

# **POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in  
Ingegneria Meccanica



## **REINGEGNERIZZAZIONE DEL CICLO DI SVILUPPO DI CAVI SPIRALATI E RIPROGETTAZIONE DI UNA MACCHINA SPIRALATRICE**

Relatore: Prof. Gaetano CASCINI

Tesi di Laurea di:

Claudio ACCORSI Matr. 800982

Anno Accademico 2013 - 2014



*A mio padre*



# INDICE GENERALE

<b>INDICE GENERALE</b> .....	<b>I</b>
<b>INDICE FIGURE</b> .....	<b>VII</b>
<b>INDICE TABELLE</b> .....	<b>XIV</b>
<b>SOMMARIO</b> .....	<b>XVII</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>XIX</b>
<b>INTRODUZIONE</b> .....	<b>XXI</b>
<b>Parte 1: contesto e tecnologia</b> .....	<b>1</b>
<b>1. IL CONTESTO AZIENDALE ED IL SETTORE DEI CAVI SPECIALI</b> .....	<b>1</b>
Introduzione .....	1
1.1. L'azienda .....	1
1.2. I cavi speciali .....	2
1.3. La strategia aziendale .....	4
Sommaio .....	5
<b>2. LA SCHERMATURA DI CAVI</b> .....	<b>7</b>
Introduzione .....	7
2.1. Schermatura elettromagnetica .....	7
2.2. Schermature di cavi .....	8
2.3. Schermi a spirale: caratteristiche ed impieghi .....	12
2.3.1. Broad Casting (Trasmissione Audio-Video).....	14
2.3.2. Cavi robotica per flesso torsione.....	14
Sommaio .....	17
<b>3. LA LAVORAZIONE DI SPIRALATURA: MACCHINE E PROCESSO</b> .....	<b>19</b>
Introduzione .....	19
3.1. Impieghi della lavorazione .....	19
3.2. Il processo e le macchine.....	19
3.3. La tecnologia dell'azienda: limiti e caratteristiche.....	26
3.4. Parametri di processo .....	34
3.5. Scelta e limiti dei parametri di processo.....	39

Sommario.....	42
<b>Parte 2:ottimizzazione e analisi di intervento .....</b>	<b>43</b>
<b>4. OTTIMIZZAZIONE E CONTROLLO DEI PARAMETRI DI PROCESSO.....</b>	<b>43</b>
Introduzione.....	43
4.1. Velocità di lavorazione ed imputazione del costo di schermatura.....	43
4.2. Definizione parametri di processo e dati di lavorazione: costruzione del processo di calcolo.....	45
4.3. Definizione delle velocità di trasformazione effettiva.....	47
4.4. Definizione dei tempi di fermo macchina.....	50
4.4.1. Identificazione tempi operazioni base .....	50
4.4.2. Allocazione dei tempi operazione .....	54
4.5. Definizione della velocità lavorazione e del costo di lavorazione.....	55
4.6. Considerazioni sui risultati ottenuti e confronto con i risultati interni .	58
4.7. Utilità e modalità di impiego del lavoro implementato .....	61
Sommario.....	62
<b>5. ANALISI DI RICONDIZIONAMENTO REPARTO E SCELTE DI INVESTIMENTO.....</b>	<b>65</b>
Introduzione.....	65
5.1. Limiti del reparto ed alternative d'intervento .....	65
5.2. Analisi e previsioni volumi di produzione.....	67
5.3. Revisione dimensionamento reparto .....	72
5.4. Alternative di intervento e costi associati .....	76
5.4.1. Ricondizionamento e messa a norma vecchio macchinario .....	76
5.4.2. Acquisto nuovo macchinario .....	77
5.4.3. Conversione delle linee di trecciatura.....	78
5.5. Comparazione e scelta fra le configurazioni di reparto .....	80
5.5.1. Ricondizionamento della vecchia macchina.....	80
5.5.2. Acquisto nuova macchina.....	81
5.5.3. Conversione di una linea di trecciatura .....	81
5.5.4. Conversione di due linee di trecciatura .....	82
5.5.5. confronto.....	83
Sommario.....	85

<b>Parte 3: intervento di riprogettazione .....</b>	<b>87</b>
<b>6. INTERVENTO DI MODIFICA DELLE MACCHINE TRECCIATRICI: VINCOLI E REQUISITI DI PROGETTO .....</b>	<b>87</b>
Introduzione .....	87
6.1. Obiettivi.....	87
6.2. Descrizione della macchina trecciatrice .....	88
6.2.1. Struttura generale .....	88
6.2.2. I fusi e le spole .....	88
6.3. Requisiti e vincoli di progetto .....	90
6.4. Macchina spiraletrice: descrizione dei sottosistemi adottati .....	94
6.4.1. Sistema di avanzamento del cavo .....	94
6.4.2. Sistema di raccolta .....	95
6.4.3. Sistema di applicazione.....	96
6.5. Descrizione ed analisi funzionale del sistema di applicazione.....	97
6.6. Identificazione delle criticità del sistema e dei criteri di progettazione.....	100
6.6.1. Transitorio di avvio repentino .....	104
6.6.2. Macchina a regime con velocità sostenute.....	105
6.6.3. Arresto con bloccaggio immediato della macchina .....	106
6.6.4. Criteri guida .....	107
Sommaio .....	108
<b>7. TENSIONE DEI FILI ED IDEAZIONE DI UN SISTEMA DI FRENATURA DELLA SOPOLA VARIABILE.....</b>	<b>109</b>
Introduzione .....	109
7.1. Criticità legate alla variazione di tensione.....	109
7.1.1. Situazione di sovratensione.....	111
7.1.2. Situazione di sottotensione.....	112
7.1.3. Disomogeneità tra le tensioni.....	113
7.2. Analisi dei fattori determinanti la variazione della tensione e soluzioni proposte dai sistemi aziendali .....	114
7.2.1. La dinamica di svolgimento e consumo del materiale .....	115
7.2.2. Soluzioni parziali proposte: caratteristiche e criticità .....	117
7.3. Generazione di soluzioni ai problemi legati alla tensione del filo .....	119
7.4. Scelta di intervento e concept finale.....	125

7.4.1. Descrizione del concept.....	126
7.5. Modello definitivo e soluzioni costruttive .....	129
7.5.1. Ballerino .....	129
7.5.2. Pista strusciante .....	133
7.5.3. Sistema completo.....	133
Sommario.....	134
<b>8. SOTTOSISTEMI MINORI E CONSIDERAZIONI SUGLI ANGOLI DI LAVORAZIONE.....</b>	<b>135</b>
Introduzione.....	135
8.1. Sistema allarme rottura filo.....	135
8.2. Sistema guidacavo .....	136
8.2.1. Sistema guidacavo superiore .....	137
8.2.2. Sistema guidacavo inferiore .....	140
Sommario.....	142
<b>9. PROGETTAZIONE DEL ROTORE E DELL'ELEMENTO DI SUPPORTO .....</b>	<b>143</b>
Introduzione.....	143
9.1. Componenti principali: relazioni e vincoli di progettazione.....	143
9.2. Vincoli di assemblaggio e sottocomponenti di collegamento.....	146
9.2.1. Telaio-motore .....	146
9.2.2. Motore-rotore.....	147
9.2.3. Telaio-rotore .....	148
9.3. Dimensionamento dell'albero rotorico .....	150
9.3.1. Stima delle sollecitazioni.....	151
9.3.2. Verifiche di resistenza statica ed a fatica ed inflessioni .....	154
9.3.3. Considerazioni sulla definizione dello spessore e scelta dei cuscinetti.....	155
9.3.4. Geometria definitiva .....	156
9.4. Dimensionamento supporto cuscinetti .....	157
9.5. Dimensionamento disco rotorico .....	159
9.5.1. Identificazione delle sollecitazioni .....	160
9.5.2. Configurazione geometrica del sistema fusi-rotore.....	165
9.5.3. Definizione inclinazione massima della configurazione scelta...	170

9.5.4. Orientazione del fuso ed ingombro in direzione assiale del sistema	172
9.5.5. Individuazione dei limiti del sistema definito .....	174
9.5.6. Definizione geometria, spessori e materiale del disco rotorico ..	178
Sommario .....	186
<b>10. DIMENSIONAMENTO DEL MOTORE E DELLA TRASMISSIONE ED ASSEMBLAGGIO FINALE .....</b>	<b>187</b>
Introduzione .....	187
10.1. Dimensionamento del motore.....	187
10.1.1. Velocità massima del motore .....	187
10.1.2. Coppia massima necessaria.....	188
10.1.3. Coppia a regime .....	189
10.1.4. Scelta del motore.....	190
10.2. Scelta e dimensionamento della trasmissione .....	191
10.3. Assemblaggio finale e definizione delle dimensioni definitive dei componenti.....	193
10.3.1. Vincoli e criteri di assemblaggio.....	193
10.3.2. Scelta della configurazione e dimensioni finali .....	195
Sommario .....	200
<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>201</b>
Introduzione .....	201
Risultati ottenuti .....	201
I Costi .....	203
Bilancio complessivo sull'attività e parametri decisionali.....	203
Esperienze acquisite .....	205
Sommario .....	205
<b>APPENDICE 1 .....</b>	<b>207</b>
Valutazione economica del filo d'apporto in funzione del diametro $df$ .....	207
<b>APPENDICE 2 .....</b>	<b>209</b>
2.1 Algoritmo per l'assegnazione dei parametri di processo ottimali in funzione dei requisiti tecnici e valutazioni economiche .....	209
2.2 Capienza delle bobine in funzione delle caratteristiche dimensionali del cavo avvolto .....	214
2.3 Allocazione dei tempi di fermo macchina in funzione della capienza degli elementi di supporto dimensione del prodotto e del lotto in lavorazione	216

2.4	Foglio di calcolo dati di lavorazione.....	218
<b>APPENDICE 3.....</b>		<b>219</b>
3.1	Analisi delle tendenze produttive degli elementi spiralati .....	219
3.2	Allocazione dei tempi di set-up e calcolo delle ore di fabbisogno produzione Hf per il target produttivo stimato nell'anno avvenire. ....	223
3.3	Scheda dei costi diretti anno 2014 .....	227
3.4	Ricalcolo voci di costo per le configurazioni di impianto .....	228
<b>APPENDICE 4.....</b>		<b>229</b>
4.1	Descrizione della macchina trecciatrice e dei componenti principali.	229
4.2	Definizione parametri di processo relativi alle lavorazioni dei cavi di diametro minimo e massimo spiralabili dalla macchina in progettazione.....	234
<b>APPENDICE 5.....</b>		<b>235</b>
5.1	La dinamica di svolgimento della spola e consumo del materiale	235
5.2	Modellazione del sistema frenante variabile ideato .....	240
<b>APPENDICE 6.....</b>		<b>243</b>
	Analisi e definizione dei parametri legati alla deviazione del fascio di fili da parte della boccola guidacavo.....	243
<b>APPENDICE 7.....</b>		<b>247</b>
7.1	Dimensionamento dell'albero rotorico .....	247
7.2	Verifica collegamento albero cavo e puleggia di trasmissione.....	257
7.3	Cuscinetti definitivi individuati per il vincolamento del rotore .....	258
7.4	Dimensionamento flangia albero cavo.....	259
7.5	Dimensionamento flangia per supporto cuscinetti.....	259
7.6	Limite d'inclinazione del fuso per problema di contatto tra le spole .	262
7.7	Definizione della corretta coppia di serraggio per l'adattamento dei bulloni del fuso .....	264
7.8	Definizione dello scostamento massimo del bordo del disco .....	267
7.9	Simulazione ad elementi finiti .....	268
7.10	Definizione e verifica del collegamento disco-albero del rotore .....	270
<b>APPENDICE 8.....</b>		<b>273</b>
	Identificazione tensione di lavoro.....	273
<b>ELENCO DEI SIMBOLI.....</b>		<b>275</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>		<b>278</b>

# INDICE FIGURE

Figura 1.1 Struttura generale di un generico cavo per applicazioni speciali. La numerazione identifica i diversi elementi principali individuabili nella composizione del cavo. ....	3
Figura 2.1 Tipologie di schermo applicate al cavo. In ordine da sinistra a destra sono rappresentati lo schermo a nastro, lo schermo a treccia, lo schermo a spirale ed una schermatura mista. ....	11
Figura 2.2 Comparativa dell' impedenza di trasferimento di diverse soluzioni schermanti in funzione della frequenza del segnale attenuato .....	11
Figura 2.3 Catene portacavi per il collegamento di organi in movimento.....	15
Figura 2.4 Immagini rappresentative dell'impiego di cavi nelle applicazioni robotiche. (a) braccio robotico dotato di cavi per flessione torsione. (b) canalina mobile per l'alloggiamento dei conduttori. (c) rappresentazione costitutiva di un cavo per flessione torsione.....	16
Figura 3.1 Struttura generale di una macchina per spiratura.....	23
Figura 3.2 Schema della sequenza delle operazioni di preparazione alla lavorazione .....	26
Figura 3.3 Testa di lavoro in dotazione alle macchine dell'azienda.....	27
Figura 3.4 Spole utilizzate dalle macchine dell'azienda.....	27
Figura 3.5 Schema costitutivo della Macchina 1 .....	28
Figura 3.6 Schema costitutivo della Macchina 2 .....	29
Figura 3.7 Schema costitutivo della Macchina 3 .....	29
Figura 3.8 Schermatura totale tramite disposizione longitudinale dei fili sul cavo .....	35
Figura 3.9 Schermatura totale tramite disposizione ad elica di un unico filo attorno al cavo .....	36
Figura 3.10 Rappresentazione dell'influenza del numero di fili necessario alla copertura totale al variare del passo di lavorazione .....	37
Figura 4.1 Bobina con spire di cavo avvolto.....	50
Figura 4.2 Sezione delle bobine di supporto a mostrare la capienza in termini di spire di cavo avvolgibili. A sinistra immagine del cavo non schermato, a destra del cavo schermato.....	51

Figura 4.3 Andamento della velocità di trasformazione ideale velocità di trasformazione effettiva e velocità di lavorazione in funzione dei chilometri prodotti dell'elemento spiralato relativo al codice GDB 0.22/233 .....	59
Figura 4.4 Andamento della velocità di trasformazione ideale velocità di trasformazione effettiva e velocità di lavorazione in funzione dei chilometri prodotti dell'elemento spiralato relativo al codice IDE 1.70/507 .....	59
Figura 4.5 Confronto tra la velocità di lavorazione calcolata con il metodo presentato nel capitolo e velocità di lavorazione per l'elemento spiralato del codice GDB 0.22/233 stimata tramite il criterio aziendale.....	60
Figura 4.6 Percentuale di sottostima della velocità di progetto dell'elemento spiralato GDB 0.22/233 data dal criterio aziendale e la velocità di lavorazione derivata dal metodo presentato .....	60
Figura 4.7 Percentuale di scostamento tra le velocità di progetto definite dall'azienda e le velocità di lavorazione definite dal metodo presentato per la lavorazione di spiralatura in funzione del diametro di elemento a spiralarare e della pezzatura di produzione .....	61
Figura 5.1 Rappresentazione schematica del processo di raccolta dati di produzione e generazione di stime sui volumi produttivi di spiralato future .....	70
Figura 5.2 Grafici rappresentativi dei volumi produttivi riscontrati e stimati tramite regressione lineare relative alle produzioni di spiralato di due codici esemplificativi.....	71
Figura 5.3 Produzione di spiralato nel periodo di indagine e relativa regressione lineare proiettata ad una previsione dei volumi produttivi relativi ai tre anni successivi .....	72
Figura 5.4 Prospetto relativo ai dati del dimensionamento dell'impianto secondo le stime effettuate sulla produzione del 2015 .....	74
Figura 5.5 Prospetto relativo al dimensionamento del reparto secondo computazione delle ore necessarie alla produzione effettuata nel 2007 .....	75
Figura 5.6 Caratteristiche del reparto ricondizionato in funzione del tipo d'intervento apportato.....	83
Figura 5.7 Rappresentazione grafica del confronto sulla bontà delle soluzioni di intervento al reparto come somma dei valori numerici assegnati nella valutazione qualitativa definita in tabella 5.9 .....	84
Figura 6.1 Fusi e spola della trecciatrice .....	89
Figura 6.2 Spola in ABS in dotazione ai fusi della trecciatrice.....	89
Figura 6.3 Telaio della trecciatrice, base per le nuove linee di spiralatura .....	91

Figura 6.4 Schema del sistema di avanzamento e di raccolta del cavo offerto dal costruttore esterno .....	95
Figura 6.5 Sistema di applicazione del fascio di fili .....	97
Figura 6.6 Analisi funzionale del sistema di applicazione dei fili .....	99
Figura 7.1 Diagramma delle reazioni funzionali tra gli elementi di sistema che interessano la frenatura dei fili .....	109
Figura 7.2 Diagramma delle criticità legate alla variazione della tensione del filo dalla tensione di lavorazione ottimale .....	111
Figura 7.3 Diagramma delle cause e soluzioni parziali relative alla problematica di variazione di tensione del filo dalla tensione ottimale. In giallo sono rappresentati i problemi parziali, in verde le soluzioni parziali. ....	115
Figura 7.4 Azioni agenti sul sistema spola-filo nelle fasi di svolgimento .....	116
Figura 7.5 System Operator per la generazione di soluzioni ai problemi di tensionamento dei fili in applicazione.....	121
Figura 7.6 Fusso dotato del sistema frenante variabile ideato.....	126
Figura 7.7 Ballerino del sistema frenante ideato. Elemento principale dell'intero cinematismo di frenatura alloggiabile sul fusso. ....	129
Figura 7.8 Elementi compositivi del ballerino .....	130
Figura 7.9 Corpo in alluminio del ballerino.....	131
Figura 7.10 Componenti tranciati costituenti il leveraggio del ballerino tramite montaggio sul corpo dello stesso .....	131
Figura 7.11 Pista di struscio adattabile sulla girante del fusso .....	133
Figura 7.12 Viste del fusso e del sistema frenante ideato.....	134
Figura 8.1 Componenti e relazioni funzionali relativi al sistema guida cavo...136	
Figura 8.2 Sistema guidacavo complessivo installato sul telaio della macchina .....	137
Figura 8.3 Sistema guidacavo superiore e sistema di allarme rottura filo .....	138
Figura 8.4 Rappresentazione dei fili in applicazione e del punto di attacco a in relazione alla funzione della boccia guidafile.....	139
Figura 8.5 Tubo ed invoglio conico del sistema guidacavo inferiore .....	141
Figura 8.6 Sistema di aggancio regolabile del sistema guidacavo inferiore al telaio.....	141
Figura 9.1 Componenti del sistema di applicazione relativi al rotore a componenti annessi. Sono rappresentate le relazioni funzionali che intercorrono tra i vari elementi .....	144

Figura 9.2 Schema dei sottocomponenti rotorici.....	144
Figura 9.3 Rotore composto da i due sottocomponenti albero e disco rotorico	145
Figura 9.4 Telaio.....	146
Figura 9.5 Motore asincrono.....	146
Figura 9.6 Fuso impiegato .....	146
Figura 9.7 Relazione funzionale motore-telaio .....	146
Figura 9.8 Schema delle relazioni tra i componenti interessati alla movimentazione del rotore .....	147
Figura 9.9 Configurazione di collegamento ed assemblaggio del motore alla cassa del telaio .....	147
Figura 9.10 Sistema di trasmissione per la movimentazione del rotore .....	148
Figura 9.11 Relazione funzionale telaio rotore.....	148
Figura 9.12 Modalità di supporto e vincolamento del rotore e cuscinetti a sfera impiegati .....	149
Figura 9.13 Relazioni interfunzionali tra telaio e rotore per mezzo del sottocomponente di supporto.....	149
Figura 9.14 Supporto per cuscinetti ideato .....	150
Figura 9.15 Diametro interno dell'albero cavo in funzione delle dimensioni del tubo guidacavo. Quote espresse in mm. ....	151
Figura 9.16 Schema della configurazione di vincolo dell'albero e dei cuscinetti e relative forze applicate. Quote espresse in mm. ....	154
Figura 9.17 Geometria definitiva dell'albero rotorico a meno delle quote $La_1$ e $La_2$ .....	156
Figura 9.18 Geometria e dimensioni definitive del supporto per cuscinetti a meno delle quota di posizionamento della flangia .....	159
Figura 9.19 Configurazione di assemblaggio circonferenziale a distanza $R_{app}$ dal centro di rotazione dei 16 fusi sul disco rotorico.....	160
Figura 9.20 Fusi e relative spole di filo avvolto supportati dal disco. Sono evidenziati i centri di massa del fuso e della spola e le altezze relative in riferimento al piano di collegamento al disco rotorico.....	162
Figura 9.21 Modello di disco sottile caricato sul bordo da un momento flettente uniformemente distribuito .....	163
Figura 9.22 Configurazione del sistema fusi- disco rotorico con possibilità di inclinazione dei fusi verso l'asse di rotazione del rotore.....	164

Figura 9.23 Configurazione del sistema fusi - disco rotorico corrispondente ad angoli di inclinazione del fuso negativi .....	165
Figura 9.24 Configurazione desco rotorico-fusi con disposizione ad angoli di inclinazione negativi .....	166
Figura 9.25 Configurazione rotorica a doppio disco in serie dotato di 8 fusi ad inclinazione negativa.....	166
Figura 9.26 Configurazione rotorica con fusi ad inclinazione positiva sul disco di supporto.....	169
Figura 9.27 Rotore a 16 fusi disposti circonferenzialmente ad angoli d'inclinazione positivi.....	170
Figura 9.28 Disposizione dei fusi sul disco rotorico ad orientazione esterna dell'alberino di supporto .....	172
Figura 9.29 Vista in sezione della base del fuso .....	174
Figura 9.30 Grafico del momento flettente ammissibile alla base del fuso in funzione del carico di snervamento del materiale. I dati si riferiscono ad un coefficiente di sicurezza $\eta$ pari ad 1.5.....	175
Figura 9.31 Grafico del momento flettente alla base del fuso in funzione dell'inclinazione del fuso stesso e della velocità di rotazione del rotore. La linea orizzontale si riferisce al momento ammissibile dal materiale mentre la linea rossa individua l'inclinazione massima ammissibile .....	176
Figura 9.32 Modalità di vincolo tra fuso e disco rotorico con evidenza delle sollecitazioni e reazioni vincolari agenti.....	177
Figura 9.33 Geometria del disco rotorico .....	180
Figura 9.34 Risultato della simulazione ad elementi finiti che mostra l'inflessione del disco sotto i carichi definiti dal regime di rotazione e peso degli elementi supportati .....	183
Figura 9.35 Risultato della simulazione ad elementi finiti che mostra il coefficiente di sicurezza del disco lega di alluminio 6000 ( $R_{sn}=245$ MPa) sotto i carichi definiti dal regime di rotazione e peso degli elementi supportati .....	183
Figura 9.36 Disco rotorico in lega di alluminio serie 6000: geometria e dimensioni definitive.....	185
Figura 9.37 Rotore assemblato tramite collegamento bullonato.....	185
Figura 10.1 Puleggia motrice e puleggia condotta.....	192
Figura 10.2 Calettamento puleggia condotta albero rotorico per mezzo di un bullone adattato .....	192
Figura 10.3 Trasmissione a cinghia e rotore .....	193

Figura 10.4 Rotore ed organi di macchina collegati alloggiati nella cassa del telaio. ....	194
Figura 10.5 Assemblato dei componenti rotorici, di supporto e di trasmissione. Sono rappresentate le quote definite per la configurazione assemblata finale. ....	196
Figura 10.6 Linee di spirallatura progettate.....	198
Figura 10.7 Sistema di applicazione ideato .....	199
Figura 12.1 Variazione del costo del filo comprensivo del costo del metallo e del costo di trafilatura in funzione del diametro e del costo del rame. I dati si riferiscono ad un cavo schermato di diametro pari a 2 mm.....	208
Figura 12.2 Variazione del costo del filo in funzione del diametro dello stesso e del diametro del cavo schermato. Il valore del rame si riferisce ad un dato di base rame fisso a 5.5 euro al kg.....	208
Figura 13.1 Schema concettuale dell'algoritmo per la definizione dei parametri di processo ottimali in funzione delle dimensioni del cavo e della percentuale di copertura schermante richiesta .....	213
Figura 13.2 Bobina di supporto al cavo in lavorazione ed al cavo lavorato. Le dimensioni si riferiscono al tipo 600, utilizzato nelle applicazioni di supporto alle fasi di spirallatura del cavo. ....	214
Figura 13.3 Bobina con spire di cavo avvolto .....	214
Figura 13.4 Sezione delle bobine di supporto a mostrare la capienza in termini di spire di cavo avvolgibili. L'immagine a sinistra si riferisce a cavo non schermato, quella a destra a cavo schermato .....	215
Figura 14.1 Grafico descrittivo delle tendenze produttive dei codici in funzione del numero di elementi compositivi .....	220
Figura 14.2 Grafico descrittivo delle tendenze di produzione degli elementi spirallati che compongono il cavo in funzione della numerosità degli elementi interni dello stesso .....	220
Figura 14.3 Grafico descrittivo delle produzioni annuali di cavo in funzione della pezzatura di allestimento dell'ordine espressa in metri.....	222
Figura 14.4 Grafico descrittivo delle produzioni annuali di spirallato in funzione della pezzatura di allestimento dell'ordine del cavo relativo espressa in metri .....	222
Figura 15.1 Fuso e spola della trecciatrice .....	231
Figura 15.2 Esploso dei fusi con numerazione dei componenti costitutivi .....	231
Figura 16.1 Vista in sezione del corpo spola e del materiale avvolto su di essa .....	235
Figura 16.2 Azioni agenti sul sistema spola-filo nelle fasi di svolgimento.....	236

Figura 16.3 Modellazione del cinematismo relativo al sistema frenante. Sono rappresentati il ballerino, il filo d'apporto e le forze agenti sul sistema. ....	240
Figura 17.1 Rappresentazione dei fili in applicazione e del punto di attacco a in relazione alla funzione della boccola guidafile.....	243
Figura 17.2 Influenza sul punto di attacco generata dalla dimensione della boccola guidafile.....	244
Figura 17.3 Influenza sul punto di attacco generata dalla quota di applicazione della boccola guidafile.....	245
Figura 18.1 Diametro interno dell'albero cavo in funzione delle dimensioni del tubo guidafile.Quote espresse in mm.....	247
Figura 18.2 Cuscinetto ed altezza B.....	253
Figura 18.3 Schema della configurazione di vincolo dell'albero e dei cuscinetti e relative forze applicate. Quote espresse in mm.....	254
Figura 18.4 Cuscinetto a sfere obliquo selezionato.....	258
Figura 18.5 Cuscinetto radiale a sfere selezionato.....	258
Figura 18.6 Schema di modellazione del supporto secondo modello di lastra piana caricata.....	259
Figura 18.7 Rappresentazione e schematizzazione del contatto fra spole nella configurazione rotore-fusi ad inclinazione positiva.....	262
Figura 18.8 Quote relative al sistema rotore-fusi, In evidenza il raggio della circonferenza di contatto.....	263
Figura 18.9 Separazione delle spole nella configurazione rotorica ad angoli di inclinazione fusi di $41^\circ$ .....	263
Figura 18.10 Modalità di vincolo tra fuso e disco rotorico con evidenza delle sollecitazioni e reazioni vincolari agenti.....	264
Figura 18.11 Inflessione del bordo esterno del disco rotorico modellato come una lastra piana e variazioni dell'angolo di inclinazione del fuso derivato.....	267
Figura 18.12 Geometria del disco rotorico.....	268
Figura 18.13 Modellazione approssimata del disco rotorico a settore di lastra piana.....	271

# INDICE TABELLE

Tabella 3.1 Tabella riassuntiva dei limiti tecnologici e tecnici delle macchine del reparto .....	34
Tabella 4.1 Estratto della tabella di calcolo contenente i dati relativi alla lavorazione di diversi codici secondo i parametri imposti dalla specifica tecnica e secondo i parametri riscontrati in produzione .....	48
Tabella 4.2 Tempo delle singole operazioni elementari necessarie alla preparazione della macchina. I risultati sono il risultato di una media di misurazioni su diversi prodotti e diversi giorni di produzione .....	52
Tabella 5.1 Estratto della tabella di registrazione e calcolo dei dati e volumi di produzione dei codici spiraliati e venduti nel periodo di indagine 2007-2014.....	69
Tabella 5.2 Estratto della tabella relativa ai dati dei volumi produttivi di elemento spiraloato all'interno dei codici consegnati nel periodo di indagine 2007-2014 .....	69
Tabella 5.3 Estratto tabella contenente i dati della regressione lineare implementata sui dati di produzione relativi allo spiraloato prodotto nel periodo di indagine proiettate ad una previsione dei volumi produttivi fino all'anno 2017. Quantità espressa in km. ....	70
Tabella 5.4 Dati relativi ai costi d'investimento e produzione in relazione agli interventi di modifica. Per extra costo è inteso l'incremento di costo di produzione rispetto la situazione di reparto attuale .....	80
Tabella 5.5 Valutazione del livello di soddisfacimento delle caratteristiche economiche e produttive del reparto in funzione del tipo d'intervento. I colori si riferiscono ai diversi parametri di valutazione, i numeri al grado di soddisfacimento .....	84
Tabella 6.1 Elementi relativi ai livelli di dettaglio offerti dal system operator .	102
Tabella 6.2 Descrizione delle fasi di utilizzo della macchina relative all'asse orizzontale del system operator .....	102
Tabella 6.3 System operator relativo al funzionamento del sistema di applicazione. I quesiti posti nelle celle permettono di definire le complicazioni legate al funzionamento critico secondo diversi livelli di dettaglio .....	103
Tabella 13.1 Tabella di calcolo costruita a supporto dell'ufficio tecnico per l'estrapolazione dei dati di lavorazione come velocità e tempi di cambio a seconda dei parametri di processo inseriti .....	218

Tabella 14.1 Estratto della tabella di imputazione dei tempi di fermomacchina al metro di spiralato prodotto in funzione delle caratteristiche del cavo e del lotto .....	225
Tabella 14.2 Estratto della tabella di calcolo delle ore necessarie alla produzione stimata per il 2015 dello spiralato di ogni codice in relazione ai parametri di processo e tempi di fermo individuati nel Capitolo 4 .....	226
Tabella 14.3 Dati economici relativi ad ogni reparto unitamente ad altre informazioni sulle spese generali e le ore di apertura dell'impianto. I valori si riferiscono all'imputazione dei costi effettuata nell'anno 2014 .....	227
Tabella 14.4 Prospetto dei costi di reparto associati ai singoli interventi di ammodernamento .....	228
Tabella 15.1 Tabella riassuntiva dei parametri dimensionali e geometrici di spiralatura. I dati si riferiscono ai modelli di lavorazione relativi ai cavi di diametro spiralabile pari a 0.7 mm e 20 mm.....	234
Tabella 19.1 Prospetto delle tensioni di lavorazione massima e minima in relazione alle due lavorazioni modello descrittive del diametro massimo e minimo spiralabile dalla macchina progettata.....	274



## SOMMARIO

Il seguente lavoro riporta un'attività di reingegnerizzazione del ciclo di sviluppo prodotto relativo al cavo spiralato, da un'esplicitazione della conoscenza per la progettazione del cavo stesso, ad una ridefinizione del processo produttivo e delle relative tecnologie/macchine.

Il settore dei cavi speciali, la tipologia di prodotto ed il contesto aziendale vengono illustrati per fornire conoscenza specifica di base sul campo d'intervento. Un approfondimento sulla schermatura dei cavi illustra vari metodi di protezione elettromagnetica con una focalizzazione superiore sullo schermo a spirale. Viene approfondita la lavorazione di spiralatura di cavi attraverso la definizione dei parametri di processo e la descrizione delle tecnologie di riferimento e delle macchine aziendali.

Il primo contributo del lavoro nasce dalla generazione di un algoritmo per la definizione ottimale dei parametri di processo secondo la valutazione combinata di aspetti tecnici ed economici. Viene costruito un processo di ridefinizione delle velocità e costi di lavorazione tramite il monitoraggio della produzione e la generazione di un metodo di assegnazione dei vari tempi operazionali in funzione delle caratteristiche del prodotto e della tecnologia del reparto.

Un'analisi del reparto porta alla definizione dei limiti tecnologici e di sicurezza relativi alle macchine, spingendo ad analizzare diverse possibilità d'intervento. La varietà e la potenzialità produttiva futura viene stimata tramite un'analisi e regressione dei dati relativi alle produzioni effettuate in passato dall'azienda. La stima effettuata permette di definire le necessità produttive del reparto e di valutare le diverse soluzioni d'intervento ipotizzate.

Individuata come soluzione più vantaggiosa quella di riprogettazione interna di una macchina per spiralatura, viene adottato un metodo sistematico per l'individuazione delle criticità legate a tale tecnologia, approfondendo le problematiche legate alla tensione e svolgimento del filo durante l'applicazione dello schermo. A valle di questo processo è stato riprogettato il sistema di spiralatura con particolare attenzione alla dinamica di svolgimento del filo ideando un sistema di frenatura controllata delle spole. Il lavoro si chiude con valutazioni sulla profittabilità economica e produttiva di un lavoro di analisi ed intervento completo così strutturato.

**Parole chiave:** schermatura di cavi, reingegnerizzazione di processo, previsione della produzione, macchina spiralatrice, tensionamento controllato del filo, sistema di svolgimento della spola.



## ABSTRACT

This document would present a re-design process of the spiral cable manufacturing cycle. The analysis starts from a product design guideline description towards a modification of the production process itself and re-engineering of the workstation. Special cables, product and industry scenario have been illustrated for comprehension purposes and for completeness sake. An in-depth analysis regarding cables shielding process shows different electromagnetic protection techniques; special attention had been given to the spiral shelter one: technological aspects, manufacturing process parameter and machineries have been thoroughly studied.

The first commitment was focused on generate an algorithm able to find the optimal trade off among the process parameters under both technological and economical points of views. A new model aimed to redefine feeding speed and process costs has been performed by means of a production monitoring activity and a new assignment method of operational and set-up times to each product as a function of their own dimensional and technological parameters.

The department analysis shows up machinery safety limits heading toward a new intervention points research. Potential production gains of the identified possible solutions was estimated by a regression analysis of the historical data of the production plant. This phase showed as most convenient action an internal re-design on the cable spiral screening machine. As consequence, a systematic method aimed to identify the manufacturing criticalities was adopted, wire pretension and unwinding concerns were deeply analyzed. The whole cable spiral winding appliance was re-designed and a braked wire unwinding system was developed and built from scratch in order to provide a wire tensioning control. Finally this study wants to evaluate the performance gains under an economical and manufacturing points of view.

**Keywords:** cable shielding, process re-engineering, production forecast, spiral winding machine, wire tensioning control, unwinding spool system.



# INTRODUZIONE

L'attività svolta s'inquadra nel contesto aziendale di una piccola impresa Italiana attiva nella produzione di cavi elettrici speciali.

Il cavo speciale è un prodotto altamente tecnologico rispetto ai normali conduttori elettrici, che grazie alla composizione delle proprie caratteristiche elettriche e meccaniche è in grado di garantire gli stringenti requisiti tecnici di particolari applicazioni, riconducibili ai più svariati campi d'impiego.

Gran parte del mercato garantito da questo settore si permea sulla capacità delle aziende produttrici di fornire un prodotto dagli alti standard qualitativi e da un alto grado di personalizzazione sulle caratteristiche finali del cavo.

La flessibilità e qualità delle tecnologie e dei processi necessari alle diverse lavorazioni è dunque di primaria importanza al fine di garantire un'opportuna varietà ed elasticità produttiva a seconda delle richieste dei diversi clienti.

Il presente lavoro deriva dall'intento di apportare un contributo sensibile ad una lavorazione per la quale lo sviluppo tecnologico aziendale e di controllo sul processo è stato a lungo trascurato a causa del marginale interesse commerciale legato al prodotto, che tuttavia merita di essere rivalutato a seguito di un riammodernamento del centro produttivo rivelatosi inevitabile.

La necessità di ricondizionare il reparto di spiratura a causa della non conformità di una macchina in termini di normative vigenti sulla sicurezza, ha generato l'opportunità di sperimentare un lavoro del tutto nuovo per l'azienda, che si inquadri in un processo di revisione e riqualificazione di un'intera fase produttiva non limitato ad interventi tecnici, ma che riconsideri l'intero sviluppo prodotto dalla ridefinizione del processo e dei relativi parametri ad una riprogettazione delle tecnologie implicate, permettendo alla direzione di stimare i benefici di un intervento dedicato e completo da introdurre e trasferire ad altri reparti della produzione. Un lavoro così strutturato può presentare notevoli vantaggi specialmente in settori dove uno studio approfondito e dedicato finalizzato alla qualità e personalizzazione del prodotto rappresentano i principali punti di forza sul piano commerciale.

L'attività sperimentale sul campo tramite il monitoraggio ed analisi approfondite delle dinamiche di lavorazione, permette di costruire un processo di definizione dei parametri di processo sotto i molteplici aspetti di natura tecnica ed economica. Un attento controllo sulla sequenza delle operazioni e sui parametri di processo impostati dagli operatori, permette di costruire un metodo di imputazione dei tempi di produzione che garantisca un controllo superiore sulle voci di costo associate ad ogni singola lavorazione con i conseguenti vantaggi sulle dinamiche di trattativa commerciale.

Dal lavoro emergono le forti approssimazioni generate dal metodo aziendale di imputazione costi ed alcuni aspetti migliorabili che riguardano una ridefinizione dei ruoli e delle libertà concesse agli operatori stessi.

Una stima sulla varietà e potenzialità produttiva futura, basata sulla regressione dei dati registrati relativi alle produzioni passate, unitamente ad un'analisi sulle tendenze di mercato della tipologia di prodotto in esame, permette di considerare diverse possibilità di intervento in ottica di ricondizionamento del reparto, ma anche di sviluppo ed ampliamento della produzione, individuando nell'ipotesi di riprogettazione interna della tecnologia la scelta più vantaggiosa.

Lo studio approfondito della macchina spiralatrice guidato da metodi di ideazione sistematica permette di comprendere ed individuare le principali problematiche che limitano la potenzialità e la qualità della lavorazione; è proprio questo passaggio fondamentale a garantire un intervento mirato che rappresenti il notevole valore aggiunto alla riprogettazione in autonomia del macchinario rispetto ad un acquisto presso i costruttori di riferimento. La linea di spirallatura progettata si avvale, infatti, di un particolare sistema appositamente ideato atto alla risoluzione dei problemi legati alla corretta applicazione dello schermo, che limitano le potenzialità dell'intera lavorazione.

Per facilitare la lettura i capitoli successivi sono stati suddivisi in tre parti. La prima parte, relativa all'esplicitazione delle conoscenze ed illustrazione del settore di intervento, pone l'obiettivo di fornire una conoscenza di base sul prodotto cavo speciale, sul contesto aziendale, sui metodi di schermatura nonché sui parametri di processo e tecnologie del reparto aziendale implicati nella lavorazione di spirallatura.

La seconda parte illustra i primi contributi del lavoro svolto in termini di ridefinizione dei parametri e velocità di processo e descrivendo il metodo seguito per la stima delle produzioni future e valutazione tecnico economica di diverse soluzioni di intervento.

La terza parte riporta l'attività di intervento vera e propria di progettazione della linea di spirallatura tramite il dimensionamento dei diversi componenti e l'ideazione di un sistema di frenatura variabile delle spole caratteristico dell'intero intervento di riprogettazione della testa di lavoro.

