo da ganci. Un costruttore di telai utilizza

invece la soluzione delle aste rigide, in questo caso le pinze sono fissate all'estremità di una cremagliera rigida che, nella corsa di ritorno, esce lateralmente dal telaio. In questo caso le pinze durante il loro moto nel passo non entrano mai in contatto con l'ordito, questa soluzione è adatta alla tessitura di filati delicati che risentono dell'abrasione da parte delle pinze e dei ganci di scorrimento. Nei meccanismi di comando a camme il moto alternato viene imposto all'albero della dentarella da una catena cinematica comandata da un albero a camme. In figura 1.13 il gruppo di comando utilizzato da un costruttore di telai. Il moto rotatorio passa dall'albero principale d'ingresso (1) all'albero a camme (2) mediante un ingranaggio. L'albero (2) porta 4 camme a disco (due coppie di camme coniugate). Una coppia comanda il bilanciante (3), composto da due rulli seguicamma e dal fulcro della biella (4). Il bilanciante (3) è il movente del quadrilatero articolato formato da (3), (4) e dal settore dentato (5). Il movimento oscillatorio del settore (5) viene moltiplicato dal pignone (6) alla cui estremità è presente una coppia conica (non visibile) che devia di 90° il moto sull'albero della dentarella, che si trova nella posizione (7). È possibile regolare la corsa delle pinze, e quindi l'altezza del tessuto prodotto, spostando il perno della biella (4) nell'asola presente nel settore dentato (5). In questo modo si varia la lunghezza del bilanciante cedente del quadrilatero articolato. La seconda coppia di camme comanda il bilanciante a cui è collegato l'albero della cassa battente. Questo meccanismo ha due vantaggi: il primo è che è possibile creare con precisione la legge di moto delle pinze, profilando opportunamente le camme; il secondo è che la legge di moto non varia modificando la corsa delle pinze. La legge di moto, dell'accelerazione, maggiormente impiegata in questo tipo di meccanismi è la trapezia modificata. Questa legge permette di avere delle accelerazioni 'dolci' che riducono di molto le vibrazioni indotte sulla catena cinematica di comando.

1.2.3 Meccanismo di comando delle pinze a vite senza fine

Questo meccanismo (figura 1.14) è costituito da un manovellismo ordinario accoppiato ad un accoppiamento vite senza fine - madrevite. Il manovellismo è composto dalla manovella (1), solidale all'albero di comando, dalla biella (2) e dal carrello (3) scorrevole sulla guida (4). Questo primo meccanismo trasforma il moto rotatorio in traslatorio alternato. Nel carrello (3) sono montate due coppie di pattini contrapposte che impegnano il profilo elicoidale della vite senza fine (5); in questo modo il moto viene trasformato da traslatorio a rotatorio alternato e viene rinviato di 90° rispetto

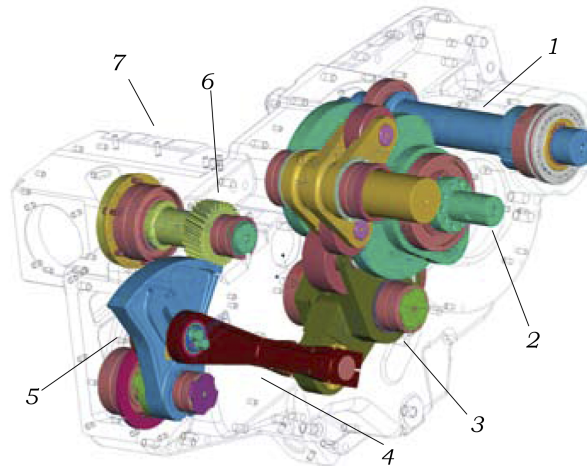


Figura 1.13: Meccanismo di comando a camme

all'albero di comando. La dentarella (6) è direttamente calettata sulla vite senza fine. Per consentire una modulazione della legge di moto la vite senza fine è a passo variabile. Il meccanismo ha dalla sua una notevole semplicità costruttiva e un'ottima 'rigidezza' intrinseca, che lo rende adatto alle alte velocità di tessimento. Tuttavia ha lo svantaggio di avere una legge di moto variabile nel caso si voglia regolare la corsa delle pinze. Questa regolazione infatti viene effettuata variando il raggio della manovella, mediante un meccanismo scorrevole. Questo comporta una variazione della corsa del carrello e, conseguentemente, la madrevite si trova ad impegnare solo un tratto di vite, riducendo il vantaggio del passo variabile. Un altro punto a sfavore è l'accoppiamento di strisciamento dei pattini della madrevite sulla vite senza fine.

1.2.4 Meccanismi a sistema articolato

In figura 1.15 sono riportati i disegni di un meccanismo di comando a sistema articolato, nelle due posizioni estreme di lavoro [4]. Questo meccanismo utilizza un quadrilatero articolato, giacente su un piano parallelo alla dentarella (2), unito ad un manovellismo spaziale a 4 assi concorrenti. Sull'albero di comando (23) è fissata una manovella (20) con l'asse del perno (21) inclinato rispetto all'asse dell'albero (23). L'elemento oscillante (16) è inserito nel cuscinetto (19), posto sul perno della manovella (20) e coassiale con l'asse (21), ed è calettato su due cuscinetti (17) montati nel bilanciere (12). L'asse (18) dei cuscinetti passa nel punto d'incrocio tra l'asse dell'albero (23) e l'asse del perno di manovella (21). Il bilanciere (12) ruota sull'asse (11), ortogonale al piano del meccanismo, e passante per l'intersezione tra

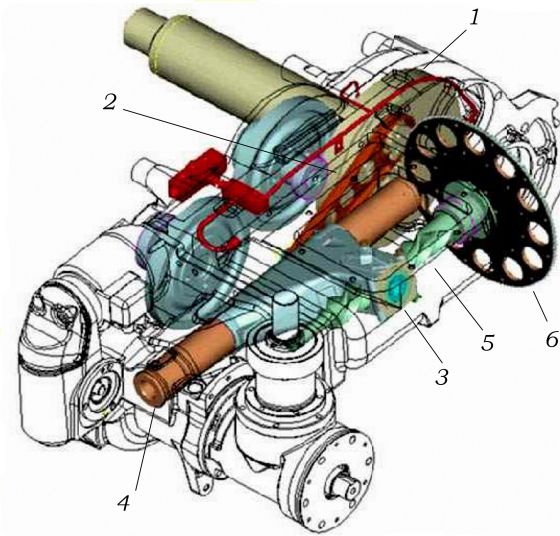


Figura 1.14: Meccanismo di comando a vite senza fine

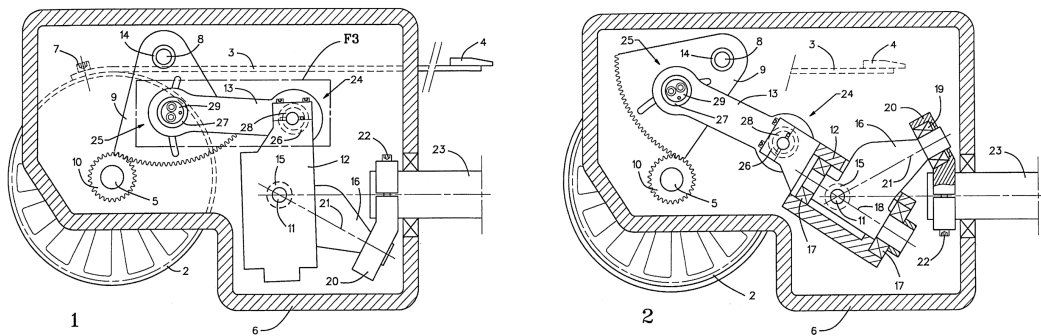


Figura 1.15: Meccanismo di comando a sistema articolato

(21), (23) e (18). La rotazione dell'albero (23) viene in questo modo trasformata in oscillazione dell'elemento (16) (in pratica questo elemento ruota attorno al punto di intersezione tra gli assi) e quindi in oscillazione del bilanciere (12). Questo è il primo membro del quadrilatero articolato formato da (12), dalla biella (13) e dal settore dentato (9). Questo a sua volta ingrana il pignone (10) solidale all'albero (5) della dentarella. Questo meccanismo non necessita di coppie coniche per il rinvio del moto dall'albero di comando all'albero della dentarella.

1.2.5 Leggi di moto

Nei grafici delle figure da 1.16 a 1.18 sono riportati gli andamenti delle leggi di moto ‘teoriche’ imposte dalle pinze al capo di trama con esse solidiale. La legge presentata si riferisce ad un meccanismo a vite senza fine (figura 1.14). Il calcolo delle leggi è stato effettuato ipotizzando una velocità di inserzione pari a 600 ppm ed una altezza complessiva del telaio di 2 m. Considerando che non tutta la corsa delle pinze è impiegata per l’inserzione della trama, l’altezza utile del tessuto è inferiore ai 2 m. Al pinzaggio, cioè a circa 50° telaio, la pinza ha raggiunto il picco di accelerazione massima, e la trama viene afferrata dalla pinza portante ad una velocità compresa tra 15 e 20 m/s (considerando la velocità di 600 ppm e 2 m di corsa). La velocità massima, per la pinza portante, è intorno ai 90° telaio. Dopo questo angolo la velocità diminuisce sino a raggiungere la velocità nulla allo scambio (180°). In questo punto si ha la massima decelerazione. Qui la pinza portante scambia la trama con la traente. Questo avviene solo teoricamente in maniera ‘puntuale’ ai 180° telaio. In realtà allo scambio le sue pinze si ‘incrociano’ tra loro per potersi trasferire la trama. Quando la pinza traente ‘entra’ nella portante, la trama scavalca l’uncino della traente; quando le pinze si allontanano la trama si inserisce nell’uncino della traente e viene sfilata dalla portante. Nella fase di scambio la trama passa dalla massima decelerazione ad una brusca accelerazione. Dopo i 180° telaio la trama accelera, raggiunge la velocità massima a circa 270° , e viene rilasciata in velocità dalla traente a circa 320° . Le leggi di moto per gli altri meccanismi di inserzione presentano lo ‘stesso’ andamento di quelle rappresentate nelle figure seguenti. I punti su cui si agisce per modulare l’inserzione sono quelli al pinzaggio ed allo scambio. I meccanismi a camme presentano in generale un funzionamento più ‘morbido’ in questi punti. Tuttavia, dato che, a parità di velocità del telaio e a parità di corsa, la velocità media delle pinze è la stessa per i diversi casi, la diminuzione della velocità al pinzaggio implicherà una maggiore entità della velocità massima.

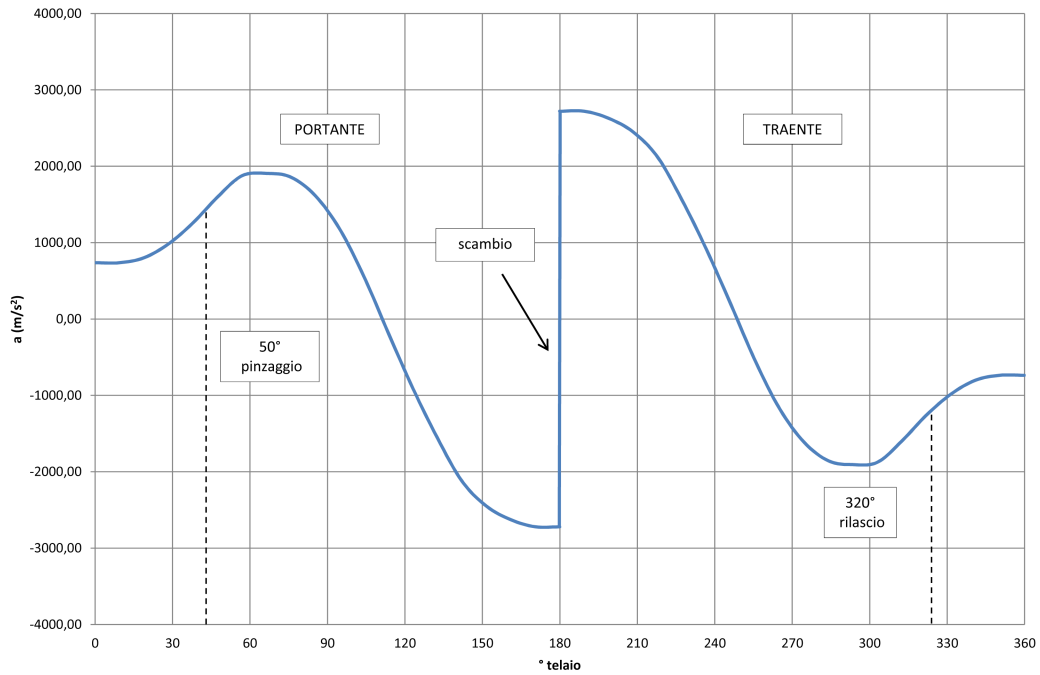


Figura 1.16: Leggi di moto di accelerazione per telai a pinze

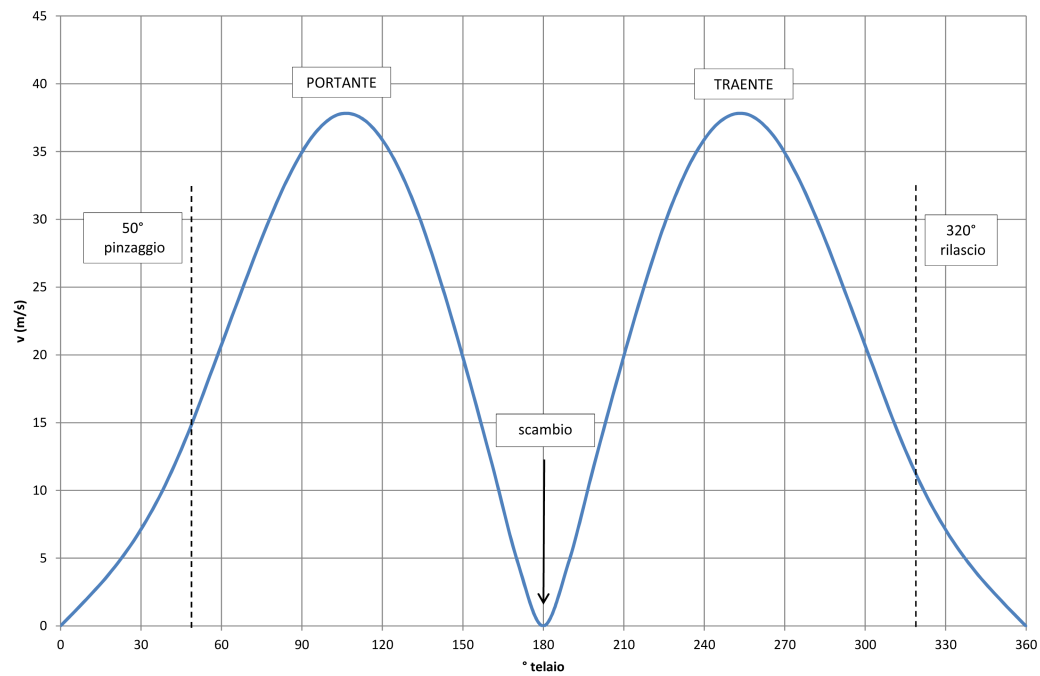


Figura 1.17: Leggi di moto di velocità per telai a pinze

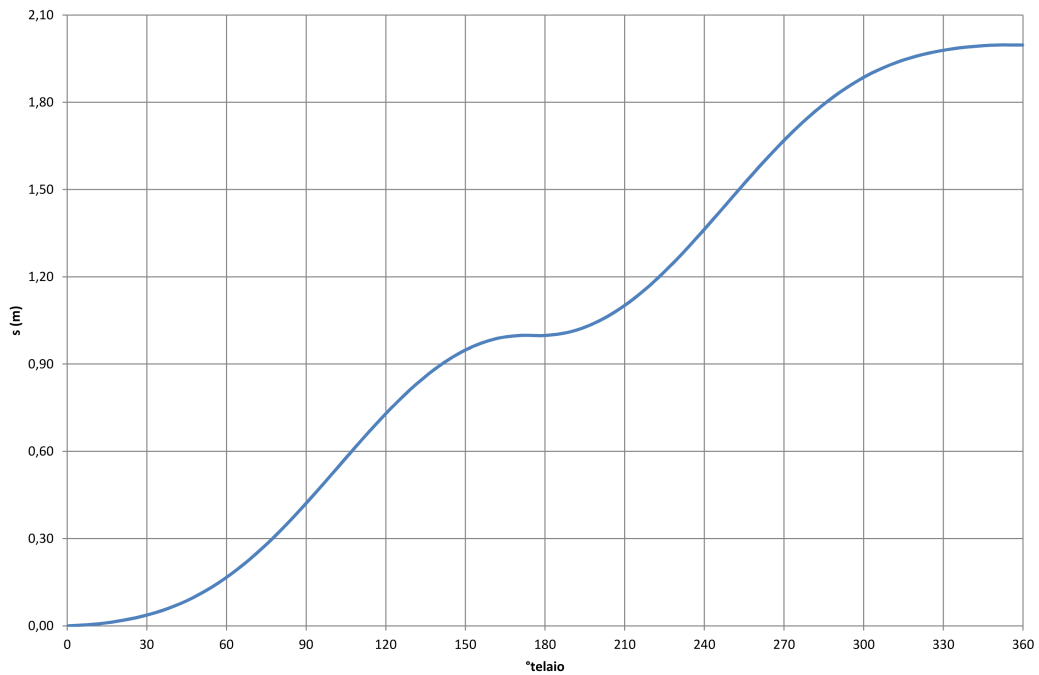


Figura 1.18: Leggi di moto di spostamento per telai a pinze

1.3 Alimentatori di trama

A causa sia delle elevate velocità di inserzione, sia della intermittenza del processo di tessimento, il telaio non può svolgere la trama direttamente dalla rocca, disposta su un supporto (cantra) posto a lato del telaio. Osservando le leggi di moto delle pinze, riportate nel precedente paragrafo, sono evidenti le notevoli accelerazioni a cui è soggetta la trama. Se venisse svolta direttamente dalla rocca si avrebbero delle eccessive variazioni di tensione, oltre che problemi dovuti alle forze ‘inerziali’ agenti sulla trama. In particolare potrebbero prodursi due fenomeni: la caduta delle spire dalla rocca, a causa delle brusche decelerazioni, e il generarsi del ‘ballon’ in fase di accelerazione. Questo fenomeno è dovuto all’azione della forza centrifuga sulla trama, in svolgimento dalla rocca, che tende a deviare verso l’esterno della rocca il percorso della trama, con conseguenti problemi di collisioni con le altre rocche presenti sulla cantra e arricciamenti della trama stessa. L’alimentatore di trama permette di ovviare a questi problemi interponendosi tra la rocca e il telaio (figura 1.19). Svolge la trama dalla rocca, la avvolge su un tamburo cilindrico che funge da ‘magazzino’ della trama per il telaio e ne controlla la tensione di svolgimento. In questo modo le velocità di sfilamento della trama dalla rocca sono più costanti, dato che oltre al tempo dedicato

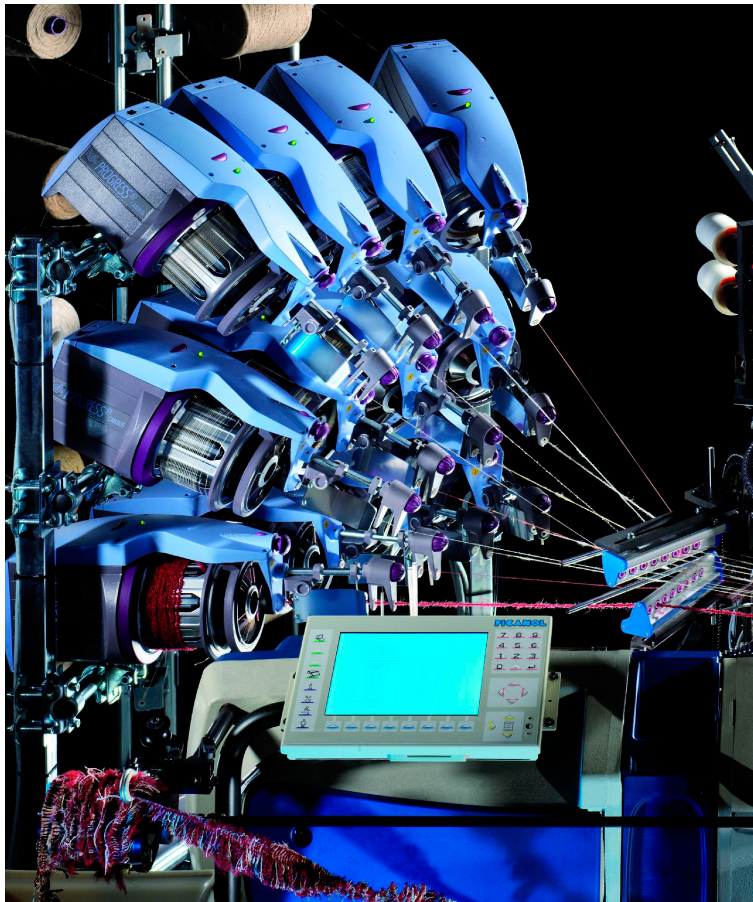


Figura 1.19: Alimentatori di trama

all'inserzione, l'alimentatore può lavorare anche nei 'tempi morti' in cui la trama viene alimentata dagli altri alimentatori, che solitamente sono almeno 2, presenti sul telaio. La trama proveniente dalla rocca passa nell'albero cavo dell'alimentatore, su cui è calettato il rotore di un motore elettrico, viene deviata nel canale del volano e avvolta elicoidalmente sul tamburo avvolgitrama. Il moto di avanzamento assiale delle spire di trama sul tamburo è prodotto dalle razze del mozzo oscillante che fuoriescono dalle cavità presenti sulla circonferenza del tamburo avvolgitrama. Il movimento oscillatorio del mozzo, prodotto da un eccentrico inclinato posto sull'albero principale, garantisce inoltre la corretta, e costante, separazione tra le spire di trama. In questo modo quando questa viene sfilata dall'alimentatore le spire non possono trascinarsi a vicenda. Esiste inoltre un meccanismo di regolazione della separazione delle spire che varia la posizione relativa tra eccentrico e albero principale. Il tamburo avvolgitrama, non potendo essere collegato meccanicamente al corpo motore, a causa della presenza del volano in rotazione, è mantenuto fermo da una coppia magnetica prodotta da una

serie di magneti contrapposti, fissati rispettivamente sul tamburo avvolgitrama e sul corpo motore. Sul bordo d'uscita del tamburo avvolgitrama è presente un freno-trama, coassiale al tamburo stesso. Il controllo del motore è retroazionato sul segnale proveniente da tre sensori principali: un sensore di rottura trama in ingresso all'alimentatore, che segnala la presenza della trama, il sensore della scorta sul tamburo avvolgitrama, che permette di mantenere sempre al medesimo livello la scorta di trama sul tamburo, e il sensore di rottura trama in uscita dall'alimentatore.

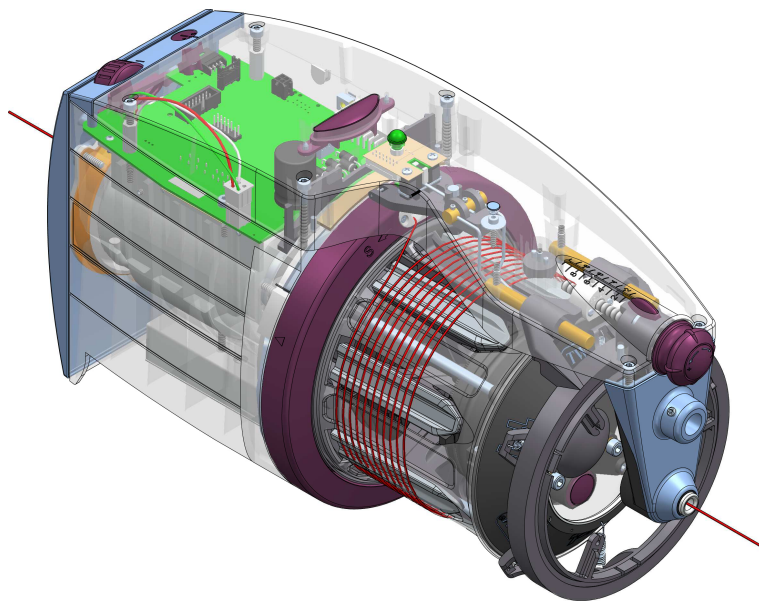


Figura 1.20: Alimentatore di trama

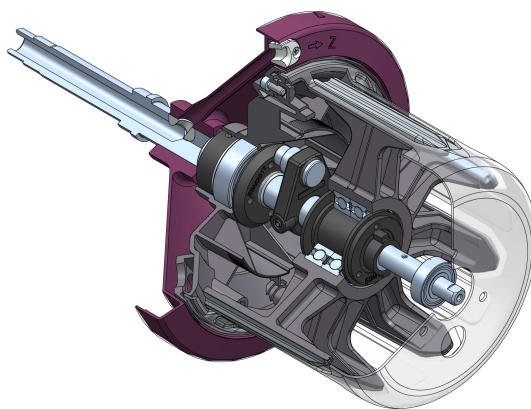
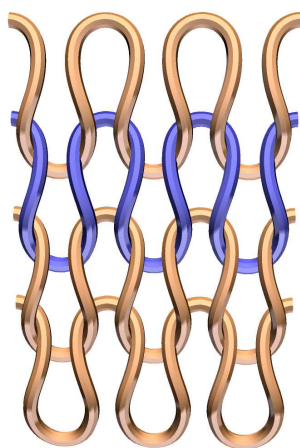


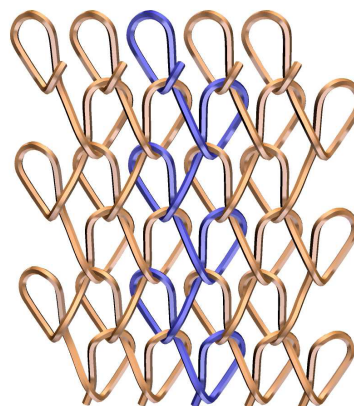
Figura 1.21: Meccanismo di separazione

1.4 Macchine da maglieria

Esistono due tipologie di tessuti in maglia (figura 1.22): tessuti con **maglia in trama** e tessuti con **maglia in catena**. Nei primi l'intermaglia, cioè il tratto di filato che collega due maglie consecutive, ha uno sviluppo orizzontale, in questo caso, sfilando il capo libero del filato, è possibile demagliare il tessuto. Nei tessuti a maglia in catena, l'intermaglia evolve in senso verticale o diagonale, l'intreccio è più complesso e non è possibile demagliare il tessuto, per questo motivo questi tessuti vengono chiamati indemagliabili.



MAGLIA IN TRAMA



MAGLIA IN CATENA

Figura 1.22: Intreccio elementare di tessuti a maglia

Le macchine dedicate alla produzione di tessuti in maglia si classificano in macchine e telai. Nelle **macchine**, rettilinee o circolari, gli aghi che formano la maglia vengono movimentati singolarmente, queste vengono utilizzate per produrre tessuti in trama. Nei **telai**, diversi dai telai da tessitura, gli aghi si muovono a gruppi; sono utilizzati sia per produrre tessuti in trama, ma principalmente per realizzare tessuti in catena. L'ago è l'elemento essenziale per la formazione della maglia, è un elemento piatto, di forma allungata; ad una estremità è posto l'uncino di presa del filato e all'estremità opposta è presente il tallone (uno o più) che scorre negli elementi di comando della macchina, che imprimono il movimento traslatorio all'ago. Altro elemento fondamentale è la linguetta che permette di aprire e chiudere l'uncino. Gli aghi sono classificati in base alla finezza, cioè al loro spessore.

L'altro elemento caratterizzante le macchine da maglieria è la **frontura**, vale a dire l'insieme di aghi, fissati ad una piastra nel caso dei telai e scorrevoli nel caso delle macchine. Da qui in poi si farà riferimento alle macchine da maglieria circolari; in questo caso la frontura può essere costituita sia da un cilindro con scanalature ricavate sulla circonferenza esterna e parallele all'asse del cilindro, sia da un piatto circolare con scanalature radiali.

1.4.1 Macchine circolari

Nelle macchine circolari l'elemento essenziale è la zona di formazione della maglia, costituita dalla frontura principale, dagli aghi e dai vari organi di comando del movimento degli stessi. Esternamente alla macchina sono disposte le rocche che alimentano le diverse cadute (punti di alimentazione del filato). A seconda del numero di fronture esistono macchine monofrontura, doppia frontura, piatto cilindro (con fronture a 90°) e doppio cilindro (con fronture a 180°). Inoltre le macchine sono classificate in funzione del diametro in macchine a grande, medio e piccolo diametro. In funzione del meccanismo di selezione degli aghi, e quindi della gamma di intrecci realizzabile, esistono macchine semplici oppure jacquard.

Per comprendere meglio il processo di formazione della maglia verrà descritto il principio di funzionamento di una macchina monofrontura jacquard. In figura è riportata la vista esplosa del gruppo di formazione della maglia. Il cilindro (1) ha due serie di scanalature, una assiale (2) e una radiale (3). Nella scanalatura assiale (2) viene inserito l'ago (4) e il selettore (5). Nelle scanalature radiali (3) sono inserite le platine (6). Le platine sono elementi ausiliari delle macchine monofrontura che hanno due compiti: trattenere verso il basso la maglia quando gli aghi compiono il movimento di salita e fornire al tessuto un appoggio quando l'ago scende.

In figura 1.23 sono riportate le varie fasi che portano alla formazione della maglia. Nella fase 1 le platine sono nella posizione di riposo e l'ago sale per allentare la tensione sulla maglia appena formata. Nella fase 2 l'ago inizia la risalita e le platine avanzano verso il centro del cilindro, in tal modo la maglia si inserisce nella scanalatura della platina per essere trattenuta durante la salita dell'ago. L'ago (fase 3) continua la sua risalita raggiungendo il punto massimo dove avverrà la presa del filo; la maglia precedentemente formata scavalca la linguetta e si scarica sullo stelo dell'ago. Nella fase 4 l'ago aggancia il filato, presentato dal guidafile, e le platine traslano verso l'esterno del cilindro permettendo alla maglia di lavorare sul piano di

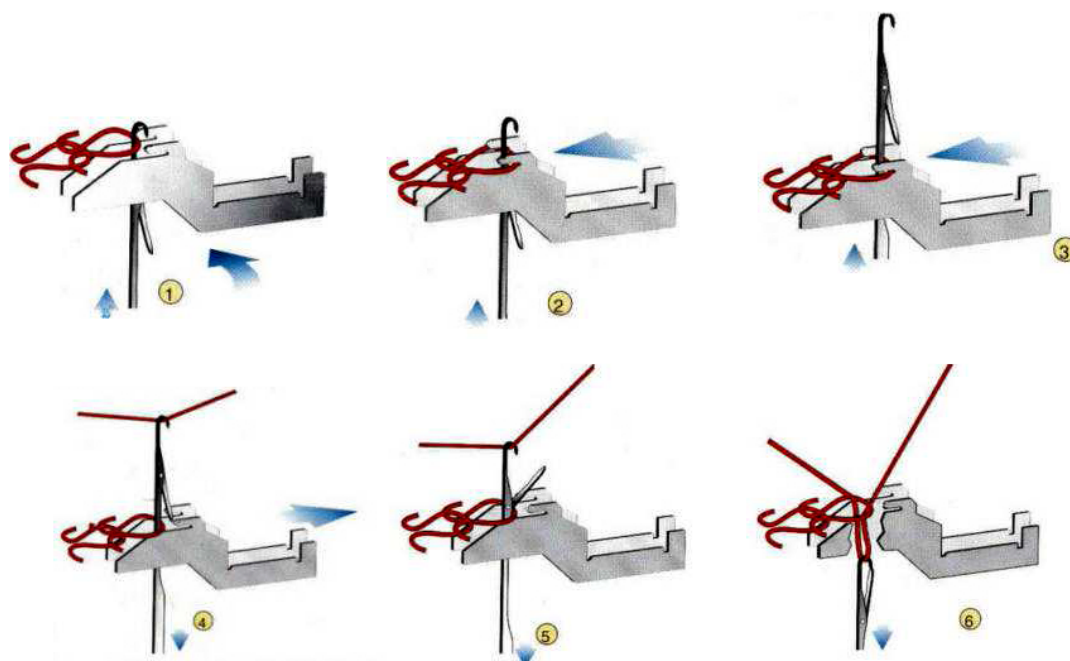


Figura 1.23: Fasi del processo di formazione della maglia su macchine circolari monofrontura

abbattitura delle platine. A platine completamente ritirate (fase 5) l'ago continua la discesa e la maglia precedente chiude la linguetta contro l'uncino. Nell'ultima fase (6) l'ago continua la discesa, la maglia vecchia scorre sulla linguetta chiusa, scavalca l'uncino e si scarica, mentre il filo presente nell'ago forma la nuova maglia.

Da un punto di vista delle sollecitazioni sul filato, il processo di maglieria è diverso da quello di tessitura. Al contrario della tessitura, dove la trama è soggetta ad un andamento variabile della velocità durante il processo di inserzione, nei processi di maglieria l'unica variazione 'istantanea' della velocità del filo avviene al momento dell'inserzione quando il filato viene presentato agli aghi dal guidafile. Gli aghi infatti si muovono con velocità pari a quella periferica del cilindro in rotazione, per cui, all'inizio dell'inserzione, il filato fermo deve accelerare istantaneamente sino a portarsi alla velocità periferica di rotazione del cilindro. Durante l'inserzione la velocità si mantiene pressochè costante, oppure può variare 'lentamente' per esigenze di formazione della maglia.

1.4.2 Alimentazione del filato

Nelle macchine da maglieria i sistemi di alimentazione del filato si distinguono in base al tipo di macchina e al filato impiegati. Nelle macchine semplici, che realizzano disegni elementari e dove non sono necessarie inserzioni intermittenti del filato, si utilizzano **alimentatori 'positivi'** a comando meccanico. Al contrario degli alimentatori negativi, dove il fialto viene svolto dall'elemento di accumulo mediante la forza impressa al filo dalla macchina o del telaio, negli alimentatori positivi è l'elemento di accumulo dell'alimentatore ad imporre il moto di alimentazione al filato. In questo modo il sistema di alimentazione è costruttivamente più semplice rispetto ad un alimentatore negativo. Gli alimentatori positivi comandati meccanicamente (figura) sono fissati ad un anello circolare posto nella parte superiore della macchina. Il moto è impresso agli alimentatori mediante una cinghia dentata, comandata da un unico motore, che ingrana con la puleggia dentata calettata sull'albero dell'alimentatore. In questo modo tutti gli alimentatori ruotano alla stessa velocità. L'esclusione di un alimentatore dal processo d'inserzione è possibile grazie ad un innesto dentato che disaccoppia torsionalmente la puleggia dall'albero.

Sulle macchine che realizzano disegni più elaborati (jacquard) e dove è necessario avere alimentazioni intermittenti, si utilizzano **alimentatori negativi** ad accumulo (figura). Il principio di funzionamento è lo stesso di quello descritto nel paragrafo 1.3. Questi alimentatori sono costruttivamente più semplici, rispetto a quelli impiegati in tessitura, e di dimensioni ridotte. Possono essere installati sia su cadute particolari, che su tutte le cadute della macchina. Nel caso di macchine a grande diametro le cadute possono essere installati sino a 96 alimentatori su una singola macchina. L'utilizzo di questi alimentatori permette, in generale, un aumento della produttività della macchina da maglieria.

Nel caso di alimentazione di filati elastomerici, vengono impiegati **alimentatori positivi elettro-attuati** (figura). Non è infatti possibile utilizzare alimentatori negativi con questo tipo di filati. A causa della loro elevata elasticità, devono essere alimentati a tensioni controllate, per evitare che si generino difetti nella maglia prodotta. Il principio di funzionamento è simile a quello degli stessi alimentatori in versione meccanica. In questo caso il rocchetto di alimentazione è comandato da un motore elettrico (solitamente brushless). Una cella di carico, con elevata banda passante, permette di misurare la tensione del filato. Sul segnale proveniente da questo sensore viene retroazionata il motore. La fase critica del funzionamento di

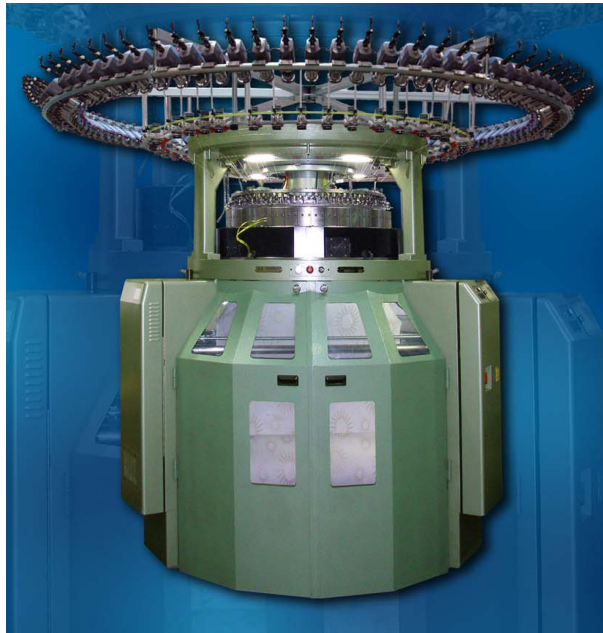


Figura 1.24: Macchina da maglieria circolare a grande diametro con alimentatori negativi

questo alimentatore è l'inizio del processo di inserzione, quando il rocchetto, da fermo, deve accelerare per portare il fialto alla velocità di alimentazione. Questa accelerazione deve essere elevata per evitare che il picco di tensione del filo cresca eccessivamente.

Capitolo 2

Il controllo della tensione del filato

Il controllo della tensione del filo avviene mediante opportuni elementi di frenatura presenti sugli alimentatori di trama. La frenatura avviene solitamente in 3 punti dell'alimentatore (figura 2.1): in ingresso all'alimentatore, sul bordo di uscita del tamburo avvolgitrama e in uscita dall'alimentatore. La **frenatura in ingresso** (I) è necessaria a garantire il corretto funzionamento dell'alimentatore ed è solitamente di entità molto bassa. Può avvenire sia con freni 'ad attrito', dove il filo viene premuto tra due elementi di frenatura, sia con freni che deviano il percorso della trama. La **frenatura sul bordo d'uscita** del tamburo avvolgitrama (T) avviene mediante un elemento elastico posto a contatto del tamburo tra cui scorre la trama in svolgimento. L'elemento frenante assolve anche al compito di mantenere il filo a contatto del tamburo durante lo svolgimento del filato da parte del telaio o della macchina da maglieria. La **frenatura in uscita** (U) può essere sia di tipo 'accessorio', vale a dire può essere di ulteriore ausilio alla frenatura principale che avviene sul tamburo, oppure può essere la principale e, in questo caso, la frenatura sul tamburo servirà a garantire il solo contatto della trama in fase di svolgimento. Le modalità di frenatura variano in funzione del filato, o della trama, trattata. Nel corso degli anni sono state molte le soluzioni di frenatura sviluppate dai costruttori di alimentatori di trama, o dai produttori di telai. Nei paragrafi successivi saranno analizzate le soluzioni principali di frenatura che avviene sul bordo d'uscita dell'alimentatore e a valle dell'alimentatore. Non verrà trattata la frenatura in ingresso che, come detto, serve solo al buon funzionamento dell'alimentatore e non influenza la tensione del filo inviato alla macchina.

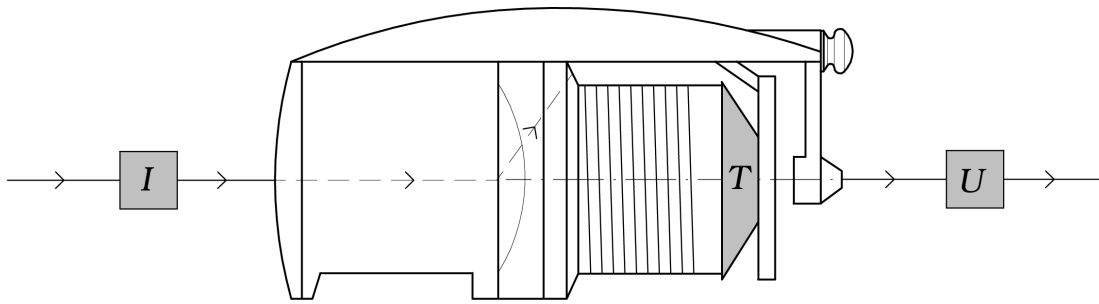


Figura 2.1: Zone di frenatura sull'alimentatore di trama

2.1 Freni 'passivi'

I freni 'passivi' agiscono sul bordo d'uscita dell'alimentatore e la forza frenante viene generata mediante una forza elastica che preme il filo tra il freno e il tamburo avvolgitrama. Sono passivi in quanto la forza frenante non può essere variata durante il processo di inserzione, ma può solo essere regolata manualmente variando la forza di pressione elastica freno/tamburo. Nel **freno a spazzola** (figura 2.2) il filo viene svolto dal tamburo (1), passa attraverso le setole di una spazzola anulare (4) coassiale al tamburo, e scorre nei guidafile in uscita (2) e (3). Similmente nel **freno lamellare** (figura 2.3). In questo caso l'elemento frenante è una membrana metallica tronco-conica (4) su cui sono ricavate una serie di lamelle radiali. Traslando il carrello porta-freno (3) è possibile regolare la forza elastica di pressione delle setole della spazzola o delle lamelle sul tamburo e, di conseguenza, la forza frenante. La forza di frenatura non varia durante il processo di inserzione, per cui, nelle fasi di accelerazione della trama, la tensione aumenta. La forza frenante F_t prodotta dal freno può essere, in prima approssimazione, descritta dalla relazione (2.1).

$$F_t = 2\mu(v)F_n(k_L, c) \quad (2.1)$$

Dove μ è il coefficiente d'attrito della trama con gli elementi frenanti, variabile con la velocità di scorrimento del filo, e F_n è la forza agente normalmente sulla trama. F_n risulta essere funzione della rigidezza k_L delle setole, nel caso di frenatura con spazzola, o delle lamine per il freno lamellare, oltre che della corsa c del carrello porta-freno.

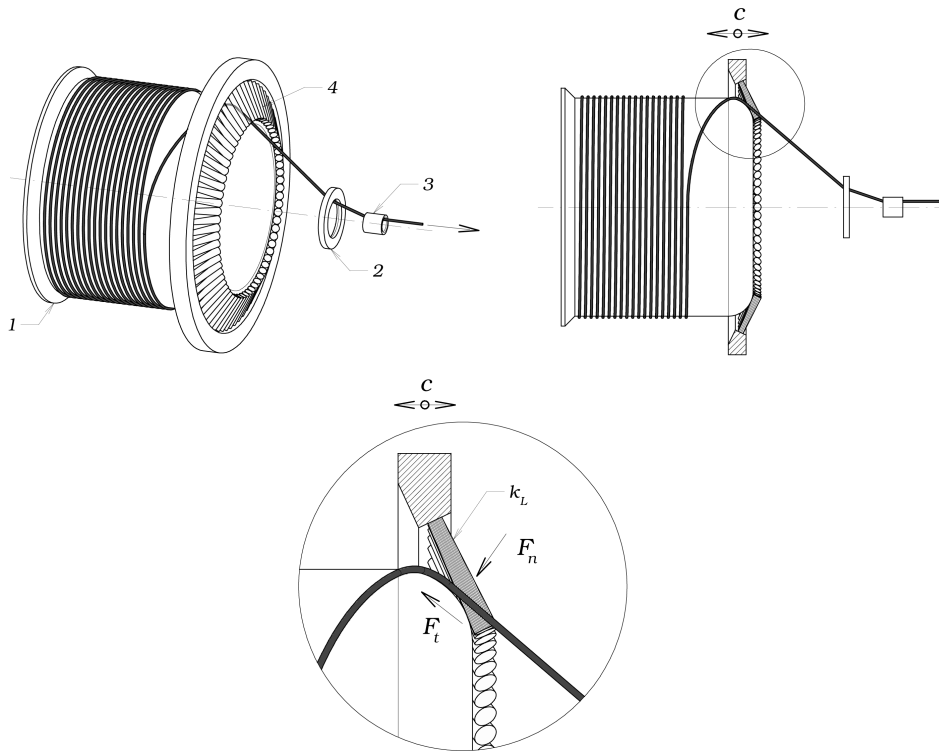


Figura 2.2: Freno 'a spazzola'

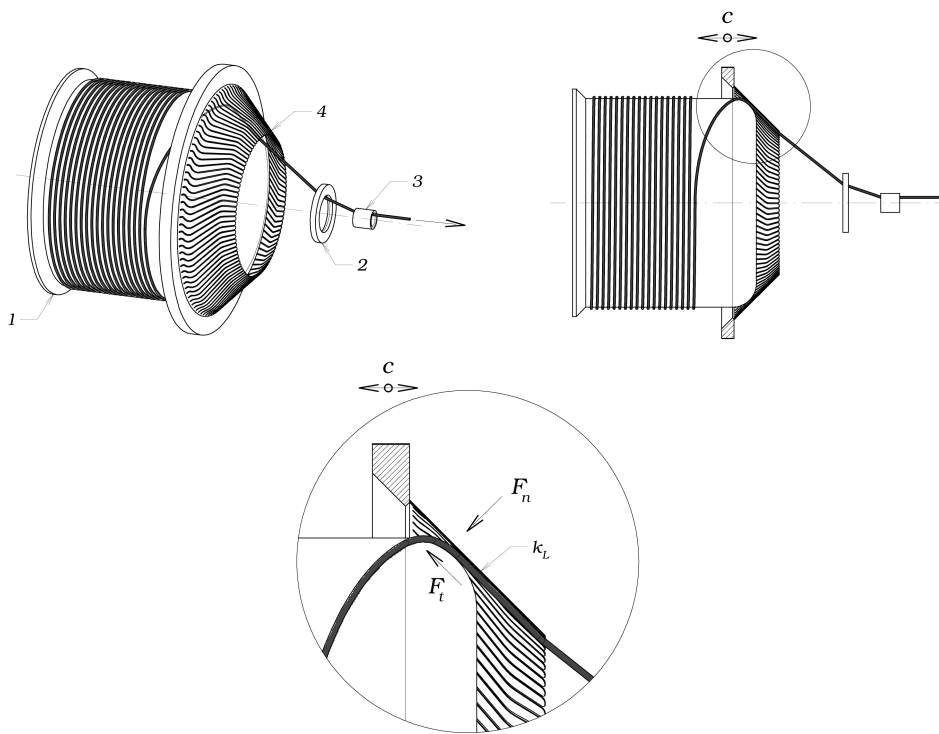


Figura 2.3: Freno lamellare

2.2 Freni automodulanti

In questi freni la trama agisce come ‘retroazione’ sul freno, auto-limitando la forza frenante nelle fasi di accelerazione del filo. Questo è possibile facendo compiere alla trama un percorso particolare, diverso dal percorso naturale che assumerebbe se non ci fosse il freno, cioè tangente al raggio d’uscita del tamburo e alla bussola guidafile posta sul supporto in uscita dell’alimentatore. In tal modo è possibile sfruttare una componente della tensione del filo per ‘aprire’ il freno. Come i freni passivi anche questi agiscono sul bordo d’uscita del tamburo avvolgitrama. Di seguito sono descritte 4 soluzioni di freno automodulante attualmente realizzate dai costruttori di alimentatori di trama.

2.2.1 Freno automodulante coassiale

Il freno automodulante coassiale, noto con la sigla commerciale **CAT**, è prodotto dalla *IRO* [5]. Il freno (figura 2.4) è composto da due piattelli contrapposti, fissati assialmente sul tamburo, tra cui scorre la trama. Il piattello (1) è fissato al tamburo, mentre il piattello (2) è libero di scorrere assialmente in una guida tubolare (non mostrata). Il piattello (2) viene premuto contro (1) da una molla elicoidale (3). Il filo, dal bordo d’uscita del tamburo, entra radialmente tra i due piattelli ed esce assialmente dal foro presente sul piattello mobile (3). Dallo schema è ben visibile la deviazione del percorso del filo dalla linea naturale di tangenza tra tamburo e bussola d’uscita (linea t). Questo permette di sfruttare una componente della tensione nella trama come forza ‘sfrenante’ che tende ad opporsi a quella elastica della molla. Per garantire il contatto del filo in uscita dal tamburo è ancora presente il freno anulare. La regolazione della frenatura avviene traslando, con opportuno meccanismo, l’anello (4). La forza frenante è data da due contributi dovuti all’attrito del filo con il piattello fisso (1) e con il piattello mobile (2). Si consideri l’equilibrio alla traslazione (in condizioni statiche) del piattello mobile (2):

$$F_{t,out} \cos(\alpha) = k(c + x) \quad (2.2)$$

dove $F_{t,out}$ è la tensione del filo in uscita, k è la rigidezza della molla, c è la corsa dell’elemento di regolazione (per $c = 0$ la molla è scarica) e x è lo spostamento del piattello mobile (2). Dalla (2.2) è evidente nella condizione in cui la componente assiale della tensione del filo supera il valore kc il freno si ‘apre’ e il contributo dell’attrito sul piattello fisso si annulla. L’espressione della forza frenante (2.3) è in

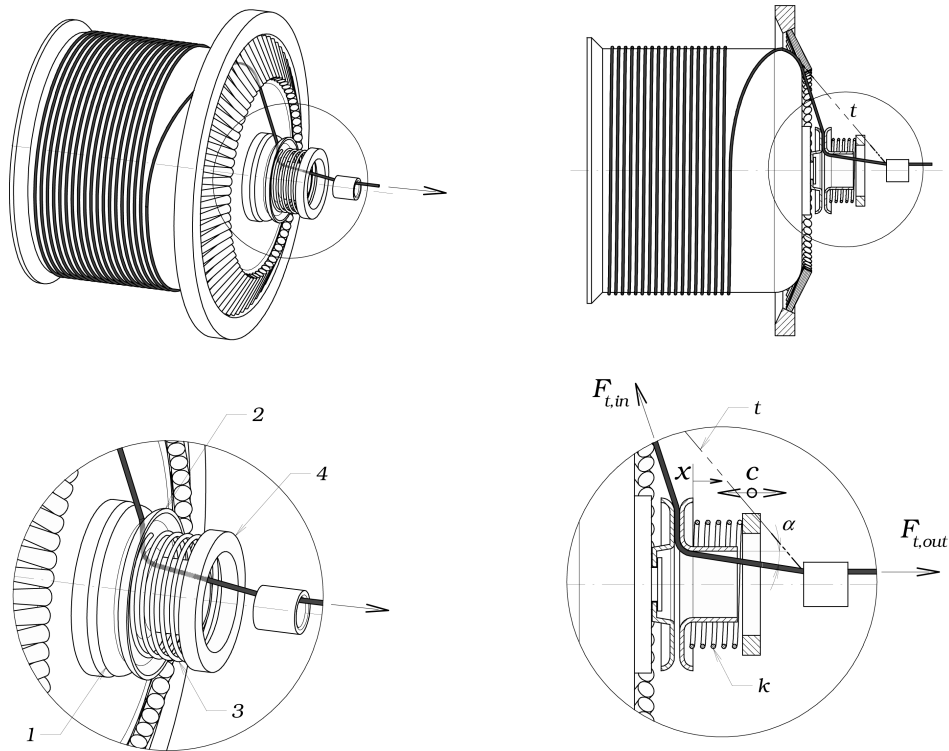


Figura 2.4: Freno automodulante coassiale CAT

questo caso non-lineare in quanto F_n risulta essere funzione di F_t .

$$F_t = F_{t,out} - F_{t,in} = \mu(v)F_{n,1}(k, c, F_{t,out}) + \mu(v)F_{n,2}(k, c, F_{t,out}) \quad (2.3)$$

2.2.2 Freno automodulante a sospensione elastica

Questo tipo di freno (figura 2.5), noto come **TWM**, è prodotto dalla *LGL Electronics* [6]. E' formato da una membrana tronco conica (1) sospesa su una serie di molle elicoidali (2) montate radialmente su un anello di supporto (3). Il tronco-cono è tangente al bordo d'uscita del tamburo. Traslando l'anello porta-freno (3) è possibile variare la forza di pressione delle molle sul tronco-cono. Anche in questo caso la trama devia dal suo percorso naturale (linea t) esercitando sulla membrana un'azione 'sfrenante'. In questo caso la forza frenante prodotta dal freno sarà funzione della forza di contatto tra membrana tronco-conica e tamburo avvolgitrama. Tale forza risulta essere distribuita lungo la circonferenza di tangenza (di diametro d_c) tra la membrana e il bordo d'uscita del tamburo (figura ??).

$$F_t = \mu(v)F_n(f_a) \quad (2.4)$$

dove F_n è la forza normale agente sulla trama. Tale forza dipenderà, in generale, dalla forza di pressione f_n della membrana sul tamburo:

$$f_n = \frac{F_a}{\pi d_c} \quad (2.5)$$

dove F_a è la forza assiale complessiva sulla membrana e d_c è il diametro della circonferenza di contatto membrana-tamburo. La forza assiale è data da due contributi, la componente assiale della forza prodotta dalle molle $F_{m,a}$ depurata della componente sfrenante della tensione in uscita $F_{t,out}$ (2.6).

$$F_n = F_{m,a} - F_{t,out} \cos(\alpha) \quad (2.6)$$

Il calcolo della forza assiale $F_{m,a}$ deriva da considerazioni sulla geometria del freno (figura 7.5). La forza di trazione della singola molla F_k è data dalla:

$$F_k = k(l - l_0) \quad (2.7)$$

dove k è la rigidezza della molla, l la lunghezza ‘di lavoro’ della molla e l_0 la lunghezza a riposo della molla. La lunghezza l si calcola considerando la geometria del freno:

$$l = \frac{R_e - R_i}{\cos\left(\arctan\left(\frac{c}{R_e - R_i}\right)\right)} \quad (2.8)$$

dove R_e ed R_i sono rispettivamente i raggi esterno e interno dei due punti di aggancio delle molle, c è la corsa di regolazione del freno. La forza assiale sulla membrana prodotta dalle N molle componenti il freno, considerando la (2.7) e la (2.8), si calcola come:

$$F_{m,a} = Nk \left[\frac{R_e - R_i}{\cos\left(\arctan\left(\frac{c}{R_e - R_i}\right)\right)} - l_0 \right] \sin\left(\arctan\left(\frac{c}{R_e - R_i}\right)\right) \quad (2.9)$$

che come si vede dipende dalla sola geometria del freno. Per una valutazione della forza frenate complessivamente prodotta dal freno, si devono considerare anche le azioni dinamiche dovute alla massa del tronco cono che, per effetto della trama, può traslare.

2.2.3 Freno a membrana

Un'altra soluzione di frenatura automodulante, adottata dalla IRO e noto come **FLEX** [7], prevede l'impiego di una membrana elastica anulare coassiale al tamburo

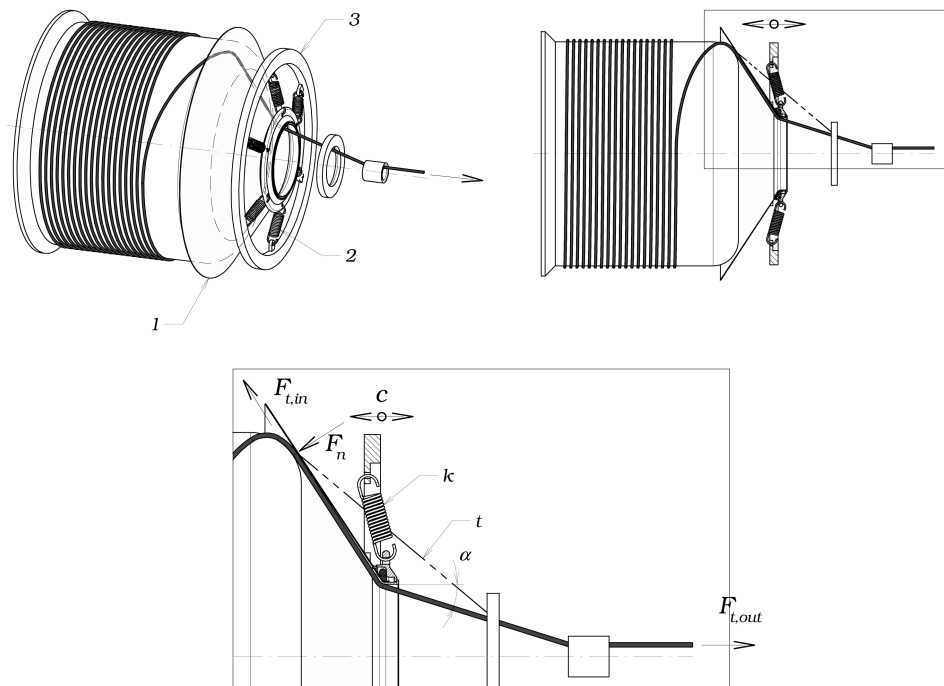


Figura 2.5: Freno automodulante a sospensione elastica TWM

avvolgitrama e a contatto con il bordo d'uscita (figura 2.6). La membrana assialsimmetrica (1) possiede una zona di frenatura rettilinea (2) e una zona corrugata (3). La circonferenza esterna della membrana è solidale all'anello (4) che, mediante traslazione, permette di variare la forza frenante sul filo. La circonferenza interna (5) del freno devia la trama dal percorso di tangenza (t) tamburo-guidafilo in uscita (6).

2.3 Freni a controllo attivo

La frenatura a controllo attivo della trama avviene attraverso l'utilizzo di freni-trama elettro-attuati. Può avvenire sia con sistemi di controllo in *anello aperto* che con sistemi in *anello chiuso*. Nella soluzione in anello aperto (figura 2.7) il comando del freno $V = v(deg)$ è definito in funzione dei gradi telaio, per cui l'unica informazione utile al controllore per gestione del freno è il segnale dell'encoder principale del telaio. Nei sistemi in anello chiuso (figura 2.8) si utilizza un tensiometro di misura della tensione della trama per retroazionare l'attuatore del freno. Le soluzioni di frenatura adottate sono costruttivamente molte ma, concettualmente, si possono distinguere in 3 tipologie: i) frenatura con freno 'ad attrito' esterno all'alimentatore, ii) frenatura con freno 'esponenziale' esterno all'alimentatore, iii) frenatura con freno

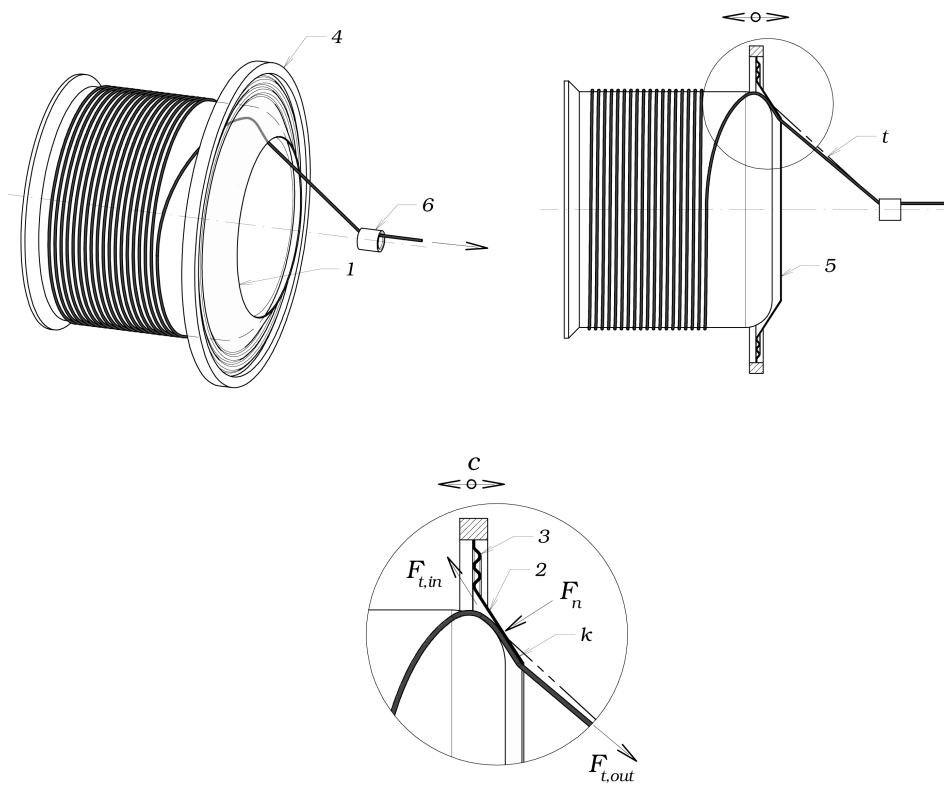


Figura 2.6: Freno automodulante a membrana FLEX

‘a bordo’ alimentatore.

2.3.1 Frenatura attiva ‘ad attrito’

Il freno ‘ad attrito’ elettro-attuato posto tra alimentatore e telaio è la soluzione maggiormente impiegata per il controllo attivo della tensione della trama.

Concettualmente si basa su un’idea molto semplice, ‘pinzare’ la trama tra due elementi di attrito (pattini rigidi o lamine flessibili). Costruttivamente sono diverse le soluzioni utilizzate. In figura 2.9 è rappresentato uno schema funzionale di questo tipo di freni. Solitamente si utilizza un attuatore lineare, costituito da una bobina statorica (1) e da un cursore a magneti permanenti (2). Lo stelo dell’attuatore (3) è collegato al pattino mobile (4) attraverso un elemento elastico (5). La forza frenante viene generata dallo spostamento dello stelo dell’attuatore che determina la forza elastica della molla agente sul pattino mobile (4). La forza frenante $F_{t,b}$ è data dalla 2.10.

$$F_{t,b} = 2\mu(v)k_m c \quad (2.10)$$

dove k_m è la rigidezza della molla e c è la corsa del cursore.

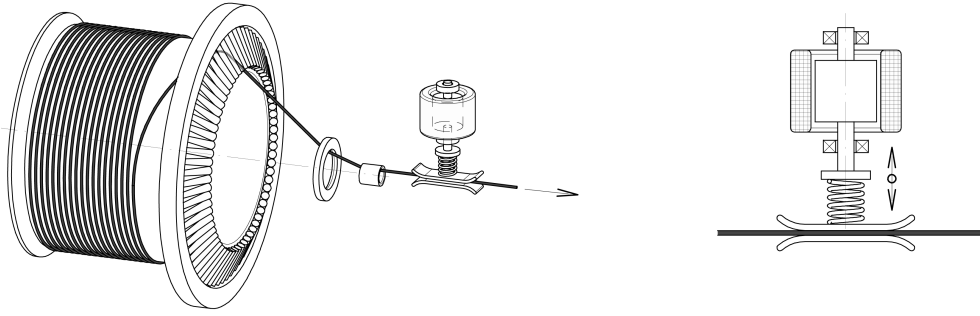


Figura 2.9: Frenatura attiva ‘ad attrito’

2.3.2 Frenatura attiva ‘esponenziale’

Deviando il percorso rettilineo del filo con opportuni elementi d’attrito è possibile imprimere una forza frenante al filo stesso. La legge che descrive la variazione della forza d’attrito, in funzione dell’angolo di contatto del filo con l’elemento che ne devia il percorso, è di tipo esponenziale. Due metodi di frenatura sfruttano questo fenomeno. Nel sistema di figura 2.10 una leva (1), mossa dal motore (2), devia la trama dal percorso rettilineo. La forza di frenatura è data dal contributo dell’attrito del filo sui 3 perni su cui scorre. Se si considera l’attrito sul primo perno la forza di frenatura è data dalla (2.11).

$$F_{t,b1} = F_{t,in} e^{\mu\alpha} \quad (2.11)$$

Sommando i contributi di attrito su tutti i perni si ottiene l’espressione della tensione della trama in uscita $F_{t,out}$:

$$F_{t,out} = F_{t,in} e^{\mu(\alpha+\beta+\gamma)} \quad (2.12)$$

Un’altra configurazione di frenatura (figura 2.11) sfrutta l’attrito dovuto alla deviazione del filo da parte di una serie di perni in moto relativo. 4 perni sono montati sul supporto fisso (1), 3 perni sono solidali sul supporto (2) mosso dall’attuatore lineare (3). Sfruttando la (2.11) è possibile risalire all’espressione della forza frenante:

$$F_{t,out} = F_{t,in} e^{\mu(N-1)\alpha_i} \quad (2.13)$$

dove N è il numero di perni che formano il freno e α_i è l’angolo di deviazione del filo sul singolo perno.

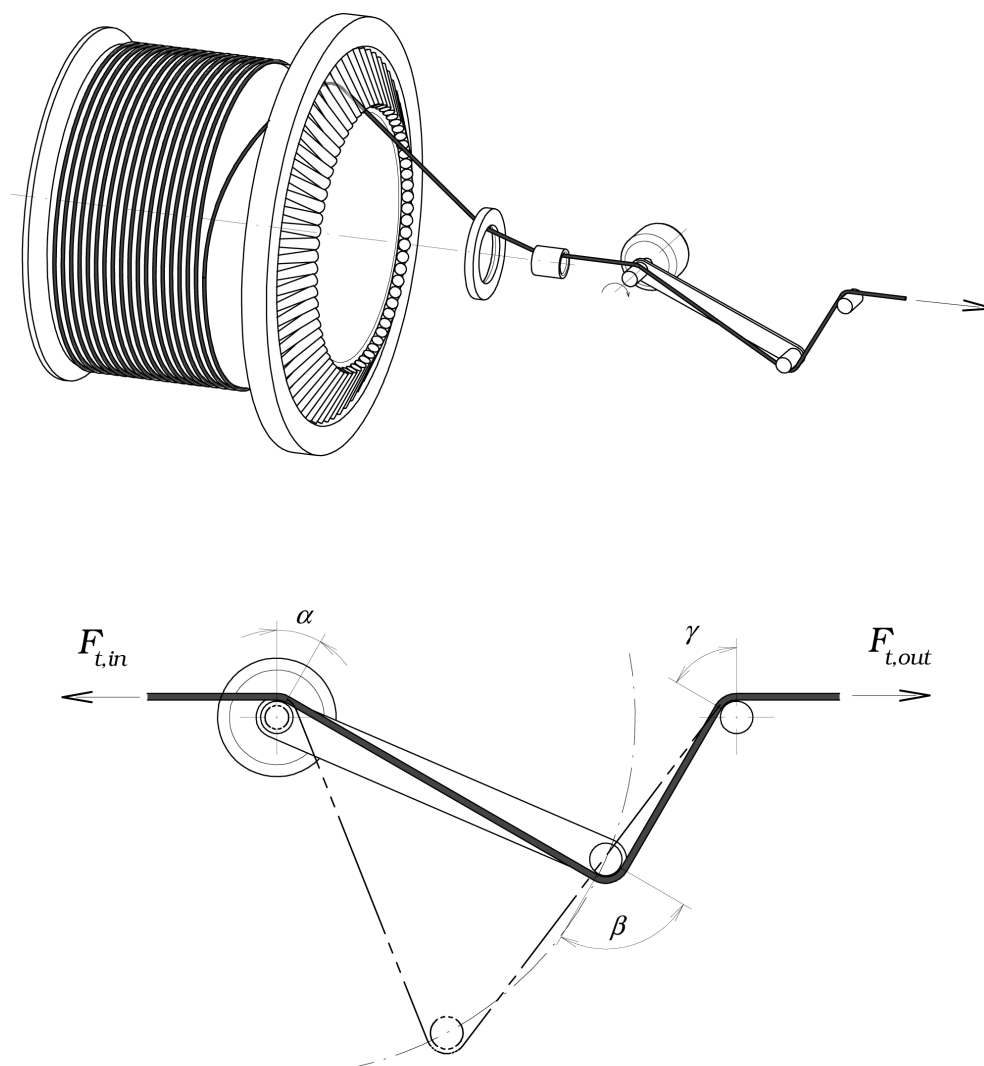


Figura 2.10: Frenatura attiva 'esponenziale'

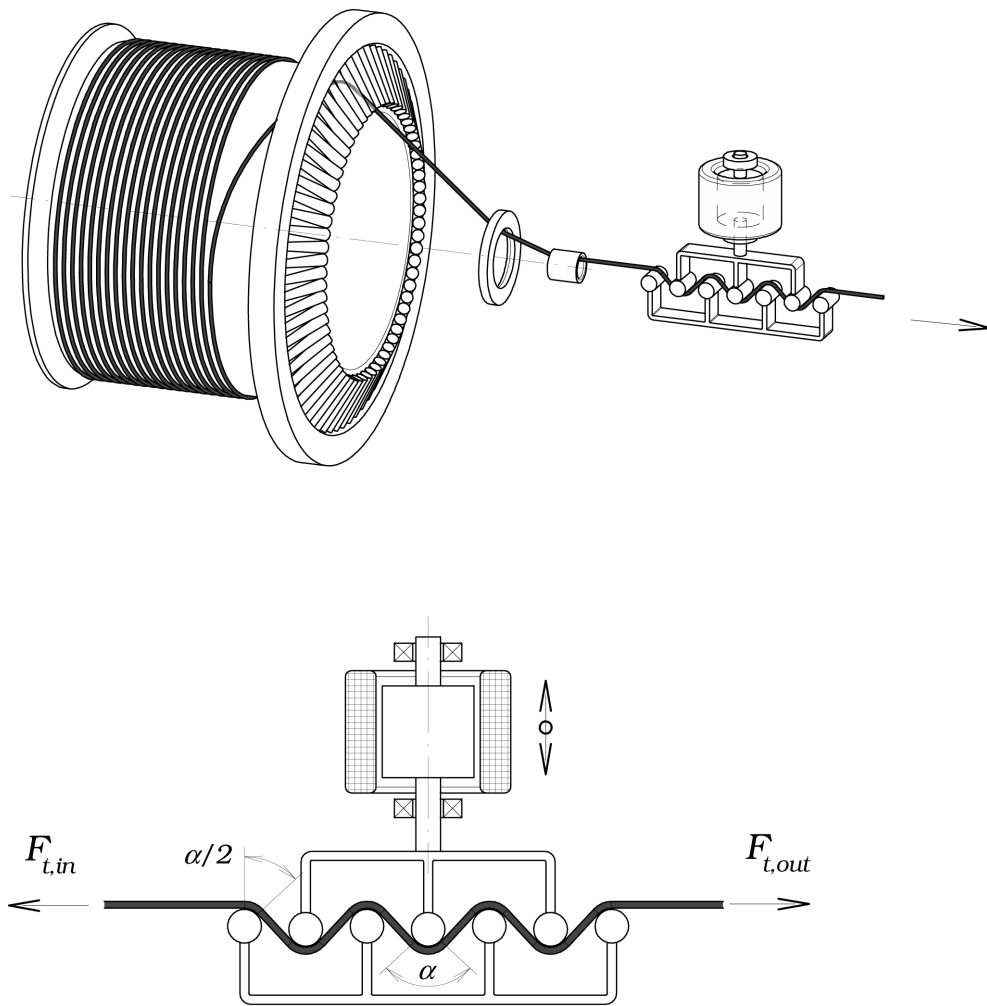


Figura 2.11: Frenatura attiva 'esponenziale'

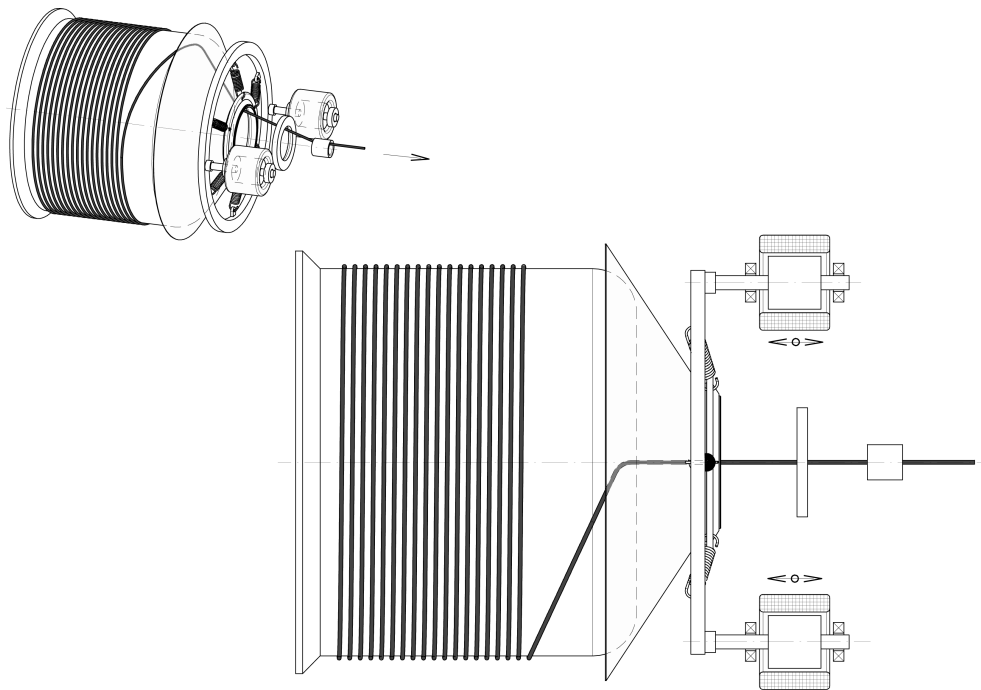


Figura 2.12: Freno TWM a controllo attivo

2.3.3 Freno TWM a controllo attivo

I freni a controllo attivo con azione sul tamburo avvolgitrama prevedono l'impiego di freni passivi o automodulanti precedentemente descritti accoppiati ad attuatori lineari che permettono di variare la forza frenante durante il processo di inserzione. Un esempio di questo tipo di freni è il TWM a controllo attivo sviluppato dalla LGL Electronics. Il sistema utilizza il freno TWM di figura 2.5 come elemento frenante. Due attuatori lineari collegati all'anello porta-freno permettono di variare la forza di frenatura durante l'inserzione della trama (figura ??).

2.4 Confronto della tensione della trama

Di seguito si riportano alcuni grafici della tensione della trama, in funzione dei gradi telaio, durante l'inserzione nei telai a pinze. Sono confrontate le diverse soluzioni di frenatura.

Nella figura 2.13 è visibile un grafico che mostra la tensione della trama nel caso di frenatura con un freno passivo (freno a spazzola) e con freno automodulante (TWM). La trama è un cotone, la velocità del telaio è di 500 ppm con un'altezza tessuto di 1900 mm. In questo caso il pinzaggio avviene dopo i 60° telaio e lo scambio dopo i

210°. Si osservi come, nel caso di freno passivo, la tensione ‘segua’ il profilo di velocità imposto dalla pinza (figura 1.17). Al pinzaggio si ha il picco massimo di tensione, successivamente questa decresce leggermente per poi tornare ad aumentare sino al punto di velocità massima della pinza portante (in questo caso sui 120°). Dopo questo punto la pinza decelera e la tensione diminuisce, sino quasi ad annullarsi allo scambio. In questa fase si ha un nuovo salto di tensione dovuto alla presa della pinza traente e, successivamente, un andamento simile a quanto visto per la portante. Il freno automodulante permette invece di ridurre le tensioni nella trama. Al pinzaggio è comunque presente il picco di tensione. In questo caso però questo picco agisce come retroazione sul freno, ‘aprendolo’ e riducendo di conseguenza la tensione. Il comportamento ‘oscillatorio’ del freno tra i 90° e lo scambio può essere dovuto ad un movimento ‘vibatorio’ della membrana sospesa sulle molle. Infatti il freno aperto, per effetto delle molle, tenderà a ritornare sul tamburo, questo fa aumentare di nuovo la forza frenante sulla trama e di conseguenza la tensione nella trama. Questa agisce di nuovo come forza ‘sfrenante’ sul freno aprendolo nuovamente, sino allo scambio dove la tensione anche in questo caso tende ad annullarsi. Dopo lo scambio il comportamento è simile a prima.

Da sottolineare come in entrambe i casi la frenatura ‘statica’ che viene imposta al freno è in funzione delle fasi di **decelerazione**, dello **scambio** e del **rilascio** della trama. Durante la decelerazione la tensione, per effetto della forza d’inerzia del filo, tende a diminuire. Tale diminuzione però non può essere eccessiva, per cui deve essere compensata dalla forza frenante, per non pregiudicare le fasi successive alle decelerazioni: scambio e rilascio. Se allo scambio infatti il filo si allentasse troppo nella pinza portante, la traente non riuscirebbe ad afferrarlo correttamente. Il medesimo discorso vale per la fase di rilascio della trama da parte della pinza traente. Anche in questo caso se la trama si allentasse eccessivamente potrebbero prodursi difetti nel tessuto.

Confrontando la frenatura attiva con quella tradizionale passiva (figura 2.14) è ben evidente il vantaggio del controllo attivo. La trama è in questo caso un cachemire 14.5 Nm, telaio altezza 1900 mm velocità 500 ppm. Per il freno passivo (freno a spazzola) vale quanto detto prima. Si osserva anche in questo caso che l’andamento della tensione ‘segue’ quello della velocità delle pinze. Nel caso di freno a controllo attivo (TWM attivo) si impone una tensione statica inferiore e si aumenta gradualmente la frenatura nelle fasi critiche di decelerazione, scambio e rilascio (grafico inferiore di

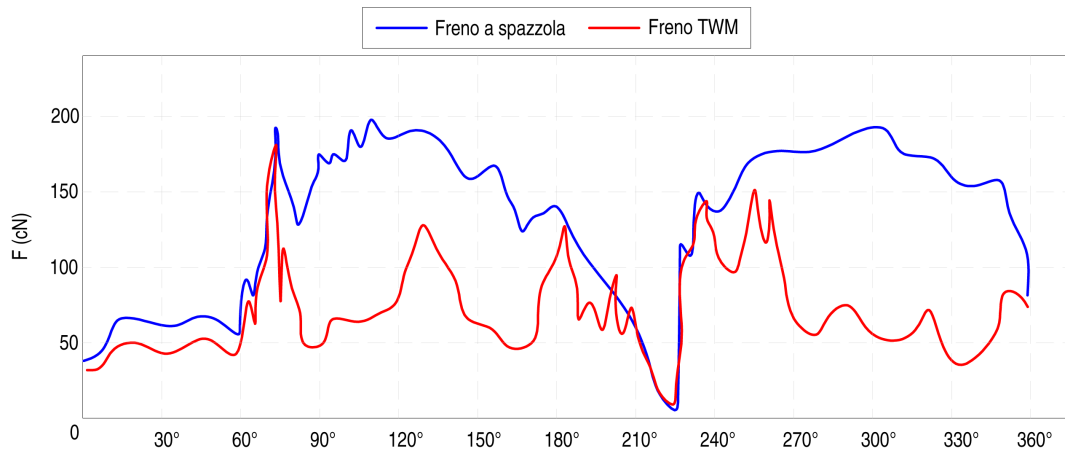


Figura 2.13: Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno automodulante

figura 2.14). La bassa tensione statica permette un picco di tensione di antità minore al pinzaggio. La frenatura viene aumentata prima dello scambio e questo garantisce una maggiore tensione rispetto alla frenatura passiva con una maggiore certezza di corretto pinzaggio da parte della traente. Dopo lo scambio la forza frenante viene ridotta, per evitare il salto di tensione dovuto all'accelerazione della traente, e aumentata di nuovo nella fase di rilascio garantendo una tensione maggiore della trama in fase di battuta. In questo caso si osservi come le tensioni massime si dimezzino, con il freno a controllo attivo, rispetto al freno passivo.

In figura 2.15 è riportato un confronto tra una frenatura con freno lamellare, in una configurazione diversa dal quella di figura 2.3, 'passivo' ed a controllo attivo. Nel caso in esame la membrana metallica lamellare (particolare (4) di figura 2.3) è inserita in un supporto sospeso su una serie di molle radiali come nel caso del freno TWM (figura 2.5). I grafici sono stati rilevati su un telaio con meccanismo di inserzione a camme (figura 1.13) altezza 1900 mm. La trama è una lana pettinata 45 Nm (22 tex) con carico di rottura $F_H = 137$ cN e dispersione del carico di rottura $CV_{FH} = 12.5$ %. si nota come la tensione di lavoro sia inferiore per il freno a controllo attivo, così pure la tensione massima. L'impiego del controllo attivo, in questo caso, ha permesso un aumento della resa del telaio, sia in termini di velocità che in termini di fermate per rottura trama. La velocità è infatti passata da 410 ppm con il freno passivo a 450 ppm con il freno a controllo attivo. Le fermate per rottura trama si sono ridotte da 28 fermate per 200k colpi a 3 fermate per 100k colpi.

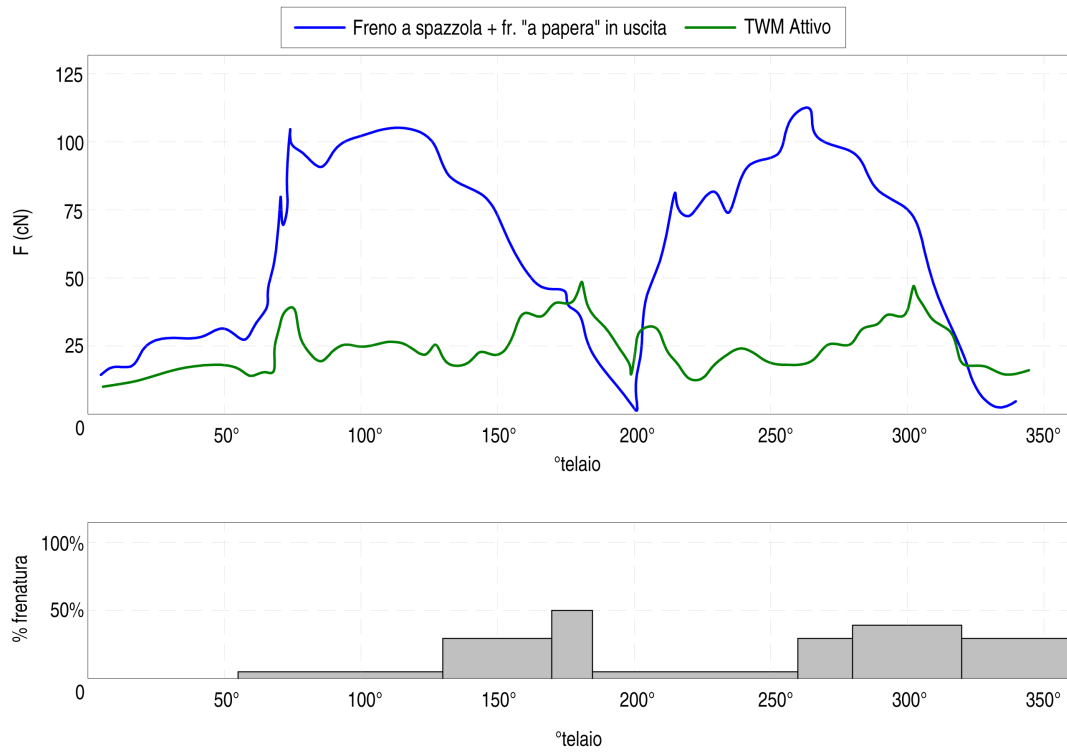


Figura 2.14: Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno automodulante a controllo attivo

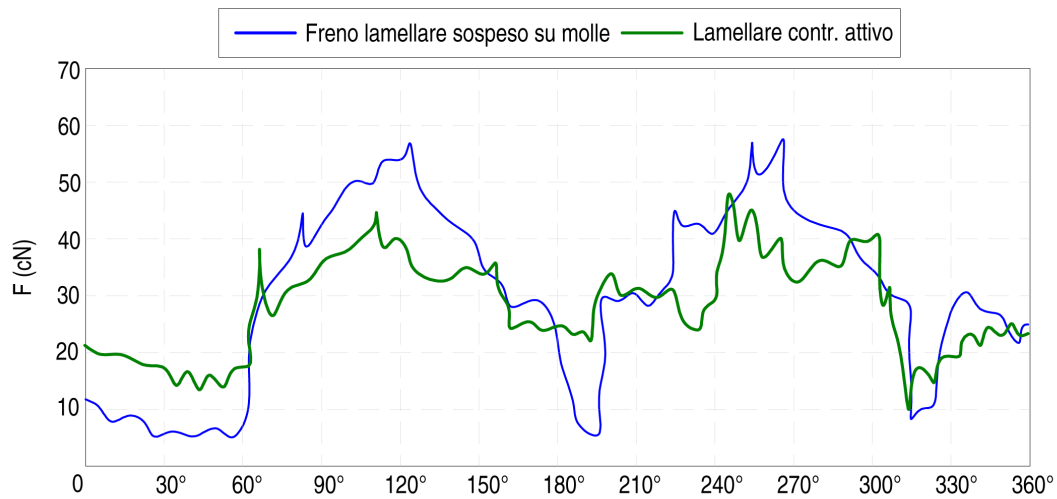


Figura 2.15: Tensione della trama durante il processo di inserzione. Confronto freno passivo con freno passivo a controllo attivo

Capitolo 3

Modellazione meccanica longitudinale dei filati

Lo studio numerico dei processi di inserzione del filato nei telai e nelle macchine da maglieria, necessita di una corretta modellizzazione del comportamento meccanico dei filati. In questo capitolo, partendo da un'analisi di alcuni lavori riguardanti la modellizzazione dei processi di inserzione dei filati nei telai e nelle macchine da maglieria, saranno analizzati diversi possibili modelli 'costitutivi' dei filati. Sarà presentata una panoramica sui possibili modelli 'visco-elastici', utilizzabili per la descrizione del comportamento meccanico del filato. Saranno descritti i metodi sperimentali necessari alla caratterizzazione 'quasi-statica' e dinamica dei filati. Saranno presentati una serie di risultati sperimentali, ottenuti da prove di trazione mediante dinamometri 'quasi-statici', per una serie di filati di interesse. Tali misure sono state utilizzate per la validazione di modelli meccanici elastici dei filati.

3.1 Modellizzazione dei processi di inserzione

3.1.1 Stato dell'arte

In letteratura non sono molte le ricerche riguardanti la modellizzazione dei processi di inserzione dei filati. Per quanto riguarda la modellizzazione dell'inserzione della trama in tessitura, in tutti i lavori analizzati gli autori si sono concentrati sullo sviluppo di opportuni modelli fisico-matematici del filato, con lo scopo di determinare l'andamento nel tempo della tensione della trama. *Vangheluwe et al.* [8] affrontano il problema della modellizzazione del processo di inserzione della trama nei telai a proiettile e nei telai a pinze. In particolar modo viene presentato un modello 'ad elementi discreti' monodimensionale della trama. La trama è suddivisa in una serie di masse, collegate tra loro mediante un sistema molla-smorzatore (del tipo Maxwell

generalizzato) per descriverne il comportamento meccanico visco-elastico. I parametri del modello visco-elastico sono determinati mediante la misura della velocità di propagazione nella trama di un'onda sonora. Sono presentati due simulazioni dell'andamento della tensione di inserzione, una per il telaio a proiettile ed una per il telaio a pinze. Non sono riportati confronti numerico-sperimentali dei risultati ottenuti. In un altro lavoro, *Vangheluwe et al.* [9], viene descritta una simulazione del processo di inserzione nei telai ad aria, utilizzata per lo studio di una strategia di controllo del freno-trama. In questo caso la trama è modellizzata come corpo rigido indeformabile. Non sono presenti confronti sperimentali. Lo scopo del lavoro di *Celik et al.* [10] è lo studio numerico del processo di inserzione della trama nei telai ad aria. In modo specifico sono determinate la velocità e la posizione della trama nel passo durante la fase di inserzione. Il modello considera la trama in moto rigido. I risultati mostrano un buon accordo con i rilievi sperimentali condotti su un telaio ad aria. Nel lavoro di *De Meulemeester et al.* [11] sono analizzati una serie di schemi di integrazione numerica per lo studio di un modello di trama ad elementi discreti. *Previdi et al.* [12], basandosi sul lavoro di *Vangheluwe et al.* [8], sviluppano un modello ad elementi discreti della trama, in cui la connessione tra le masse avviene mediante un sistema molla-smorzatore. La stima dei parametri del modello (rigidezza e fattore di smorzamento) sono stati determinati mediante la misura dell'oscillazione libera di un tratto di trama collegato ad una massa nota. Nel lavoro sono riportati una serie di risultati di simulazioni numeriche per un telaio a pinze, senza un confronto sperimentale. *De Meulemeester* [13], utilizzando il modello sviluppato in [11], si concentra sulla simulazione tridimensionale del processo di svolgimento assiale della trama da un cilindro su cui è avvolta (in modo simile ad un alimentatore di trama). Le simulazioni sono confrontate con le riprese, effettuate con una telecamera veloce, su un caso reale. Tuttavia il confronto è solamente 'visivo', non viene presentato un confronto numerico-sperimentale della tensione della trama.

Per quanto riguarda la maglieria, *Pusch et al.* [?] si concentrano sulla modellizzazione del processo di formazione della maglia, con l'obiettivo in particolare di determinare la variazione di tensione del filato per effetto del moto degli aghi. *Koo*[15] presenta un metodo sperimentale di misura della variazione della tensione del filato per effetto del passaggio sull'ago.

3.1.2 Modello meccanico generale di filato

Alla luce dei risultati proposti nei lavori precedentemente descritti, è possibile sviluppare un modello ‘generale’ per descrivere il comportamento meccanico della trama. Il modello (figura 3.1) viene costruito ‘discretizzando’ la trama in un sistema dinamico ad N gradi di libertà. La trama, di lunghezza L viene suddivisa in N elementi di lunghezza ΔL . Si ipotizza la massa m concentrata in un punto (il centro dell’elemento i -esimo) e la si valuta a partire dal titolo del filato. Il titolo τ è il paraometro fondamentale che caratterizza il filato, è definito come massa per unità di lunghezza. Questa grandezza definisce la finezza del filato; non sarebbe infatti possibile impiegare il diametro del filato, data la sua discontinuità. L’unità di misura del titolo è il *tex*, definito come massa in grammi di 1000 metri di filato. Per filati molto fini si utilizza un suo sottomultiplo, il decitex (*dtex*) che rappresenta la massa in grammi di 10000 metri di filato. Questo tipo di titolazione è definita come diretta, nella pratica si utilizza anche la titolazione indiretta (numerazione) dove la finezza è espressa come l’unità di lunghezza necessaria a formare l’unità di peso. Dal titolo si determina la densità lineare ρ_L della trama (3.1) e la massa dell’elemento (3.2).

$$\rho_L = \frac{\tau(\text{tex})}{1000} \quad (3.1)$$

$$m = \rho_L \Delta L \quad (3.2)$$

Le masse sono connesse tra loro dal ‘modello costitutivo’ del filato, vale a dire dal modello che descrive le caratteristiche tenso-deformative del filato. Questo modello può essere sia di tipo **visco-elastico**, se le forze che si generano nella trama, oltre a dipendere dalla deformazione, dipendono anche dalla velocità di deformazione, oppure puramente **elastico**, nel caso le velocità di deformazioni siano ‘basse’.

3.2 Modelli costitutivi per filati tessili

In questo paragrafo saranno analizzati una serie di modelli costitutivi, sia visco-elastici che elastici, adatti alla descrizione del comportamento meccanico dei filati tessili. Prima di analizzare i diversi modelli è utile comprendere, qualitativamente, come le caratteristiche fisico-chimiche e ‘morfologiche’ del filato ne influenzino il comportamento meccanico.

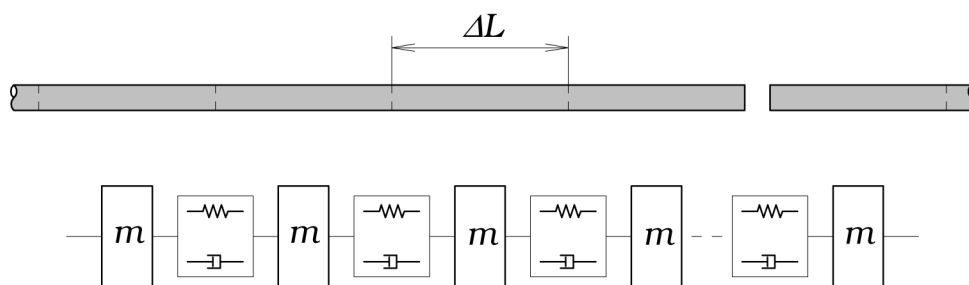


Figura 3.1: Modello generale del comportamento meccanico della trama

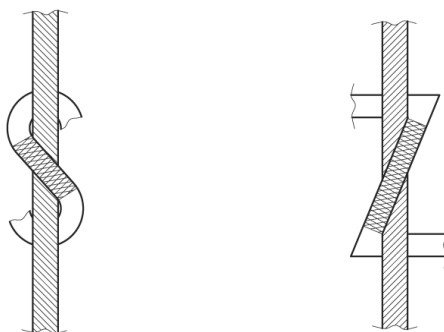


Figura 3.2: Torsione dei filati ad 'S' e 'Z'

Il filato è formato dall'unione di più fibre allineate tra loro e disposte lungo un percorso elicoidale lungo l'asse del filo. Le fibre tessili possono essere sia di origine naturale (cotone, lana, lino, seta, juta, etc.), che sintetica (poliammide, poliestere, etc.). La lunghezza delle singole fibre dipende dalla loro natura: le fibre naturali hanno lunghezza limitata, mentre le fibre sintetiche, che vengono prodotte per estrusione, possono avere lunghezza 'infinita'. Un altro parametro che caratterizza il filato è la torsione e il grado di torsione. La torsione può essere sia ad 'S', se il senso di avvolgimento delle fibre è sinistrorso, sia a 'Z', se le fibre sono avvolte verso destra (figura 3.2).

Le caratteristiche tenso-deformative di un filato dipendono da diversi fattori, in primo luogo dalla natura del filato (naturale o sintetico), dal metodo di filatura impiegato per produrlo, dal titolo, dalla lunghezza delle fibre che costituiscono il filato, dal grado di torsione, etc.. Una descrizione accurata di tutti questi fenomeni è abbastanza complessa ed esula dagli scopi del presente lavoro. Le caratteristiche meccaniche di un

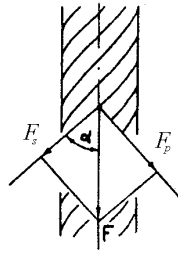


Figura 3.3: Scomposizione della forza di trazione su un filato ritorto

filato possono essere dedotte, in maniera qualitativa, analizzando la struttura stessa del filato. Sottoponendo un filo ad una tensione assiale si avranno due comportamenti fondamentali:

1. una sollecitazione a trazione della fibra;
2. uno scorrimento relativo delle fibre.

Le caratteristiche tensili del filato dipendono quindi, oltre che dalle proprietà meccaniche della fibra, anche da:

- lunghezza delle fibre: influenza la superficie di contatto tra le fibre componenti il filato;
- caratteristiche superficiali delle fibre: condizionano l'attrito tra le fibre;
- metodi di filatura: influenzano la disposizione e la lunghezza delle fibre nel filato;
- grado di torsione del filato: in un filato ritorto la tensione assiale si scompone in due componenti, una, $F_s = F \cos \alpha$, tangenziale alla fibra e una, $F_p = F \sin \alpha$, normale alla fibra (figura 3.3). Aumentando il grado di torsione (il passo dell'elica diminuisce) si ha un aumento dell'angolo di torsione α , quindi una diminuzione della forza di scorrimento F_s e un aumento della forza di pressione F_p . Questo comporta quindi un aumento delle caratteristiche meccaniche del filato, sino al limite di torsione, oltre il quale le fibre, per la diminuita possibilità di scorrimento, vengono sottoposte ad una tensione che può superare la loro resistenza.

Sia le fibre naturali che quelle sintetiche, chimicamente sono dei **polimeri**. I polimeri, a causa della loro struttura molecolare, presentano un comportamento meccanico di tipo visco-elastico. La forza nel filo dipende oltre che dalla deformazione

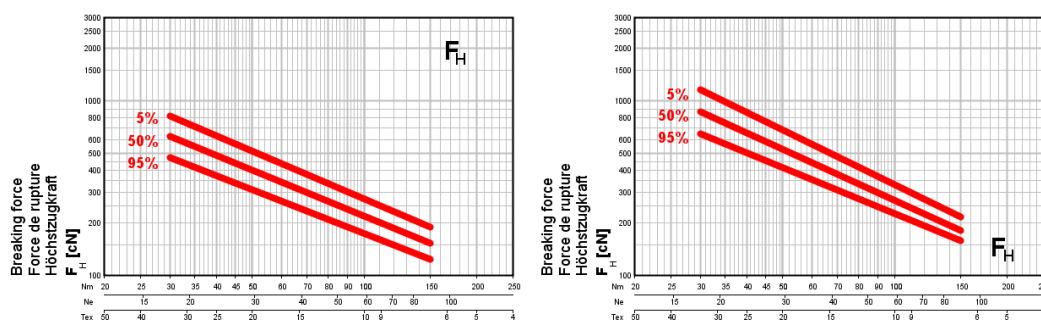


Figura 3.4: Carico di rottura di un filato in cotone pettinato ($v_p=5$ m/min; $v_p=400$ m/min)

imposta anche dalla velocità con cui questa viene applicata. Questo risulta evidente sperimentalmente da prove di trazione effettuate sui filati, a diverse velocità di deformazione [16]. Nella figura 3.4 sono riportati due grafici che mostrano l'andamento del carico di rottura, in funzione del titolo, per un filato in cotone pettinato, eseguito a 2 diverse velocità di deformazione. Le prove sono state eseguite su 2 macchine di prova USTER a diverse velocità di spostamento delle pinze: $v_p=5$ m/min (USTER TENSORAPID) e $v_p=400$ m/min (USTER TENSOJET). Questo comportamento non è influenzato solamente dalla natura visco-elastica delle fibre (naturali o sintetiche) cosituenti il filato, dovuta all'interazione tra le catene polimeriche che le compongono, ma anche dallo scorrimento relativo delle fibre.

3.2.1 Modelli visco-elastici

Le fibre tessili, come detto, sono materiali polimerici. Questi materiali hanno una struttura molecolare che possiede meccanismi di risposta tenso-deformativa diversi e su diverse scale temporali [17]. In funzione della velocità con cui lo sforzo viene applicato si avranno delle deformazioni della struttura molecolare e dei riposizionamenti degli atomi che costituiscono le molecole. In generale, sotto l'effetto di una deformazione imposta, ci saranno degli atomi che potranno muoversi liberamente e in tempi brevi, mentre altri avranno 'tempi di risposta' maggiori. Dai primi deriva quindi il comportamento elastico (istantaneo) del materiale, mentre dai secondi dipende il comportamento viscoso ('ritardato').

Partendo da questi concetti qualitativi è possibile quindi definire il modulo elastico dinamico del materiale. Applicando una deformazione sinusoidale S con pulsazione ω (3.3) ad un materiale visco-elastico, lo sforzo T che ne deriva (3.4) avrà (a regime) la

stessa pulsazione ω , ma risulterà sfasato (di un angolo di sfasamento θ) rispetto alla deformazione.

$$S = S_0 \cos(\omega t) \quad (3.3)$$

$$T = T_0 \cos(\omega t + \theta) \quad (3.4)$$

Esprimendo la (3.4) in notazione complessa si ha:

$$T^* = T'_0 \cos(\omega t) + jT''_0 \sin(\omega t) \quad (3.5)$$

da cui si ottiene:

$$\theta = \frac{T''_0}{T'_0} \quad (3.6)$$

$$T'_0 = T_0 \cos \theta \quad (3.7)$$

$$T''_0 = T_0 \sin \theta \quad (3.8)$$

La (3.7) lega la parte reale T'_0 (elastica) dello sforzo all'ampiezza di oscillazione dello sforzo T_0 . La (3.8) esprime la parte immaginaria T''_0 (viscosa) in funzione di T_0 . Infine è possibile definire due moduli di elasticità del materiale visco-elastico.

$$Y' = \frac{T'_0}{S_0} \quad (3.9)$$

$$Y'' = \frac{T''_0}{S_0} \quad (3.10)$$

dove Y' è il modulo elastico del materiale e Y'' è il modulo viscoso.

Viscoelasticità lineare

La descrizione fisico-matematica dei fenomeni visco-elastici si effettua attraverso dei modelli ottenuti combinando opportunamente due elementi fondamentali: una *molla* e uno *smorzatore* (figura 3.5). Il primo elemento (3.11) modella il comportamento elastico del materiale, mentre il secondo (??) ne descrive il comportamento viscoso. Nell'elemento elastico le forze sono proporzionali alle deformazioni S , mentre nell'elemento viscoso sono proporzionali alle velocità di deformazione \dot{S} .

Un'opportuna combinazione serie/parallelo di questi elementi permette di ottenere dei modelli matematici che riproducono la risposta meccanica dei materiali.

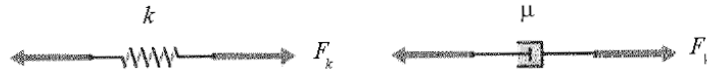


Figura 3.5: Elementi fondamentali dei modelli viscoelastici: molla e smorzatore

$$F_e = kS \quad (3.11)$$

$$F_v = c\dot{S} \quad (3.12)$$

Partendo da questi due elementi è possibile costruire una serie di modelli visco-elastici lineari ‘elementari’.

Il modello di **Maxwell** è composto da una molla e da uno smorzatore ‘in serie’ (figura 3.6). In questo caso la forza F è uguale sui due elementi (molla e smorzatore) e la defromazione totale è data dalla somma delle defromazioni sui due elementi. Per cui, da (3.11) e (3.12), si ottiene:

$$\dot{S} = \frac{\dot{F}}{k} + \frac{F}{c} \quad (3.13)$$

Nel modello di **Kelvin-Voigt** la molla è in parallelo con lo smorzatore (figura 3.7).

La forza totale F è la somma dei due contributi, elastico e viscoso, mentre la deformazione S è la stessa sui due elementi. Dalle (3.11) e (3.12) si ha:

$$F = kS + c\dot{S} \quad (3.14)$$

Questo modello è stato utilizzato da *Ngo Ngoc et al.* [?], come elemento di connessione in un modello del tipo di figura ??, per la modellizzazione di filati.

Il **modello lineare standard** è formato da una molla in parallelo ad un sistema di Maxwell (figura 3.8). Considerando che la forza totale è la somma della forza sul ramo elastico e la forza sul ramo di Maxwell, dalla (3.11) e (3.13), si arriva all’espressione che descrive il sistema (3.15):

$$\dot{S} = \frac{k_2}{c} \left(\frac{c}{k_2} \dot{F} + F - k_1 S \right) \quad (3.15)$$

Il modello di **Zener** (figura 3.9) permette di descrivere il comportamento elastico, e di elasticità ‘ritardata’, del materiale. Il primo effetto è modellizzato da un elemento molla, mentre la seconda è descritta da un elemento di Kelvin-Voigt. Considerando che la forza totale è data dal contributo elastico (k_1) sommato al contributo di Kelvin-Voigt (k_2, c) si ottiene:

$$\left(1 + \frac{k_2}{k_1}\right) F + \frac{c}{k_1} \dot{F} = k_2 S + c \dot{S} \quad (3.16)$$

Da cui, considerando le condizioni iniziali: $S = 0$, $\dot{S} = 0$ e $F = 0$, si ottiene:

$$F = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} S - \frac{k_1^2 c}{(k_1 + k_2)^2} \dot{S} \left(e^{-[(k_1 + k_2)/c] S / \dot{S}} - 1 \right) \quad (3.17)$$

Derivando poi la (3.17) rispetto alla deformazione S si ottiene l’espressione del modulo ‘visco-elastico’ del materiale:

$$\frac{\partial F}{\partial S} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} + \frac{k_1^2}{k_1 + k_2} e^{-[(k_1 + k_2)/c] S / \dot{S}} \quad (3.18)$$



Figura 3.6: Modello di Maxwell

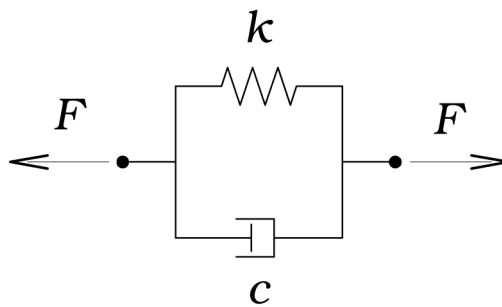


Figura 3.7: Modello di Kelvin-Voigt

In letteratura il modello di Zener è impiegato nello studio di fenomeni di impatto di proiettili su tessuti realizzati in fibre aramidiche (e.g.: *Kevlar* e *Twaron*). Nel lavoro di *Shim et al.* [18] l’approccio allo studio del comportamento elastico ‘dinamico’ delle fibre aramidiche, si basa su un’analisi della struttura molecolare della fibra (figura

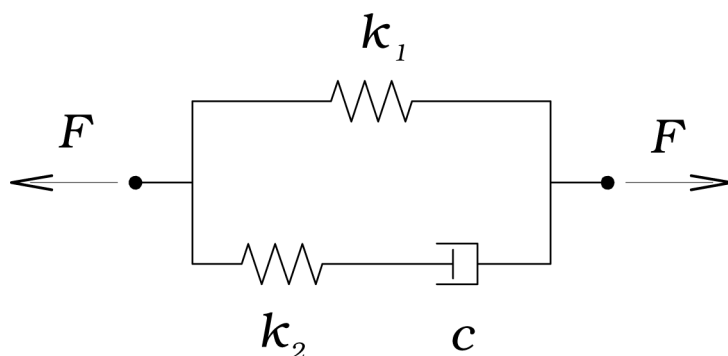


Figura 3.8: Modello lineare standard

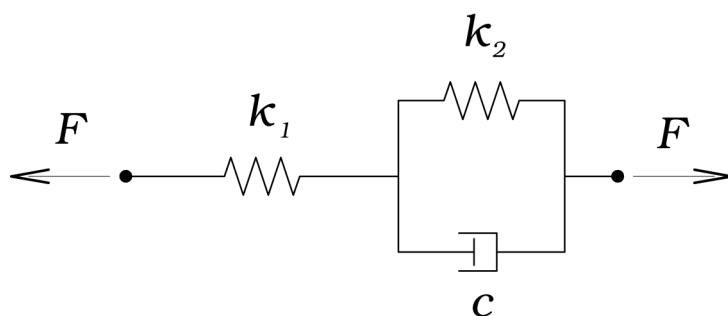


Figura 3.9: Modello di Zener

3.10). Questa è infatti costituita da una serie di catene molecolari, composte da molecole elementari unite da legami covalenti (quindi forti), parallele tra loro e interconnesse attraverso ponti ad idrogeno (cioè legami deboli). Sottoponendo la fibra ad una forza assiale si ha sia un allungamento che uno scorrimento relativo delle catene. La rottura della fibra può avvenire sia per il cedimento dei legami intramolecolari (covalenti), che per scorrimento relativo delle catene polimeriche (rottura legami deboli). Questo meccanismo è dipendente dal tempo, in particolare il primo avviene a basse velocità di deformazione mentre il secondo ad alte \dot{S} .

Nel lavoro di *Tan et al.* viene descritto un possibile metodo per la determinazione di tali parametri [21]. I valori di k_1 , k_2 e del rapporto S/c vengono determinati dalla regressione ai minimi quadrati della (3.18) su dati sperimentali (figura 3.11). La determinazione di c è possibile tenendo presente le considerazioni fatte sui meccanismi di rottura del filo. A basse \dot{S} la rottura avviene per scorrimento, per cui viene sempre raggiunta la deformazione massima $S_{2,max}$, mentre ad alte \dot{S} la rottura è associata a

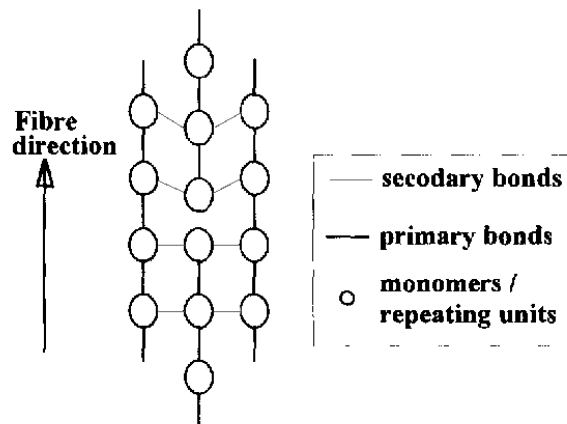


Figura 3.10: Morfologia di una fibra unidirezionale [18]

k_1 . La $S_{2,max}$ è determinabile attraverso la (??) dove ϵ_{static} è la deformazione a rottura per carichi quasi-statici. La μ ottimale è quella che approssima meglio l'andamento dei dati sperimentali di S_{max} , F_{max} vs. \dot{S} . Va osservato che esiste una \dot{S} limite per cui la rottura del filo avviene per il cedimento dei legami covalenti, nel caso preso in esame nel lavoro tale limite non è stato raggiunto sperimentalmente. Dalla figura 3.11 si nota come il modulo elastico per una velocità di deformazione $S = 500 \text{ s}^{-1}$ sia maggiore del 40 % rispetto a quello 'quasi-statico'.

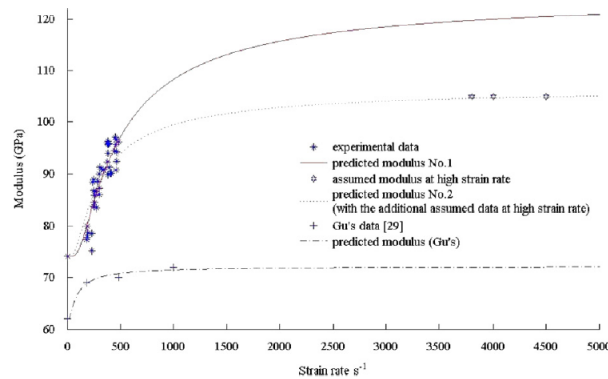


Figura 3.11: Andamento della rigidità in funzione di \dot{S} [21]

Nel lavoro di *Maatoug et al.* [22] viene presentato un metodo (regressione ai minimi quadrati) per la determinazione dei parametri del modello di Zener per filati destinati di ordito.

Nel lavoro di *Manich et al.* vengono analizzati 3 modelli visco-elastici: il modello **potenziale**, il modello di **Maxwell** e il modello di **Maxwell non-lineare** (figura

3.12) [19]. I parametri dei modelli vengono determinati mediante una regressione lineare delle espressioni in forma logaritmica su dati sperimentali ottenuti da prove di trazione a bassa velocità di deformazione (100 mm/min con campioni di lunghezza 100 mm). Le trame analizzate sono di cotone, poliestere e acrilico. Il modello più adeguato (valutando l' R^2 della regressione) è quello di Maxwell non-lineare, tranne che per l'acrilico dove il modello potenziale si rivela essere migliore (figura 3.13).

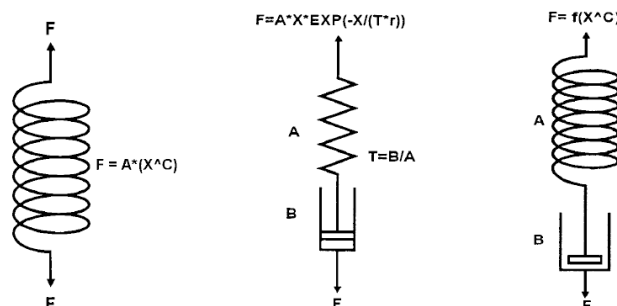


Figura 3.12: Modello potenziale, di Maxwell e di Maxwell non-lineare [19]

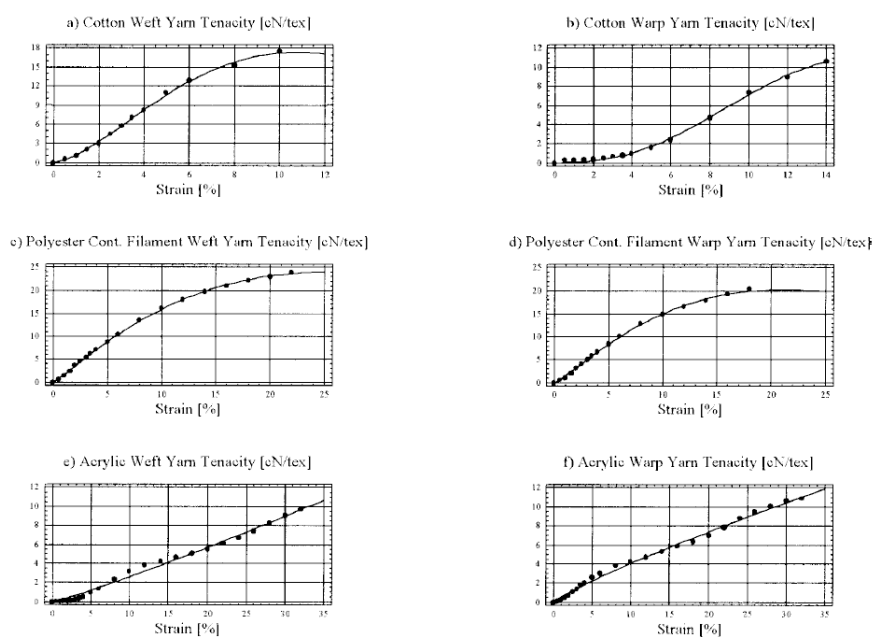


Figura 3.13: Curve $F - \epsilon$ (a-d: Maxwell non-lineare; c,d: potenziale) [19]

Il modello di **Wiechert** (o di Maxwell generalizzato) è simile al modello lineare standard. Rispetto a questo però presenta N sistemi di Maxwell in parallelo tra loro ed in parallelo ad una molla (figura 3.14). Questo permette di descrivere fenomeni

deformativi del materiale, che avvengono a diversi tempi caratteristici. Dove il tempo caratteristico τ_i è dato dalla (3.19).

$$\tau_i = \frac{c}{k} \quad (3.19)$$

La forza totale F è data dalla somma dei diversi contributi elementari:

$$F = k_e S + \sum_N^{i=1} F_i(S, \dot{S}) \quad (3.20)$$

Questo modello è stato utilizzato nel lavoro di *Vangheluwe et al.* [8] per la simulazione della trama nei telai a pinze e a proiettile.

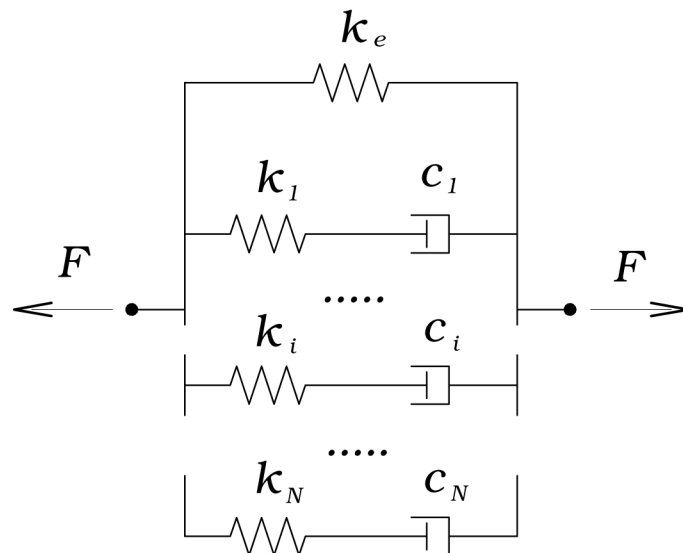


Figura 3.14: Modello di Wiechert (Maxwell generalizzato)

Un altro approccio possibile alla descrizione dei materiali visco-elastici è quello *energetico*; in questo caso si scrivono delle equazioni di conservazione delle energie legate ai fenomeni tenso-deformativi del materiale, da cui poi si risale alle forze.

3.2.2 Modelli elastici

Il comportamento puramente elastico dei filati può essere descritto attraverso modelli matematici che contengono il solo elemento ‘molla’. Questa in generale potrà avere un legame F vs. S qualsiasi (lineare, quadratico, esponenziale, etc.) a seconda del filato trattato.

3.3 Caratterizzazione meccanica dei filati

Per determinare i parametri dei modelli esposti nel paragrafo 3.2.1 sono necessarie delle misure sperimentali che permettano di determinare il legame tra la forza F , la deformazione S e la velocità di deformazione \dot{S} .

3.3.1 Dinamometri ‘quasi-statici’

Nell'industria tessile sono diffusamente impiegati dei dinamometri dedicati alla caratterizzazione meccanica dei filati. Il principio di funzionamento è semplice, ed è il classico metodo di prova di trazione (figura 3.15). I due capi del filo vengono inseriti in due morsetti, di cui uno mobile (2) con velocità v solitamente costante (prove *CRE: Constant Rate of Extension*). La misura della tensione F nel filo viene eseguita con una cella di carico solidale ad uno dei due morsetti (1), mentre la deformazione S è il rapporto tra lo spostamento del morsetto mobile Δl e la lunghezza iniziale del filato l_0 (3.21). La velocità di deformazione \dot{S} si ottiene derivando rispetto al tempo la (3.21), come indicato in (3.22).