## **Parte 1: contesto e tecnologia**

---

# **1. IL CONTESTO AZIENDALE ED IL SETTORE DEI CAVI SPECIALI**

### **Introduzione**

Questo breve capitolo si pone l'obiettivo di introdurre il contesto aziendale a cui si riferisce il lavoro presentato nei capitoli successivi, descrivendo il settore di impiego ed il tipo di prodotto trattato ed illustrando le peculiarità dell'impresa, relative alle scelte commerciali e produttive, che definiscono criteri ed elementi considerevoli utili alle scelte necessarie alla corretta reingegnerizzazione di uno dei reparti produttivi.

### **1.1.L'azienda**

Seis S.p.A. (Società Elettroconduttori Isolati Speciali) è un'azienda Lombarda con più di quarant'anni di esperienza nella produzione dei cavi per applicazioni speciali, che impronta la propria attività verso una produzione ad alto contenuto tecnologico e qualitativo. Nata dal distaccamento di una più grande società, che agli inizi degli anni '50 si è affermata come una delle prime società italiane impegnate nell'industrializzazione di questo prodotto, l'impresa conta più di venticinque dipendenti ed un reparto produttivo capace di generare la quasi totalità degli elementi impiegati nel prodotto finito, con macchinari dedicati, alcuni dei quali derivati da costruzione ed ideazione interna, data l'alta specificità e personalizzazione dei processi di produzione di questo settore.

L'attività dell'azienda è rivolta ad i settori più diversificati, tra i più importanti s'identificano i campi dell'automazione, robotica, telecomunicazioni, trasmissione dati, geotecnica, oceanografia elettromedicali e strumentazione elettronica.

La procedura aziendale parte da una progettazione completa del prodotto secondo le specifiche richieste del cliente a cui segue la fase di produzione secondo alti standard qualitativi ed in conformità alle più importanti normative nazionali ed internazionali.

## 1.2.I cavi speciali

Il settore dei cavi speciali abbraccia tutte quelle applicazioni che si servono di elettroconduttori e fibre ottiche in cui è necessario uno studio ingegneristico dedicato ed un alto grado di personalizzazione sulle caratteristiche del prodotto finale in base alle diverse esigenze dettate dal settore e modalità di impiego dello stesso. In generale per cavo speciale si intende uno o più conduttori riuniti le cui caratteristiche differiscono per grado di specificità e qualità superiore rispetto alle caratteristiche dei normali cavi per trasmissione di segnali o trasferimento di energia. L'ideazione ed ingegnerizzazione di un prodotto può essere riferita alle caratteristiche elettriche e di trasmissione del segnale come alle caratteristiche meccaniche e geometriche necessarie in determinate applicazioni. Una delle caratteristiche ricorrenti richieste al prodotto consiste nell'unificazione ed adattamento geometrico in un unico corpo di diversi elementi conduttori portatori di segnali ed energia, rispettando gli stringenti vincoli di compatibilità geometrica ed elettromagnetica, che si manifestano nelle diverse combinazioni, per poter collegare utenze specifiche in cui è sconsigliabile o necessario ridurre gli ingombri e ridurre le operazioni di cablaggio.

Nonostante l'eterogeneità dei diversi prodotti è possibile identificare una struttura generica composta da diversi elementi compositivi primari con diverse funzioni elettriche e meccaniche, la cui presenza e combinazione dipende dall'applicazione e requisiti del cavo finale (figura 1.1):

- **Conduttore:** elemento conduttore metallico, tipicamente rame o rame stagnato, dato dalla composizione di un numero variabile di fili di diametro opportuno, cordati tra loro in funzione delle caratteristiche di flessibilità, resistenza meccanica e caratteristiche elettriche dello stesso. Il conduttore può assumere le due diverse funzioni di trasmissione di potenza o trasmissione dati. Nel caso della trasmissione dati la funzione dell'elemento conduttore può essere assolta da elementi in fibra ottica.
- **Isolamento:** è lo strato plastico primario che ricopre ogni singolo elemento conduttore, garantendo le principali caratteristiche di isolamento elettrico e di stabilizzazione della geometria multifilare del fascio metallico. L'applicazione dell'isolamento avviene per estrusione del materiale polimerico che viene depositato sulla superficie esterna dei conduttori.
- **Schermo:** lo schermo è l'elemento tipicamente metallico che garantisce l'isolamento e l'impermeabilità ai disturbi elettromagnetici tra il conduttore o i conduttori schermati e gli elementi circostanti, al fine di ridurre l'interferenza tra i diversi segnali trasportati e le fonti di disturbo.

Le caratteristiche schermanti derivano dal materiale e dalla diversa tipologia costruttiva dello schermo che può presentarsi sotto forma di avvolgimenti a spirale, avvolgimenti longitudinali, coperture trecce date dall'intreccio di fili o combinazione multiple tra le configurazioni elencate. Lo schermo necessita molto spesso di un filo metallico detto di drain, necessario a garantire la continuità elettrica.

- **Riempitivi e separatori:** sono gli elementi tessili e di materiale sintetico necessari a stabilizzare e meglio definire la geometria di alcune formazioni di conduttori riuniti, la cui composizione a volte non è sufficiente a garantire una corretta circolarità delle superfici. Servono inoltre a separare strati concentrici di conduttore per diversi motivi di praticità nelle fasi costruttive e caratteristiche di mobilità del cavo finito.

**Armatura e protezione meccanica:** coperture a calza trecce o a spirale di filato metallico o aramidico, atte a conferire proprietà meccaniche superiori al cavo finito.

- **Guaina:** è l'elemento polimerico di copertura finale di tutti gli elementi che compongono il cavo, che garantisce stabilità geometrica e da cui dipendono le principali proprietà meccaniche del cavo finito. La corretta scelta del materiale e del metodo di estrusione sono di fondamentale importanza per la definizione di tutte le principali caratteristiche del cavo finale in termini di compatibilità chimica con l'ambiente circostante, proprietà meccaniche adatte all'applicazione di impiego ed estetica del prodotto finito, aspetto non trascurabile dal punto di vista commerciale. In cavi di grosse dimensioni è usuale l'impiego di più elementi di guaina anche all'interno del cavo, che forniscano una stratificazione e stabilità superiore alla formazione interna dello stesso.

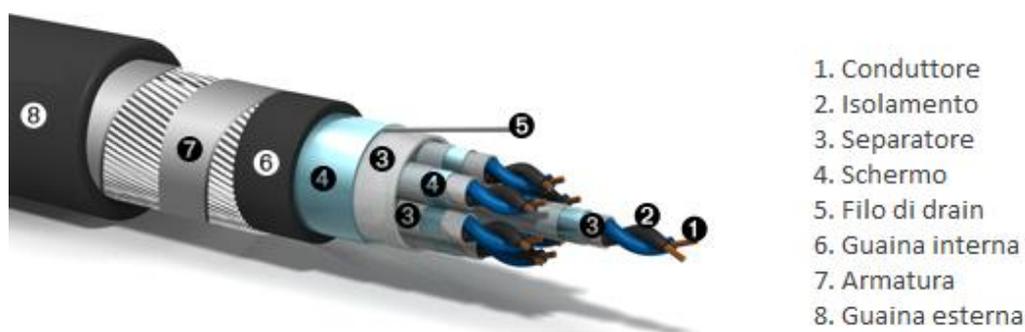


Figura 1.1 Struttura generale di un generico cavo per applicazioni speciali. La numerazione identifica i diversi elementi principali individuabili nella composizione del cavo.

### **1.3.La strategia aziendale**

Anche in questo settore si sono generati alcuni standard produttivi adattabili alle diverse esigenze, dettati dalle produzioni delle più grandi case costruttrici, in grado di fornire un prodotto dall'alto contenuto tecnologico a prezzi altamente competitivi grazie ad una forte industrializzazione del processo.

Le applicazioni più comuni abbracciate da questi standard non coprono tuttavia molte delle necessità di collegamento in applicazioni minori ed altamente specifiche, che necessitano dell'ideazione completa dell'intero prodotto a partire dalle caratteristiche elettriche e meccaniche di base.

E' proprio in questa fetta di mercato che l'azienda riesce ad inserirsi ed affermarsi con efficacia grazie all'elevata disponibilità commerciale ed ad un livello di personalizzazione del prodotto radicale, che permette di intercettare le esigenze specifiche di ogni cliente nei più svariati campi di applicazione. L'ideazione del prodotto parte da una collaborazione diretta tra cliente ed ufficio tecnico, disponibile a continui aggiornamenti sui requisiti tecnico economici del cavo ed ad un processo di consulenza e re ideazione continua del prodotto, al fine di raggiungere il risultato ottimale secondo le specifiche richieste dell'utente finale.

Oltre all'alto grado di personalizzazione e collaborazione con il cliente, l'azienda ha fatto della flessibilità uno dei punti di forza della propria politica commerciale, intercettando le esigenze di urgenza ed elasticità nei tempi di consegna del materiale. La possibilità di personalizzare le modalità di consegna in base alle diverse richieste dei clienti ha permesso all'impresa di inserirsi in mercati monopolizzati da più grandi produttori, la cui pianificazione produttiva non contempla una tale disponibilità nei rapporti commerciali.

Le normali tempistiche per il ricevimento del materiale ordinato nel settore delle produzioni di cavi speciali e, più in generale, di prodotti personalizzati prevedono, l'attesa di 45-60 giorni solari, che comprendono tempi di approvvigionamento, tempi di produzione e tempi di collaudo. L'azienda è in grado grazie alla configurazione del proprio sistema produttivo ed alla gestione della programmazione di ridurre, se necessario, l'intervallo di attesa del prodotto richiesto a 15 giorni solari dall'arrivo dell'ordine, pur garantendo l'ideazione specifica del prodotto, soddisfacendo le necessita di urgenza più spinte di alcuni clienti, che altrimenti non troverebbero riscontro nelle realtà industriali delle grandi case produttrici .

Le prerogative dell'azienda di elasticità commerciale, alta specializzazione ed elevato livello tecnologico e qualitativo, volto all' ideazione di prodotti altamente personalizzati, influiscono sulla pianificazione della produzione e costituzione dei reparti produttivi, che devono essere capaci di gestire la totalità delle possibili variazioni tecnologiche e combinazioni costitutive dei cavi con un elevato grado di flessibilità.

## **Sommario**

E' stato descritto il profilo dell'azienda in relazione al prodotto ed i settori in cui trova impiego, evidenziando le prerogative di qualità ed alto contenuto tecnologico che caratterizzano l'attività dell'impresa.

E' stata introdotta la definizione di cavo per applicazioni speciali definendo un modello generale di cui sono stati individuati e descritti nelle funzioni basilari i componenti costitutivi principali.

E' seguita una descrizione della strategia aziendale individuando in un'elevata elasticità commerciale ed altissimo livello di personalizzazione del prodotto gli elementi chiave per l'azienda per inserirsi nei mercati lasciati scoperti dalle più grosse case produttrici.



## 2. LA SCHERMATURA DI CAVI

### Introduzione

In questo capitolo viene descritto il funzionamento degli schermi elettromagnetici, analizzandone i principi fisici di base e definendo le grandezze caratteristiche per cui possa essere stimata un'efficacia del fenomeno di schermatura. Viene approfondito l'impiego dello schermo elettromagnetico nella protezione dei cavi elettrici, offrendo una panoramica sulle diverse tipologie di schermo utilizzate in termini di struttura e di materiali impiegati e descrivendo per ognuno di questi le caratteristiche principali, mettendone a confronto le prestazioni. Tra gli schermi descritti un approfondimento più dettagliato e puntuale è stato dedicato allo schermo a spirale, di cui vengono esposti limiti, vantaggi e le ripercussioni che tali caratteristiche comportano sui settori d'impiego di questa tecnologia. Vengono infine illustrati i settori di impiego dello schermo a spirale ed argomentati i requisiti che rendono indispensabile questo tipo di schermatura in certe applicazioni.

### 2.1.Schermatura elettromagnetica

La schermatura è un metodo che permette di attenuare disturbi di tipo elettromagnetico che possono degradare un segnale in sistemi atti alla trasmissione dati, questo può avvenire tramite l'applicazione di una copertura con determinate caratteristiche elettriche e magnetiche ad un sistema sorgente di disturbi o di un recettore di segnali.

I principi fisici alla base della schermatura sono la riflessione e l'assorbimento. La riflessione è dovuta alla discontinuità d'impedenza del mezzo attraverso cui l'onda si propaga e il mezzo che questa intercetta nel suo percorso (ad esempio nel passaggio tra aria e metallo), tale discontinuità genera un'attenuazione dell'onda disturbante più o meno intensa a seconda del materiale dello schermo e della natura del segnale di disturbo (frequenza di oscillazione ed appartenenza al campo magnetico di alta o bassa impedenza). L'assorbimento è il fenomeno grazie al quale un mezzo è in grado di dissipare l'energia elettromagnetica dell'onda che lo attraversa. L'assorbimento a differenza della riflessione oltre che dalle caratteristiche elettromagnetiche delle onde incidenti e del mezzo protettivo, dipende fortemente dallo spessore dello schermo.

L'efficacia di uno schermo espressa in decibel esprime la totalità dell'effetto di attenuazione come unione dei due contributi di riflessione ed assorbimento, ed è definita per schermi continui ed omogenei dalla seguente espressione:

$$\text{Efficacia di schermatura} = 10 \log \frac{\text{Potenza incidente}}{\text{Potenza trasmessa}}$$

## 2.2.Schermature di cavi

Il disturbo e distorsione di un segnale può manifestarsi anche quando questo si trova nel vettore con cui viene trasportato da un sistema sorgente ad un apparecchio ricevitore, per questo è opportuno in molti casi schermare i conduttori destinati alla trasmissione dati.

In particolare la schermatura di cavi garantisce l'attenuazione di disturbi causati dall'accoppiamento elettromagnetico (capacitivo, induttivo e radiativo) ed accoppiamento condotto con segnali provenienti da altri dispositivi.

La definizione dell'efficacia di schermatura di questi sistemi protettivi, più imperfetti rispetto al caso ideale di schermi continui ed infinitamente lunghi, avviene tramite la misurazione di un parametro chiamato impedenza di trasferimento [1].

Le tecniche di schermatura sono diverse e ognuna di queste con specifiche prerogative che le rendono adatte a certe applicazioni ed inefficaci, se non dannose, per altre. La scelta del tipo di schermatura di un cavo è sempre il compromesso tra diversi fattori quali efficacia dello schermo, efficacia nella trasmissione di segnali, resistenza meccanica, flessibilità, stabilità delle caratteristiche nel tempo e costo.

Una prima classificazione tra i diversi metodi di schermatura di cavi è data dalla quantità di elementi del cavo che questi vanno a proteggere: i diversi elementi possono essere schermati singolarmente o a gruppi a seconda delle necessità di attenuazione dei disturbi e della natura e provenienza degli stessi.

La scelta dei materiali per queste applicazioni è sempre circoscritta a materiali conduttori, che possono essere distinti in omogenei come rame, alluminio, acciaio, plastiche conduttive e materiali compositi come rame stagnato ed alluminio plastificato. La scelta del materiale (o in molti casi dei materiali) è di fondamentale importanza per la definizione della banda di frequenza che lo schermo sarà in grado di attenuare.

Fattore decisamente più influente sulle caratteristiche elettromeccaniche dello schermo è la geometria e struttura con cui questo è composto attorno all'elemento da schermare; da questa distinzione è possibile distinguere ben precise tipologie di schermi, descritti di seguito e mostrati in figura 2.1:

- ***schermo a tubo rigido***: struttura metallica tubolare, trova impiego tipicamente negli impianti di edifici, in particolare nelle canaline a muro, offre un elevato potere schermante disponendo di un o spessore superiore rispetto agli altri schermi, che garantisce un'alta conducibilità ed un alto potere di assorbimento necessario per l'abbattimento dei disturbi ad alta frequenza. Lo schermo a tubo rigido ovviamente non permette la movimentazione del cavo, è perciò limitato a situazioni in cui il cavo è destinato ad applicazioni statiche e non interessa le

produzioni del settore di cavi speciali.

- **Schermo a nastro:** consta in un sottile strato metallico avvolto intorno al conduttore longitudinalmente o a spirale, il materiale utilizzato è tipicamente alluminio ma si possono trovare applicazioni in cui compare l'utilizzo di rame, leghe magnetiche e plastiche conduttrici.

Questo tipo di schermo garantisce una certa flessibilità al cavo rispetto al tubo rigido, tuttavia estremamente limitata, rendendolo inadatto alle applicazioni dinamiche in cui il cavo è sottoposto a movimentazione continua: la struttura metallica esterna formata dal foglio metallico conferisce estrema rigidità al conduttore interno, limitandone notevolmente i movimenti e generando nel cavo una forte tendenza a tornare nella posizione indeformata.

Il foglio metallico è molto sottile, quindi fragile, e per questo è laminato su un sottile foglio di poliestere per garantire una sufficiente resistenza meccanica, oltre a fornire un isolamento termico ed elettrico, tuttavia, se il cavo viene piegato con un raggio di curvatura inferiore a quello prestabilito, lo schermo può rompersi perdendo la gran parte della sua efficacia, garantita dal suo elevato grado di copertura e dalla continuità elettrica. A differenza di altri schermi filiformi, un'eventuale rottura localizzata dello schermo a nastro compromette quasi interamente l'efficacia schermante a causa della propagazione della frattura al minimo movimento del cavo.

Lo spessore contenuto è causa di un'elevata resistenza in corrente continua per questo necessità di un accorgimento particolare nel garantire la continuità elettrica sullo schermo stesso e sul connettore finale: un filo metallico detto filo di drain scorre lungo tutto lo sviluppo del nastro avvolto a contatto con la parte conduttiva, garantendo tale continuità ed un punto di uscita per le correnti di disturbo da collegare all'elemento di massa tramite il connettore.

L'applicazione del foglio schermante suppone una certa sovrapposizione, che garantisce una copertura quasi totale, inoltre, mettendo a contatto le due parti metalliche, è possibile creare la chiusura del circuito tramite diverse soluzioni costruttive aumentando le prestazioni dello schermo.

L'impiego di questo tipo di schermo singolarmente è molto raro, tipicamente è accoppiato con schermi di altro tipo e di altri materiali per migliorare la banda di frequenza di attenuazione e caratteristiche meccaniche.

- **Schermo a treccia:** è costituito da gruppi di fili di rame o rame stagnato intrecciati fra loro in modo da formare una maglia metallica intorno al corpo del cavo da schermare, garantendo una copertura superficiale del

85-95%.

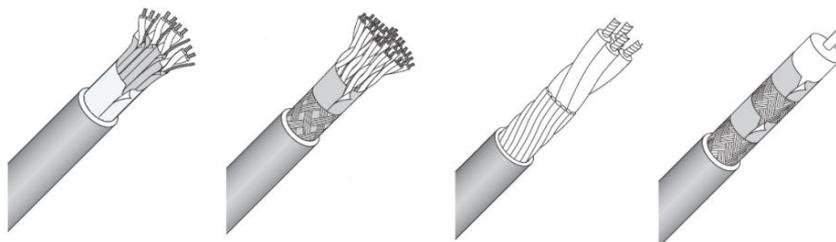
Parametri di costruzione quali numero e diametro dei fili, numero dei gruppi e angolo di intreccio devono essere considerati in funzione delle prestazioni richieste.

Lo schermo a treccia presenta sempre delle aperture entro cui il campo elettromagnetico può irradiarsi e proprio per la struttura discontinua, coperture superficiali totali come quelle fornite dagli schermi a nastri non sono raggiungibili, tuttavia proprio la sua costituzione garantisce un superiore grado di movimentazione e un'elevata resistenza meccanica, che permette al cavo di essere impiegato nelle più comuni applicazioni dinamiche quali utilizzo in catenarie e connessione di elementi di robot.

Lo schermo a treccia è largamente impiegato in quanto offre una bassissima resistenza elettrica (requisito per una buona attenuazione specialmente alle basse frequenze) ed ottime caratteristiche meccaniche, tuttavia il maggior peso e volume rispetto ad altri tipi di schermi e la difficoltà di collegamento ne limitano a volte l'utilizzo, coperture inferiori al 80%, inoltre, sono praticamente inefficaci se non accoppiate ad altre protezioni, per questo è solito unire tale schermo ad altri rivestimenti a nastro capaci di diminuire le infiltrazioni nelle aperture e migliorare l'attenuazione alle alte frequenze.

- **Schermo a spirale:** consiste in una fasciatura di fili di rame o rame stagnato avvolto ad elica attorno al cavo da schermare, in grado di garantire anche una copertura superficiale del 100%.  
Le prestazioni messe a confronto con quelle degli altri tipi di schermo sono decisamente ridotte a causa di alcuni fenomeni elettromagnetici e instabilità strutturali meglio esposte in seguito, per questo tale copertura è stata quasi del tutto sostituita dal più efficiente e stabile schermo a treccia, tuttavia le sue caratteristiche di flessibilità e contenimento dei volumi lo pone come una valida soluzione in determinate applicazioni in cui ad oggi non esiste alternativa.  
Caratteristica importante di questo schermo è l'economicità sia in termini di materiale impiegato sia in termini di velocità di lavorazione. Lo schermo a spirale viene nella maggior parte dei casi applicato singolarmente e non accoppiato ad altre coperture.
- **Schermi misti:** I differenti tipi di schermatura flessibile già descritti possono essere combinati fra loro in diverse soluzioni per ottenere l'efficacia schermante ottimale in tutto lo spettro delle frequenze. L'abbinamento più utilizzato è il nastro di alluminio ricoperto da una treccia in rame che unisce i vantaggi di una copertura totale al 100% ai vantaggi di una bassa resistenza elettrica.

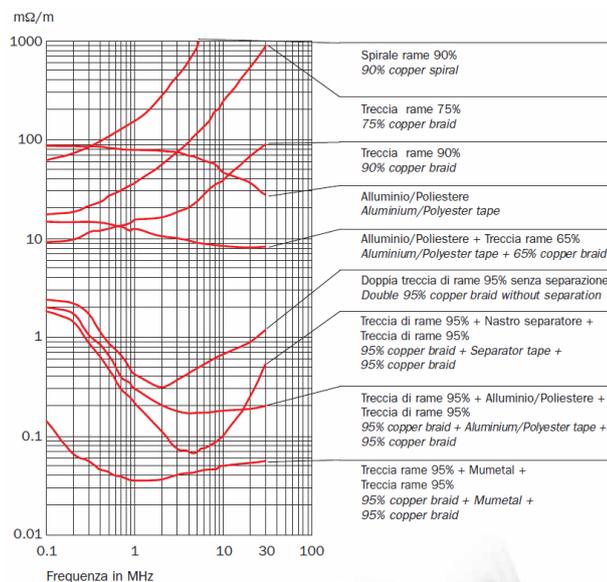
Altre combinazioni sono: alluminio/treccia/alluminio o alluminio/alluminio/treccia. I diversi strati di schermatura possono essere isolati fra loro o meno utilizzando gli accoppiamenti metallo poliestere descritti negli schermi a nastro. La schermatura mista è quanto di meglio ottenibile nel campo delle schermature flessibili e rappresentano la maggior parte delle soluzioni adottate nella schermatura di cavi speciali.



**Figura 2.1** Tipologie di schermo applicate al cavo. In ordine da sinistra a destra sono rappresentati lo schermo a nastro, lo schermo a treccia, lo schermo a spirale ed una schermatura mista.

Per una più accurata comprensione delle diverse prestazioni ottenibili con gli schermi appena descritti è qui riportato un grafico che mette in relazione l'impedenza di trasferimento (parametro indice delle prestazioni di attenuazione dei disturbi) alle frequenza dei segnali disturbanti.

Per com'è stata definita l'impedenza di trasferimento più bassa è quella che definisce il più efficace potere schermante.



**Figura 2.2** Comparativa dell' impedenza di trasferimento di diverse soluzioni schermanti in funzione della frequenza del segnale attenuato

### **2.3.Schermi a spirale: caratteristiche ed impieghi**

Lo schermo a spirale consta nell'avvolgimento di diversi raggruppamenti di filo disposti ad elica intorno al corpo del cavo da schermare in modo da creare una fasciatura omogenea. Gli elementi schermati utilizzati sono fili di rame o rame stagnato, i primi con migliori prestazioni elettriche, i secondi più comodi agli installatori perché permettono la saldobrasatura, facilitando il collegamento dello schermo al connettore.

Il potere di attenuazione di questo tipo di schermo è, come mostrato in figura 2.4, uno dei peggiori ottenibili sia in termini di ampiezza della banda di frequenza attenuata, sia in termini di entità di riduzione dei disturbi.

Le scarse prestazioni dello schermo a spirale sono dovute principalmente alla propria geometria e costituzione:

- il ridotto spessore di materiale metallico che ricopre il cavo, unitamente al fatto che tale strato sia composto da elementi filiformi che definiscono ben precise corsie preferenziali per lo scorrimento delle correnti indotte, produce un'elevata resistenza elettrica, assolutamente nociva ad un buon smaltimento dei segnali disturbanti specialmente a basse frequenze.
- La struttura poco stabile dell'avvolgimento, non così solida come quella garantita dalle sovrapposizioni della calza a treccia, provoca durante la movimentazione del cavo l'apertura di fessure che concorrono all'aumento della resistenza elettrica, ma soprattutto permettono al campo elettromagnetico disturbante di accoppiarsi con il conduttore racchiuso all'interno; questo inconveniente, che affligge anche lo schermo a treccia, è tuttavia più accentuato poiché la dimensione e geometria delle aperture sono decisamente peggiori di quelle prodotte dagli intrecci a maglia della calza trecciata.
- La disposizione dei fili crea un canale entro cui le correnti scorrono elicoidalmente lungo l'estensione del cavo ricoperto, ciò comporta che ad elevate frequenze lo schermo si comporti da induttore, ovvero genera all'interno del cavo portatore di segnale un campo magnetico longitudinale, proprio come farebbero una serie di spire percorse da corrente, dando origine ad una drastica fonte di disturbo. Il fenomeno dell'induzione rende assolutamente inutilizzabile questo tipo di schermo nel campo della trasmissione dati, poiché sopra frequenze di 16 kHz è assolutamente inefficace e dannoso per l'integrità dei segnali.

Nonostante i suoi notevoli svantaggi e difetti a livello prestazionale, lo schermo a spirale è ancora una tecnologia vantaggiosa, se non irrinunciabile, per diverse applicazioni grazie ad alcune sue caratteristiche peculiari:

- La connessione dello schermo al connettore avviene tramite il semplice svolgimento del tratto finale di fascio ed applicazione dello stesso nell'alloggiamento del connettore senza dover effettuare ulteriori manovre di adattamento come quella di "pettinatura" necessaria, invece, per lo schermo a treccia o installazione del filo di drain per gli schermi a nastro.
- I livelli di miniaturizzazione raggiungibili con tale copertura sono elevatissimi ed ottenibili al più con un' eventuale schermo a nastro, che però, data la sua fragilità, non permetterebbe al cavo sufficienti margini di movimento e data la sua struttura irrigidirebbe notevolmente il conduttore schermato. Utilizzando fili di piccolo diametro (alcune macchine sono in grado di lavorare con fili di 0.05 mm di diametro) si riesce ad ottenere uno schermo dalle dimensioni molto ridotte utile ad applicazioni in cui il contenimento dei volumi e la movimentazione del cavo sono caratteristiche fondamentali.
- La struttura elicoidale garantisce un'elevata flessibilità e la possibilità di raggiungere angoli minimi di piegatura del cavo, decisamente inferiori rispetto a quelli permessi dal più flessibile degli altri schermi descritti finora. Lo schermo a treccia, infatti, pur garantendo una stabilità strutturale, limita tuttavia la libertà di movimento del cavo complessivo.
- L'unico senso di avvolgimento del fascio schermante lo rende adatto a sopportare stati di sollecitazione torsionale imposti al cavo, a differenza dello schermo a treccia la cui composizione comporta stati di sollecitazione critici all'interno dei fili. L'attitudine a resistere a torsione rende lo schermo a spirale la soluzione costruttiva ideale per applicazioni in cui la movimentazione prevede anche rotazioni sull'asse del cavo.
- La lavorazione atta alla costruzione di tale schermo è molto veloce: l'operazione di trecciatura di un cavo può procedere nel migliore dei casi ad una velocità lineare di 3 metri al minuto, mentre la lavorazione di spirale è caratterizzata da velocità medie di processazione di 5-6 metri al minuto, rendendo meno gravosa in termini di tempi di produzione una delle fasi costruttive del cavo più lunghe e complice

spesso di ritardi nella programmazione della produzione.

- L'elevata velocità di lavorazione e l'impiego ridotto di materiale metallico schermante concorrono all'abbassamento del costo rendendo lo schermo a spirale il più economico possibile tra gli schermi flessibili.

Per meglio comprendere l'importanza dello schermo a spirale e di come le sue caratteristiche lo rendano una lavorazione a cui molte aziende (tra cui quella presa in esame in questo lavoro) non vogliono e non possono rinunciare, è illustrata una panoramica di diverse applicazioni e settori di utilizzo di tale tecnologia e di come questa soddisfi ai requisiti delle varie apparecchiature.

### **2.3.1. Broad Casting (Trasmissione Audio-Video)**

Il settore che tratta la trasmissione dati relativa a segnali di tipo audio e video come collegamenti di strumenti musicali, microfoni, altoparlanti e cuffie, trovano nello schermo a spirale un interessante compromesso tra requisiti meccanici, economici e requisiti di protezione dai disturbi.

Le basse frequenze di trasmissione delle apparecchiature trattate in questo settore non portano all'effetto indesiderato di induzione elettromagnetica, causata in alte frequenze dalla corrente circolante nelle spire dello schermo, rendendo possibile l'impiego di tale tecnologia.

Molte applicazioni richiedono un elevato grado di miniaturizzazione del conduttore ed un'elevata flessibilità: ad esempio cavi per il collegamento di microfoni o strumenti musicali devono essere poco ingombranti e molto flessibili per permettere percorsi vari alle linee di alimentazione sul palcoscenico di concerti ed il movimento durante le esibizioni.

Un altro esempio di applicazione in cui è chiesto un elevato grado di miniaturizzazione sono i cavi per il collegamento di cuffiette di lettori musicali (lettori mp3 e lettori cd) che devono essere flessibili, poco ingombranti e devono poter essere facilmente riposte dopo l'utilizzo.

L'elevata economicità inoltre, rende lo schermo interessante per l'abbassamento dei costi finali ed una soluzione vantaggiosa per queste applicazioni, in cui l'efficacia schermante garantita dalla spirale è ritenuta sufficiente.

### **2.3.2. Cavi robotica per flesso torsione**

I cavi speciali trovano largo impiego nel settore dell'automazione dove garantiscono il trasferimento di segnali e l'alimentazione di corrente ad organi in movimento. L'unificazione di diversi elementi di trasmissione ed alimentazione in un unico vettore permette il contenimento dei volumi e degli ingombri, definendo un minor numero di elementi in movimento durante il funzionamento delle macchine.

In questo tipo di applicazioni l'attenzione maggiore in fase di progettazione è posta sulla definizione delle caratteristiche meccaniche del cavo, che ne

influenzano il corretto funzionamento e soprattutto la vita utile.

Tipiche installazioni consistono nel posizionamento dei conduttori in catenarie di movimento, mostrate in figura 2.5, che permettono grazie anche alla flessibilità del cavo di assecondare il movimento traslatorio dell'utilizzatore collegato.

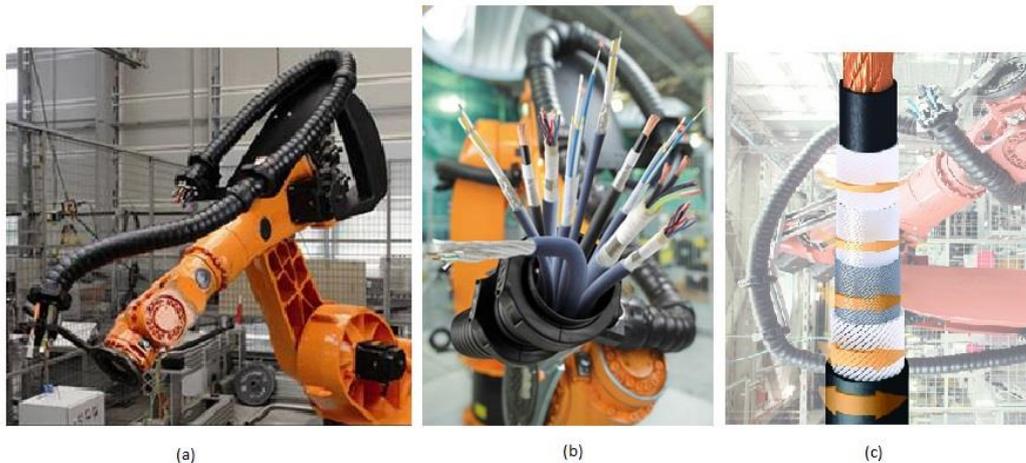
La definizione della geometria, della disposizione degli elementi, dei materiali e del tipo di schermi da impiegare dipende fortemente dalle condizioni di lavoro a cui il cavo verrà sottoposto, le quali vanno identificate ed analizzate nel dettaglio per ogni specifica installazione. In particolare il tipo di movimento, la velocità ed accelerazione a cui questo si manifesta e l'entità delle curvature che si presentano nel percorso, sono fattori di fondamentale importanza per la definizione dei parametri costruttivi.



Figura 2.3 Catene portacavi per il collegamento di organi in movimento

Per la maggioranza delle applicazioni il tipo di schermo utilizzato è quello a treccia, che in condizioni di movimentazione a flessione del cavo riesce a garantire una sufficiente flessibilità e resistenza meccanica, mentre la scarsissima resistenza meccanica ed elevata rigidità del nastro metallico lo esclude dall'impiego in questo settore.

Condizioni critiche per l'impiego dello schermo a maglie intrecciate si presentano nel caso in cui al movimento di flessione del cavo si aggiunge una rotazione torsionale, tipica di alcune macchine per lavorazioni meccaniche, come teste a mandrino e robot antropomorfi (figura 2.4a).



**Figura 2.4** Immagini rappresentative dell'impiego di cavi nelle applicazioni robotiche. (a) braccio robotico dotato di cavi per flessione torsione. (b) canalina mobile per l'alloggiamento dei conduttori. (c) rappresentazione costitutiva di un cavo per flessione torsione.

La progettazione di cavi per flessione torsione necessita di accorgimenti particolari: tutti gli elementi che compongono il cavo devono presentare lo stesso verso di cordatura, trefolatura e riunitura, ovvero tutti i gruppi o sottogruppi di elementi filiformi devono comporre fasci con lo stesso senso di avvolgimento (figura 2.4c). Strutturando in questo modo il cavo, al presentarsi di una torsione nel senso di cordatura, tutti gli elementi interni tendono a stringersi e a compattare le dimensioni totali, mentre all'imposizione di una rotazione nel senso opposto di avvolgimento, gli elementi interni tendono a scordarsi ed aprirsi con una conseguente dilatazione del diametro esterno.

L'utilizzo di riempitivi tessili e formazioni geometriche particolari permettono lo spostamento radiale appena descritto.

Il movimento torsionale agisce secondo lo stesso principio sui fili che compongono l'eventuale schermo esterno.

La struttura dello schermo a treccia dispone di fili avvolti attorno al cavo in sensi di rotazione opposti e questo fa sì che sottoponendo il cavo ad una torsione, gli elementi avvolti in un senso tendano ad allargarsi ma restino vincolati dai fili avvolti in senso opposto che, al contrario, tendono a stringersi intorno al cavo.

L'impossibilità di assecondare il movimento di torsione grazie a restringimenti e dilatazioni porta i fili ad essere sottoposti a sforzi elevati ed arrivare a rottura anche per piccoli angoli di rotazione, rendendo inutilizzabile questa soluzione costruttiva.

L'unico senso di avvolgimento del fascio che compone lo schermo a spirale lo rende perfetto per applicazioni di questo tipo e ad oggi è ancora l'unico metodo utilizzato sebbene le sue capacità schermanti siano di scarsa efficacia se messe a

confronto con gli altri tipi di schermatura. I fili dello schermo avvolti ad elica assecondano il movimento torsionale appena descritto anche per cavi di grosse dimensioni, per cui a parità di angolo di torsione, le deformazioni e sforzi indotti sono superiori.

Tipicamente i cavi per robotica che devono essere capaci di sopportare la combinazione di flessione e torsione presentano diametri minimi del conduttore di 5 mm fino a diametri massimi di 20 mm; è necessario in questi casi disporre di tecnologie ed attrezzature in grado di effettuare operazioni di spirallatura su conduttori di tale dimensione.

### **Sommario**

In questo capitolo è stata offerta una panoramica sulle tipologie di schermi destinati alla protezione di cavi elettrici, identificando nello schermo a spirale uno schermo con notevoli limiti e complicazioni di carattere elettromeccanico, mostrando come questo presenti tuttavia requisiti e caratteristiche uniche che lo rendono una tecnologia utile e spesso indispensabile per alcune applicazioni speciali.



## **3. LA LAVORAZIONE DI SPIRALATURA: MACCHINE E PROCESSO**

### **Introduzione**

In questo capitolo viene proposta la descrizione delle dinamiche che governano il processo di spirallatura e delle macchine impiegate con l'obiettivo di rendere noto il processo di schermatura e descrivere i limiti e le caratteristiche delle tecnologie disponibili in azienda dedicate a tale lavorazione. Vengono, infine, descritti i parametri e le relazioni che governano il processo, esplicitando in dettaglio i criteri di scelta degli stessi in funzione dei requisiti qualitativi del prodotto e dei limiti tecnologici della lavorazione.

### **3.1. Impieghi della lavorazione**

La spirallatura è un processo di lavorazione che consiste nell'avvolgimento di fasci di filato attorno ad un corpo messo in traslazione, al fine di creare su di esso uno strato avvolgente che ne determini e modifichi alcune caratteristiche elettriche e meccaniche. L'impiego di tale processo all'interno dell'azienda è quasi interamente dedicato alla costruzione di schermi di tipo elettromagnetico attorno a corpi conduttori destinati alla trasmissione di segnali, usando come elementi di copertura fili di rame o rame stagnato. In piccola percentuale le macchine per la spirallatura vengono anche utilizzate per applicazioni atte a migliorare caratteristiche meccaniche e geometriche dei cavi: alcuni prodotti destinati a trazione e a sostenere carichi in sospensione presentando un allungamento minimo, necessitano di un avvolgimento di kevlar che ne migliori le caratteristiche meccaniche, altri prodotti, invece, prima di alcune fasi di lavorazione, hanno bisogno di essere stabilizzati in geometria e dimensioni servendosi dell'applicazione a spirale di alcuni elementi tessili che fungano da riempitivi.

### **3.2. Il processo e le macchine**

La dinamica della lavorazione consta nello scorrimento assiale del cavo da ricoprire nel sistema di applicazione dotato della *testa a spirallare* costituita da uno o più supporti rotanti su cui sono installati un dato numero di spole di filo avvolto, che ruotando e combinandosi al movimento di avanzamento trasversale del cavo, applicano uno strato elicoidale di filato metallico.

Il cavo da schermare viene svolto durante il processo da un supporto cilindrico detto bobina di svolgimento ed il prodotto schermato viene accumulato su una

seconda bobina detta di avvolgimento di raccolta (figura 3.1).