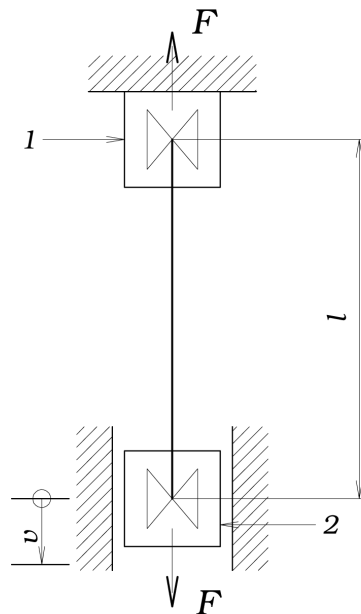


Figura 3.15: Principio della prova di trazione di un filato

$$S = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (3.21)$$

$$\dot{S} = \frac{dS}{dt} = \frac{\dot{\Delta}l}{l_0} = \frac{v_p}{l_0} \quad (3.22)$$

Come è evidente dalla (3.22) si può variare la velocità di deformazione \dot{S} , sia agendo sulla velocità dei morsetti v , sia modificando la lunghezza iniziale l_0 del campione di filato. Nella tabella 3.1 sono riportate le caratteristiche di 3 dinamometri diffuamente impiegati nell'industria tessile. L'**USTER Tensorapid** (figura 3.16) è un dinamometro ad infilaggio automatico dove le diverse prove di trazione possono essere condotte automaticamente dalla macchina. Dello stesso tipo è anche il dinamometro **TEXTTECHNO Statimat MEL**, in questo caso però si possono impiegare celle di carico con una maggiore accuratezza. Il **MESDAN Tensolab** è un dinamometro a colonna ad infilaggio manuale. La velocità massima del morsetto è inferiore rispetto ai due dinamometri ad infilaggio automatico. Tuttavia è possibile utilizzare celle di carico con diversi fondo scala e diverse accuratezze. Inoltre è possibile esportare 'tutti' i punti delle curve F vs. S , possibilità che negli altri dinamometri è abbastanza limitata. La velocità di deformazione massima ottenibile (su USTER Tensorapid) è dell'ordine di 0.8 s^{-1} (considerando una lunghezza $l_0 = 100 \text{ mm}$).

	USTER Tensorpaid 4	TEXTTECHNO Statimat MEL	MESDAN Tensolab 3
Portata cella di carico	500 N	32 N - 62 N 340 N	20 N - 100 N 1 kN - 5 kN 10 kN - 30 kN
Accuratezza cella di carico	1 cN	10 μN - 100 μN 1 mN	0,1 cN - 1 cN 10 cN - 1 N 10 N
Precarico filato	0.5 cN/tex (o tra 0.5 e 6000 cN)	0.01 cN/tex	selezionabile
v_p massima	5000 mm/min	5000 mm/min	500 mm/min
v_p minima	50 mm/min	1 mm/min	10 mm/min
Dati esportabili	10 punti curva $F - \epsilon$		punti curva $F - \epsilon$

Tabella 3.1: Caratteristiche tecniche dinamometri



Figura 3.16: Dinamometro USTER Tensorapid 4



Figura 3.17: Dinamometro MESDAN TensoLab

3.3.2 Caratterizzazione meccanica dinamica

L'**USTER Tensojet** (figura 3.18) è un dinamometro 'ad alta velocità' impiegato nell'industria tessile per la caratterizzazione dei filati. Il principio di funzionamento (figura 3.19) è basato sull'impiego di rulli di trascinamento della trama [24]. I due rulli contrapposti (W) si occupano del caricamento della trama (G) nel canale (7). Nella fase di misura i rulli (W) si fermano e i rulli (W') trascinano il capo di trama. La misura della tensione viene effettuata dalla cella di carico (6) sui cui scorre la

trama. Nella tabella 3.2 sono riportate le specifiche tecniche del dinamometro. La velocità massima è di 400 m/min, quindi di 2 ordini di grandezza maggiore rispetto all'USTER Tensorapid. Tuttavia gli unici dati ottenibili dalle misure sono il carico e l'allungamento a rottura; non è invece possibile risalire alla curva F vs. S .

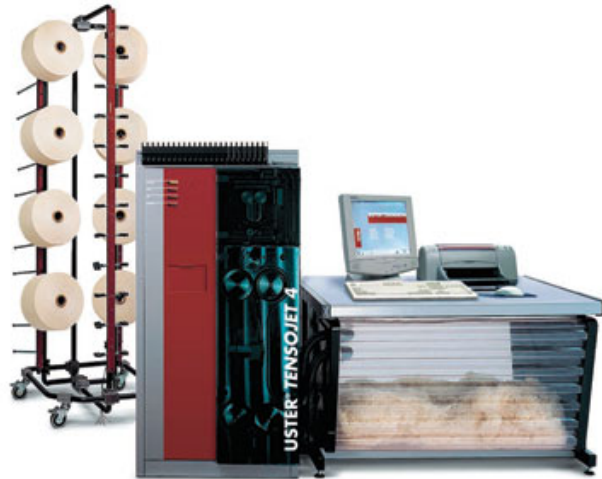


Figura 3.18: Dinamometro USTER Tensojet

USTER Tensojet 4	
Portata cella di carico	50 N
Accuratezza cella di carico	1 cN
v_p massima	400 m/min
v_p minima	200 m/min

Tabella 3.2: Caratteristiche tecniche USTER Tensojet

Un'altra possibile soluzione per la caratterizzazione 'visco-elastica' dei filati è l'impiego di macchine per l'analisi dinamica **DMA** (*Dynamic Mechanical Analysis*). Il principio di misura si basa sulla definizione di modulo dinamico (paragrafo 3.2.1). In pratica (figura 3.20) si applica una deformazione sinusoidale al provino di filato e si misura la forza corrispondente. Questa, a causa della parte 'viscosa' del materiale, risulterà sfasata rispetto alla deformazione.

In una serie di lavori riguardanti il comportamento meccanico dei filati, ad alta velocità di deformazione, sono proposti una serie di strumenti di misura realizzati *ad hoc*. Nel lavoro di *Freyburger et al.* [23] è presentato un **dinamometro ad alta velocità** (figura 3.21). Il filato è trattenuto, ad una estremità, da un morsetto fissato ad una

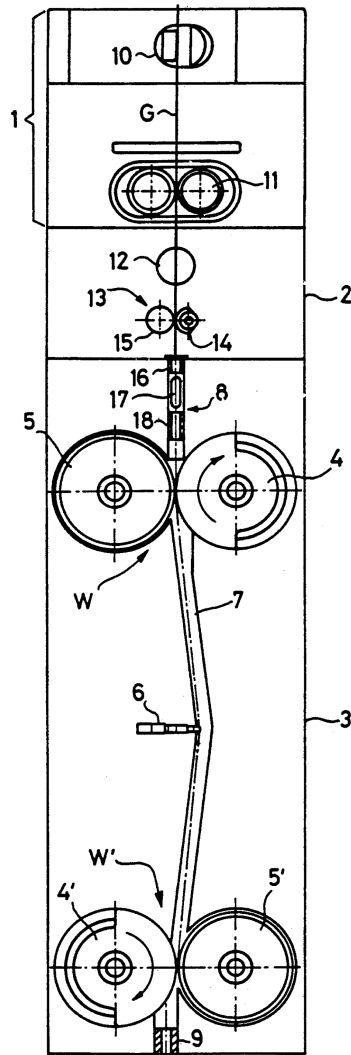


Figura 3.19: Sistema di trascinamento del filo nell'USTER Tensojet [24]

cella di carico. L'altra estremità viene trascinata da due rulli contrapposti. All'inizio della prova la trama è avvolta sul rullo 'di pressione' e mantenuta in tensione dal dispositivo pneumatico di aspirazione. In questa fase il rullo di pressione è lontano dal rullo di trascinamento. Il rullo di trascinamento viene portato alla velocità di misura e, successivamente, il rullo di pressione viene accostato a quello di trascinamento e inizia la fase di misura. Le velocità di deformazione \dot{S} ottenibili vanno da 0.02 a 220 s^{-1} .

Tan et al. [21] nello studio, dedicato alla caratterizzazione di fibre aramidiche ad alta velocità di deformazione, utilizzano un sistema di misura **SHPB** (*Split Hopkinson*

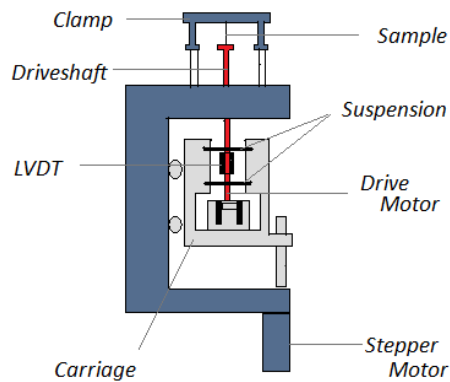


Figura 3.20: Principio di funzionamento di una macchina DMA

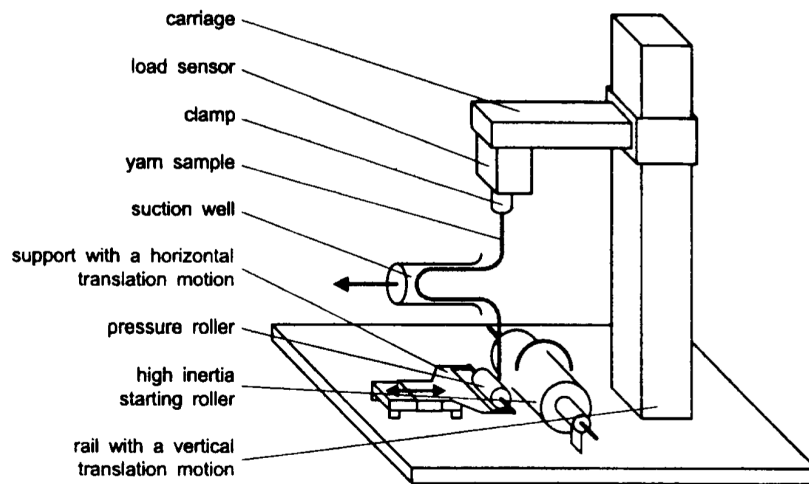


Figura 3.21: Dinamometro ad 'alta velocità' di *Freyburger et al.* [23]

Pressure Bars). L'apparato (figura 3.22) è costituito da due barre, una di 'ingresso' e una in 'uscita', alle cui estremità sono presenti due morsetti in cui viene serrato il campione di filato. Le due barre in questo modo sono connesse tra loro attraverso il filato. Mediante un anello si colpisce la flangia fissata all'estremità libera della barra in ingresso. L'impulso di deformazione si propaga verso la barra di uscita; una parte S_t viene trasmesso dal filo alla barra di uscita e parte S_r viene 'riflesso' verso la barra in ingresso. Queste deformazioni vengono misurate dai due estensimetri fissati sulle barre. Da questi dati è possibile risalire allo sforzo T_s , alla deformazione S_s e alla velocità di deformazione \dot{S}_s del filato.

$$T_s = \frac{A}{A_s} Y S_t \quad (3.23)$$

$$S_s = -\frac{2c}{l_0} \int_0^t S_r dt \quad (3.24)$$

$$\dot{S}_s = -\frac{2c}{l_0} S_r \quad (3.25)$$

dove A è la sezione trasversale della barra, Y il suo modulo elastico, c la velocità di propagazione del suono nella barra, A_s e l_0 sono la sezione e la lunghezza del provino di filato.

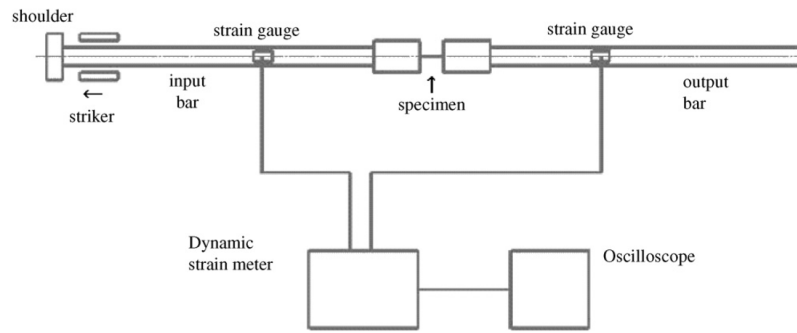


Figura 3.22: Sistema di misura 'ad impulsi' SHPB [21]

Un altro sistema per valutare le proprietà meccaniche del filato è di misurare la propagazione di un'onda sonora nel filato stesso.

Alle funzioni $F_k(\epsilon_k, \dot{\epsilon}_k)$ si può risalire attraverso la misura della velocità del suono c nel filo a diverse tensioni σ . La velocità del suono può essere scritta come:

$$c = \sqrt{\frac{1}{\lambda} \frac{d}{d\epsilon} \sum_{k=0}^M F_k(\epsilon_k, \dot{\epsilon}_k)} \quad (3.26)$$

dove λ è la densità lineare del filo. Dalla (3.26) si ottiene:

$$\sum_{k=0}^M F_k(\epsilon_k, \dot{\epsilon}_k) = \int_0^\epsilon \lambda [c\sigma(\epsilon')]^2 d\epsilon' \quad (3.27)$$

3.4 Rilievi sperimentali delle caratteristiche meccaniche dei filati

Sono state condotte delle prove sperimentali, di caratterizzazione ‘quasi-statica’ di alcuni filati di interesse, utilizzando i dinamometri (USTER Tensorapid 4 e MESDAN Tensolab) del *Laboratorio Tecnologico Tessile* dell’Università di Bergamo. Queste prove sono utili ad una prima caratterizzazione meccanica del filato e sono comunque preliminari ad ogni tipo di caratterizzazione visco-elastica del materiale. Questo perchè è sempre necessario valutare l’andamento delle curve F vs. S del filati che, come si vedrà, variano in funzione del materiale trattato.

3.4.1 Determinazione del titolo

Prima di ogni caratterizzazione meccanica del filato è utile determinare il parametro fondamentale che lo caratterizza: il titolo. Il titolo viene determinato mediante la pesatura di una matassa di una determinata lunghezza di filo. La matassa viene preparata mediante l’**aspino di titolazione** (figura 7.5). Il filo viene avvolto in spire (solitamente di lunghezza pari ad 1 m) sulle razze dell’aspo. Ovviamente il titolo è un parametro ‘globale’ che fornisce una prima indicazione sulle caratteristiche fisiche del filato. Esistono strumenti di misura, i ‘regolarimetri’, che mediante sensori ottici o capacitivi, permettono di determinare altri aspetti qualitativi del filato. Con i regularimetri è possibile misurare il coefficiente di variazione (cdv) della massa (CV_m), indice dell’uniformità del filo, il cdv del diametro (CV_d), la presenza di punti deboli e ingrossamenti nel filo, la presenza di eventuale polvere e la ‘pelosità’ del filo (H *Hairness*).

3.4.2 Misura delle proprietà meccaniche di filati ‘rigidi’

Per filati ‘rigidi’ si intendono tutti i filati che presentano un allungamento a rottura $A\%$ ‘basso’, cioè inferiore al 50 %. Per le misure è stato utilizzato il dinamometro USTER Tensorapid 4 impostato come indicato nella tabella 3.3. Il precarico viene impostato manualmente in funzione del filato misurato. Nella tabella 3.4 sono riportati i risultati principali che caratterizzano la resistenza meccanica delle 18 trame testate. Nell’appendice A sono disponibili i *report* completi delle misure. Le grandezze riportate nella tabella 3.4 e in appendice A sono:

- F_H (cN): Carico di rottura medio della trama;

- CV_{FH} (%): Deviazione standard del carico di rottura, è un indice importante che identifica la qualità del filato (maggiore è questo indice, maggiore è la dispersione del carico di rottura);
- A_H %: Allungamento a rottura medio;
- CV_{AH} (%): Deviazione standard dell'allungamento a rottura;
- R_H (cN/tex): Tenacità del materiale (3.30) (in pratica è il carico di rottura 'specifico' del filato);
- W_H (Ncm): Lavoro a rottura (area sottesa alla curva F vs. S);

La deviazione standard CV_f della generica grandezza f è valutata come:

$$CV_f = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (f_i - \bar{f})^2}}{\bar{f}} \quad (3.28)$$

dove N è il numero di misure effettuate e \bar{f} è la media della grandezza f . La tenacità R_H è data da:

$$R_H = \frac{F_H}{tex} \quad (3.29)$$

Il lavoro a rottura W_H è dato da:

$$W_H = \int_0^{A_H\%} F l_0 S \, dS \quad (3.30)$$

dove si considera la deformazione S equivalente all'allungamento $A\%$.

Impostazioni Tensorapid 4	
Cella di carico	500 N
Accuratezza c.d.c.	± 1 cN
v_p	5 m/min
l_0	250 mm
\dot{S}	0.3 s^{-1}

Tabella 3.3: Impostazioni misure su USTER Tensorapid 4

Nelle figure da a sono riportati gli andamenti delle curve F vs. $A\%$ per alcune trame della tabella 3.4. Come è evidente l'andamento della curva varia in funzione del filato. Il **cotone** (figura 3.25) presenta un andamento, della forza rispetto alla deformazione,

Trama	Titolo (tex)	F_H (cN)	CV_{FH} %	A_H %	CV_{AH} %	Id. rocca
Cotone	29	344	8 %	6 %	10 %	12
Cotone	98	1639	8 %	16 %	6 %	17
Cotone	367	6226	4 %	11 %	5 %	13
Cotone	699	8096	4 %	23 %	4 %	21
Lana	14	90	14 %	12 %	34 %	25
Lana	20	132	19 %	10 %	31 %	5
Lana	26	193	12 %	6 %	15 %	7
Lana	40	292	9 %	9 %	23 %	8
Lana	342	1616	12 %	22 %	8 %	10
Lino	53	996	12 %	3 %	9 %	18
Lino	243	1287	41 %	2 %	17 %	9
PES	16	542	3 %	50 %	7 %	1
PES	32	732	7 %	20 %	8 %	6
Ciniglia	204	880	9 %	8 %	7 %	11
Ciniglia	379	1196	7 %	27 %	7 %	19
Juta	244	4495	20 %	2 %	11 %	16
Juta	1735	27010	9 %	3 %	6 %	15
Viscosa	25	778	2 %	23 %	5 %	4

Tabella 3.4: Caratteristiche meccaniche trame ‘rigide’

pressochè lineare. La **lana** (figura 3.26) presenta un primo tratto non-lineare, in questa fase le varie fibre componenti il filato tendono ad allinearsi nella direzione di trazione, un secondo tratto sostanzialmente lineare e un *plateau* finale prima della rottura. Si osservi come il carico e l’allungamento a rottura presenti una notevole dispersione (CV elevato). Questo è il motivo principale che rende il controllo della tensione dei filati lanieri abbastanza critico. Tale dispersione è dovuta alla presenza di punti deboli nel filato. Lo stesso discorso vale per il **lino** (figura 3.27) un filato che per la suo elevato CV rende delicato il processo di tessitura. L’andamento della curva $F-A$, in questo caso, si discosta leggermente dalla linearità. Il poliestere (**PES**) (figura 3.28), essendo un filato sintetico, presenta una regolarità maggiore. La curva $F - A$ è caratterizzata da un primo tratto lineare, seguito da un ‘ginocchio’ in cui la pendenza si riduce mantenendosi tuttavia lineare. La **ciniglia** (figura 3.29) è un particolare tipo di filato formato da due materiali differenti. Un filato rigido per

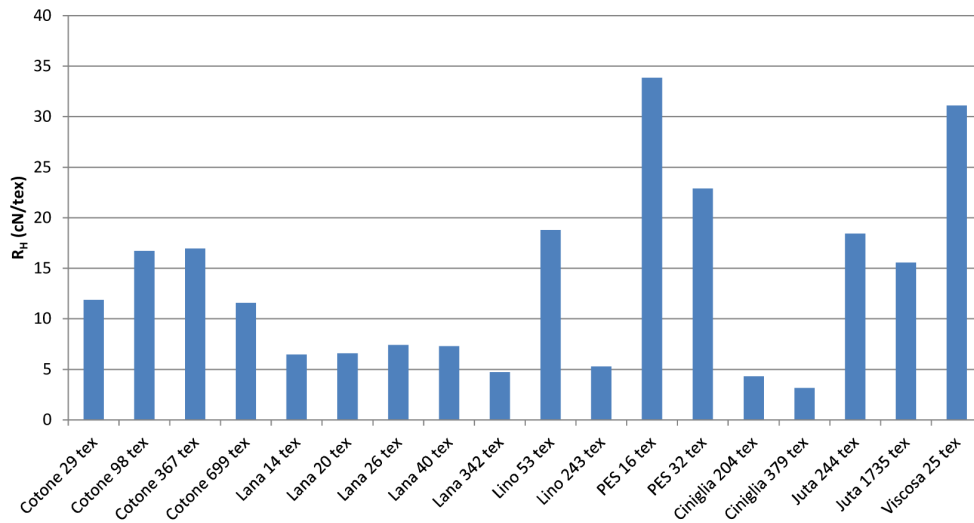


Figura 3.23: Istogramma R_H filati tabella 3.4

l'anima e uno morbido che viene trattenuto all'interno dell'anima ritorta. I peli del filato morbido, sporgendo dall'anima, forniscono voluminosità e morbidezza al filato. La **juta** (figura 3.30) essendo una fibra liberiana, come il lino, presenta un comportamento molto simile a quest'ultimo. La **viscosa** (figura 3.31) è un filato di origine sintetica prodotto a partire dalla cellulosa. Presenta un andamento non-lineare della curva di deformazione, con un primo tratto a pendenza maggiore rispetto all'ultimo tratto che precede la rottura.

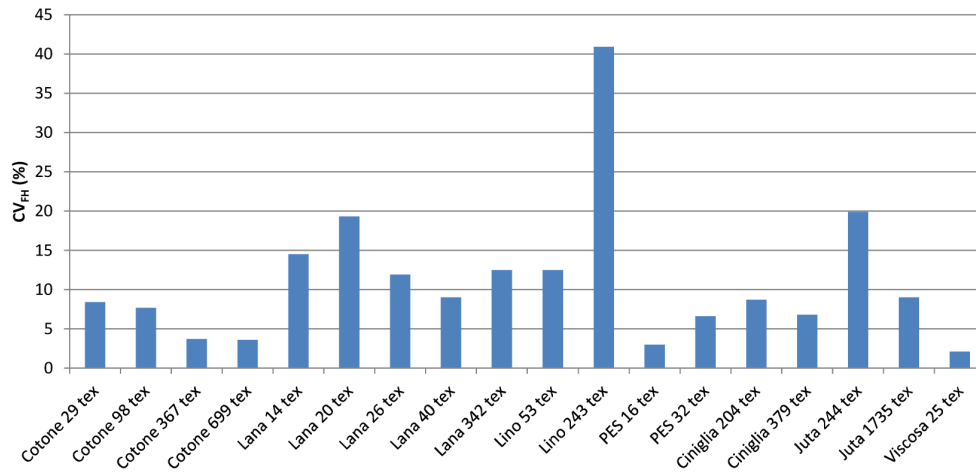


Figura 3.24: Istogramma CV_{FH} filati tabella 3.4

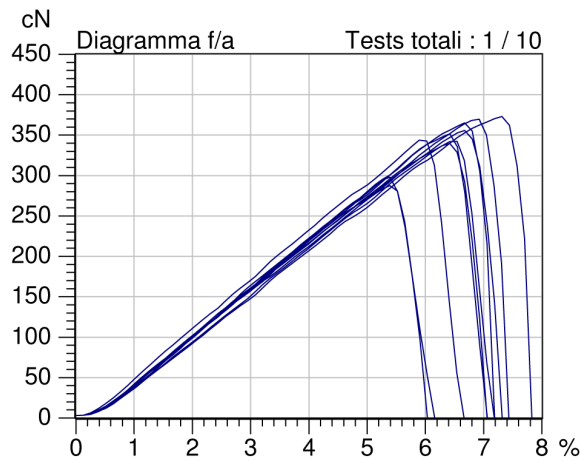
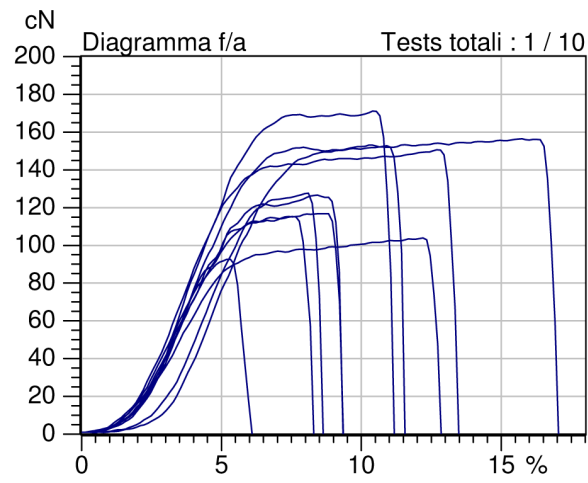
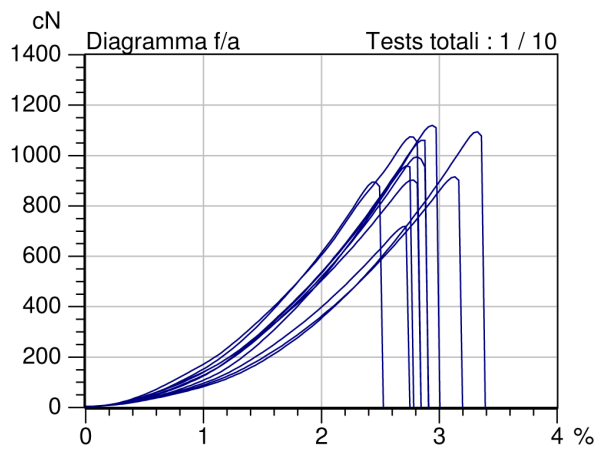
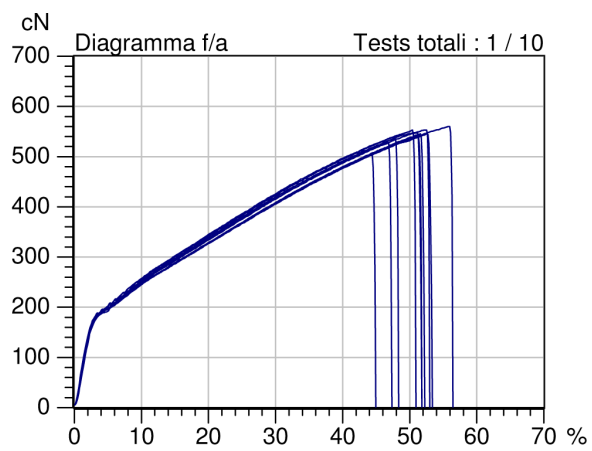
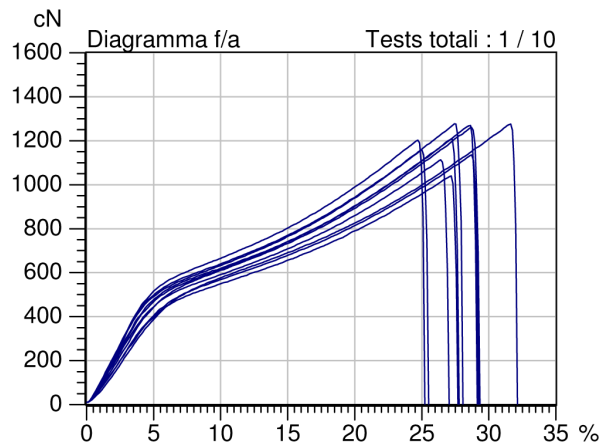
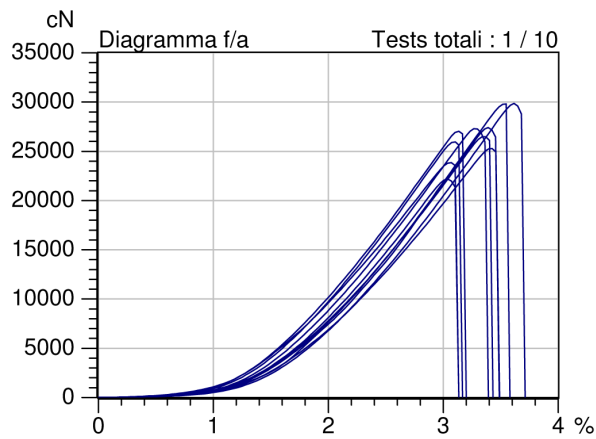
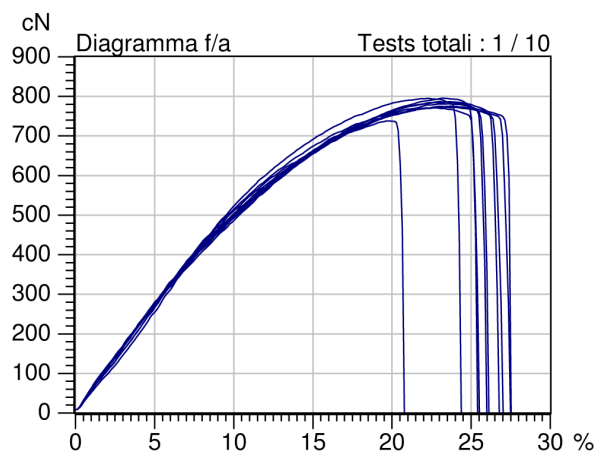


Figura 3.25: Curva F vs. $A\%$ - cotone 29 tex

Figura 3.26: Curva F vs. $A\%$ - lana 20 texFigura 3.27: Curva F vs. $A\%$ - lino 53 texFigura 3.28: Curva F vs. $A\%$ - PES 16 tex

Figura 3.29: Curva F vs. $A\%$ - ciniglia 379 texFigura 3.30: Curva F vs. $A\%$ - juta 1735 texFigura 3.31: Curva F vs. $A\%$ - viscosa 25 tex

3.4.3 Misura delle proprietà meccaniche di filati testurizzati ed elastomerici

La *testurizzazione* è un processo, successivo alla fase di filatura, che serve a conferire al filato sintetico maggiore morbidezza. Questo permette di avere un filato sintetico con una ‘mano’ più naturale. La testurizzazione può avvenire sia meccanicamente sia mediante getto d’aria. Nel secondo caso il filato viene fatto passare in un ugello in cui viene investito da getti d’aria tangenziali che ‘liberano’ delle fibre del filato facendole sporgere dall’anima interna (figura 3.32). Il processo di testurizzazione influisce fortemente il comportamento meccanico del filato. Questo processo infatti ne aumenta l’elasticità ‘iniziale’. Sottoponendo a trazione un filo testurizzato, partendo da filo completamente ‘scarico’, si avrà in una prima fase un allineamento delle fibre ‘arriciate’ e, solo quando tutte le fibre saranno parallele, potrà aumentare la rigidità del filato. Le curve $F - A$ presentano quindi un plateau iniziale caratterizzato da bassi carichi e ‘alti’ allungamenti. Tuttavia le tensioni di processamento di questi filati cadono proprio in questa zona. Quindi si rende necessaria una sua corretta caratterizzazione.

Le tensioni nel plateau iniziale sono dell’ordine di pochi cN, per cui si devono utilizzare celle di carico con elevata accuratezza di misura. Oltre che influenzare la misura, l’accuratezza della cella di carico, ne determina anche il corretto inizio. Tutti i dinamometri infatti iniziano le misure successivamente quando si supera un valore di precarico del filato che, per questi filati, deve necessariamente essere basso. Quindi se, per effetto dell’accuratezza della cella, si commette un errore di misura del precarico si possono iniziare le misure nel punto sbagliato perdendo informazioni della curva $F - S$. Anche la fase di inserzione del filato nei morsetti del dinamometro deve avvenire con cautela per evitare di tensionare eccessivamente il filato stesso. Sono state eseguite delle misure di prova su 3 filati utilizzati nella maglieria (produttore filati: *Conti Fibre*):

- Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244;
- Lycra 22 dtex 44/34x1 T 1244;
- Nylon 6.6 44 dtex 34x2 T 3240.

I primi due filati sono di **Lycra¹ ricoperta** in nylon. Si consideri, per esempio, il

¹Lycra è il nome commerciale di un filato elastomerico in poliuretano

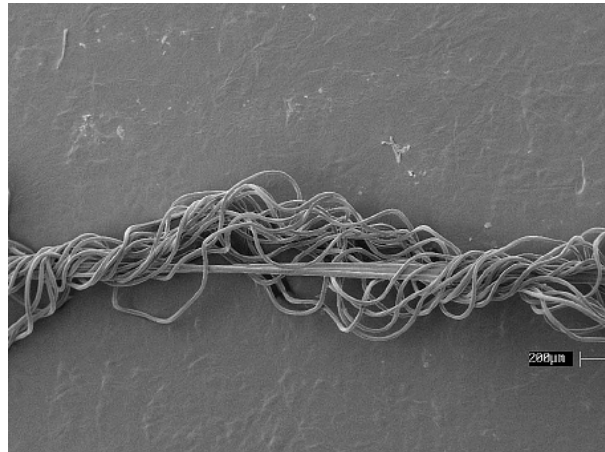


Figura 3.32: Filato testurizzato

primo filato; la sigla significa: Lycra con titolo 17 dtex ricoperta in nylon titolo 22 dtex, 14 filamenti, 1 capo; T 1244 incica che il nylon è testurizzato ad aria.

Descrizione estendibile al secondo filato. Mentre il terzo filato è un Nylon 6.6 titolo 44 dtex, 34 filamenti, 2 capi, testurizzato ad aria, non ritorto.

Le prove sono state eseguite su dinamometro **MESDAN Tensolab** del LTT dell'Università di Bergamo. Le impostazioni del dinamometro sono riportate nella tabella 3.5. Per la presa del provino di filato sono stati utilizzati due morsetti pneumatici, opportunamente modificati per garantire un infilaggio ed una presa corretta del filato, cosa che non avveniva con ripetibilità con i morsetti standard (figura 3.33 e 3.34).

Impostazioni Tensolab	
Cella di carico	20 N
Accuratezza c.d.c.	± 0.1 cN
v_p	500 mm/min
l_0	100 mm
\dot{S}	$0.08 s^{-1}$

Tabella 3.5: Impostazioni misure su MESDAN Tensolab

Pur con una buona accuratezza (0.1 cN) della cella di carico, le misure possono presentarsi con una notevole dispersione rispetto all'asse delle ascisse (figura 3.35), a causa di piccoli errori di determinazione del precarico. Per poter calcolare una curva $F - S$ media, le diverse curve sono state 'traslate' considerandole coincidenti in un

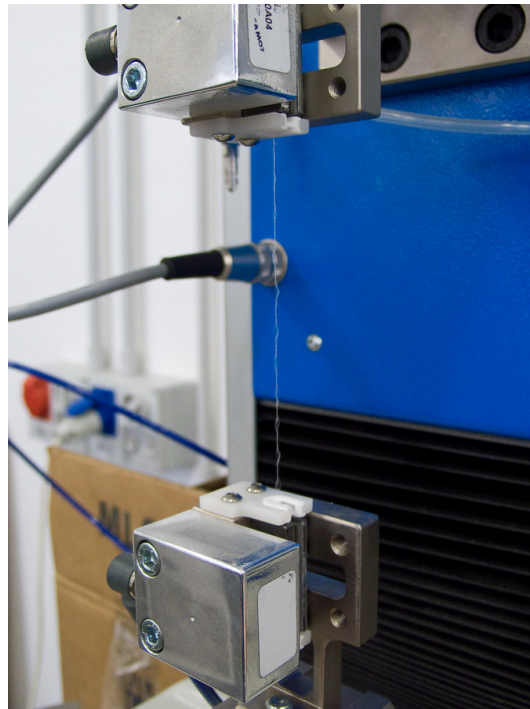


Figura 3.33: Particolare dei morsetti di presa del filato su Tensolab

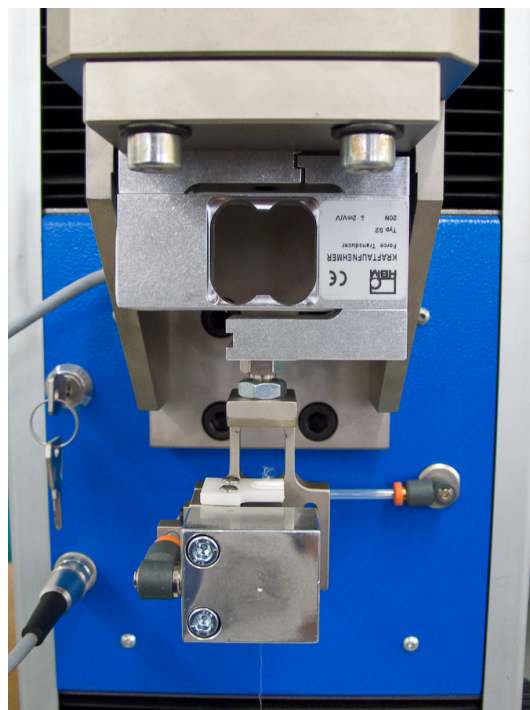


Figura 3.34: Cella di carico da 20 N su Tensolab

punto posto ad un ordinata ($F_{trigger}$) fissata. In questo caso $F_{trigger} = 10$ cN. Nei grafici delle figure 3.36, 3.37 e 3.38, sono presentate le curve misurate e ‘traslate’ (in blu) e la curva $F - S$ media (in rosso).

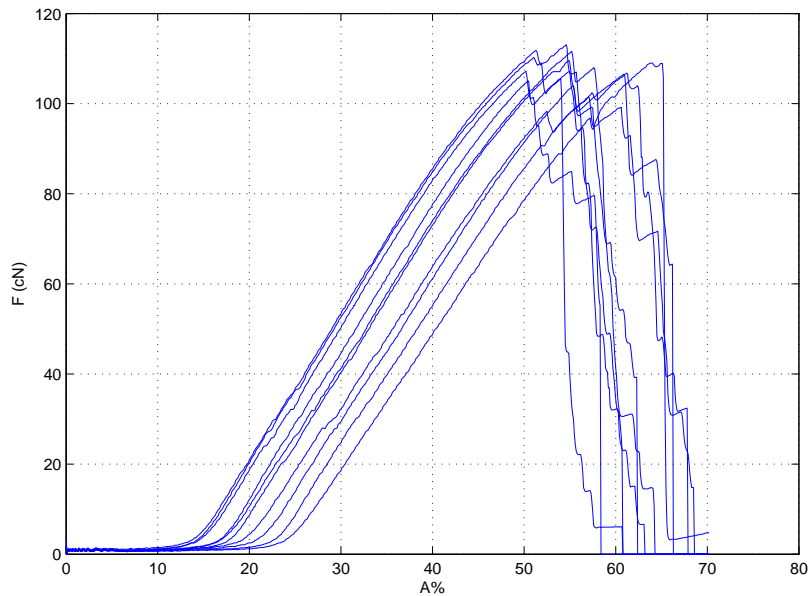


Figura 3.35: Curve $F - S$ per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244

3.5 Modellizzazione ‘elastica’ dei filati

Lo sviluppo di modelli puramente elastici del comportamento meccanico del filato, parte dall’osservazione dell’andamento delle curve F vs. A tipiche di ogni filato (figura da 3.25 a 3.31 e da 3.36 a 3.38). Per i **filati cotonieri** (figura 3.25), che presentano un andamento lineare sino a rottura, il modello è semplicemente una retta, dall’origine al punto di rottura, con pendenza pari al modulo elastico della trama Y_t :

$$Y_t = \frac{F_H}{A_H} \quad (3.31)$$

dove, essendo il carico di rottura F_H espresso in N e l’allungamento A è adimensionale, Y_t è espresso in N. Nella tabella 3.6 sono disponibili i valori di Y_t per le trame cotoniere della tabella 3.4.

Tutte le altre trame, e i filati testurizzati, presentano un andamento non-lineare della curva F vs. A . La modellizzazione in questo caso deve essere definita ‘a tratti’, sul

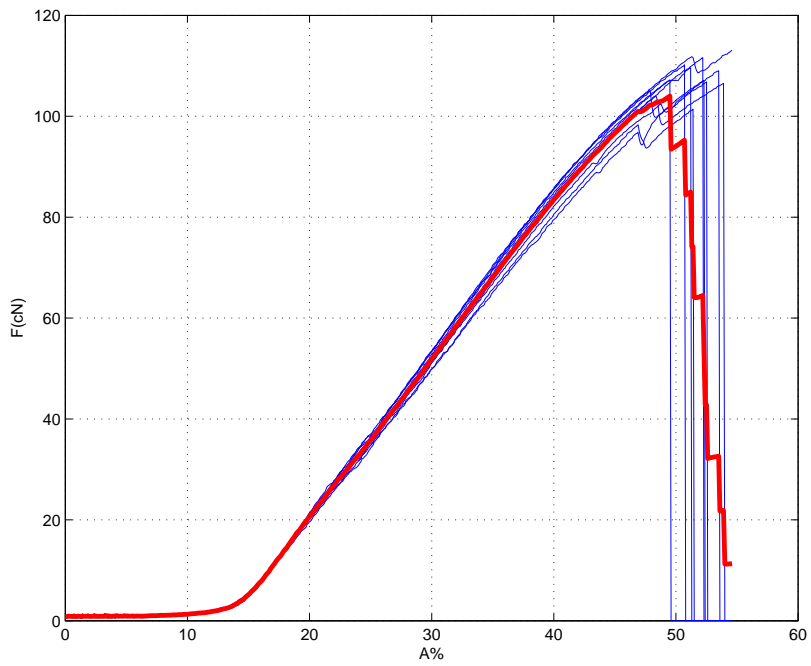


Figura 3.36: Curve $F-S$ per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244 (blu: misure, rosso: media)

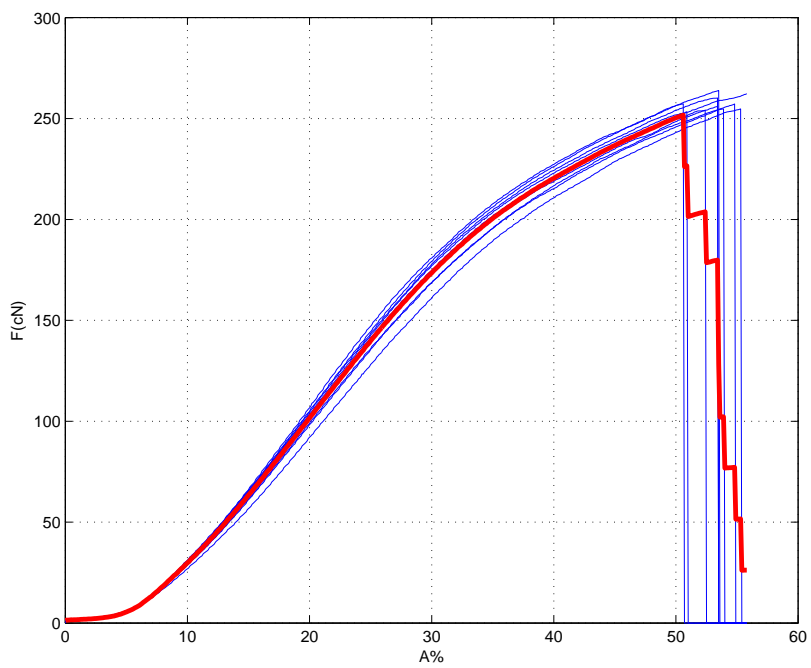


Figura 3.37: Curve $F-S$ per Lycra 22 dtex 44/34x1 T 1244 (blu: misure, rosso: media)

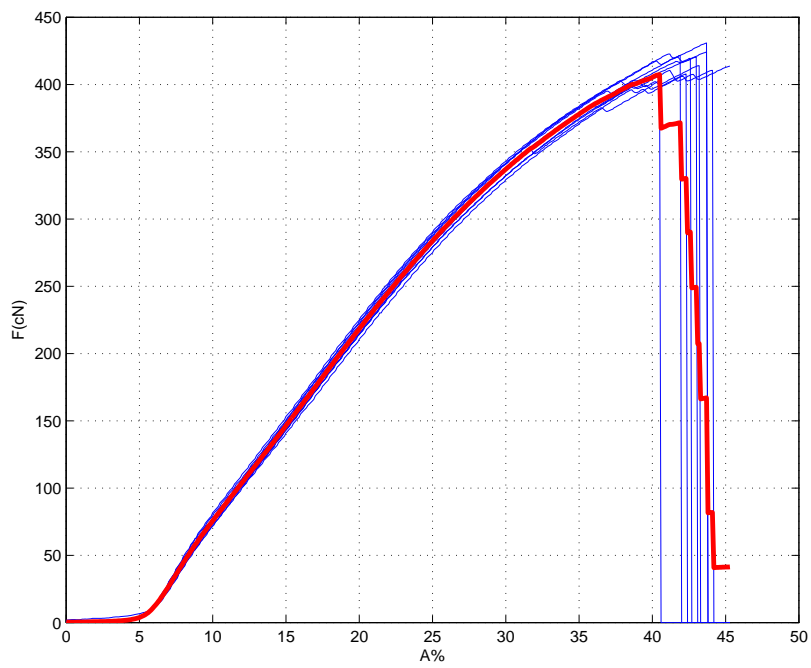


Figura 3.38: Curve $F - S$ per Nylon 6.6 44 dtex 34x2 T 3240 (blu: misure, rosso: media)

Trama	Titolo (tex)	Y_t (N)	F_H (cN)	$A_H\%$	Id. rocca
Cotone	29	5.7	344	6 %	12
Cotone	98	10.7	1639	16 %	17
Cotone	367	56	6226	11 %	13
Cotone	699	35	8096	23 %	21

Tabella 3.6: Modulo elastico Y_t trame cotoniere

domonio $F - A$, combinando opportune leggi: non-lineari e lineari. Questo metodo è stato utilizzato, ad esempio, per la determinazione della curva analitica $F - A$ per il filato in elastomero ricoperto **Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244** di figura 3.36. Nel primo tratto della curva $F - A$ si utilizza una funzione esponenziale, che descrive il processo di allineamento delle fibre del filato, del tipo:

$$F = F_0 + Y_I e^{aS} \quad (3.32)$$

dove F_0 è il carico minimo sul filato per $S = 0$, Y_I e a sono i due parametri caratteristici del modello. La (3.32) è valida per deformazioni S inferiori alla deformazione S_I in cui termina l'andamento esponenziale. Nel tratto successivo si considera un andamento lineare:

$$F = F_I + Y_{II} (S - S_I) \quad (3.33)$$

dove Y_{II} è il modulo elastico del secondo tratto. Imponendo la continuità (uguaglianza della derivata prima delle due funzioni) delle funzioni (3.32) e (3.33), nel punto S_I, F_I , si può valutare Y_{II} :

$$Y_{II} = aY_I e^{aS_I} \quad (3.34)$$

Prima della rottura l'andamento $F - A$ tende a deviare dalla linearità, tuttavia questo tratto non viene modellizzato in quanto le tensioni di processamento del lavoro sono inferiori ad F_H , per cui il modello è valido sino ad un carico F_{II} inferiore ad F_H . La stima dei parametri Y_I e a della (3.32) si ottiene con il metodo dei minimi quadrati, con regressione sulle misure $F - A$:

$$\left\{ \hat{Y}_I, \hat{a} \right\} = \underset{Y_I, a}{\operatorname{argmin}} \left\{ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(F_i(S_i) - \hat{F}_i(Y_I, a) \right)^2 \right\} \quad (3.35)$$

dove F_i è la misura sperimentale i -esima e N è il numero delle misure disponibili. Y_{II} viene calcolato dalla (3.34). Applicando la (??) e la (3.34) ai rilievi sperimentali per il filato di interesse (figura 3.36), si ottengono i risultati della tabella 3.7. Nelle figure 3.39 e 3.40 sono riportati i confronti tra il modello e le misure.

Lycra 17 dtex	
F_0	0.8 cN
Y_I	0.0003
a	48.5
F_I	7.15 cN
S_I	0.158
Y_{II}	307.5 cN
F_{II}	30 cN
S_{II}	0.231

Tabella 3.7: Parametri modello esponenziale-lineare per Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244

L'approccio appena presentato può essere esteso anche agli altri filati, considerando opportune funzioni che approssimino il comportamento meccanico nel tratto di interesse della curva $F - A$.

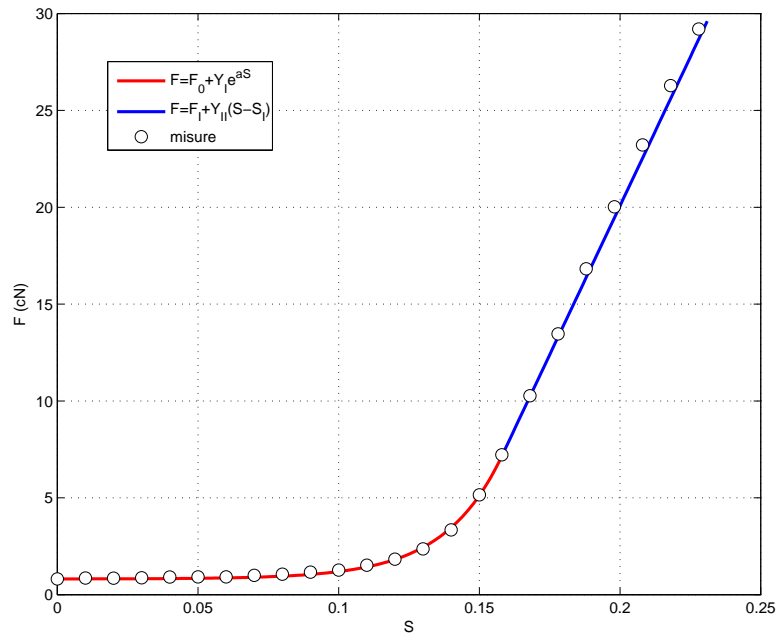


Figura 3.39: Confronto analitico-sperimentale curva $F - A$ Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244

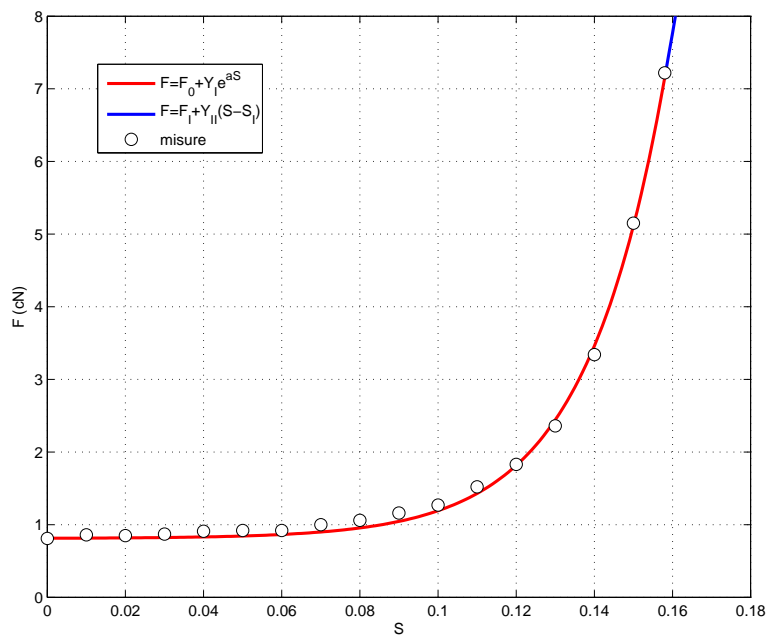


Figura 3.40: Confronto analitico-sperimentale curva $F - A$ (zona esponenziale) Lycra 17 dtex 22/14x1 T 1244

Capitolo 4

Analisi dinamica freno cinematico

In questo capitolo si affronta la modellazione dinamica di un freno cinematico. Questo principio è alla base del funzionamento degli alimentatori positivi di filato. Il modello sviluppato comprende un modello non-lineare del comportamento meccanico del filato. Dopo aver descritto il modello generale del freno cinematico, verrà descritto il modello del motore brushless di comando del freno. Il modello dinamico dell'alimentatore completo è stato sviluppato in ambiente *Matlab Simulink*. Saranno descritti tutti i 'blocchi' che compongono il sistema e verrà presentato un confronto tra i risultati ottenuti con il modello e le misure sperimentali.

4.1 Modello freno cinematico

Il controllo 'cinematico' della tensione del filato avviene agendo sulla velocità di alimentazione del filato. Si consideri il filato schematizzato come una molla lineare (figura). L'estremità libera (L) ha spostamento x_L e velocità \dot{x}_L , l'estremo di alimentazione (A) ha spostamento x_A e velocità \dot{x}_A . Considerando la molla lineare la forza F è data dalla (4.1).

$$F = k_T \Delta x = k_T (x_L - x_A) \quad (4.1)$$

dove k_T è la rigidità espressa in N/mm. Sostituendo nella (4.1) le espressioni dello spostamento come integrale della velocità dei due capi si ottiene:

$$F = k_T \int_{t_0}^{\bar{t}} \dot{x}_L - \dot{x}_A dt \quad (4.2)$$

da cui si vede che la tensione del filo è proporzionale alla differenza di velocità tra i due capi. Solitamente la velocità del capo libero \dot{x}_L è imposta dalla macchina da

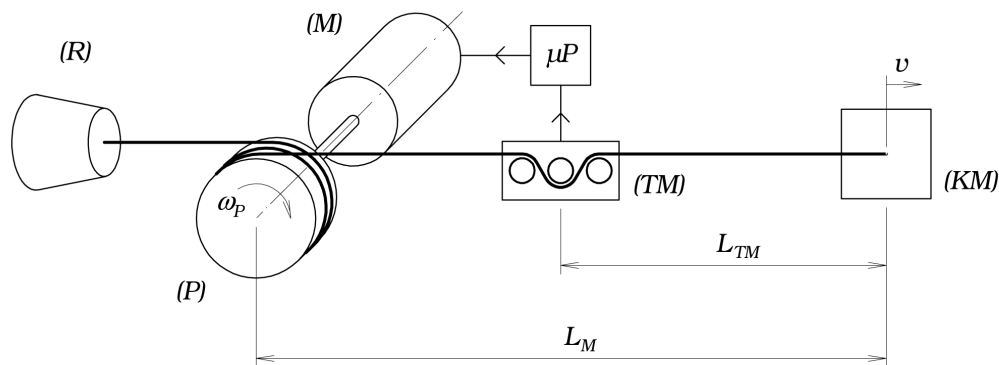


Figura 4.1: Modello della frenatura cinematica con alimentatore positivo

maglieria (o dei telai), mentre la velocità di alimentazione \dot{x}_A può essere regolata per raggiungere il valore di tensione F desiderato.

Nella pratica la frenatura cinematica viene realizzata con gli alimentatori positivi di filato (paragrafo ??). Questi sistemi sono utilizzati principalmente nel settore della maglieria e, con sistemi costruttivamente diversi, ma col medesimo principio, nelle macchine per filatura, bobinatura e roccatura. I sistemi ad alimentazione positiva possono essere modellizzati come riportato in figura 4.1. Il filato proveniente dalla rocca (R) viene avvolto, a spire, su un rocchetto (P) solidale all'albero del motore (M), passa sul tensiometro (TM) e viene inviato alla macchina da maglieria (KM). Il motore è controllato in anello chiuso con retroazione sul segnale di tensione di (TM). Da un punto di vista del funzionamento la fase critica è all'inizio dell'inserzione, quando il filo, da fermo, viene preso 'al volo' dagli aghi della macchina da maglieria, inseriti nelle scanalature della frontura in roazione. Per cui l'estremità libera del filo risulta soggetto ad un gradino di velocità da zero alla velocità di regime. Per cui si genera, dalla (4.2), un aumento repentino della tensione proporzioanle alla differenza tra le velocità dei due estremi. Tale picco di tensione decade quando la velocità della trama dal lato dell'alimentatore raggiunge la velocità di trascinamento della macchina da maglieria.

4.2 Modello motore brushless

Nel caso di alimentatore positivo preso in esame, si utilizza un **motore sincrono brushless a magneti permanenti sinusoidale**. Questi motori (figura 4.2) sono formati da uno statore in materiale ferromagnetico, su cui sono inserite le bobine

statoriche, e da un rotore magnetico. Il rotore si compone di un nucleo ferromagnetico sulla cui superficie sono fissati i magneti. Nel caso di motori di grossa taglia questi sono dei magneti separati solidali al nucleo ferromagnetico. Nel caso in esame (motore di piccola taglia) il magnete è composto da un anello magnetizzato radialmente ‘a settori’.

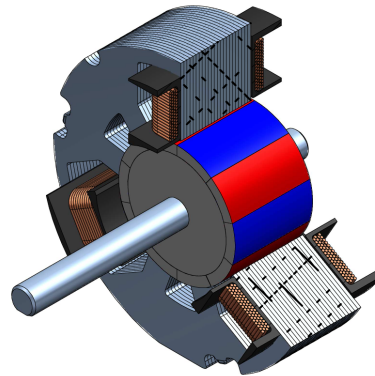


Figura 4.2: Motore brushless a magneti permanenti

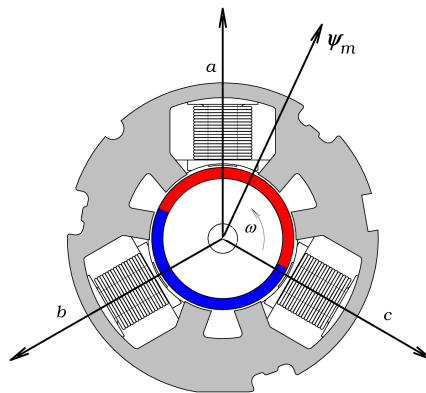


Figura 4.3: Assi magnetici motore brushless con avvolgimento statorico trifase

Sullo statore è presente un avvolgimento d'indotto trifase simmetrico formato da 3 bobine sfasate di 120° (figura 4.3). Gli assi a , b , c , sono gli assi magnetici dei 3 avvolgimenti statorici. Si consideri per semplicità il rotore come un magnete bipolare con asse magnetico m e flusso magnetico ψ_m . Alimentando i tre avvolgimenti statorici con tensioni sinusoidali di pulsazione ω si genera un campo magnetico rotante di statore Ψ_s . Il flusso magnetico di statore (forza magnetomotrice f_{mm}) ruota, rispetto ad un sistema di riferimento fisso α , β (figura 4.4), con velocità angolare ω , pari

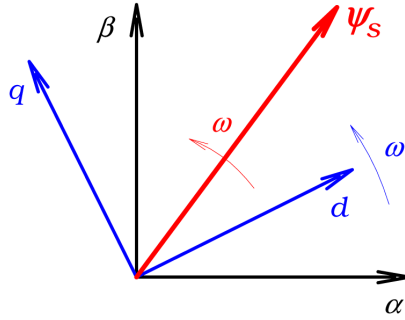


Figura 4.4: Assi di riferimento fissi α, β e rotanti d, q

quindi alla pulsazione delle tensioni d'armatura (4.3).

$$\Psi_s = \Psi_s e^{j\omega t} \quad (4.3)$$

Scrivendo le equazioni di chiusura delle maglie statoriche, in forma vettoriale:

$$\mathbf{V} e^{j\omega t} = R_a \mathbf{I} + \frac{d}{dt} (\Psi_s e^{j\omega t}) \quad (4.4)$$

dove R_a è la resistenza d'armatura, e considerando che il flusso magnetico Ψ_s è dato dalla somma del contributo dell'induttanza di statore più il flusso concatenato del magnete permanente del rotore Ψ_m :

$$\Psi_s = L_a \mathbf{I} + \Psi_m \quad (4.5)$$

Sostituendo la (4.5) in (4.4) si ottiene:

$$\mathbf{V} e^{j\omega t} = \left(R_a \mathbf{I} + L_a \dot{\mathbf{I}} + j\omega L_a \mathbf{I} + j\omega \Psi_m \right) e^{j\omega t} \quad (4.6)$$

Passando da un sistema di riferimento fisso α, β ad uno rotante alla velocità ω d, q il vettore rotante (4.6) diventa un fasore:

$$\mathbf{V} = R_a \mathbf{I} + L_a \dot{\mathbf{I}} + j\omega L_a \mathbf{I} + j\omega \Psi_m \quad (4.7)$$

Per comodità si considera l'asse d diretto come il flusso magnetico di rotore Ψ_m e l'asse q è perpendicolare a d . L'asse d prende il nome di **asse diretto** e l'asse q di **asse in quadratura**. Il sistema che descrive il comportamento elettrico del motore brushless, rispetto agli assi d, q , è dato dalla (4.7) e dalla (4.5).

$$\begin{cases} \mathbf{V} = R_a \mathbf{I} + L_a \dot{\mathbf{I}} + j\omega L_a \mathbf{I} + j\omega \Psi_m \\ \Psi_s = L_a \mathbf{I} + \Psi_m \end{cases} \quad (4.8)$$

Proiettando l'ultima equazione di (4.8) sugli assi d, q si ottiene:

$$\begin{cases} I_q = L_a I_q \\ I_d = L_a I_d + \Psi_m \end{cases} \quad (4.9)$$

dove I_q e I_d sono le componenti della corrente \mathbf{I} in quadratura e diretta. Per la scelta del sistema di riferimento, Ψ_m ha componente solo sull'asse diretto. Proiettando il primo fasore del sistema (4.8) sugli assi d, q si ottengono le equazioni scalari del modello elettrico del motore:

$$\begin{cases} V_d = R_a I_d + L_a \dot{I}_d - \omega L_a I_q \\ V_q = R_a I_q + L_a \dot{I}_q + \omega (L_a \dot{I}_d + \Psi_m) \end{cases} \quad (4.10)$$

Considerando poi il bilancio meccanico della coppia all'albero motore si ha:

$$J_t \dot{\Omega} = C_m - C_r \quad (4.11)$$

dove J_t è l'inerzia complessiva del carico, ridotta all'albero del motore, e del rotore, mentre C_m e C_r sono le coppie motrici e resistenti. Dal bilancio di potenza (elettrica e meccanica) all'albero del motore si ottiene l'espressione della coppia motrice:

$$C_m = \Psi_m I_q \quad (4.12)$$

questo nel caso di un motore con un'unica coppia polare. Nel caso di motore con n_p paia poli, la velocità angolare meccanica Ω è legata a quella elettrica ω da:

$$\Omega = \frac{\omega}{n_p} \quad (4.13)$$

Per cui la (4.12) diventa:

$$C_m = n_p \Psi_m I_q \quad (4.14)$$

introducendo la costante di coppia del motore:

$$K_t = n_p \Psi_m \quad (4.15)$$

sostituendo nella (4.14) si ha:

$$C_m = K_t I_q \quad (4.16)$$

da cui si deduce che la coppia motrice è dovuta alla sola corrente in quadratura I_q . Per limitare la corrente complessiva è quindi necessario annullare la corrente diretta I_d . Nel presente lavoro non è stato considerato il controllore della corrente diretta, per cui si ipotizza semplicemente che $I_d = 0$. Per cui, dalla (4.10), e considerando $\Psi_m = K_t$, si arriva all'unica equazione che descrive la dinamica elettrica del motore brushless:

$$V_q = R_a I_q + L_a \dot{I}_q + K_t \Omega \quad (4.17)$$

dove l'ultimo termine $K_t \Omega$ rappresenta la *forza controelettromotrice* (fcm) V_{cem} . Il circuito elettrico equivalente si riduce quindi a quello di un motore a corrente continua (figura 4.5).

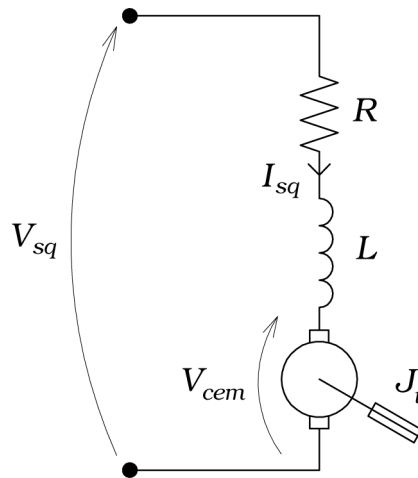


Figura 4.5: Circuito equivalente per l'asse in quadratura

4.3 Modello dinamico freno cinematico

Il modello dinamico del freno cinematico (figura 4.6) è stato realizzato in ambiente Matlab Simulink. Sono stati modellati sia il comportamento non-lineare del filato (blocco 4), sia le saturazioni del sistema reale. Il controllo del sistema si compone di due anelli: uno interno (blocco 2) per la corrente in quadratura I_q ed uno esterno

(blocco 3) retroazionato sul segnale di tensione del filato misurato dalla della dicarico. Quest'ultima è stata modellizzata come un filtro passa basso con banda passante pari ad 1 kHz. Il segnale in ingresso al sistema è rappresentato dalla tensione di riferimento $F_{t,ref}$. La perturbazione esterna è rappresentata dalla velocità di inserzione v_i , imposta ad un capo del filato da parte della macchina da maglieria.

4.3.1 Motore e carico meccanico

Il blocco 1 (figura 4.7) rappresenta il motore brushless accoppiato al carico meccanico, in questo caso rappresentato dalla sola inerzia J_t del rotore del motore e della puleggia. La funzione di trasferimento della corrente I_q è data da:

$$I_q(s) = E_{V_q}(s) \frac{1}{sL_a + R_a} \quad (4.18)$$

dove:

$$E_{V_q}(s) = V_{q,ref}(s) - V_q(s) \quad (4.19)$$

dove $V_{q,ref}(s)$ è la tensione di riferimento imposta al motore. La funzione di trasferimento meccanica si ottiene dalla (4.11):

$$\Omega(s) = I_q(s) \frac{1}{sJ_t} \quad (4.20)$$

La saturazione dopo l'ingresso $V_{q,ref}(s)$ rappresenta la limitazione sulla tensione in ingresso al motore.

4.3.2 Controllore PI corrente I_q

Il regolatore della corrente I_q , blocco 2 (figura 4.8), è un controllore **PI** in configurazione *anti wind-up*. L'ingresso è l'errore in corrente $E_{I_q}(s)$:

$$E_{I_q}(s) = I_{q,ref}(s) - I_q(s) \quad (4.21)$$

in uscita si ha la tensione di riferimento $V_{q,ref}(s)$, data dalla funzione di trasferimento:

$$V_{q,ref}(s) = K_{P,I} \frac{1 + sT_i}{sT_i} E_{I_q}(s) \quad (4.22)$$

dove $K_{P,I}$ e T_i (7.5) sono rispettivamente il coefficiente dell'azione proporzionale e il tempo integrale del controllore della corrente I_q .

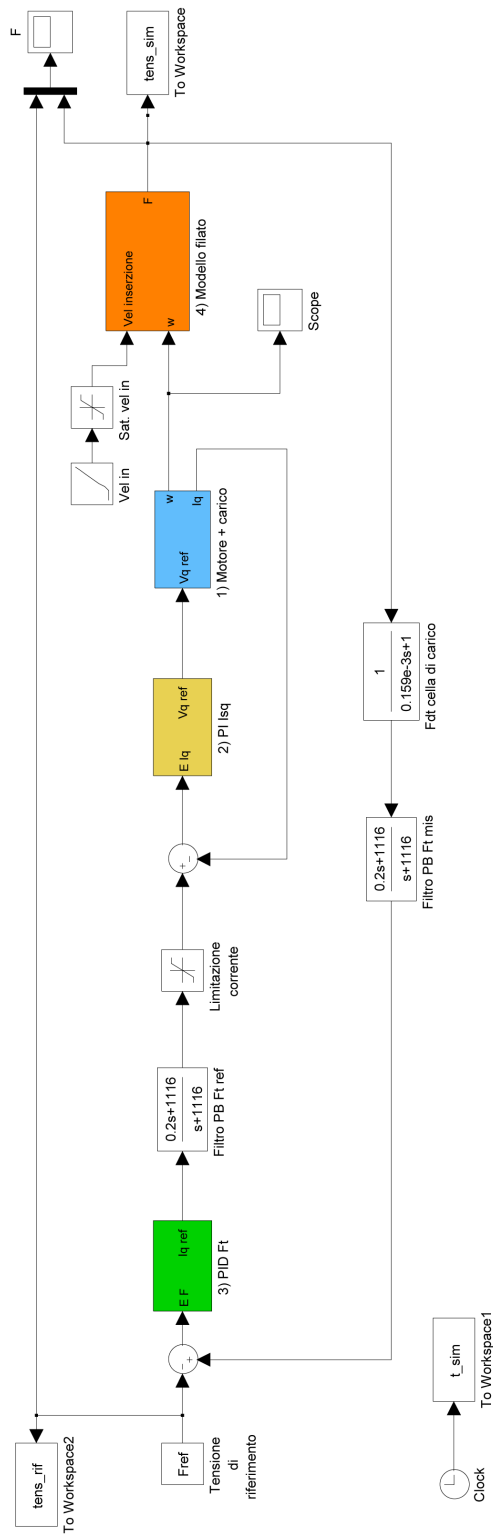


Figura 4.6: Modello Simulink freno cinematico

$$T_i = \frac{K_{P,I}}{K_{I,I}} \quad (4.23)$$

con $K_{I,I}$ coefficiente dell'azione integrale.

4.3.3 Controllore PID corrente $I_{q,ref}$

Il segnale di riferimento $I_{q,ref}(s)$ al controllore PI di I_q , viene dato dal controllore PID, blocco 3 (figura 4.9), che ha come ingresso l'errore di tensione del filato $E_{F_t}(s)$:

$$E_{F_t}(s) = F_{t,ref}(s) - F_{t,mis}(s) \quad (4.24)$$

dove $F_{t,ref}(s)$ è la tensione del filato di riferimento, mentre $F_{t,mis}(s)$ è la tensione misurata dalla cella di carico. La funzione di trasferimento del controllore PID è:

$$I_{q,ref}(s) = \frac{s^2 K_D + s K_P + K_I}{s} E_{F_t}(s) \quad (4.25)$$

dove nella (4.25) non si è considerato il filtro passa-basso presente sull'azione derivativa.

4.3.4 Modello non-lineare del filato

Il blocco 4 (figura 4.10) modella il comportamento meccanico del filato. Il primo ingresso è la velocità di inserzione $v_i(s)$, imposta al capo libero del filato dalla macchina da maglieria. Il secondo ingresso è la velocità angolare $\Omega(s)$ della puleggia. Queste due velocità, integrate, permettono di calcolare l'allungamento relativo $S(s)$ del filato:

$$S(s) = \frac{2v_i - \Omega D_r}{s^2 L_m} \quad (4.26)$$

dove D_r è il diametro del rocchetto di avvolgimento del filo e L_m è la distanza dell'alimentatore dalla macchina. $S(s)$, grazie al legame costitutivo del filato, permette il calcolo di F . In questo caso è stato implementato il modello del filato elastomerico descritto da (3.32) e da (3.33).

4.4 Confronto numerico-sperimentale

Nella figura 4.11 è mostrato il confronto numerico-sperimentale tra la tensione valutata con il modello Simulink e quella misurata sperimentalmente. Il grafico si

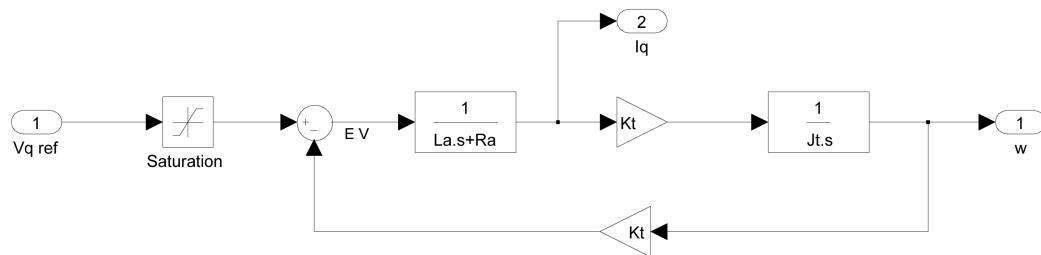


Figura 4.7: Blocco motore e carico meccanico

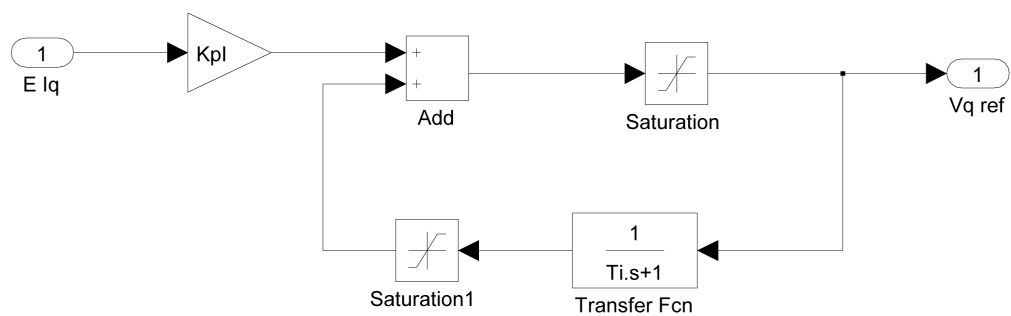


Figura 4.8: Controllore PI della corrente I_q

riferisce ad un ‘gradino’ di velocità da 300 a 800 m/min. La risposta simulata del sistema risulta essere in buon accordo con le misure.

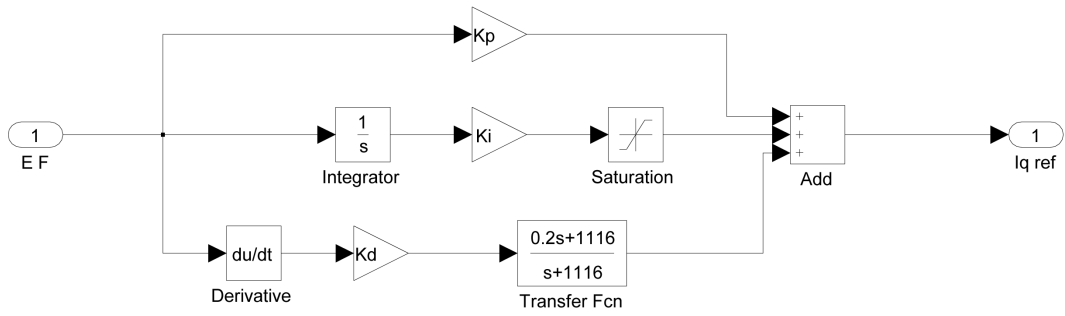


Figura 4.9: Controllore PID della corrente $I_{q,ref}$

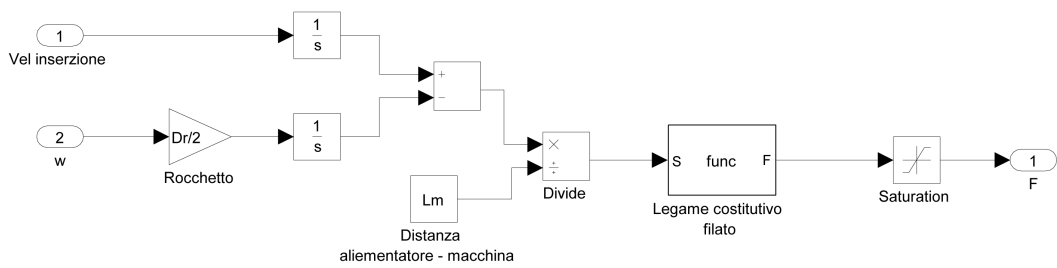


Figura 4.10: Modello non-lineare del filato

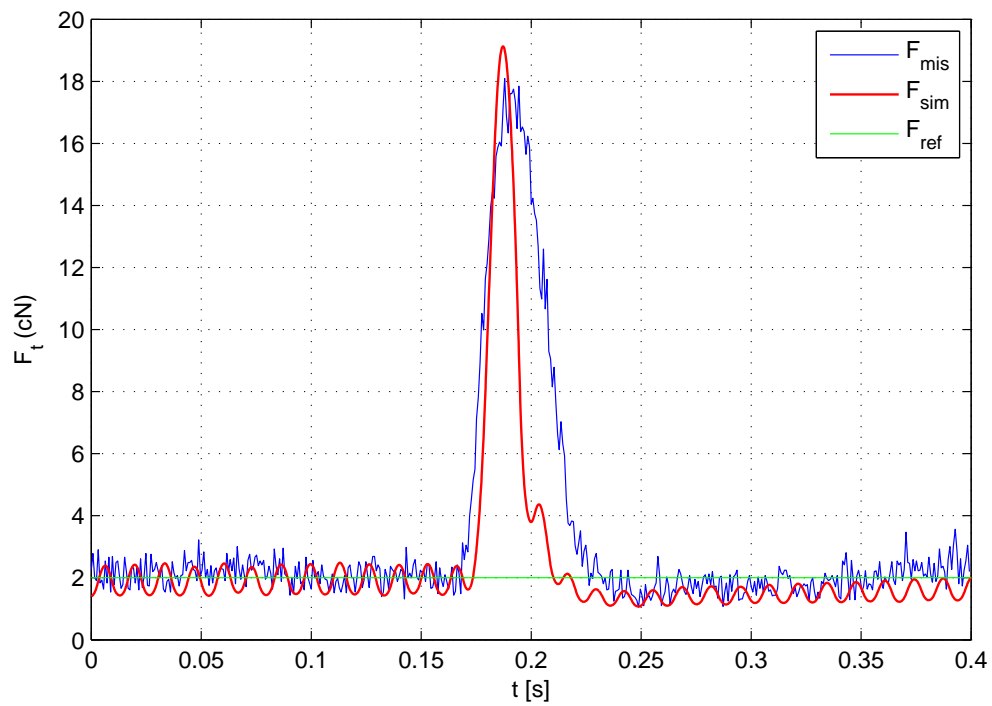


Figura 4.11: Confronto numerico-sperimentale della risposta ad un gradino di velocità da 300 a 800 m/min del freno cinematico

Capitolo 5

Modellizzazione freno ad attrito

Nel capitolo 2, dove sono state analizzate le diverse configurazioni di sistemi frenanti, si è visto come la relazione fondamentale che determina l'entità della forza frenante prodotta da un freno (5.1), dipenda da due parametri: il coefficiente d'attrito μ e la forza normale agente sul filato F_n . Ai fini della modellizzazione dell'elemento frenante, si considera la configurazione in figura 5.1. Questa è formata da un pattino fisso ed uno mobile, con spostamento y , tra cui viene premuta la trama.

$$F_t = \mu F_n \quad (5.1)$$

Se i pattini sono dello stesso materiale la (5.1) diventa (5.2), dove l'aggiunta del termine moltiplicativo 2 considera che l'attrito avviene sulle due superfici dei due pattini.

$$F_t = 2\mu F_n \quad (5.2)$$

Nel caso di frenatura a controllo attivo, il pattino mobile viene mosso, direttamente o indirettamente, da un attuatore. Per cui oltre al parametro F_n deve essere noto anche lo spostamento y , necessario ad imporre la forza F_n desiderata. In altri termini dovrà essere nota la **rigidezza trasversale** del filato che lega F_n ad y . Questo soprattutto nel caso l'attuatore agisca direttamente sul pattino mobile, senza elementi elastici interposti. Purtroppo non sono disponibili in letteratura dei lavori che riportino dei dati inerenti la rigidezza trasversale della trama, e non sono nemmeno disponibili studi di natura teorica sull'argomento. Per cui si è reso necessario realizzare un apposito apparato, descritto nei paragrafi successivi, di misura di questa grandezza. In un altro paragrafo sarà analizzato l'altro parametro che influenza la forza frenante, vale a dire il coefficiente d'attrito μ .

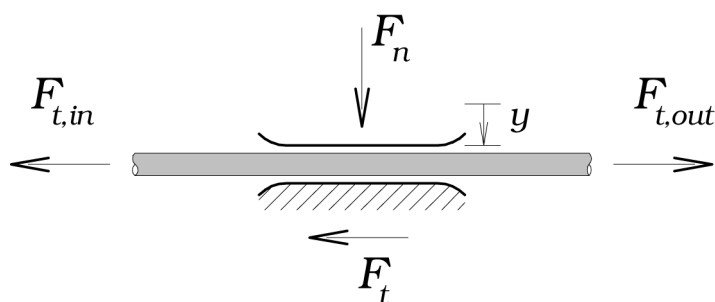


Figura 5.1: Schema generale di freno ad attrito

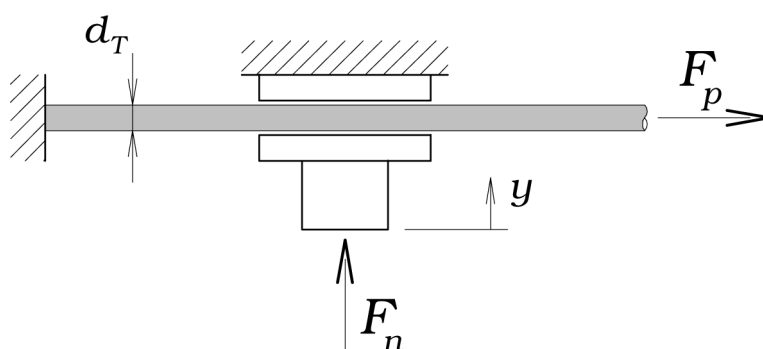


Figura 5.2: Principio di misura della rigidità trasversale della trama

5.1 Sistema di misura della rigidità trasversale della trama

Il principio di misura della rigidità trasversale dei filati, consiste nel ‘pinzare’ trasversalmente un tratto di trama, mantenuto in tensione da un peso, tra un riscontro fisso ed un punzone mobile solidale ad una cella di carico (figura 5.2). Misurando l’andamento della forza F_n in funzione dello spostamento y imposto, è possibile determinare la rigidità trasversale della trama.

L’apparato (figura 5.3 e 5.5) è formato da due elementi principali: il sistema di sostegno della trama e il carrello di movimentazione del punzone, il tutto fissato ad una struttura di sostegno. La parte dedicata al sostegno della trama si compone di un morsetto (1) di fissaggio del capo di trama (T), del piatto di riscontro (2) e del rullo devia trama (3). Sulla traversa (4) a cui sono fissati tutti questi elementi è fissato anche il laser a triangolazione (5). Il sistema di movimentazione del punzone (6) è formato da una guida lineare a ricircolo di sfere (7), sul cui carrello (8) è fissato il supporto (9) della cella di carico (10) sulla quale è avvitato il punzone premi-trama

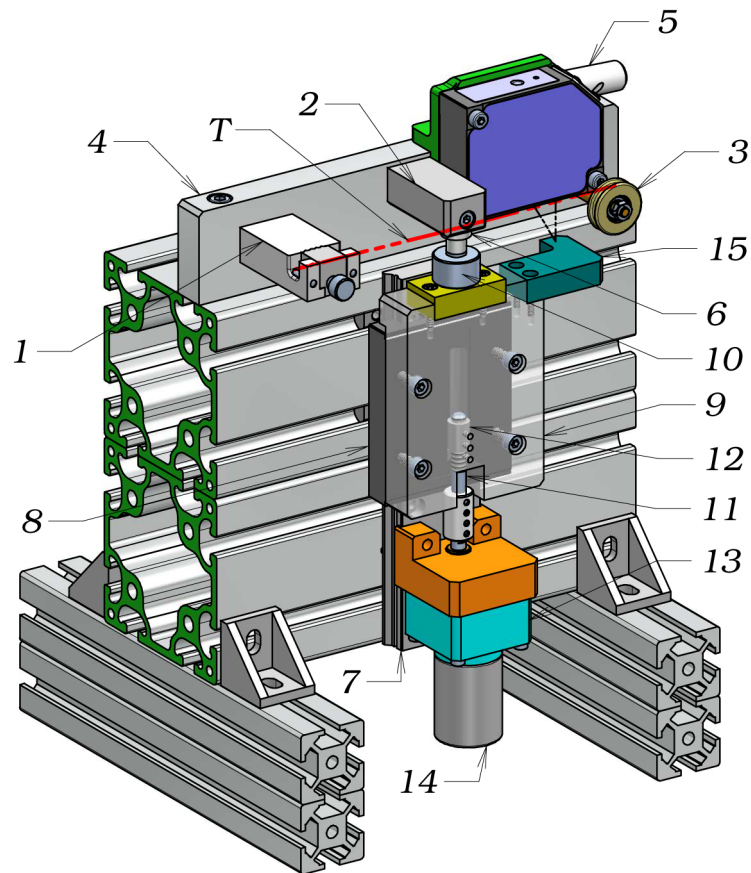


Figura 5.3: Apparato di misura della rigidità trasversale della trama

(6). Il carrello (9) viene movimentato da un sistema vite (11)-madrevite (12). La vite (11) è calettata sull'albero del primo riduttore (13) a cui è collegato il motoriduttore (14). Il piatto (15) funge da elemento riflettente del fascio laser.

5.1.1 Componenti del sistema di misura della rigidità trasversale

Componenti dal commercio:

- Guida lineare **SKF LLM WS 15 LA**;
- Riduttore **Maxon Motor 110453**: rapporto di riduzione 18:1;
- Motoriduttore **Mclennan 1271-12-21**: tensione nominale 12 V dc, rapporto di riduzione 21:1, coppia nominale 2.5 Ncm, velocità nominale 80 rpm;

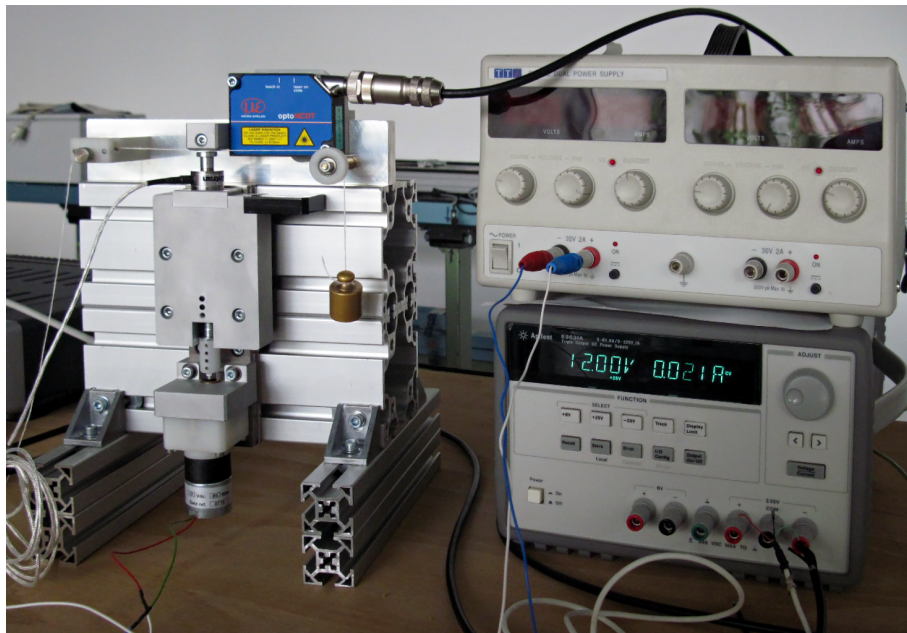


Figura 5.4: Sistema di misura della rigidità trasversale e alimentatori



Figura 5.5: Zona di misura con cella di carico e laser

5.1.2 Sensori di misura e schema funzionale

Per le misure della forza F_n e dello spostamento y sono stati impegnati i seguenti sensori:

- Per la misura della forza F_n : cella di carico (a diaframma metallico) **Entran ELPM-T1** (tabella 5.1) e relativo amplificatore **Entran IAMR-12U** (tabella 5.2);
- Per la misura dello spostamento y : laser a triangolazione **Microepsilon optoNCDT 1402-05** (tabella 5.3).

Per l'alimentazione dei sensori e del motore di comando del carrello sono stati utilizzati i seguenti alimentatori:

- Alimentatore **Agilent E3631 A**;
- Alimentatore **TTi EL302D**;
- Alimentatore 24 Vdc.

Per l'acquisizione dei due segnali, della cella di carico e del laser a triangolazione, è stato utilizzato un sistema **LMS Scadas Mobile**. Nella figura 5.6) è riportato lo schema delle connessioni elettriche tra i diversi sensori.

Entran ELPM-T1	
Intervallo di misura	± 25 N
Deflessione massima	0.025 mm
Non-linearità	± 0.15 % F.S.
Isteresi	± 0.15 % F.S.
Alimentazione	5 V dc

Tabella 5.1: Specifiche cella di carico Entran ELPM-T1

5.1.3 Misura della rigidità trasversale della trama

In figura 5.7 è riportata la sezione trasversale della trama soggetta alla compressione tra punzone e riscontro fisso. Si considera come origine della misura dello spostamento del punzone la quota alla quale il punzone, in assenza di trama, è in

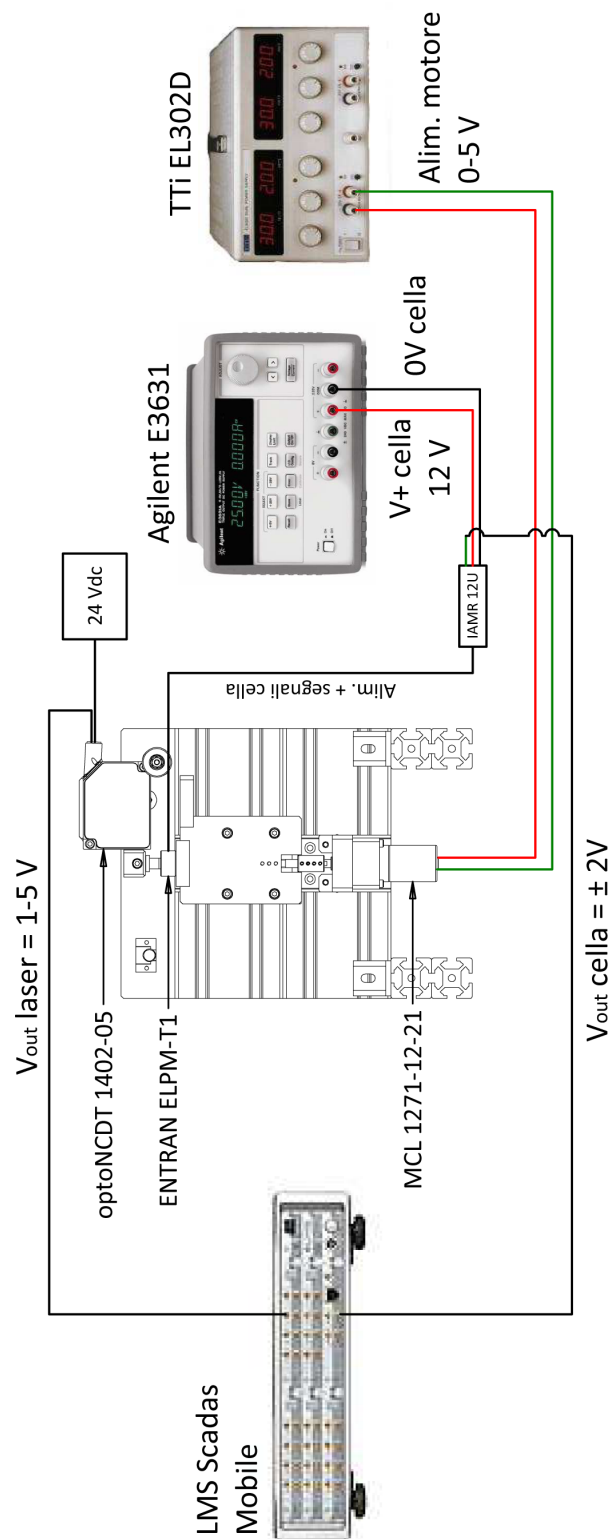


Figura 5.6: Schema connessioni elettriche apparato di misura della rigidità trasversale del filato

Entran IAMR-12U	
Banda passante	700 kHz
Slew rate	1V/ μ s
Alimentazione	10÷14V dc
Tensione in uscita	\pm 2V

Tabella 5.2: Specifiche amplificatore Entran IAMR-12U

Microepsilon optoNCDT 1402-05	
Intervallo di misura	5 mm
Linearità	5÷9 μ m
Risoluzione statica	0.6 μ m
Risoluzione dinamica	1÷3 μ m
Banda passante max	1.5 kHz
Banda passante min	50 Hz
Alimentazione	24 V dc
Uscita in tensione	1÷3V

Tabella 5.3: Specifiche laser a triangolazione optoNCDT 1402-05

battuta sul riscontro fisso. Il diametro d_T rappresenta il diametro della trama, misurato ad un carico $F_{n,0}$ di riferimento. In questo caso $F_{n,0}=5$ cN, che rappresenta anche il carico di trigger delle misure. L'origine dello spostamento y è fissata a partire dal punto di contatto tra punzone e trama (con carico $F_{n,0}$), per cui y misura l'effettiva deformazione della trama sotto l'azione del punzone. La misura è stata condotta ad una velocità di traslazione del punzone di 0,05 m/s.

5.2 Risultati delle prove e curva media di rigidezza

Nelle figure da 5.8 a 5.23 sono riportati i grafici delle misure della rigidezza trasversale eseguite sulle trame della tabella 3.4. Per ogni trama sono state eseguite 3 misure, su punti differenti della trama, per ogni livello di tensionamento assiale. Questi sono 2 per ogni trama e sono stati scelti in funzione sia del carico di rottura del materiale, che delle forze normali limite di frenatura F_n a cui questi filati sono impiegati. Come si vede dai grafici, le misure presentano una certa dispersione, anche a parità di tensione

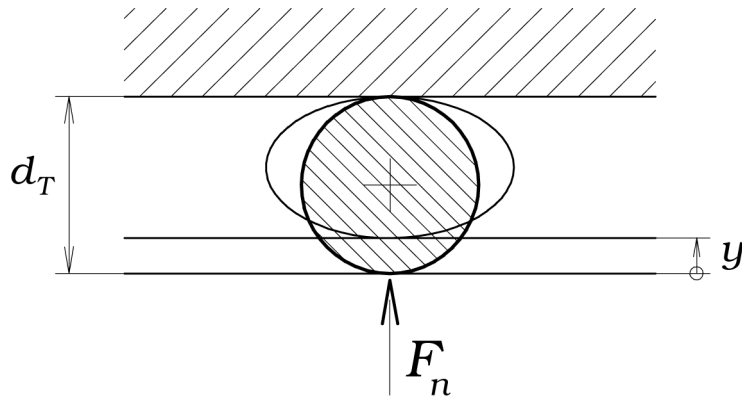


Figura 5.7: Riferimenti per la misura della rigidità trasversale della trama

assiale applicata. In generale ad un aumento della tensione assiale corrisponde un aumento della rigidità trasversale. L'unica eccezione è rappresentata dal lino (figura 5.16) che, a causa della sua elevata irregolarità, presenta zone a cedevolezza diversa. Alcune misure effettuate con $m_p=50$ g sono nella zona delle misure con $m_p=10$ g. Per poter ricavare un parametro significativo, che permetta di caratterizzare la rigidità trasversale del filato, le diverse curve sperimentali sono state approssimate con una curva media descritta dalla relazione esponenziale:

$$F_n = F_{n,0}e^{k_n y} \quad (5.3)$$

dove $F_{n,0}$ è la forza normale minima (in questo caso $F_{n,0}=5$ cN) e k_n è il coefficiente di 'rigidità' trasversale della trama. La (5.3) viene stimata dalle misure mediante il metodo dei minimi quadrati:

$$\{\hat{k}_n\} = \operatorname{argmin}_{k_n} \left\{ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(F_{n,i}(y_i) - \hat{F}_{n,i}(k_n) \right)^2 \right\} \quad (5.4)$$

Nella tabella 5.4, oltre ai valori di k_n , è riportato il diametro medio d_T del filato. Una misura più accurata della rigidità trasversale potrebbe essere ottenuta facendo variare il carico longitudinale sul filo contemporaneamente al carico trasversale, in questo modo si otterrebbe una misura maggiormente aderente a quanto avviene in realtà nel processo di frenatura. Tuttavia tale misura richiede un apparato più complesso con due travesse indipendenti ortogonali, una per il carico normale ed una per quello assiale. La soluzione adottata permette comunque di ottenere un parametro di rigidità ingegneristicamente accettabile e molto utile, come si vedrà in seguito, allo studio del comportamento del freno.

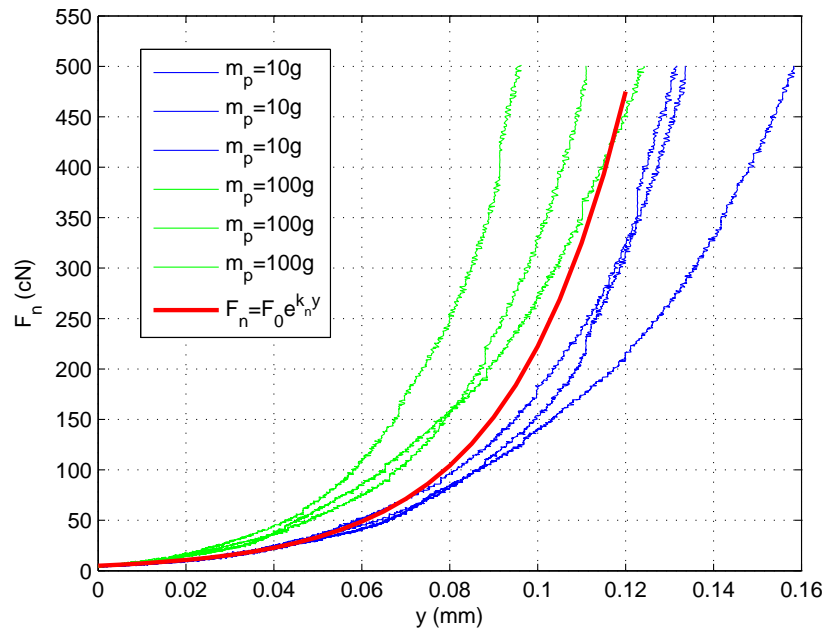


Figura 5.8: Rigidezza trasversale cotone 29 tex

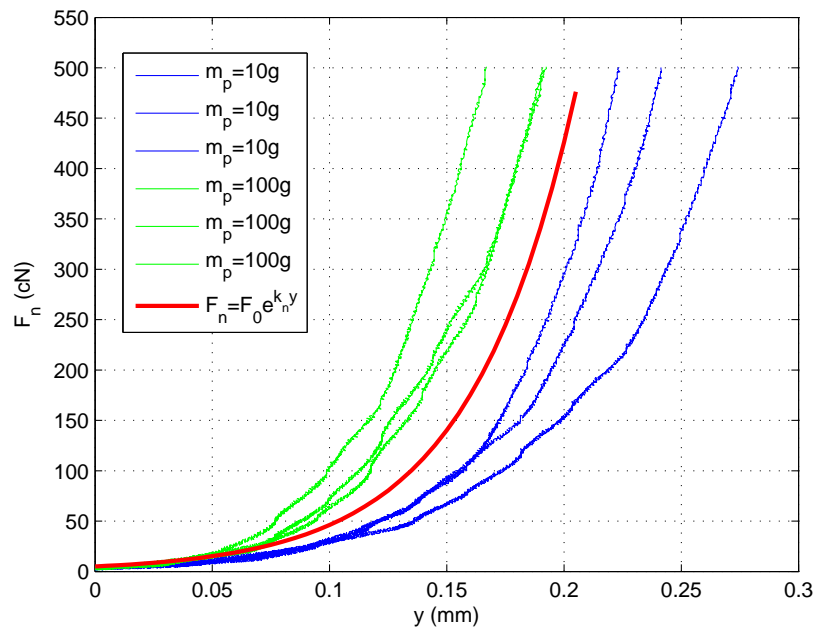


Figura 5.9: Rigidezza trasversale cotone 98 tex

5.3 Coefficiente d'attrito

Il coefficiente d'attrito μ , che compare nella (5.1), dipende da numerosi fattori. Uno studio accurato dei fenomeni di attrito dei filati è abbastanza complesso ed esula dagli

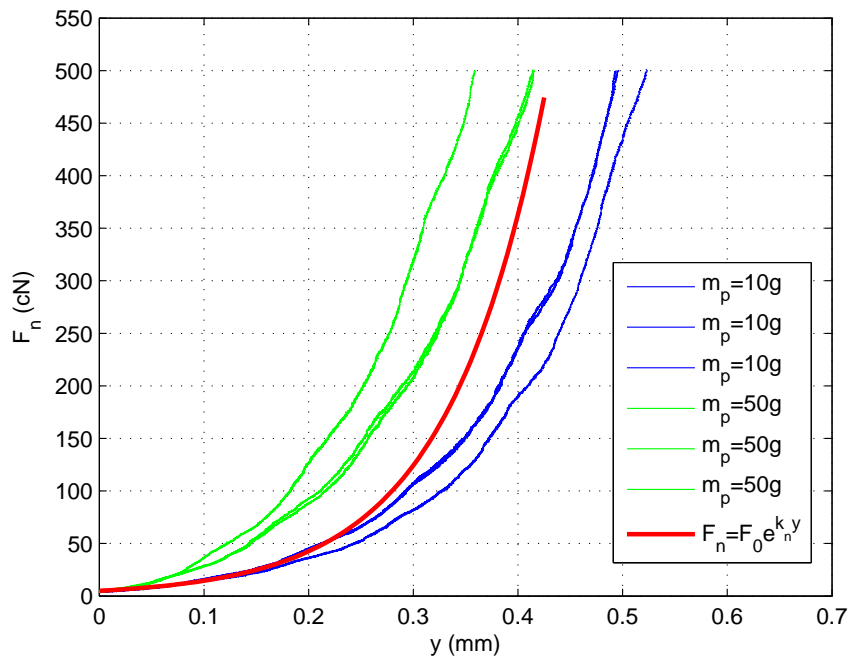


Figura 5.10: Rigidezza trasversale cotone 367 tex

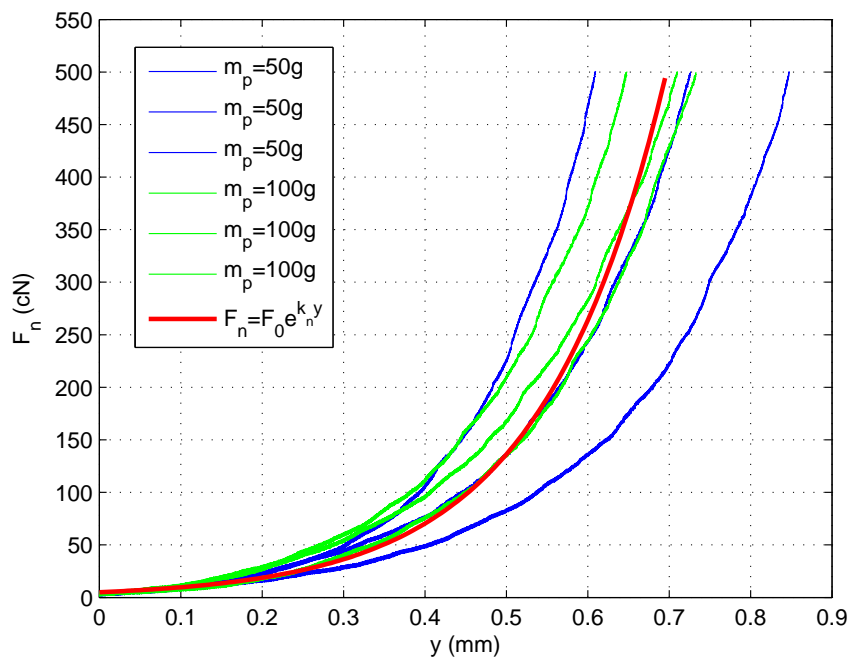


Figura 5.11: Rigidezza trasversale cotone 699 tex

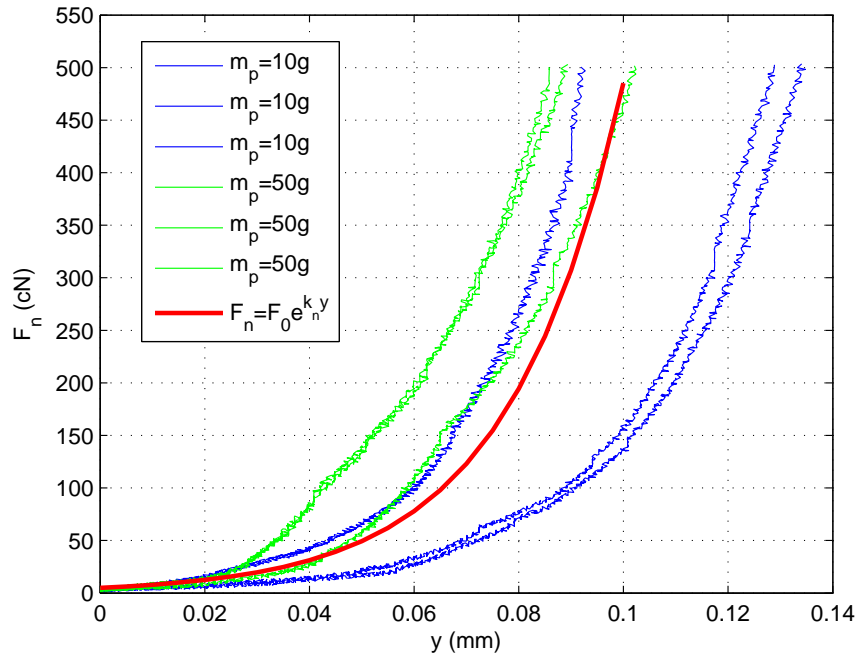


Figura 5.12: Rigidezza trasversale lana 20 tex

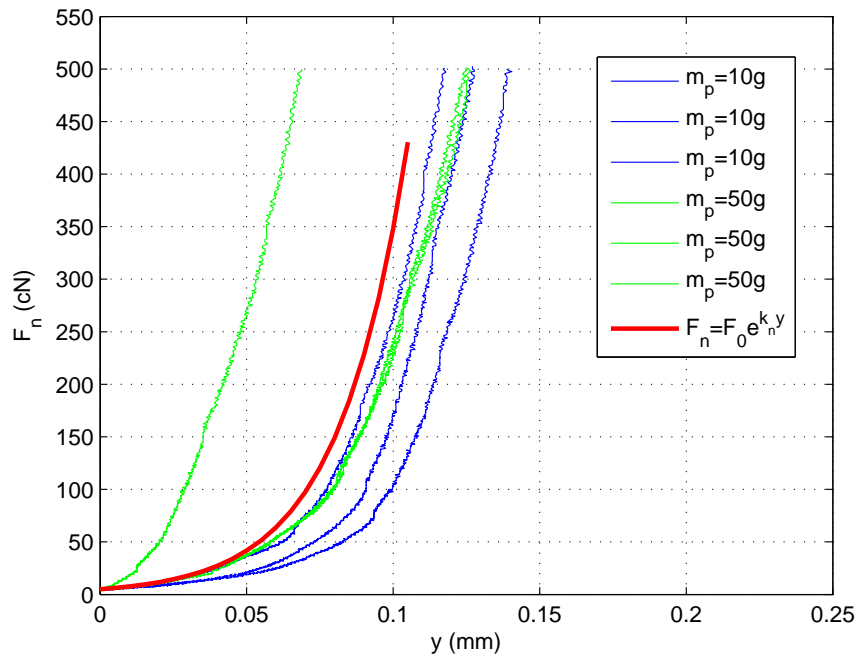


Figura 5.13: Rigidezza trasversale lana 26 tex

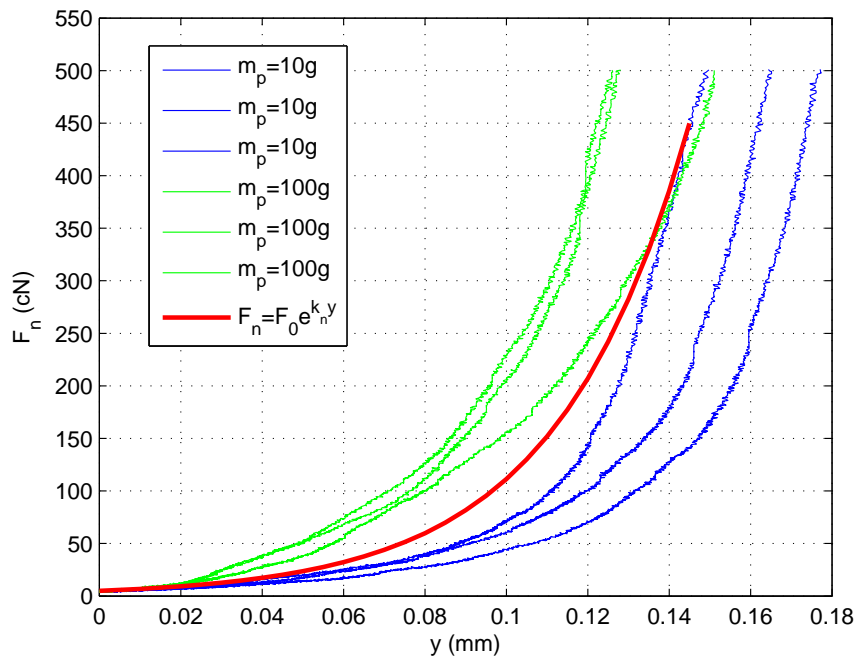


Figura 5.14: Rigidezza trasversale lana 40 tex

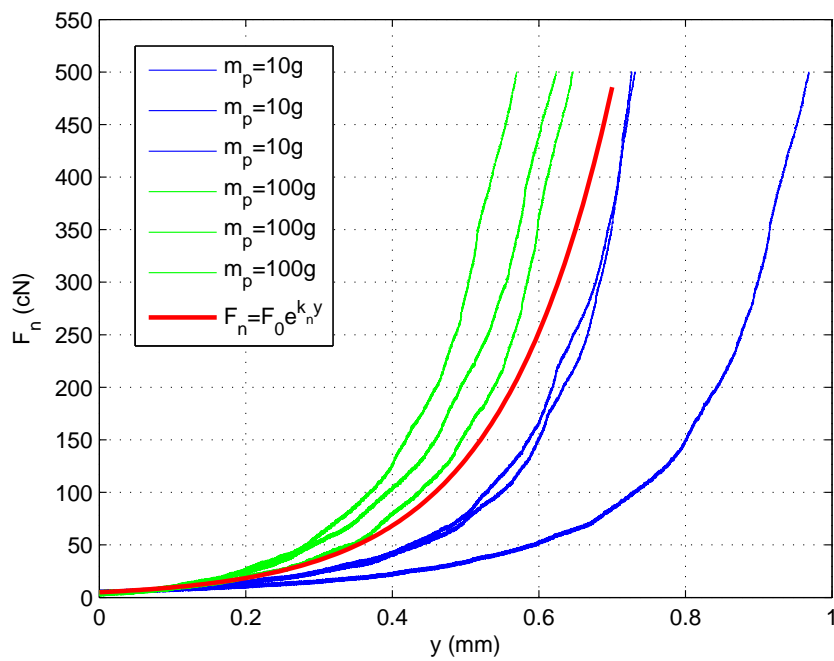


Figura 5.15: Rigidezza trasversale lana 342 tex

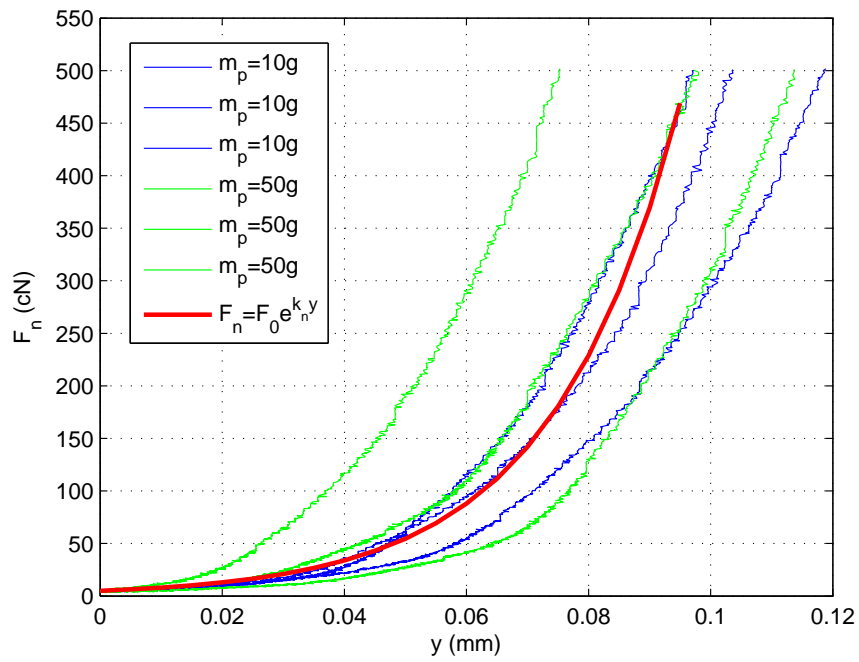


Figura 5.16: Rigidezza trasversale lino 53 tex

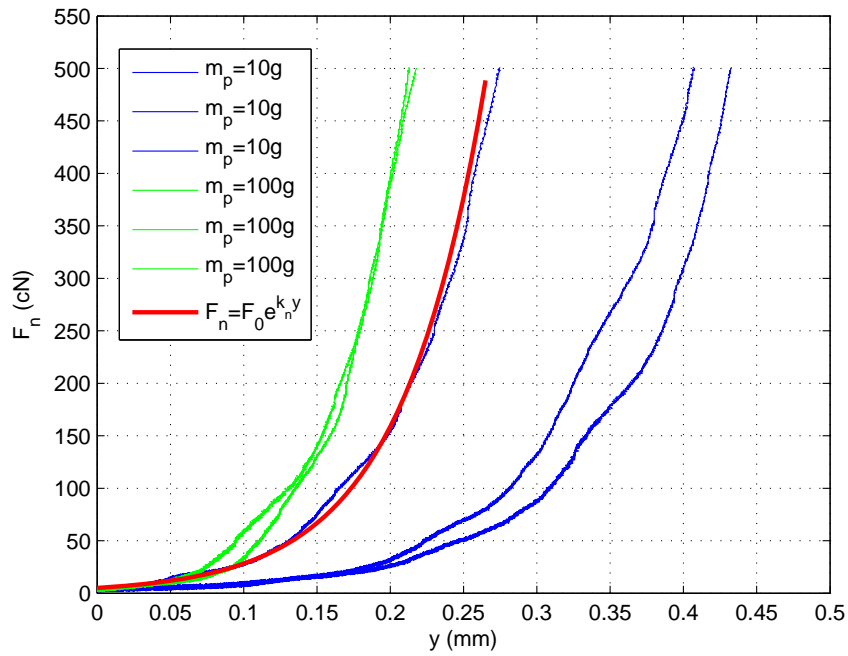


Figura 5.17: Rigidezza trasversale lino 243 tex

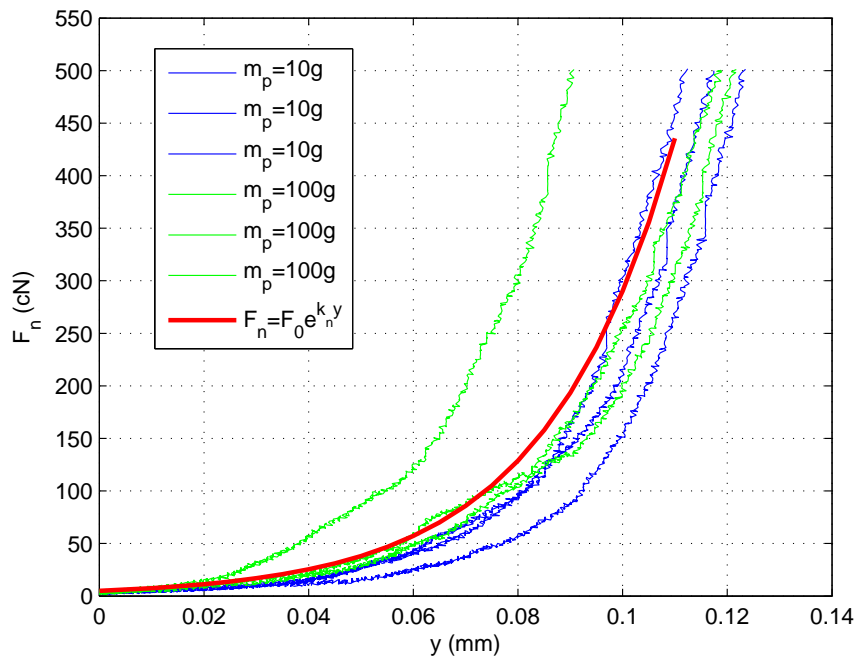


Figura 5.18: Rigidezza trasversale lino 32 tex

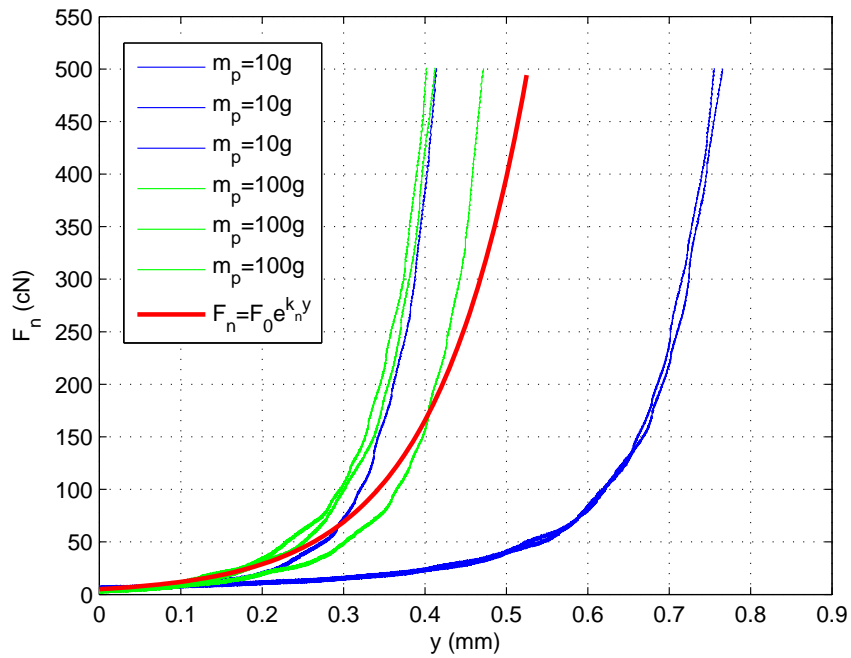


Figura 5.19: Rigidezza trasversale ciniglia 204 tex

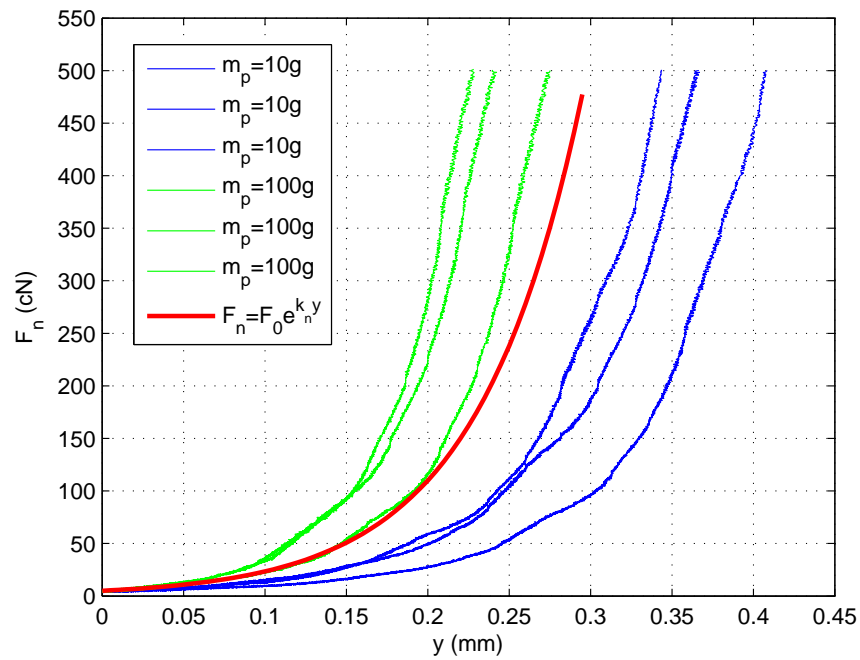


Figura 5.20: Rigidezza trasversale ciniglia 379 tex

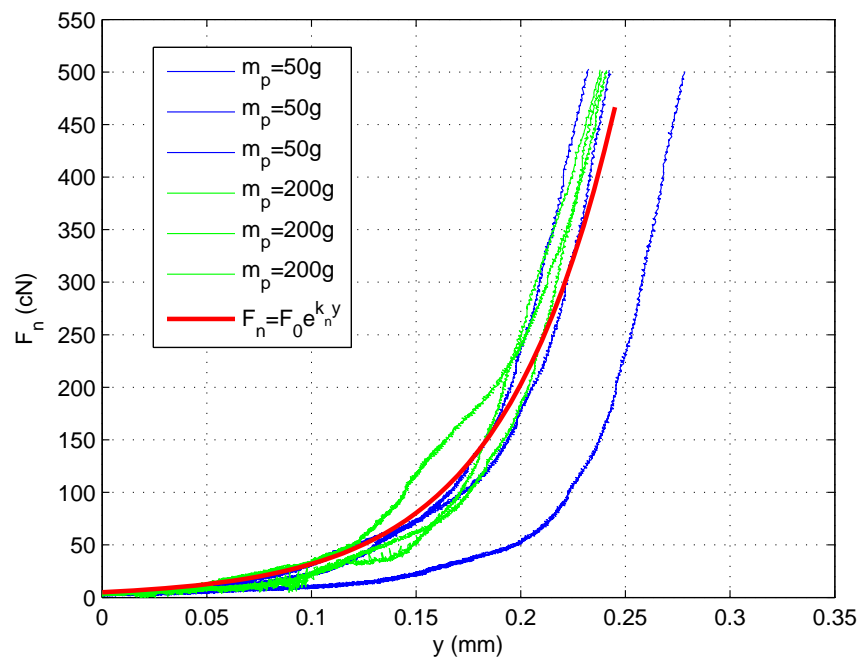


Figura 5.21: Rigidezza trasversale juta 244 tex

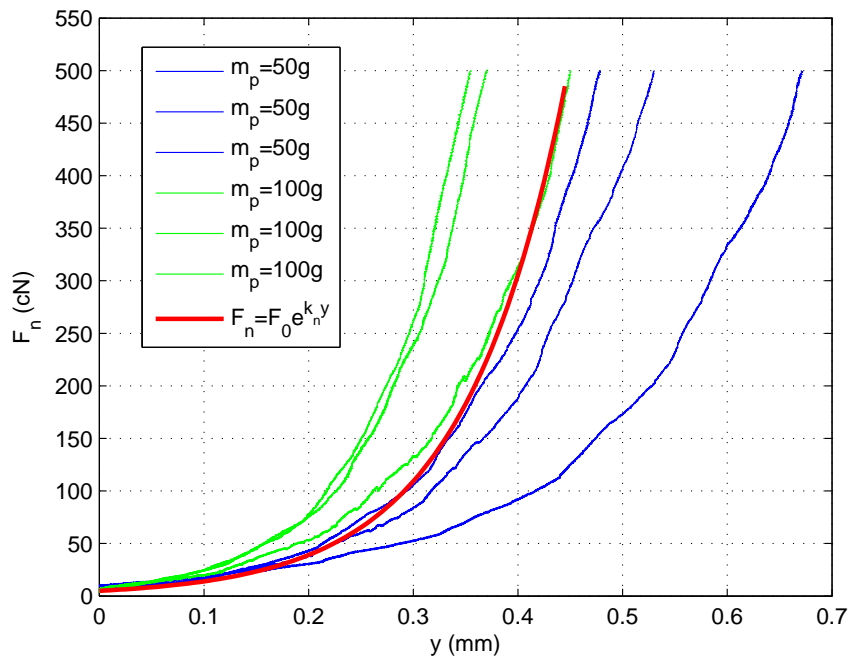


Figura 5.22: Rigidezza trasversale juta 1735 tex

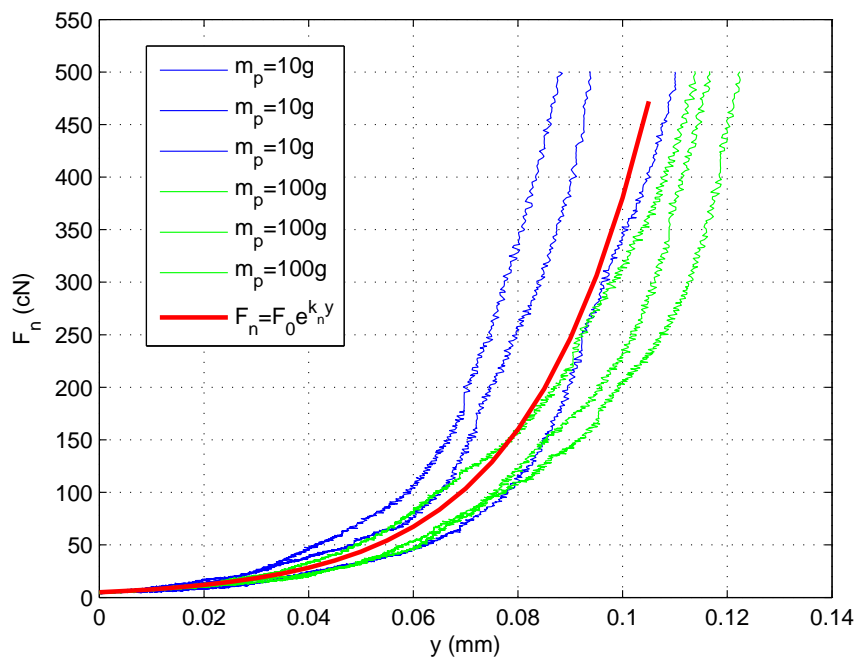


Figura 5.23: Rigidezza trasversale viscosa 25 tex

Trama	Titolo (tex)	k_n	d_T	Id. rocca
Cotone	29	37.9	0.24	12
Cotone	98	22.2	0.45	17
Cotone	367	10.7	0.99	13
Cotone	699	6.6	1.56	21
Lana	14	n.d.	n.d.	25
Lana	20	45.7	0.15	5
Lana	26	42.4	0.19	7
Lana	40	31	0.25	8
Lana	342	6.5	1.17	10
Lino	53	47.8	0.26	18
Lino	243	17.3	0.64	9
PES	16	n.d.	n.d.	1
PES	32	40.6	0.16	6
Ciniglia	204	8.75	0.8	11
Ciniglia	379	15.45	0.8	19
Juta	244	18.5	0.65	16
Juta	1735	10.3	1.85	15
Viscosa	25	43.3	0.15	4