Esistono diversi tipi di macchine ideate per questa lavorazione, ma tutte comprendono alcuni elementi fondamentali:

1. **Cavalletto svolgitore per la bobina di svolgimento (o di carico):** è il supporto per la bobina di cavo da schermare la quale, posta su un albero fissato orizzontalmente sui due estremi di un telaio a portale, è libera di ruotare assialmente permettendo lo svolgimento dell'elemento avvolto durante la lavorazione. Tale supporto è fornito di un sistema frenante regolabile che permette di definire la tensione di svolgimento del cavo.

Molto spesso l'azione di sostituzione delle bobine è facilitata dalla presenza di un cinematismo, che tramite una leva minimizza gli sforzi dell'operatore nel fissaggio dell'elemento sull'albero di rotazione.

2. **Telaio:** è la struttura portante degli elementi funzionali della macchina ed entro il quale avviene la lavorazione del cavo. Presenta diverse traverse metalliche a cui sono fissati gli organi di movimento e fornisce una copertura protettiva che isola gli organi rotanti dall'ambiente circostante e dagli operatori.
3. **Sistema di guida cavo:** fissato al telaio è un sistema di pulegge e tubi che definisce il percorso del cavo all'interno della struttura della macchina. Le pulegge servono a deviare il cavo svolto dalla bobina e direzionare il movimento di avanzamento lungo l'asse di lavorazione, mentre i tubi e le guide mantengono il cavo in posizione impedendogli di discostarsi dall'asse centrale specialmente nelle zone di applicazione del materiale, dove la concentricità tra elementi rotanti e corpo da schermare è un requisito di qualità nella lavorazione. Le guide devono essere adattate alle dimensioni del cavo in lavorazione tramite la sostituzione di boccole ed invogli conici. La dimensione massima delle guide installabili definisce i limiti sulle dimensioni massime del cavo da spiralarlo.
4. **Testa a spiralarlo:** elemento della macchina atto alla lavorazione vera e propria composto da uno o più rotori porta spole disposti in serie su un albero cavo messo in rotazione. I rotori sono elementi vincolati al proprio asse e liberi di ruotare intorno ad esso che forniscono l'alloggiamento per il materiale d'apporto accumulato in fasci di filo su piccole bobine dette spole. Ogni rotore è composto da una base rotante forata al centro per permettere il passaggio del cavo in lavorazione e da un numero variabile (tipicamente 4, 8 o 16) di supporti chiamati fusi, sui quali vengono fissate le suddette spole di lavorazione. I fusi sono liberi di ruotare permettendo lo svolgimento dei fili di copertura avvolti sulle

spole e sono dotati di un sistema frenante che garantisca una certa tensione degli stessi durante il processo di avvolgimento attorno al cavo.

I sistemi di frenatura più usati rallentano lo svolgimento del filo servendosi dell'attrito tra la superficie rotante del fuso ed un elemento consumabile, garantendo un certo grado di regolazione agendo sulla pressione od avanzamento dell'elemento frenante tramite molle o viti.

Sono presenti sulle macchine più moderne altri sistemi di regolazione della tensione più sofisticati come la motorizzazione di ogni singolo fuso o l'utilizzo di cinematismi meccanici che regolino lo svolgimento della spola stessa. I rotori sono messi in rotazione da un motore elettrico la cui velocità può essere regolata attraverso diversi sistemi meccanici o elettronici e può essere legata tramite un sistema di controllo alla velocità di avanzamento del cavo da schermare.

5. **Sistema di sicurezza rottura filo:** è composto da un anello metallico dotato di tensione elettrica posto a valle dei rotori e che viene percorso assialmente dal cavo schermato. Nel caso un filo metallico dovesse rompersi durante la lavorazione verrebbe a contatto con l'anello metallico grazie alle forze centrifughe e la vicinanza dello stesso al cavo lavorato. Il contatto provoca la chiusura di un circuito e porta al blocco della macchina impedendo di compromettere la lavorazione e permettendo all'operatore di accorgersi del problema. Tale sistema non è infallibile perciò la sua presenza non può prescindere un costante monitoraggio del risultato della lavorazione da parte dell'operatore.
  
6. **Sistema movimentazione del cavo:** lo svolgimento del cavo in lavorazione è garantito dall'avvolgimento di questo sul tamburo di un cabestano motorizzato, che da solo o accoppiato ad una seconda puleggia, mette in tensione l'elemento e ne provoca l'avanzamento. Il tamburo rotante può essere messo in rotazione dal motore della testa tramite un accoppiamento meccanico o da un motore indipendente; in quest'ultimo caso per garantire il passo di lavorazione costante la velocità di rotazione del volano può essere accoppiata elettronicamente a quella di rotazione della testa o gestita da un variatore meccanico.
  
7. **Cavalletto avvolgitore (o di raccolta):** elemento che supporta e guida la bobina sulla quale viene avvolto il cavo spirato tramite un albero calettato orizzontalmente su un telaio a portale. L'albero di supporto è messo in rotazione per permettere l'avvolgimento del cavo finito tramite

un motore elettrico o accoppiando in alcuni casi la rotazione della bobina alla rotazione del cabestano di estrazione tramite un cinematismo meccanico. Per permettere un avvolgimento omogeneo del cavo finito sulla bobina è presente una guida cavo mobile a passo variabile composto da un meccanismo vite senza fine collegato alla rotazione dell'albero, sistema che muove il cavo lungo la direzione assiale della bobina durante l'avvolgimento, garantendo un opportuno riempimento della stessa.

La velocità di avvolgimento del cavo deve essere variabile per poter garantire una tensione del cavo in uscita costante nonostante il diametro di avvolgimento sulla bobina venga incrementato durante la lavorazione a causa dell'accumulo di materiale; questo può avvenire tramite regolazione in velocità di un motore indipendente o l'utilizzo di trasmissioni come frizioni o giunti ad induzione per la trasmissione del moto di avvolgimento.

8. **Nastratore:** molto spesso in serie alla testa o teste di lavorazione è posto sull'albero di rotazione principale un elemento rotante simile ad una bobina detta padella che supporta un rotolo di nastro avvolto.

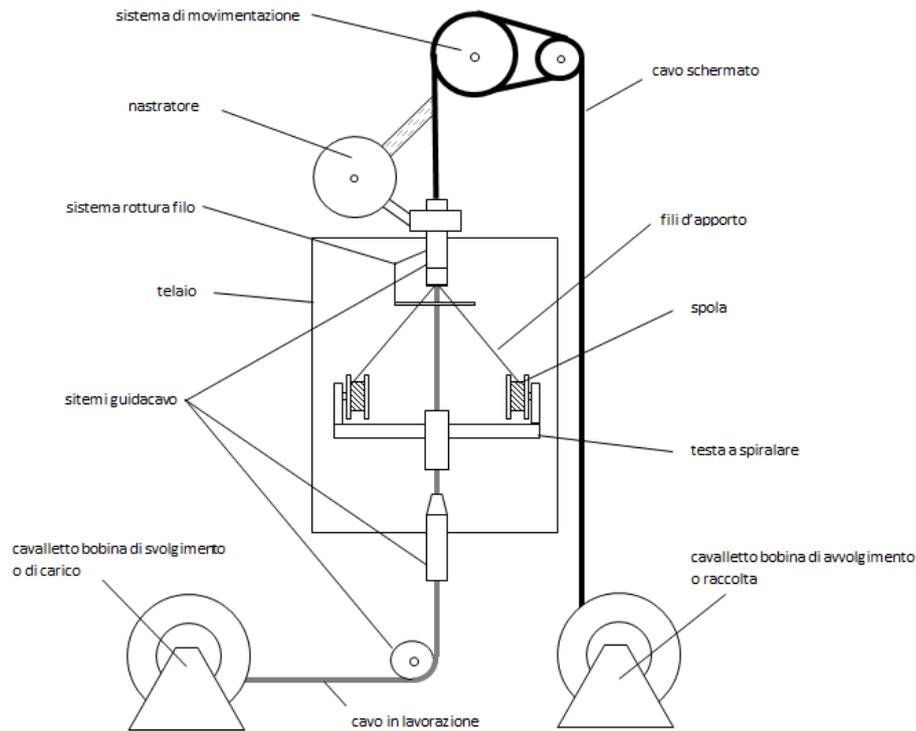
La padella, come i fusi è libera di girare sul proprio asse e svolgendosi è in grado di applicare uno strato coprente di nastro sul cavo schermato.

La padella è dotata di un sistema frenante che non permette lo srotolamento del materiale d'apporto e che ne mantenga la giusta tensione di applicazione. Il nastro può essere di alluminio nel caso funga da secondo schermo per il cavo o di poliestere e tessuti nel caso questo serva come stabilizzatore della lavorazione precedente o isolamento dell'elemento schermato a spirale dai diversi elementi che andranno a combinarsi con esso nel cavo speciale finale.

In generale è possibile identificare tre diversi sottosistemi di macchina:

1. **Sistema di avanzamento del cavo:** comprende il cavalletto svolgitore, la relativa bobina, il sistema di estrazione e movimentazione del cavo e parte del sistema guida cavo relativo alle pulegge di rinvio.
1. **Sistema di applicazione:** comprende la testa a spirale, il sistema di allarme, il nastratore e la porzione di guida cavo che interessa il tratto di prossimo all'avvolgimento dei fili e stabilizzazione in direzione del cavo.
2. **Sistema di avvolgimento o raccolta:** comprende il cavalletto avvolgitore, la relativa bobina di raccolta e tutti gli organi interessati ad un corretto avvolgimento del prodotto finito sulla stessa.

E' possibile che un telaio possa contenere, come nel caso delle macchine dell'azienda, più teste a spiralarre poste in parallelo, garantendo la lavorazione di diversi prodotti simultaneamente. In generale si definisce come linea o gruppo di lavoro l'unione del sistema di movimentazione e supporto del cavo, del sistema di applicazione materiale attuato dalla testa o teste di lavorazione e del sistema di raccolta del lavorato.



**Figura 3.1** Struttura generale di una macchina per spiratura

Il processo di lavorazione comincia con il prelievo da parte dell'operatore della bobina di cavo da schermare ed installazione di questa sul cavalletto svolgitorre. La dimensione delle bobine utilizzabili dipende dal tipo di macchina a disposizione, generalmente le bobine di carico e scarico usate nelle installazioni hanno le stesse dimensioni. Tirando e svolgendo per un breve tratto la testa del cavo avvolto sulla bobina di svolgimento, l'operatore, servendosi della propria sensibilità, regola il sistema frenante del cavalletto in modo da ottenere una tensione di svolgimento appropriata che non permetta al cavo di srotolarsi eccessivamente e che d'altra parte non lo metta in condizioni di trazione gravose.

La scheda di lavorazione allegata al prodotto permette all'operatore di definire i parametri di lavorazione, quindi impostare le regolazioni della macchina,

cambiare le boccole dei guidafile in base al diametro dell'elemento da schermare e montare le spole di filo opportuno sui fusi della testa a spiralarlo. L'operatore deve inoltre compilare una scheda contenente alcune informazioni sui parametri utilizzati ed eventuali scarti o modifiche effettuate, che deve essere allegata alla bobina del prodotto spiralaro.

L'operazione successiva è denominata infilaggio e consiste nell'introduzione e vincolo del cavo lungo l'asse di lavorazione in modo che questo segua il percorso che interessa l'intero processo, dalla bobina di svolgimento alla bobina di carico. L'infilaggio può avvenire in modi differenti in funzione della configurazione in cui si trova la macchina:

1. **Macchina carica:** terminata la lavorazione di un cavo l'operatore ha fermato la macchina in modo che questa si presenti nella configurazione per cui la bobina di svolgimento è vuota, la bobina di carico è piena e il tratto finale di cavo della lavorazione precedentemente eseguita si trova ancora inserito nella linea di lavoro con l'estremità sospesa sopra la testa di spiralaro. In tale circostanza l'infilaggio si limita a fare passare il nuovo cavo da spiralaro in parte del sistema guidafile e nella testa di lavoro e successivamente ad agganciare il conduttore all'estremità dell'elemento precedentemente lavorato, una volta sostituita la boccola guidafile. All'avviamento della macchina il tratto di cavo spiralaro che ancora si trova disposto sul cabestano di traino trascina il cavo da lavorare. La continuità garantita da questo procedimento detto "traino" riduce i tempi di preparazione della macchina e facilita il processo di infilaggio circoscrivendolo ad un breve ed accessibile tratto di linea.

La condizione appena descritta si riferisce alla maggior parte delle situazioni in cui si procede con una nuova lavorazione.

2. **Macchina scarica:** Per mancata produzione o a seguito di manutenzione la macchina è stata totalmente scaricata dall'ultima lavorazione effettuata e l'operatore deve infilare il cavo nella macchina lungo tutto il percorso che questo deve effettuare durante il processo. L'operatore prende l'estremità del cavo dalla bobina e lo introduce successivamente nella guidafile, nella testa di lavoro e nell'anello del sistema di sicurezza rottura filo, quindi lo avvolge diverse volte sui tamburi del cabestano per poi fissarla alla bobina di avvolgimento. Questo procedimento è più lungo e laborioso dato anche la difficoltà di accesso di alcuni punti del macchinario e si cerca di evitare che si presenti tale condizione.

Le spole di filo avvolto precedentemente riempite vengono quindi installate sui fusi. Prima di avviare la macchina i fili disposti sulle spole devono essere

vincolati al corpo del cavo da schermare, in modo che questo, una volta messo in avanzamento, trascini assialmente i fili d'apporto dando origine alla disposizione ad elica dello schermo, grazie alla combinazione con il movimento circolare dei rotori.

L'operatore avvia quindi la macchina ed il cavo comincia ad avanzare passando nella testa di lavoro ed accumulandosi sulla bobina d'avvolgimento.

Nel caso di macchina precedentemente scarica non è necessario alcun ulteriore intervento se non la sostituzione delle spole di filo esaurite ed eventualmente della bobina di avvolgimento qualora questa fosse piena e la lavorazione del lotto non fosse ancora terminata. Nel caso di macchina carica, invece, in cui ci si serve dell'ultimo prodotto per avviare la lavorazione, l'operatore dovrà attendere che il tratto di cavo usato come traino esca dalla linea di lavorazione, avvolgendosi sulla bobina di prodotto finito precedente; a questo punto all'interno della macchina si trova solo il nuovo cavo da schermare ed è possibile tranciare la connessione dei due elementi creata in fase di infilaggio e procedere alla sostituzione della bobina di avvolgimento con una nuova, destinata ad accogliere il nuovo prodotto in lavorazione.

All'operatore, avviata la macchina, non resta che monitorare la lavorazione osservando il prodotto schermato in uscita, assicurandosi che non presenti lacune (nel caso il sistema di sicurezza rottura filo fallisca) e aggiustando alcuni parametri di lavorazione in corso d'opera per migliorare la qualità della fasciatura.

In molte lavorazioni la quantità di filo accumulato sulle spole non è sufficiente a terminare la lavorazione di un lotto, l'operatore quindi controlla visivamente la quantità di filo rimasta sui rocchetti e ferma la macchina quando il materiale d'apporto sta per terminare procedendo alla sostituzione delle spole.

La schermatura provoca un aumento del diametro del cavo, è possibile perciò che il materiale accumulato sulla bobina di svolgimento a seguito della lavorazione non possa essere accolto totalmente dalla bobina di raccolta di pari dimensioni; in questi casi l'operatore sostituisce la bobina di raccolta fermando la macchina.

E' possibile identificare e suddividere schematicamente quindi le diverse operazioni del processo come mostrate nello schema di figura 3.2.

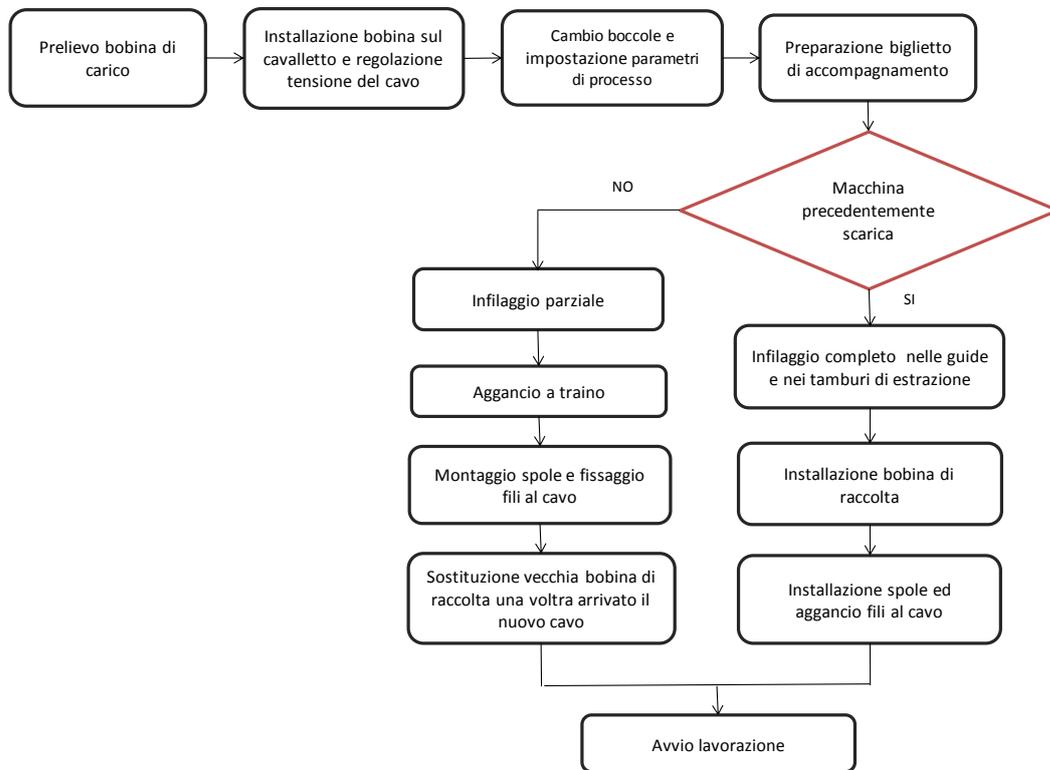


Figura 3.2 Schema della sequenza delle operazioni di preparazione alla lavorazione

### 3.3. La tecnologia dell'azienda: limiti e caratteristiche

Il reparto per la lavorazione di spirallatura dell'azienda è composto da quattro macchine per un totale di undici linee di lavoro, ogni macchina, infatti, è composta da più di una testa a spirallare disposte in parallelo. Le macchine del reparto derivano tutte dalla modifica più o meno importante di modelli costruiti internamente dalla società precedente che, oltre che nella produzione di cavi speciali, era impegnata nella costruzione di macchinari per le lavorazioni dedicate. Uno degli elementi che accomuna tutte le linee di lavoro è la testa a spirallare, identica per ogni linea di ogni macchinario del reparto mostrata in figura 3.3.

La testa di lavoro è costituita da due rotori a razze in acciaio calettati in serie e saldati ad un albero cavo messo in rotazione durante la lavorazione.

I due rotori sono disposti in modo da presentare uno sfasamento di 45 gradi tra le quattro razze, ognuna delle quali supporta un fuso reggi spola. Ogni testa di lavoro può dunque disporre di 8 spole di filo in lavorazione.

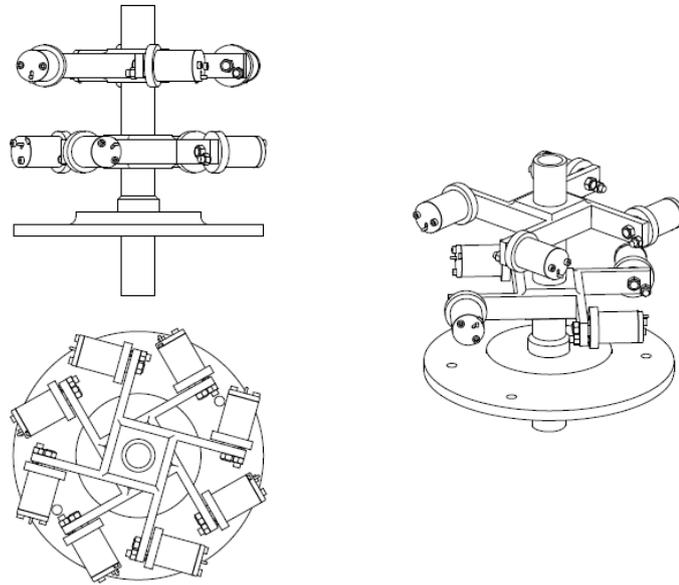


Figura 3.3 Testa di lavoro in dotazione alle macchine dell'azienda

La spola utilizzata nelle macchine del reparto è un supporto in plastica capace di una quantità in peso di filato di rame di 900 grammi circa, e le cui dimensioni sono mostrate in figura 3.4. Le spole sono dotate di una scanalatura necessaria al corretto fissaggio sui fusi dei rotori.

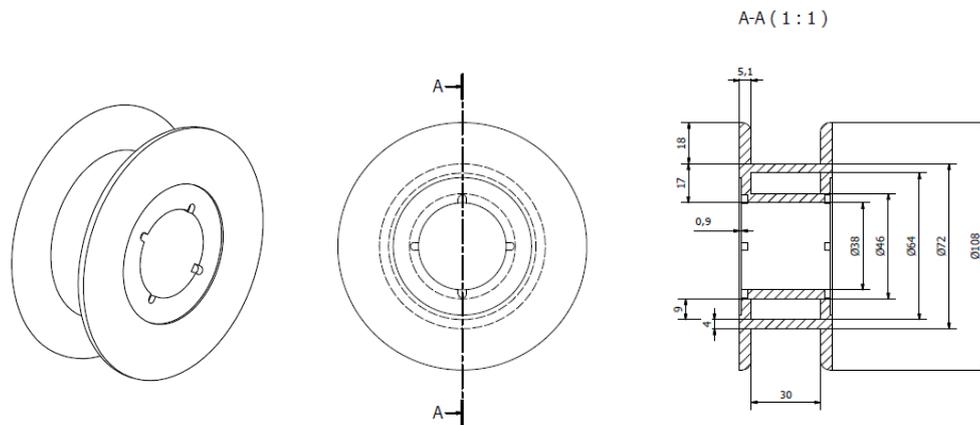


Figura 3.4 Spole utilizzate dalle macchine dell'azienda

I fusi (figura 3.3) consistono in un cilindro metallico calettato tramite dei cuscinetti a sfera su di un albero fissato direttamente all'estremità delle razze per mezzo di un collegamento bullonato. Un fermo dotato di molla di ritorno e posto all'estremità del fuso permette di vincolare velocemente il movimento assiale della spola e, grazie alla sua scanalatura, anche le rotazioni relative tra questa e

il cilindro metallico del fuso.

Il sistema frenante che impedisce lo srotolamento della spola per effetto delle forze centrifughe e che garantisce il corretto tensionamento dei fili, sfrutta l'azione delle forze d'attrito tra una porzione del fuso ed un elemento consumabile posto a contatto con esso. Sulla razza in prossimità dell'asse di rotazione del fuso è fissato per mezzo di un collegamento filettato un supporto metallico nel quale è installato, libero di scorrere assialmente e spinto da una molla elicoidale, un carboncino. Il contatto e struscio del carboncino con la superficie finale del fuso metallico provoca il rallentamento dello stesso durante la rotazione. L'intensità dell'effetto frenante è regolata dall'avanzamento del supporto filettato contenente il carboncino, che l'operatore muove a seconda delle esigenze di lavorazione.

Sebbene la base di partenza delle diverse macchine presenti tratti comuni nella struttura e nella realizzazione, le modifiche apportate nel corso degli anni fanno sì che queste presentino tra loro un diverso livello tecnologico, che definisce per ognuna di esse diverse caratteristiche e limiti in termini di qualità, produttività e sicurezza. In figura 3.5, 3.6 e 3.7 è mostrata schematicamente la struttura di base dei macchinari, definiti come *Macchina 1*, *Macchina 2* e *Macchina 3*, a cui segue la descrizione dettagliata delle caratteristiche e dei limiti tecnologici.

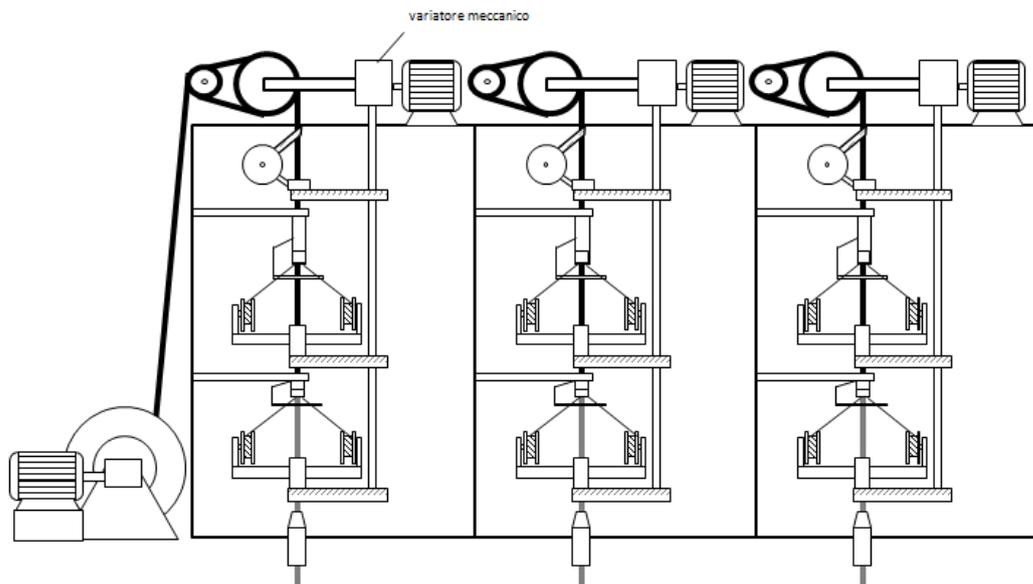


Figura 3.5 Schema costitutivo della Macchina 1

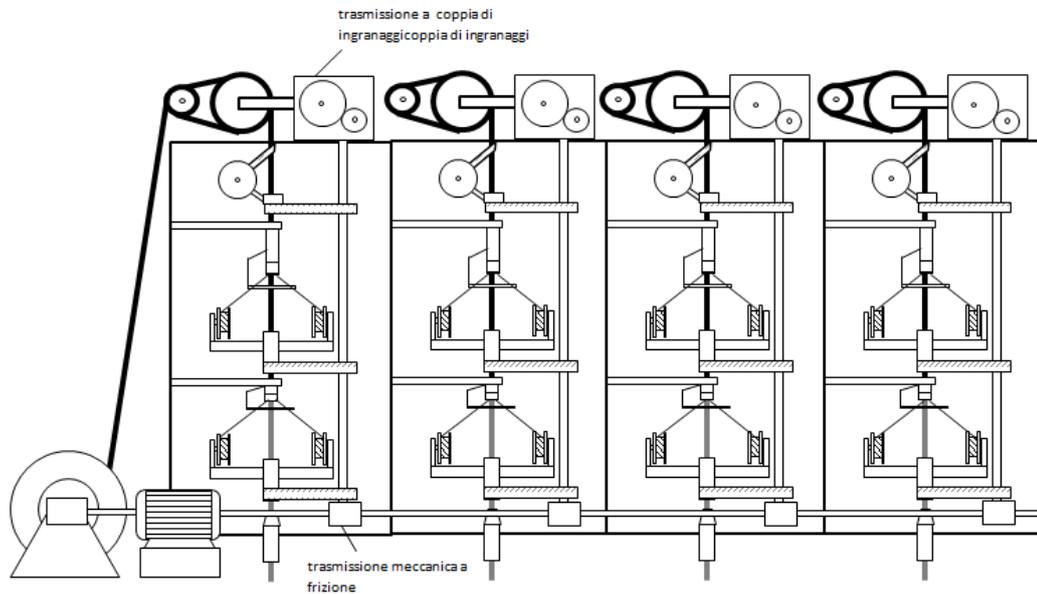


Figura 3.6 Schema costitutivo della Macchina 2

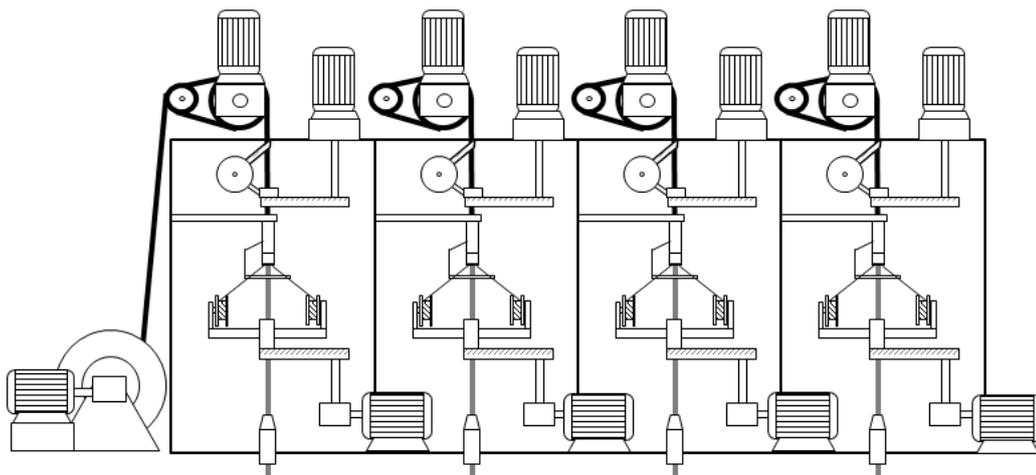


Figura 3.7 Schema costitutivo della Macchina 3

- Macchina 1:**  
 comprende tre linee di spirallatura, ognuna di esse composta da un albero principale su cui sono calettate due teste di lavoro ed un nastratore in serie. Le teste di lavoro sono composte da due rotori che complessivamente supportano 8 spole di filo come mostrato in figura 3.3. Le due teste in serie ruotano in senso opposto per permettere la lavorazione di schermi a spirale in ogni senso di avvolgimento e in casi

particolari la costruzione di una doppia spirale incrociata. Durante la lavorazione entrambe le teste sono messe in rotazione e non c'è la possibilità di disabilitare la rotazione di una delle due in quanto i rotori sono accoppiati meccanicamente all'albero principale tramite un giunto.

Ogni linea è messa in funzione da un motore asincrono regolato da inverter, che agisce sulla rotazione dell'albero di calettamento delle teste e sul movimento di avanzamento del cavo tramite il cabestano di estrazione, collegato meccanicamente all'albero principale e regolabile in velocità tramite un variatore meccanico. Il cavalletto avvolgitore della bobina di raccolta è messo in funzione da un motore asincrono indipendente, che garantisce il tiro necessario grazie ad un giunto regolabile ad induzione elettromagnetica.

La presenza del motore asincrono ed inverter è una delle modifiche principali apportate al progetto originario e permette di regolare la velocità di lavorazione con continuità e definire transitori graduali di avviamento ed arresto. La totalità della potenza installata sulla macchina è di 1.45 Cv. Impostata la velocità di lavorazione, definita dai giri del motore elettrico, la velocità di rotazione dei rotori è fissa, mentre la e la velocità di rotazione del cabestano è regolabile tramite un variatore meccanico; questo permette di relazionare la velocità di rotazione della testa all'avanzamento del cavo definendo i parametri caratteristici dello schermo.

Gli elementi rotanti di ogni linea sono isolati e protetti da un sistema di sportelli ed interruttori di sicurezza: se la linea è in funzione e gli sportelli di protezione vengono aperti, l'interruttore provoca il blocco del motore ed il fermo del relativo gruppo di lavoro. Questa è stata una modifica necessaria ai sensi delle norme antiinfortunistiche.

Il sistema di sicurezza rottura filo, nell'eventuale contatto con l'elemento d'apporto, manda in blocco il motore relativo alla linea interessata da guasto, mantenendo operativi gli altri gruppi di lavoro.

La geometria e dimensione della macchina impongono alcuni limiti in riferimento alle schermature eseguibili: la struttura dei guidacavo e delle teste a spirale permettono la lavorazione di cavi con diametro massimo di 7 mm, limitando il processo di schermatura rispetto alle più moderne macchine in commercio, in grado di ricoprire elementi con diametro superiore ai 50 mm.

I motori installati su ogni linea raggiungono una velocità massima di rotazione di 350 rpm contro i 500 rpm raggiungibili dai più moderni macchinari. La velocità massima di rotazione tuttavia non viene mai raggiunta nelle produzioni ad oggi effettuate poiché subentrano altri

limiti di carattere tecnologico e di qualità dello schermo discussi nei capitoli successivi, perciò non si considera il motore come un elemento limitante la potenzialità produttiva delle linee.

- **Macchina 2 :**

questa è la più vecchia tra le macchine del reparto e presenta praticamente tutti i tratti originari con i quali è stata ideata e costruita.

La struttura presenta quattro linee di lavoro costituite anch'esse, come nella macchina 1, da due teste a spirale controrotanti e da un nastro in serie. Ogni testa è composta da due rotori a 4 fusi per un totale di 8 spole supportate per testa a spirale.

La movimentazione della totalità degli organi di macchina è garantita da un unico albero rotante disposto orizzontalmente alla base del telaio. L'albero principale è messo in rotazione da un motore asincrono a velocità fissa che mette a disposizione una potenza di 1.45 Cv, sprovvisto d'inverter ed ogni sorta di sistema di regolazione; il motore quindi all'accensione si porta automaticamente alla velocità di regime.

Gli alberi cavi su cui sono calettate le teste di lavoro sono accoppiate all'albero motore principale tramite una frizione lamellare meccanica, la quale, una volta innestata tramite un leveraggio, permette ad un sistema di pulegge e cinghie di trasferire il moto alle linee di lavoro.

All'albero motore principale sono inoltre collegati meccanicamente il volano di estrazione tramite ruote dentate e la bobina di avvolgimento tramite un sistema a frizione che permette di garantire un certo controllo sulla tensione del cavo in uscita.

Il rapporto tra la velocità di avanzamento dell'elemento da schermare e velocità di rotazione delle teste è definita in questo caso dall'accoppiamento di due ruote dentate, che collegano il tamburo di movimentazione del cavo alla rotazione dell'albero sui cui sono calettati i rotori. L'impostazione dei passi di spiratura non è dunque modificabile in corso d'opera tramite un variatore di giri, ma viene definito univocamente dal rapporto tra il numero di denti degli ingranaggi calettati in fase di preparazione della macchina.

L'unica forma di protezione che isola gli organi rotanti dall'ambiente esterno consta in alcune protezioni scorrevoli in plexiglass che possono essere aperte mentre gli elementi interni sono ancora in movimento, in contravvenzione alle norme vigenti sulla sicurezza del lavoratore.

La mancanza di un adeguato sistema di sicurezza pone l'urgenza di un ricondizionamento della macchina in termini di protezioni ed arresti di emergenza.

Il sistema di sicurezza di rottura filo, analogamente alla *macchina 1*, genera uno stop della produzione a seguito del contatto eventuale col materiale d'apporto proiettato dal corpo da schermare per effetto delle forze centrifughe. In questo caso il blocco interessa l'unico motore presente, che a cascata porta al fermo di tutte e quattro linee di lavoro della macchina e non solo di quella interessata dalla rottura.

La dimensione dei passaggi guidacavo e la struttura delle teste limita il passaggio a cavi del diametro massimo di 7 mm, impedendo anche in questo caso la schermatura di determinate tipologie di prodotto, come alcuni cavi per automazione destinati alla flessione torsione descritti nel capitolo precedente.

- **Macchina 3:**

è la più aggiornata e recente tra le macchine del reparto, si compone di quattro linee di lavoro su ognuna delle quali si trova un nastratore posto in serie ad un'unica testa a spirale capace di invertire il senso di rotazione. Ogni linea è fornita da tre motori asincroni per una potenza totale installata di 1.45 CV. I motori asincroni regolati da inverter agiscono rispettivamente sull'avanzamento del cavo, la rotazione della testa di lavoro e la rotazione della testa a nastrare, fornendo le caratteristiche di passo e velocità desiderata tramite un collegamento elettronico. La bobina di avvolgimento di ogni linea è dotata di un motore indipendente in corrente continua, la cui regolazione permette di gestire la tensione di avvolgimento.

La gestione dei parametri di processo è affidata ad un sistema di controllo interfacciato all'operatore tramite un display interattivo, tramite il quale è possibile inserire i dati di lavorazione richiesti. In base ai dati inseriti il sistema di controllo sincronizza la velocità di rotazione delle teste al moto di avanzamento del cavo al fine di ottenere il passo d'elica dello schermo desiderato. L'interfaccia grafica fornisce informazioni sul numero di giri del motore, passo dell'elica di spirale, velocità lineare di avanzamento del cavo e gli analoghi parametri riferiti alla sezione di nastratura. Tale sistema permette un assoluto controllo sui parametri di lavorazione e un tempo ridotto per l'impostazione degli stessi da parte dell'operatore.

La macchina è dotata di tutti i sistemi di sicurezza necessari che provocano l'arresto della linea nel caso venisse aperto lo sportello di protezione. Il sistema di sicurezza rottura filo interviene sul singolo motore di ogni linea come avviene nella *macchina 1*.

La macchina presenta gli stessi limiti delle altre in termini di dimensione massima di cavo schermabile, limitando le lavorazioni a elementi di diametro inferiore a 7 mm.

Di seguito sono elencati i limiti e le criticità relative ad ogni macchina, riportati in maniera riassuntiva in tabella 3.1.

***Macchina 1 :***

- Impossibilità di disabilitare una delle due teste che compongono una linea con un conseguente dispendio di energia
- Limite sulle dimensioni massime di cavo lavorabile che comporta l'impossibilità di introdursi nei settori di cavi schermati di dimensioni superiori

***Macchina 2:***

- Impossibilità di disabilitare una delle due teste che compongono una linea con un conseguente dispendio di energia
- Limite sulle dimensioni massime di cavo lavorabile che comporta l'impossibilità di introdursi nei settori di cavi schermati di dimensioni superiori
- Trasmissioni meccaniche che necessitano di manutenzione continua
- Impossibilità di variare i parametri di lavorazione a processo iniziato a causa dell'accoppiamento meccanico tra moto di rotazione e di traslazione
- Elevato tempo di settaggio della macchina per la definizione del passo di spiratura definito dal rapporto delle ruote dentate
- Motore unico per tutta la macchina che provoca il blocco di tutte le linee in caso di fermo d'emergenza
- Assenza del sistema di sicurezza atto a proteggere l'operatore in caso di apertura dei pannelli protettivi

Quest'ultimo punto porta alla necessità di un intervento al fine di rendere l'intero reparto conforme alle norme di sicurezza

***Macchina 3:***

- La presenza di un'unica testa su ogni linea impedisce la lavorazione di schermi a doppia spirale
- Limite sulle dimensioni di cavo lavorabile che comporta l'impossibilità di introdursi nei settori di cavi schermati di dimensioni superiori

<i>Macchina 1</i>	<i>Macchina 2</i>	<i>Macchina 3</i>
Limite dimensionale sui cavi spiralabili ( $D_c < 7\text{mm}$ )	Limite dimensionale sui cavi spiralabili ( $D_c < 7\text{mm}$ )	Limite dimensionale sui cavi spiralabili ( $D_c < 7\text{mm}$ )
Impossibilità di disaccoppiare il movimento delle teste della medesima linea	Impossibilità di disaccoppiare il movimento delle teste della medesima linea	Unica testa impedisce la schermatura a doppia spirale
	Impossibilità di disaccoppiare le diverse linee in fase di arresto di emergenza	
	Manutenzione onerosa	
	Rigidità e tempi prolungati nella impostazione del passo di lavorazione	
	Sistema di sicurezza insufficiente	

**Tabella 3.1** Tabella riassuntiva dei limiti tecnologici e tecnici delle macchine del reparto

### 3.4. Parametri di processo

L'efficacia di schermatura è legata un parametro chiamato *copertura superficiale CS* che definisce in percentuale la superficie di cavo effettivamente ricoperta dal filo metallico. Idealmente ad un cavo completamente ricoperto corrisponde una copertura del 100%, anche chiamata schermatura totale, mentre a cavi con parte della propria superficie ancora esposta corrispondono percentuali di copertura inferiori a 100%. Nella pratica si definisce schermatura totale il processo che porta a ricoprire oltre il 95% della superficie del cavo.

La copertura ottenuta al termine di un processo di spiratura è il risultato dato dalla combinazione di diversi parametri tra cui il passo di spiratura e la velocità di avanzamento del cavo.

Per la comprensione e l'introdurre del concetto di *passo di lavorazione o passo di spiratura* è utile procedere con l'analisi del caso estremo di copertura longitudinale del cavo, ovvero situazione in cui i fili di copertura sono disposti longitudinalmente al conduttore da schermare, paralleli e a contatto tra loro (figura 3.8). Questa condizione corrisponde ad una lavorazione a passo d'elica infinito, ovvero non avviene nessuna rivoluzione del filo d'apporto attorno al corpo del cavo, l'inclinazione dei fili rispetto l'asse del corpo schermato è nulla (angolo d'elica  $\alpha=0$ ), il fascio ricopre interamente la superficie ( $CS= 100\%$ ) e non presenta alcuna periodicità.

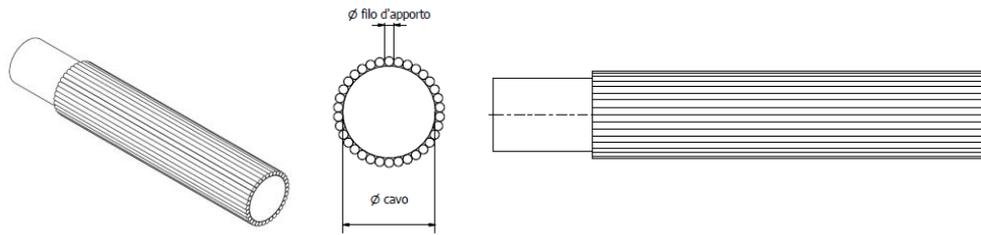


Figura 3.8 Schermatura totale tramite disposizione longitudinale dei fili sul cavo

Dato un cavo da spiralarlo di diametro  $D_c$  ed un del filo di rame di diametro  $df$ , il diametro medio  $D_m$  del corpo schermato è definito come media tra il diametro del conduttore non schermato ed il diametro del conduttore ricoperto dai fili. Il diametro medio  $D_m$  è ricavabile secondo l'equazione (3.1) come somma del diametro del corpo centrale e diametro del filo  $df$ , da cui segue il calcolo della circonferenza media  $C_{cm}$  come il prodotto di  $D_m$  e  $\pi$  (3.2). Dividendo la circonferenza media  $C_{cm}$  per il diametro del filo  $df$  si ottiene il numero di fili  $Nf_{ST}$  necessari a ricoprire interamente il cavo in direzione longitudinale come mostrato nelle equazioni (3.3), dunque per garantire una copertura superficiale del 100% di un tratto di cavo di lunghezza  $L$  sono necessari  $Nf$  fili della medesima estensione. La lunghezza complessiva di filato metallico  $Lf_{ST}$  utilizzata è ricavabile dalla (3.4).

$$D_m = D_c + df \quad (3.1)$$

$$C_{cm} = D_m \cdot \pi \quad (3.2)$$

$$Nf_{ST} = C_{cm} / df \quad (3.3)$$

$$Lf_{ST} = Nf_{ST} \cdot L \quad (3.4)$$

Questo caso teorico presenta alcuni problemi di stabilità e resistenza meccanica: durante la movimentazione del cavo questo è soggetto a piegature che non possono essere geometricamente assecondate dal fascio rigido di fili longitudinali che modificano la loro posizione generando aperture sullo schermo e inducendo disturbi tramite il movimento, inoltre, durante la flessione del corpo schermato gli elementi esterni sono posti a condizioni di trazione importanti che possono portare alla rottura dello schermo.

La disposizione ad elica del filo sopperisce a tali problemi di tipo meccanico e geometrico, portando l'analisi al caso estremo opposto, ovvero di schermo costituito da un unico filo avvolto lungo il conduttore. In questo caso si nota come questa soluzione generi problematiche di economicità della lavorazione legate ad un processo di applicazione sicuramente più lungo.

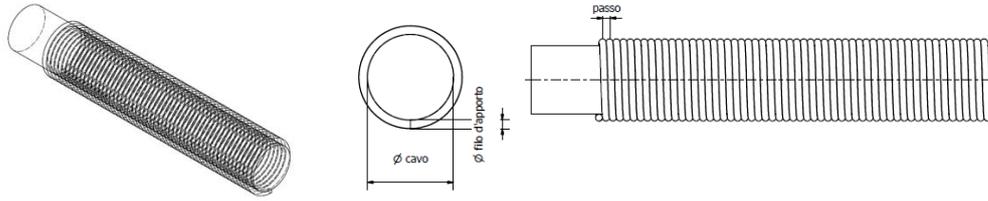


Figura 3.9 Schermatura totale tramite disposizione ad elica di un unico filo attorno al cavo

Prendendo in esame un cavo da spiralarlo di diametro  $D_c$  per mezzo di un filo di schermatura di diametro  $df$ , si ricava dal rapporto tra la lunghezza del tratto di cavo  $L$  e il diametro del filo  $df$ , il numero di rivoluzioni (o numero di spire)  $N_s$  necessarie alla copertura totale del corpo cilindrico (3.5).

In questo caso particolare il passo di lavorazione  $p$  espresso in millimetri coincide con il diametro  $df$  del filo d'apporto. Ogni spira consta di una rivoluzione attorno alla sezione circolare del cavo, di conseguenza la lunghezza del filo  $L_{f_{ST}}$  necessaria alla schermatura totale di un tratto di cavo di lunghezza  $L$  è calcolabile dal prodotto della circonferenza media  $C_{cm}$  del cavo schermato (3.2) e il numero di spire  $N_s$ , come mostrato nell'equazione (3.6).

$$N_s = L / df \quad (3.5)$$

$$L_{f_{ST}} = C_{cm} \cdot N_s \quad (3.6)$$

La struttura di uno schermo così costruito presenta caratteristiche di stabilità geometrica superiore in quanto in grado di supportare maggiormente le curvature del cavo e garantisce una flessibilità e resistenza meccanica alla flessione e torsione superiori.

Il numero elevato di rivoluzioni, tuttavia, generano un drastico abbattimento delle velocità del processo: mentre nel caso di schermatura longitudinale la velocità di lavorazione coincide con la velocità di avanzamento limite raggiungibile dalla macchina per mezzo del cabestano, in questo caso considerando il vincolo relativo alla velocità massima di rotazione  $ng_{max}$  raggiungibile dalle teste spiralatrici, la velocità di lavorazione massima  $v_{max}$  espressa in metri all'ora è definita secondo la formula (3.7):

$$v_{MAX} = ng_{max} \cdot p \cdot 0.6 \quad (3.7)$$

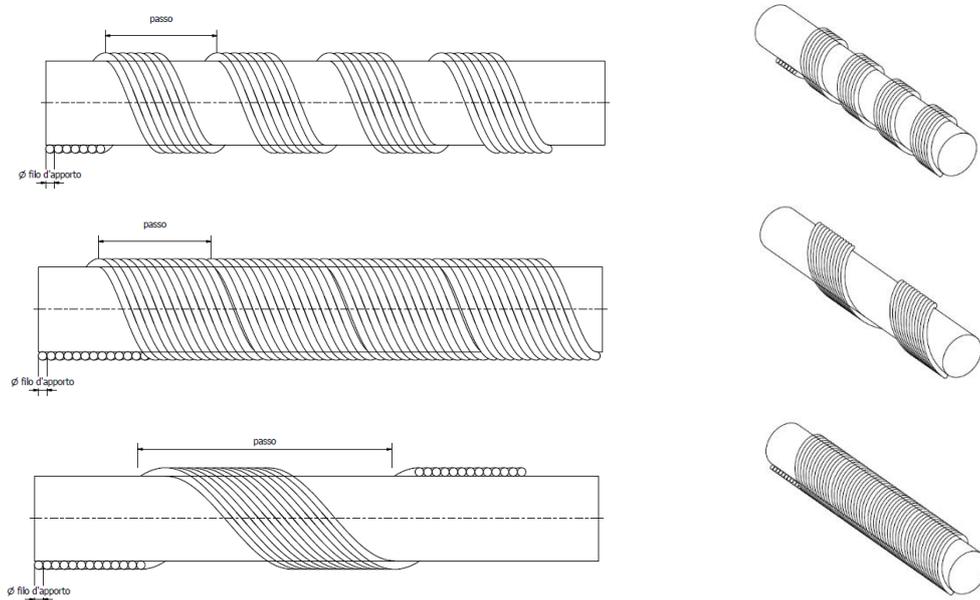
dove  $ng_{max}$  è espresso in rivoluzioni al minuto,  $p$  è il passo di spirallatura espresso in mm e 0.6 è il coefficiente di trasformazione da millimetri al minuto in metri all'ora.

In generale la velocità di avanzamento del cavo  $v_A$  è legata dal passo di spiratura e vincolata al numero di giri a cui la testa di lavorazione viene messa in funzione.

$$v_A = ng \cdot p \cdot 0.6 \quad (3.8)$$

Da questi due esempi è immediato comprendere come all'incremento del passo di lavorazione segua la necessità di una numerosità superiore di elementi avvolgenti per ottenere la medesima copertura superficiale.

In figura 3.10 è mostrato l'effetto sulla copertura del cavo al variare del passo di spiratura e del numero di fili del fascio avvolgente.



**Figura 3.10** Rappresentazione dell'influenza del numero di fili necessario alla copertura totale al variare del passo di lavorazione

Ai precedenti casi limite intercorrono, quindi, situazioni intermedie corrispondenti alle lavorazioni effettivamente implementate, dove all'aumentare del passo di spiratura aumenta il numero di fili necessario e viceversa secondo le relazioni sotto riportate.

Definito  $\alpha$  l'angolo sotteso tra l'asse d'elica e l'inclinazione del filo avvolto, questo risulta:

$$\alpha = \text{atan} \left[ \frac{C_{cm}}{p} \right] \quad (3.9)$$

dove  $C_{cm}$  e  $p$  sono la circonferenza media del cavo schermato definita in (3.2) e  $p$  è il passo di spiratura, entrambi espressi in mm.

In riferimento alla schermatura con fascio longitudinale è stato mostrato nell'equazione (3.4) come calcolare la lunghezza complessiva di filo  $L_{fST}$  impiegata nella schermatura totale ( $CS$  100%) di un corpo cilindrico di lunghezza  $L$ .

E' possibile ricondursi alla lunghezza di filo  $L_f$  necessaria alla schermatura dello stesso elemento garantendo un determinato grado di copertura superficiale  $CS$  (espresso in frazione dell'intero) secondo l'equazione (3.10).

$$L_f = L_{fST} \cdot CS \quad (3.10)$$

A parità di settore da schermare un filo in disposizione longitudinale riesce a coprire una quantità di superficie inferiore rispetto ad un filo disposto elicoidalmente richiedendo l'impiego di più elementi paralleli in lavorazione.

E' possibile dunque ricavare il numero di fili  $N_f$  necessario ad un processo di schermatura generico in funzione del passo servendosi della relazione geometrica tra la disposizione ad elica del filo e quella longitudinale sottesa dall'angolo  $\alpha$ .

$$N_f = L_f \cdot \cos(\alpha) \quad (3.11)$$

Un importante dato di processo ai fini pratici di una corretta impostazione e preparazione degli elementi della macchina consta nel numero di fili avvolti su ogni spola di lavorazione  $N_{fSPL}$ , facilmente identificabile dal rapporto tra numero di fili costitutivi dello schermo  $N_f$  e il numero di spole utilizzate dalle teste di lavoro  $N_{spl}$  (3.12).

$$N_{fSPL} = N_f / N_{spl} \quad (3.12)$$

Nella pratica il numero di spole impiegato si riferisce quasi nella totalità dei casi alla potenzialità massima messa a disposizione dai fusi della testa di lavorazione, tuttavia la fragilità dei fili di piccolo diametro implica a volte la riduzione del numero di spole utilizzato in virtù di una numerosità del fascio svolgente superiore e quindi di un incremento della resistenza meccanica dello stesso durante l'applicazione. Si può dire in questo caso che il numero di spole è funzione dell'effetto combinato del numero di fili necessario allo schermo e il loro diametro.

I parametri di processo dipendenti dalle dimensioni del cavo, dai fili d'apporto e dalla copertura richiesta sono in definitiva identificabili come i seguenti:

- *passo di spiralatura*  $p$ : distanza espressa in mm tra una spira e la successiva in un tratto di cavo spiralato. Il passo è esprimibile anche adimensionalmente come il rapporto  $\text{passo}[\text{mm}]/\text{diametro del cavo}[\text{mm}]$ , eliminando la dipendenza dalle dimensioni del cavo.

Di seguito, se non affiancato dall'unità di misura, il passo sarà inteso come numero di ricorrenze in relazione al diametro.

- *Numero di giri della testa  $ng_{max}$* : velocità di rotazione massima espressa in rpm raggiungibile della testa per una buona lavorazione.
- *numero di spole  $N_{spl}$* : numero di spole che ogni testa spiratrice può impiegare contemporaneamente in lavorazione.
- *numero di fili per spola  $N_{f_{SPL}}$* : numero di fili che costituiscono il fascio avvolto sulla spola di lavorazione.
- *diametro del filo metallico di schermatura  $df$* .

### 3.5. Scelta e limiti dei parametri di processo

La scelta dei corretti parametri di processo è di fondamentale importanza per la determinazione e controllo sulle caratteristiche elettriche e meccaniche dello schermo ma anche per la resa economicamente vantaggiosa della lavorazione. La scelta dei parametri di processo è sempre un compromesso tra i requisiti qualitativi dello schermo e le necessità produttive in termini di velocità ed economicità nell'impiego dei materiali. Gli aspetti pratici e le considerazioni esposte finora portano alla identificazione di limiti e vincoli entro cui la scelta di tali parametri possa variare, da tenere in considerazione nel processo di assegnazione degli stessi mostrata nel capitolo successivo.

In riferimento al **passo di spiratura  $p$**  possono essere fatte le seguenti considerazioni: passi limitati favoriscono la stabilità dello schermo e la resistenza meccanica incidendo positivamente sul fattore di qualità della lavorazione, ma abbassando la velocità di produzione. L'ufficio tecnico ha identificato una soglia minima di 200 metri/ora relativa alla velocità di avanzamento del cavo, sotto la quale reputa non conveniente la lavorazione a prescindere dalla valutazione di altri parametri. La velocità di avanzamento appena definita si riferisce ad un caso ideale in cui non vengono presi in considerazione i tempi di preparazione e si ipotizza una velocità costante durante la lavorazione. Considerando che la velocità di rotazione delle teste venga mantenuta mediamente a 300 giri al minuto per ogni tipo di schermo a spirale, dalle relazioni espresse in (3.9) si individua che mediamente al limite di produttività imposto corrisponde un passo uguale a 7 volte il diametro di spirato (riferibile ad un angolo  $\alpha$  d'inclinazione di circa  $26^\circ$ ).

Alcune applicazioni che prevedono la schermatura di elementi di grande diametro ( $D_c > 5$  mm), talvolta necessitano ai fini qualitativi di operare con passi inferiori al minimo appena definito, arrivando a descrivere periodicità

dell'ordine di 3 volte il diametro di spirale. Passi di cordatura estesi, al contrario, garantiscono una velocità di lavorazione sostenuta, ma impattano negativamente sulla qualità dello schermo. L'ufficio tecnico sulla base dei dati e dell'esperienza ha accertato che una spirale accettabile in termini di qualità sottende un angolo minimo d'elica di  $12^\circ$ , a cui corrisponde un passo di 17 volte il diametro del cavo ricoperto, anche in questo caso, tuttavia, s'identificano casi eccezionali per diametri del corpo da spirale molto piccoli ( $D_c < 1$  mm), per cui si può ottenere una spirale con angoli  $\alpha$  di  $8.6^\circ$  corrispondenti a passi dell'ordine di 23 volte il diametro del cavo schermato.

La scelta sul **diametro del filo d'apporto  $df$**  incide su considerazioni di tipo economico e costruttivo. Fili di piccolo diametro garantiscono una maggiore flessibilità e libertà di movimento del cavo finito e a parità di superficie schermata comportano l'impiego di una minore quantità di materiale metallico e quindi un risparmio in termini di quantità di materia prima impiegata.

L'utilizzo di una minor quantità di materiale non sempre corrisponde ad un risparmio di tipo economico a causa delle diverse voci di costo associate al filo in funzione del diametro, che tengono conto non solo del costo della quantità di metallo impiegato, ma anche di sovracosti legati all'operazione di trafilatura come meglio esposto in Appendice 1.1, tuttavia per le condizioni di mercato attuali, la scelta secondo criteri di convenienza puramente economica tende a favorire l'utilizzo del filo di diametro inferiore per la schermatura di cavi di ogni dimensione.

La resa economica superiore garantita dal ridotto impiego di materiale d'apporto produce tuttavia problematiche di tipo costruttivo. L'utilizzo di fili più sottili riduce la resistenza meccanica del fascio d'apporto che necessita di accorgimenti superiori in fase di lavorazione: il processo di frenatura dei fili risulterà delicato e spingerà l'operatore a procedere con cautela aumentando quindi i costi associati al tempo di produzione, la scarsa resistenza a trazione dei fili di piccolo diametro, inoltre, comporta maggiori probabilità di rottura con conseguenti fermi macchina e tempi morti di mancata produzione superiori.

La schermatura per mezzo di fili a sezione contenuta comportano a parità di copertura richiesta, passi di lavorazione inferiori provocando un rallentamento della produzione e portando in alcuni casi la velocità di produzione al di sotto della soglia considerata come proficua, specialmente nella lavorazione di grossi diametri. In altri casi le dimensioni ridotte dei fili rendono necessario aumentare il numero di elementi del fascio avvolto sulla spola a cui seguono problemi saturazione della stessa e di qualità del fascio esplicitati di seguito.

La tendenza è dunque quella di utilizzare il filo da 0.10 mm in ogni lavorazione possibile aumentando il numero di fili per spola per quanto possibile entro i limiti di capienza dei rocchetti e dei fattori di qualità. L'impiego del filo da 0.07 è limitato ad applicazioni in cui è strettamente necessario uno schermo con elevate caratteristiche di flessibilità, miniaturizzazione ed economicità.

Il **numero di fili per spola**  $N_{fSPL}$  è il parametro che definisce il passo di lavorazione assegnata una certa copertura e definito il diametro dei fili d'apporto.

A parità di diametro del filo schermante passi di lavorazione corti necessitano di fasci a numerosità contenuta, al contrario passi lunghi comportano un incremento del numero di elementi impiegati.

Il limite al numero di fili che possono comporre un fascio di avvolgimento sono dettati da:

- *limite di capienza della spola*: la spola è un elemento cilindrico tipicamente di materiale plastico su cui viene avvolto il fascio di fili o, nel caso limite, il filo d'apporto che verrà successivamente applicato al cavo dalla testa di lavorazione. La capienza della spola è di 0.9 kg di materiale (rame rosso), ne segue che all'aumentare del numero di fili di diametro  $d$  su di essa avvolti, la lunghezza del fascio si riduce. Il fascio deve risultare ordinato e composto da un'unica fila di fili paralleli, non devono essere presenti accavallamenti o sovrapposizioni. Ciò impone un limite fisico alla numerosità del fascio di fili corrispondente ad una totale copertura in larghezza della spola, dove il numero massimo corrisponde al valore dato dalla lunghezza della spola stessa diviso il diametro del filo avvolto.
- *limite tecnologico di preparazione delle spole*: le spole vengono preparate su una macchina dedicata su cui vengono montate matasse di filo di rame svolte per formare il fascio sulla spola. La macchina grazie alla sua architettura è in grado di comporre una sequenza di fili paralleli e a contatto fra loro che formano il fascio di avvolgimento accolto sulle spole. Matasse da 25 kg di materiale filato vengono montate su dei cavalletti disposti in sequenza. I fili delle matasse vengono fatti passare in delle guide e fissati sulla spola in preparazione, che messa in rotazione avvolge il materiale fino a riempimento. La dinamica di questa operazione comporta la necessità di una matassa montata sulla macchina per ogni filo che va a comporre il fascio sulla spola, il che per un'elevata numerosità di elementi comporta problemi capienza in termini di peso ed ingombri.
- *limite di qualità della lavorazione*: la testa a spiralarre è dotata di un sistema frenante a strisciamento per ogni fuso reggi spola che garantisce una tensione dei fili adeguata durante la lavorazione e che impedisca lo svolgimento della spola per effetto delle forze rotazionali di inerzia. La geometria lineare del fascio che si presenta come una fila

parallela e piatta, comporta durante l'applicazione sul cavo una diversa tensione applicata ai singoli fili durante la lavorazione, producendo una disomogeneità nella qualità dell'avvolgimento.

Più ristretta è l'estensione del fascio più si riduce il fenomeno descritto.

Per tenere conto di queste implicazioni l'azienda ha definito una numerosità limite in relazione al numero di fili massimo applicabile su ogni singola spola pari a 14 fili.

**Il numero delle spole  $N_{spl}$**  impiegato nelle lavorazioni è tipicamente il numero massimo messo a disposizione dalle singole teste a spiralarre, che nel caso dell'azienda sono composte da 8 supporti.

**Il numero di giri massimo  $ng_{max}$**  relativo alla velocità di rotazione della testa di lavoro definisce, unitamente al passo, la velocità a cui la lavorazione procede. I limiti di questo parametro non coincidono con i limiti raggiungibili dalla macchina, ma sono definiti da molti fattori di qualità della lavorazione e complicazioni potenzialmente dannose, che altri sottosistemi della macchina, come ad esempio il sistema di frenatura spole, possono comportare sulla frequenza dei fermi macchina e sulla qualità dello schermo finale.

Le velocità massime caratteristiche mantenute con le tecnologie disponibili in azienda si riferiscono ad un numero di giri caratteristico di 300 rpm a cui possono seguire variazioni per eccesso o difetto a seconda delle caratteristiche dei fili di copertura impiegati ed in funzione di altri parametri costruttivi.

## Sommario

Nel capitolo viene esposta una dettagliata descrizione del processo di lavorazione e delle fasi operative che l'operatore deve effettuare, mostrando come concettualmente il processo possa essere suddiviso in alcune operazioni fondamentali. Viene descritta la struttura di una generica macchina per spiralarre analizzando ogni sottosistema ed elemento necessario alla lavorazione. Nel dettaglio sono state descritte ed analizzate le macchine di cui è attrezzato il reparto dell'azienda mettendone in luce le caratteristiche principali ed i limiti in relazione alle potenzialità delle tecnologie più moderne. In particolare il limite sulle dimensioni massime del cavo lavorabile limita la varietà produttiva dell'azienda, escludendola da alcuni settori di mercato, mentre la totale assenza di sistemi di sicurezza su una delle macchine impone l'urgenza di un intervento di riqualificazione del reparto.

Segue una descrizione dettagliata dei parametri di processo e delle relazioni ed equazioni che regolano e governano l'intera lavorazione. Alla descrizione segue un'esposizione dei criteri di scelta dei parametri processo, dettati dai requisiti di qualità dello schermo, di economicità della lavorazione e dai limiti imposti dalla tecnologia disponibile in azienda.

## **Parte 2:ottimizzazione e analisi di intervento**

---

### **4. OTTIMIZZAZIONE E CONTROLLO DEI PARAMETRI DI PROCESSO**

#### **Introduzione**

In questo capitolo viene presentato un metodo per la definizione dei parametri di processo in funzione dei vincoli tecnologici e dei diversi aspetti di natura economica associati ai costi e tempi di lavorazione di ogni prodotto.

Un algoritmo iterativo fornisce la struttura di base di un programma ideato per il calcolo dei parametri di lavorazione in funzione dei vincoli tecnologici del processo e caratteristiche tecniche dello schermo stesso, servendosi delle relazioni descritte nel capitolo precedente.

Alla definizione dei parametri caratteristici di ogni lavorazione è stato affiancato lo studio dei relativi parametri economici ed operazionali tramite l'accurata identificazione della velocità di lavorazione di ogni singolo prodotto e relativo costo associato, mettendo in relazione le tempistiche di lavorazione ai parametri di processo della stessa ed alle caratteristiche dimensionali del lavorato. Il modello di calcolo creato necessita di un approfondito studio sui tempi di fermo macchina e fattori che ne determinano frequenza e durata, permettendo di individuare con precisione le dinamiche e le variabili influenti sulla ricorrenza delle diverse operazioni in funzione delle caratteristiche di ogni lavorazione. I risultati ottenuti in relazione alle tempistiche e costi di lavorazione vengono confrontati con i valori generati dal modello più semplice ed approssimato usato oggi in azienda, mettendo in luce l'utilità ed i vantaggi di tipo commerciale ed organizzativo generati dallo studio effettuato.

#### **4.1.Velocità di lavorazione ed imputazione del costo di schermatura**

La corretta definizione dei tempi di lavorazione è di fondamentale importanza ai fini dell'attribuzione dei costi relativi ad ogni fase di produzione. Il costo di lavorazione, inteso come prodotto tra il costo macchina orario e l'intervallo di tempo che compete il processo, influisce sul costo totale del cavo definendone, secondo i margini di profitto stabiliti dall'azienda, il prezzo di vendita al cliente finale. La voce di costo relativa al tempo di lavorazione è dunque, così come

quella riferita all'impiego di materie prime, una variabile che si ripercuote su dinamiche di carattere commerciale ed è perciò necessario disporre di relativi dati attendibili ed aggiornati.

Le ore imputabili ad ogni fase di lavorazione e nel caso specifico imputabili al processo di schermatura, sono il risultato combinato di due componenti, entrambe dipendenti dalle caratteristiche del prodotto:

1. **Velocità di trasformazione:** corrisponde al ritmo di avanzamento del processo una volta messa in funzione la macchina. Nel caso della spirallatura dipende dalla velocità di avanzamento del cavo, definita univocamente dalla velocità di rotazione delle teste, una volta definito il passo d'elica dello schermo.
2. **Tempi di fermo macchina:** intervallo di tempo destinato alla preparazione delle attrezzature ed al ripristino o sostituzione di alcuni elementi impiegati nel processo, quali bobine di avvolgimento e spole del filo d'apporto.

Dall'unione di queste due componenti è possibile ricavare una velocità costante complessiva di lavorazione, descrittiva dell'intero processo e comprensiva dei tempi di preparazione macchina e di cambio bobine.

I tempi di lavorazione imputabili alle macchine spiralatrici sono ad oggi tenuti in considerazione con un elevato grado di approssimazione. La definizione dei parametri di processo di ogni schermatura compete al tecnico assistito da un software di progettazione interno all'azienda. Il programma, ricevuti in input alcuni requisiti di schermatura e dati relativi alla dimensione del corpo da ricoprire, restituisce i parametri di lavorazione da impiegare in produzione e calcola automaticamente la velocità a cui compete tale processo. La velocità fornita dal software viene utilizzata dallo stesso per calcolare il costo unitario di produzione, espresso come euro al metro e sommato al costo delle altre lavorazioni per definire il valore complessivo del cavo.

Mentre per macchine di centri lavoro analoghi, come quello di trecciatura, la definizione delle velocità di lavorazione deriva da formule teoriche raffinate da costanti rilevazioni statistiche, per il reparto di spirallatura esso consta in un semplice calcolo della velocità di trasformazione, legata al numero di giri caratteristico della macchina  $ng_c$  (300 giri/min), ridotto di una certa entità a prescindere dalle caratteristiche del prodotto. La velocità di avanzamento ricavata è abbattuta tramite un coefficiente che ne riduce il valore del 25% nel tentativo di tenere conto dei tempi di fermo macchina e di altri aspetti di carattere tecnologico e psicologico dell'operatore, che portano ad una riduzione dei reali ritmi produttivi. L'entità di tale riduzione deriva dalla scelta arbitraria

del responsabile della progettazione, che privo di risorse a livello di personale, non è in grado di effettuare un lavoro di rilevazione tempi costante ed attendibile ed ha quindi imposto un abbattimento importante al fine di cautelarsi dalla sovrastima delle capacità produttive.

E' sorta dunque la necessità di un più accurato calcolo dei tempi di lavorazione considerando la dipendenza di questi dal tipo di cavo schermato, al fine di dare una stima attendibile sui costi di produzione imputabili ad un reparto da sempre trascurato da questo punto di vista e garantire un controllo superiore in termini di gestione della programmazione produttiva.

#### **4.2. Definizione parametri di processo e dati di lavorazione: costruzione del processo di calcolo**

Per l'accurata analisi dei tempi di lavorazione relativi ai singoli codici e l'identificazione dei sistematici interventi che portano ad un fermo produzione, è stato utile implementare un programma che porti, oltre che alla definizione dei parametri di processo, ad un'informazione su alcune grandezze (massa dello schermo e velocità di trasformazione ideali), necessarie al calcolo delle velocità di trasformazione reali ed allocazione delle operazioni di set-up (cosa non possibile con l'utilizzo del software aziendale).

Il programma si serve delle formule esposte nel *Capitolo 3* per la generazione di un set di parametri di lavorazione ottimale, secondo un processo iterativo guidato da opportuni criteri e vincoli progettuali sulla base dei limiti dei parametri di processo esposti nel capitolo precedente. La procedura inizia con l'inserimento dei dati relativi alle dimensioni del cavo e dei requisiti dello schermo:

- diametro cavo da spiralarare  $D_c$  [mm]
- percentuale di copertura richiesta  $CS$

Il programma si pone di restituire come risultato tutti i parametri di lavorazione, la quale scelta incide sui requisiti dello schermo e caratteristiche della lavorazione:

- numero di fusi della testa a spiralarare  $N_{spl}$  [ ]
- numero di fili per spola  $N_{f_{SPL}}$  [ ]
- diametro del filo d'apporto  $d_f$  [mm]
- passo di spiralaratura  $p$  [mm]

Alla definizione di ogni set potenziale di parametri corrisponde una lavorazione caratterizzata dalla propria *velocità di trasformazione ideale*  $v_{tr\ id}$  e dati relativi

alla *quantità di materia prima impiegata*  $m_{SCH}$ , quindi al costo complessivo di produzione.

Il risultato di questo processo iterativo può portare all'individuazione di diversi set di parametri che soddisfino i requisiti tecnici e che rispettino vincoli imposti.

In questo caso il calcolo del costo complessivo del processo, definito per ogni set di parametri, fornisce un criterio economico di scelta tra le diverse soluzioni.

Il costo complessivo  $C_{tot}$  espresso in euro al metro di cavo, è calcolato tramite la somma del costo del materiale impiegato nello schermo  $C_{sch}$  e costo relativo al tempo macchina dedicato alla lavorazione  $C_{tr}$ , entrambi espressi in euro al metro.

$$C_{tot} = C_{sch} + C_{tr} \quad (4.1)$$

Il costo del materiale è ricavato tramite il calcolo della massa schermante  $m_{SCH}$  per ogni unità di lunghezza  $L_c$  di cavo (espressa in kg/m), calcolando il volume del fascio di cavi realmente impiegato  $V_f$  moltiplicato per il peso specifico del rame  $\rho_{Cu}$ ; a questo è moltiplicato il costo del metallo  $C_{mat}$  comprensivo delle voci di costo relative al prezzo del metallo e relative alla tassa di trafilatura (vedi Capitolo 3) funzione del diametro del filo.

Il costo di trasformazione  $C_{tr}$  viene definito dal rapporto della velocità ideale di trasformazione ed il costo orario della macchina  $C_{h\ mac}$ :

$$C_{tr} = C_{h\ mac} / v_{tr\ id} \quad (4.2)$$

Per l'approfondimento sull'algoritmo e le equazioni descrittive del processo di calcolo si rimanda in Appendice 2.1.

Identificato, quindi, l'insieme di parametri ottimali secondo i criteri e vincoli imposti, che garantisca la corretta schermatura di un cavo di determinate dimensioni, è nota la velocità ideale di trasformazione  $v_{tr\ id}$  del processo di schermatura (espressa come prodotto tra passo  $p$ , individuato dal processo di calcolo, e velocità di rotazione caratteristica della testa) e la quantità di materiale di copertura utilizzato  $m_{SCH}$  (espressa in kg su metro di cavo schermato).

Da questi dati è immediato derivare il costo dovuto alle ore macchina ed al valore del metallo utilizzato, riconducendosi al costo di produzione unitario espresso in euro al metro, come illustrato nel prossimo paragrafo.

I dati derivati sono necessari al calcolo delle corrette velocità di lavorazione complessive ed utilizzati nei calcoli dei paragrafi successivi.

### 4.3. Definizione delle velocità di trasformazione effettiva

L'identificazione della velocità di trasformazione effettiva di un codice in lavorazione va effettuata combinando i risultati ottenuti dal calcolo teorico e quelli derivanti l'osservazione empirica.

L'unico dato tenuto in considerazione finora riconducibile alla velocità di trasformazione è la velocità ideale di trasformazione  $v_{tr\ id}$ , ricavata per i precedenti calcoli come il passo  $p$  moltiplicato per il numero di giri caratteristico della macchina (300 rpm). La realtà applicativa, tuttavia, mostra che la velocità di rotazione delle teste, essendo funzione di alcuni parametri di processo, non sempre venga mantenuta a 300 giri al minuto durante la produzione a causa di diverse complicazioni: i limiti tecnologici delle macchine non permettono il raggiungimento dei giri garantendo allo stesso tempo una buona spiratura.

L'effetto frenante non completamente modulabile caratteristico della tecnologia utilizzata provoca per alte velocità variazioni di tensione nei fili non controllate. Una velocità elevata, inoltre, comporterebbe un incremento dei rischi di fermo macchina per eventualità di rottura filo: l'impiego nel processo di fili di piccolo diametro implica la necessità da parte dell'operatore di una forte cautela nella gestione della macchina anche in vista del fatto che il processo di frenatura non consente un buon controllo sulle tensioni di lavorazione.

L'operatore, inoltre, tende a ridurre le velocità di lavorazione per evitare imprevisti analoghi a quello appena descritto e non dover gestire con alto grado di attenzione tutte le macchine in funzione.

La velocità reale di trasformazione è dunque ricavabile grazie alla riduzione della velocità ideale attraverso un opportuno *coefficiente*. L'entità di questa riduzione può essere ricavata tramite un campionamento delle velocità reali di produzione tramite misurazioni dirette sui diversi codici in lavorazione, e stimando la differenza che intercorre fra queste e la velocità ideale ipotizzata dai calcoli teorici.

Monitorando diverse giornate di produzione è stato annotato il codice del prodotto, la sua specifica di lavorazione (con relativi dati sul passo  $p$  e velocità ideale di trasformazione  $v_{tr\ id}$  calcolata dall'ufficio tecnico) e misurate le grandezze effettive che governano il processo, ovvero:

- velocità di avanzamento reale del cavo  $v_{tr\ r}$
- passo di spiratura effettivo mantenuto in produzione  $p_{prod}$

E' possibile che un codice venga lavorato in più giornate ed in diverse teste di spiratura, quindi sono stati attribuiti ad ogni codice univoci dati sperimentali tramite la media dei dati misurati in ogni linea di lavorazione o ogni giorno di produzione.

La velocità reale di rotazione delle teste  $ngR$  è calcolata dal semplice rapporto tra velocità di avanzamento reale  $v_{tr r}$ , misurabile tramite apposito strumento, e il passo di realizzazione  $p_{prod}$  misurato con il calibro.

$$ngR = \frac{v_{tr r}}{p_{prod}} \quad (4.3)$$

Tramite i dati ottenuti è possibile estrapolare, quindi, un delta  $\Delta ng$  tra la velocità ideale di rotazione della macchina e la velocità effettivamente mantenuta in produzione ( $ng_c - ngR$ ). Calcolando una media tra l'entità degli scostamenti ottenuti per ogni codice analizzato, ci si riconduce al valore in percentuale del coefficiente di realtà  $K_{vR}$ , che tramite i dati rilevati nell'arco di due mesi si stabilizza sul valore di 94%. L'entità di questo coefficiente è fortemente dipendente dalla quantità di codici in lavorazione analizzati data la loro diversità costruttiva, è opportuno perciò mantenere aggiornato il coefficiente tramite il periodico monitoraggio della produzione.

E' bene osservare come il coefficiente di riduzione debba essere riferito al numero di giri della macchina e solo indirettamente alla velocità di avanzamento del cavo. Analizzando i dati rilevati, infatti, si nota come molte volte la velocità lineare di avanzamento effettiva del cavo sia superiore a quella ideale preventivata  $v_{tr id}$ , il che è del tutto fuorviante dalla reale dinamica dei ritmi produttivi. Questo artefatto si verifica a causa dell'intervento del responsabile della produzione che molto spesso incrementa il passo di lavorazione indicato dal progettista secondo suo giudizio per velocizzare i processi e/o per migliorare le indicazioni della specifica alle quali saltuariamente non corrispondono i risultati qualitativi previsti.

Calcolando, quindi, il numero di giri reali della macchina tramite il rapporto di passo effettivo e velocità di avanzamento ci si cautele dalla presenza di queste distorsioni.

Dati provenienti dalla specifica dell'ufficio tecnico e relativi alle dimensioni e codice del prodotto			dati rilevati sul campo tramite misurazione diretta		regime di rotazione della macchina derivato dai dati misurati		velocità di lavorazione attese secondo i parametri di lavorazione della specifica		percentuale di scostamento riscontrata tra i dati misurati ed i dati preventivati	
CODICE prod.	DIAMETRO $D_c$ specifica		DATI RILEVATI		GIRI MACCHINA REALI		VELOCITA' ATTESE		delta vtr	delta rpm
	[mm]	passo[mm]	Passo[mm]	$v_{tr}$ [m/min]	r.p.m	$v_{tr id}$ [m/min]	r.p.m	[%]	[%]	
GDB 0.22/260	2.9	11.6	18	4.3	239	4.64	300	7%	20%	
CSE 24/810	1.65	26	25.7	5	195	7.8	300	36%	35%	
GDA 0,16/201	0.95	16.2	21	6	286	4.8	300	-25%	5%	
CE 0,02/301	0.66	16	16.7	4.6	275	4.8	300	4%	8%	
CSE 24/410	1.65	26	26	6.5	250	7.8	300	17%	17%	

**Tabella 4.1 Estratto della tabella di calcolo contenente i dati relativi alla lavorazione di diversi codici secondo i parametri imposti dalla specifica tecnica e secondo i parametri riscontrati in produzione**

E' possibile dunque ricavare la velocità effettiva di trasformazione  $v_{tr}$  per ogni codice come:

$$v_{tr} = v_{trid} \cdot K_{vR} = ng_c \cdot p \cdot K_{vR} \quad (4.4)$$

con il coefficiente  $K_{vR}$  pari a 0.94 per i risultati ottenuti dal monitoraggio del reparto.