Tabella 5.4: Coefficiente di rigidezza trasversale e diametro medio filati

scopi del presente lavoro. Tuttavia è utile riassumere brevemente i fenomeni che concorrono a determinare l'entità dell'attrito. Come per tutti i materiali, anche per quelli tessili, il coefficiente d'attrito statico μ_s è diverso da quello dinamico μ_k e solitamente:

$$\mu_s > \mu_k \quad (5.5)$$

I fenomeni che influenzano il coefficiente d'attrito avvengono su diversi 'livelli'. A livello '**molecolare**' l'attrito tra due corpi dipende dall'interazione tra le molecole dei materiali che li compongono. La forza di attrazione dipenderà quindi dalla superficie (reale) di contatto. A una maggiore superficie corrispondono sia interazioni più forti, data la maggiore vicinanza delle particelle, sia un numero maggiore di possibili interazioni. Ad un livello superiore la **rugosità** del filato influenza il coefficiente d'attrito, determinando anche l'area di contatto reale tra i corpi. Questo avviene

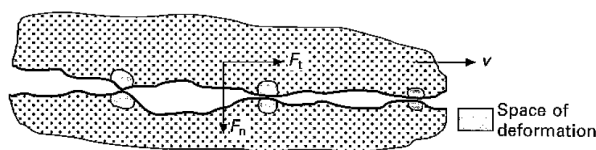


Figura 5.24: Area di contatto reale [25]

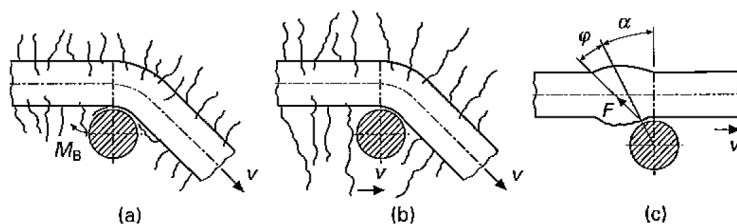


Figura 5.25: Influenza delle irregolarità del filato sull'attrito [25]

infatti non su tutta la superficie ‘apparente’ ma solo nei punti in cui le asperità dei due corpi sono in contatto (figura 5.24). La conformazione stessa delle asperità presenti sulla superficie del filato può avere degli effetti sull'attrito, inducendo delle oscillazioni nel tempo del coefficiente d'attrito. Ad un livello ancora superiore le **irregolarità** e la **‘pelosità’** del filato hanno un effetto sul coefficiente d'attrito, opponendosi al moto del filato (figura 5.25). In termini della velocità di scorrimento, i filati presentano un comportamento viscoso, cioè con coefficiente d'attrito dipendente dalla velocità di scorrimento. In particolare il coefficiente d'attrito aumenta con la velocità.

Un altro fenomeno caratterizzante l'attrito dei filati con le superfici di scorrimento è lo **‘stick-slip’**. Per effetto della diversità tra il coefficiente di attrito statico μ_s e quello dinamico μ_k e per effetto dell'elasticità del filato, a determinate velocità il moto del filato risulta essere soggetto ad intermittenza (figure 5.26). In pratica, durante il moto, si generano delle fasi di arresto del moto del filato (‘stick’) seguite da fasi di ‘scivolamento’ (‘slip’). Questo, come detto, è dovuto alla differenza tra μ_s e μ_k . Si consideri un tratto di filo in scorrimento su un altro elemento per cui valga la relazione (5.5). Ad un capo del filo viene imposta una velocità v costante. Partendo da filo fermo, prima che il tratto a contatto con il secondo corpo, inizi il movimento la forza di trazione nel filo deve superare quella di attrito statico $F_s = \mu_s F_n$. Superata

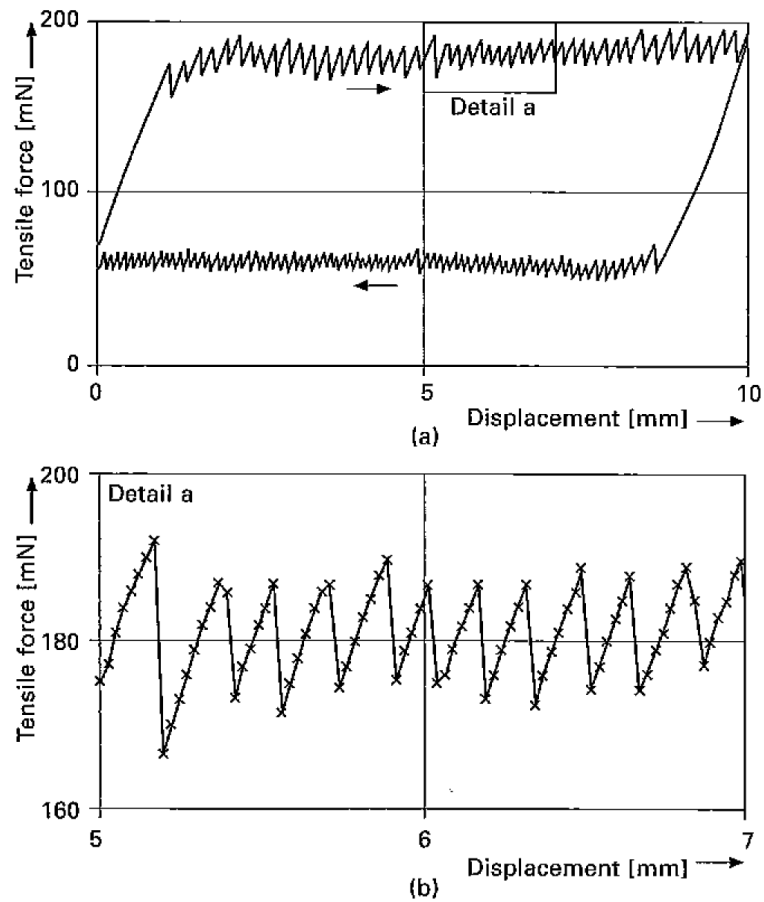


Figura 5.26: Forza di tensione durante lo scorrimento di un filato [25]

questa forza il filo accelera bruscamente, per effetto dell'elasticità del filo, per portarsi alla velocità v . Durante questo movimento la forza d'attrito è governata dal coefficiente d'attrito dinamico $F_k = \mu_k F_n$. Il moto del filo continua sino a quando la forza elastica del filo supera F_k . Quando questa raggiunge F_k il moto del filo si ferma, di conseguenza per far riprendere nuovamente il moto del filo la forza elastica dovrà raggiungere la forza statica F_s . Quando questo avviene il moto riprende come descritto precedentemente. A causa di questo fenomeno la forza d'attrito assume un andamento a 'dente di sega' oscillando tra il valore minimo F_k e quello massimo F_s . Il fenomeno dello 'stick-slip' è modellizzabile mediante opportuni modelli reologici (figura 5.26) [25]. Nel caso (a) di figura 5.27 si considera il filato puramente elastico, modellizzandolo come una molla di rigidezza s , e l'attrito come un 'pattino' caratterizzato dai due valori di attrito F_s e F_k . Nel caso (b), mediante un modello di

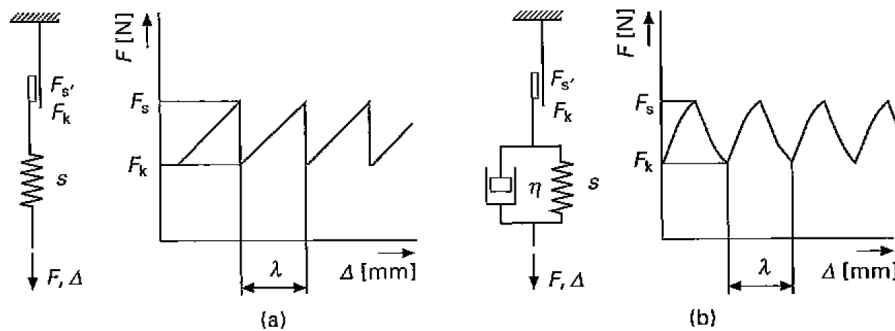


Figura 5.27: Modelli reologici 'stick-slip' [25]

Kelvin-Voigt, il filato ha un comportamento visco-elastico.

5.3.1 Misura del coefficiente d'attrito

In ambito tessile, la misura del coefficiente d'attrito dei filati, avviene con appositi strumenti. Il metodo di prova impiegato è descritto dalla norma **ASTM D 3108**. In pratica, per la misura di μ , si sfrutta la legge esponenziale dell'attrito (5.6).

$$F_{t,out} = F_{t,in} e^{\mu\alpha} \quad (5.6)$$

Lo strumento di misura (figura 5.28) è formato da un sistema di tensionamento del filo in ingresso (1), un tensiometro in ingresso (2), un perno su cui il filato compie una deviazione di 180° (3), un tensiometro in uscita (4) e un elemento di trascinamento del filato. Applicando la (5.6) allo strumento di figura 7.5, considerando $\alpha = \pi$, si determina il coefficiente d'attrito μ :

$$\mu = \frac{1}{\pi} \ln \left(\frac{F_{t,out}}{F_{t,in}} \right) \quad (5.7)$$

Le misure realizzate con questi strumenti possono essere influenzate da una serie di fattori. Primo fra tutti il diametro del perno (3). Questo parametro influenza il contributo, sulla forza d'attrito, della rigidità flessionale del fialto [26]. Questo è valido soprattutto quando il diametro del filato è dello stesso ordine di grandezza del diametro del perno. Gli altri aspetti che possono influenzare il coefficiente d'attrito sono: la tensione in ingresso $F_{t,in}$, la velocità di scorrimento v e il materiale del perno

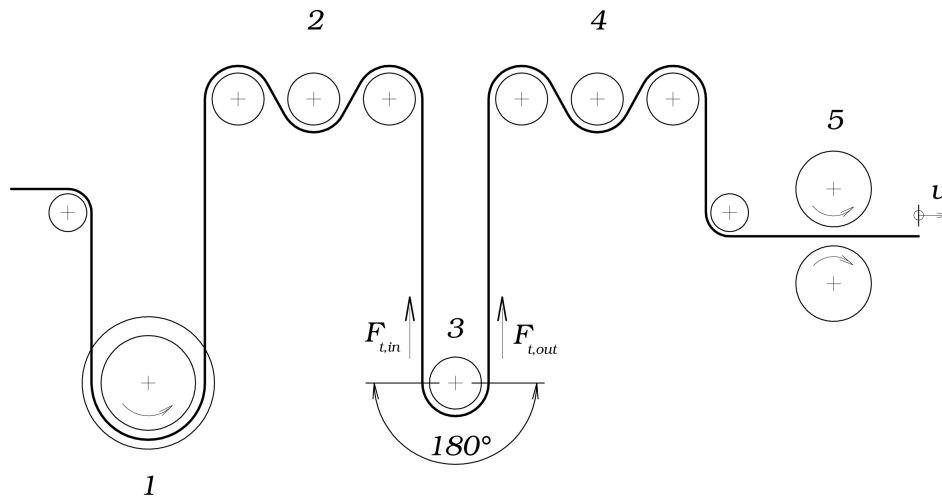


Figura 5.28: Principio di misura del coefficiente d'attrito

(3). Per cui un confronto del coefficiente d'attrito misurato con questi strumenti, deve essere fatto tra misure ottenute nelle medesime condizioni.

Nelle normali condizioni di processamento dei filati, il coefficiente d'attrito μ potrà in generale discostarsi da quello misurato con questi strumenti. Questo a causa di configurazioni di lavori differenti e dell'effetto che la forza normale F_n può avere su μ . Questa infatti potrebbe modificare le condizioni di contatto tra il filato e la superficie di scorrimento. Tuttavia queste misure forniscono un'utile indicazione sull'ordine di grandezza di μ .

Per le misure è stato impiegato lo strumento MESDAN Attrifil del laboratorio tecnologico tessile dell'Università di Bergamo (figura ?? e tabella 5.5).

MESDAN Attrifil	
Portata tensiometro in ingresso	50 cN
Portata tensiometro in uscita	100 cN
Velocità minima	50 m/min
Velocità massima	300 m/min.

Tabella 5.5: Specifiche MESDAN Attrifil

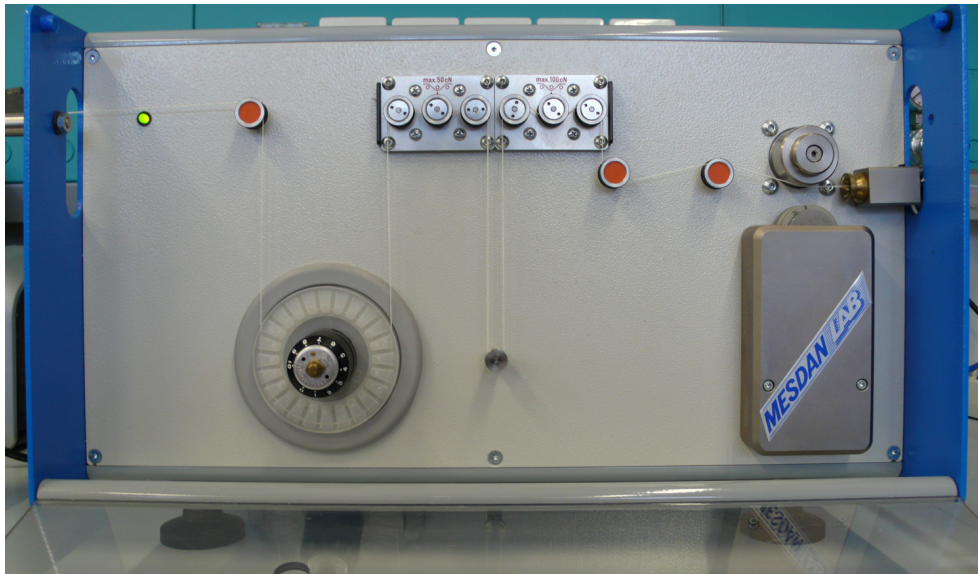


Figura 5.29: MESDAN Attrifil L.T.T. UniBG

5.3.2 Risultati delle misure del coefficiente d'attrito

Nella tabella 5.6 e nell'istogramma di figura 5.30 sono riportati i coefficienti d'attrito rilevati sui filati della tabella 3.4. Per ogni filato sono indicati i coefficienti d'attrito μ rilevati a 3 differenti velocità di scorrimento del filo. Dalle prove emerge come μ aumenti con la velocità di scorrimento. Inoltre risulta essere più elevato per i filati 'lisci' (e.g. PES 32 tex e viscosa) rispetto a filati molto ruvidi e irregolari (e.g.: lino 53 tex). Questo può essere dovuto all'area di contatto reale tra filato e perno di scorrimento, che risulta essere maggiore per i filati lisci. Su alcuni filati, caratterizzati da un titolo elevato, non è stato possibile effettuare le misure a causa dell'elevata difficoltà di trascinamento del filato.

Trama	Titolo (tex)	50 m/min	150 m/min	300 m/min	Id. rocca
Cotone	29	0.232	0.253	0.26	12
Cotone	98	0.282	0.29	0.302	17
Cotone	367	0.264	0.272	0.289	13
Cotone	699	n.d.	n.d.	n.d.	21
Lana	14	n.d.	n.d.	n.d.	25
Lana	20	0.195	0.208	0.209	5
Lana	26	0.246	0.291	0.308	7
Lana	40	0.204	0.223	0.261	8
Lana	342	0.237	0.23	n.d.	10
Lino	53	0.194	0.208	0.212	18
Lino	243	0.243	0.269	n.d.	9
PES	16	0.198	0.219	0.228	1
PES	32	0.288	0.296	0.296	6
Ciniglia	204	0.263	0.278	0.283	11
Ciniglia	379	n.d.	n.d.	n.d.	19
Juta	244	0.248	0.256	n.d.	16
Juta	1735	n.d.	n.d.	n.d.	15
Viscosa	25	0.249	0.284	0.289	4

Tabella 5.6: Coefficiente d'attrito filati

5.4 Classificazione dei filati in funzione delle forze di frenatura richieste

Per poter determinare le specifiche del freno ad attrito, e del relativo attuatore, è utile riassumere i dati precedenti suddividendo i filati in gruppi, in funzione del livello di frenatura solitamente utilizzato (tabella 5.7).

Considerando i livelli di $F_{t,max}$ della tabella ?? e applicando la (5.2) si ricava la forza normale massima $F_{n,max}$ richiesta al freno:

$$F_{n,max} = \frac{F_{t,max}}{2\mu} \quad (5.8)$$

dove nella (5.8) si considera, conservativamente, il valore di μ più basso, nel caso in esame quello a 50 m/min (tabella 5.6). Applicando poi la (5.3) si ricavano le curve di

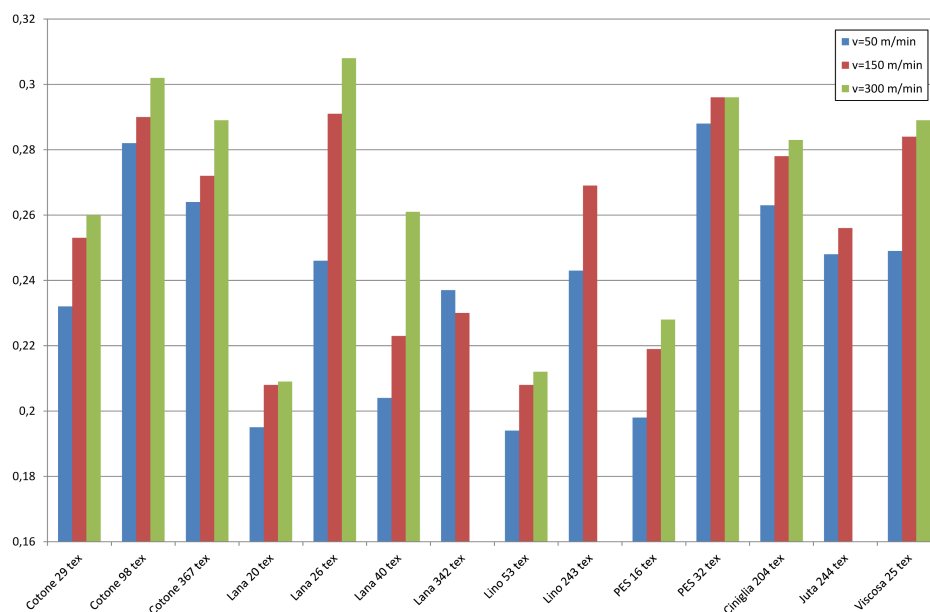


Figura 5.30: Istogramma coefficiente d'attrito (tabella 5.6)

rigidezza limitate sino al valore di utilizzo $F_{n,max}$. Dalla (5.3) si determina anche il massimo spostamento y_{max} richiesto al pattino mobile del freno:

$$y_{max} = \frac{1}{k_n} \ln \left(\frac{F_{n,max}}{F_{n,0}} \right) \quad (5.9)$$

Nel grafico di figura 5.31 sono evidenziati, sul piano $F_{n,max}$ vs. y_{max} , i livelli di frenatura della tabella 5.7. Nello stesso grafico sono riportati i punti di $F_{n,max}$ vs. y_{max} , valutati con (5.8) e (5.9), per alcuni filati della tabella 3.4.

Gruppo	τ (tex)	$F_{t,max}$ (cN)
I	< 15	25
II	15 ÷ 50	50
III	50 ÷ 100	100
IV	100 ÷ 350	250
V	350 ÷ 700	500
VI	> 700	1000

Tabella 5.7: Livelli di frenatura

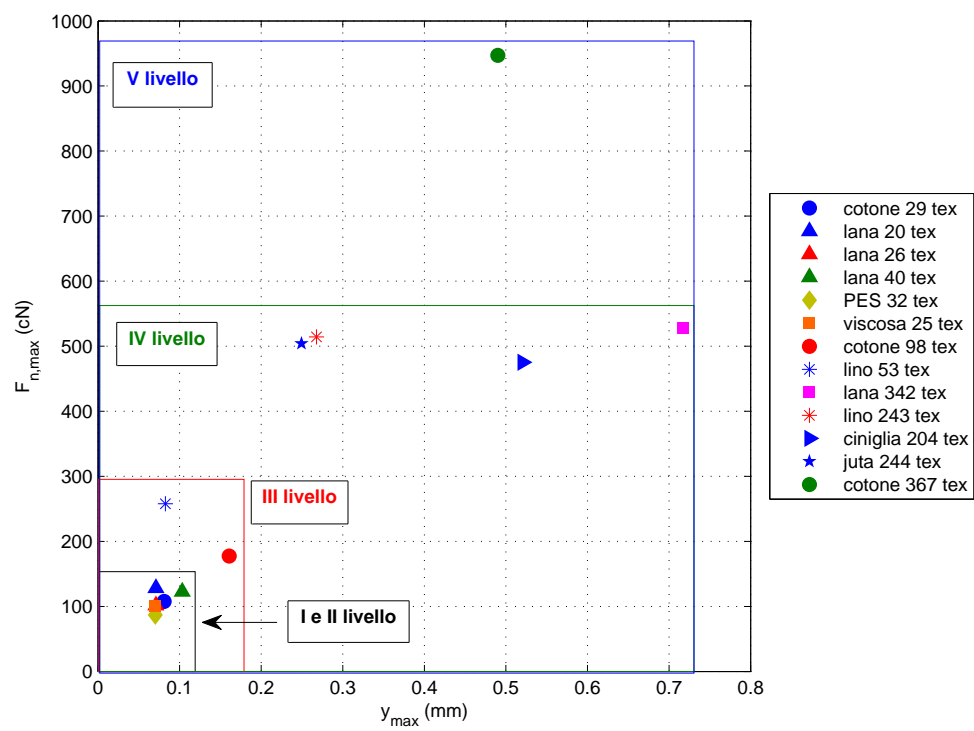


Figura 5.31: Livelli di frenatura

5.5 Freni trama ad attuazione 'intelligente'

Uno degli obiettivi del lavoro di ricerca ha riguardato la valutazione dell'impiego di attuatori 'innovativi' per il comando di freni-trama. Con l'obiettivo di valutare tecnologie di attuazione che permettano:

- semplificazione costruttiva dei freni a controllo attivo;
- aumento delle prestazioni in termini di flessibilità di controllo della tensione della trama;
- riduzione dei consumi energetici;
- riduzione dei costi realizzativi

Considerando i vari aspetti dell'applicazione la scelta è caduta sui **materiali intelligenti**, vale a dire di tutti i materiali che modificano una loro proprietà sotto l'azione di stimoli esterni. In particolare per la realizzazione di attuatori sono interessanti tutti i materiali che sono in grado di deformarsi meccanicamente sotto l'azione di uno stimolo esterno. In particolare questi materiali sono:

- **Piezoelétrici:** sono noti ormai da tempo e diffusamente impiegati soprattutto come sensori. Questi materiali sono in grado di polarizzarsi elettricamente se sottoposti ad una deformazione (effetto *diretto*) e di deformarsi se si applica un campo elettrico (effetto *inverso*). Sono applicati in svariati settori ed il loro costo è basso.
- **Elettrostrittivi:** presentano lo stesso comportamento dei piezoelétrici ma, rispetto a questi, presentano un comportamento *non-lineare*. Hanno inoltre un costo più elevato rispetto ai piezoelétrici.
- **Magnetostrittivi:** usati come attuatori presentano una defromazione meccanica quando viene applicato un campo magnetico esterno; come sensori vale l'inverso.
- **Polimeri elettro-attivi:** applicando una tensione elettrica a questi materiali si ottengono delle significative variazioni di dimensione e geometria. Tuttavia sono caratterizzati da tempi di risposta più lenti rispetto ai piezoelétrici ed agli elettrostrittivi, e necessitano di tensioni elevate (dell'ordine del kV).

- **Metalli a memoria di forma:** Sono metalli che, per la loro particolare struttura cristallina, possono defromarsi elasticamente se esposti ad una fonte di calore e ritornare alla loro configurazione iniziale se questa viene tolta. sono caratterizzati da una dinamica più lenta rispetto ai materiali precedenti.

Tra questi materiali, quelli **piezoelettrici** rappresentano sicuramente una valida alternativa all'utilizzo di attuatori elettromagnetici. Questo perchè questi materiali hanno ormai raggiunto una buona maturità tecnologica e i processi produttivi sono abbastanza consolidati, per cui il loro costo è, attualmente, inferiore rispetto agli altri. Anche da un punto di vista puramente tecnologico i vantaggi sono evidenti. Richiedono tensioni di alimentazione inferiori (dell'ordine delle decine di V) rispetto, ad esempio, ai polimeri elettroattivi (ordine del kV). Hanno tempi di risposta tra i più rapidi di tutti i materiali. L'elettronica di potenza di comando è, in certi casi, più semplice rispetto a quella degli attuatori elettromagnetici.

Capitolo 6

Attuatori piezoelettrici bender

Partendo da un'analisi generale del comportamento elettro-meccanico dei materiali piezoelettrici, in questo capitolo verrà affrontato lo studio degli attuatori piezoelettrici *bender*. Si vuole valutare l'applicabilità di questi attuatori come elementi di comando dei sistemi di controllo della tensione del filato. Verrà presentata la modellizzazione 'quasi-statica' e dinamica di questi attuatori. Tale analisi è basata su lavori disponibili in letteratura e sull'applicazione di metodi energetici di analisi strutturale. Sarà descritto l'apparato sperimentale appositamente realizzato per la misura delle prestazioni dei *bender*. Infine verrà presentato un confronto fra i risultati previsti dal modello e le misure effettuate.

6.1 I materiali piezoelettrici

Sottoponendo a pressione, in direzioni ben definite, alcuni cristalli naturali si ottiene una generazione di carica elettrica sulle facce del cristallo stesso. Questo effetto è noto come **piezoelettricità**, dal greco "*piezein*" (premere). La prima osservazione sperimentale di questo fenomeno è dovuta ai fratelli Jacques e Pierre **Curie** nel 1880 [27]. Prima degli esperimenti dei fratelli Curie era già noto l'effetto *piroelettrico* di alcuni cristalli, vale a dire la capacità di questi materiali di generare carica elettrica se esposti a fonti di calore. I Curie rilevano la carica elettrica generata da una serie di questi cristalli (tormalina, topazio, blenda, quarzo, calamina e boracite), tagliati a facce parallele, quando questi vengono sottoposti a pressione mediante una morsa. L'effetto piezoelettrico per cui si ha una generazione di carica elettrica sulle facce del materiale, in seguito alla pressione, è detto **diretto**. L'**effetto inverso** (applicando una differenza di potenziale al materiale si ottiene una deformazione) è stato previsto teoricamente, dedotto dai principi fondamentali della termodinamica, da G.

Lippmann nel 1881 [28] e dimostrato sperimentalmente sul quarzo nel 1882 dai fratelli Curie [29].

Le prime applicazioni pratiche dei materiali piezoelettrici si hanno solo 30 anni dopo la scoperta dei Curie, e riguardano la realizzazione di sonar per i sommergibili impiegati nella I guerra mondiale. Durante, e successivamente, la II guerra mondiale vengono sviluppati materiali piezoelettrici (**ferroelettrici**) di sintesi quali: il titanato di bario ($BaTiO_3$) e successivamente il titanato zirconato di piombo ($PbZr_{1-x}Ti_xO_3$ o, più brevemente, **PZT**). Oggi i materiali maggiormente impiegati industrialmente sono i PZT. Esistono anche polimeri piezoelettrici, quali il polivinilidenefluoruro (*PVDF*).

6.1.1 Struttura cristallina dei PZT

Come detto i materiali piezoelettrici ceramici maggiormente impiegati industrialmente sono i PZT; questi appartengono alla categoria dei materiali **ferroelettrici**, i quali hanno la proprietà di possedere una polarizzazione elettrica spontanea che può essere invertita dall'applicazione di un campo elettrico esterno. La struttura cristallina dei PZT è del tipo a **Perovskite** (figura 6.1). Al di sopra di una temperatura critica, detta *temperatura di Curie* T_c , il materiale presenta un reticolo cristallino cubico, data la simmetria di questa struttura il materiale non presenta una polarizzazione spontanea. Al di sotto della T_c il PZT passa ad una struttura tetragonale, la cella tende ad espandersi lungo l'asse c e a contrarsi lungo la direzione a ; per effetti repulsivi tra i cationi e gli anioni lo ione Ti^{4+} (o Zr^{4+}) si sposta dal centro del tetragono lungo la direzione di elongazione del reticolo. In tal modo nella cella si genera una polarizzazione spontanea P . Le direzioni in cui può avvenire questa polarizzazione sono ovviamente 6. L'applicazione di un campo elettrico esterno parallelo alla direzione di polarizzazione genererà un aumento (o diminuzione) della distorsione della cella cristallografica (effetto piezoelettrico **inverso**), viceversa, una deformazione porterà ad un aumento (o diminuzione) della polarizzazione (effetto piezoelettrico **diretto**).

6.1.2 Polarizzazione dei materiali piezoelettrici

Nei materiali monocristallini (e.g.: quarzo) esistono direzioni di polarizzazione ben definite, i dipoli di ogni cella elementare si allineano tra di loro nel cristallo. Nei materiali policristallini, come i PZT, esisteranno delle zone, dette **domini di Weiss**, all'interno dei singoli grani, in cui una serie di celle avranno la stessa orientazione

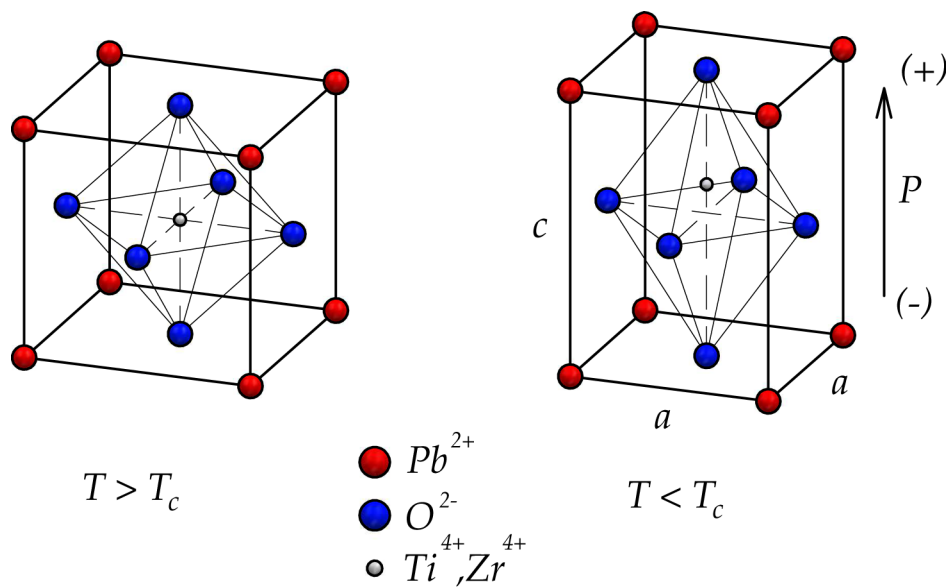


Figura 6.1: Struttura cristallina tipo Perovskite

polare (figura 6.2). Il comportamento ‘globale’ del materiale dipenderà quindi dall’allineamento dei domini di Weiss. In un materiale non polarizzato (immagine (a) di figura 6.2) l’orientamento dei domini di Weiss è casuale e il materiale globalmente non possiede una direzione di polarizzazione preferenziale. La polarizzazione del materiale è possibile grazie al comportamento isteretico della polarizzazione P in funzione del campo elettrico applicato E , figura 6.3. L’applicazione di un campo elettrico E al materiale genera un allineamento dei domini di Weiss lungo la direzione del campo stesso ((b) di fig. 6.2). Nel piano $P - E$ la curva di polarizzazione è il tratto AB. A causa dell’isteresi del materiale, la rimozione del campo elettrico (curva BC) non provoca una proporzionale riduzione della polarizzazione del materiale, per cui per $E = 0$ (punto C) sarà presente una *polarizzazione rimanente* P_r con direzione concorde a quella del precedente campo elettrico applicato. In questo punto però non tutti i domini rimarranno orientati come quando lo erano al punto B, a causa di una parziale riorganizzazione del materiale ((c) di fig. 6.2).

L’applicazione di un campo elettrico ‘inverso’ ad un materiale polarizzato, curva CDE, comporta un riallineamento dei dipoli nel verso di E . Nel punto D il materiale si trova a perdere la sua polarizzazione, il campo elettrico corrispondente è il *campo elettrico coercitivo* E_c . Nel punto E si ha la polarizzazione massima in direzione di E . Riportando il campo elettrico a zero, curva EF, si arriva alla polarizzazione rimanente ‘negativa’ $-P_r$. Il tratto FGB riguarda il processo duale a quello appena descritto, vale

a dire l'applicazione di un campo elettrico positivo ad un materiale polarizzato 'inversamente'.

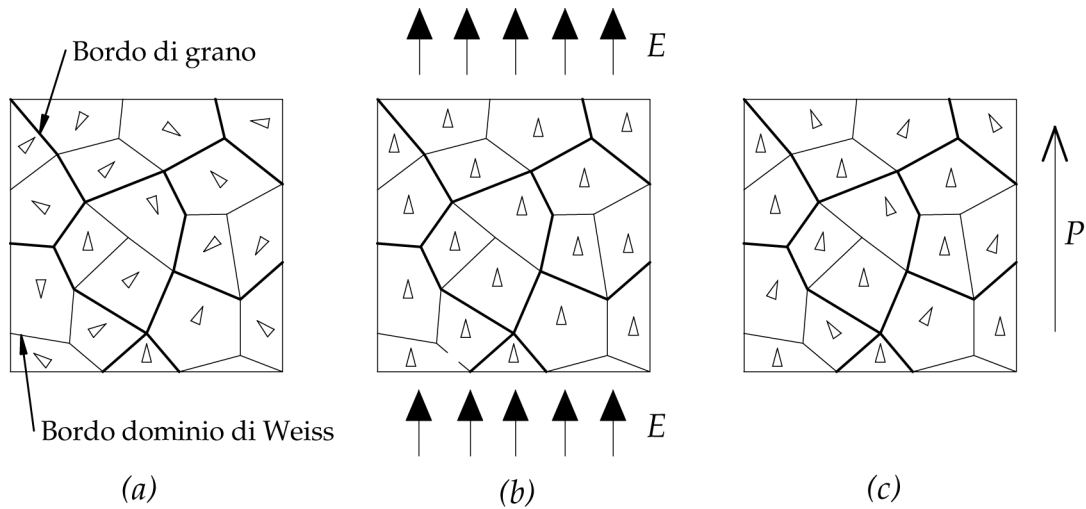


Figura 6.2: Riorganizzazione dei domini di Weiss per effetto di E

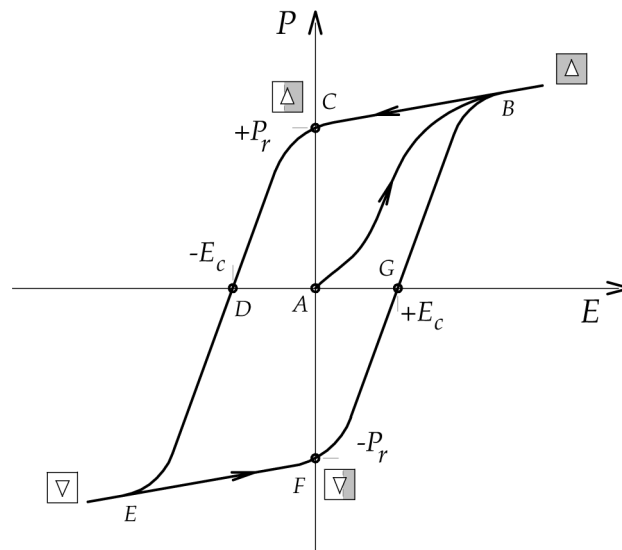


Figura 6.3: Ciclo di isteresi dei PZT nel piano $E - P$

6.1.3 Comportamento elettromeccanico dei materiali piezoelettrici

La deformazione del materiale, prodotta da E , a causa del 'riordino' dei domini di Weiss, è anch'essa caratterizzata da isteresi. In figura ?? è riportato il processo di polarizzazione del materiale in termini di deformazione S vs. campo elettrico E .

L'applicazione di un campo elettrico positivo ad un materiale non polarizzato (punto

A) provoca una deformazione nel materiale (B). Riducendo E , per effetto del riorientamento di alcuni domini la deformazione è descritta dalla curva BC. Nel punto C ($E = 0$) si ha una deformazione rimanente S_r nel materiale. Passando ad E negativi si arriva alla depolarizzazione del materiale (D) con il campo elettrico pari a quello coercitivo $-E_c$. $E < E_c$ provoca una polarizzazione del materiale in senso inverso e quindi una nuova deformazione (punto E) pari a quella che si aveva nel punto B. Diminuendo (in modulo) E la deformazione diminuisce sino ad S_r per $E = 0$ (F); un ulteriore aumento di E provoca depolarizzazione (G), aumentando ancora si riottiene una polarizzazione in senso diretto (B). Per evitare depolarizzazioni del materiale e cicli di lavoro poco efficienti, nella pratica i materiali sono impiegati solo con campi elettrici applicati nello stesso verso di polarizzazione del materiale. Nel piano $E - S$ l'area di lavoro è quella evidenziata e racchiusa nei punti C e B.

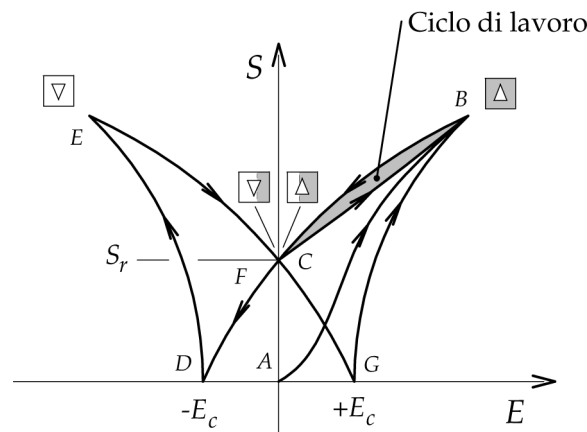


Figura 6.4: Ciclo di isteresi dei PZT nel piano $E - S$

6.1.4 Teoria della piezoelettricità lineare

Le **equazioni costitutive** elasto-piezoelettriche descrivono matematicamente il legame fisico tra le variabili elastiche (sforzi e deformazioni) e quelle elettriche (campo elettrico). Nel caso il materiale presenti un comportamento lineare queste, in forma tensoriale sono espresse dalle seguenti relazioni:

$$S_{ij} = s_{ijkl}^E T_{kl} + d_{kij} E_k \quad (6.1)$$

$$D_i = d_{ikl} T_{kl} + \epsilon_{ik}^T E_k \quad (6.2)$$

Dove si è utilizzata la notazione prevista dallo ‘*IEEE Standard on Piezoelectricity*’ [30] e la notazione di Einstein sugli indici ripetuti. S_{ij} indica una componente della **deformazione**, T_{kl} è la componente di **sforz**o. s_{ijkl}^E è la costante di cedevolezza elastica del materiale (a campo elettrico E costante), questa è definita come il reciproco della costante di rigidità del materiale; e.g.: $s_{1111}^E = 1/E_{1111}$ dove in questo caso E non è il campo elettrico ma il *modulo di Young* del materiale nella direzione 1. Nel seguito E sarà utilizzato (se non dove esplicitamente indicato) con il significato di campo elettrico e non di modulo di Young (al suo posto si utilizza la cedevolezza s). d_{kij} è la **costante piezoelettrica** del materiale che lega le deformazioni S_{ij} con il campo elettrico E_k . D_i è la componente del vettore spostamento elettrico ed ϵ_{ik}^T è la costante dielettrica (a sforzo T costante). La (6.1) descrive l’effetto piezoelettrico **inverso**, in particolare l’ultimo termine a destra che lega il campo elettrico E_k alla deformazione S_{ij} . La (6.2) descrive invece l’effetto piezoelettrico diretto, legando il campo elettrico E_k al vettore spostamento elettrico D_i . Nella descrizione del comportamento degli attuatori sarà quindi impiegata la (6.1). Passando dalla notazione tensoriale (pedici i, j, k, l) a quella matriciale (pedici p, q, k) si utilizza la convenzione della tabella 6.1 [30].

ij o kl	p o q
11	1
22	2
33	3
23 o 32	4
31 o 13	5
12 o 21	6

Tabella 6.1: Notazione matriciale

Le (6.1) e (6.2) possono quindi essere riscritte in forma matriciale:

$$S_p = s_{pq}^E T_q + d_{kp} E_k \quad (6.3)$$

$$D_i = d_{iq} T_q + \epsilon_{ik}^T E_k \quad (6.4)$$

In generale vi sono 21 costanti elastiche indipendenti, 18 costanti piezoelettriche e 6 costanti dielettriche indipendenti. A seconda della classe di simmetria cristallina del materiale queste costanti possono essere ridotte [30]. Per i PZT e il titanato di bario

$BaTiO_3$, che sono di classe C_{4v} le costanti elastiche passano da 21 a 12, le piezoelettriche da 18 a 5 e le dielettriche da 6 a 3. Le (6.3) e (6.4) espresse in forma estesa diventano:

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{21}^E & s_{22}^E & s_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{31}^E & s_{32}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E \end{bmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{32} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{24} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{pmatrix} \quad (6.5)$$

$$\begin{pmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{24} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \epsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \epsilon_{22}^T & 0 \\ 0 & 0 & \epsilon_{33}^T \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{pmatrix} \quad (6.6)$$

6.2 Attuatori piezoelettrici

6.2.1 Direzioni di attuazione

L'ultimo termine dell'equazione 6.5 descrive il legame tra la deformazione e il campo elettrico applicato. Le costanti d_{ij} indicano le 'direzioni' di attuazione del materiale. In particolare per i PZT esistono 5 direzioni di attuazione. d_{31} e d_{32} sono due modi di attuazione nel piano, d_{33} rappresenta una deformazione lungo lo spessore, mentre d_{24} e d_{15} sono modi di attuazione di taglio. In fig. 6.5 sono raffigurati i due modi di attuazione maggiormente impiegati per la realizzazione di attuatori (d_{31} e d_{33}).

6.2.2 Tipi di attuatori piezoelettrici

Da un punto di vista della tensione di alimentazione i materiali piezoelettrici ceramici sono classificati come:

- **HVPZ:** (High Voltage Piezo) con tensioni di lavoro dell'ordine del kV;

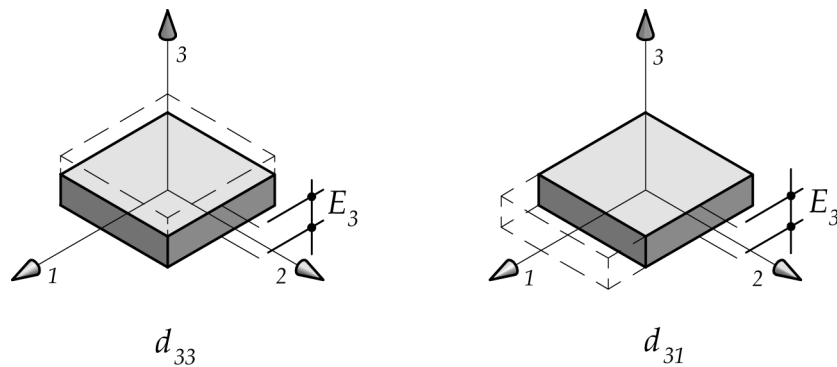


Figura 6.5: Modi di attuazione d_{31} e d_{33}

- **LVPZ:** (Low Voltage Piezo) con tensioni di lavoro dell'ordine delle decine o centinaia di V.

Esistono inoltre diverse tipologie di attuatori piezoelettrici (figura 6.6):

- **Attuatori 'stack':** sono costituiti da una pila di dischi di materiale ceramico, possono raggiungere forze dell'ordine dei 1500 N e deformazioni massime intorno ai $45 \mu m$. I principali produttori sono: *PI*, *APC*, *American Piezo Inc.*, *Noliac*;
- **Attuatori amplificati:** sono attuatori 'stack' montati in una struttura ellittica che serve ad amplificarne il movimento, si possono raggiungere deformazioni fino a $200 \mu m$ con forze fino a 50 N. Uno dei maggiori produttori è *Cedrat*;
- **Attuatori 'bender':** sono costituiti da lamine multistrato di materiale piezoelettrico, lavorano a basse tensioni (decine di V), le deformazioni massime sono dell'ordine dei $20 \mu m$ e possono arrivare fino ad 1 mm, le forze vanno da 0,5 sino a 2 N e possiedono tempi di risposta dell'ordine dei 10 ms. Alcuni produttori sono: *PI*, *Piezo Systems* e *Noliac*.
- **Fibre piezoceramiche:** Sono fibre in materiale ceramico piezoelettrico che si prestano ad essere inserite in materiali compositi. Sono impiegati per la realizzazione di compositi piezoelettrici. *Advanced Cerametrics* e *Smart Material* sono due aziende produttrici di queste fibre.
- **Compositi piezoceramici:** sono strisce in materiale composito piezoelettrico formate da diversi strati di materiali. Lo strato di materiale piezoelettrico vero e proprio (fibre piezoceramiche), lo strato che forma l'elettrodo dell'attuatore e lo strato esterno di ricopertura, ad esempio poliimmide. Vengono commercializzati

(*PI, Advanced Cerametrics, Smart Material e Midé*) in forme standard. Data la flessibilità di realizzazione si possono però realizzare geometrie diverse a seconda dell'applicazione.

- **Fogli in PVDF:** Il polivinildenfluoruro può essere impiegato come attuatore sottoforma di un sottile foglio. Questo è formato da diversi strati, tra cui, come per i compositi, il materiale piezoelettrico e gli elettrodi per l'applicazione del campo elettrico. Questi ultimi possono essere sia metallici che polimerici. Questi fogli vengono impiegati, ad esempio, nella costruzione di altoparlanti.

6.3 Attuatori piezoelettrici bender

Come già accennato precedentemente questi attuatori sono composti da uno o più strati di materiale piezoelettrico, alternabili, in generale, a strati di diverso materiale. In figura 6.7 è rappresentato un attuatore bender nella sua configurazione di base ‘**monomorfa**’, cioè composta da un solo strato piezoelettrico e da uno strato di materiale ‘passivo’ (non piezoelettrico). Solitamente per questi attuatori sono impiegati materiali con polarizzazione d_{31} . L'asse longitudinale del bender è lungo la direzione 1. Un'estremità del bender è vincolata, mentre l'altra è libera. Applicando un campo elettrico E_3 allo strato piezoelettrico si avrà una deformazione S_1 in questo strato descritta dalla (6.7). A causa del vincolo tra la faccia inferiore dello strato piezoelettrico con la faccia superiore dello strato non-piezo, si genera una curvatura del bender.

$$S_1 = d_{31}E_3 \quad (6.7)$$

L'attuatore bender nella configurazione ‘**bimorfa**’ è composto da due strati di materiale piezoelettrico (figura 6.8). Se sono presenti solamente due elettrodi sulle facce esterne dell'attuatore si ha la configurazione in *serie*, mentre se, oltre ai due elettrodi esterni, è presente anche uno intermedio tra i due strati si ha la configurazione in *parallelo*. Nel bimorfo in *serie* il campo elettrico sugli strati è pari a:

$$E_3 = \frac{V}{2h_s} \quad (6.8)$$

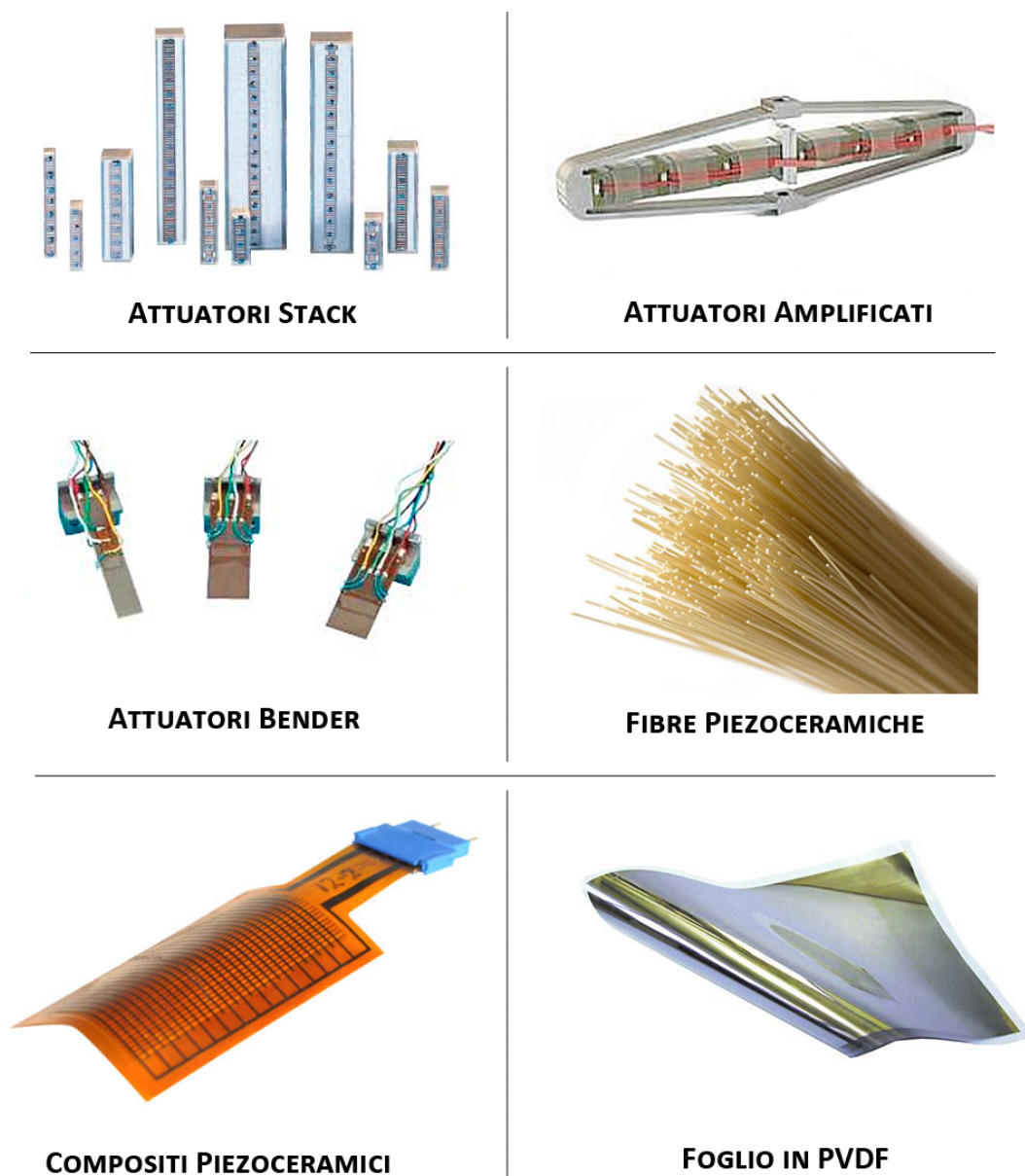


Figura 6.6: Attuatori piezoelettrici

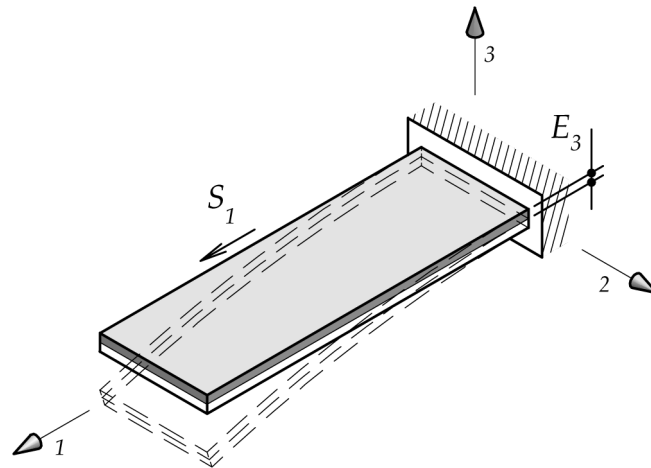


Figura 6.7: Attuatore piezoelettrico bender ‘monomorfo’

dove h_s è lo spessore del singolo strato piezoelettrico. In questa configurazione la polarizzazione degli strati è discorde, per cui, l’applicazione del campo elettrico provoca una deformazione di trazione in uno strato e di compressione nell’altro che determinano la curvatura del bender. Nel bimorfo in parallelo la curvatura si genera allo stesso modo ma, in questo caso, il campo elettrico sullo strato è dato da:

$$E_3 = \frac{V}{h_s} \quad (6.9)$$

che risulta essere doppio rispetto a quello generato dal bimorfo in serie (6.8). Perciò, a parità di spessori degli strati e di tensione applicata, il bimorfo parallelo avrà una curvatura doppia rispetto a quello in serie. Da un punto di vista costruttivo questi attuatori sono prodotti ‘incollando’ i diversi strati tra di loro. Lo spessore dello singolo strato è dell’ordine dei decimi di mm, mentre l’elettrodo è costituito da una lamina di materiale conduttivo.

Gli attuatori bender ‘**multistrato**’ sono costituiti da più strati di materiale piezoelettrico, alternati a strati elettrodo (figura 6.9). Il principio di funzionamento è identico ai bimorfi, solo che in questo caso sarà un gruppo di strati che si deformerà in compressione e un gruppo in estensione. Questi attuatori consentono un aumento delle prestazioni rispetto ai bimorfi, in termini di curvatura. Una particolare categoria di attuatori multistrato è rappresentata dai bender multistrato ‘**monolitici**’. In questi attuatori, grazie alla notevole riduzione dello spessore del singolo strato piezoelettrico, si ha, dalla (6.9), un aumento del campo elettrico E_3 a parità di tensione applicata.

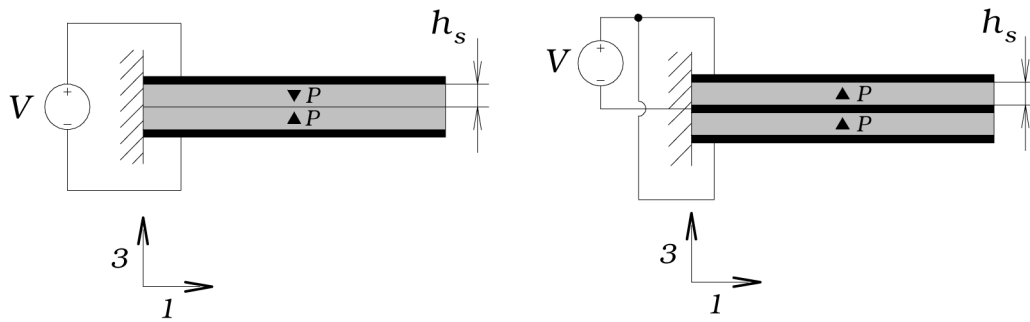


Figura 6.8: Attuatore piezoelettrico bender ‘bimorfo’: configurazione in serie e in parallelo

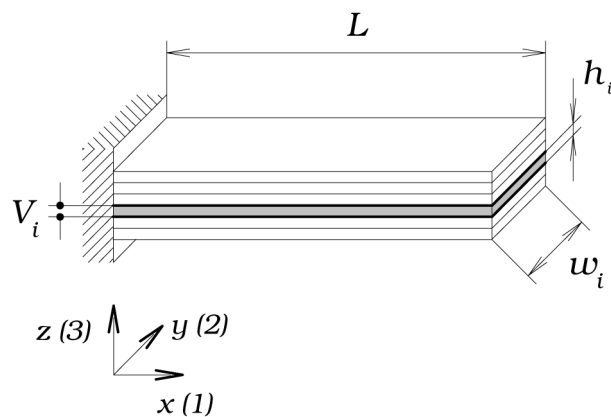


Figura 6.9: Attuatore piezoelettrico bender ‘multistrato’

Di conseguenza, dalla (6.7), si ha un aumento della doformazione ottenibile. Lo spessore degli strati è dell’ordine del centesimo di mm e gli elettrodi sono realizzati per deposizione di un sottile strato di $AgPd$. Il processo realizzativo dei multistrato parte dalla miscelazione di polveri di materiale ceramico piezoelettrico e leganti plasciti, viene poi realizzato lo strato mediante la ‘colata a nastro’ della miscela di poveri. Realizzato lo strato si procede alla deposizione dello strato di elettrodo e all’impilaggio dei diversi strati. La laminazione permette di far aderire fra loro tutti gli strati. Si procede poi al taglio degli attuatori e alla sinterizzazione. L’ultima fase consiste nella polarizzazione applicando un campo elettrico dell’ordine dei 2-3 kV/mm ad una temperatura di circa 100-150 °C per un tempo che varia da 1 a 10 min.

6.3.1 Modellizzazione ‘quasi-statica’

Sono numerosi gli articoli, reperibili in letteratura, riguardanti la modellizzazione ‘quasi-statica’ degli attuatori piezoelettrici bender. Il lavoro di Smits et al. [31], oltre

a riportare una revisione critica di articoli antecedenti al 1990, presenta le equazioni fondamentali, ricavate con metodi energetici, che descrivono il comportamento di attuatori bender bimorfi nella configurazione a ‘mensola libera’. Nel lavoro di Weinberg [32] è riportata la determinazione delle equazioni fondamentali dei bender multistrato (mensola libera), ricavata utilizzando metodi ‘strutturali’. Yocum et al. [33] presentano un’analisi numerico-sperimentale di una mensola libera su cui è incollato un tratto di materiale piezoelettrico. Wood et al. [34] si concentrano su uno studio di ottimizzazione, in termini del rapporto prestazioni/massa, di attuatori multistrato formati sia da strati piezo che da strati in materiale composito. La simulazione analitico-numerica di attuatori bimorfi è oggetto del lavoro di Poizat et al. [35]. Il lavoro di Ballas et al. [36] riporta un confronto analitico-sperimentale per attuatori piezoelettrici bender, in configurazione a mensola libera, ricavando le equazioni con metodi energetici. Nel lavoro di Maurini et al. [37] il bender multistrato viene modellizzato considerando la teoria delle travi di Eulero-Bernoulli, estendendo tale modello al caso in cui vi sia una distribuzione ‘tridimensionale’ degli sforzi nella sezione di trave. Il lavoro di Woo et al. [38] riguarda la simulazione FEM di laminati realizzati con strati di materiale piezo alternato a strati in materiale composito. Nel lavoro di Dunsch et al. [39] viene descritto un approccio generale, basato sulla teoria delle travi di Eulero-Bernoulli, alla descrizione di attuatori piezoelettrici bender applicabile a geometrie generali e non solo al caso di mensola-libera. Xiang et al. [41] riportano un’analisi statica, con metodi strutturali, di bender multistrato.

Modello quasi-statico di attuatore bender multistrato

Il modello ‘quasi-statico’ del generico attuatore piezoelettrico bender multistrato è composto da due parti fondamentali: la determinazione della curvatura piezoelettrica e l’analisi ‘strutturale’ dell’attuatore. La prima parte, cioè la determinazione della curvatura indotta dall’effetto piezoelettrico, si basa sulla teoria delle travi di Eulero-Bernoulli e sull’imposizione dell’equilibrio statico del bender [39]. Il secondo aspetto si concentra sulla determinazione della forza e dello spostamento, prodotti dall’attuatore, mediante l’utilizzo del principio dei lavori virtuali (PLV). Questo approccio è generale in quanto permette di risolvere qualsiasi configurazione, in termini di condizioni al contorno, di attuatore.

Ipotesi

Le ipotesi alla base del modello ‘quasi-statico’ di attuatore bender sono:

1. Materiale con comportamento elastico-lineare;
2. Strati di materiale piezoelettrico con comportamento d_{31} ;
3. Teoria delle travi di *Eulero-Bernoulli*: si considerano solo gli effetti flessionali e le sezioni dell’attuatore, sotto l’azione flessionale, ruotano mantenendosi perpendicolari all’asse neutro del bender;
4. Contatto perfetto tra gli strati;
5. Equilibrio statico.

Data la linearità del problema è possibile applicare il principio di sovrapposizione degli effetti.

Curvatura piezoelettrica

Considerando le ipotesi 1 e 2, dalle (6.3) e (6.5), si ottiene l’espressione della defromazione nell’ i -esimo strato componente il bender:

$$S_{1,i} = s_{11,i}^E T_{1,i} + d_{31,i} E_{3,i} \quad (6.10)$$

dove il segno del termine piezoelettrico $d_{31} E_{3,i}$ dipende dal verso di applicazione del campo elettrico rispetto al verso di polarizzazione del materiale (+ se concorde con il verso di polarizzazione, - se viceversa). Per effetto della deformazione piezoelettrica dei singoli strati, nella sezione del bender si produce una distribuzione di deformazione lineare con pendenza ϵ_0 (6.11) (figura 6.10). Tale deformazione risulta essere nulla sull’asse neutro piezoelettrico $n - n_P$. Nella figura 6.10, per comodità di calcolo, l’asse neutro piezoelettrico è rappresentato esternamente alla sezione del bender.

$$\xi_p = \frac{\partial S_1}{\partial z} \quad (6.11)$$

Da cui si ottiene l’espressione della deformazione S_1 in funzione di z :

$$S_1 = \xi_p z \quad (6.12)$$

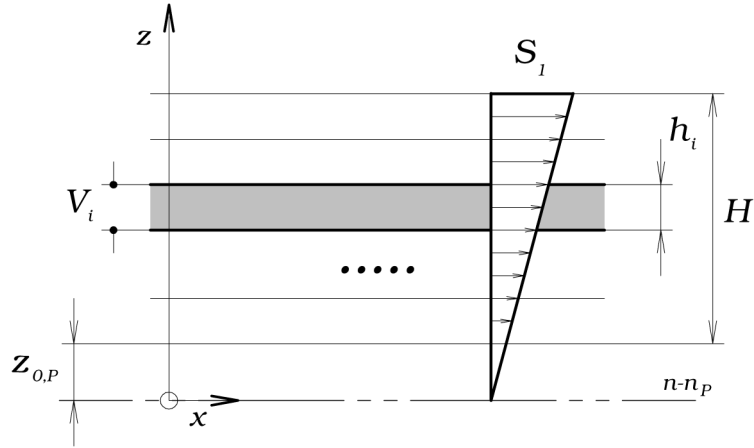


Figura 6.10: Generica sezione longitudinale di bender multistrato

Sostituendo la (6.12) nella (6.10) si arriva a determinare lo sforzo agente nello strato i -esimo:

$$T_{1,i} = \frac{1}{s_{11,i}^E} (\xi_p z + d_{31,i} E_{3,i}) \quad (6.13)$$

dove il campo elettrico sullo strato i -esimo $E_{3,i} = V_i/h_i$. Considerando l'ipotesi 5, in assenza di forze esterne, è possibile imporre la condizione di equilibrio statico del bender:

$$\begin{cases} \sum F = \iint_A T_{1,i} dz = 0 \\ \sum M = \iint_A T_{1,i} z dz = 0 \end{cases} \quad (6.14)$$

sostituendo la (6.13) nella (6.14) si ottengono le espressioni dei due termini del sistema (6.14):

$$\sum F = \sum_{i=1}^N \frac{w_i}{s_{11,i}^E} \int_{\sum_{j=1}^{i-1} h_{s,j} + z_{0,P}}^{\sum_{j=1}^i h_{s,j} + z_{0,P}} (\xi_p z + d_{31,i} E_{3,i}) dz = 0 \quad (6.15)$$

$$\sum M = \sum_{i=1}^N \frac{w_i}{s_{11,i}^E} \int_{\sum_{j=1}^{i-1} h_{s,j} + z_{0,P}}^{\sum_{j=1}^i h_{s,j} + z_{0,P}} (\xi_p z + d_{31,i} E_{3,i}) z dz = 0 \quad (6.16)$$

dove w_i è la larghezza dell' i -esimo strato e N è il numero di strati (figura 6.9).

Risolvendo il sistema (6.14) è possibile trovare ξ_p e la posizione dell'asse neutro piezoelettrico $z_{0,P}$. Per l'ipotesi 3 (eulero-Bernoulli), ξ_p , oltre ad essere la pendenza della distribuzione di deformazione, risulta essere anche la curvatura della bender

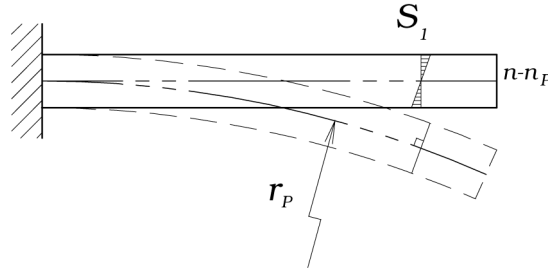


Figura 6.11: Deformazione del bender sotto l'azione flettente piezoelettrica

(figura 6.11). Sotto l'azione flettente piezoelettrica le sezioni del bender ruotano, della quantità ϕ_P , mantenendosi perpendicolari all'asse neutro $n - n_P$.

$$\frac{\partial S_1}{\partial z} = \frac{\partial \phi_P}{\partial x} = \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} = \xi_P = \frac{1}{r_P} \quad (6.17)$$

dove $z = z(x)$ è la deformata del bender e r_P è il raggio di curvatura.

Il principio dei lavori virtuali

Per il calcolo dello spostamento e della forza di attuatori piezoelettrici possono essere impiegati due metodi classici della 'scienza delle costruzioni': il *metodo della linea elastica* e il *principio dei lavori virtuali* (PLV). Questi metodi si adattano a qualsiasi configurazione di attuatore e a qualsiasi condizione al contorno.

In particolare, nel caso preso in esame, è stato impiegato il **PLV**. Secondo questo principio (6.18), dati due sistemi A (di **quantità statiche equilibrate**) e B (di **quantità cinematiche congruenti**), il lavoro esterno di A su B è uguale al lavoro interno di A su B . Dove per lavoro esterno si intende forze per spostamenti, mentre per lavoro interno si intende azioni interne per deformazioni.

$$\underbrace{\sum F_j^A s_j^B}_{L_{ext}} = \underbrace{\int N^A dn^B + M^A d\phi^B}_{L_{int}} \quad (6.18)$$

Dove in L_{int} non si considerano le azioni di taglio. Le deformazioni possono essere *elastiche* (6.19) e *anelastiche* (piezoelettriche, termiche, etc.).

$$dn_B^E = \frac{N^B s_{11,ref}}{A} dx \quad (6.19)$$

$$d\phi_B^E = \frac{M^B s_{11,ref}}{J} dx$$

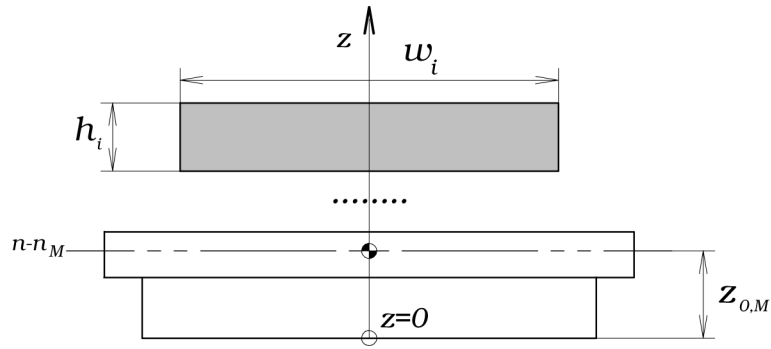


Figura 6.12: Generica sezione trasversale di bender multistrato

dove $s_{11,ref}$ è la cedevolezza del materiale ‘di riferimento’ nella lamina, mentre A ed J sono l’area e il momento d’inerzia della sezione. Le deformazioni piezoelettriche si ricavano da (6.17):

$$d\phi_P^B = \xi_p dx \quad (6.20)$$

Il PLV può essere impiegato sia per la risoluzione di strutture iperstatiche (per determinare l’incognita iperstatica), sia per il calcolo di ‘spostamenti’ in strutture isostatiche. I sistemi A e B **non** sono inoltre necessariamente legati da un rapporto di causa/effetto.

Momento d’inerzia di sezioni laminate

Si consideri la generica sezione trasversale di bender multistrato (figura 6.12). Tale sezione risulta essere, in generale, composita, cioè formata da strati di diverso materiale e con diverse dimensioni.

Per il calcolo del momento d’inerzia della sezione deve essere nota la posizione $z_{0,M}$ dell’asse-neutro meccanico $n - n_M$ che si ottiene risolvendo l’integrale:

$$\sum_{i=1}^N \frac{w_i}{s_{11,i}} \int_{\sum_{j=1}^{i-1} h_j}^{\sum_{j=1}^i h_j} z - z_{0,M} dz = 0 \quad (6.21)$$

Il momento d’inerzia di una sezione è definito dalla (6.22), tenendo conto che la sezione è formata da strati di diverso materiale (quindi i contributi delle varie sezioni vanno pesati rispetto ai diversi moduli di elasticità) la (6.22) diventa (6.23).

$$J = \iint_A z^2 dz \quad (6.22)$$

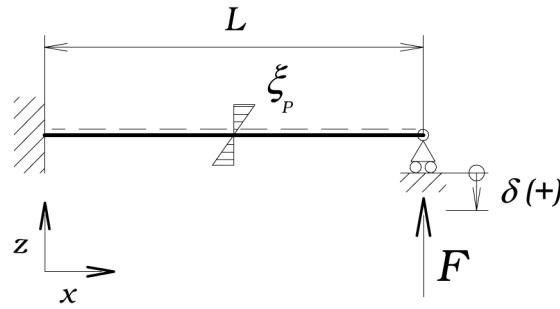
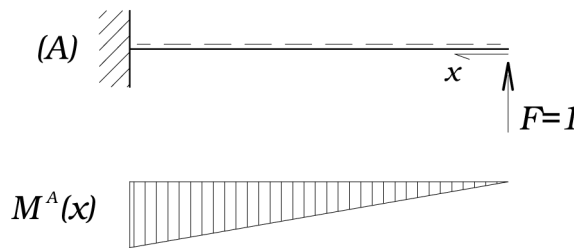


Figura 6.13: Configurazione di calcolo del bender

Figura 6.14: Struttura *fittizia*

$$J = \sum_{i=1}^N w_i \frac{s_{11,ref}}{s_{11,i}} \int_{\sum_{j=1}^{i-1} h_j - z_{0,M}}^{\sum_{j=1}^i h_j - z_{0,M}} z^2 dz \quad (6.23)$$

dove $s_{11,ref}$ è la cedevolezza del materiale di riferimento.

Configurazione di calcolo

Per il calcolo delle due grandezze fondamentali dell'attuatore, cioè la forza prodotta F e lo spostamento δ , si considera la configurazione di figura 6.13. Il bender è assimilabile ad una 'struttura' 1-volta iperstatica, soggetta ad un cedimento vincolare δ dell'appoggio presente sull'estremo libero. La forza F è rappresentata dalla reazione vincolare iperstatica. Si considera come sistema equilibrato (A) una struttura *fittizia* isostatica dove si l'incognita iperstatica è considerata di valore unitario $F = 1$ (figura 6.14). La struttura congruente (B) è invece la struttura *reale* (figura 6.13). Nelle figure 6.13 e 6.14 è indicata con linea tratteggiata la convenzione sul segno del momento flettente (positivo se tende le fibre del lato tratteggiato).

Facendo riferimento alla (6.18) e alle figure 6.13 e 6.14 è possibile esprimere i vari termini dell'equazione del PLV. Lavoro esterno:

$$L_{ext} = F^A s^B = -1\delta \quad (6.24)$$

dove F^A è la forza virtuale unitaria in corrispondenza dell'incognita iperstatica e δ è il cedimento vincolare. Il segno meno è dato dal senso discorde di F^A e δ . Mentre per i termini del lavoro interno:

$$M^A = -x \quad (6.25)$$

che rappresenta il momento flettente dovuto alla forza virtuale unitaria. Il momento flettente nella struttura reale è invece dato da due contributi: uno, M^o , dovuto ai carichi esterni applicati e uno, FM^A , dovuto alla reazione vincolare iperstatica per cui, dalla (6.19):

$$d\phi_B^E = \frac{(M^o + FM^A) s_{11,ref}}{J} dx \quad (6.26)$$

nel caso in esame, non ci sono carichi esterni, per cui $M^o = 0$. Mentre $FM^A = -Fx$. La deformazione piezoelettrica è espressa dalla (6.20). Sostituendo (6.24), (6.25) e (6.26) in (6.18) si arriva all'espressione del PLV per la configurazione in esame.

$$-\delta = \int_0^L \frac{Fx^2 s_{11,ref}}{J} dx - \int_0^L \xi_p x dx \quad (6.27)$$

dove si è assunta, per comodità di calcolo, come origine dell'ascissa x il punto in corrispondenza dell'estremo libero (figura 6.14). Risolvendo la (6.27) ed esplicitando F si ha:

$$F = \frac{3J}{s_{11,ref} L^3} \left(\frac{\xi_p L^2}{2} - \delta \right) \quad (6.28)$$

Curve caratteristiche F vs. δ

Sviluppando la (6.28) si ottiene un'espressione della forza prodotta dall'attuatore in funzione di due parametri fondamentali: la forza di 'bloccaggio' F_{BL} e lo spostamento libero δ_L .

$$F = \frac{3\xi_p J}{2s_{11,ref} L} - \frac{3J}{s_{11,ref} L^3} \delta \quad (6.29)$$

Da cui, annullando δ , è possibile ricavare F_{BL} , mentre annullando F si ricava δ_L .

$$F_{BL} = \frac{3\xi_p J}{2s_{11,ref} L} \quad (6.30)$$

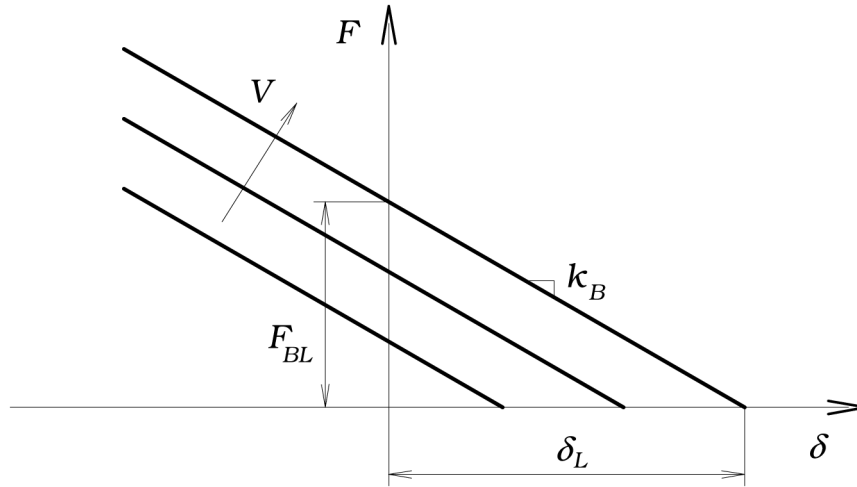


Figura 6.15: Curve caratteristiche attuatore bender F vs. δ

$$\delta_L = \frac{\xi_p L^2}{2} \quad (6.31)$$

In figura 6.15 sono riportate le curve caratteristiche (F vs. δ) dell'attuatore bender. Sono una famiglia di curve parallele e con pendenza pari alla rigidezza statica del bender k_B (6.32). Nella (6.29) la rigidezza statica rappresenta il fattore moltiplicativo di δ , questo prodotto rappresenta la forza elastica che viene sottratta a quella prodotta piezoelettricamente.

$$k_B = \frac{3J}{s_{11,ref} L^3} \quad (6.32)$$

L'ordinata del punto in cui la retta caratteristica interseca l'asse F è pari alla forza di bloccaggio F_{BL} , mentre il punto di intersezione tra retta caratteristica e asse delle ascisse rappresenta la deformata libera δ_L . Le curve traslano verso l'alto al crescere della tensione V .

6.3.2 Modellizzazione 'quasi-statica' bender multistrato 'monolitici'

Per gli attuatori bender multistrato monolitici, la trattazione generale vista precedentemente può essere semplificata. Ricorrendo alla proprietà additiva dell'integrale è possibile 'ridurre' il bender multistrato ad un attuatore bimorfo 'equivalente'. In figura 6.17 è mostrata la generica sezione trasversale di un attuatore multistrato, con evidenziata la connessione tra gli elettrodi. Alcuni elettrodi sono

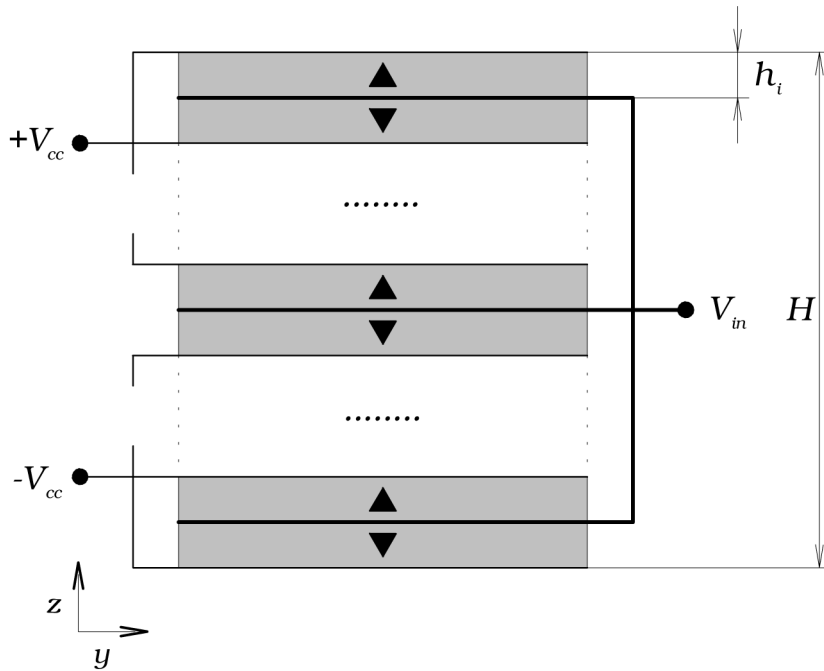


Figura 6.16: Connessione elettrodi di un attuatore multistrato

alimentati con una tensione continua V_{cc} , positiva per gli strati superiori e negativa per quelli inferiori. Una serie di elettrodi sono connessi in parallelo alla tensione ‘modulabile’ V_{in} . Questa configurazione è equivalente ad un bender bimorfo in parallelo.

Lo spessore del singolo strato del bimorfo equivalente sarà quindi:

$$h = \frac{N}{2} h_i \quad (6.33)$$

dove N è il numero di strati del bender multistrato e h_i lo spessore del singolo strato. Nel fare questo si considerano trascurabili gli spessori degli elettrodi. Il campo elettrico agente sul singolo strato del bimorfo equivalente non sarà $E_{3,s} = V_{3,s}/h$, bensì sarà pari a quello che si ha sul singolo strato del bender multistrato, cioè:

$$E_{3,s} = \frac{V_{3,s}}{h_i} \quad (6.34)$$

dove il pedice s identifica lo strato; si avrà $s = U$ per lo strato superiore e $s = L$ per lo strato inferiore.

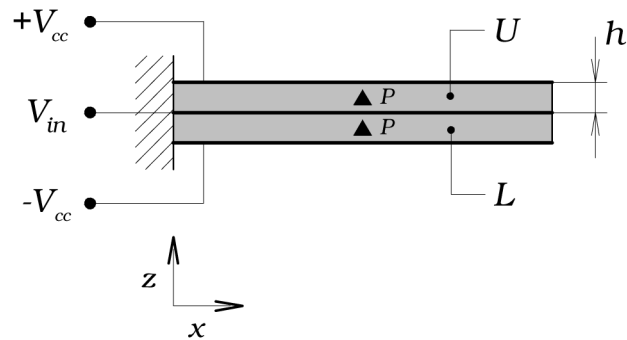


Figura 6.17: Bender bimorfo parallelo ‘equivalente’

Curvatura piezoelettrica

Per il calcolo della curvatura piezoelettrica si faccia riferimento alla generica sezione di attuatore bender multistrato **monolitico** (figura 6.18). Tale sezione è composta da una parte interna, la zona multistrato vera e propria, circondata da uno strato di materiale isolante. Ai fini del calcolo della curvatura la sezione può essere divisa in 5 zone:

1. Lo strato inferiore di **isolante**, di spessore h_{is} , larghezza w e cedevolezza $s_{11,is}$;
2. Lo strato inferiore (**L**) dell’attuatore bimorfo ‘equivalente’, di spessore h , dove h è dato dalla 6.33, e di cedevolezza s_{11}^E ;
3. Lo strato superiore (**U**) del bimorfo equivalente;
4. Lo strato superiore di **isolante**, sempre di spessore h_{is} ;
5. Le zone laterali di **isolante**, di larghezza $2w_{is} = w_B - w$ e spessore $H = 2(h + h_{is})$.

Applicando la (6.15) e la (6.16) al caso di figura 6.18 si ottiene:

$$\begin{aligned}
\sum M = & \underbrace{\frac{w}{s_{11, is}} \int_{z_{0,P}}^{z_{0,P+h_{is}}} \xi_p z^2 dz}_1 + \underbrace{\frac{w}{s_{11}^E} \int_{z_{0,P+h_{is}}}^{z_{0,P+h_{is}+h}} \xi_p z^2 + d_{31} E_{3,L} z dz}_2 + \\
& + \underbrace{\frac{w}{s_{11}^E} \int_{z_{0,P+h_{is}+h}}^{z_{0,P+h_{is}+2h}} \xi_p z^2 + d_{31} E_{3,U} z dz}_3 + \underbrace{\frac{w}{s_{11, is}} \int_{z_{0,P+h_{is}+2h}}^{z_{0,P+2h_{is}+2h}} \xi_p z^2 dz}_4 + \\
& + 2 \underbrace{\frac{w_{is}}{s_{11, is}} \int_{z_{0,P}}^{z_{0,P+2h_{is}+2h}} \xi_p z^2 dz}_5 = 0
\end{aligned} \tag{6.36}$$

Sostituendo la (6.35) e la (6.36) nel sistema (6.14) e sviluppando i calcoli si determinano la posizione dell'asse neutro piezoelettrico $z_{0,P}$ e della curvatura piezoelettrica ξ_p . Introducendo, dalla (6.34) e dalle tensioni applicate al bimorfo equivalente (figura 6.17), le espressioni dei campi elettrici presenti sui due strati:

$$E_{3,L} = \frac{V_{3,L}}{h_i} = \frac{V_{in} + V_{cc}}{h_i} \tag{6.37}$$

$$E_{3,U} = \frac{V_{3,U}}{h_i} = \frac{V_{cc} - V_{in}}{h_i} \tag{6.38}$$

e considerando la (6.33), si determina l'espressione di ξ_p in funzione delle tensioni applicate, dello spessore del singolo strato e del numero di strati.

$$\xi_p = \frac{3d_{31}h_i s_{11, is} w N^2 V_{in}}{Den(\xi_p)} \tag{6.39}$$

dove il denominatore $Den(\xi_p)$ della (6.39) è espresso come:

$$Den(\xi_p) = (2h_i^3 s_{11}^E w_{is} + h_i^3 s_{11, is} w) N^3 + (12h_i^2 h_s s_{11}^E w_{is} + 6h_i^2 h_{is} s_{11}^E w) N^2 + \tag{6.40}$$

$$+ (24h_i h_{is}^2 s_{11}^E w_{is} + 12h_i h_s^2 s_{11}^E w) N + 16h_{is}^3 s_{11}^E w_{is} + 8h_{is}^3 s_{11}^E w$$

Risulta comodo definire la curvatura per unità di tensione in ingresso ξ_p^* :

$$\xi_p^* = \frac{\xi_p}{V_{in}} \tag{6.41}$$

In figura 6.19 è schematizzato il modo in cui si genera la curvatura piezoelettrica nel bender, in funzione della tensione applicata sugli strati. Nel caso in cui $V_{in} = 0$ (caso a), con gli elettrodi esterni alimentati a V_{cc} , per le relazioni (6.37) e (6.38), sui due strati si ha una differenza di potenziale uguale e pari a V_{cc} , concorde al verso di polarizzazione. Per cui, per materiali con $d_{31} < 0$ come i PZT, si ha una deformazione di compressione sull'intera sezione del bender e curvatura nulla. Nel caso in cui V_{in} sia negativa e compresa tra 0 e $-V_{cc}$ (caso b), questo comporta un aumento della ddp sullo strato superiore, di entità pari a V_{in} , e una pari diminuzione sullo strato inferiore. Per cui lo strato superiore tende a prevalere, in termini di deformazione, generando una curvatura del bender. da notare come la distribuzione della deformazione rappresentata in figura ?? non è quella reale che, come detto, risulta essere lineare sulla sezione, ma è una rappresentazione 'discretizzata' che serve a descrivere concettualmente il fenomeno. Nel caso estremo (c) dove $V_{in} = -V_{cc}$ la ddp sullo strato superiore raggiunge il valore massimo, pari a $2V_{cc}$, e di conseguenza la massima deformazione; nello strato inferiore la ddp si annulla.

Momento d'inerzia 'equivalente'

Applicando la (6.23) alla sezione del bender (figura 6.18) e trascurando lo spessore degli elettrodi si ottiene:

$$J = \frac{s_{11,p}}{s_{11,is}} \frac{w_B h_B^3 - w H^3}{12} + \frac{w H^3}{12} \quad (6.42)$$

Se si considera che, solitamente, il materiale dell'isolante è la stesso della zona multistrato, la (6.42) si riduce all'espressione del momento d'inerzia di una sezione monolitica.

$$J = \frac{w H^3}{12} \quad (6.43)$$

6.3.3 Modellizzazione dinamica ad 1 gdl

Nella letteratura sono disponibili diversi lavori riguardanti la modellizzazione dinamica degli attuatori piezoelettrici bender. In tutti i lavori si parte dall'equazione che descrive i moti trasversali delle travi. Nel lavoro di Yang et al. [42] viene descritto un modello per l'analisi modale di travi con tratti di materiale piezoelettrico fissati sulla superficie della trave. Kollias et al. [43] descrivono un metodo sperimentale per determinare lo smorzamento del bender. In Narita et al. [44] viene descritto

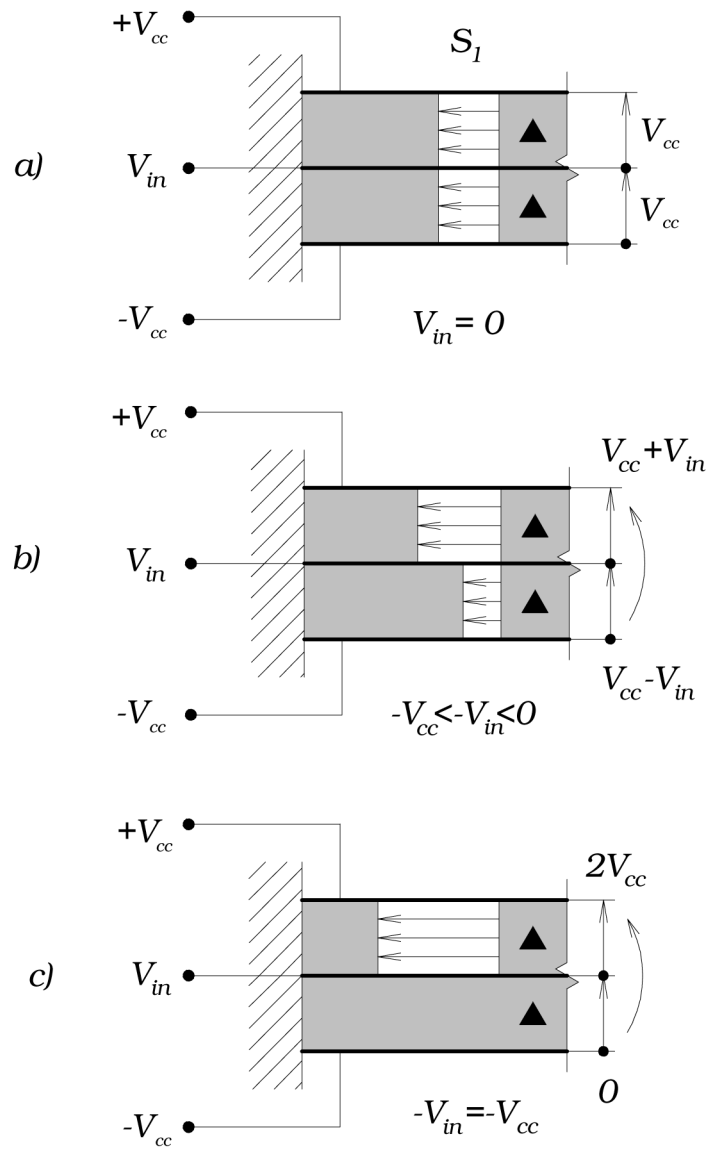


Figura 6.19: Deformazioni sugli strati in funzione di V_{in}

(analiticamente, numericamente e sperimentalmente) il comportamento non-lineare (in termini di non-linearità legate al campo elettrico) di attuatori bender multistrato, soggetti a tensioni imposte variabili nel tempo. Nel lavoro di Li et al. [45] viene studiato, analiticamente e sperimentalmente, il comportamento dinamico non-lineare (in termini di ampiezza della vibrazione) di attuatori bender. Nel caso in esame, dove l'attuatore sarà impiegato sino alla sua prima frequenza propria, risulta sufficiente utilizzare un modello dinamico 'equivalente' ad 1 grado di libertà (gdl). Questo modello viene sviluppato a partire dal modello generale delle vibrazioni trasversali delle travi ad ∞ gradi di libertà [46]. Si consideri il bender, nella sua configurazione a mensola libera, come assimilabile ad una trave di lunghezza L , di sezione trasversale A e di momento d'inerzia I (figura 6.20). Gli spostamenti trasversali sono rappresentati da $z = z(x, t)$.

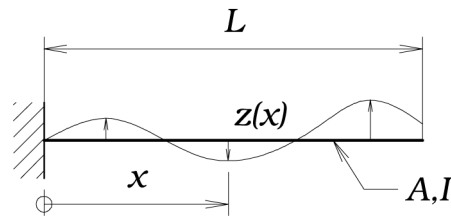


Figura 6.20: Vibrazioni trasversali attuatore bender

Per una 'trave' in questa configurazione le vibrazioni trasversali smorzate sono descritte dall'equazione differenziale alle derivate parziali:

$$\frac{J}{s_{11}} \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0 \quad (6.44)$$

dove ρ è la densità del materiale del bender. La (6.44) può essere riscritta come:

$$\sigma^2 \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = 0 \quad (6.45)$$

dove

$$\sigma = \sqrt{\frac{J}{s_{11} \rho A}} \quad (6.46)$$

Per valutare le frequenze proprie del sistema è utile applicare il metodo di separazione delle variabili a $z(x, t)$.

$$z(x, t) = Z(x)\tau(t) \quad (6.47)$$

Sostituendo la (6.47) in (6.45) si ottiene:

$$\frac{\sigma^2}{Z(x)} \frac{d^4 Z(x)}{dx^4} = -\frac{1}{T(t)} \frac{d^2 \tau(t)}{dt^2} = a = \omega^2 \quad (6.48)$$

La (6.48) può essere scritta come due equazioni separate:

$$\frac{d^4 Z(x)}{dx^4} - \beta^4 Z(x) = 0 \quad (6.49)$$

$$\frac{d^2 \tau(t)}{dt^2} + \omega^2 \tau(t) = 0 \quad (6.50)$$

dove

$$\beta^4 = \frac{\omega^2}{\sigma^2} = \frac{\rho A s_{11} \omega^2}{I} \quad (6.51)$$

La soluzione della (6.50) sarà:

$$\tau(t) = B_1 \cos(\omega t) + B_2 \sin(\omega t) \quad (6.52)$$

dove le costanti B_1 e B_2 si determinano dall'imposizione delle condizioni iniziali. La soluzione della (6.49) è espressa da:

$$Z(x) = C_1 \cos(\beta x) + C_2 \sin(\beta x) + C_3 \cosh(\beta x) + C_4 \sinh(\beta x) \quad (6.53)$$

dove le costanti C_i si determinano imponendo le condizioni al contorno. La (6.53) rappresenta il modo di vibrare corrispondente alla relativa pulsazione propria. Le pulsazioni naturali sono valutabili a partire dalla (6.51).

$$\omega_i = \beta_i^2 \sqrt{\frac{J}{\rho A s_{11}}} = (\beta_i L)^2 \sqrt{\frac{J}{\rho A s_{11} L^4}} \quad (6.54)$$

Per il caso in esame (estremo incastrato - estremo libero) le condizioni al contorno sono, per l'estremo incastrato ($x = 0$).

$$z(0) = 0 \quad (6.55)$$

$$\frac{\partial z}{\partial x}_{x=0} = 0 \quad (6.56)$$

dove la (6.55) impone spostamento nullo in $x = 0$ e la (6.56) impone rotazione nulla in $x = 0$. Per l'estremo libero ($x = L$) le condizioni al contorno sono di momento flettente (6.57) e taglio (6.58) nulli.

$$\frac{I}{s_{11}} \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \Big|_{x=L} = 0 \quad (6.57)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{I}{s_{11}} \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right) \Big|_{x=L} = 0 \quad (6.58)$$

Dalla (6.54) si ottiene l'espressione della I pulsazione naturale:

$$\omega_1 = (\beta_1 L)^2 \sqrt{\frac{J}{\rho A s_{11} L^4}} \quad (6.59)$$

Imponendo le condizioni al contorno risulta:

$$\beta_1 L = 1.875 \quad (6.60)$$

Modello equivalente ad 1 gdl

Il modello 'equivalente' ad 1 gdl (figura 6.21) permette di descrivere il comportamento dinamico del bender considerando come coordinata libera lo spostamento dell'estremo libero δ .

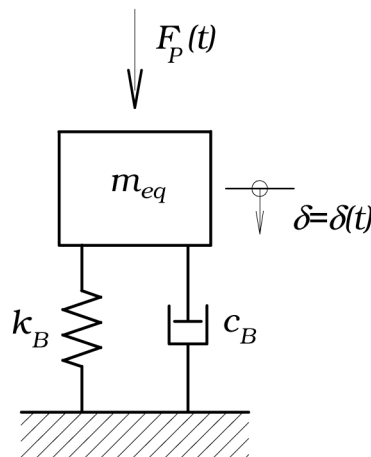


Figura 6.21: Modello dinamico equivalente ad 1 gdl

L'equazione differenziale che descrive la dinamica del sistema equivalente è data da:

$$m_{eq}\ddot{\delta} + c_B\dot{\delta} + k_B\delta = F_P(t) \quad (6.61)$$

dove m_{eq} è la massa equivalente del sistema, c_B è il fattore di smorzamento viscoso, k_B è la rigidità del bender (6.32) e $F_P(t)$ è la forzante piezoelettrica del sistema. Per il sistema descritto dalla (6.61) l'espressione della pulsazione propria è data da:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_B}{m_{eq}}} \quad (6.62)$$

uguagliando la (6.62) all'espressione della I pulsazione propria della trave (6.59) si ottiene:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_B}{m_{eq}}} = \sqrt{\frac{(\beta_1 L)^4 J}{\rho A s_{11} L^4}} \quad (6.63)$$

considerando l'espressione della rigidità del bender (6.32), la (6.63) diventa:

$$\frac{k_B}{m_{eq}} = \frac{(\beta_1 L)^4 k_B}{3\rho AL} \quad (6.64)$$

da cui si ricava la massa equivalente del sistema ad 1 gdl.

$$m_{eq} = \frac{3\rho AL}{(\beta_1 L)^4} \quad (6.65)$$

L'espressione della forzante piezoelettrica, per il bimorfo equivalente, si ricava sostituendo la (6.39) nella (6.30).

$$F_P(t) = \frac{9d_{31}J}{2Nh_i^2 s_{11}L} V_{in}(t) \quad (6.66)$$

Esprimendo nella notazione di Eulero l'integrale particolare della (6.61):

$$\delta(t) = \hat{\delta} e^{i\omega t} = |\hat{\delta}| e^{i\phi} e^{i\omega t} \quad (6.67)$$

dove ω è la pulsazione della forzante. Sostituendo la (6.67) nella (6.61) si ottiene:

$$(-m_{eq}\omega^2 + i\omega c_B + k_B) \hat{\delta} e^{i\omega t} = F_{P,0} e^{i\omega t} \quad (6.68)$$

che ammette come soluzione:

$$\hat{\delta} = \frac{F_{P,0}}{k_B - m_{eq}\omega^2 + i c_B \omega} = \frac{F_{P,0}}{\sqrt{(k_B - m_{eq}\omega^2)^2 + c_B^2 \omega^2}} e^{i\phi} \quad (6.69)$$

dove la fase ϕ è pari a:

$$\phi = -\arctan\left(\frac{\omega c_B}{k_B - m_{eq}\omega^2}\right) \quad (6.70)$$

introducendo lo smorzamento critico $c_{B,cr}$, il fattore di smorzamento ζ e la ‘freccia’ statica $\hat{\delta}_0$, cioè lo spostamento dell’estremo libero del bender per effetto della forzante a pulsazione nulla:

$$c_{B,cr} = 2m_{eq}\omega_n \quad (6.71)$$

$$\zeta = \frac{c_B}{c_{B,cr}} \quad (6.72)$$

$$\Delta_0 = \frac{F_{P,0}}{k_B} \quad (6.73)$$

sostituendo (6.63), (6.71), (6.72) e (6.73) nelle (6.69) e (6.70) si ottiene:

$$\frac{|\hat{\delta}|}{\hat{\delta}_0} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (6.74)$$

$$\phi = -\arctan\left(\frac{2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}\right) \quad (6.75)$$

6.3.4 Rilievi sperimentali

Al fine di validare il modello analitico dell’attuatore bender, sono state effettuate una serie di misure sperimentali della forza F e dello spostamento δ prodotti dall’attuatore. È stato realizzato un apposito apparato di misura basato sul principio schematizzato in figura 6.23. Lo spostamento viene misurato grazie ad un laser a triangolazione, la forza mediante una cella di carico e lo spostamento della cella di carico δ_c mediante un comparatore centesimale. Per convenzione si assumono positivi gli spostamenti δ verso il basso e negativi quelli verso l’alto. In figura 6.24 è riportata una vista del sistema di misura, che è basato sul sistema di figura 5.3. In questo caso al posto del supporto della trama (figura 5.3) è presente il supporto del bender, quello del laser e quello del comparatore (non visibile in figura 6.24). Rispetto al sistema di figura 5.3 la cella di carico viene mossa manualmente mediante una ghiera collegata al riduttore. Il riduttore è necessario per avere una regolazione ‘fine’

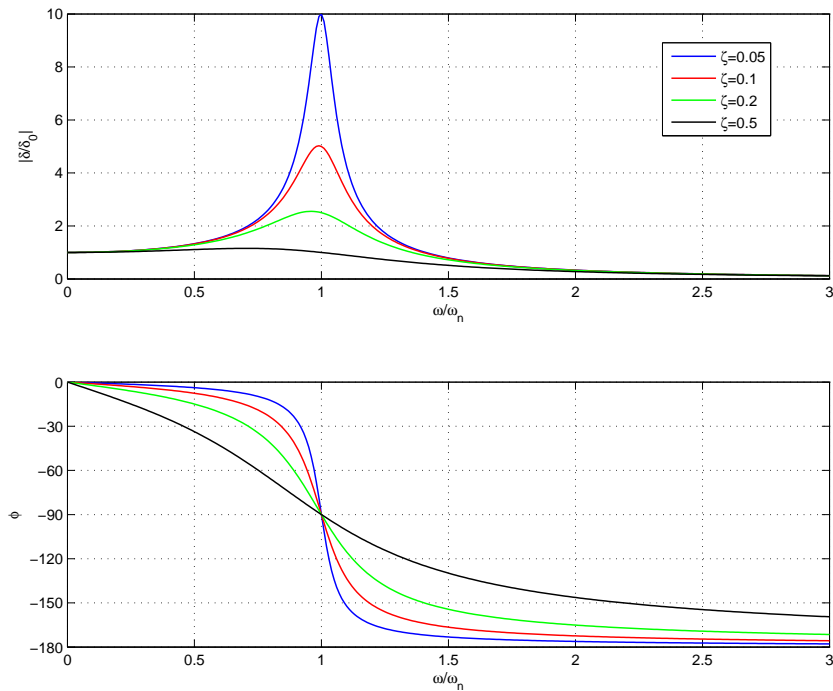


Figura 6.22: Coefficiente di amplificazione dinamica e sfasamento del modello equivalente ad 1 gdl

della corsa della cella di carico. Sulla cella di carico è fissato il puntale di misura, con estremità emisferica per compensare eventuali disallineamenti tra cella e bender. In figura 6.27 è riportata una vista della zona di misura.

Le misure hanno riguardato:

1. Misura dello **spostamento libero** δ_L : in questo caso non viene misurata la forza, per cui la cella di carico viene posizionata lontana dal bender (ad una distanza maggiore di δ_L). Lo spostamento viene misurato imponendo un andamento lineare ‘lento’ alla tensione V_{in} .
2. Misura delle **curve caratteristiche** ‘quasi statiche’ F vs. δ : per queste misure la cella di carico viene posizionata ad una distanza δ_c dal bender in posizione ‘di riposo’. Si alimenta il bender con una tensione sinusoidale (con tensione media nulla) a bassa frequenza. Per un determinato intervallo di tensioni il bender si deformerà liberamente, allontanandosi dal puntale della cella di carico, mentre per tensioni tali da garantirne il contatto con la cella di carico, potrà essere misurata la forza F prodotta dall’attuatore. La misura viene ripetuta per

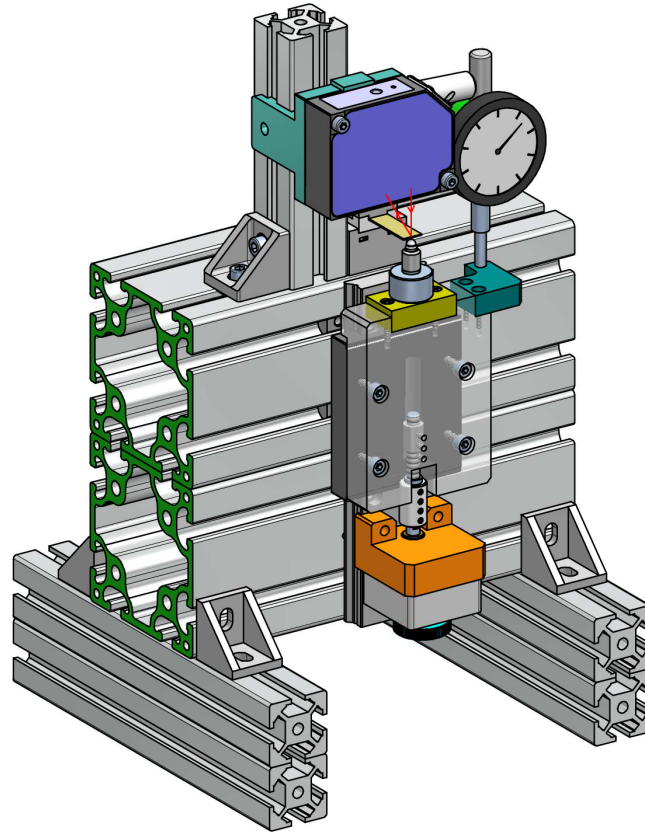


Figura 6.24: Sistema di misura del bender

$$s_{NP} = \frac{s_{11}^E + s_{22}^E + s_{33}^E}{3} = \frac{2s_{11}^E + s_{33}^E}{3} \quad (6.76)$$

In figura 6.28 è visibile lo schema elettrico funzionale dell'alimentazione del bender multistrato. La connessione elettrica tra gli strati fa riferimento allo schema di figura 6.17. Gli strati alimentati alla tensione $-V_{cc}$ sono connessi al pin 1, al pin 3 sono connessi gli strati alla tensione V_{cc} , gli strati alimentati alla tensione modulabile V_{in} sono connessi al pin 2. La tensione V_{in} viene generata da un circuito di amplificazione, con guadagno G_a , V_{ref} è la tensione di riferimento dell'amplificatore. Sono possibili due metodi di comando: i) $V_{cc} = \pm 30$ V dc e V_{in} modulabile tra ± 30 V; ii) $+V_{cc} = 60$ V dc, $-V_{cc} = 0$ V dc e V_{in} modulabile tra 0-60 V.

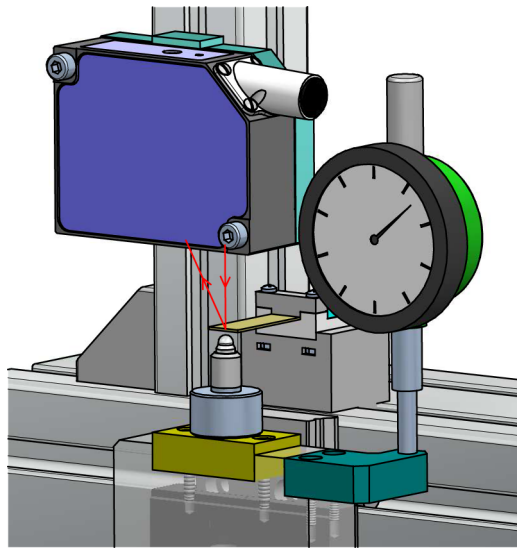


Figura 6.25: Particolare della zona di misura

Tensione di alimentazione (V)	V_{cc} e V_{in}	± 30 V (0-60 V)
Spostamento libero (mm)	δ_L	± 0.45 mm
Forza di bloccaggio (N)	F_{BL}	± 1 N
Frequenza di risonanza (Hz) ± 20 %	f_B	380 Hz
Capacità () ± 20 %	C	2 x 3.4

Tabella 6.2: Specifiche tecniche attuatore bender PI PL127.10

Staffaggio e connessione elettrica del bender

Per il fissaggio e l'alimentazione del *bender* è stato realizzato un'apposito elemento di staffaggio (figura 6.29). Questo è formato da una base (1) in cui sono ricavate 3 sedi (2) per l'inserimento di 3 contatti in ottone (3). Questi presentano una 'piazzola' (P) su cui sono saldati i cavi di alimentazione, ed una lamella (L) di contatto con le terminazioni di alimentazione del bender (figura). La staffa (4) permette il fissaggio dei 3 contatti, mentre la staffa (5) blocca l'estremità fissa del bender (6). Questa soluzione è stata adottata per evitare di saldare i cavi direttamente sul bender, cosa che si rivela essere problematica data la relativa fragilità del materiale ceramico. I particolari (1), (4) e (5) sono stati realizzati mediante prototipazione rapida con la tecnica della *stereolitografia* (su macchina **3D Systems Viper si2**). Il materiale utilizzato è una resina **DSM Somos 14120** (tabella 6.5). I contatti sono stati

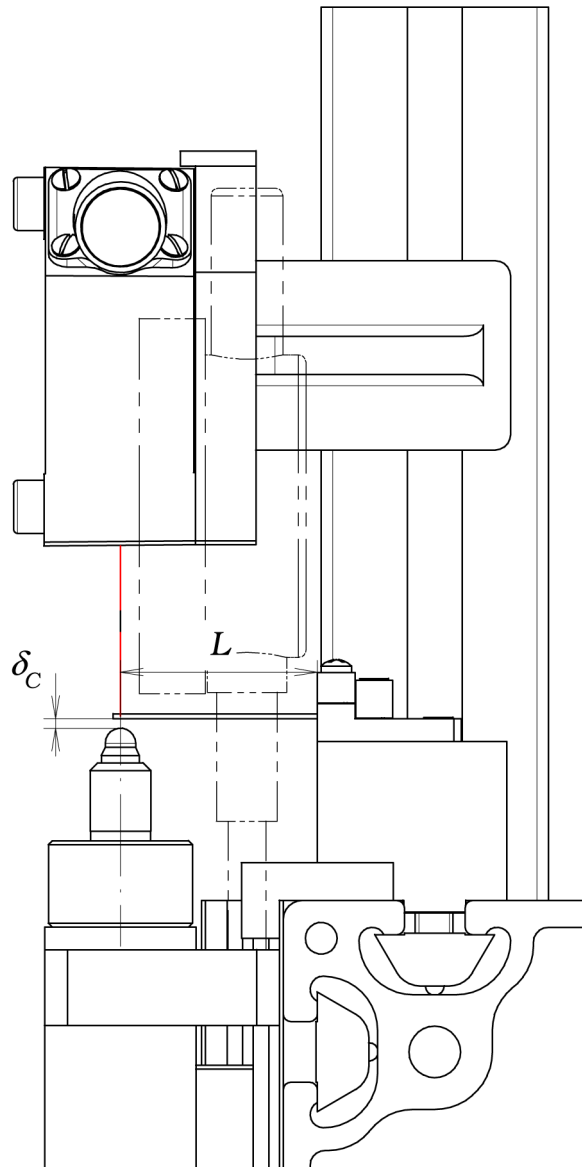


Figura 6.26: Dimensioni caratteristiche del sistema di misura

realizzati, mediante taglio laser, a partire da una lamiera di ottone di spessore 0.2 mm.