Osservando la produzione di diversi codici e reperendo informazioni dall'operatore del reparto, si riscontra come la scelta sul passo di spirallatura sia fortemente influenzata dalle decisioni prese in produzione, le quali molte volte modificano radicalmente le indicazioni fornite in specifica dal progettista.

Un aspetto rilevante è quello per cui nella realtà applicativa passi inferiori a 15 mm non vengono effettuati a meno di casi eccezionali. Alla lettura della scheda di lavorazione l'operatore esegue una scelta sul passo di lavorazione a seconda del diametro del prodotto da spirallare e della macchina che intende utilizzare, trascurando le indicazioni fornite.

Molte volte l'intervento di modifica sui parametri di processo da parte del personale di produzione è migliorativo in termini di qualità ed efficienza, ma ad oggi le modifiche effettuate ed i miglioramenti riscontrati non vengono comunicati al tecnico (come previsto dalle dinamiche del controllo qualità) il quale continua a calcolare costi e tempi di produzione secondo i parametri di lavorazione da lui decisi. Inoltre la scelta da parte del tecnico di alcuni parametri di lavorazione potrebbero derivare da una richiesta tassativa del cliente e non da un'ottimizzazione tecnica, in tal caso la modifica arbitraria dell'operatore potrebbe causare una non conformità del materiale e compromettere le relazioni commerciali. La mancata comunicazione di tali modifiche inibisce, quindi, un potenziale processo di miglioramento e riadattamento dei dati da parte dell'ufficio tecnico, oltre a poter creare alcuni problemi di non conformità del cavo non prevista a consegna del materiale avvenuta.

A valle di questa considerazione l'estrapolazione di un opportuno coefficiente correttivo in relazione al passo è di primaria importanza.

E' stato ritenuto necessario quantificare la frequenza di questi interventi di modifica arbitraria e l'entità di variazione sui parametri costruttivi al fine di fornire al tecnico l'entità del fenomeno e un primo strumento di controllo dello stesso. I risultati mostrano come più del 80 % dei codici non venga processato secondo le indicazioni dell'ufficio tecnico e che le modifiche apportate al passo di lavorazione possono anche definire cambiamenti dell'ordine del 200%.

I dati sono stati ricavati come per le velocità di rotazione mediando per ogni codice in analisi i dati misurati sulle diverse linee di lavoro e in diversi giorni di produzione.

## 4.4. Definizione dei tempi di fermo macchina

### 4.4.1. Identificazione tempi operazioni base

Come prima cosa è bene osservare come la ricorrenza di diverse operazioni di fermo e mancata produzione (considerati come tempi di set-up) dipenda da diverse variabili data la natura del prodotto, la cui lavorazione non può essere considerata a tutti gli effetti né una produzione a lotti né una produzione continua in linea.

L'occorrenza delle operazioni legate al cambio bobine di raccolta dipendono dalle dimensioni del prodotto (diametro  $D_c$ ) e capienza delle bobine: una bobina di una data capienza può accogliere una lunghezza di cavo avvolto superiore quanto più è ridotta la sezione circolare occupata dallo stesso. L'occorrenza di altre operazioni, invece, quali il cambio spola d'apporto dipendono sia dalla dimensione del cavo da spiralarre sia da alcuni parametri di lavorazione ad esso legati imposti da limiti tecnologici, di qualità della lavorazione e da considerazioni economiche: il tasso di consunzione del materiale d'apporto varia a seconda del diametro del corpo da ricoprire, ma anche in funzione della copertura superficiale richiesta e diametro del filo utilizzato.

E' dunque utile suddividere le operazioni relative ai tempi morti di lavorazione in tre diversi sottogruppi denominati *operazioni base*: il primo indipendente dal tipo di prodotto e legato alle operazioni di cambio bobina e preparazione macchina per l'inizio di un nuovo codice, il secondo dipendente dalle dimensioni del cavo e legato ai cambi imposti dai limiti di capienza bobine ed il terzo funzione di diversi parametri di lavorazione, che avrà ricorrenze più elevate, identificato come tempo di cambio spola. Questa suddivisione è necessaria per l'allocazione dei diversi tempi di fermo sui diversi prodotti che passano in lavorazione.

Per il calcolo del tempo delle operazioni base appena citate è necessario poter determinare la capienza delle bobine utilizzate nel processo di spirallatura ed i tempi delle operazioni elementari che compongono l'intero processo.

La capienza è ricavabile tramite un calcolo del materiale avvolgibile in funzione del diametro del cavo avvolto  $D_{av}$ , identificando il numero di spire  $ns_{lon}$ ,  $ns_{lat}$  che l'area di avvolgimento utile della bobina può effettivamente accogliere (vedi figura 4.4).

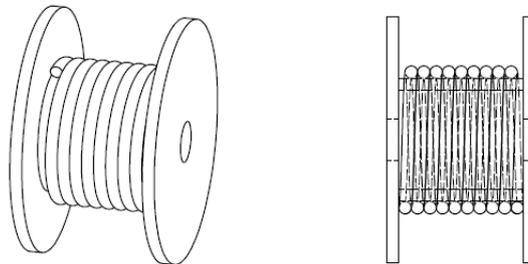
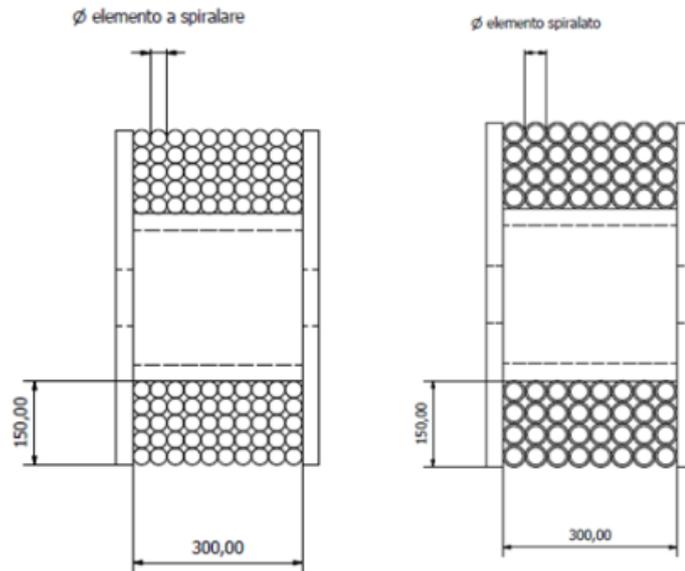


Figura 4.1 Bobina con spire di cavo avvolto



**Figura 4.2** Sezione delle bobine di supporto a mostrare la capienza in termini di spire di cavo avvolgibili. A sinistra immagine del cavo non schermato, a destra del cavo schermato.

Il diametro del cavo prima della spirallatura  $D_c$  è logicamente inferiore al diametro a fine lavorazione  $D_{sch}$  che sarà maggiorato dalla presenza dello schermo in funzione del diametro di filo utilizzato, di conseguenza la quantità di materiale avvolgibile su la bobina di cavo da spirallare sarà diversa dalla quantità di cavo avvolgibile sulla bobina di cavo spirallato (vedi figura 4.2). Questa circostanza potrebbe comportare in alcuni casi un cambio bobina di fine lavorazione con un mantenimento della stessa bobina di alimentazione. Per la definizione della capienza bobine in funzione dei parametri dimensionali del cavo si rimanda in Appendice 2.2.

L'operazione di set-up macchina, in relazione alla condizione descritta di macchina precedentemente carica prima dell'inizio di una nuova lavorazione, è suddivisa secondo un discreto livello di dettaglio nelle seguenti operazioni elementari (Capitolo3):

1. prelievo della bobina di cavo da schermare
2. installazione/cambio bobina di svolgimento cavo non spirallato
3. cambio delle boccole sulle guide cavo in funzione del diametro ed impostazione parametri lavorazione
4. installazione/cambio spole di filo di apporto
5. compilazione biglietto di lavorazione
6. infilaggio parziale del cavo lavorando nella macchina
7. partenza a traino
8. installazione/cambio bobina di avvolgimento cavo spirallato

L'identificazione dei tempi relativi alle singole operazioni è stata effettuata tramite osservazione e misurazione diretta durante diverse giornate di produzione. I tempi di alcune operazioni sono ben definiti ed univoci per ogni tipo prodotto (il tempo di cambio spola è costante per ogni prodotto e dipende dall'abilità manuale dell'operatore), altri dipendono da alcuni fattori di cui è difficile prevedere l'andamento: la vicinanza fisica della bobina di cavo da lavorare, ad esempio, dipende dal reparto di provenienza, influisce sul tempo di sostituzione bobina di svolgimento, comprensivo anche del tempo di prelievo della stessa.

I dati ricavati giornalmente sono stati mediati e annotati in tabella 4.2, che riporta il valore temporale necessario, espresso in minuti e secondi, riscontrato per le diverse operazioni di attrezzaggio macchina:

TEMPI OPERAZIONI	[s]	[min]
tempo cambio spola	43	0.72
tempo cambio boccola	300	5
tempo cambio bobina carico	60	1
tempo cambio bobina scarico	60	1
infilaggio parziale cavo	55	0.92
prelievo bobina	120	2
preparazione biglietto di lavorazione	180	3
avvio di traino	10	0.17
<b>tempo cambio codice <math>T_{cc}</math></b>	<b>1129</b>	<b>18.85</b>
<b>tempo cambio bobina avvolgimento <math>T_{cb\alpha}</math></b>	<b>240</b>	<b>4</b>
<b>tempo cambio bobina svolgimento <math>T_{cb\sigma}</math></b>	<b>60</b>	<b>1</b>

**Tabella 4.2** Tempo delle singole operazioni elementari necessarie alla preparazione della macchina. I risultati sono il risultato di una media di misurazioni su diversi prodotti e diversi giorni di produzione

Nota la procedura di lavorazione è facile notare come il tempo morto associato alla sostituzione ed installazione delle bobine, possa manifestarsi in due ben distinte situazioni, che è importante non confondere per una giusta imputazione dei tempi di set-up:

1. **Cambio codice prodotto:** il cavo da spiralarlo è diverso da quello precedente in lavorazione o la macchina era scarica prima dell'arrivo dell'ordine. In questo caso al cambio delle due bobine di avvolgimento e svolgimento si aggiungono tutti i tempi di preparazione sopra elencati quali il cambio delle guide, preparazione della macchina ed installazione

delle prime spole di lavorazione sui supporti della testa che si intendono utilizzare. Come già anticipato il numero di supporti delle teste utilizzati corrisponde al numero massimo di spole installabili  $N_{spt\ max}$  per motivi di velocità in lavorazione (nel caso delle macchine in azienda 8).

Potrebbe verificarsi il caso particolare per il quale il prodotto da spiralarne presenti tratti comuni a quello precedentemente in lavorazione, oppure che la macchina ferma sia già dotata delle guide necessarie.

Per questi casi verrebbe a mancare la necessità di effettuare il cambio delle guide, ma per semplicità e data la grande varietà di codici lavorati nel reparto, possiamo approssimare tali situazioni alla più generale di "cambio codice prodotto".

Viene definito l'intervallo di tempo necessario a tale operazione, definito come tempo di cambio codice **Tcc** come:

*tempo di cambio codice = tempo cambio bobina avvolgimento + tempo cambio bobina svolgimento + tempo di attrezzaggio guide + tempo di infilaggio + 8 · tempo cambio spole*

Il cambio codice è dunque l'operazione base la cui ricorrenza è totalmente indipendente da parametri di processo e dal tipo di prodotto.

2. **Cambio bobina:** la capienza delle bobine non permette la lavorazione del lotto/pezzatura completa. In questo caso gli unici tempi morti di lavorazione sono il tempo di sostituzione delle bobine, infatti, non è necessario cambiare le guide essendo il diametro da spiralarne lo stesso e l'avvio della macchina non dovrà essere preceduto da infilaggio del cavo, poiché l'operatore introduce il cavo da lavorare nella macchina servendosi dell' "effetto traino" fornito dal tratto di cavo precedentemente in lavorazione, a cui quello nuovo viene agganciato come meglio descritto nel Capitolo 3. Ad ogni bobina di avvolgimento di cavo finito deve essere allegato un biglietto descrittivo della lavorazione, quindi il tempo di cambio bobina di avvolgimento sarà comprensivo anche del tempo di stesura della relativa scheda di accompagnamento.

*Tempo cambio bobina svolgimento  $Tcb_s$  = tempo di prelievo + tempo cambio bobina*

*Tempo cambio bobina avvolgimento  $Tcb_a$  = tempo cambio bobina + tempo di preparazione biglietto*

Il cambio bobina è l'operazione base la cui ricorrenza è funzione della dimensione del prodotto avvolto e dimensione del lotto da lavorare  $Tcb=f(L, D_{av})$ .

L'ultima eventualità da prendere in esame è il procedimento *di cambio spola*: i fili di rame d'apporto, avvolti intorno al cavo per schermare lo stesso, sono accumulati in spole o rocchetti con capienza limitata in termini di kg di materiale supportabile. I rocchetti, dopo un certo numero di metri di cavo schermato, devono essere sostituiti a seguito di uno stop della macchina. E' evidente come la frequenza di questi cambi dipenda dalla costituzione del rocchetto di filo e dalle specifiche di lavorazione. Dall' algoritmo presentato nel paragrafo 4.1 è possibile ricavare in funzione della lavorazione la quantità di materiale impiegato per ogni metro di schermatura e da questo dato derivare quindi la velocità di consunzione del materiale.

Il cambio spola è dunque l'operazione base la cui frequenza  $ncs$  (numero cambi spola) dipende sia dal tipo di cavo schermato e relativa dimensione del lotto, sia dai parametri di lavorazione imposti ( $ncs = f[CS, df, D_c, L]$ ).

#### 4.4.2. Allocazione dei tempi operazione

Viene attribuito ora ad ogni codice il tempo totale di non produzione  $T_{F\ TOT}$  in funzione di:

1. Le dimensioni del corpo da spiralarare (diametro del cavo  $D_c$ )
2. Il set di parametri di lavorazione caratteristico del prodotto (diametro del filo  $df$ , passo  $p$ , copertura richiesta  $CSr$ , numero di fili per spola  $Nf_{spl}$ )
3. La dimensione del lotto che passa in lavorazione  $L$  (espressa in unità di lunghezza).

Il tempo di fermo produzione totale  $T_{F\ TOT}$  è dato dall'unione dei tempi di fermo relativi alle tre operazioni base che affliggono le lavorazioni e di cui è necessario calcolare le ricorrenze durante la lavorazione, ovvero tempi di cambio codice  $T_{cc}$ , tempi di cambio bobina  $T_{cb}$  e tempi di cambio spola  $T_{cs}$ .

Questo dato, definibile per ogni diverso prodotto, viene espresso in riferimento ad ogni metro di cavo schermato ( $T'_{F\ TOT}$ ) per facilitare successivamente il calcolo delle velocità complessive di lavorazione espresse in metri all'ora:

$$T'_{F\ TOT} = T_{cb}' + T_{cs}' + T_{cc}' \quad (4.5)$$

dove  $T_{cb}'$ ,  $T_{cs}'$  e  $T_{cc}'$  sono i tempi operazionali di cambio bobina cambio spole e cambio codice espresse come tempo necessario sull'unità di lunghezza del cavo in lavorazione (ore/m).

#### **4.4.2.1. Allocazione del tempo di cambio codice**

L'operazione di cambio codice è stata definita come operazione base la cui frequenza è indipendente dalle caratteristiche del cavo e che si presenta sempre all'inizio di ogni nuova lavorazione. L'operazione di cambio codice affligge, quindi, sempre della stessa entità ed un'unica volta il tempo di lavorazione di ogni prodotto, sotto le ipotesi fatte in precedenza.

#### **4.4.2.2. Allocazione del tempo di cambio bobina**

L'operazione di cambio bobina è l'operazione base la cui ricorrenza dipende dal diametro del corpo avvolto su di essa e dalla dimensione del lotto da lavorare.

Conoscendo dunque la quantità di metri di cavo da schermare  $L$ , il diametro del cavo  $D_c$  (quindi la capienza della bobina), posso definire il numero di cambi di bobina di svolgimento  $ncb$ , che deve essere effettuato per completare la lavorazione.

Se il numero di cambi bobina è inferiore ad uno, significa che la produzione del lotto è completabile senza la necessità di ricorrere alla sostituzione delle bobine di supporto e di conseguenza ad ogni metro di prodotto spiralato non sarà imputato nessun incremento del tempo utile di lavorazione.

Se il numero di cambi è superiore ad uno, significa che per il completamento della lavorazione del codice in oggetto è necessaria più di una bobina di alimentazione e/o di avvolgimento.

#### **4.4.2.3. Allocazione del tempo di cambio spola**

La ricorrenza dell'operazione base relativa alla sostituzione del rocchetto di materiale d'apporto dipende dalle caratteristiche di lavorazione definite dal set di parametri di lavorazione. La necessità del cambio spole si verifica nella condizione per cui il materiale supportato dalla totalità dei fusi di testa (8 per le macchine in azienda) viene esaurito.

Per le modalità e le equazioni relative all'allocazione dei tempi di fermo macchina appena esposti in funzione delle caratteristiche dimensionali del lavorato e della dimensione del lotto in lavorazione si rimanda in Appendice 2.3.

### **4.5. Definizione della velocità lavorazione e del costo di lavorazione**

Con i procedimenti visti è stato possibile ricondursi alla definizione dei tempi di fermo macchina imputabili ad ogni metro di produzione, effettuando uno studio sulle dinamiche dei tempi di setup e di come questi influiscano sulla lavorazione a seconda dei parametri di processo caratteristici.

Per arrivare alla definizione del *reale tempo totale impiegato nella produzione* di una certa quantità di prodotto è perciò necessario sommare questi tempi di

non produzione al *tempo effettivo di trasformazione*  $T_{tr}$ , ovvero il tempo in cui il codice è effettivamente trasformato in prodotto finito grazie al passaggio nella macchina spiralatrice.

Nei paragrafi precedenti è stato inoltre ricavata per ogni tipo di lavorazione una velocità di trasformazione attendibile, riferita alle caratteristiche dimensionali e qualitative del prodotto ed aggiustata tramite un coefficiente correttivo, da un monitoraggio delle reali velocità mantenute in produzione.

Dal set di parametri relativo ad ogni prodotto in lavorazione è nota, secondo la relazione (4.4), vista nel paragrafo precedente, la velocità di trasformazione effettiva  $v_{tr}$ , e quindi il tempo di trasformazione imputabile ad ogni metro del lotto di cavo  $T_{tr}$  come:

$$T_{tr} = v_{tr}^{-1} \quad (4.6)$$

Il tempo totale di lavorazione  $T_{LAV}$ , comprensivo del processo di avvolgimento dello schermo e dei vari tempi di fermo macchina atti alla sostituzione del materiale consumabile e della preparazione attrezzature, è in definitiva riconducibile alla somma del tempo di trasformazione  $T_{tr}$  e tempo totale di fermo  $T_{F TOT}$ .

$$T_{LAV} = T_{tr} + T_{F TOT} \quad (4.7)$$

Da questo dato è possibile ricondursi ad una velocità complessiva caratteristica della lavorazione  $v_{LAV}$  che descrive un ritmo costante di avanzamento del processo di schermatura a partire dalla preparazione dell'attrezzatura fino al prelievo della bobina di prodotto finito.

La velocità così calcolata tiene conto dei reali ritmi produttivi associati alle diverse caratteristiche dello schermo, del cavo e della dimensione del lotto prodotto ed a questa è possibile associare con precisione i costi relativi alle ore macchina impiegate nel processo di lavorazione.

Conoscendo infatti il tempo totale impiegato nella lavorazione di un lotto di dimensione  $L$  di un dato codice, la velocità di lavorazione così definita risulta esprimibile dall'eq. (4.8).

$$v_{LAV} = L/T_{LAV} \quad (4.8)$$

Il costo di lavorazione o costo unitario di produzione  $C_{LAV}$  espresso in euro al metro, deriva dal prodotto tra la velocità totale di lavorazione  $v_{LAV}$  e il costo orario  $C_{h mac}$  associato all'utilizzo di ogni linea di spiralaggio espressa in Euro all'ora:

$$C_{LAV} = v_{LAV} \cdot C_{h mac} \quad (4.9)$$

La definizione del costo macchina orario è il risultato derivato dall'attribuzione al reparto dei vari costi diretti ed indiretti di produzione, affidato all'ufficio contabilità, che annualmente fornisce una stima sul costo previsto per le lavorazioni di ogni centro produttivo, come meglio specificato nel capitolo successivo.

Il costo unitario  $C_{LAV}$  così definito rappresenta una voce di costo altamente specifica, relativa alle caratteristiche del prodotto in termini di parametri costruttivi e dimensionali dello schermo ed estensione del lotto in lavorazione. Tale voce tiene in considerazione l'effettivo intervallo di utilizzo della macchina, conteggiando le distorsioni sulle tempistiche previste, per effetto della realtà di produzione (considerata per mezzo del coefficiente  $K_{vR}$ ) ed identificando con precisione l'incremento sul tempo di trasformazione per effetto dei sistematici interventi di preparazione ed attrezzaggio macchina.

Dalla somma del costo orario di lavorazione ed il costo dello schermo, è possibile ridefinire il costo totale del processo di schermatura in termini di costo dell'operazione di spiraglio e di materiale impiegato, precedentemente definito dall'equazione (4.1), dove il costo di trasformazione  $C_{tr}$  (individuato come primo parametro indicatore del costo associato alle ore macchina) deve essere sostituito dal più specifico e preciso costo di lavorazione  $C_{LAV}$  appena individuato.

In base ai risultati ottenuti è stato possibile migliorare e completare il programma che si serve dell'algorithmo presentato nel paragrafo iniziale, rendendolo capace di restituire per ogni configurazione iterativa di schermo prescelta, il valore associato al costo e velocità di lavorazione ( $C_{LAV}$   $v_{LAV}$ ), definiti secondo il metodo appena presentato, oltre che varie informazioni su aspetti organizzativi e di pianificazione come il numero di cambi bobina e cambi spola e relativi tempi di fermo associati.

Per potersi svincolare dall'utilizzo del programma descritto in precedenza, necessario all'assegnazione dei parametri di processo ed individuazione del materiale utilizzato, e permettere all'ufficio tecnico di estrapolare informazioni attendibili sulle velocità di lavorazione e costi di produzione mantenendo il set di parametri definito in precedenza con il software aziendale, è stato costruito un foglio Excel che, inseriti in input i dati di lavorazione caratteristici e la dimensione del lotto da mandare in produzione, restituisca il valore delle varie componenti di costo associate al materiale ed alla lavorazione, il numero di cambi bobina e cambi spola effettuati ed ogni informazione sulle velocità di trasformazione e di lavorazione. Il foglio di calcolo è mostrato in Appendice 2.4.

#### 4.6. Considerazioni sui risultati ottenuti e confronto con i risultati interni

La velocità di lavorazione ottenuta  $v_{LAV}$  deriva dalla composizione di tempi di trasformazione e tempi di fermo macchina, fortemente dipendenti dai parametri costruttivi del cavo e dalle dimensioni del lotto: i tempi relativi ai cambi bobina sono legati al diametro del cavo  $D_c$  ed alla lunghezza del lotto in lavorazione  $L$ , i tempi di cambio spola, invece, sono legati alla quantità di materiale d'apporto il quale viene definito dai principali parametri di processo  $D_c$ ,  $df$ ,  $CS$ ,  $p$  e lunghezza del cavo da ricoprire  $L$ .

Il tempo di trasformazione, inoltre, lega al concetto di velocità di trasformazione ideale  $v_{tr\ id}$  (funzione del passo) un corretto numero di giri della macchina grazie al coefficiente di realtà  $K_{vR}$ .

Di notevole rilevanza è la forte dipendenza della velocità di lavorazione così ricavata dalla dimensione del lotto da lavorare: i tempi di set up vengono ammortizzati sul tempo di completamento finale da lotti di dimensione elevata, per i quali il tempo dedicato all'applicazione effettiva dello schermo risultano preponderanti su quelli di attrezzaggio delle macchine.

Al crescere della pezzatura in lavorazione il peso del fermo macchina imputato ad ogni metro di cavo decresce esponenzialmente, rendendo, di fatto, più conveniente in termini di costo macchina la lavorazione di lotti da chilometraggio superiore.

I grafici di figura 4.3 e 4.4 mostrano per diversi elementi schermati campione di diverso diametro l'andamento delle velocità di trasformazione ideale  $v_{tr\ id}$  della velocità di trasformazione effettiva  $v_{tr}$  e la velocità di lavorazione  $v_{LAV}$ , mettendo in evidenza le componenti di correzione legate al coefficiente di realtà  $K_{vR}$  ed ai tempi di fermo ed attrezzaggio macchina in funzione della dimensione del lotto.

L'influenza dei tempi di fermo macchina decresce stabilizzandosi per pezzature superiori a 20 chilometri, ma già per pezzature inferiori intorno ai 10 chilometri il tasso di crescita della velocità di lavorazione non presenta variazioni significative.

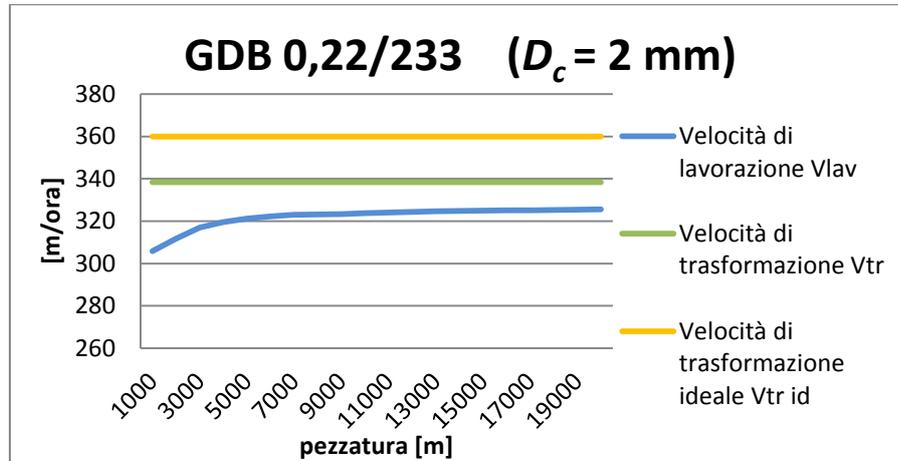


Figura 4.3 Andamento della velocità di trasformazione ideale velocità di trasformazione effettiva e velocità di lavorazione in funzione dei chilometri prodotti dell'elemento spiralato relativo al codice GDB 0.22/233

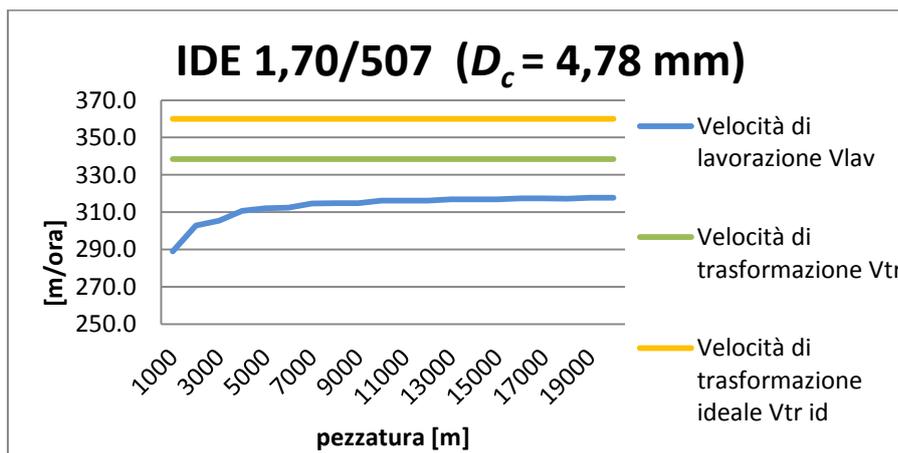


Figura 4.4 Andamento della velocità di trasformazione ideale velocità di trasformazione effettiva e velocità di lavorazione in funzione dei chilometri prodotti dell'elemento spiralato relativo al codice IDE 1.70/507

Il calcolo secondo il metodo interno all'azienda della velocità di lavorazione definita come semplice prodotto tra la velocità di trasformazione ideale ed un coefficiente correttivo del 25%, fa riferimento diretto al solo parametro di passo di lavorazione  $p$  e introduce l'effetto dei fermo macchina e attrezzaggio materiale slegati da qualsiasi parametro costruttivo: l'abbattimento del 25% sulle velocità ideali di trasformazione è fisso per ogni codice e costante su ogni pezzatura lavorata. Il confronto tra le velocità calcolate e quelle impostate dal software aziendale mostrano una generale sottostima dei ritmi produttivi, in particolare per corpi da spiralare di piccolo diametro e che costituiscono lotti di dimensioni consistenti, come mostrato nelle figure 4.5 e 4.6.

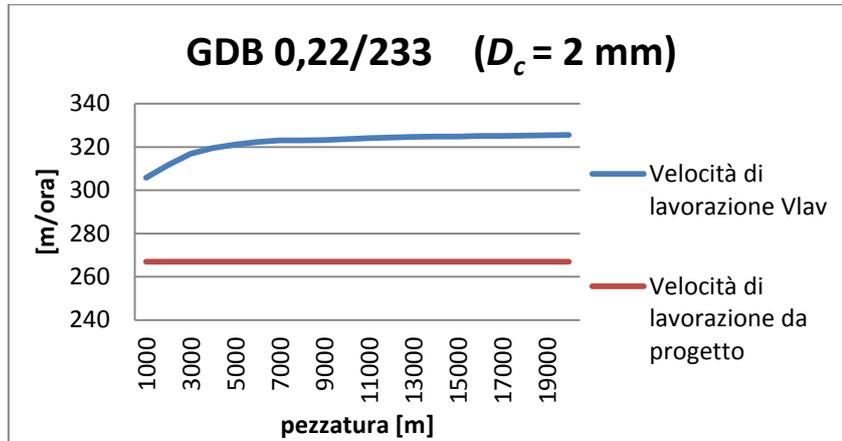


Figura 4.5 Confronto tra la velocità di lavorazione calcolata con il metodo presentato nel capitolo e velocità di lavorazione per l'elemento spiralato del codice GDB 0.22/233 stimata tramite il criterio aziendale

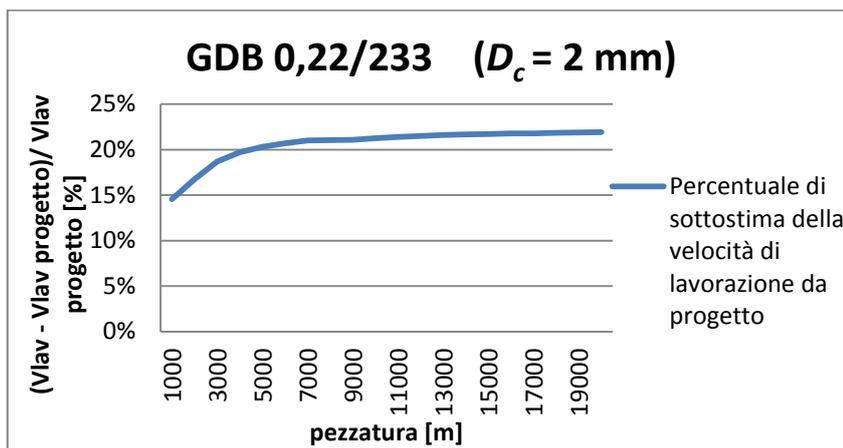


Figura 4.6 Percentuale di sottostima della velocità di progetto dell'elemento spiralato GDB 0.22/233 data dal criterio aziendale e la velocità di lavorazione derivata dal metodo presentato

Sono state ricavate le velocità di lavorazione di diversi codici, che mediamente possano individuare un campione rappresentativo dello spettro completo dei diametri di cavo passanti in lavorazione in lavorazione.

Per ognuno dei codici è stato messo in relazione alla velocità di progetto quella calcolata con i procedimenti descritti nel capitolo e ricavata la differenza in percentuale tra le due (figura 4.7).

Sono state identificate due fasce caratteristiche a cui corrispondono livelli di sottostima differenti a seconda delle dimensioni del cavo: cavi di diametro medio piccolo ( $0.65 < D_c < 3$ ) sono afflitti maggiormente da un errore di valutazione da parte del software aziendale, legato ai drastici abbattimenti imposti alla velocità ideale di trasformazione, mentre cavi di diametro medio

grande ( $3 < D_c < 6$ ) presentano una analogia superiore tra le velocità ricavate e quelle definite da progetto.

In generale è possibile affermare che mediamente le velocità di lavorazione calcolate dal progettista sono sottostimate per cavi di medio-piccolo diametro di un valore intorno al 20%, mentre per cavi di diametro medio-grande dell'ordine del 13%. Le dimensioni dei lotti prese in considerazione per ricavare questi dati si riferiscono ad una serie di lunghezze rappresentative dei lotti di lavorazione effettivamente schermati nel reparto dell'azienda, che va da un minimo di 1000 metri ad un massimo di 40000 metri di elemento da spiralarare.

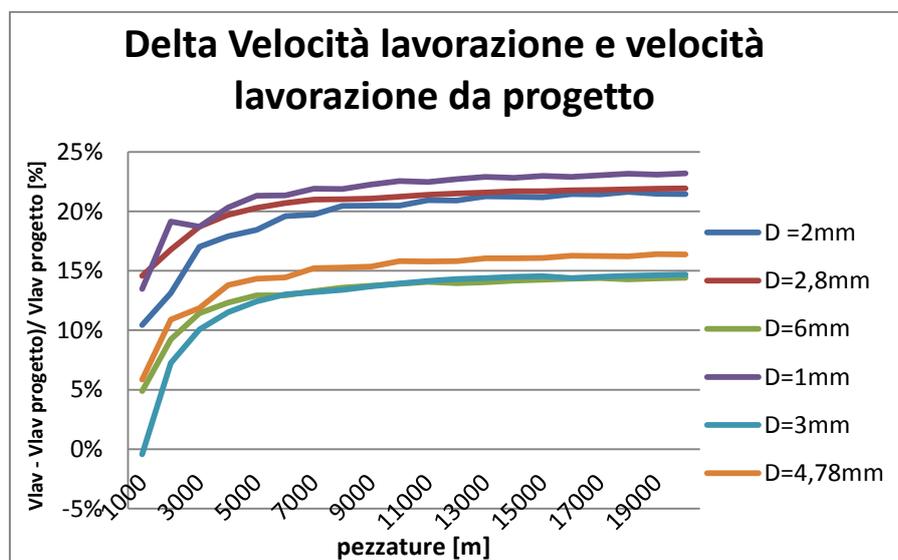


Figura 4.7 Percentuale di scostamento tra le velocità di progetto definite dall'azienda e le velocità di lavorazione definite dal metodo presentato per la lavorazione di spiralaratura in funzione del diametro di elemento a spiralarare e della pezzatura di produzione

#### 4.7. Utilità e modalità di impiego del lavoro implementato

Il programma generato per la definizione dei parametri di processo permette di effettuare, grazie agli elementi di output definiti, un'impostazione del set di variabili ottimale grazie ad una visione più ampia e completa dei criteri di assegnazione, che tengano conto non solo di aspetti tecnici e tecnologici ma anche economici e di organizzazione produttiva attendibili.

Le necessità commerciali di riadattamento del prezzo di vendita finale o vincoli stringenti sui tempi di consegna, possono portare a ridefinire come criteri sensibili alla scelta dei parametri di processo, voci relative al costo di lavorazione o al tempo di processo, riadattando i parametri in funzione di un'ottimizzazione commerciale-organizzativa a discapito di un'ottimizzazione tecnico-costruttiva. Una corretta determinazione del costo di lavorazione

permette di avere un controllo superiore sulla gestione del prezzo di vendita finale, con notevoli vantaggi sugli aspetti commerciali di competitività del prodotto. I risultati ottenuti hanno mostrato, infatti, come i costi di lavorazione legati ai tempi di processazione nella macchina, siano in generale sovrastimati, condizione che può portare ad una conseguente sovrastima del valore di vendita minimo profittevole, con potenziale perdita della trattativa commerciale con il cliente.

La corretta stima dei tempi di lavorazione garantisce notevoli vantaggi in termini di organizzazione e programmazione della produzione. La precisione con la quale viene identificato l'intervallo temporale totale di lavorazione di ogni codice permette di definire con un elevato grado di affidabilità la programmazione del lavoro da svolgere nel reparto, riducendo al minimo le problematiche legate ai ritardi ed allo slittamento delle lavorazioni che si ripercuotono sulla programmazione delle lavorazioni successive, dei prodotti in coda e sulle tempistiche di consegna finali.

L'individuazione delle diverse operazioni di attrezzaggio e delle diverse condizioni in cui queste si manifestano (ad esempio per le operazioni dipendenti dalle caratteristiche del prodotto in lavorazione precedentemente) permettono di definire una sequenza ottimale dei lotti in lavorazione, sfruttando le affinità dimensionali dei codici in sequenza, al fine di ridurre al minimo alcuni interventi di riadattamento della macchina.

L'informazione precisa sul numero di cambi bobina necessari alla lavorazione di un lotto, rappresenta un ulteriore contributo all'organizzazione del reparto per la dotazione dello stesso delle bobine di raccolta necessarie, aspetto non trascurabile data la natura dei problemi riscontrati sul campo. Le bobine, come gran parte dei materiali usati in azienda, vengono ordinate settimanalmente in base al lavoro programmato, grazie ad un operatore dedicato, che in base al chilometraggio di prodotto preventivato, calcola il numero di supporti necessari all'evasione degli ordini. Non è raro il presentarsi di errori di valutazione sulle reali necessità e riscontrare una mancanza delle bobine di supporto nelle fasi di lavorazione, dinamica che si traduce talvolta nella necessità di riorganizzare la produzione dell'intero reparto.

Associando alla definizione dei parametri di processo l'informazione sul numero di bobine effettivamente necessarie, noto con precisione dalle dimensioni del prodotto e dalle caratteristiche di lavorazione, ci si caute da eventuali errori di calcolo permettendo di associare la richiesta d'ordine dei supporti direttamente al risultato fornito dal programma utilizzato.

### **Sommario**

In base alle relazioni esposte nel capitolo precedente è stato generato un algoritmo di calcolo iterativo per una corretta definizione dei parametri di processo secondo i diversi aspetti tecnici e tecnologici relativi a tale lavorazione.

Data la fondamentale importanza della conoscenza dei tempi di lavorazione per la corretta definizione dei costi di prodotto, è stato svolto uno studio dedicato ad una più accurata assegnazione delle tempistiche di processo rispetto al metodo approssimato e generale usato in azienda, imputando il tempo di lavorazione ad ogni codice, in funzione delle sue caratteristiche costruttive ed in funzione delle dimensioni del lotto in produzione. Questo lavoro è stato effettuato definendo, in funzione del tipo di prodotto e quantità in lavorazione, una velocità descrittiva della durata dell'intero processo di schermatura, che tenga conto oltre che del processo di applicazione vero e proprio, anche dei tempi di preparazione macchina ed attrezzaggio materiali. Tale velocità di lavorazione è definita come combinazione del tempo di trasformazione e tempo totale di fermo macchina, l'uno relativo ai tempi di applicazione effettiva a macchina in funzione, l'altro relativo alle soste ed inattività della linea.