Schema elettrico di comando

Per la generazione della tensione in ingresso al bender V_{in} , è stato realizzato un circuito elettrico di alimentazione basato su un amplificatore operazionale di potenza nella sua configurazione non-invertente (figura 6.30). L'espressione della tensione in uscita, in questo caso indicata con V_{in} perchè considerata in ingresso al bender, è data dalla

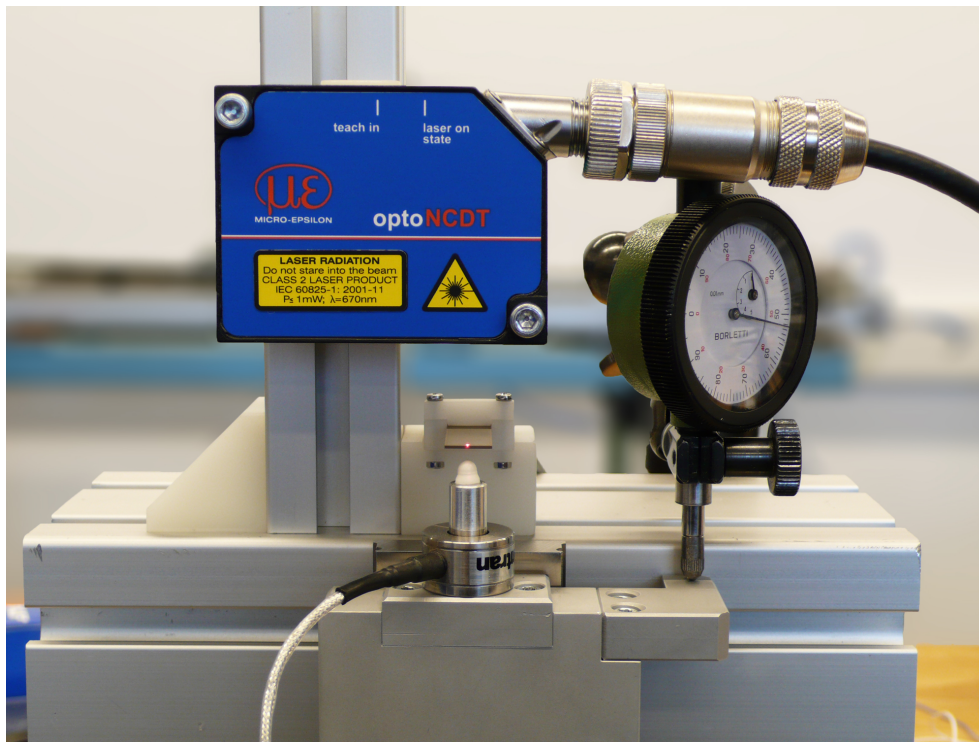


Figura 6.27: Zona di misura del bender

(6.77).

$$V_{in} = V_{ref} \left(1 + \frac{R_2}{R_1} \right) = V_{ref} G_a \quad (6.77)$$

dove V_{ref} è la tensione in ingresso all'amplificatore. In questo caso $R_1 = 1.5 \text{ k}\Omega$ e $R_2 = 7.5 \text{ k}\Omega$, per cui il guadagno $G_a = 6$. L'amplificatore impiegato è l'**OPA548** della *Burr-Brown* (del quale in appendice ?? è riportato un estratto del 'datasheet'). In figura 6.31 è riportato lo schema elettrico del circuito di alimentazione (visibile in figura). L'amplificatore OPA548 viene alimentato (pin 4 e pin 5) dalle tensioni $V-$ e $V+$. Il pin 1 è l'ingresso non-invertente e il pin 2 è l'ingresso invertente. Al pin 3 è

h_i	0.02 mm
N	28 strati
$H = Nh_i$	0.56 mm
w	8.5 mm
w_B	9.6 mm
h_B	0.65 mm

Tabella 6.3: Dimensioni sezione bender PI PL127.10

ρ	7.8 kg/m ³
T_c	350 °C
d_{31}	-1.8 E -7 mm/V
s_{11}^E	1.6 E - 5 mm ² /N
s_{NP}	1.8 E -5 mm ² /N

Tabella 6.4: Proprietà materiale PIC 255

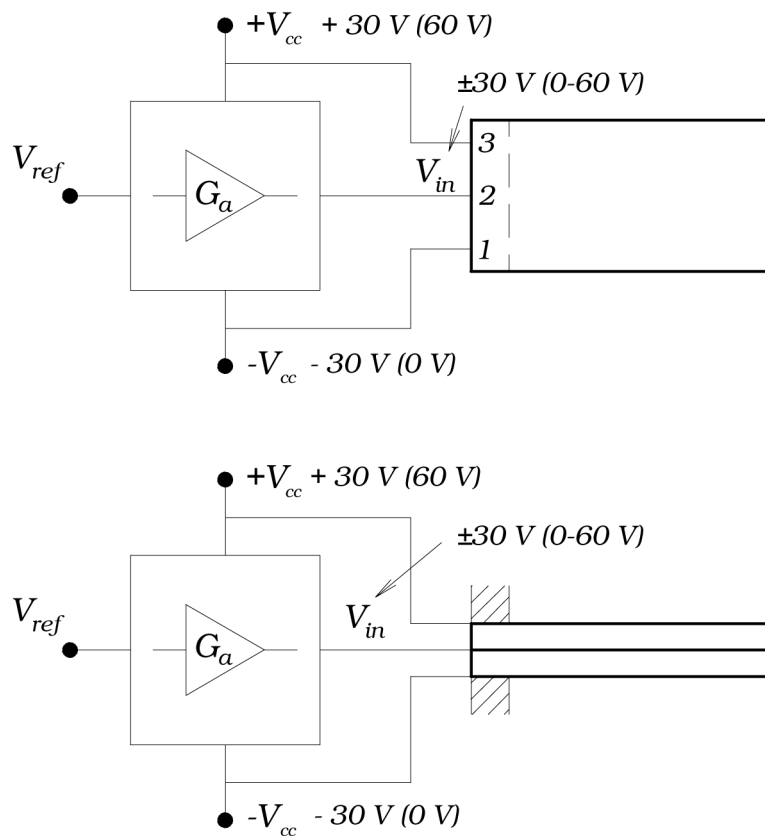


Figura 6.28: Schema elettrico funzionale dell'alimentazione del bender PI

collegata la resistenza R_3 di limitazione della corrente; in questo caso ad $R_3 = 150 \text{ k}\Omega$ corrisponde una corrente limite di 435 mA. I condensatori C1 e C2 fanno da filtro alla tensione V_+ , mentre C4 e C5 filtrano la tensione V_- . D1 e D2 sono diodi di ricircolo che proteggono l'amplificatore dalle correnti 'di ritorno' generate dal bender nelle fasi di transitorio della tensione V_{in} . In queste fasi, data la natura capacitiva del carico (bender), si generano delle tensioni che si trasmetterebbero dal bender all'uscita (pin 6) dell'amplificatore; i diodi D1 e D2 evitano questo fenomeno 'deviando' la corrente

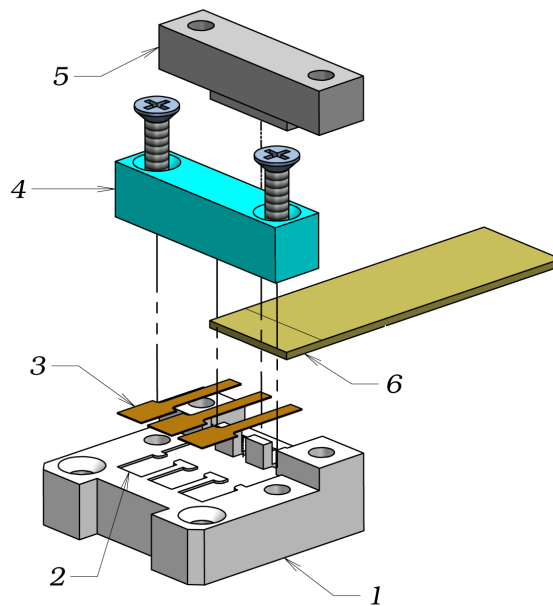


Figura 6.29: Sistema di staffaggio e alimentazione del bender

Densità	1.1 kg/m^3
Modulo di elasticità	$2.46 \text{ GPa } \%$
Carico di rottura	45.7 MPa
Allungamento a rottura	7.9%
Allungamento allo snervamento	3.5%

Tabella 6.5: Proprietà materiale DSM Somos 14120

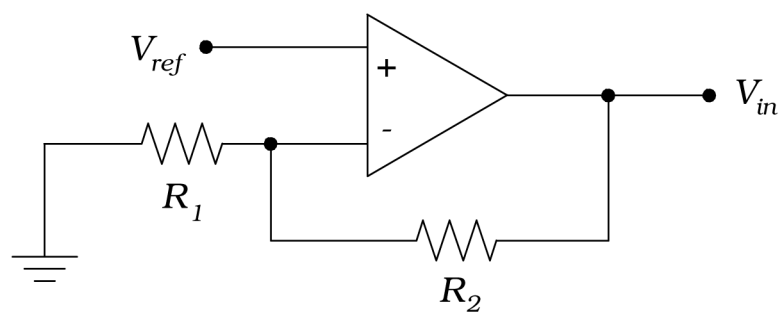


Figura 6.30: Amplificatore operazionale 'non-invertente'

sulle alimentazioni $V+$ e $V-$. La connessione scheda-bender avviene tramite il connettore CON4.

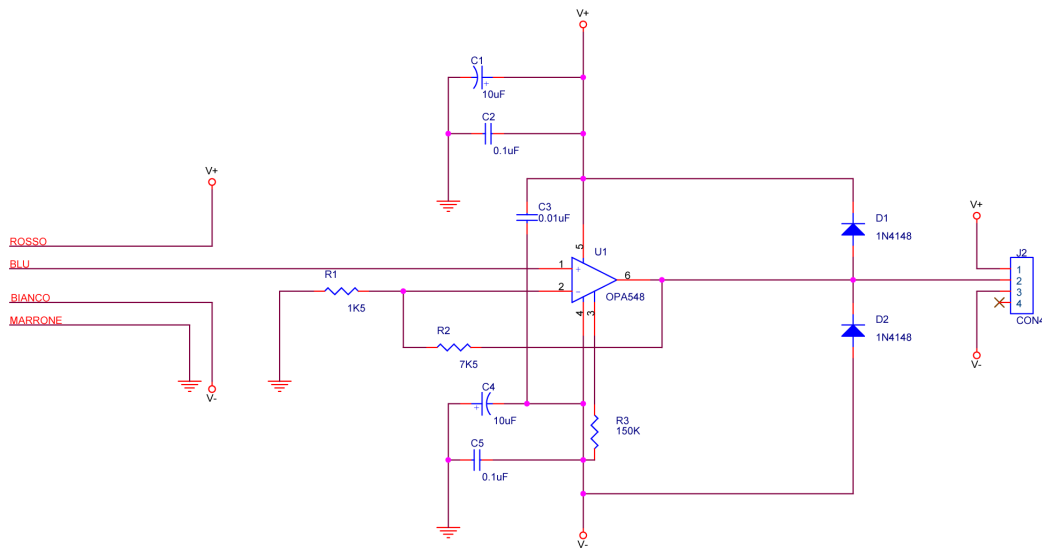


Figura 6.31: Circuito di comando attuatore bender

Confronto analitico-sperimentale ‘quasi-statico’

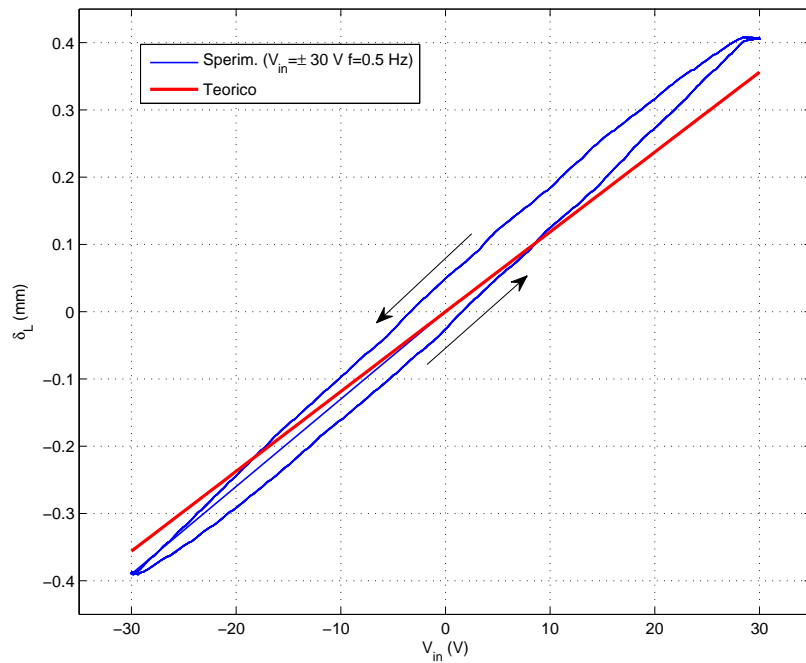
Applicando il modello quasi-statico, descritto nel paragrafo 6.3.1, al bender in esame (tabelle 6.3 e 6.4) possono essere valutate le caratteristiche quasi-statiche principali (tabella 6.6). In figura 6.32 è visibile l’andamento dello spostamento libero δ_L in funzione della tensione applicata V_{in} . La curva sperimentale è stata misurata imponendo una tensione sinusoidale $V_{in} = 30 \cos(2\pi 0.5)$, mentre la curva teorica è stata ricavata dalla (6.31). Sperimentalmente si osserva l’andamento isteretico di δ_L vs. V_{in} , dovuto al ri-orientamento dei domini di Weiss da parte del campo elettrico (paragrafo 6.1.3). Il modello quasi-statico lineare è tuttavia una buona approssimazione per la valutazione dello spostamento libero. In figura 6.33 è riprodotto il confronto analitico-sperimentale tra le curve caratteristiche dell’attuatore, il modello è in ottimo accordo con le misure.

Confronto analitico-sperimentale dinamico

Il confronto tra il coefficiente di amplificazione $\frac{|\hat{\delta}|}{\hat{\delta}_0}$, valutato con il modello dinamico equivalente ad 1 gdl (paragrafo 6.3.3), e quello rilevato sperimentalmente è visibile in figura 6.34. Nella tabella 6.7 sono disponibili i risultati numerici dei parametri del modello equivalente. La stima della pulsazione propria del sistema ω_n (nella tabella

Grandezza	Eq.ne	Valore	Misure
ξ_p^*	(6.41)	??	
k_B	(6.32)	231 cN/mm	
$\delta_L (V_{in} = 30 \text{ V})$	(6.31)	0.36 mm	0.41
$F_{BL} (V_{in} = 30 \text{ V})$	(6.30)	82.4	87.3

Tabella 6.6: Confronto analitico-sperimentale proprietà ‘quasi-statiche’ PL 127

Figura 6.32: Confronto analitico-sperimentale δ_L vs. V_{in} bender PL 127

indicata 6.7 come frequenza $f_n = \omega_n/2\pi$) è in buon accordo con le misure.

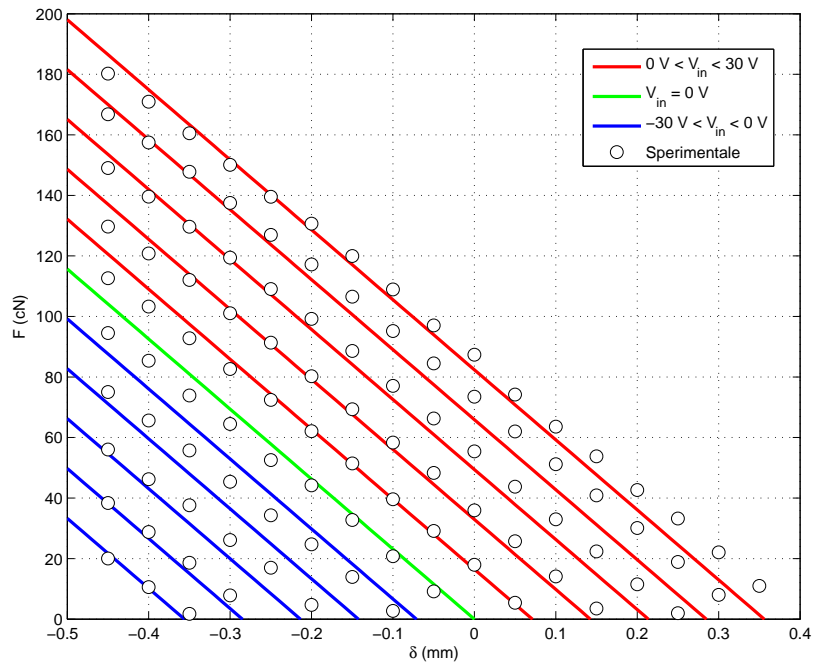


Figura 6.33: Confronto analitico-sperimentale curve caratteristiche F vs. δ bender PL

127

Grandezza	Eq.ne	Valore	Misure
m_{eq}	(6.65)	0.32 g	
f_n	(6.62)	428 Hz	400 Hz
$c_{B,cr}$	(6.71)	1.72 Ns/m	
ζ	(6.72)	1.65 %	

Tabella 6.7: Confronto analitico-sperimentale proprietà dinamiche PL 127

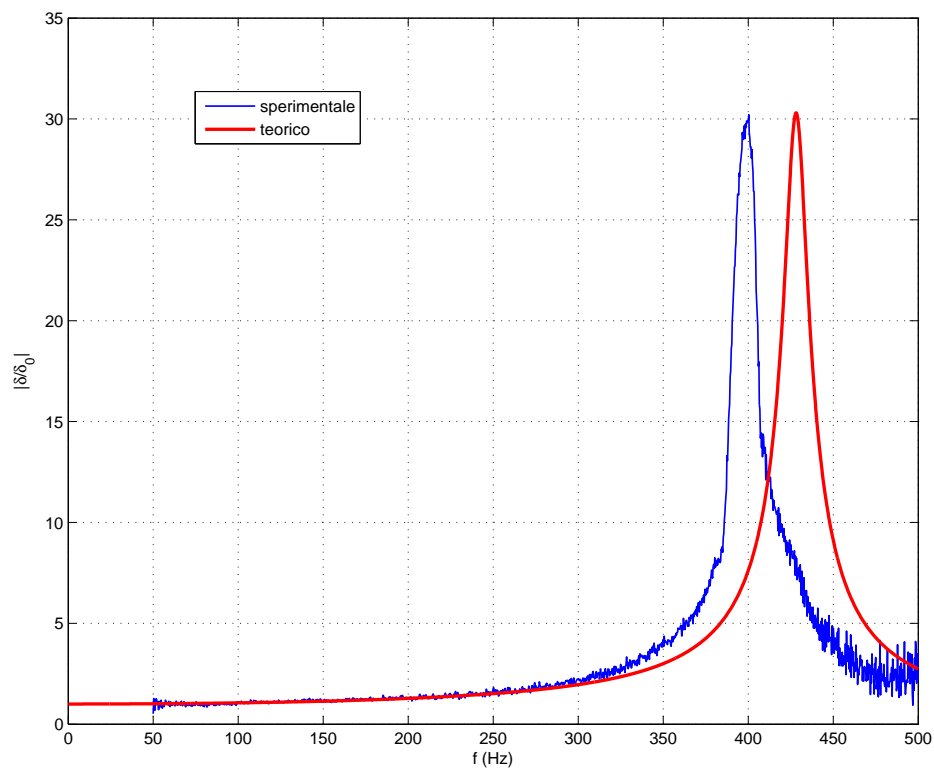


Figura 6.34: Confronto analitico-sperimentale $\frac{|\hat{\delta}|}{\hat{\delta}_0}$ vs. f bender PL 127

Capitolo 7

Sintesi e modellizzazione di un freno ad attrito ad azione piezoelettrica

In questo capitolo viene trattato lo studio di un freno ad attrito ad azione piezoelettrica. Dopo una panoramica sulle soluzioni costruttive, descritte in alcuni brevetti, viene presentato lo studio analitico-sperimentale ‘quasi-statico’ e dinamico. Per la valutazione sperimentale del freno piezoelettrico è stato realizzato un apposito banco di misura, che permette di simulare le condizioni di lavoro tipiche di questi freni.

7.1 Freno piezoelettrico

Attualmente non sono disponibili in letteratura dei lavori riguardanti l’analisi di sistemi di controllo della tensione della trama ad azione piezoelettrica. Inoltre non esistono prodotti in commercio che utilizzano questa tecnologia. Tuttavia esistono 4 brevetti riguardando diverse configurazioni di impiego di attuatori piezoelettrici come freni-trama. Il primo brevetto analizzato, di proprietà *Picanol*, è stato pubblicato nel 1989 e non riguarda un freno vero e proprio, bensì un ‘ferma-filo’ [47]. Nella figura 7.1 è rappresentato lo schema di tale attuatore: è formato da un elemento piezoelettrico (1) alla cui estremità è fissato un pattino (6), la trama (10) passa attraverso il pattino mobile (6) e quello fisso (5). L’estensione dell’elemento piezoelettrico provoca l’avvicinamento del pattino (6) al (5) e il conseguente bloccaggio della trama. L’applicazione, come descritto nel brevetto, è dedicata ai telai a getto d’aria. Il brevetto *Karl Mayer* del 1998 riguarda un apparato di controllo della tensione del filo costituito da un attuatore e da un sensore piezoelettrico a lamina (11) figura 7.2 [48]. L’elemento (11) è costituito da un supporto in materiale isolante (15) e dai due

strati piezoceramici (13) e (14). L'attuatore è fissato al piattello mobile (8) di un freno a dischi (5). L'elemento che funge da sensore è invece solidale al tastatore (8') di un sensore di tensione (6'). Il sistema è in anello chiuso, l'attuatore è retroazionato sul segnale di tensione del sensore.

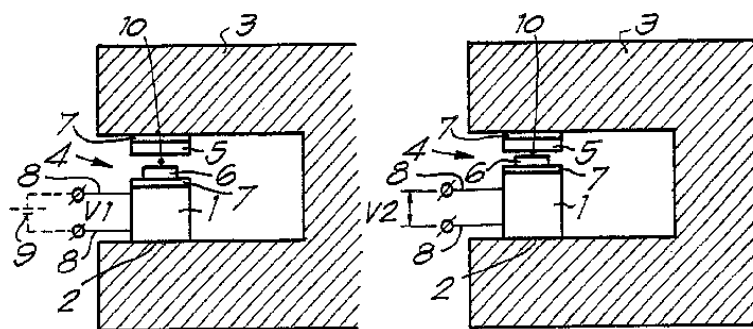


Figura 7.1: Ferma-filo piezoelettrico [47]

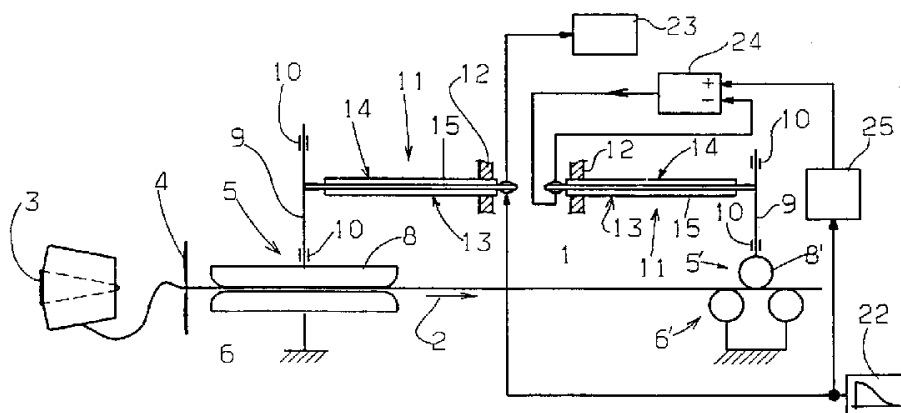


Figura 7.2: Sistema piezoelettrico di controllo della tensione del filato [48]

La soluzione proposta (figura 7.3) nel brevetto *Vamatex* del 1999 riguarda invece un freno 'a papera' piezoelettrico [49]. Il freno è costituito da una lamina (1) montata su un supporto fisso (1A) e da una lamina 'mobile' fissata sull'attuatore piezoelettrico (3). Quest'ultimo è del tipo bimorfo costituito da due strati, tra di loro isolati, di materiale piezoceramico tra i quali è interposta una lamina metallica. La regolazione

della frenatura statica è possibile grazie alla rotazione del perno (4) a cui è fissata un'estremità (8) della lamina (3).

Il brevetto *Dornier* del 2003 menziona l'utilizzo di attuatori piezoelettrici per il controllo della tensione della trama [50]. Nella figura 7.4 è rappresentato lo schema del freno oggetto del brevetto, la prima rivendicazione del brevetto riguarda la possibilità di risalire alla tensione della trama attraverso la misura delle reazioni sui vincoli delle 2 lamine costituenti il freno, solamente nella rivendicazione 15 si parla della possibilità che gli attuatori del freno siano di tipo piezoelettrico. Il sistema è costituito da 2 lamine (4) e (5) tra cui passa la trama (3), sulle lamine agiscono 2 attuatori (che possono essere anche piezoelettrici) (8) e (9). Questi attuatori sono retroazionati (21) sul segnale di tensione della trama (20). Il segnale (20) è ottenuto da due sensori (10) e (11) solidali ai vincoli delle due lamine (4) e (5).

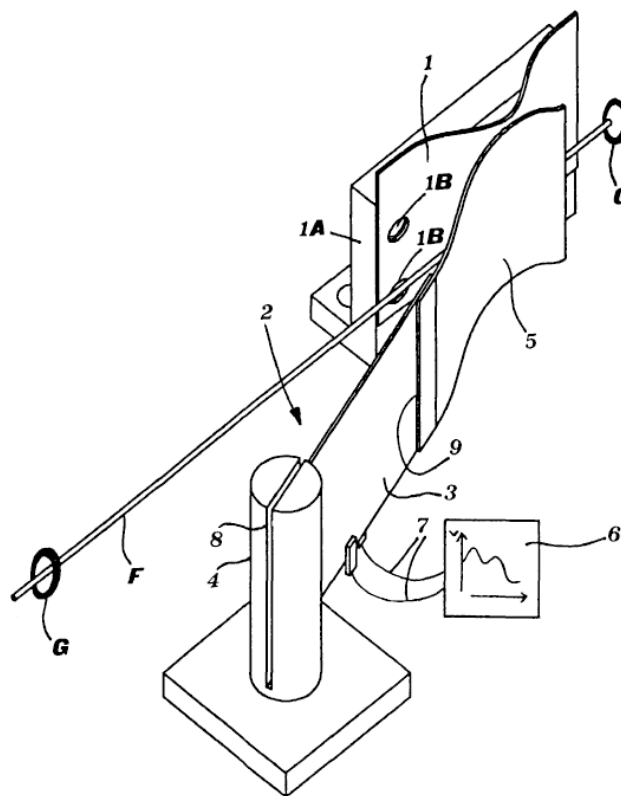


Figura 7.3: Freno-trama piezoelettrico [49]

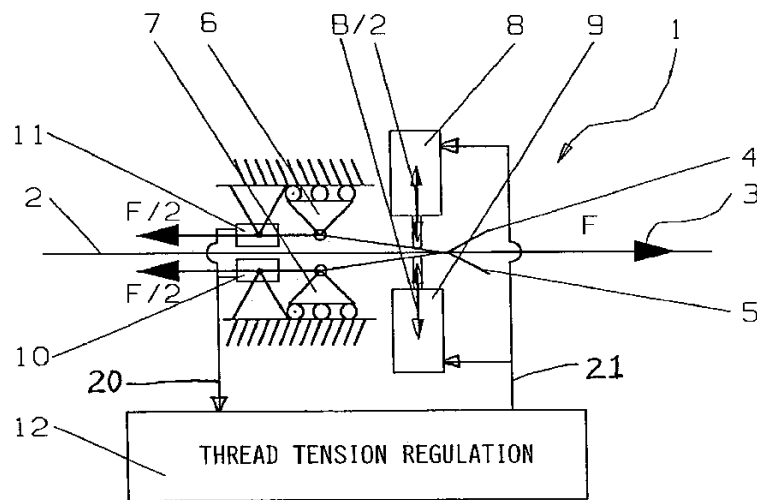


Figura 7.4: Regolatore della tensione della trama [50]

7.1.1 Prototipo di freno piezoelettrico

Per valutare l'impiego di attuatori piezoelettrici come sistemi di controllo della tensione del filato, è stato realizzato un freno-trama che utilizza un attuatore bender (figura 7.5). Il freno è costituito da due pattini contrapposti, dei quali (1) 'fisso' e (2) scorrevole. La trama (T) passa attraverso l'apertura tra i due pattini. Tale apertura può essere modificata 'staticamente', spostando con un opportuno meccanismo (non mostrato) il pattino fisso (1) rispetto al pattino mobile (2). Il pattino mobile è formato dall'elemento d'attrito (2') e dallo stelo (2''). Lo stelo (2'') scorre all'interno di una guida (3) fissata, mediante la staffa (4), nel supporto (5). Il movimento traslatorio viene impresso al pattino (2) dal bender (6), che ha un'estremità inserita nella cava (2'') dello stelo, e un'estremità fissata al supporto (5). I particolari (1), (2) e (5) sono realizzati mediante stereolitografia, mentre la guida (3), per ridurre gli attriti, è in PTFE.

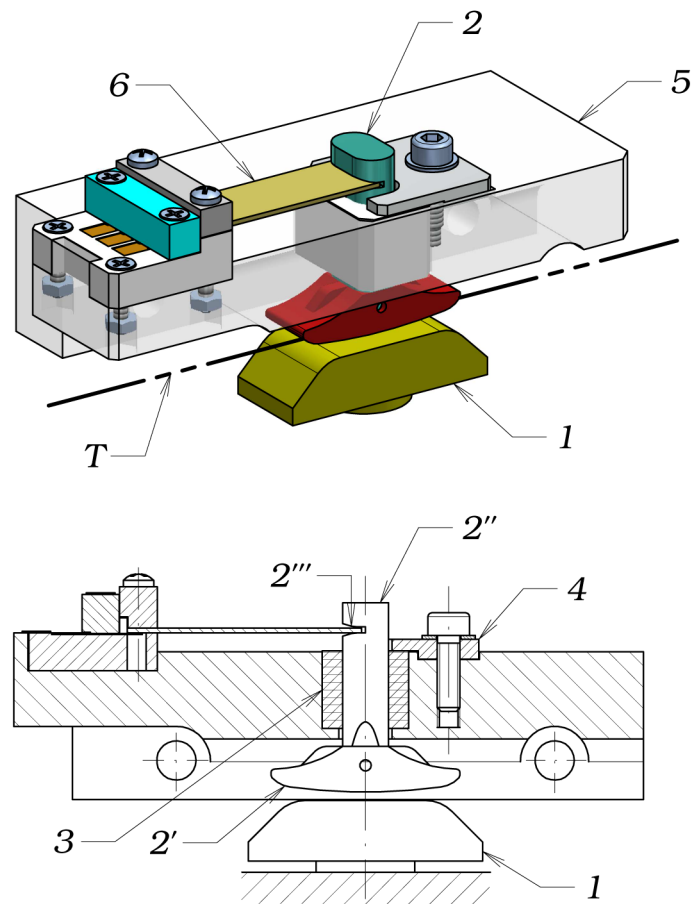


Figura 7.5: Freno piezoelettrico con attuatore bender

7.2 Modello ‘quasi-statico’ freno piezoelettrico

Il calcolo della forza normale F_n prodotta dal freno sul filato, in condizioni ‘quasi-statiche’, si effettua considerando il punto di intersezione tra le curve caratteristiche del bender a e la curva della rigidezza trasversale del filato (figura 7.6). Sono possibili due zone di lavoro, rispettivamente nel I e II quadrante del piano F_n vs. δ . La regolazione della posizione di lavoro ‘statica’ si ottiene modificando la posizione δ_p del pattino fisso (1), rispetto al pattino mobile (2). Si considera come origine della quota δ_p la posizione del piano del pattino mobile (2) ‘a riposo’, cioè con tensione di alimentazione del bender $V_{in} = 0$. Per convenzione si assume: $\delta_p > 0$ se verso il basso e $\delta_p < 0$ se verso l’alto (figura 7.6). La posizione della curva di rigidezza della trama sul piano F_n vs. δ è data dalla quota $\bar{\delta}$:

$$\bar{\delta} = \delta_p - d_T \quad (7.1)$$

dove d_T è il diametro della trama (in condizioni di carico nullo F_n sulla trama).

L'espressione delle curve caratteristiche del bender è data dalla (6.29); considerando poi la (6.31) e la (6.32), è possibile riscrivere l'espressione della F_n prodotta dall'attuatore:

$$F_n = k_B (\delta_L - \delta) \quad (7.2)$$

considerando poi la (6.31) e la (6.41) è possibile introdurre lo spostamento libero per unità di tensione in ingresso δ_L^* :

$$\delta_L^* = \frac{\xi_p^* L^2}{2} \quad (7.3)$$

per cui sostituendo la (7.3) nella (7.2) si arriva all'espressione della forza prodotta dall'attuatore in funzione della tensione V_{in} applicata.

$$F_n = k_B (\delta_L^* V_{in} - \delta) \quad (7.4)$$

Dal punto di vista della trama la forza normale F_n è data dalla (??). Considerando, dalla figura (7.6), la posizione della curva di rigidezza della trama, e la (7.1), l'espressione dell'ordinata y che compare in (??) diventa:

$$y = \delta - \bar{\delta} = \delta - \delta_p + d_T \quad (7.5)$$

sostituendo (7.5) in (??) si ottiene l'espressione di F_n in funzione dei parametri del freno:

$$F_n = F_0 e^{k_T(\delta - \delta_p + d_T)} \quad (7.6)$$

Uguagliando poi la (7.4) alla (7.6) si ottiene l'espressione del punto di lavoro 'quasi-statico' del freno:

$$k_B (\delta_L^* V_{in} - \delta) = F_0 e^{k_T(\delta - \delta_p + d_T)} \quad (7.7)$$

L'espressione (7.7) risulta essere non-lineare in δ per cui deve essere risolta con opportuni metodi numerici, e.g.: metodo di Newton, (aappendice ??). Noto δ dalla (7.7) si valuta F_n dalla (7.4), oppure dalla (7.6).

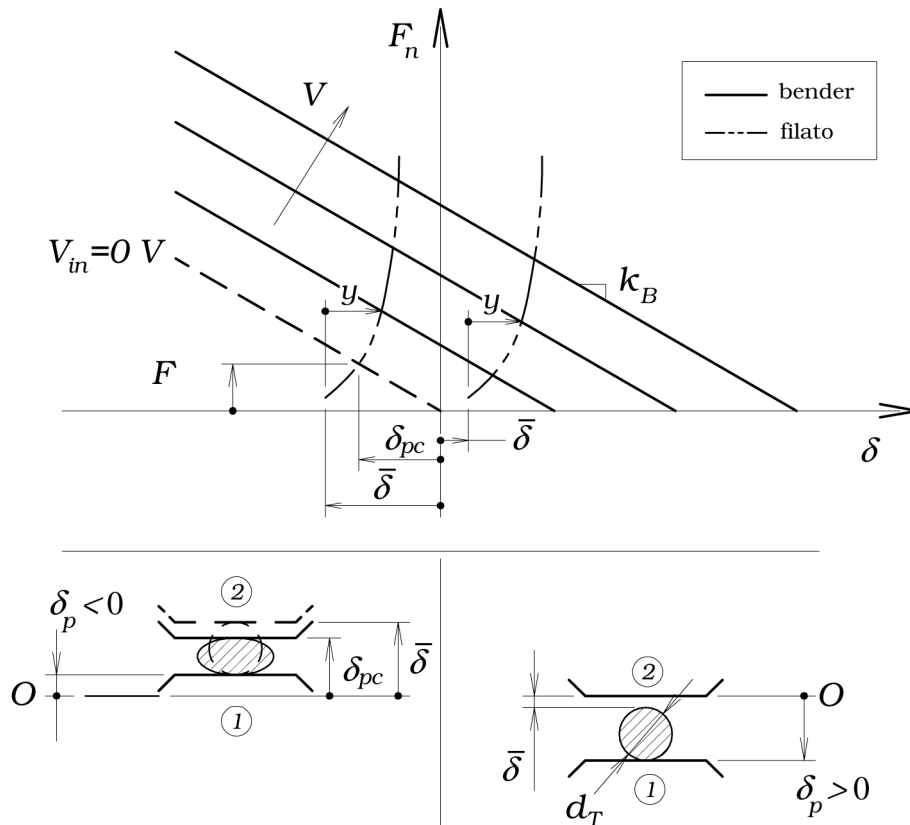


Figura 7.6: Curve di funzionamento 'quasi-statiche' freno piezoelettrico

Considerando il funzionamento nel I quadrante, il pattino mobile (2), prima di poter iniziare ad applicare una forza alla trama, dovrà compiere lo spostamento $\bar{\delta}$.

Nel II quadrante invece, lo spostamento δ_p negativo, genera una forza F_n di precarica sulla trama. Tale forza è dovuta all'intersezione (con ascissa δ_{pc}) tra la curva a $V_{in} = 0$ del bender e la curva della rigidità della trama ($y_{pc} = \delta_{pc} - \bar{\delta}$). In questo caso la forza massima F_n ottenibile è maggiore rispetto al caso precedente. Per poter invece ridurre la forza F_n , a valori inferiori a quella di precarico, è necessario alimentare il bender con tensioni V_{in} negative.

7.2.1 Esempio di calcolo con bender PL127 e cotone 29 tex

Di seguito (figura 7.5) è riportato un grafico delle prestazioni 'quasi-statiche' del freno piezoelettrico, nel caso di attuatore bender **PI PL127** (tabella 6.6) e **cotone 29 tex** (tabella 3.6).

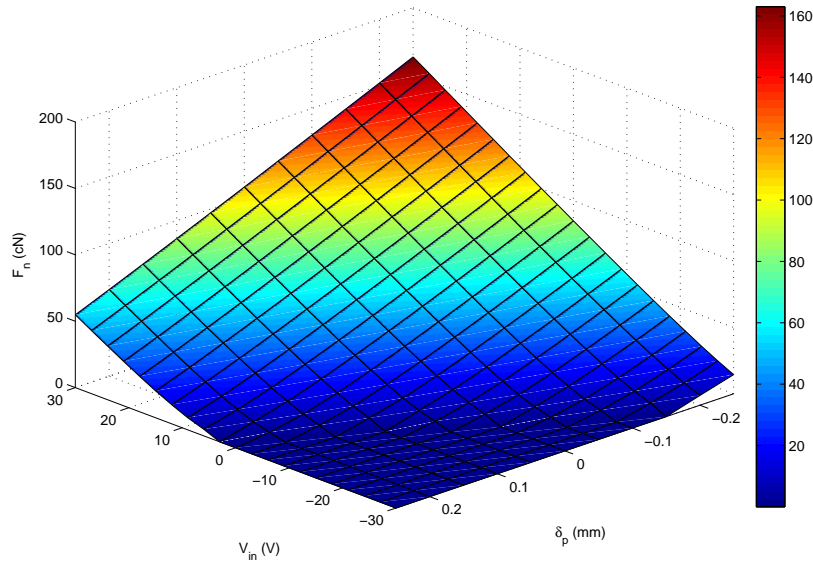


Figura 7.7: Prestazioni ‘quasi-statiche’ freno piezoelettrico e trama in cotone 29 tex

7.3 Modello dinamico freno piezoelettrico

Ai fini della modellizzazione dinamica del freno piezoelettrico, si considerano due configurazioni di lavoro (figura 7.8). Il caso (a) corrisponde al freno ‘libero’, vale a dire senza contatto tra il pattino (2) e la trama, il caso (b) rappresenta il freno nella condizione di lavoro.

Nel **caso (a)** il pattino è schematizzato come una massa m_2 applicata all’estremo libero del bender. Questa configurazione può essere ricondotta ad una modellizzazione equivalente, del tipo presentato nel paragrafo 6.3.3, in cui la massa complessiva è data dalla somma tra la massa equivalente del bender m_{eq} e la massa del pattino mobile m_2 . Il termine viscoso è invece dato dal contributo dello smorzamento ‘strutturale’ del bender c_B e dal termine c_2 che traduce gli effetti dissipativi, introdotti prevalentemente dall’attrito di scorrimento dello stelo del pattino nella guida.

L’equazione differenziale che descrive il sistema è data da:

$$(m_{eq} + m_2)\ddot{\delta} + (c_B + c_2)\dot{\delta} + k_B\delta = F_P(t) \quad (7.8)$$

Nel **caso (b)** la massa m_2 è collegata a terra da una seconda molla k_T , che rappresenta la rigidità trasversale della trama. Il modello equivalente è lo stesso del caso (a), con l’unica differenza di aver aggiunto la molla k_T che modella la rigidità trasversale della trama. La forza normale $F_n(t)$, prodotta dal freno, è la

reazione vincolare a terra della molla k_T . L'equazione che descrive la dinamica, in questo caso scritta in termini dell'ordinata y , è in questo caso non-lineare a causa della presenza della trama:

$$(m_{eq} + m_2) \ddot{y} + (c_B + c_2) \dot{y} + k_B y + F_0 e^{k_T y} = F_P(t) \quad (7.9)$$

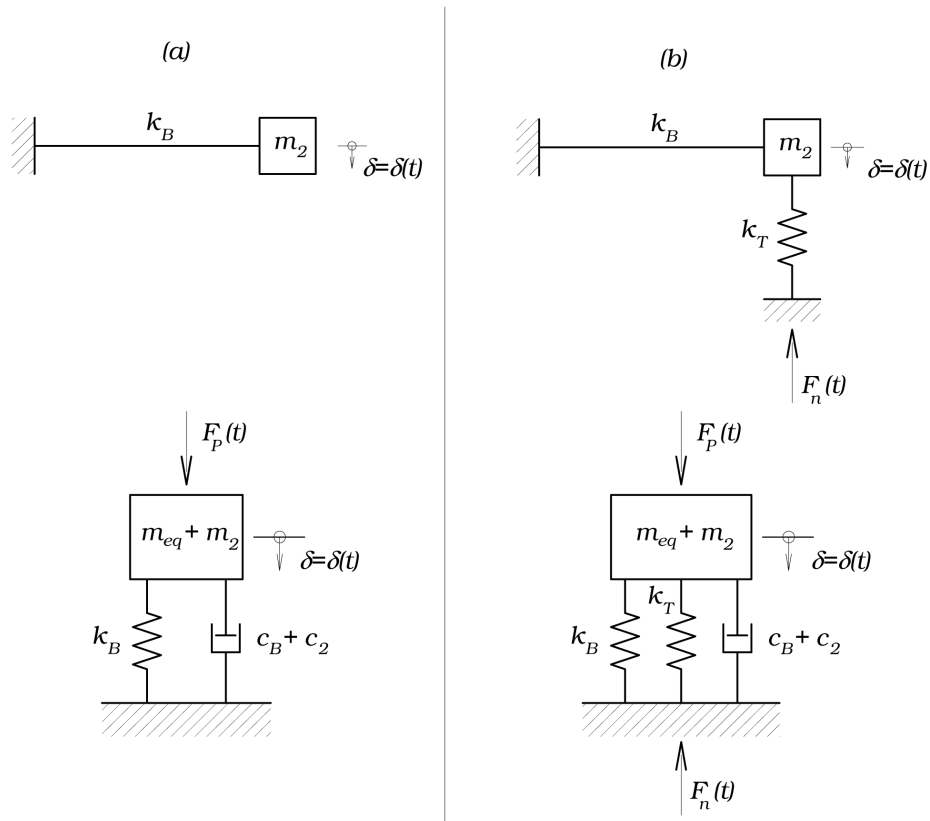


Figura 7.8: Modelli dinamici freno piezoelettrico

7.4 Banco prova freno piezoelettrico

Per la caratterizzazione sperimentale del freno piezoelettrico è stato predisposto un apposito banco prova (figura 7.9). L'alimentatore di trama (A) svolge il filato (T) dalla rocca (non visibile), mentre lo svolgitore (S) sfila la trama dall'alimentatore (A). Tra lo svolgitore (S) e l'alimentatore (A) è presente il freno piezoelettrico (F). A monte e a valle del freno sono disposti due tensiometri, rispettivamente (TM) e (TV). (F), (TM) e (TV) sono fissati alla struttura di sostegno (1). Le tre colonne su cui sono montati (F), (TM) e (TV), fissate alla traversa di (1) mediante morsetti a 'T', possono essere traslate lungo la traversa stessa.

7.4.1 Freno piezoelettrico e zona di misura

Il freno (F) (figura 7.12) è composto dalla parte piezo-attuata (2), fissata sulla piastra (3), e dal pattino 'fisso' (4) inserito sullo stelo della cella di carico (5). In questo modo è possibile misurare la forza F_n prodotta dal freno. La cella di carico (5) è solidale, attraverso la piastra(6), al carrello (7) scorrevole sulla guida lineare (8). La manopola (9), attraverso il riduttore (10) e la vite (11), permette di traslare il carrello (7). In questo modo è possibile modificare la luce di passaggio del filo δ_p . Il contatto del filo sul pattino fisso (4) è garantito da due bussole guidafile (12) e (13) fissate sul supporto (14). La misura dello spostamento del pattino mobile ((2") in figura 7.5) avviene tramite il laser a triangolazione (15).

Gli strumenti di misura utilizzati (figura 7.5) sono:

- F_n : cella di carico **Entran ELPM-T1** (tabella 5.1) e relativo amplificatore **Entran IAMR-12U** (tabella 5.2);
- δ : laser a triangolazione **Microepsilon optoNCDT 1402-05** (tabella 5.3);
- δ_p : comparatore centesimale;
- Tensiometro a monte per la misura di $F_{t,in}$: **Hans Schmidt TS1-100** (tabella 7.1)
- Tensiometro a monte per la misura di $F_{t,out}$: **Hans Schmidt TS1-500** (tabella 7.2)

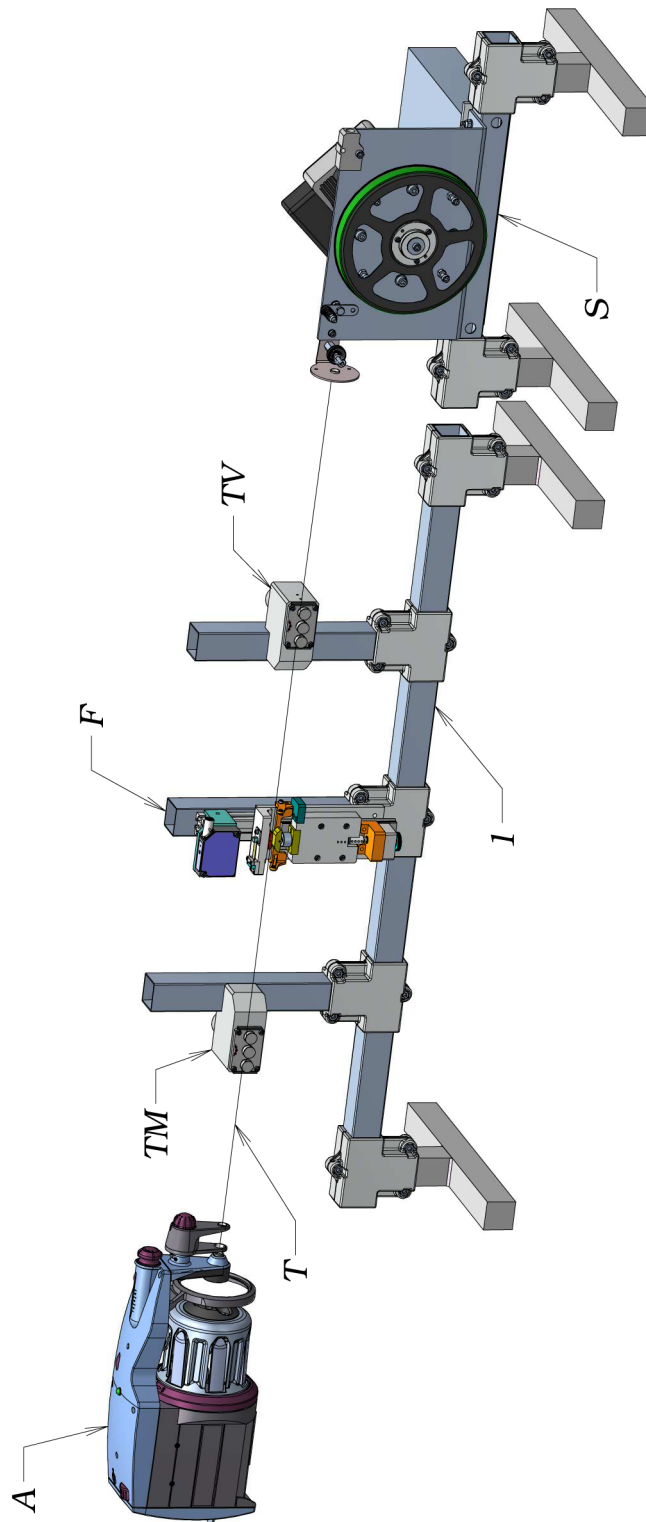


Figura 7.9: Banco prova freno piezoelettrico

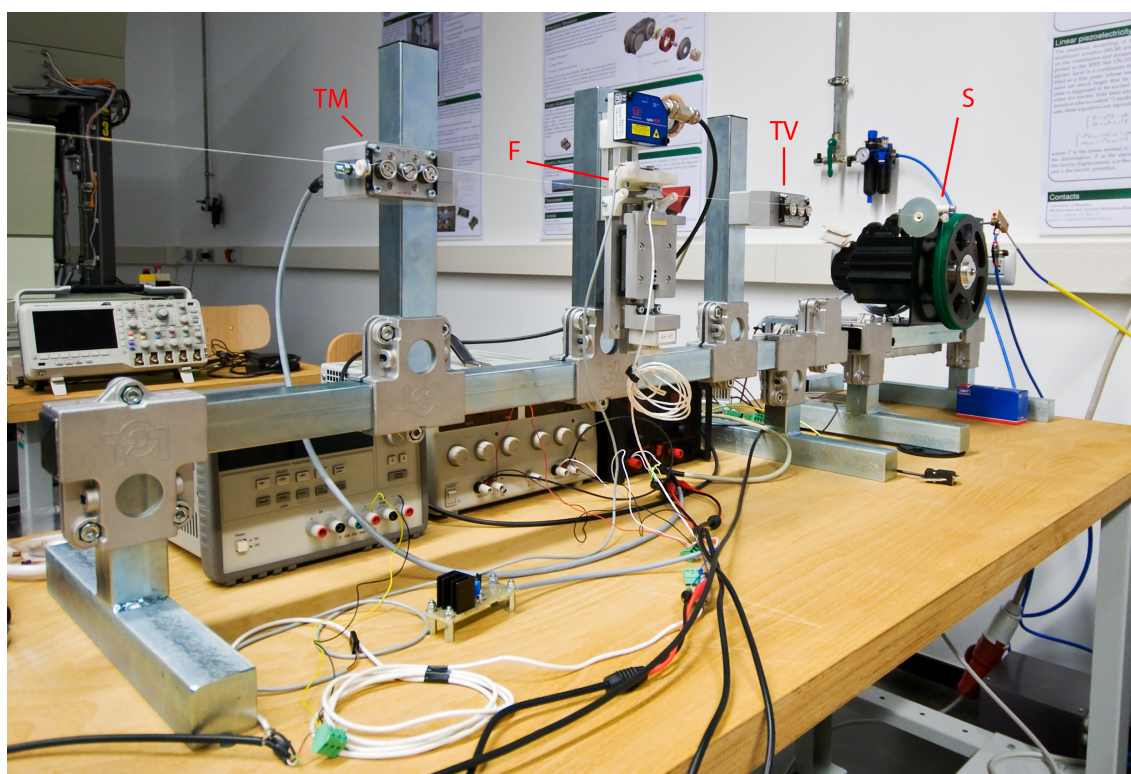


Figura 7.10: Banco prova freno piezoelettrico

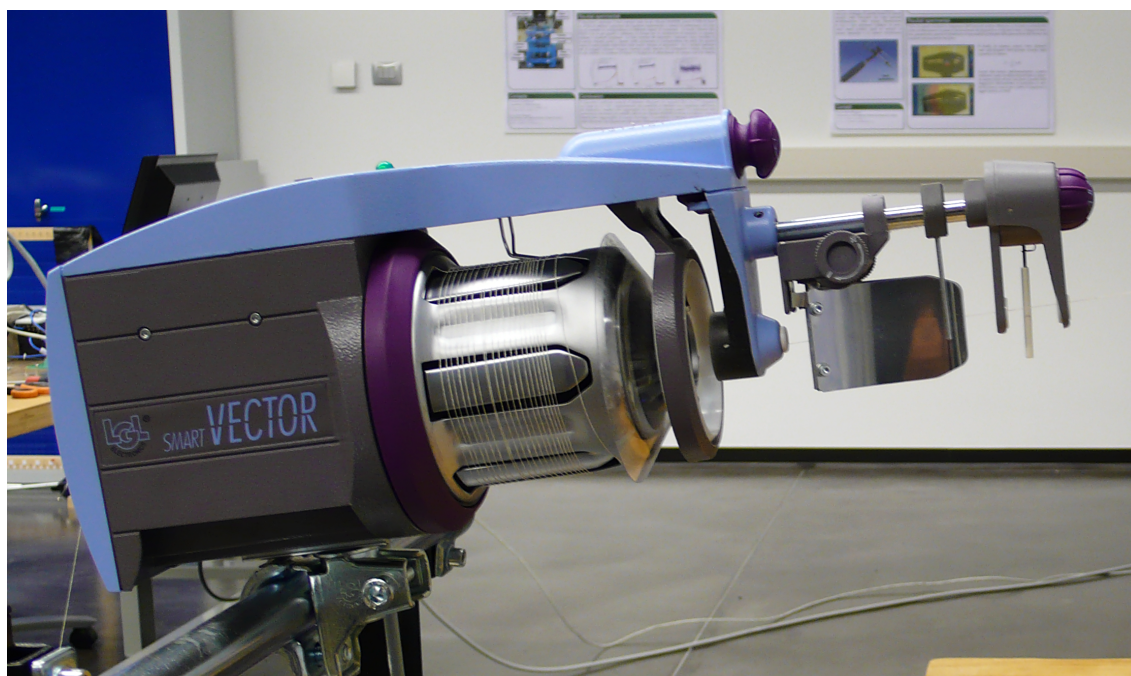


Figura 7.11: Alimentatore di trama

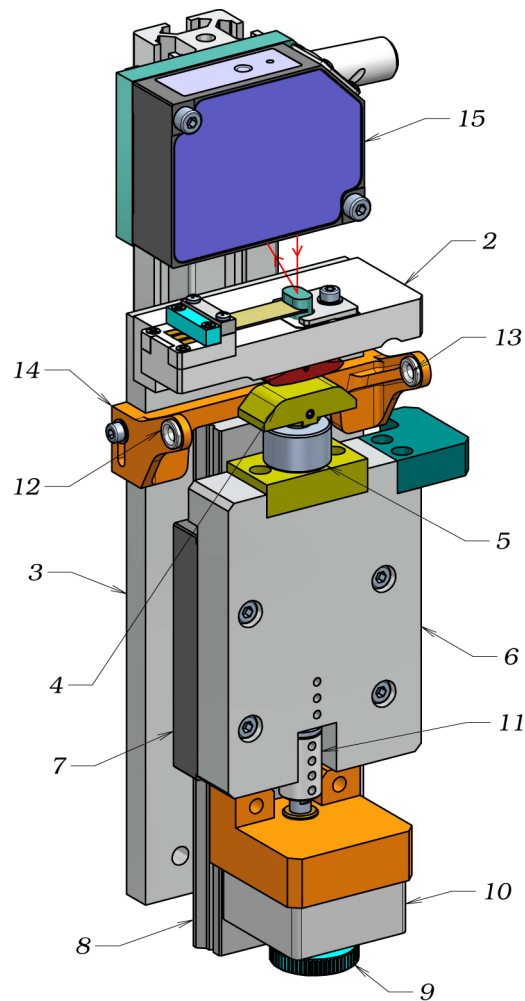


Figura 7.12: Freno piezoelettrico e strumenti di misura

7.4.2 Svolgitore

Lo svolgitore (figura 7.14) è formato dalla puleggia di trascinamento del filo (16), calettata sull'albero del motore brushless (17). Il supporto (18) provvede a separare le spire di di filo avvolte sulla puleggia, mentre l'ugello pneumatico (19) permette lo smaltimento del filo svolto. Il motore (17) è fissato alla struttura (20) su cui è diposto anche l'azionamento (21).

7.5 Confronto analitico-sperimentale

Nel grafico di figura 7.15 viene presentato il confronto teorico-sperimentale, in termini di F_n vs. V_{in} e δ vs. V_{in} , delle prestazioni del freno piezoelettrico in termini

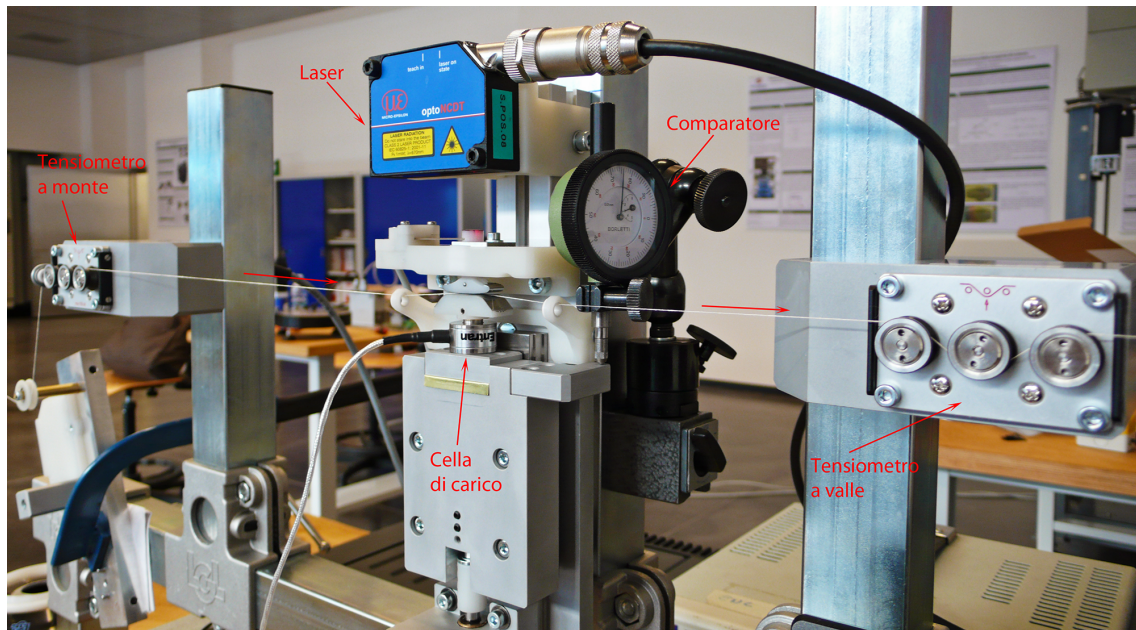


Figura 7.13: Banco prova freno piezoelettrico (zona di misura)

Hans Schmidt TS1-100

Intervallo di misura	0÷100cN
Accuratezza	± 3% F.S.
Banda passante	500 Hz
Alimentazione	15 V dc

Tabella 7.1: Specifiche tensiometro Hans Schmidt TS1-100

‘quasi-statici’. Si nota una buona approssimazione del modello in termini di forza F_n stimata e una discreta aderenza alle misure rispetto allo spostamento δ .