La velocità di trasformazione è stata calcolata teoricamente e corretta da un coefficiente empirico la cui determinazione deriva da un costante monitoraggio della produzione. I tempi di set up sono stati determinati studiando la dinamica e la durata delle operazioni di fermo e definendo le occorrenze di tali operazioni in funzione dei parametri costruttivi e dimensionali del lotto in produzione. La determinazione di questi parametri ha richiesto il calcolo di alcuni dati relativi alla quantità di materiale impiegato in funzione dei parametri di processo; tali dati sono resi disponibili dal programma di calcolo implementato capace di fornire i dati necessari in relazione ad ogni set di parametri di lavorazione prescelto.

Il confronto tra le stime effettuate ed i valori generati dal calcolo del software aziendale mostrano una generale sovrastima delle tempistiche e costi di lavorazione con conseguente controllo inferiore sulla possibilità di gestire le trattative commerciali e l'organizzazione della produzione.



# **5. ANALISI DI RICONDIZIONAMENTO REPARTO E SCELTE DI INVESTIMENTO**

## **Introduzione**

In questo capitolo vengono presentati i limiti del reparto in relazione alla non conformità di una delle macchine che lo compongono, definendo ed illustrando, nelle caratteristiche principali, le diverse alternative di intervento prese in considerazione per riqualificare il centro produttivo.

Con l'obiettivo di determinare la soluzione di ammodernamento più consona in base ai requisiti tecnici ed alle necessità commerciali, ci si riconduce ad un'analisi sul corretto dimensionamento del reparto, grazie ad un lavoro di previsione delle lavorazioni potenzialmente future per mezzo di stime ed identificazione di tendenze produttive, generate dall'osservazione e regressione dei dati relativi alle lavorazioni effettuate in passato.

La corretta definizione dei costi di lavorazione associati alle diverse soluzioni d'intervento, fornisce un secondo strumento necessario alla scelta sull'entità e tipo di modifica da effettuare. Le considerazioni economiche, unitamente a quelle relative alla varietà e potenzialità produttiva ottenibili con le diverse configurazioni di reparto, permettono di effettuare un confronto sulla bontà delle soluzioni presentate ed un'ottimale scelta di intervento in base alle necessità aziendali.

### **5.1. Limiti del reparto ed alternative d'intervento**

L'attuale situazione impiantistica dell'azienda comprende nel suo insieme il reparto di spiralatura composto da 3 diverse macchine per un totale di 11 teste di lavoro capaci di funzionare simultaneamente, come meglio descritto nel Capitolo 3. Tutte le macchine del reparto sono il risultato di un lavoro di progettazione e costruzione interno all'azienda risalente agli anni di fondazione dell'impresa.

Il livello tecnologico delle macchine, nonostante sia rimasto nel complesso invariato per molti anni, è sufficiente a garantire parametri qualitativi e quantitativi di lavorazione necessari all'azienda, che non ha ritenuto fino ad oggi necessario sostituire le tecnologie esistenti; la lavorazione di schermatura a spirale, infatti, non ha subito un rilevante processo d'innovazione essendo una lavorazione di basso livello (in termini di risultato schermante) e nettamente

svantaggiosa in confronto ad altri processi sempre più consolidati ed in evoluzione come quello di trecciatura.

Nel corso degli ultimi anni si è presentata la necessità di effettuare alcune modifiche ed ammodernamenti per rendere le macchine più gestibili all'operatore e a norma di legge; in particolare le norme vigenti sulla sicurezza del lavoratore impongono di ricondizionare il dispositivo di emergenza e di sicurezza di una delle 3 macchine sulla quale è praticamente assente ogni forma di protezione (norma CEI EN 60204-1 IEC 204-1).

La macchina in questione è la più vecchia tra quelle che compongono il reparto e comprende quattro teste di lavoro guidate da un'unica trasmissione legata al motore asincrono e quattro frizioni meccaniche (una per ogni testa).

Oltre ad un limite sui requisiti di sicurezza, la macchina dotata di una tale architettura comporta problemi in produzione relativi a tempi morti di lavorazione eccessivi: nell'eventualità della rottura di uno dei fili d'apporto su una delle teste di lavoro, il sistema di controllo innesca il blocco del motore fermando di conseguenza la lavorazione delle altre teste non intaccate dal problema.

La necessità di queste modifiche indette dalle norme antinfortunistiche, unitamente all'aspirazione di raggiungere alcuni nuovi obiettivi commerciali ed incrementare la flessibilità produttiva, ha posto le basi per un'analisi di diverse possibilità di intervento al fine di ricondizionare il reparto.

Una prima configurazione possibile di reparto presenta il mantenimento delle macchine ad oggi utilizzate, a seguito di un ricondizionamento dei sistemi di sicurezza e delle trasmissioni meccaniche, ormai obsolete, della macchina che non rispetta le norme anti infortunistiche. Tale configurazione non comporterebbe alcun cambiamento alla produzione se non una facilitata modulazione e gestione della macchina garantita dai nuovi sistemi di trasmissione.

La seconda possibilità consta nello smaltimento della macchina fuori norma e acquisto di nuove teste a spirale, con un investimento intuitivamente più elevato, ma la possibilità di disporre di una tecnologia sicuramente più avanzata e che garantisca un controllo superiore sulla lavorazione.

L'ultima alternativa si perma sulla possibilità di convertire due macchine per trecciatura, ormai fuori uso e destinate allo smaltimento, in teste a spirale.

L'architettura della macchina per trecciatura è analoga alla spirale (testa di lavoro in un volume chiuso, sistema di traino per l'avanzamento del cavo e cavalletti per la bobina di svolgimento ed avvolgimento), offrendo una base perfetta per l'implementazione di un nuovo macchinario che sfrutti i moduli già presenti. L'aspetto più interessante di questa opportunità si presenta sotto forma di un potenziale incremento di varietà e flessibilità produttiva: le macchine del reparto oggi esistente non possono lavorare e schermare cavi con diametro  $D_c$

superiore a 7 mm, il che comporta una assenza totale dell'azienda sul mercato di alcuni prodotti sui quali sono previsti nuovi margini di guadagno.

Per definire l'opzione più vantaggiosa tra le alternative appena citate è stato necessario determinare parametri di scelta di natura economica, come l'ammontare del costo di produzione ottenibile con ognuna delle tre configurazioni possibili, estrapolando informazioni sulle necessità produttive future attraverso l'osservazione dello storico dei ritmi di lavorazione e delle richieste di mercato. Per costo di produzione si intende il costo effettivo totale delle lavorazioni di spirallatura che l'azienda avrà verosimilmente da effettuare nel prossimo anno (in riferimento ad ognuna delle configurazioni di reparto proposte). Questo parametro permette di effettuare un primo controllo sull'economicità delle diverse soluzioni essendo legato al costo unitario di produzione, ma fornisce anche un indicatore sulla bontà del dimensionamento del reparto tenendo in considerazione il volume produttivo previsto nei prossimi anni. La determinazione di tale volume produttivo deriva dall'osservazione dello storico dei ritmi di lavorazione nel reparto e delle richieste di mercato: l'analisi delle produzioni precedenti ed individuazione di eventuali tendenze di mercato rappresenta lo strumento di previsione con cui è stato definito il target produttivo dei prossimi anni.

## **5.2. Analisi e previsioni volumi di produzione**

Per identificare e quantificare le lavorazioni effettuate in passato nel reparto è necessario procedere con l'individuazione dei codici prodotto relativi a cavi che presentano nella propria costituzione almeno un elemento con schermo a spirale.

Il programma di progettazione utilizzato dall'ufficio tecnico mette a disposizione un database contenente codici prodotto e relative schede di progetto, riferite ad ogni cavo progettato. La nomenclatura interna dei prodotti affianca al codice prodotto una descrizione codificata dello stesso, facilitando l'individuazione delle caratteristiche geometriche e costruttive del cavo; in particolare cavi con schermo a spirale presentano nella stringa descrittiva la sigla "H1".

L'interfaccia del software presenta un elenco dei codici prodotto, descrizione codificata degli stessi e possibilità di visualizzare le relative schede di progetto. Un primo sfoltimento di dati è reso possibile dall'avvio di una ricerca automatica che, filtrando tutto il database, fornisce un elenco in cui compaiono solamente le voci di codici con sigla H1 nella relativa descrizione.

Ottenuto l'elenco dei soli codici che presentano almeno una lavorazione di spirallatura, segue l'operazione di separazione tra sigle realmente prodotte e sigle solamente progettate e quindi non influenti sulla produzione (tipicamente

generate per la presentazione di preventivi); questo avviene tramite l'individuazione di un'ulteriore sigla posta a lato del codice prodotto.

Dei singoli cavi prodotti che presentano schermo a spirale individuati da questo procedimento, è stato quindi aperto il relativo progetto o scheda di lavorazione, resa disponibile dal software, ed individuate le caratteristiche dimensionali e quantitative del processo di spiratura (diametro dello spirale e numero di lavorazioni presenti nel codice).

Noti i codici sui quali incentrare l'analisi è possibile quantificare le produzioni passate servendosi di un secondo strumento informatico a supporto dell'azienda. Il programma di gestione aziendale fornisce un elenco completo di tutti i codici ordinati e consegnati al cliente, di cui è possibile consultare anno per anno i singoli lotti e relativo valore monetario. Effettuando per ogni codice di interesse una ricerca entro questo elenco è stato possibile registrare la quantità di cavo e di relativa lavorazione di spiratura in riferimento ad ogni anno di produzione.

La procedura di ricerca consta nell'inserimento del codice prodotto di cui si vuole avere informazioni nella maschera di ricerca del software e visualizzazione della relativa scheda "impegni cliente" circoscrivendo la selezione ad un definito periodo d'indagine.

La scelta di un intervallo di tempo quanto meno attendibile entro cui svolgere l'indagine è stato determinato a seguito di un colloquio con l'ufficio commerciale, il cui responsabile ha ritenuto che, viste le dinamiche del mercato e più in dettaglio la registrazione degli ordini negli ultimi anni, l'intervallo di tempo 2007-2014 è sufficiente a descrivere il trend di produzione attuale e potenzialmente futuro.

Nella scheda ogni riga è riferita ad un diverso ordine del prodotto ricercato e compare codice, data di ordine, data di consegna, quantità di prodotto consegnato e valore monetario del lotto.

Cumulando le quantità consegnate relative ad ogni anno e identificando il numero totale di consegne effettuate nell'intervallo di tempo 2007-2014, è stato possibile registrare per ogni codice: le quantità annue di cavo prodotto, la quantità totale di cavo prodotta nell'intervallo temporale d'indagine e, dividendo quest'ultimo dato per il numero di ordini, la dimensione media del lotto. Cumulando i dati relativi ad ogni singolo anno è stato ricavato l'ammontare di chilometri prodotti e venduti annualmente in relazione alla totalità dei codici ed il numero dei codici stessi prodotti in tale decorrenza.

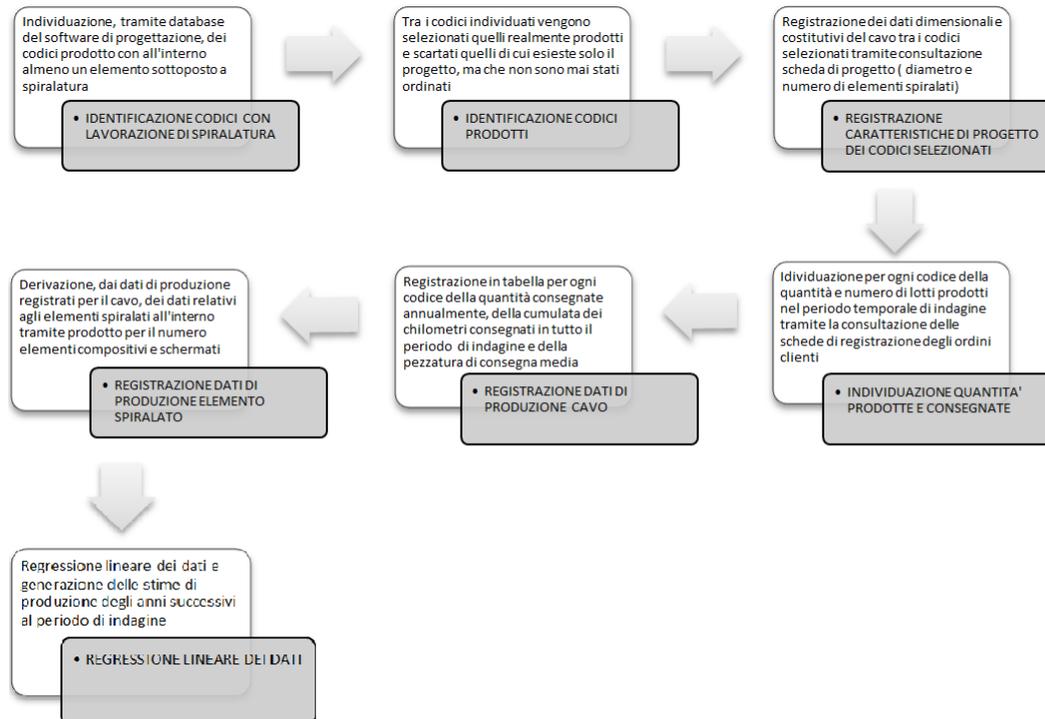
La tabella 5.1 mostra nel dettaglio i dati ricavati dalla ricerca descritta.



REGRESSIONE LINEARE SULLA QUANTITA' DI ELEMENTO SPIRALATO														
CODICE PRODOTTO	Coeff. reg.lin. (m)	Termine noto reg.lin. (b)	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	Previsione Produzione e 2015 [km]
CE 0.02/301	0.45	102.80	103.25	103.70	104.14	104.59	105.04	105.48	105.93	106.38	106.82	107.27	107.71	106.82
CE 0.08/301	-1.96	38.86	36.90	34.94	32.98	31.02	29.06	27.10	25.14	23.18	21.21	19.25	17.29	21.21
CE 0.08/401	0.07	18.53	18.60	18.67	18.74	18.81	18.89	18.96	19.03	19.10	19.17	19.24	19.31	19.17
CE 0.08/501	5.60	20.61	26.21	31.81	37.41	43.00	48.60	54.20	59.80	65.40	71.00	76.59	82.19	71.00
CE 0.22/301	-0.02	0.36	0.33	0.31	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.17	0.14	0.12	0.10	0.14
CFH 0.05/501	-0.08	1.25	1.17	1.08	1.00	0.92	0.83	0.75	0.67	0.58	0.50	0.42	0.33	0.50
CSE 24/1608	-13.81	158.14	144.33	130.52	116.71	102.90	89.10	75.29	61.48	47.67	33.86	20.05	6.24	33.86
CSE 24/1618	-0.17	1.37	1.20	1.03	0.86	0.69	0.51	0.34	0.17	0.00	-0.17	-0.34	-0.51	0.00
CSE 24/2405	-11.29	161.79	150.50	139.21	127.93	116.64	105.36	94.07	82.79	71.50	60.21	48.93	37.64	60.21
CSE 24/2418	-4.71	30.51	25.80	21.09	16.37	11.66	6.94	2.23	-2.49	-7.20	-11.91	-16.63	-21.34	0.00
<b>TOTALE km SULLA TOTALITA' DEI CODICI</b>	<b>-126.23</b>	<b>2619.56</b>	<b>2493.33</b>	<b>2367.11</b>	<b>2240.88</b>	<b>2114.66</b>	<b>1988.43</b>	<b>1862.20</b>	<b>1735.98</b>	<b>1609.75</b>	<b>1483.53</b>	<b>1357.30</b>	<b>1231.08</b>	<b>1483.53</b>

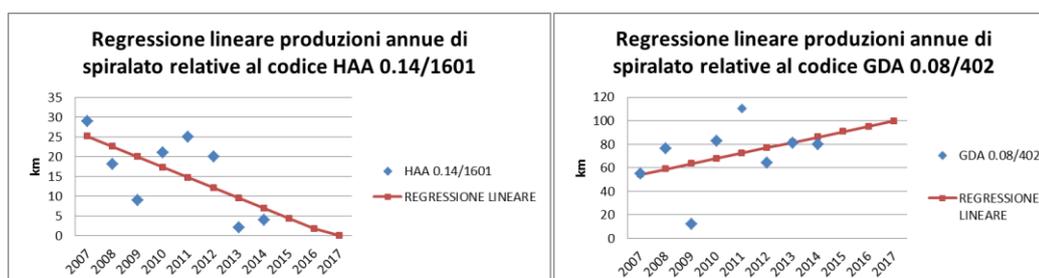
**Tabella 5.3 Estratto tabella contenente i dati della regressione lineare implementata sui dati di produzione relativi allo spirالاتo prodotto nel periodo di indagine proiettate ad una previsione dei volumi produttivi fino all'anno 2017. Quantità espressa in km.**

Il procedimento adottato per la generazione delle stime è schematizzato e riassunto in figura seguente.



**Figura 5.1 Rappresentazione schematica del processo di raccolta dati di produzione e generazione di stime sui volumi produttivi di spirالاتo future**

L'andamento temporale dei dati analizzati è vario: diversi codici prodotti in quantità significativa come il GDA 008/402 presentano un andamento crescente della produzione nel corso degli anni, mentre lavorati di rilevanza analoga in termini di volumi produttivi come l'HAA 0.14/1601 manifestano un progressivo decremento delle vendite.

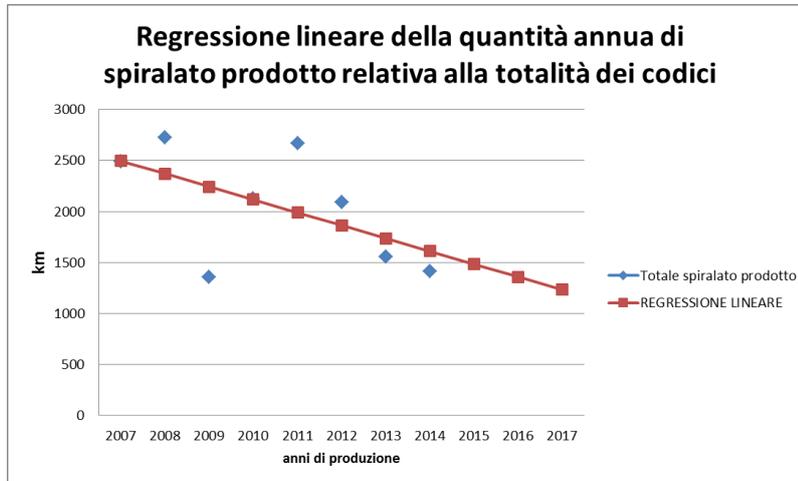


**Figura 5.2** Grafici rappresentativi dei volumi produttivi riscontrati e stimati tramite regressione lineare relative alle produzioni di spirale di due codici esemplificativi.

In generale, tuttavia, considerando i dati estrapolati nel loro complesso, è evidente una generale tendenza alla diminuzione dei volumi produttivi nel corso degli anni. Questo risultato è in linea con le considerazioni precedentemente fatte nel Capitolo 2 sulla qualità, prerogative ed impieghi dello schermo a spirale.

I dati confermano l'ormai nota tendenza nel settore ad una progressiva sostituzione di questa lavorazione con altri processi di schermatura (tipicamente a treccia), che presentano ormai un livello tecnologico superiore.

L'utilizzo della schermatura a spirale è in costante riduzione, proiettato al caso limite in cui la presenza di tale lavorazione sarà circoscritta alle sole applicazioni in cui la forte necessità dei pochi vantaggi che essa comporta, ovvero miniaturizzazione, economicità e resistenza a torsione meccanica, la renderanno indispensabile.



**Figura 5.3 Produzione di spirale nel periodo di indagine e relativa regressione lineare proiettata ad una previsione dei volumi produttivi relativi ai tre anni successivi**

A sostegno di questa considerazione i grafici e lo studio riportato in Appendice 3.1 mostrano l'andamento di spirale all'interno di cavi in funzione della composizione e dimensione degli stessi, evidenziando come nonostante la produzione di cavi composti da molti elementi non si sia significativamente ridotta negli anni o sia in leggera decrescita, stia invece calando considerevolmente l'impiego del numero di conduttori spirali al loro interno. Inoltre, nonostante le quantità di cavi prodotti annualmente si mantenga circa costante, indipendentemente dalla dimensione del lotto, la quantità di conduttore spirale al loro interno, invece, è andata calando negli anni tanto più velocemente quanto più piccola è la dimensione del lotto allestito.

Le tendenze produttive individuate volgono a considerare di scarso interesse un'ulteriore investimento tecnologico sulla spiratura di cavi di piccola dimensione, identificando nello sviluppo di una tecnologia capace di schermare cavi di diametro superiore, una condizione estremamente vantaggiosa e favorevole, soprattutto data l'esigenza produttiva di riammodernamento del reparto comunque inevitabile.

### 5.3.Revisione dimensionamento reparto

I risultati ottenuti dalla ricerca suggeriscono che il progressivo calo delle richieste di lavorazioni a spirale possa aver portato il reparto ad essere sovradimensionato ed è quindi opportuno, prima di procedere con l'analisi dei costi, definire quale sia il numero di linee necessario per poter evadere le richieste future ed ideare ipotesi di intervento sulla base di un corretto dimensionamento. La direzione aziendale ha ritenuto necessario considerare come stima rappresentativa delle reali necessità produttiva quella riferita

all'anno 2015, data la volontà di soddisfare fin da subito le richieste di mercato, evitando ogni tipo di sottopotenzialità in fase di schermatura.

Il lavoro svolto nel precedente capitolo da la possibilità di identificare per ogni codice il tempo totale di lavorazione in funzione delle caratteristiche costruttive del prodotto e delle dimensioni del lotto allestito.

L'unione di questo strumento al lavoro di previsione sui volumi produttivi appena presentato, permette il calcolo del tempo di lavorazione che competerà mediamente ad ogni codice negli anni avvenire.

E' necessario, al fine di ricavare le ore di fabbisogno  $Hf$  relative alla produzione di ogni codice, ovvero il numero di ore annue che sono necessarie al completamento delle lavorazioni del codice in esame, procedere con l'imputazione dei vari tempi di fermo macchina  $Tcc$ ,  $Tcb$ ,  $Tcs$  e con la definizione delle velocità medie di lavorazione  $v_{LAV,m}$  per ogni prodotto previsto in lavorazione per il 2015.

E' noto dal lavoro presentato nel capitolo precedente come i tempi di fermo macchina dipendano fortemente dalla dimensione del lotto  $L$ , la quale dimensione si presenta diversa per ogni ordine registrato negli anni del periodo di indagine; è stato quindi necessario ricondursi a dei valori medi in riferimento alla dimensione del lotto di ogni prodotto  $L_m$ . La ricorrenza dell'attrezzaggio macchina per la lavorazione di ogni codice, a cui è associato il tempo di cambio codice  $Tcc$ , è stata ricavata anch'essa sulla base dei dati riscontrati dallo storico produzioni.

Combinando i tempi totali di fermo macchina  $T_{FTOT}$  alla velocità effettiva di trasformazione  $v_{tr}$ , definita nel capitolo precedente, ci si riconduce alla velocità media di lavorazione di ogni codice  $v_{LAV,m}$ . Tale velocità, unitamente ai dati relativi ai chilometri di spiralo stimati per la produzione del 2015, portano alla definizione delle ore  $Hf$  di fabbisogno dell'intera produzione prevista come sommatoria delle ore necessarie di fabbisogno dei singoli prodotti  $Hf_i$ .

Tutte le equazioni ed i passaggi relativi all'imputazione dei tempi di set-up sono mostrate in Appendice 3.2, dove i valori trovati sono mostrati nelle relative tabelle riassuntive.

Dal rapporto tra le ore di fabbisogno  $Hf$  e le ore annue disponibili per ogni linea di lavoro  $Hd$ , si ottiene il numero di linee di spiratura necessarie al reparto per evadere le richieste dell'anno. La quantità di ore disponibili previste per il centro produttivo deriva dal conteggio dei giorni lavorativi epurati delle festività e riduzione orarie. Il documento relativo a questi dati, mostrato in Appendice 3.3, è stato fornito dall'ufficio contabilità addetto alla redazione del centro costi annuale di ogni reparto. Nella tabella sono riportate le ore macchina disponibili al mese e l'ammontare delle ore mensili riferite al reparto produttivo  $Hd_R$ ; in

questo caso per ore macchina si intendono le ore rese disponibili da ognuna delle 11 linee di lavorazione.

Le ore annue del reparto disponibili risultano:

$$Hd_R [\text{ore/anno}] = 17644 \text{ (11 mesi)} \quad (5.1)$$

Da cui deriva a determinazione delle ore annue disponibili per linea di lavorazione dall'equazione:

$$Hd [\text{ore/anno linea}] = Hd_R / 11 = 1604 \quad (5.2)$$

Il numero di linee necessarie  $N_{LIN}$  è ricavabile dal rapporto tra le ore disponibili e le ore di fabbisogno:

$$N_{LIN} = \frac{Hf}{Hd} = 4 \quad (5.3)$$

I risultati ottenuti sono mostrati nel prospetto della figura 5.4.

DIMENSIONAMENTO REPARTO			
ORE DI FABBISOGNO PRODUZIONE $Hf$ [ore/anno]			5938
ORE LINEA DISPONIBILI $Hd$ [ore/anno]			1604
DIMENSIONE REPARTO (NUMERO DI MACCHINE NECESSARIE $N_{LIN}$ PER PRODUZIONE ANNUA)			4

Figura 5.4 Prospetto relativo ai dati del dimensionamento dell'impianto secondo le stime effettuate sulla produzione del 2015

Il rapporto conferma, in prima analisi, come il reparto composto da undici linee di lavorazione sia sovradimensionato e metta a disposizione una potenzialità produttiva superiore del 63% in relazione alle reali necessità.

Il dimensionamento effettuato con i calcoli appena visti si basa sull'ipotesi di una produzione continua e pianificata, estesa a tutto il periodo d'esercizio, ipotesi che non è però applicabile al sistema produttivo dell'azienda che presenta peculiarità e strategie commerciali fortemente influenti sull'organizzazione produttiva.

Osservando la produzione di spiralato relativa al 2007, anno che descrive un periodo di pieno ritmo produttivo e a cui corrisponde la maggior quantità di materiale lavorato nel reparto durante tutto l'intervallo d'indagine, è possibile calcolare le ore di lavorazione effettuate in tale decorrenza.

Dal medesimo rapporto tra ore di fabbisogno 2007 e ore disponibili, compare la necessità di solo 5 delle 11 teste a spiralaro disponibili, ad evidenza del fatto che l'esubero di macchine sia un requisito all'organizzazione produttiva anche in periodi di elevata saturazione

DIMENSIONAMENTO REPARTO ANNO 2007			
ORE DI FABBISOGNO PRODUZIONE $H_f$ [ore/anno]			7537
ORE LINEA DISPONIBILI $H_d$ [ore/anno]			1604
DIMENSIONE REPARTO (NUMERO DI MACCHINE NECESSARIE $N_{LIN}$ PER PRODUZIONE ANNUA)			5

**Figura 5.5** Prospetto relativo al dimensionamento del reparto secondo computazione delle ore necessarie alla produzione effettuata nel 2007

Questa circostanza si manifesta per i requisiti di flessibilità e potenzialità produttiva derivanti dalla strategia aziendale, incentrata sull'elasticità e disponibilità commerciale in merito ai tempi di consegna ed al soddisfacimento di richieste urgenti dei clienti, come meglio descritto nel primo capitolo, nel quale è stato anticipato come le normali tempistiche per il ricevimento del materiale ordinato nel settore delle produzioni di cavi speciali e più in generale nel settore relativo a prodotti personalizzati, prevedono l'attesa di 60-45 giorni solari dall'arrivo dell'ordine.

L'azienda è in grado grazie alla configurazione del proprio sistema produttivo e alla gestione della programmazione di ridurre, se necessario, l'intervallo di attesa del prodotto richiesto a 15 giorni solari dall'arrivo dell'ordine. Questo è reso possibile in parte dalla riduzione ed eliminazione dei tempi di approvvigionamento tenendo a magazzino del materiale immobilizzato e in alcuni casi utilizzando del semilavorato riferito ad un ordine per il completamento di un secondo considerato più urgente.

Tuttavia la frequenza giornaliera con la quale si registrano nuove richieste e che rende impossibile la programmazione di una varietà e di un volume produttivo predefinito all'inizio dell'anno, pone un grande problema sulla saturazione dei reparti e colli di bottiglia: prodotti ritenuti urgenti possono entrare nel ciclo produttivo parallelamente a processi di lavorazione già iniziati in periodi in cui gran parte dei centri di lavoro sono già utilizzati a pieno. Sorge dunque la necessità, specialmente nei reparti addetti a lavorazioni lente come quella di spiratura, di disporre di macchine pronte a poter processare in parallelo prodotti ordinati che per problemi di programmazione verrebbero messi in coda, ma che proprio per i requisiti di contingenza nella consegna, non possono essere fermati.

Medesima necessità di un sovrannumero di macchine deriva da un andamento significativamente variabile dei volumi produttivi nell'arco dell'anno, dovuto alla stagionalità di alcune richieste. Tale stagionalità, non precisamente identificabile, ma nota all'ufficio commerciale, si manifesta con una congestione dei reparti produttivi in determinati mesi dell'anno ed un sotto sfruttamento delle macchine in altre mensilità: ad esempio i picchi di produzione nei mesi di luglio e giugno, nei quali rivenditori al dettaglio si trovano ad dover rifornire i propri magazzini per poter sopperire alle richieste estive in cui le aziende produttrici non erogano servizi, l'azienda si trova in grande difficoltà dovendo in alcuni casi disattendere alcune richieste.

La consolidata conoscenza da parte dell'ufficio commerciale di questi fenomeni ha portato la determinazione di un valore percentuale relativo alla sovrappotenzialità di cui il reparto di spiratura deve disporre rispetto il valore derivato dal semplice rapporto tra ore di fabbisogno ed ore disponibili: è stato definito che il reparto debba essere disponibile alla lavorazione del doppio di quanto preventivato con la normale computazione oraria.

Tale decisione comporta, alla luce delle analisi sopra effettuate, la necessità del reparto di disporre di almeno 8 linee di lavorazione ( $N'_{LIN}$ ) anche a seguito dei ricondizionamenti o modifiche da effettuare.

$$N'_{LIN} = 2 N_{LIN} \quad (5.4)$$

#### 5.4. Alternative di intervento e costi associati

Per la valutazione dei costi di lavorazione, definiti in precedenza come utile strumento alla scelta del miglior intervento da apportare al reparto, è necessario individuare il costo orario macchina per ogni possibile configurazione d'impianto.

L'ufficio contabilità ha fornito il documento relativo all'identificazione ed allocazione dei costi industriali definiti dall'azienda. La scheda dei costi diretti per l'anno 2014 (Appendice 3.3) riporta il costo orario di produzione  $C_{h\ mac}$  riferito alle lavorazioni dei diversi reparti, con un elenco delle varie voci di costo che lo compongono (la redazione della scheda dei costi relativi all'anno 2015 non è ancora stata redatta). Il costo mensile attribuibile al reparto  $C_{tot}$  è definito dalla somma delle diverse componenti di spesa che comprendono le attività del responsabile di produzione dedicate al centro, affitto della metratura occupata dalle macchine, ammortamento attrezzature, retribuzione dell'operatore, energia utilizzata (prodotto tra potenza e costo mensile dell'energia elettrica) e riscaldamento imputabile all'area di lavoro. Dal rapporto tra il costo del reparto  $C_{tot}$  [euro/mese] e le ore di produzione di ogni centro di lavoro  $Hd_R$  [ore/mese], è determinato il costo orario macchina  $C_{h\ mac}$  di ogni lavorazione.

Il costo orario di produzione, espresso in euro all'ora, attribuito alla lavorazione di spiratura effettuata nel reparto composto dalle undici teste attualmente in funzione ammonta a 5.43 euro all'ora.

$$C_{h\ mac} = C_{tot} / Hd_R \quad (5.5)$$

##### 5.4.1. Ricondizionamento e messa a norma vecchio macchinario

La prima configurazione di reparto analizzata è quella ideata sul mantenimento delle macchine in uso a seguito di un ricondizionamento del sistema di sicurezza e sostituzione di alcuni organi di trasmissione delle quattro teste non conformi. L'azienda di riferimento per gli interventi di modifica di questo tipo ha

presentato un preventivo sul costo del lavoro da effettuare, che comporterebbe un investimento di 2000 euro.

Per la definizione dei costi attribuibili al reparto rinnovato è stato quindi necessario ricalcolare il costo orario macchina  $C_{h\ mac}$ , tenendo in considerazione l'ammontare delle spese di ricondizionamento  $C_{inv}$ .

E' stata calcolata l'entità della spesa annua imputabile all'intervento secondo la logica di ammortamento, prevedendo il recupero dell'investimento in 9 anni con imposizione di un tasso di attualizzazione dell' 1% ( $Pva_{(9\ anni, 1\%)} = 8.48$ ). Al calcolo appena descritto corrisponde una spesa aggiuntiva imputabile al reparto di 235 euro all'anno, riconducibile, secondo le unità di misura utilizzate nel calcolo dei costi aziendali, ad un costo aggiuntivo di 22 euro al mese ( $C_{amm,inv}$ ). Il valore di ammortamento riferito all'intero reparto quantificato in 413 euro al mese ( $C_{amm,R}$ ) è stato quindi corretto, sommando a tale valore il costo mensile della modifica  $C_{amm,inv}$ , ottenendo un ammontare totale di 435 euro al mese ( $C_{amm,tot}$ ). Viene così ridefinito il costo orario di produzione  $C_{h\ mac}$  dal semplice rapporto tra costo totale imputabile al reparto aggiornato e le ore di produzione del centro  $Hd$  per un ammontare di 5.44 euro all'ora.

Il costo totale delle lavorazioni previste per il 2015, secondo regressione lineare dello storico produzioni, è di 53753 euro.

$$C_{amm,inv} = C_{inv} / Pva_{(9\ anni, 1\%)} \quad (5.6)$$

$$C_{amm,tot} = C_{amm,inv} + C_{amm,R} \quad (5.7)$$

$$C_{h\ mac} = C_{tot} / Hd_R \quad (5.8)$$

#### 5.4.2. Acquisto nuovo macchinario

La seconda proposta di modifica imporrebbe lo smantellamento delle quattro teste di lavoro non conformi e l'acquisto di nuove linee di spirallatura. Dall'analisi sul corretto dimensionamento dell'impianto e le considerazioni dettate dai requisiti di flessibilità, compare come la reale contingenza del reparto sia la disposizione di 8 teste di lavoro con la conseguente necessità di acquisto di una sola nuova macchina.

L'azienda mantiene consolidati rapporti con una tra le diverse case costruttrici già fornitrice di macchinari e supporto in altri reparti e che mette a disposizione il miglior compromesso tra tecnologia impiegata e costo d'acquisto; per questo la direzione in accordo col responsabile di produzione ha deciso di interpellare tale costruttore per un eventuale scelta di investimento.

Tra i prodotti disponibili presso il produttore privilegiato, è stata individuata la macchina che meglio risponde alle esigenze della produzione: la linea di spirallatura SPR70 presenta un'unica testa di lavoro composta da 2 piatti rotanti e 16 fusi (analogamente a quelle già presenti), un cavalletto avvolgitore e un

cavalletto di svolgimento, la sua velocità massima di rotazione è 500 giri al minuto.

La nuova configurazione produce un cambiamento in alcuni dati relativi ai costi del reparto come la potenza impiegata e lo spazio utilizzato.

E' necessario effettuare un ricalcolo della potenza installata nel reparto, sottraendo i cavalli imputabili alle quattro teste in dismissione e aggiungendo quelli messi a disposizione dal nuovo macchinario; la nuova potenza disponibile è di 1.5 cavalli ed il relativo costo dell'energia ammonta a 132 euro al mese. Le dimensioni della macchina spirale spr70/16 comportano la necessità di utilizzare gran parte dello spazio lasciato disponibile dalle vecchie linee di lavoro, che appartenenti ad una generazione precedente hanno dimensioni contenute, di conseguenza non è necessario modificare le voci di costo proporzionali al volume occupato dal reparto quali affitto e riscaldamento.

L'acquisto della macchina scelta comporta la spesa di 42300 euro.

Secondo la stessa logica implementata precedentemente si deriva che la quota di ammortamento aggiuntiva relativa a questa spesa è di 4988 euro l'anno e il costo mensile è di 461 euro. Per il conteggio della nuova quota di ammortamento attribuibile al centro spiratrici, integrato con la nuova strumentazione, è necessario sottrarre al valore riferito all'attuale reparto la spesa che compete alle quattro linee destinate allo smaltimento e sommare a tale risultato il costo extra ricavato per il nuovo macchinario.

La quota di ammortamento delle vecchie teste a spirale è di 37.54 euro al mese, di conseguenza il risultato del calcolo complessivo porta alla definizione di un costo del centro lavoro aggiornato di 724.7 euro mese.

Il costo orario di produzione è quindi incrementato rispetto alla situazione attuale a 5.59 euro all'ora e comporterebbe una spesa di lavorazione totale sullo spirale previsto nel 2015 di 33189 euro.

#### **5.4.3. Conversione delle linee di trecciatura**

Terza ed ultima ipotesi di intervento si presenta dalla disponibilità di convertire macchine in disuso per la costruzione di schermi a treccia in teste a spirale tramite la trasformazione e sostituzione di alcuni elementi della macchina.

La struttura della macchina trecciatura è molto simile a quella a spirale: è presente il sistema di movimentazione della testa rotante racchiusa da una gabbia protettiva, il sistema di traino del cavo da schermare e gli alloggi delle due bobine di carico e scarico del materiale lavorato. L'azienda ha fatto ideare da diversi costruttori alcune alternative di modifica ed è stato riscontrato che mediamente le richieste per interventi di questo tipo si aggirano intorno ai 18000 euro di spesa. Di questo investimento la relativa quota d'ammortamento mensile, definita come nelle precedenti soluzioni risulta di 196 euro.

La dinamica della lavorazione a treccia, impone velocità di lavorazione e rotazione della testa decisamente inferiori rispetto a schermature ad elica: i giri macchina medi si aggirano a 70 rpm, tuttavia è stato calcolato che a seguito delle modifiche la velocità di rotazione della testa semplificata possa essere portata a regimi standard per lavorazioni a spirali e non è dunque necessario effettuare un ricalcolo delle velocità di lavorazione imputabili a prodotti processati nelle macchine convertite. Tuttavia la potenza messa a disposizione dai motori della macchina è leggermente superiore (1.5 CV) rispetto ai 1.45 CV delle macchine a spirale.

Le dimensioni della macchina sono notevolmente superiori a quelle delle macchine a spirale presenti oggi, ma grazie allo smantellamento delle teste non conformi, in analogia con l'installazione di nuove teste a spirale, anche in questo caso i volumi occupati dai macchinari rimarrebbero circa invariati, determinando lo stesso valore di costo di affitto e della quota di riscaldamento.

Il costo totale imputabile al reparto costituito dalla macchina convertita in sostituzione alle quattro teste in dismissione per un totale di otto linee (definito in precedenza come minimo necessario dalle necessità produttive) comprendono un costo dell'energia aggiornato a 127.8 euro e una quota d'ammortamento mensile di 459.4 euro.

La produzione del centro di lavoro così costituito, comporterebbe un costo orario di produzione di 5.42 euro all'ora e la potenziale produzione dell'anno avvenire comporterebbe una spesa di lavorazione di schermatura di 32189 euro.

I costi di questa soluzione sono evidentemente ridotti e comporterebbero un incremento nel costo di produzione del solo 0.2 % rispetto alla configurazione odierna, con il beneficio di effettuare lavorazioni di prodotti od oggi di impossibile costruzione.

Il costo di progetto e ideazione della modifica è indipendente dal numero di macchine che si vuole convertire e di conseguenza risulterebbe vantaggioso distribuire i costi di ideazione sulla realizzazione di più trasformazioni e sfruttare la disponibilità di entrambe le macchine in disuso.

Date queste considerazioni ed alla luce dei benefici di produzione e contenimento dei costi d'investimento che la trasformazione di una macchina comporta, si è ritenuto conveniente considerare la possibilità di convertire entrambe le macchine trecciatrici disponibili e calcolare i costi di lavorazione imputabili ad un reparto costituito da sette delle vecchie linee a spirale e due macchine trecciatrici convertite per un totale di nove linee di lavoro.

Il costo d'investimento riconducibile alla conversione di entrambe le macchine ammonta a 28800 euro, ovvero il costo di due lavori di conversioni ridotto del 20%, riduzione di spesa dettata dall'abbattimento dei costi sulla produzione di più pezzi in serie, necessari alla conversione di più macchine e dallo sconto

offerto dal meccanico incaricato alla modifica.

I costi imputabili al nuovo reparto così ideato ammontano a 577 euro al mese ed il costo orario aumenta rispetto alla precedente soluzione a 5.50 euro.

La produzione prevista nel 2015 con il centro lavoro così composto ammonta a 32671 euro.

Tutti i dati relativi ai calcoli appena descritti sono riassunti nelle tabelle dell'Appendice 3.4, mentre i dati economici e di dimensionamento del reparto nelle diverse configurazioni presentate sono mostrati nella tabella 5.4.

CONFRONTO DATI ECONOMICI DELLE DIVERSE CONFIGURAZIONI DI REPARTO				
	<i>Reparto ricondizionato</i>	<i>Reparto con nuova spirale</i>	<i>Reparto con trecc. Trasf</i>	<i>Rep. con due trecc trasf</i>
Numero di linee $N'_{LIN}$ []	11	8	8	9
Investimento $C_{inv}$ [euro]	2000	42300	18000	28800
Costo orario $C_{h\ mac}$ [euro/ora]	5.44	5.59	5.42	5.51
Costo produzione anno 2015 [euro]	32297	33189	32207	32707
Extra costo prod. Anno 2015 [euro]	230	1122	140	640

**Tabella 5.4** Dati relativi ai costi d'investimento e produzione in relazione agli interventi di modifica.  
Per extra costo è inteso l'incremento di costo di produzione rispetto la situazione di reparto attuale

## 5.5. Comparazione e scelta fra le configurazioni di reparto

Per una scelta oculata è bene riassumere tutte le caratteristiche, gli svantaggi e vantaggi portati da ognuna delle configurazioni possibili.

### 5.5.1. Ricondizionamento della vecchia macchina

Questa soluzione comporterebbe gli immediati vantaggi derivanti dalle tecnologie consolidate: metterebbe nelle migliori condizioni l'operatore la cui esperienza e familiarità con la macchina portano ad una gestione dinamica della stessa, inoltre le spole utilizzate rimarrebbero invariate non costringendo all'installazione di nuove macchine spolatrici.

La vecchia macchina permetterebbe, grazie alla costituzione a doppia testa controrotante, di effettuare lavorazioni a doppia spirale, tuttavia questo tipo di lavorazioni è quasi del tutto assente in aggiunta al fatto che oltre a queste sono presenti altre quattro linee in grado di effettuare la stessa lavorazione. La potenzialità produttiva rimarrebbe molto elevata con un sovrannumero di tre linee rispetto al numero necessario stimato, e il costo dell'intervento porterebbe ad un incremento minimo del costo unitario di produzione.

I vantaggi appena citati sono però oscurati dai notevoli svantaggi sulla varietà dei prodotti lavorabili, imposti dai limiti dimensionali della macchina: implementando questa situazione continuerà ad essere impossibile la lavorazione di cavi per alcune applicazioni, nello specifico nel settore dell'automazione, contravvenendo alle politiche commerciali necessarie all'azienda per sopravvivere nel mercato odierno.

### **5.5.2. Acquisto nuova macchina**

La nuova macchina metterebbe a disposizione una tecnologia più evoluta in termini di controllo della lavorazione ed avanzamento del processo grazie ad un'interfaccia facilmente utilizzabile dall'operatore che, nonostante si troverà con una macchina poco familiare, sarà agevolato nella gestione dei parametri di processo non dovendo più eseguire la sostituzione manuale delle ruote dentate (Capitolo 3.3), ma potrà impostare il passo tramite un'interfaccia analoga alle altre macchine.

La testa è progettata per poter accogliere le stesse spole utilizzate dalle macchine trecciatrici, perciò anche se diverse da quelle utilizzate dalle altre macchine a spirale l'azienda dispone della macchina spolatrice opportuna senza dover incorrere in un'ulteriore spesa.

Il costruttore fornisce come dato caratteristico della macchina una velocità massima di rotazione della testa di 500 rpm, tuttavia la velocità indicata potrebbe non corrispondere alla velocità di rotazione effettivamente mantenibile in produzione, poiché questa dipende non solo dalla potenzialità del motore installato, ma anche dalle caratteristiche della lavorazione e dai limiti di altri sottosistemi e componenti della macchina (ad esempio sistema di frenatura delle spole descritto nel Capitolo 3), di conseguenza non è ipotizzabile un incremento della produttività in termini di avanzamento.

La varietà produttiva, invece, verrebbe incrementata grazie alla possibilità della macchina di lavorare cavi con diametro superiore a 7 millimetri permettendo l'inserimento dell'azienda nel mercato dei cavi per flessione torsione.

Lo svantaggio più grande è definito dall'elevato costo d'investimento che si ripercuote sul costo orario macchina con un incremento del 3.5% rispetto alla soluzione più economica; incremento che potrebbe risultare dannoso per una lavorazione di schermatura cui una delle caratteristiche fondamentali e fondanti per il suo impiego è l'economicità.

La macchina presenta inoltre un limite tecnico sulla dimensione minima del filo utilizzabile: non possono essere, infatti, utilizzati nel processo fili d'apporto con diametro di 0.07 mm, non permettendo la lavorazione di un'ampia gamma di prodotti miniaturizzati prodotti in azienda; il reparto così costituito potrebbe quindi non garantire la potenzialità necessaria individuata dalle stime delle produzioni future e dalle 8 linee installate, poiché una di queste sarebbe limitata in termini di varietà di codici lavorabili.

### **5.5.3. Conversione di una linea di trecciatura**

Il progetto di conversione della macchina è stato eseguito dimensionando la struttura perché possano essere lavorati, oltre ai prodotti attualmente schermati nel reparto, cavi con diametri superiori al limite di 7 mm, permettendo un incremento della varietà produttiva e permettendo all'azienda di intraprendere lavorazioni su elementi di diametro superiore ed inserirsi nei mercati di interesse per questa lavorazione.

La macchina progettata permetterebbe inoltre l'applicazione schermi con filo di 0.07 mm di diametro, in linea con le produzioni effettuate finora e di utilizzare spole per la cui spolatura non debba essere acquistato un nuovo macchinario. La demolizione delle linee obsolete e la conversione di questa macchina garantirebbero la potenzialità richiesta dal corretto dimensionamento del reparto (8 linee), con un incremento minimo del costo orario macchina.

Il sistema di controllo più avanzato permetterebbe una gestione immediata e facile dei parametri di processo ed una regolazione della velocità di avanzamento a macchina in funzione, regolazione non permessa dal sistema di azionamento delle vecchie linee.

In fase di conversione è possibile apportare alcuni miglioramenti rispetto la tecnologia in sostituzione, con la possibilità ideare migliorie tecniche in alcuni sottosistemi della macchina (ad esempio il sistema di frenatura) al fine di incrementare i risultati qualitativi del processo di schermatura, grazie all'esperienza acquisita sulle problematiche tecnologiche che l'affliggono.

#### **5.5.4. Conversione di due linee di trecciatura**

I vantaggi apportati al reparto dall'utilizzo di una macchina convertita in sostituzione delle 4 vecchie linee, valgono per la stessa configurazione in cui però ad essere adattate sono entrambe le linee di trecciatura disponibili.

L'incremento del costo orario macchina imputabile al reparto costituito da 2 macchine convertite, per un totale di 9 linee, crescerebbe del 1.4% rispetto al caso precedentemente citato, data l'entità superiore dell'investimento di conversione. E' bene notare, tuttavia, che la possibilità di lavorare cavi di grosso diametro permetterebbe all'azienda l'inizio di una nuova produzione, i cui volumi non sono ben identificabili e le cui dinamiche potrebbero rendere insufficiente la potenzialità di un'unica macchina: il dimensionamento dell'impianto (8 stazioni in parallelo) è stato effettuato tenendo conto della disponibilità necessaria  $N_{LIN}$  delle linee per la schermatura dei cavi lavorabili da tutte le macchine, mentre per la potenzialità in termini di numero di linee necessarie alla lavorazione di cavi di diametro maggiore di 7 mm, quindi lavorabili solo dalle nuove macchine, non sono state applicate le medesime considerazioni per il corretto dimensionamento.

La disponibilità di una seconda macchina convertita garantirebbe una sicurezza in termini di volumi produttivi mantenibili, variabilità dei tempi di consegna ed affidabilità della macchina: una sola macchina potrebbe non essere sufficiente alla lavorazione dei volumi richiesti del nuovo prodotto, l'imprevedibilità degli ordini potrebbero comportare la necessità di due lavorazioni in parallelo, non possibili con un'unica linea ed il rischio di guasto potrebbe potenzialmente fermare la produzione di un'intera gamma di cavi.

La conversione di entrambe le linee di trecciatura si traduce quindi in una scelta quasi obbligata alla buona riuscita dell'intento commerciale di gestire un nuovo

tipo di produzione, ed il sovracosto minimo rispetto l'investimento sulla conversione di un'unica linea di trecciatura, la rendono un'opzione altamente conveniente.

### 5.5.5. confronto

Le caratteristiche e le implicazioni di carattere tecnologico, economico e produttivo di ogni soluzione d'intervento è riassunta schematicamente in figura 5.10.

<p><b>RICONDIZIONAMENTO VECCHIA MACCHINA</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Basso costo orario macchina derivato dall'intervento</li> <li>• Familiarità della macchina all'operatore</li> <li>• Sovrapotenzialità produttiva dei codici finora lavorati</li> <li>• Possibilità di lavorare con fili da 0.07 mm di diametro</li> <li>• Impraticabilità schermatura su diametri superiori 7 mm</li> </ul>
<p><b>AQUISTO NUOVO MACCHINARIO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevato incremento del costo orario macchina derivato dall'investimento</li> <li>• Livello tecnologico e prestazionale superiore</li> <li>• Potenzialità produttiva sufficiente rispetto alle prevision sui codici oggi lavorati</li> <li>• impossibilità lavorare con fasci di filo del diametro di 0.07 mm</li> <li>• Possibilità di schermare diametri superiori a 7 mm</li> </ul>
<p><b>CONVERSIONE LINEA DI TRECCIATURA</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Minimo incremento del costo orario macchina derivato dall'intervento</li> <li>• Potenzialità produttiva sufficiente rispetto i codici ad oggi lavorati</li> <li>• Possibilità di lavorare con fili da 0.07 mm di diametro</li> <li>• Possibilità di schermare diametri superiori a 7 mm</li> <li>• Possibilità di migliorie tecniche in relazione ai problemi tecnologici di lavorazione</li> </ul>
<p><b>CONVERSIONE DUE LINEE DI TRECCIATURA</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modesto incremento del costo orario macchina derivato dall'intervento</li> <li>• Sovrapotenzialità produttiva rispetto ad i codici in lavorazione previsti</li> <li>• Possibilità di lavorare con fiuli di 0.07 mm di diametro</li> <li>• Possibilità di migliorie tecniche in relazione ai problemi tecnologici di lavorazione</li> <li>• Possibilità di schermare diametri superiori a 7 mm</li> <li>• Potenzialità e robustezza superiore garantita alle nuove lavorazioni</li> </ul>

**Figura 5.6** Caratteristiche del reparto ricondizionato in funzione del tipo d'intervento apportato

Per un confronto schematico sulla convenienza delle soluzioni è possibile valutare la bontà di ognuna di queste come composizione dei relativi benefici e criticità apportate al reparto secondo alcuni parametri principali di valutazione economica e produttiva:

1. Potenzialità produttiva rispetto alle previsioni future, riferite ad i codici ad oggi lavorati nel reparto.
2. Varietà produttiva sostenibile dal reparto unitamente alla potenzialità e flessibilità produttiva associata alle nuove lavorazioni introdotte.
3. Costo orario macchina associato all'intervento.

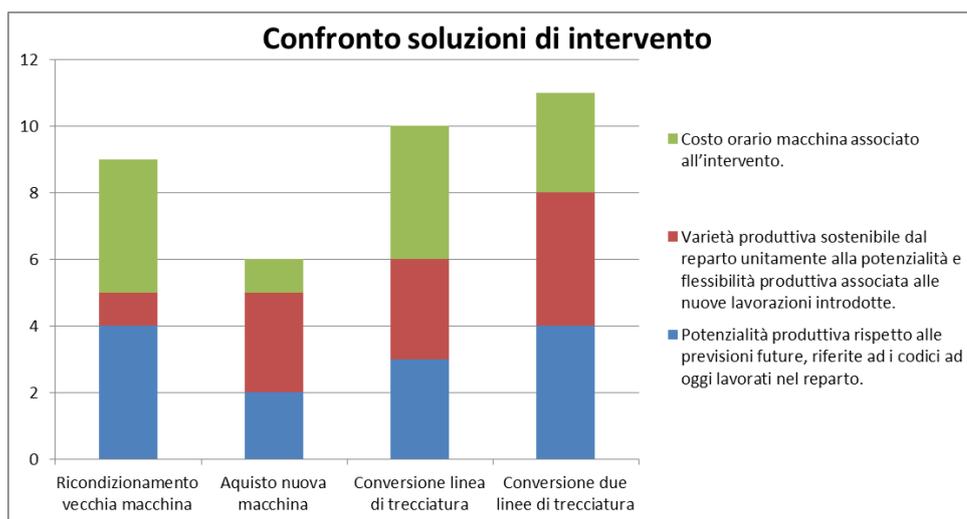
Ad ognuno dei parametri di valutazione citati, in relazione alle diverse configurazioni d'impianto, è stato assegnato un valore numerico da 1 a 4, ad ognuno dei quali corrisponde una valutazione qualitativa sulla bontà e livello di soddisfacimento delle caratteristiche relative all'intervento; nel dettaglio, 1 corrisponde ad "assolutamente no", 2 a "più no che sì", 3 a "più sì che no" e 4 ad "assolutamente sì". In tabella 5.5 è rappresentata la valutazione appena descritta mentre nel grafico di figura 5.7 è rappresentata la convenienza delle soluzioni presentate come somma dei valori assegnati alle diverse caratteristiche economiche e produttive di ogni intervento di riammodernamento del reparto.

VALUTAZIONE REPARTO TRAMITE	PARAMETRI ECONOMICI E DI PRODUZIONE			
Parametri di valutazione economica e produttiva	Ricondizionamento vecchia macchina	Aquisto nuova macchina	Conversione linea di trecciatura	Conversione due linee di trecciatura
Potenzialità produttiva rispetto alle previsioni future, riferite ad i codici ad oggi lavorati nel reparto.	4	2	3	4
Varietà produttiva sostenibile dal reparto unitamente alla potenzialità e flessibilità produttiva associata alle nuove lavorazioni introdotte.	1	3	3	4
Costo orario macchina associato all'intervento.	4	1	4	3

LEGENDA VALORI NUMERICI

valore valutazione qualitativa	1	2	3	4
	assolutamente no	più no che sì	più sì che no	assolutamente sì

**Tabella 5.5** Valutazione del livello di soddisfacimento delle caratteristiche economiche e produttive del reparto in funzione del tipo d'intervento. I colori si riferiscono ai diversi parametri di valutazione, i numeri al grado di soddisfacimento



**Figura 5.7** Rappresentazione grafica del confronto sulla bontà delle soluzioni di intervento al reparto come somma dei valori numerici assegnati nella valutazione qualitativa definita in tabella 5.9

Lo studio svolto e le considerazioni effettuate sono state presentate al responsabile di produzione ed alla direzione, i quali hanno convenuto che complessivamente la scelta di conversione di entrambe le linee di trecciatura disponibili risulta la soluzione più vantaggiosa e aderente alle dinamiche previste per la produzione.

### **Sommario**

Nel capitolo vengono presentate le diverse soluzioni di intervento atte ad ammodernare il reparto, che constano nella possibilità di ricondizionamento della vecchia macchina, nell'acquisto di un nuovo macchinario o nella conversione di macchine destinate ad altre lavorazioni ormai in disuso. Vengono analizzate ed identificate le produzioni di spiralato degli anni passati, registrando per ogni tipo di prodotto la quantità di spiralato lavorato e vengono effettuate previsioni sulla varietà e volume produttivo futuro sulla base dei dati osservati. E' stato determinato il target produttivo previsto per l'anno avvenire come regressione lineare dei dati registrati; questo ha permesso, tramite l'applicazione del lavoro svolto nel capitolo precedente, di definire con precisione le ore di produzione necessarie ad evadere le richieste previste nel 2015. Dal risultato dell'analisi si evince come il reparto così costituito sia sovradimensionato e dal calcolo delle linee effettivamente necessarie alla produzione è stato possibile definire, per ogni alternativa d'intervento, il relativo costo d'investimento. Dal costo d'investimento è stato calcolato l'incremento del costo macchina orario che ne deriva, che offre un importante criterio di scelta unitamente alla varietà produttiva raggiungibile con le diverse configurazioni di impianto. Il confronto tra le diverse soluzioni ha mostrato come per la combinazione delle sue caratteristiche di economicità d'investimento, varietà e potenzialità produttiva, la soluzione che prevede la conversione di due macchine trecciatrici in spiratrici risulta quella più vantaggiosa, secondo i criteri imposti dalla direzione aziendale.



## **Parte 3: intervento di riprogettazione**

---

# **6. INTERVENTO DI MODIFICA DELLE MACCHINE TRECCIATRICI: VINCOLI E REQUISITI DI PROGETTO**

### **Introduzione**

Il capitolo pone l'obiettivo di presentare il lavoro di progettazione della macchina spiralatrice, ricavata dalle trecciatrici in dismissione, illustrando i requisiti imposti dalle considerazioni economiche e di varietà produttiva necessaria, valutate nel capitolo precedente, nonché i vincoli imposti dai componenti sfruttabili delle macchine in conversione. La definizione degli obiettivi prestazionali raggiungibili ed un'analisi approfondita del sistema di applicazione dello schermo attraverso metodi sistematici, porta alla definizione di alcuni criteri progettuali e linee guida importanti per l'identificazione del tipo di intervento da effettuare nelle fasi progettuali successive.

### **6.1. Obiettivi**

L'analisi effettuata nei capitoli precedenti ha illustrato i vantaggi economici e di varietà produttiva raggiungibili nel processo di spirallatura, tramite l'ideazione e costruzione di nuove macchine ricavate dalla trasformazione di apparecchiature in disuso per trecciatura di cavi.

A valle del risultato ottenuto, che descrive come soluzione economicamente più vantaggiosa la messa in opera di due nuovi macchinari con determinate caratteristiche e potenzialità produttive, si procede con l'ideazione degli interventi di modifica da apportare alle macchine di partenza ed alla progettazione dei principali sottosistemi che andranno a comporre il nuovo sistema di spirallatura.

L'intervento di modifica offerto dal costruttore meccanico esterno, citato nelle analisi precedenti, non offre alcun margine d'innovazione sulle tecnologie ad oggi in uso, limitando la struttura del progetto alla combinazione di elementi che garantiscano la funzione base di spiralaggio, con prestazioni in termini di velocità e qualità della lavorazione al di sotto delle potenzialità delle macchine attuali.

Il lavoro d'ideazione svolto nei prossimi capitoli è volto alla conversione delle macchine in un'ottica di miglioramento dei fattori critici che influenzano la qualità e le tempistiche di lavorazione, tramite l'ideazione di diversi interventi e modifiche atte a risolvere problemi e criticità nel rispetto dei vincoli imposti dalla direzione e delle possibilità d'intervento rese possibili dalla macchina di partenza.

## **6.2. Descrizione della macchina trecciatrice**

### **6.2.1. Struttura generale**

La trecciatrice è la tecnologia dedicata all'applicazione di calze trecciate su un corpo in avanzamento lungo l'asse della macchina, grazie al moto intrecciato dei fusi portaspola attorno al cavo in lavorazione per mezzo di un cinematismo meccanico. La macchina presenta notevoli analogie con le apparecchiature di spiratura: è dotata, infatti, dello stesso sistema di movimentazione del cavo in lavorazione, del sistema di applicazione, dove avviene l'intreccio dei fasci di filo d'apporto attorno al corpo da schermare, ed un sistema di raccolta del cavo schermato in uscita dalla macchina.

La macchina disponibile alla conversione presenta un telaio contenente due linee di lavorazione ognuna compresa dei tre sottosistemi sopracitati. Ogni linea di lavorazione, composta dai diversi sistemi di avanzamento, trecciatura ed avvolgimento di cavo finito, è alimentata da un unico motore elettrico a corrente alternata. Al motore di 0.75 kW di potenza è affidata la movimentazione di tutti i sistemi della singola linea. Per un approfondimento dettagliato sulla macchina e sull'intera dinamica di lavorazione si rimanda in Appendice 4.1.

### **6.2.2. I fusi e le spole**

Tutte le macchine trecciatrici del reparto utilizzano lo stesso modello di fuso e relativa spola. Il fuso presenta un cinematismo che si serve di un leveraggio precaricato da una molla torsionale atto sopperire alle variazioni di tensione del filo in svolgimento dalla spola causate dagli spostamenti radiali della stessa dall'asse di lavorazione, caratteristici del moto intrecciato durante l'applicazione.

La geometria del fuso è data dall'unione di diversi componenti che lo rendono perfettamente adatto ad accogliere e vincolare la relativa spola, in particolare questa è vincolata a ruotare sull'albero principale del fuso (elemento in acciaio annegato nel corpo in alluminio) e trattenuta da un cappuccio plastico deformabile che permette un rapido infilaggio e vincolamento. La spola è vincolata a ruotare solidale con un elemento plastico perfettamente adattato alla sua geometria detto girante, che fornisce un appoggio d'interfaccia con il corpo del fuso e che presenta scanalature necessarie alla funzionalità del cinematismo sopraesposto. Il funzionamento dettagliato del fuso è riportato in Appendice 4.1.

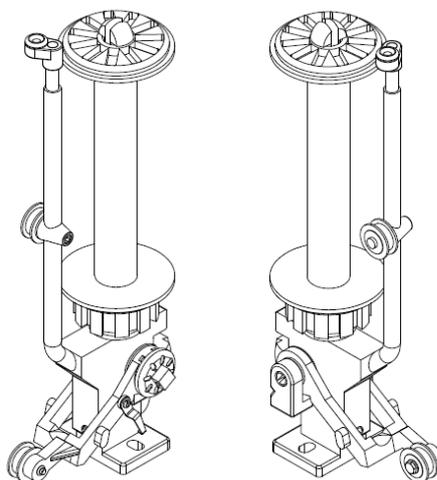


Figura 6.1 Fuso e spola della trecciatrice

La spola è costituita da un materiale plastico (ABS) e presenta una geometria dedicata al collegamento della stessa agli altri collegamenti: le flange poste all'estremità presentano delle scanalature che permettono il vincolamento alla girante ed il foro passante interno permette il montaggio sull'albero principale del fuso attraverso il passaggio del cappuccio fermaspola. L'avvolgitura dei fasci di filo sulla spola avviene per mezzo di una macchina spolatrice strettamente dedicata, non è, infatti, possibile sfruttare la macchina per avvolgitura delle spole di geometria differente impiegate in spiralatura. La capienza delle spole è definita dall'estensione delle flange e del corpo centrale: è possibile stimare il peso del materiale avvolgibile ipotizzando che il volume disponibile sia interamente occupato dal rame di peso specifico  $8920 \text{ kg/m}^3$ . E' possibile in questo modo stimare il peso della spola completamente carica come somma del peso del materiale avvolto e del corpo in plastica per un valore totale di 2.8 kg. La geometria e dimensioni della spola sono riportate in figura 6.2.

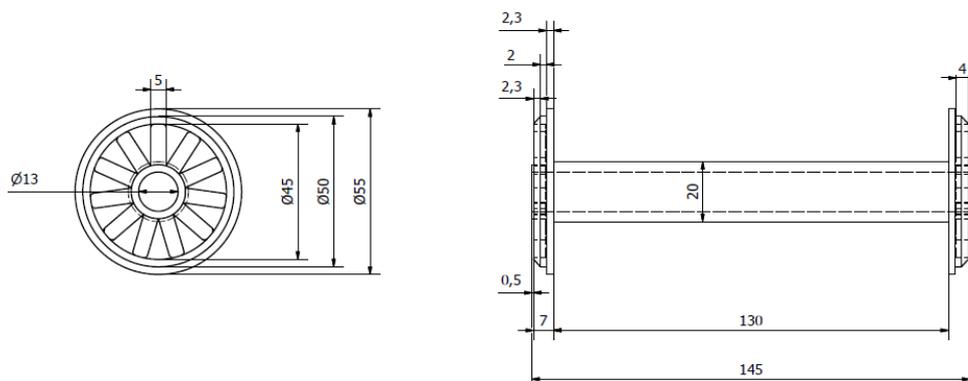


Figura 6.2 Spola in ABS in dotazione ai fusi della trecciatrice

### 6.3. Requisiti e vincoli di progetto

La fase di progettazione deve essere improntata sulla base di requisiti necessari affinché l'intervento di modifica sia vantaggioso in confronto alle altre soluzioni d'intervento nel reparto (come discusso nel Capitolo 5) e tenendo in considerazione i diversi vincoli dettati dalle disponibilità dimensionali della base di partenza e dovute a considerazioni economiche affrontate dalla direzione.

1. La movimentazione del sistema di applicazione del filo, del sistema di avanzamento del cavo e dell'avvolgimento di prodotto finito deve essere gestita da motori differenti accoppiati elettronicamente, in linea con i sistemi adottati negli altri reparti e con cui l'azienda ha deciso di aggiornare ed uniformare la motorizzazione e controllo di tutte le macchine. Questa soluzione, supportata dall'elevata economicità dei motori e schede inverter disponibili oggi sul mercato, risolve i problemi legati alla manutenzione continua delle trasmissioni meccaniche e garantisce un controllo variabile e facilmente gestibile sui parametri principali di processo attraverso un'interfaccia digitale analoga a quella già sfruttata dalle macchine spiralatrici di più nuova generazione.
2. La progettazione deve sfruttare come supporto al sistema di avanzamento e sistema di applicazione dei fili, il telaio della trecciatrice in dismissione.

Il telaio si compone di una cassa metallica rialzata atta ad ospitare due linee di spiratura, che per poter essere utilizzata deve essere privata di diversi elementi. Viene rimossa la pista di guida dei fusi, imbullonata alla cassa, e gli organi di movimentazione relativi al cinematismo di trecciatura. Viene rimosso anche il vecchio sistema di movimentazione del cavo (alloggiato sulla parte superiore) ed il relativo rinvio, il motore elettrico con la relativa trasmissione ed il collegamento dello stesso alla bobina di avvolgimento di cavo finito.

Il telaio privato degli elementi elencati si presenta come mostrato in figura 6.3, offrendo la base di partenza per la macchina, la cui progettazione deve tenere conto degli spazi e della geometria della cassa da cui derivano scelte obbligate in termini di posizionamento dei componenti e dimensionamento degli stessi.

## Intervento di modifica delle macchine trecciatrici: vincoli e requisiti di progetto

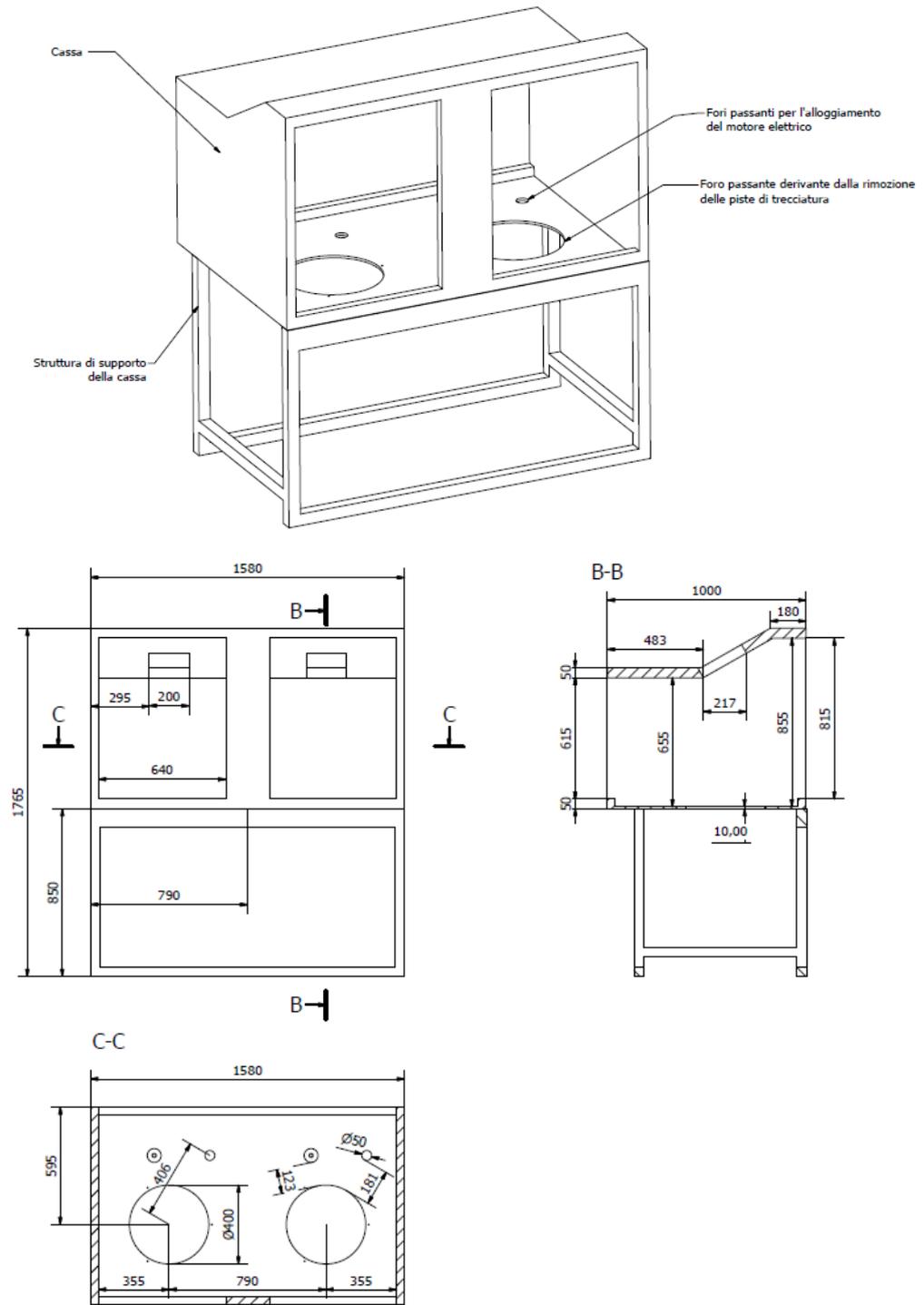


Figura 6.3 Telaio della trecciatrice, base per le nuove linee di spiratura

3. La macchina deve impiegare obbligatoriamente i fusi delle trecciatrici e le relative spole mostrati in figura 6.1. Questo vincolo tassativo deriva da considerazioni pratiche ed economiche legate alla reperibilità dei componenti ed alla condivisione della macchina spolatrice presente.

Il responsabile della produzione ha ritenuto essenziale ridurre al minimo la diversificazione di alcuni elementi di macchine al fine di facilitare la gestione della manutenzione ed assistenza da parte dell'azienda fornitrice dei fusi: i fusi delle vecchie spiratrici, infatti, derivano da una vecchia produzione interna, che assicura ricambi per interventi di manutenzione limitati, mentre la serie adottata dalle macchine trecciatrici si riferisce ad una produzione attuale supportata da una costante fornitura esterna in caso di necessità di sostituzioni.

L'utilizzo dei fusi della trecciatrice e permette l'adozione della spola relativa con la possibilità di sfruttare la spolatrice esistente.

Come vedremo, la struttura del fuso costituisce inoltre un ottimo supporto per l'implementazione di un sistema aggiuntivo di controllo sulla qualità della lavorazione, caratteristico di questo progetto.

4. La macchina deve essere in grado di effettuare la schermatura su cavi di diametro relativo alle produzioni oggi effettuate nel reparto, ma anche garantire la lavorazione di cavi del diametro superiore al limite imposto dalle macchine attuali di 7 mm. La macchina deve essere in grado quindi di processare cavi del diametro minimo relativo al più piccolo cavo oggi schermato, fino ad un massimo imposto dalle dimensioni del cavo per flessione-torsione (Capitolo 2) più grosso che si vuole spirare, definito dagli obiettivi commerciali.

Le analisi di mercato e le potenzialità relative alle macchine di altri reparti, hanno portato a definire come interessante nuova produzione quella che necessita la spiratura su un diametro massimo di 20 mm. L'intervallo di diametri che deve essere potenzialmente processato dalla macchina con un sufficiente grado di qualità si riferisce quindi ad un minimo di 0.7 mm ad un massimo di 20 mm. Per questo requisito è utile identificare due lavorazioni modello relative ai casi appena presentati, al fine di definire alcuni parametri di lavorazione limite, relativi alla minima e massima dimensione spirabile, necessari alle scelte progettuali presentate nei prossimi capitoli.

Utilizzando l'algoritmo presentato nel Capitolo 4, è stata effettuata una simulazione di lavorazione con la scelta dei parametri ottimali e caratteristici per una spiratura a copertura del 100 % relativa ai due casi estremi, riferibili ad un diametro da spirare di 0.7 mm ad un diametro

massimo di 20 mm.

I dati relativi estrapolati sono riportati in Appendice 4.2.

A questi requisiti minimi sono aggiunti in ottica di miglioramento alcuni obiettivi prestazionali, definiti ed imposti sulla base delle considerazioni frutto del lavoro svolto nei capitoli precedenti e prendendo a riferimento le attuali tecnologie rese disponibili da altri costruttori nel settore di macchine per spiratura. Questi requisiti, anche se non imprescindibili, rappresentano il criterio guida seguito nelle diverse fasi di progettazione e determinano dunque delle variabili fortemente influenti sul dimensionamento e geometria finale dei componenti progettati:

1. La macchina dovrà essere gestibile con un alto grado di familiarità dagli operatori attivi sulle spirali già presenti nel reparto, presentando analogie nel funzionamento e nella preparazione del processo.  
Le operazioni relative alla preparazione della macchina ed ai cambi degli elementi consumabili (spole) devono poter essere effettuate con facilità e velocità, in ottica di riduzione dei tempi morti di lavorazione.
2. La macchina deve essere in grado di operare con le spole supportanti la quantità di materiale massima, in relazione alla capienza resa disponibile dalla stessa, al fine di ridurre al minimo il numero di cambi spola ed i tempi morti che ne derivano (Capitolo 4). Questo porta alla necessità di progettare la macchina affinché sopporti le sollecitazioni generate da una massa rotante delle spole massima di 2.8 kg, ad un regime di rotazione ritenuto in linea con le potenzialità delle macchine attuali.
3. In ottica di miglioramento delle tecnologie ad oggi in uso nel reparto, è stata fissata una potenzialità produttiva massima in relazione alla velocità massima raggiungibile dal rotore.  
Le più moderne macchine per spiratura offerte dai costruttori per questo tipo di applicazioni (schermatura di cavi di dimensioni definite dall'intervallo tra 0.7 mm e 20 mm di diametro) presentano un dato di targa relativo al regime di rotazione massimo del rotore pari a 500 rpm.  
Basandosi sull'esperienza dei costruttori è stato quindi individuato come obiettivo limite per le prestazioni del progetto, la possibilità di raggiungere velocità di rotazione del rotore di 500 giri al minuto, presentando un margine d'incremento di 200 rpm sulle velocità di rotazione delle macchine interne.

## **6.4. Macchina spiratrice: descrizione dei sottosistemi adottati**

Definiti i requisiti e vincoli di progetto viene esposta la struttura di base della macchina spiratrice, analizzando più nel dettaglio i diversi sistemi che la compongono e le possibilità di intervento attuabili su ognuno di questi.

Come anticipato nel Capitolo 3, è possibile descrivere la struttura della macchina a spiralarre come unione di tre diversi sistemi coordinati fra loro: il sistema di avanzamento del cavo, il sistema di applicazione dello schermo ed il sistema di avvolgimento del prodotto finito.

Il costruttore delle trecciatrici, fornitore di molte apparecchiature di cui è dotato il reparto produttivo, offre soluzioni perfettamente adattabili e congeniali alle esigenze di progettazione in relazione ai due sistemi di avanzamento e raccolta del cavo. I due sottosistemi citati non rappresentano elementi critici per l'innovazione ed il miglioramento della macchina ed i vincoli che questi pongono alle potenzialità di lavorazione sono secondari in relazione alle complicazioni generate dal sistema principale di applicazione dello schermo.

I notevoli vantaggi in termini di qualità ed economicità sulle soluzioni offerte, unitamente alle considerazioni appena fatte, hanno portato alla decisione di adottare i sistemi offerti dal costruttore esterno, descritti nel dettaglio di seguito.

### **6.4.1. Sistema di avanzamento del cavo**

Per il sistema di avanzamento l'azienda sopracitata è in grado di fornire una struttura adattabile al telaio dotata di tutti gli organi necessari alla movimentazione del cavo (figura 6.4). Il sistema proposto si compone di una struttura portante installabile esternamente sulla parte superiore della cassa, su cui è vincolato, libero di ruotare, il tamburo di estrazione, cilindro metallico responsabile all'avanzamento del cavo opportunamente avvolto su di esso. Il tamburo è messo in rotazione da un motore elettrico asincrono a corrente alternata per mezzo di un riduttore meccanico, supportato dalla struttura portante. Il motore è dotato di scheda elettronica che lo rende accoppiabile con altre utenze e la potenza installata è definita dalle necessità e richieste del cliente.

La tensionatura del cavo in avanzamento è garantita dal sistema frenante a strisciamento installato sul cavalletto atto a supportare la bobina di conduttore da schermare (Capitolo 3). Il sistema di tensionamento produce una coppia frenante costante in funzione dell'avanzamento di una vite di regolazione, tuttavia, essendo questa accessibile durante il processo, poiché installata esternamente al telaio, è possibile per l'operatore variare l'intensità di frenatura in funzione della tensione del cavo voluta, anche a macchina avviata.