Hans Schmidt TS1-500	
Intervallo di misura	0÷500cN
Accuratezza	± 3% F.S.
Banda passante	500 Hz
Alimentazione	15 V dc

Tabella 7.2: Specifiche tensiometro Hans Schmidt TS1-500

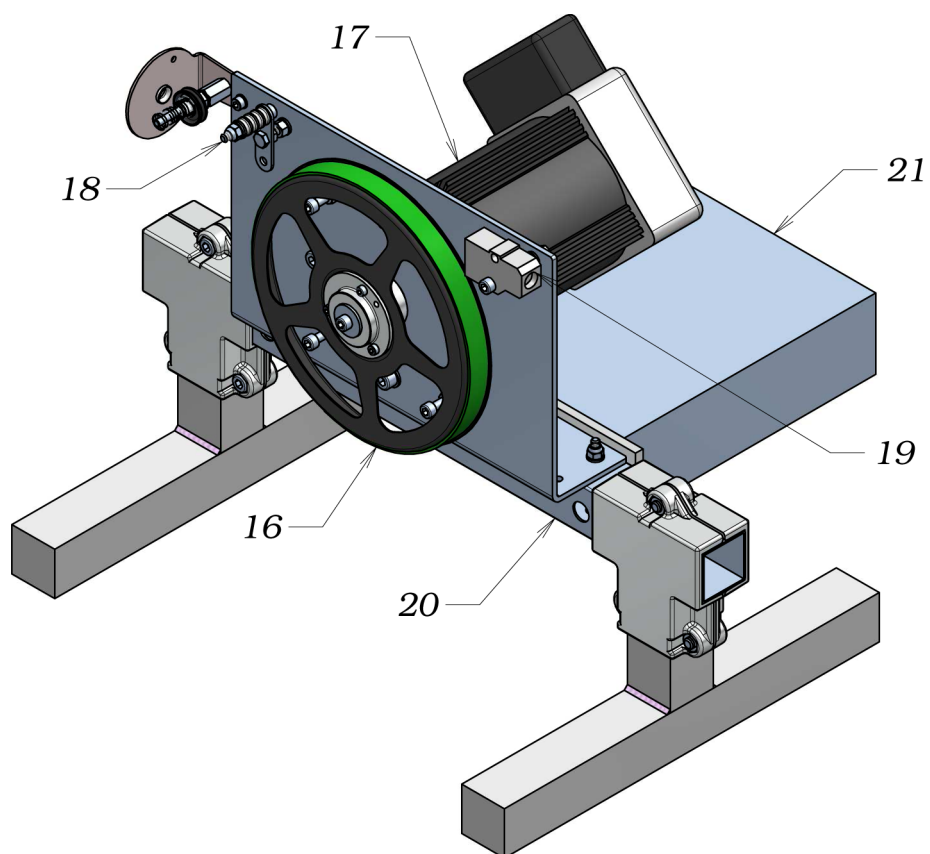


Figura 7.14: Svolgitore del filato

Motore 110SQA06030E	
Coppia massima	6 Nm
Velocità massima	3000 rpm
Tensione di alimentazione	220 V ac
Corrente nominale	7 A
Costante di coppia	0.87 Nm/A
Resistenza d'armatura	0.78 Ω
Induttanza d'armatura	4.44 mH
Momento d'inerzia rotore	6.12 kgcm ²

Tabella 7.3: Specifiche motore 110SQA06030E

Azionamento ELSY Microdrive II	
Alimentazione	trifase 230 V ac
Potenza massima	2.4 kW
Corrente massima	20 A

Tabella 7.4: Specifiche azionamento ELSY Microdrive II

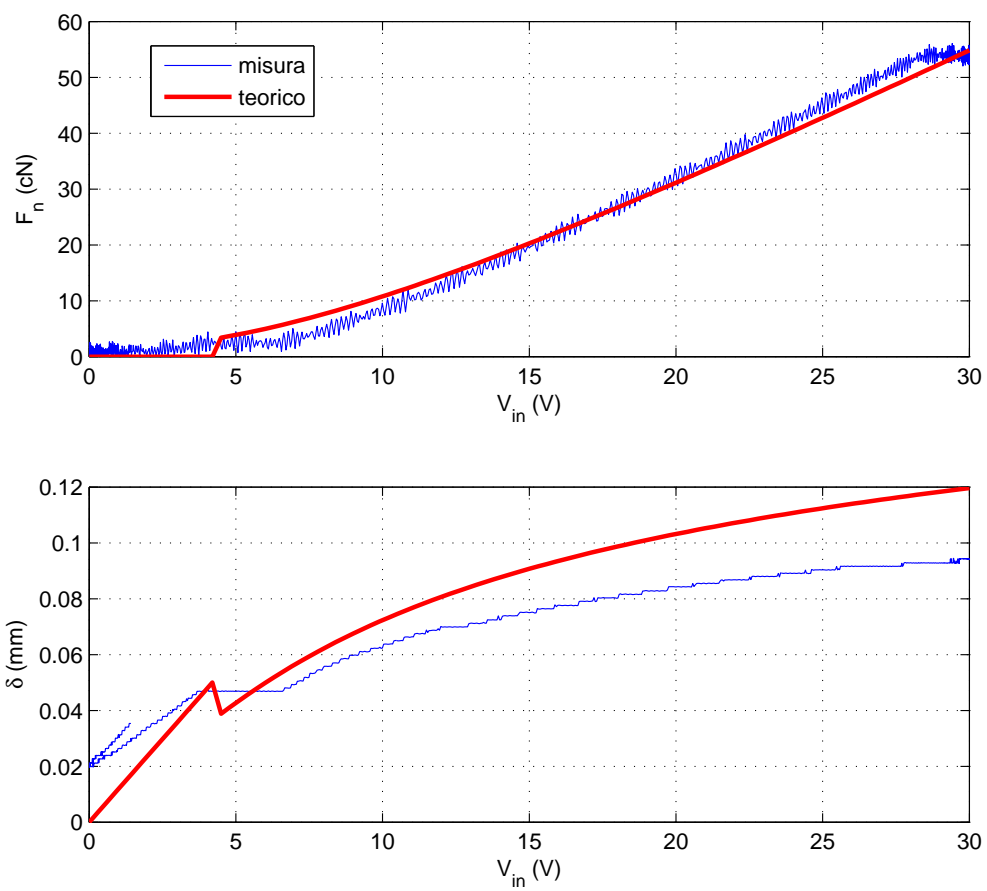


Figura 7.15: Confronto teorico sperimentale F_n vs. V_{in} e δ vs. V_{in}

CONCLUSIONI

Questo lavoro di tesi ha avuto come obiettivo la modellazione dei sistemi di controllo della tensione del filo, utilizzati dagli alimentatori di filato, oltre che l'analisi di possibili nuovi sistemi di attuazione per i freni-filato a controllo attivo. Dopo un'analisi delle soluzioni di frenatura attualmente impiegati (**capitolo 2**) si è passati alla modellazione del comportamento meccanico longitudinale del filato (**capitolo 3**). A causa di una letteratura carente nel settore, si sono rese necessarie delle prove sperimentali per determinare le caratteristiche meccaniche del filato. Queste prove sono state realizzate, con appositi dinamometri impiegati nell'industria tessile, su una ventina di filati di interesse, sia 'rigidi' che elastomerici e testurizzati. Mediante questi strumenti si può ottenere una modellizzazione 'quasi-statica' del comportamento meccanico del filato. I modelli fisico-matematici, ottenuti per regressione dalle misure, a causa della conformazione delle curve $F - A$ del filato, sono delle funzioni definite 'a tratti' sul dominio A . Sempre nel capitolo 3, sono stati presentati dei modelli 'visco-elastici' del filato e una panoramica sugli apparati sperimentali necessari alla loro validazione. Questi infatti devono permettere di eseguire prove a diverse (ed elevate) velocità di deformazione.

Utilizzando i modelli sviluppati precedentemente, è stato creato un modello dinamico non-lineare, in ambiente *Matlab Simulink*, di un freno cinematico (**capitolo 4**). Questo modello permette di ottenere dei risultati che sono in buon accordo con misure sperimentali.

Nel **capitolo 5** è stato sviluppato un modello del freno ad attrito, in particolare dei due parametri 'tessili' che lo caratterizzano, vale a dire il coefficiente d'attrito e la rigidità trasversale del fialto. Per determinare il primo parametro sono state effettuate una serie di prove sperimentali con misuratori d'attrito impiegati nell'industria tessile. La caratterizzazione della rigidità trasversale del fialto è stata invece condotta mediante un apparato sperimentale appositamente realizzato. Le

misure hanno permesso di caratterizzare ‘trasversalmente’ una ventina di filati di interesse, e di sviluppare un modello analitico dedotto dalle misure. La conoscenza del comportamento meccanico trasversale del fialto è propedeutica allo studio di possibili nuove soluzioni di attuazione dei freni a controllo attivo, in particolare mediante l’impiego di materiali ‘intelligenti’.

L’analisi sviluppata nel **capitolo 6**, ha riguardato lo studio di attuatori realizzati con materiali ‘intelligenti’. In particolare sono stati studiati gli attuatori piezoelettrici bender. Basandosi su lavori disponibili in letteratura e sull’impiego del principio dei lavori virtuali (PLV), sono stati sviluppati dei modelli ‘quasi-statico’ e dinamico di questi attuatori. Per la validazione sperimentale dei modelli analitici, è stato realizzato un apposito strumento. I risultati analitici dimostrano un buon accordo con i rilievi sperimentali.

Il **capitolo 7** unisce i risultati sviluppati nel capitolo 5 e 6 ed è dedicato allo studio di un prototipo di freno piezoelettrico. Il prototipo, che utilizza l’attuatore bender precedentemente analizzato, è stato realizzato mediante tecnologie di prototipazione rapida. Anche in questo caso sono stati sviluppati i modelli analitici ‘quasi-statico’ e dinamico del comportamento del freno. La validazione dei risultati è stata possibile grazie ad un ‘banco prova’ del freno appositamente realizzato. Questo sistema permette di simulare sperimentalmente le condizioni di lavoro alle quali sarà utilizzato il freno. Il confronto analitico-sperimentale ha dimostrato la bontà dei modelli sviluppati. Inoltre è stato dimostrato come questi attuatori possano essere una valida alternativa agli attuatori elettro-magnetici attualmente impiegati. Questi sistemi infatti permetterebbero di realizzare freni a controllo attivo meno complessi sia da un punto di vista meccanico che elettrico. Da sottolineare come lo studio proposto nei capitoli 5, 6 e 7 non si limita ai soli materiali piezoelettrici. Potrebbe essere infatti utilmente impiegato per l’analisi dell’impiego di altri materiali intelligenti che mostrano un comportamento simile ai piezoelettrici (deformazione per effetto dell’applicazione di uno ‘stimolo’ esterno).

I possibili **sviluppi futuri** di questo lavoro riguardano tutti gli aspetti analizzati:

- Sviluppo di apparati di misura che permettano la caratterizzazione ‘visco-elastica’ dei filati;
- Analisi del comportamento trasversale ‘visco-elastico’ dei filati;
- Analisi più approfondita dei fenomeni di attrito dei filati;

-
- Studio di algoritmi di controllo per il freno piezoelettrico;
 - Valutazione dell'impiego di diverse configurazioni di freno piezoelettrico;

APPENDICE A

Risultati delle prove di trazione dei filati

Di seguito sono riportati i risultati completi delle prove di trazione dei filati realizzate con il dinamometro USTER Tensorapid 4.

USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 09:31 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

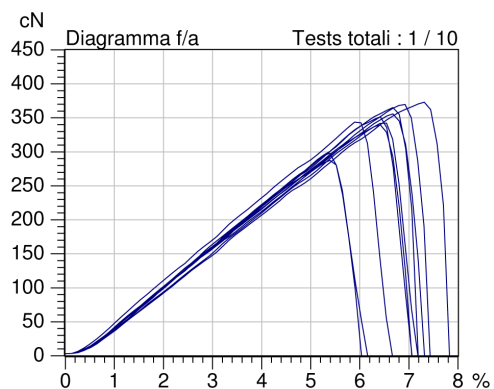
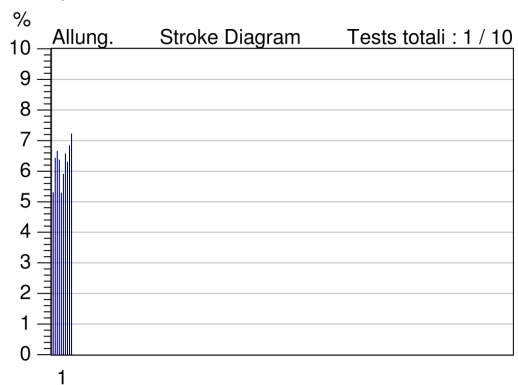
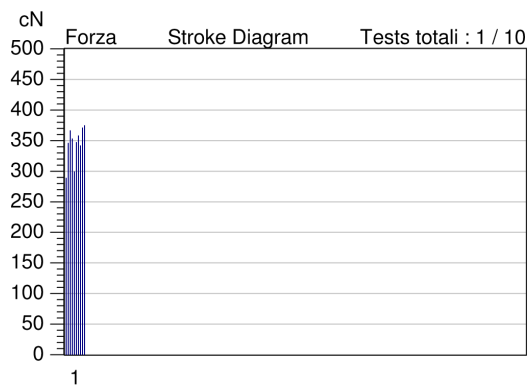
Style 1 ID de pr. RY 660137 Titolo Nom. 29 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 3 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo cotone Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.19	344.3	6.28	11.87	2.72
CV	10.0	8.4	10.0	8.4	18.3
Min	0.16	288.4	5.28	9.95	1.91
Max	0.22	374.3	7.22	12.91	3.41



USTER@ TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:14 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

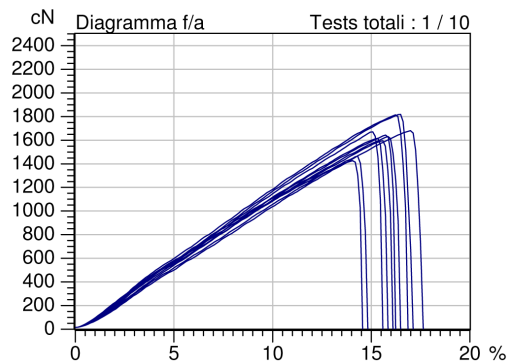
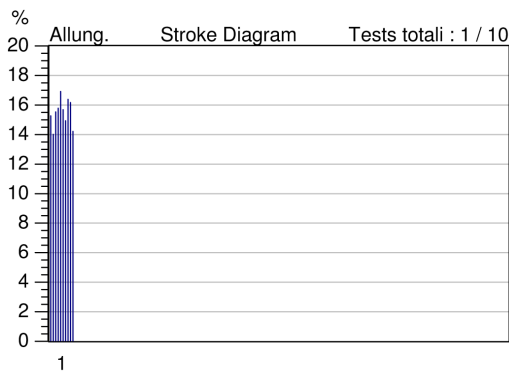
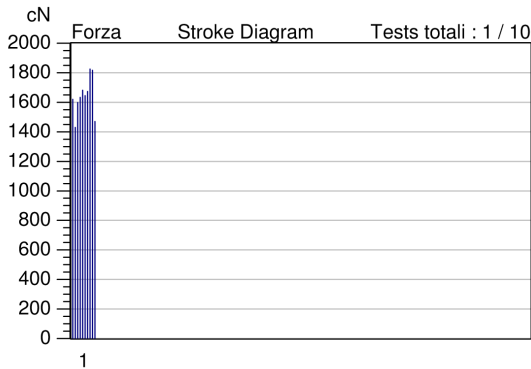
Style 1 ID de pr. RY 660152 Titolo Nom. 98 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 15 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo cotone Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca17

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.47	1639	15.49	16.73	33.35
CV	5.9	7.7	5.9	7.7	12.6
Min	0.42	1430	14.02	14.59	26.65
Max	0.51	1824	16.91	18.62	38.91



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 09:37 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

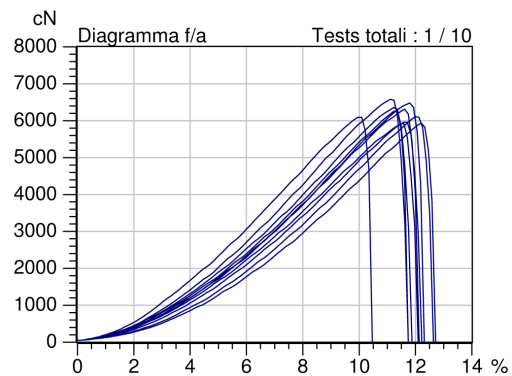
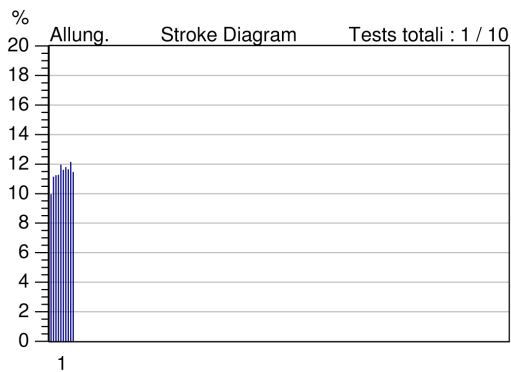
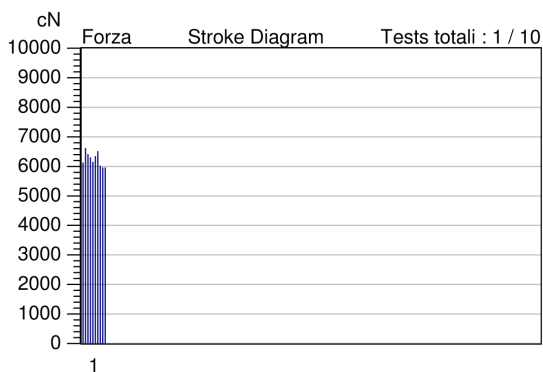
Style 1 ID de pr. RY 660139 Titolo Nom. 367 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 50 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo cotone Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.34	6226	11.39	16.96	72.68
CV	5.4	3.7	5.3	3.7	5.9
Min	0.30	5943	9.92	16.19	65.39
Max	0.37	6604	12.12	17.99	78.92



USTER@ TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:25 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

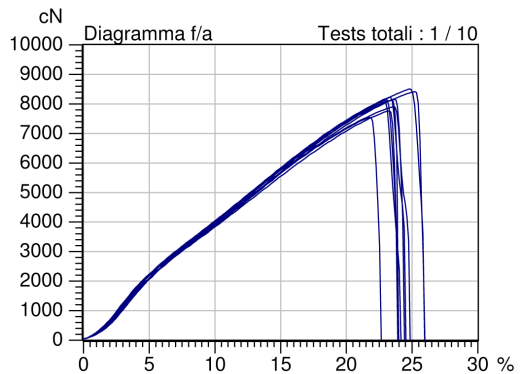
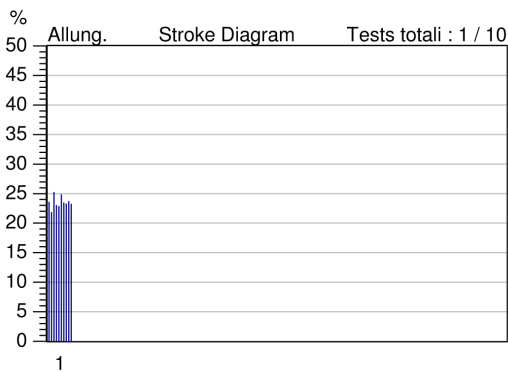
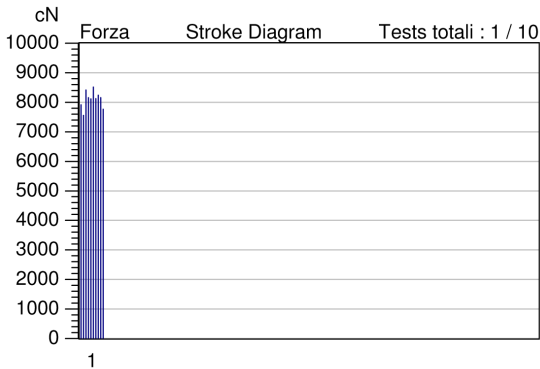
Style 1 ID de pr. RY 660156 Titolo Nom. 699 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 50 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo cotone Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca21

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.70	8096	23.44	11.58	261.9
CV	4.1	3.6	4.1	3.6	7.4
Min	0.65	7554	21.77	10.81	226.0
Max	0.76	8515	25.19	12.18	294.1



USTER® TENSORAPID 4 1.8 SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 11:21 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

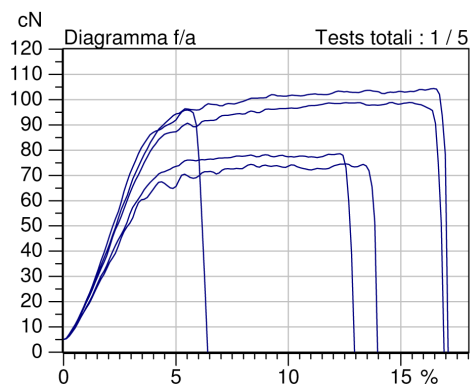
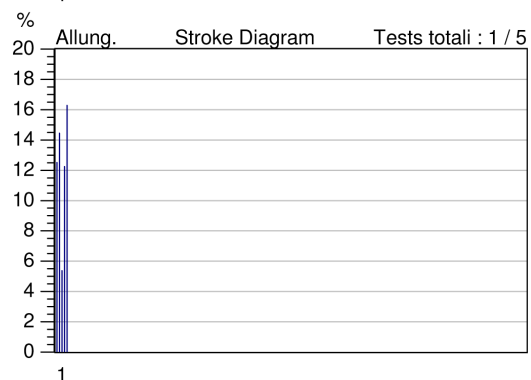
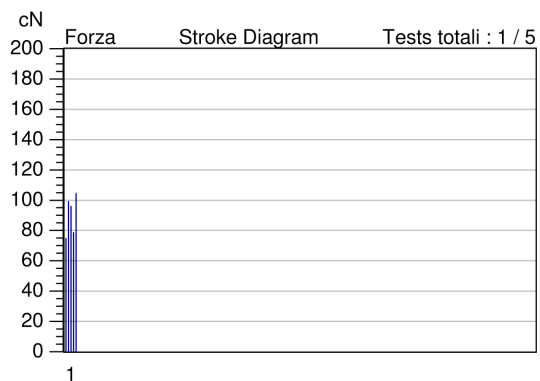
Style 1 ID de pr. RY 660176 Titolo Nom. 14 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 5 v= 5000 mm/min Fv= 5 cN Lh= 250 mm Pcl= 80 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lana Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca25

Tests totali: 1/5 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.36	90.54	12.17	6.47	2.21
CV	33.9	14.5	34.0	14.5	47.3
Min	0.16	74.76	5.37	5.34	0.79
Max	0.49	104.4	16.28	7.46	3.52



USTER@ TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 09:56 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

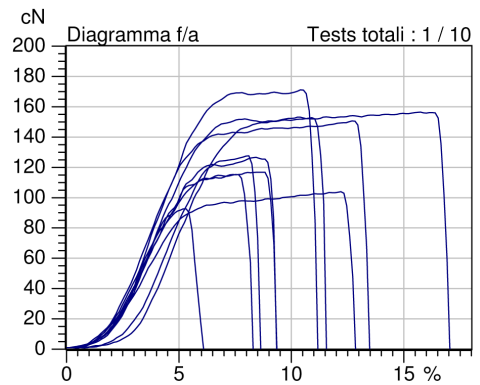
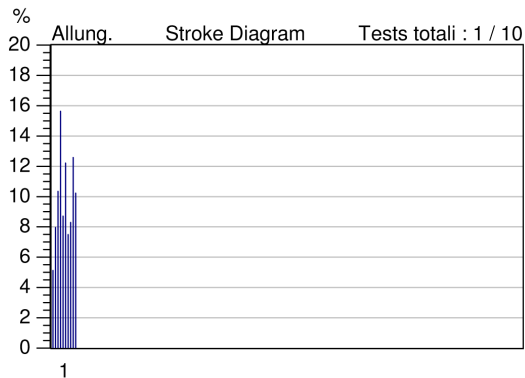
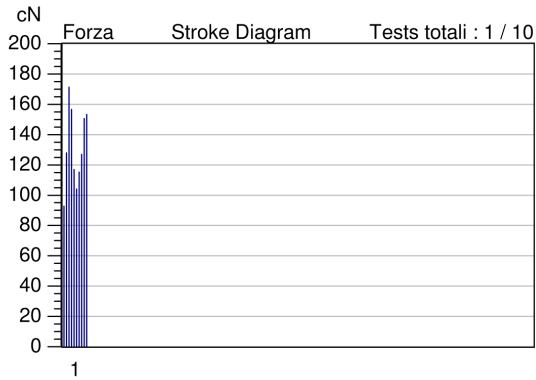
Style 1 ID de pr. RY 660145 Titolo Nom. 20 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 1 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lana Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca 5

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.29	131.6	9.85	6.58	2.01
CV	30.4	19.3	30.6	19.3	53.1
Min	0.15	92.77	5.11	4.64	0.51
Max	0.46	171.4	15.62	8.57	3.98



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:00 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

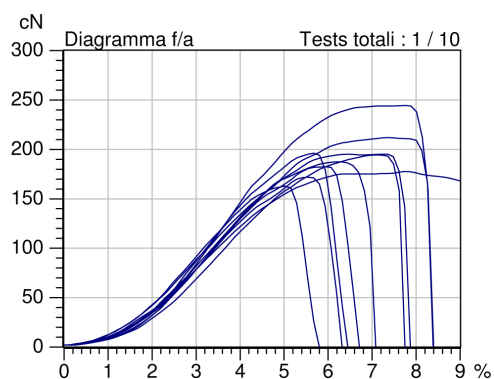
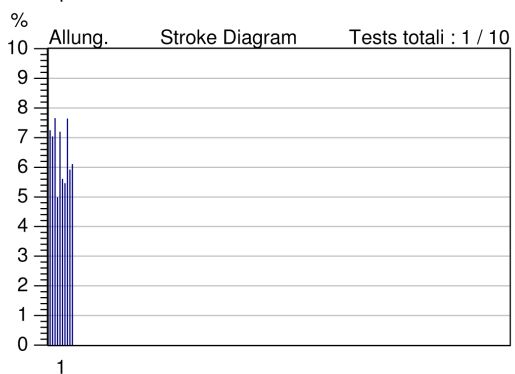
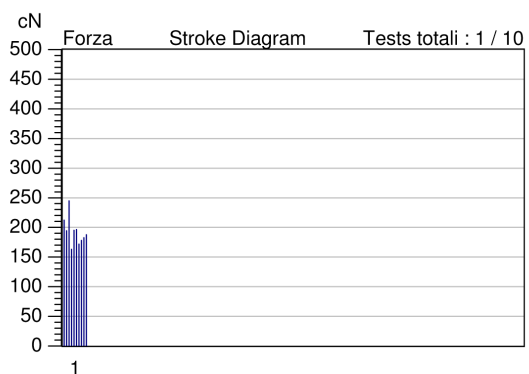
Style 1 ID de pr. RY 660146 Titolo Nom. 26 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 2 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lana Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca 7

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.19	192.6	6.47	7.41	1.60
CV	15.1	11.9	15.1	11.9	30.8
Min	0.15	163.1	4.97	6.27	0.94
Max	0.23	244.6	7.64	9.41	2.49



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:10 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

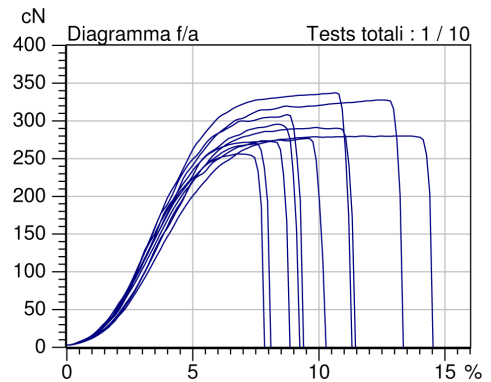
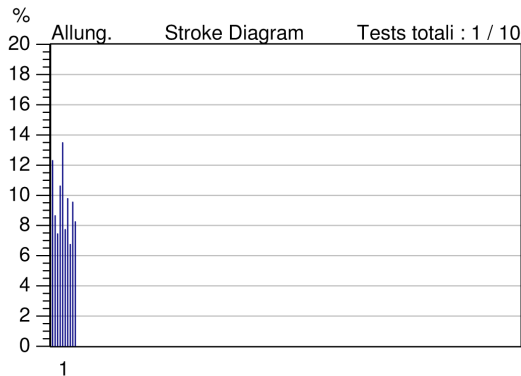
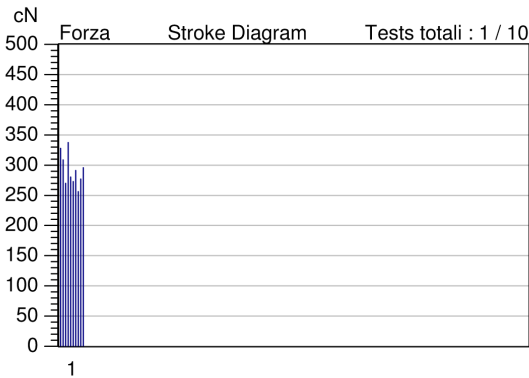
Style 1 ID de pr. RY 660151 Titolo Nom. 40 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 3 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lana Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca 8

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.28	291.7	9.45	7.29	4.33
CV	22.9	9.0	22.9	9.0	37.4
Min	0.20	256.1	6.74	6.40	2.28
Max	0.40	337.4	13.48	8.44	6.88



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:21 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

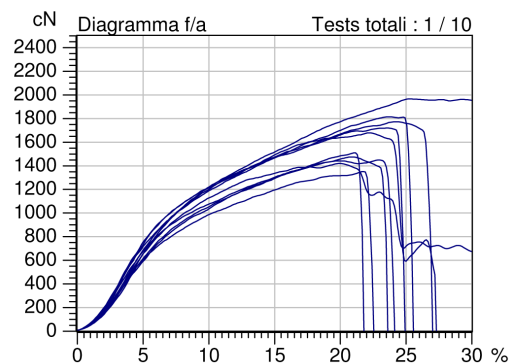
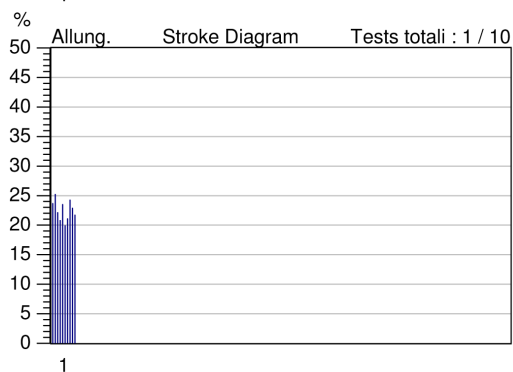
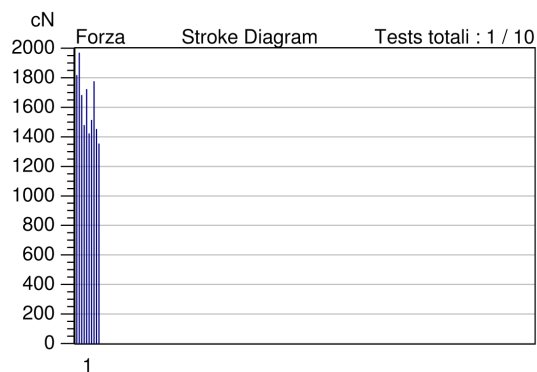
Style 1 ID de pr. RY 660155 Titolo Nom. 342 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 10 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lana Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca10

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.67	1616	22.50	4.73	60.16
CV	7.4	12.5	7.5	12.5	18.1
Min	0.60	1352	19.90	3.95	47.72
Max	0.75	1967	25.20	5.75	77.86



USTER@ TENSORAPID 4 1.8 SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 11:12 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

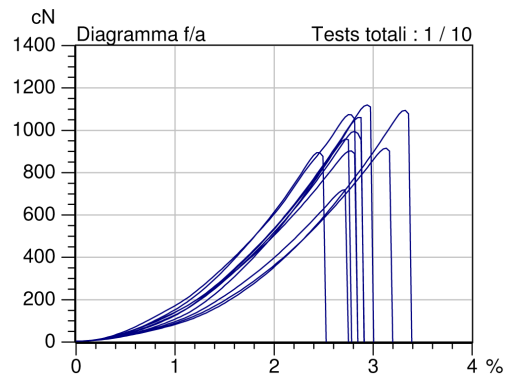
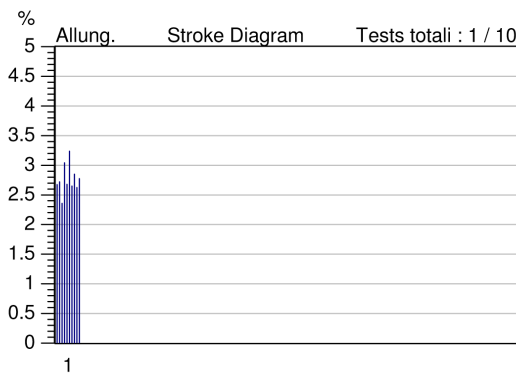
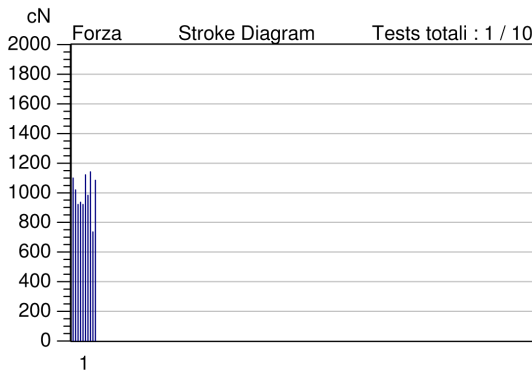
Style 1 ID de pr. RY 660171 Titolo Nom. 53 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 2000 mm/min Fv= 5 cN Lh= 250 mm Pcl= 50 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lino Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca18

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.21	996.0	2.76	18.79	2.42
CV	8.7	12.5	8.7	12.5	16.5
Min	0.18	735.3	2.36	13.87	1.69
Max	0.24	1141	3.24	21.54	2.96



USTER® TENSORAPID 4 1.8 SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 11:42 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

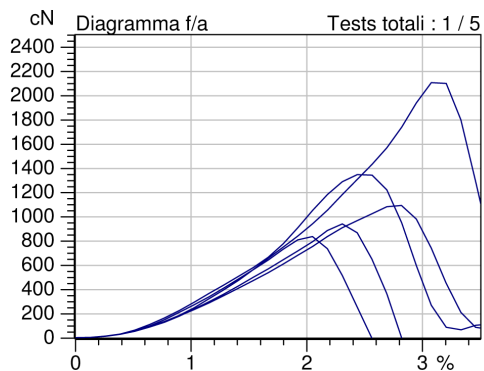
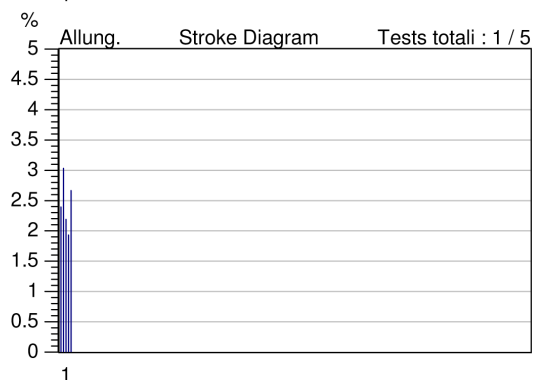
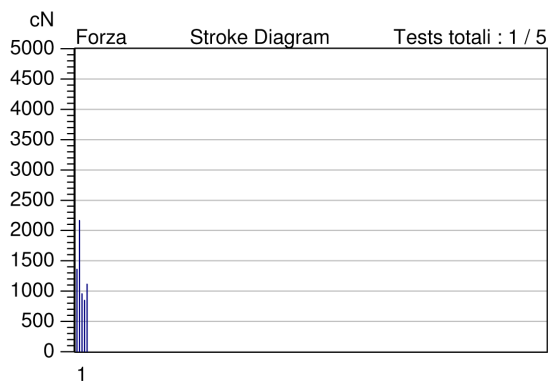
Style 1 ID de pr. RY 660183 Titolo Nom. 243 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 5 v= 5000 mm/min Fv= 5 cN Lh= 250 mm Pcl= 90 %

Tavola e Diagrammi

Articolo lino Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca9

Tests totali: 1/5 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.07	1287	2.44	5.30	3.18
CV	17.4	40.9	17.4	40.9	50.8
Min	0.06	844.5	1.93	3.48	1.66
Max	0.09	2164	3.03	8.91	5.79



USTER@ TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 09:52 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

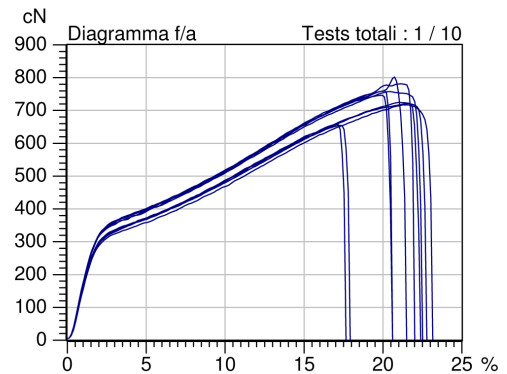
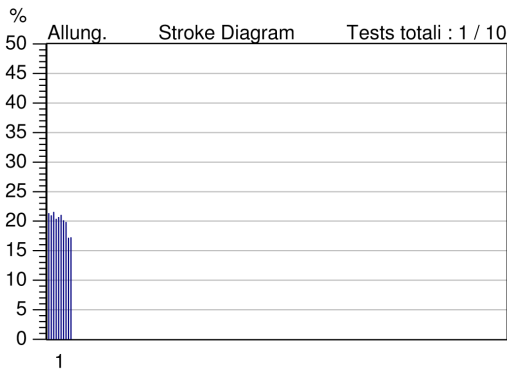
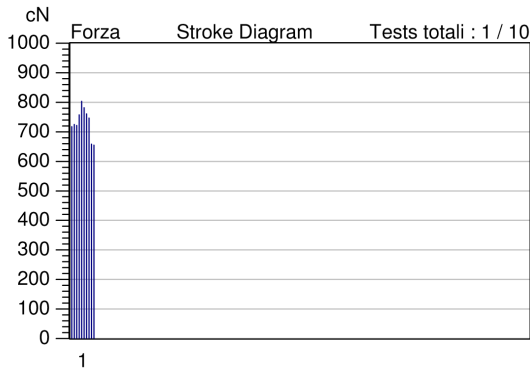
Style 1 ID de pr. RY 660144 Titolo Nom. 32 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 5 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo poliesterre Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca 6

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.60	732.5	19.97	22.89	24.76
CV	7.9	6.6	7.9	6.6	12.5
Min	0.51	654.4	17.10	20.45	19.01
Max	0.64	803.4	21.49	25.10	27.59



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:17 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

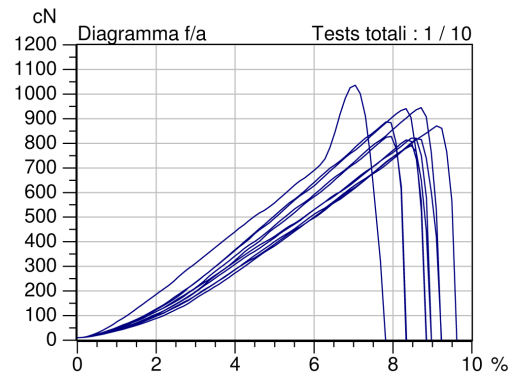
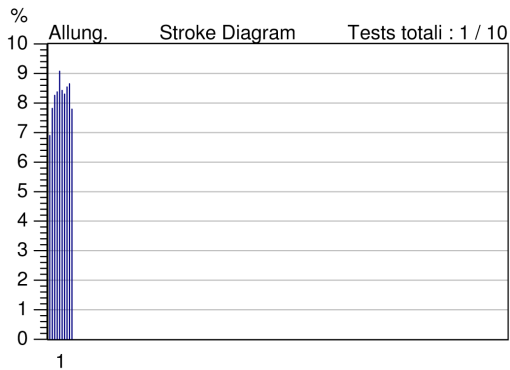
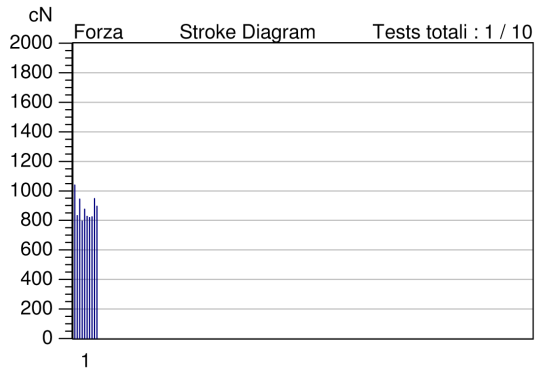
Style 1 ID de pr. RY 660153 Titolo Nom. 204 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 10 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo ciniglia Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca11

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.25	880.0	8.21	4.31	7.72
CV	7.2	8.7	7.3	8.7	9.7
Min	0.21	795.7	6.89	3.90	6.90
Max	0.27	1038	9.08	5.09	9.01



USTER@ TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 10:41 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

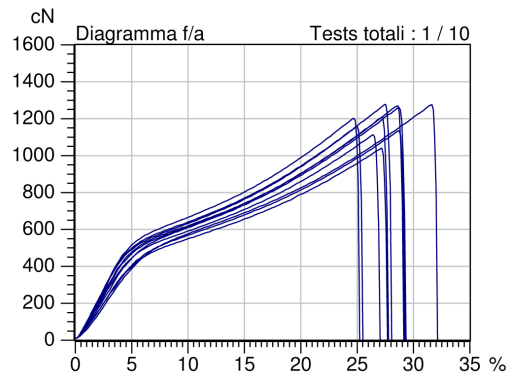
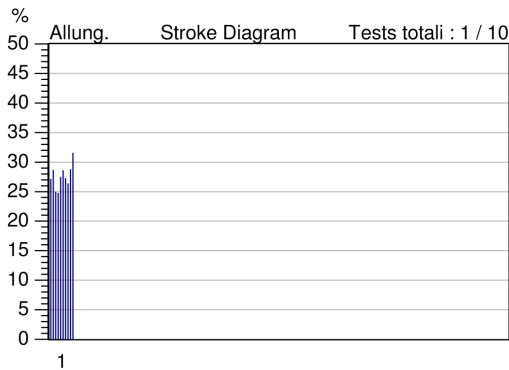
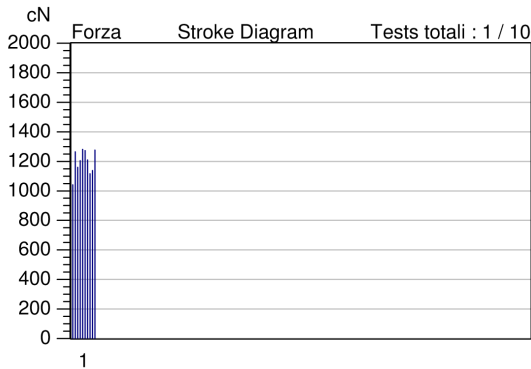
Style 1 ID de pr. RY 660159 Titolo Nom. 379 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 10 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo ciniglia Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca19

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.82	1196	27.49	3.16	47.69
CV	7.4	6.8	7.3	6.8	10.2
Min	0.74	1040	24.70	2.75	41.31
Max	0.95	1281	31.50	3.38	56.25



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 11:45 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

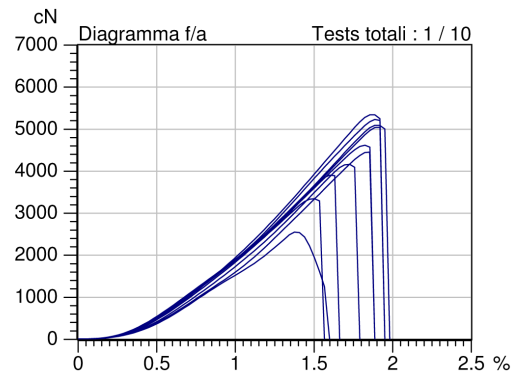
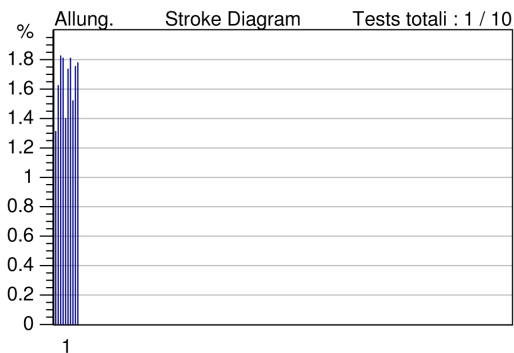
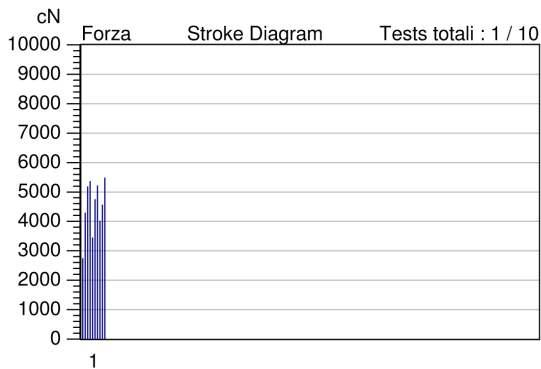
Style 1 ID de pr. RY 660185 Titolo Nom. 244 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 2000 mm/min Fv= 10 cN Lh= 250 mm Pcl= 90 %

Tavola e Diagrammi

Articolo juta Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca16

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.12	4495	1.66	18.42	7.78
CV	11.2	19.9	11.2	19.9	29.2
Min	0.10	2737	1.31	11.22	3.49
Max	0.14	5471	1.82	22.42	10.02



USTER@ TENSORAPID 4 1.8 SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 11:52 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

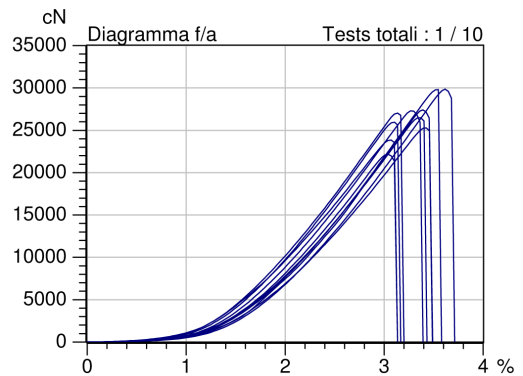
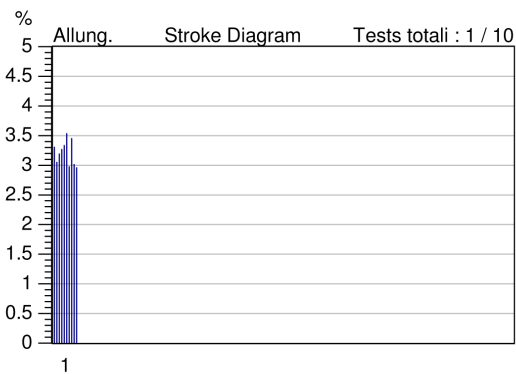
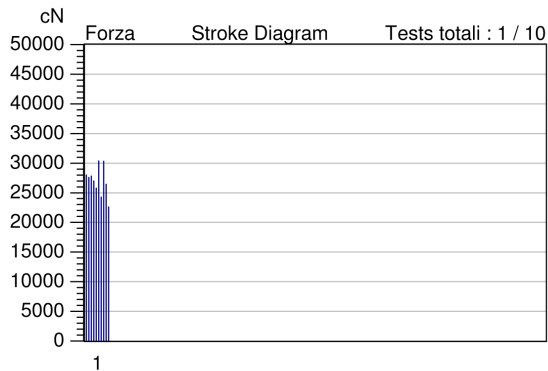
Style 1 ID de pr. RY 660187 Titolo Nom. 1735 tex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 2000 mm/min Fv= 30 cN Lh= 250 mm Pcl= 90 %

Tavola e Diagrammi

Articolo juta Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca15

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.24	27010	3.21	15.57	67.11
CV	6.3		9.0		14.1
Min	0.22	22580	2.96	13.02	50.35
Max	0.26	30380	3.53	17.51	81.42



USTER® TENSORAPID 4 1.8_SP3 UTR4/ 500N Mar 15.06.10 09:42 Operatore G. Bertocchi Pagina 1
 UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI BERGAMO 24044 DALMINE (BG)

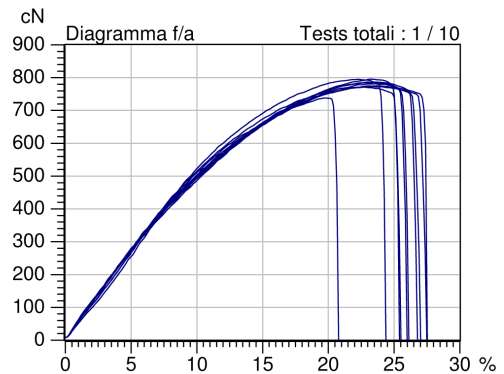
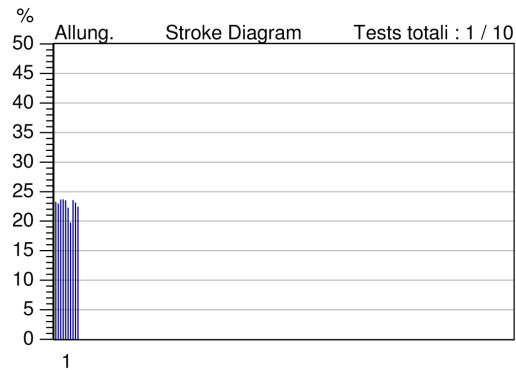
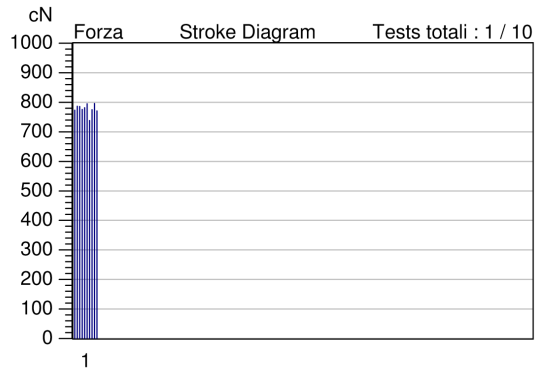
Style 1 ID de pr. RY 660140 Titolo Nom. 25 dtex Torsione nom. 0 T/m
 Tests 1 / 10 v= 5000 mm/min Fv= 8 cN Lh= 250 mm Pcl= 30 %

Tavola e Diagrammi

Articolo viscosa Tipo materiale Filato Machine num. 1
 Uster Statistics
 rocca 4

Tests totali: 1/10 Single test(s)

No	Tempo prova s	Forza cN	Allung. %	Tenacità cN/tex	Lavoro N.cm
Media	0.68	777.7	22.75	311.1	28.44
CV	5.3	2.1	5.2	2.1	7.9
Min	0.59	738.3	19.67	295.3	22.44
Max	0.71	795.4	23.59	318.2	30.09



BIBLIOGRAFIA

- [1] S. Adanur, "Handbook of weaving" *Technomic Publishing company*, 2001
- [2] "Quaderni di tecnologia tessile - Tessitura" *Fondazione ACIMIT*, 2000
- [3] R. Dewas, "Needle weaving loom" *US Patent 2151085*, 1939
- [4] H. Shaw et al. (Picanol NV), "Loom gripper drive with apparatus for changing the path of motion of the gripper band", *US Patent 5853032*, 1998
- [5] K. A. G. Jacobsson et al. (IRO AB), "Output yarn brake", *US Patent 5343899*, 1994
- [6] P. Zenoni et al. (LGL Electronics S.p.A.), "Self-adjusting thread braking device for weft feeder units", *EP0534263B1*, 1997
- [7] B. Maina et al. (ROJ Electrotex S.R.L. (IRO)), "Yarn feeder", *EP0686128B1*, 1997
- [8] L. Vangheluwe et al., "Numerical simulation model for optimisation of weft insertion on projectile and rapier loom" *Mechatronics*, Volume: 5, pag. 183-195, 1995
- [9] L. Vangheluwe et al., "Monte Carlo simulation of new control strategy for the weft brake on air-jet looms" *Textile research journal*, Volume: 70, pag. 281-284, 2000
- [10] N. Celik et al., "A mathematical model for numerical simulation of weft insertion on air-jet weaving machine" *Textile research journal*, Volume: 74, pag. 236-240, 2004
- [11] S. De Meulemeester et al., "Simulation of the dynamic yarn behavior on air-jet looms" *Textile research journal*, Volume: 75, pag. 724-730, 2005

- [12] F. Previdi et al., "A numerical model of the weft yarn filling insertion process in rapier looms" *Proceedings of the 2006 American Control Conference*, pag. 376-381, 2006
- [13] S. De Meulemeester et al., "Three-dimensional simulation of the dynamic yarn behavior on air-jet looms" *Textile research journal*, Volume: 79, pag. 1706-1714, 2009
- [14] T. Pusch et al., "Dynamics of yarn tension on knitting machine" *AUTEX research journal*, Volume: 1, pag. 54-63, 2000
- [15] Y. S. Koo, "Yarn tension variation on the needel during knitting process" *Textile research journal*, Volume: 74, pag. 314-317, 2004
- [16] 'USTER Statistics 2007', www.uster.com
- [17] D. Roylance, "Engineering viscoelasticity" *MIT Open Course Ware*, 2001
- [18] V. P. W. Shim et al., "Modelling deformation and damage characteristics of woven fabric under small projectile impact" *International Journal of Impact Engeneering*, Volume: 16, pag. 585-605, 1995
- [19] A. M. Manich et al., "Viscoelastic modeling of natural and synthetic textile yarns" *Journal of Applied Polymer Science*, Volume: 76, pag. 2062-2067, 2000
- [20] C. Ngo Ngoc, "Costrained dynamic yarn modeling" *Textile research journal*, Volume: 72, pag. 1002-1008, 2002
- [21] V. B. C. Tan et al., "Characterization and constitutive modeling of aramid fibres at high strain rates" *International Journal of Impact Engeneering*, Volume: 35, pag. 1303-1313, 2008
- [22] S. Maatoug et al., "Viscoelastic behavior of starch sized warps" *Journal of Applied Sciences*, Volume: 7, pag. 2376-2379, 2007
- [23] J. M. Freyburger et al., "A new apparatus and method for tensile testing at high strain rates" *Textile research journal*, Volume: 69, pag. 220-228, 1999
- [24] H. Etter (Zellweger Uster AG), "Apparatus for determining strength properties of long textile test material", *US Patent 5050437*, 1991
- [25] B. S. Gupta, "Friction in textile material" *CRC Press*, 2008

- [26] J. H. Jung et al., "Effect of bending rigidity on the capstan equation" *Textile research journal*, Volume: 74, pag. 1085-1096, 2004
- [27] J. et P. Curie, "Développement par compression de l'électricité polaire dans les cristaux hémihédres à faces inclinées" *Bullettin de la Société mineralogique de France*, Volume: 233, pag. 90-93, 1880
- [28] G. Lippmann, "Principe de la conservation de l'électricité" *Annales de chimie et de physique*, Volume: 571, pag. 145-177, 1881
- [29] J. et P. Curie, "Déformations électriques du quartz" *Comptes rendus hebdomadaires des séances de l'académie de sciences*, Volume: 95, pag. 914-917, 1882
- [30] "IEEE Standard on Piezoelectricity" *ANSI/IEEE Standard*, 176, 1987
- [31] J. G. Smits et al., "The constituent equation of piezoelectric bimorphs" *Sensors and Actuators A*, Volume: 28, pag. 41-61, 1991
- [32] M. S. Weinberg, "Working equations for piezoelectric actuators and sensors" *ASME/IEEE Journal of Microelectromechanical Systems*, Volume: 8, 1999
- [33] M. Yocum et al., "Static behavior of piezoelectric actuated beam" *Computers and Structures*, Volume: 80, pag. 1797-1808, 2002
- [34] R. J. Wood et al., "Optimal energy density piezoelectric bending actuators" *Sensors and Actuators A*, Volume: 119, pag. 476-488, 2005
- [35] C. Poizat et al., "On analytical and finite element modelling of piezoelectric extension and shear bimorphs" *Computers and Structures*, Volume: 84, pag. 1426-1437, 2006
- [36] R. G. Ballas et al., "The constituent equations of piezoelectric multilayer bending actuators in closed analytical form and experimental results" *Sensors and Actuators A*, Volume: 130-131, pag. 91-98, 2006
- [37] C. Maurini et al., "Extension of the Euler-Bernoulli model of piezoelectric laminates to include 3D effects via a mixed approach" *Computers and Structures*, Volume: 84, pag. 1438-1458, 2006

- [38] S.C. Woo et al., "Prediction of actuating displacement in a piezoelectric composite actuator with a thin sandwiched PZT plate by a finite element simulation" *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume: 21, pag. 455-464, 2007
- [39] R. Dunsh et al., "Unified mechanical approach to piezoelectric bender modeling" *Sensors and Actuators A*, Volume: 134, pag. 436-446, 2007
- [40] R. G. Ballas, "Piezoelectric multilayer beam bending actuators: static and dynamic behavior and aspects of sensor integration" *Springer Verlag*, 2007
- [41] H.J. Xiang et al., "Static analysis for multi-layered piezoelectric cantilevers" *International Journal of Solids and Structures*, Volume: 45, pag. 113-128, 2008
- [42] S. M. Yang et al., "Modal analysis of stepped beams with piezoelectric materials" *Journal of Sound and Vibrations*, Volume: 176, pag. 289-300, 1994
- [43] A. T. Kollias et al., "Time domain simulation and measurements for piezoelectric bimorphs" *Sensors and Actuators A*, Volume: 116, pag. 293-303, 2004
- [44] F. Narita et al., "Analytical and experimental study of nonlinear bending response and domain wall motion in piezoelectric laminated actuators under ac electric field" *Acta Materialia*, Volume: 53, pag. 4523-4529, 2005
- [45] T. Li et al., "High amplitude vibration of piezoelectric bending actuators" *Journal of Electroceramics*, Volume: 18, pag. 231-242, 2007
- [46] S. S. Rao, "Mechanical vibrations (4th edition)" *Pearson Prentice-Hall*, 2004
- [47] J. Verhulst et al. (Picanol NV), "Thread clip" *EP0299553*, 1989
- [48] H. J. Hone et al. (Karl Mayer Textilmaschinenfabrik), "Arrangement for setting thread tension" *US Patent 5842661*, 1998
- [49] R. Nani et al. (Nuova Vamatex S.p.A.), "Piezoelectric effect actuator in particular for use in textile machines" *EP1037288*, 1999
- [50] W. Herrlein et al. (Lindauer Dornier GmbH), "Thread tension regulation in a thread brake device and method in a textile processing machine" *US Patent 2003/0196718*, 2003

-
- [51] W. W. Clark, "Vibration control with state-switched piezoelectric material" *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Volume: 11, pag. 263-271, 2000
- [52] A. Ramaratnam et al., "Semi-active vibration control using piezoelectric-based switched stiffness" *Proceedings of the 2004 American Control Conference*, pag. 5461-5466, 2004