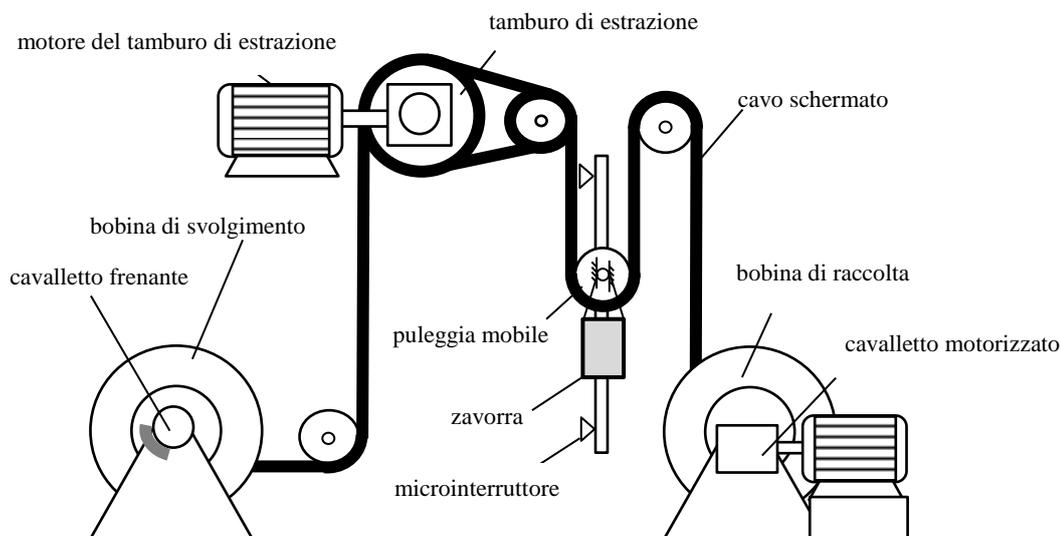


Figura 6.4 Schema del sistema di avanzamento e di raccolta del cavo offerto dal costruttore esterno

#### 6.4.2. Sistema di raccolta

La raccolta del materiale lavorato è affidata alla motorizzazione della bobina di avvolgimento vincolata al relativo cavalletto: a questo è solidale un motore asincrono trifase collegato tramite cinghia dentata all'albero di alloggiamento della bobina, vincolata a ruotare solidale con esso.

L'azienda produttrice offre un interessante sistema che garantisce il controllo sull'importante parametro di tensione del cavo in uscita dalla macchina e che permetta l'utilizzo di un motore non sincronizzato elettronicamente con gli altri sistemi, con un conseguente risparmio sull'elettronica, relativa manutenzione ed una semplificazione di utilizzo.

La tensione del cavo in uscita dalla macchina, a valle del tamburo di estrazione, è di fondamentale importanza al fine di garantire l'attrito tra conduttore schermato e cilindro di estrazione, attrito necessario ad evitare lo strisciamento relativo tra le superfici e quindi un'inefficienza del sistema di avanzamento. Una tensione superiore del cavo in uscita porta alla riduzione degli avvolgimenti necessari dello stesso sul tamburo di estrazione, la cui estensione assiale permette l'applicazione di un numero limitato di spire.

La tensione è mantenuta costante grazie ad un sistema che sfrutta la forza di gravità agente su una massa opportunamente scelta: il cavo in uscita dal tamburo di estrazione è messo in tensione da un sistema di due pulegge, una fissa ed una libera di scorrere lungo un apposito binario come mostrato in figura 6.4 .

Il cavo in uscita dal tamburo passa sopra la puleggia fissa ed arriva alla bobina di avvolgimento a cui è opportunamente fissato ed avvolto.

La puleggia mobile è dotata di una zavorra, opportunamente scelta in base alla

tensione necessaria, che sfruttando la forza peso mantiene in tensione il cavo su cui la puleggia è adagiata.

L'escursione in verticale della puleggia mobile è delimitata nel punto superiore e nel punto inferiore da due microinterruttori. Quando la puleggia mobile arriva al termine dell'escursione possibile a causa dell'avanzamento del cavo, il contatto tra questa ed il microinterruttore attiva il motore elettrico installato sul cavalletto, che mette in moto la bobina di avvolgimento, la quale, raccogliendo il materiale lavorato, comporta la risalita della puleggia mobile. Il moto di risalita della puleggia mobile termina al contatto con il microinterruttore superiore, che disattiva il motore e ferma l'avvolgimento del cavo sulla bobina.

Questo processo mantiene la tensione del cavo costante e pari a  $P/2$  dove  $P$  è il peso della zavorra montata sulla puleggia mobile e garantisce un utilizzo non continuo del motore con l'eliminazione della componente elettronica associata, a meno di due microinterruttori di elevata reperibilità, basso costo di sostituzione e rapida manutenzione.

### **6.4.3. Sistema di applicazione**

Il sistema di applicazione è l'elemento critico della macchina, dove si concentrano le problematiche maggiormente limitanti le potenzialità della lavorazione. Le fasi di progettazione successive si riferiscono dunque allo sviluppo di questo sistema.

Il sistema deve essere progettato in funzione delle caratteristiche e vincoli sopra esplicitati, in un'ottica di rispetto dei requisiti minimi, ma anche in una prospettiva di miglioramento dei risultati ottenibili con le tecnologie utilizzate finora; per fare ciò è necessario approfondire le caratteristiche del sistema ed entrare nel dettaglio della sua composizione, individuando tutti i componenti e le relazioni che intercorrono fra questi.

## 6.5. Descrizione ed analisi funzionale del sistema di applicazione

Si procede tramite un'analisi funzionale di un sistema di avvolgitura base, definito dalla testa di lavorazione e da tutti i componenti implicati nel processo di avvolgimento dei fili attorno al cavo da schermare (figura 6.5).

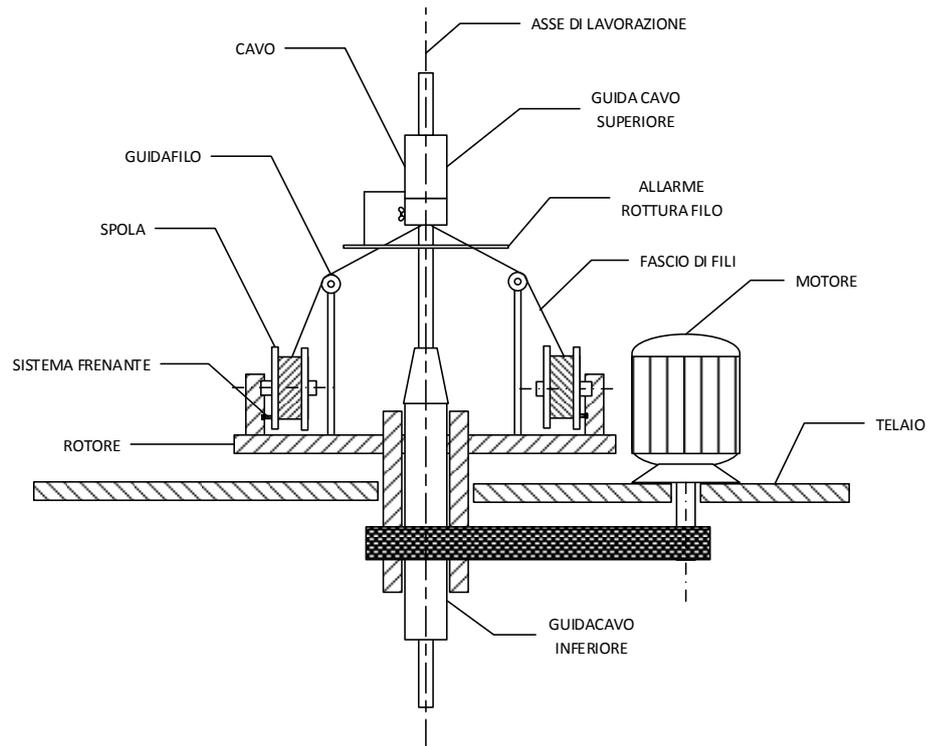


Figura 6.5 Sistema di applicazione del fascio di fili

Il diagramma di figura 6.6 relativo all'analisi funzionale mostra i componenti ed i sottosistemi principali che costituiscono il sistema di applicazione, messi in relazione fra loro dalle azioni e relazioni che intercorrono tra ognuno di questi.

La costruzione del diagramma passa attraverso alcuni passaggi che è bene esplicitare:

### 1. Definizione dell'obiettivo del sistema

L'obiettivo del sistema consta nel creare uno strato protettivo di filo avvolto in disposizione elicoidale su un corpo cilindrico, identificabile nel caso in esame con il cavo da schermare.

**2. Definizione della funzione utile principale (Main Useful Function MUF)**

La funzione principale è identificata nella movimentazione di un fascio di fili protettivo dalla posizione iniziale di avvolgimento sulla spola a quella finale relativa all'avvolgimento sul cavo.

**3. Identificazione dell'oggetto prima della trasformazione e del prodotto (oggetto dopo l'attuazione della funzione utile principale)**

L'oggetto dell'azione principale è definito dal fascio di filo in posizione iniziale sulla spola, mentre il prodotto si riferisce allo stesso fascio di fili in disposizione ad elica sul cavo da schermare.

**4. Identificazione dell'utensile di lavorazione (TOOL)**

Per quanto espresso dalla funzione utile principale è coerente considerare come utensile di lavorazione la spola di supporto ai fili in movimento rotatorio ed in svolgimento.

**5. Identificazione dei componenti aggiuntivi**

Vengono individuati i componenti principali che costituiscono il sistema oltre a quelli già citati di utensile e oggetto della trasformazione.

In questa fase i componenti ed i sottosistemi individuati si riferiscono ad un livello di dettaglio limitato, che verrà poi ampliato nelle fasi successive prendendo in considerazione le relazioni funzionali singolarmente.

I componenti identificati in questa fase sono: il fuso portaspola, il sottosistema frenante del fuso, il rotore di applicazione dei fusi, il cavo in lavorazione, le guide del cavo che direzionano lo stesso nella macchina, i sistemi di guida dei fasci di fili, il sistema di allarme di rottura del filo, il motore ed il telaio di supporto (figura 6.5).

Le funzioni rappresentate dai collegamenti tratteggiati definiscono le azioni utili alla lavorazione potenzialmente migliorabili, perché non sufficienti ai requisiti minimi o perché presentano un margine d'innovazione ed ottimizzazione in relazione agli obiettivi prestazionali prefissati.

Le azioni definite dalle linee rosse si riferiscono agli effetti dannosi che un componente produce su un altro elemento del sistema; anche queste relazioni funzionali individuano fattori critici da tenere in considerazione nella fase di progettazione ed ideazione, al fine di migliorare la funzionalità della macchina, la qualità del risultato di schermatura e le prestazioni del processo.

Le linee continue rappresentano, invece, le funzioni utili alla lavorazione che, per la poca influenza sul processo o per il soddisfacente risultato derivante, necessitano in maniera marginale e secondaria di essere approfonditi e migliorati, perciò non vengono considerati come oggetto della progettazione.

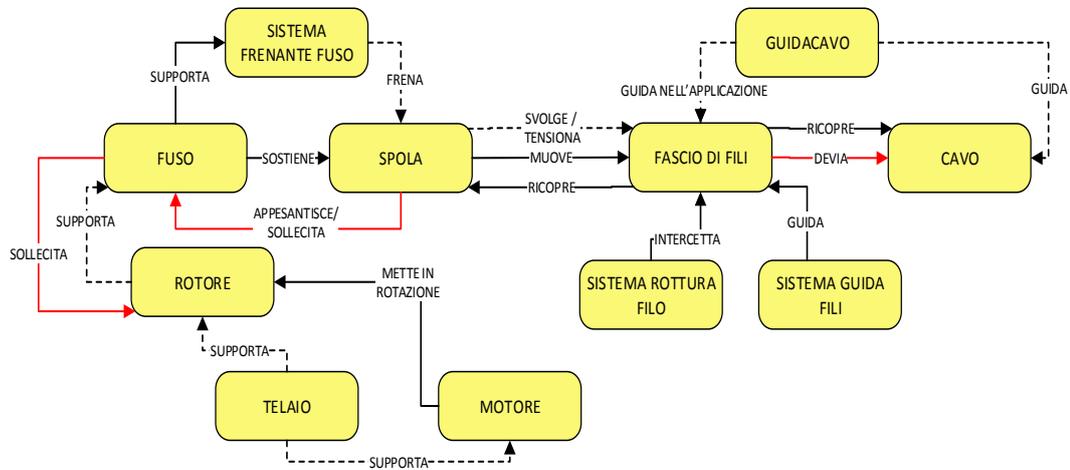


Figura 6.6 Analisi funzionale del sistema di applicazione dei fili

Nelle fasi di progettazione successive le relazioni funzionali ritenute critiche o potenzialmente migliorabili verranno approfondite al fine di identificare gli interventi necessari ad una corretta configurazione del sistema e dimensionamento dei componenti, è bene comunque descrivere e commentare brevemente il funzionamento del sistema (già presentato con un livello di dettaglio inferiore nei capitoli precedenti) in relazione agli elementi individuati e le azioni che questi si scambiano.

Il cavo da schermare messo in movimento di avanzamento lungo l'asse di lavorazione dal sistema di estrazione, viene guidato da un sottosistema di guida formato da un elemento superiore ed inferiore, che nell'ultimo tratto è anche complice di una corretta applicazione dei fili grazie ad una deviazione e guida degli stessi come approfondito nel Capitolo 8.

La spola ricoperta di materiale d'apporto, muove il fascio di fili attorno al corpo da schermare che ne viene ricoperto. Nel percorso tra spola e cavo i fasci di fili sono guidati da un sistema di pulegge e/o di boccole che li direziona e sostiene.

I fili in svolgimento dalla spola ricoprono il cavo secondo la disposizione definita dai parametri di processo ed il loro tensionamento può produrre una deviazione dannosa del cavo dalla sua posizione assiale. Questo si manifesta quando le tensioni del fascio di fili provenienti da spole differenti non hanno lo stesso valore, condizione che comporta forze radiali differenti nelle diverse direzioni sul corpo in avvolgimento, con un conseguente disassamento dello stesso. La spola, in rotazione attorno al cavo in avanzamento, garantisce lo svolgimento del fascio di fili con una tensione definita dall'azione frenante che il fuso applica alla spola.

Il fuso, che vincola e supporta la spola permettendole di ruotare sul proprio asse, è dotato di un sistema di frenatura che si oppone alla rotazione e svolgimento della stessa al fine di garantire un tensionamento del filo predefinito.

I sistemi di frenatura possono essere di diversa natura, nella gran parte dei casi si tratta di freni che sfruttano la forza di attrito tra due superfici struscianti come descritto per il sistema delle teste a spirale aziendali (Capitolo3).

La spola alloggiata sul fuso e messa in rotazione produce notevoli sollecitazioni generate dall'accelerazione delle masse di filo avvolto. I fusi sono sostenuti e solidali con il rotore in una disposizione circolare, il cui centro coincide con l'asse di lavorazione o asse rotorico. Le forze applicate ai fusi si trasmettono quindi al supporto del rotore su cui sono applicati e quindi al telaio che sostiene e vincola il rotore stesso. Il telaio è l'elemento di supporto di tutti i principali componenti e garantisce un vincolamento assiale e radiale del rotore permettendogli la rotazione attorno al proprio asse.

La rotazione del rotore è generata da un motore, tipicamente elettrico a corrente alternata, anch'esso solidale con il telaio di supporto. L'azione di supporto del motore e del rotore da parte del telaio deve garantire dei requisiti di disposizione e distanze tali da permettere una corretta ed adeguata trasmissione del moto.

Il sistema di allarme rottura filo consta in un elemento metallico circolare avvolgente il cavo nel settore di applicazione dei fili, che intercetta il fascio di filo rotto sospinto in direzione radiale dalle forze centrifughe repulsive.

Il contatto del filo con l'elemento metallico produce un impulso elettrico di comando per il taglio dell'alimentazione al motore.

## **6.6. Identificazione delle criticità del sistema e dei criteri di progettazione**

L'inesperienza nel settore della costruzione di macchine per spiratura comporta una parziale incognita sull'identificazione delle problematiche dei meccanismi di lavorazione, delle criticità dei componenti e delle concause da cui questi derivano, limitando l'efficacia d'interventi apportabili e rendendo difficile la definizione dei reali limiti del sistema e dei fattori vincolanti il miglioramento della tecnologia.

Per poter effettuare interventi mirati al fine di una progettazione ottimale, è necessario ricondursi, per quanto possibile, alle situazioni ed ai fenomeni dannosi per il corretto funzionamento della macchina, cercando di riconoscere le cause ed i limiti dei componenti complici di tali problematiche. Questo processo è reso possibile portando idealmente alle condizioni di funzionamento più estreme il sistema nelle varie fasi di utilizzo; in tal modo l'amplificazione degli effetti riscontrabili permette una più facile individuazione dei fattori dannosi coinvolti, da tenere sotto controllo nelle fasi di progettazione.

Il metodo sistematico utilizzato, denominato *system operator*, offre un utile strumento di guida nel processo di analisi del sistema, garantendo una forte visione di insieme tra gli altri sistemi della macchina coinvolti ed allo stesso tempo, un elevato livello di dettaglio in relazione alle situazioni di funzionamento ed ai sottosistemi che compongono la macchina.

Il *system operator* consta in una matrice concettuale a cui ogni riga e colonna si riferisce ad un diverso livello di dettaglio in relazione all'oggetto rappresentato sugli assi. L'asse verticale rappresenta la scala del sistema preso in considerazione riferito al problema analizzato ed è divisa in tre livelli: il primo, definibile come *system*, rappresenta il livello di dettaglio base, dove la scala di riferimento coincide con quella del sistema principale in analisi, il livello inferiore, denominato *subsystem*, tende a fornire un punto di vista riferito a sottocomponenti e sottoelementi del system, mentre il livello superiore, denominato *supersystem*, garantisce una visione del problema ad ampio raggio, considerando gli elementi ed i sistemi complementari ed esterni alle componenti del system.

Per l'analisi del problema viene identificato come system il sistema di applicazione del filo descritto dall'analisi funzionale. Al system dunque si riferiscono tutti quei componenti che con il livello di dettaglio mantenuto precedentemente, permettono l'identificazione delle relazioni funzionali base per il funzionamento del sistema di applicazione del filo.

Il subsystem descrive, invece, un livello di dettaglio superiore, riferibile ad una scala ridotta rispetto alla visione del system, individuando come elementi di attenzione le superfici di contatto tra fili, gli elementi di supporto e di guida che definiscono il percorsi degli stessi e più in generale tutte le superfici soggette a movimenti relativi.

Il livello superiore riferito al supersystem tiene in considerazione i sistemi complementari a quello in analisi come il sistema di movimentazione del cavo ed il sistema di raccolta e tutti i componenti relativi. Allo stesso livello vanno considerati elementi esterni alla macchina comunque associabili agli effetti ad alle cause di possibili problemi relativi alla lavorazione. Elementi come le altre macchine nel reparto, l'ambiente circostante e l'operatore assegnato alla macchina fanno parte del supersystem.

Gli elementi riferiti ad ogni livello dell'asse verticale del *system operator* sono riassunti nella tabella 6.1.

SUPERSYSTEM	ambiente circostante, operatore, sistema di movimentazione del cavo, sistema di raccolta, bobine di cavo finito , bobine di cavo in lavorazione.
SYSTEM	fusi, spole, sistema frenante, cavo, rotore, telaio, motore, sistema di allarme rottura filo, guidafilo, guidacavo
SUBSYSTEM	superfici di contatto,

**Tabella 6.1 Elementi relativi ai livelli di dettaglio offerti dal system operator**

L'asse orizzontale della matrice è riferita all'estensione temporale ed alle fasi in cui analizzare il problema da risolvere.

Nel caso in esame all'asse orizzontale sono riferite le diverse fasi di funzionamento in cui il sistema può trovarsi ad operare, ovvero la fase di avviamento, la fase di applicazione dello schermo a regime e la fase di arresto della macchina.

Per raggiungere lo scopo prefissato le fasi appena citate devono essere riferite a condizioni limite: per la fase iniziale è ipotizzato un transitorio di avviamento repentino, caratterizzato da accelerazioni e coppie allo spunto elevate, la fase di funzionamento a regime si riferisce a regimi di rotazione elevatissimi della macchina, al di sopra dei limiti teorizzati di 500 rpm, mentre all'ultima fase di funzionamento è associato un transitorio di arresto critico relativo ad un arresto immediato del rotore dalla velocità di rotazione massima in fase di moto a regime. Le situazioni di funzionamento relative all'asse orizzontale del system operator sono riassunte con le relative caratteristiche nella tabella 6.3.

<b>Fase di avvio</b>	<b>Funzionamento a regime</b>	<b>Fase di arresto</b>
Messa in moto del rotore con accelerazione repentina	Regime di funzionamento della macchina caratterizzato da velocità di rotazione del rotore superiori a 500 rpm	Arresto della macchina immediato con transitorio idealmente nullo che porta il rotore da velocità di regime a velocità nulla

**Tabella 6.2 Descrizione delle fasi di utilizzo della macchina relative all'asse orizzontale del system operator**

Noti i livelli del sistema in analisi e le situazioni operative di riferimento, è possibile costruire il *system operator* e servirsi della matrice per effettuare considerazioni sulle possibili problematiche riferite alle caselle individuate. Vengono descritte le criticità del sistema tentando di rispondere ai quesiti definiti nel *system operator*, servendosi della separazione concettuale fornita dalla matrice mostrata in tabella 6.4 e generando un elenco commentato di tutte le possibili complicazioni identificabili in ogni situazione ed in relazione ai diversi livelli di dettaglio del sistema di spiratura complessivo.

In relazione ai diversi livelli di analisi (system, subsystem, supersystem) è possibile definire i seguenti quesiti guida:

- Cosa succede agli elementi del system/supersystem/subsystem durante la fase di avvio repentino?
- Cosa succede agli elementi del system-subsystem-supersystem durante il funzionamento a regime di velocità sostenuto?
- Cosa succede agli elementi del system /subsystem/supersystem durante la fase di arresto repentino?

SUPERSYSTEM	Cosa succede agli elementi del SUPERSYSTEM durante la fase di avviamento repentino?	Cosa succede agli elementi del SUPERSYSTEM durante il funzionamento in regime di velocità sostenuto?	Cosa succede agli elementi del SUPERSYSTEM al verificarsi di un arresto repentino?
SYSTEM	Cosa succede agli elementi del SYSTEM durante la fase di avviamento repentino?	Cosa succede agli elementi del SYSTEM durante il funzionamento in regime di velocità sostenuto?	Cosa succede agli elementi del SYSTEM al verificarsi di un arresto repentino?
SUBSYSTEM	Cosa succede agli elementi del SUBSYSTEM durante la fase di avviamento repentino?	Cosa succede agli elementi del SUBSYSTEM durante il funzionamento in regime di velocità sostenuto?	Cosa succede agli elementi del SUBSYSTEM al verificarsi di un arresto repentino?
	AVVIO	REGIME	ARRESTO

**Tabella 6.3 System operator relativo al funzionamento del sistema di applicazione. I quesiti posti nelle celle permettono di definire le complicazioni legate al funzionamento critico secondo diversi livelli di dettaglio**

### **6.6.1. Transitorio di avvio repentino**

#### **6.6.1.1. Supersystem:**

- Accelerazione repentina del tamburo di estrazione con un conseguente sovratensionamento del cavo avvolto sulla bobina di carico: la tensione di svolgimento all'avvio è infatti proporzionale all'accelerazione della bobina ad al suo momento d'inerzia.
- Mancanza di controllo da parte dell'operatore che non ha modo di verificare che gli elementi posizionati a macchina ferma, come i fili nelle relative guide e pulegge, mantengano in avvio della macchina la loro posizione, con conseguente rotture del fascio di filo nel caso questo sia mal posizionato.

#### **6.6.1.2. System:**

- Surriscaldamento o necessità di potenza superiore installata del motore
- Vibrazioni e movimento del telaio per effetto del forte squilibrio generato dalle forze tangenziali di inerzia del rotore.
- Forze tangenziali importanti sul fuso dovute all'accelerazione delle masse della spola solidali al rotore in rotazione.
- Forze tangenziali di inerzia sul fascio di fili che possono provocare uno spostamento dello stesso e fuoriuscita dalle guide.
- L'accelerazione repentina della massa della spola in svolgimento procura una sovratensione nel fascio di filo, potenzialmente dannosa. In fase di avviamento, infatti, la coppia che si oppone allo svolgimento della spola è la composizione della forza frenante applicata dal sistema di frenatura e della coppia resistente associata al momento di inerzia della spola ed all'accelerazione angolare della stessa (Capitolo 7). Eventuali problemi di sovratensione del filo hanno forti ripercussioni sulla qualità della lavorazione e sui tempi di produzione a causa dei tempi di fermo e riparazione del filo implicati e verrà approfondito nel capitolo successivo.
- La non uniformità relativa alla quantità di materiale avvolto sulle diverse spole fa sì che il momento di inerzia ad esse associate sia differente con una conseguente tensione dei diversi fasci di fili disomogenea; questo comporta forze radiali non bilanciate sul cavo in lavorazione con conseguente disassamento dello stesso.
- eventuali elementi di frizione di cui è dotato il sistema frenante del fuso non hanno tempo di entrare in temperatura ottimale e quindi di garantire la frenatura desiderata in fase di avviamento.

#### **6.6.1.3. Subsystem**

- Accelerazioni elevate potrebbero portare al limite di attrito statico la condizione di contatto tra fili e pulegge di guida, comportando uno

struscioamento relativo che potrebbe danneggiare il materiale d'apporto, soprattutto per sezioni del filo di copertura ridotti.

## **6.6.2. Macchina a regime con velocità sostenute**

### **6.6.2.1. Supersystem:**

- Vibrazioni e rumore provocato dalle alte velocità di rotazione degli organi di macchina.
- Impossibilità dell'operatore di individuare visivamente eventuali problemi di lavorazione come lacune sullo schermo, poiché il cavo ricoperto sfilava troppo velocemente.
- Necessità di potenze elevate relative ai motori di movimentazione del cavo.
- La velocità del cavo in lavorazione potrebbe essere superiore a quella necessaria al sistema di raccolta per attivare il motore di avvolgimento tramite il microinterruttore, provocando il finecorsa della puleggia mobile e la caduta del cavo lavorato.
- Elevata usura di tutti i componenti struscianti come freno della bobina di carico per il tensionamento del cavo.
- Forze centrifughe sul cavo avvolto al tamburo di estrazione possono allentare la tensione provocando struscioamento relativo tra cavo e cilindro metallico con una conseguente interruzione dell'avanzamento del cavo.

### **6.6.2.2. System**

- La trasmissione meccanica tra motore e rotore potrebbe non garantire la funzione necessaria sotto l'effetto delle forze centrifughe elevate (ad esempio per trasmissioni a cinghia).
- Elevate potenze del motore per la movimentazione del rotore.
- Elevata usura e surriscaldamento di eventuali superfici struscianti del sistema di frenatura delle spole.
- Vibrazioni elevate anche per basse entità di squilibrio delle masse in rotazione.
- La dinamica di svolgimento del filo per alte velocità comporta un effetto di sbandieramento a ritmi sostenuti con vibrazioni del filo potenzialmente critiche.
- L'elevato regime di rotazione comporta forze centrifughe importanti sulla massa delle spole che gravano, attraverso diverse componenti di sollecitazione, sul fuso di supporto e disco rotorico. Questo fenomeno proporzionale alla massa di materiale avvolto sulle spole, è strettamente legato alla geometria ed estensione del fuso oltre che all'inclinazione dello stesso rispetto il piano di applicazione sul rotore. Gli effetti generati dalle forze repulsive a cui le spole sono soggette rappresentano,

come verrà illustrato nei capitoli successivi, la componente più critica in relazione alla potenzialità sistema di applicazione del filo e più in generale della macchina nel suo complesso.

- Le elevate forze di inerzia generate sulla spola potrebbero provocare, per certi angoli di inclinazione del fuso rispetto al piano perpendicolare all'asse di rotazione del rotore, un sovraccarico del debole cappuccio di trattenimento della stessa, provocandone la pericolosa fuoriuscita.
- Le forze centrifughe possono agire su alcuni elementi del sistema frenante (molle, leveraggi), condizionandone il funzionamento.
- Il filo ad alta velocità può generare turbolenze nel fluido presente nel sistema (aria), provocando vibrazioni potenzialmente dannose in termini di posizione del fascio e sollecitazione dello stesso.
- Il sistema di allarme per la rottura del filo potrebbe fallire poiché il tratto di filo interrotto avanzerebbe con il cavo in lavorazione con una velocità superiore a quella che permette lo spostamento radiale necessario al filo per intercettare l'anello metallico.

#### **6.6.2.3. Subsystem**

- L'elevata accelerazione centripeta dovuta alla rotazione del rotore può generare forze di inerzia elevate sulla massa dei fili d'apporto provocandone una deviazione dal percorso ottimale e possibile fuoriuscita delle guide.
- Le forze centrifughe possono variare la tensione del filo in applicazione.
- Le superfici di contatto tra filo e guide può surriscaldarsi e danneggiare i materiali.
- L'interferenza tra guida del cavo e cavo stesso ad alta velocità provoca surriscaldamenti, usura e danneggiamento del cavo in lavorazione.

### **6.6.3. Arresto con bloccaggio immediato della macchina**

#### **6.6.3.1. Supersystem**

- Inerzie dovute alla decelerazione repentina degli elementi in rotazione si trasmette al telaio ed all'ambiente circostante.
- Il sistema frenante della bobina di svolgimento potrebbe non essere sufficiente a interrompere il moto con la stessa prontezza degli altri sistemi, provocando lo svolgimento del cavo dalla bobina di supporto.
- L'inerzia della bobina di avvolgimento non frenata da alcun sistema, se non dalle inerzie del motore, potrebbe continuare ad avvolgere il cavo non più in avanzamento, provocando una sovratensione potenzialmente dannosa nello stesso ed una sollecitazione impulsiva alla puleggia mobile arrivata a fine corsa.

#### **6.6.3.2. System**

- Il sistema frenante delle spole potrebbe non essere in grado di garantire il bloccaggio immediato delle stesse, con un conseguente svolgimento del fascio avvolto e relativi tempi di fermo macchina per la rimozione e sostituzione dei fili svolti ed incagliati in altri componenti di macchina.
- La forte decelerazione tangenziale può sollecitare fortemente la trasmissione meccanica che collega il rotore al motore.
- Le decelerazioni agiscono sulla massa delle spole provocando forze di inerzia che si scaricano ai fusi di supporto ed al rotore.
- Le forze di inerzia possono agire sul cinematismo del freno delle spole di cui il fuso è dotato, modificandone l'intervento.

#### **6.6.3.3. Subsystem -**

#### **6.6.4. Criteri guida**

E' possibile, a valle di questa analisi, identificare ed elencare i fattori critici che intervengono in maniera più significativa e sul maggior numero di componenti del sistema e definire per ognuno di questi una serie di criteri di base per la risoluzione o contenimento dei problemi associati.

Il problema principale che affligge il sistema di applicazione dello schermo si riferisce alle forze inerziali che si manifestano a seguito di alti regimi di rotazione ed accelerazioni nella fase di avvio ed arresto della macchina.

Queste forze inerziali sono responsabili non solo di sollecitazioni pericolose su diversi componenti come fuso di supporto e rotore, ma anche di alcune problematiche strettamente legate a condizioni di sicurezza come la possibilità di sfilo della spola per effetto repulsivo delle forze centrifughe.

Il criterio per la riduzione e controllo di questi effetti è sicuramente legato al contenimento masse dei componenti in rotazione, le cui caratteristiche geometriche e costruttive devono garantire momenti di inerzia rotazionali ridotti, nel rispetto dei vincoli e delle condizioni operative definite per il sistema, ma anche, come vedremo, dalla disposizione geometrica di certi componenti. Nei capitoli successivi verrà mostrato, infatti, come diverse complicazioni legate alle forze centrifughe generate dalle spole sono contenibili agendo sull'inclinazione dei fusi rispetto all'asse di rotazione.

Le forze d'inerzia legate alle accelerazioni rotazionali della spola agiscono inoltre sulla tensione del fascio di fili, parametro influente sulla qualità della lavorazione e potenzialmente responsabile di fermi macchina.

Il mantenimento e controllo della tensione dei fili voluta in lavorazione, affidato tipicamente a sistemi di frenatura costante, è il punto debole delle attuali tecnologie disponibili. L'accoppiamento di frenature costanti alle accelerazioni elevate amplifica le problematiche legate alla tensione del filo, quindi

parallelamente alla necessità di effettuare transitori di avviamento controllati, i propositi di ottimizzazione portano nella direzione di innovazione e miglioramento del sistema di frenatura delle spole.

Queste considerazioni costituiscono una rete guida d'indicazioni generali utili alla definizione delle corrette scelte progettuali delle fasi successive, che si serviranno parallelamente a queste dell'analisi funzionale precedentemente implementata.

### **Sommario**

A seguito di una descrizione delle macchine trecciatrici di partenza e dei loro componenti principali, sono stati descritti gli obiettivi del processo di progettazione, identificando un diametro minimo di 0.7 mm e un diametro massimo di 20 mm in relazione alla dimensione dei cavi potenzialmente schermabili a seguito della conversione della macchina.

Sono state definite le prestazioni di riferimento in termini di velocità di rotazione del rotore, ispirandosi allo stato dell'arte delle tecnologie disponibili da altri costruttori ed identificando una velocità massima orientativa del rotore pari a 500 rpm. La divisione del sistema di spiratura in tre sottosistemi (di movimentazione del cavo, di applicazione dello schermo e di raccolta del prodotto lavorato) ha permesso di identificare una soluzione di intervento in relazione ai sistemi di movimentazione e di raccolta del cavo, servendosi di apparecchiature esterne, mentre ha definito come sistema critico e centrale nella fase di ideazione della macchina il sistema di applicazione del filo.

E' stata svolta una descrizione ed analisi approfondita del sistema di applicazione tramite un'analisi funzionale, che ha messo in evidenza i componenti principali del sistema e le relazioni migliorabili e dannose che intercorrono tra questi. Dall'analisi funzionale è stato possibile identificare le componenti potenzialmente migliorabili e che possono rappresentare possibili limiti alla prestazione della macchina in progettazione, come il sistema di frenatura delle spole. E' stato usato un secondo strumento di analisi (*system operator*) analizzando il sistema di applicazione sotto diversi livelli di dettaglio ed in relazione a situazioni di funzionamento critiche. Questo ha permesso di individuare facilmente possibili criticità e complicazioni che possano verificarsi durante il funzionamento della macchina ed identificare gli elementi del sistema più sollecitati, fornendo una linea guida sul carattere e sull'entità degli interventi da apportare nelle fasi di ideazione e dimensionamento dei componenti.

# 7. TENSIONE DEI FILI ED IDEAZIONE DI UN SISTEMA DI FRENATURA DELLA SOPOLA VARIABILE

## Introduzione

In questo capitolo viene commentata l'importanza di una corretta tensione del fascio di fili durante la lavorazione ed analizzate le criticità legate alla variazione della tensione dal valore ottimale, definendo le cause principali che intervengono su una variazione della stessa e delle principali soluzioni risolutive adottate in azienda.

Da una più approfondita analisi sulle cause ed effetti legati alla tensione del filo in applicazione, con un approfondimento sulla dinamica di svolgimento della spola, si generano ipotesi d'intervento guidate da strumenti d'ideazione sistematica e dall'osservazione delle tecnologie esistenti. A seguito di una scelta di intervento ritenuta congeniale relativa ad un sistema di frenatura variabile delle spole, viene modellata la cinematica del modello concettuale ideato e descritto il funzionamento generale a cui segue la fase di progettazione dei componenti.

### 7.1. Criticità legate alla variazione di tensione

Servendosi dell'analisi funzionale implementata nel capitolo precedente e dalle osservazioni fatte in riferimento agli elementi critici nel processo di spiratura, viene ora preso in considerazione il sottosistema composto dal fuso, dal sistema frenante, dalla spola e dal fascio di fili, analizzando le complicazioni ed i limiti legati alla funzionalità dei diversi elementi e definendo sotto quali aspetti questi rappresentino l'oggetto di un potenziale sviluppo.

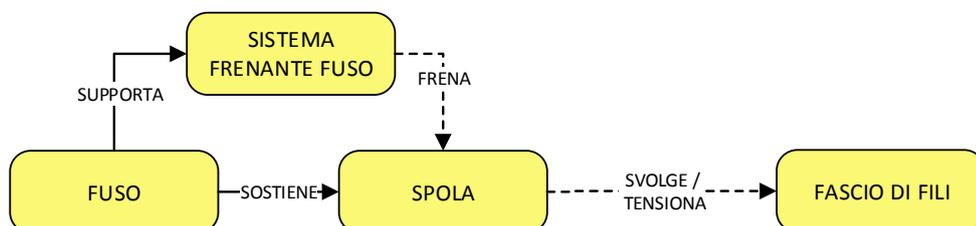


Figura 7.1 Diagramma delle reazioni funzionali tra gli elementi di sistema che interessano la frenatura dei fili

La dinamica e la buona riuscita della lavorazione necessitano che il fascio di fili in applicazione sul cavo ed in svolgimento dalla spola siano mantenuti in trazione, perché si verifichi un corretto avvolgimento degli stessi sul corpo da schermare.

La tensione del fascio di fili  $Tf$  è un parametro di fondamentale importanza per la grande facilità con cui può variare dal valore ottimale, condizionando i risultati qualitativi sullo schermo finale ed implicando, in casi estremi di rottura dei fili, tempi morti aggiunti al processo di lavorazione.

La tensione di lavoro ottimale  $Tf_{lav}$  è il risultato della combinazione di moltissimi fattori che riguardano non solo la resistenza del fascio di fili impiegato, ma anche le caratteristiche superficiali e dimensionali del cavo su cui deve essere applicato.

Com'è stato descritto nei capitoli iniziali, la formazione del fascio di fili che compongono le spole, intesa come numero e sezione degli stessi, variano a seconda dei dati dimensionali relativi al corpo da schermare ( $D_c$ ), al numero di spole disponibili ( $N_{spl}$ ), alla copertura superficiale richiesta ( $CS$ ) ed anche al grado di flessibilità che si vuole garantire al prodotto finito.

Per questo motivo e data l'ampia varietà di prodotti processati dall'azienda, proprio per le sue caratteristiche di elasticità produttiva, la scelta ed impostazione tramite sistema frenante della tensione ottimale di lavorazione  $Tf_{lav}$  è affidata alla sensibilità dell'operatore, in grado di gestire e combinare le diverse variabili influenti per una scelta ottimale della stessa grazie alla manualità ed esperienza acquisita.

Per la grande ed ampia rilevanza che questo parametro acquisisce sulla funzionalità e buona riuscita della lavorazione, vengono analizzate nel dettaglio tutte le problematiche annesse, derivanti da una variazione della tensione di fili in lavorazione dalla tensione ottimale  $Tf_{lav}$ .

Il diagramma riportato in figura 7.2 rappresenta schematicamente i problemi derivati da una situazione di tensione non ottimale, illustrando i problemi legati ai diversi casi di sovratensione, sottotensione o variazione della tensione tra i fasci di filo in svolgimento da spole differenti.

Le problematiche schematizzate sono di seguito approfondite ed illustrate nel dettaglio.

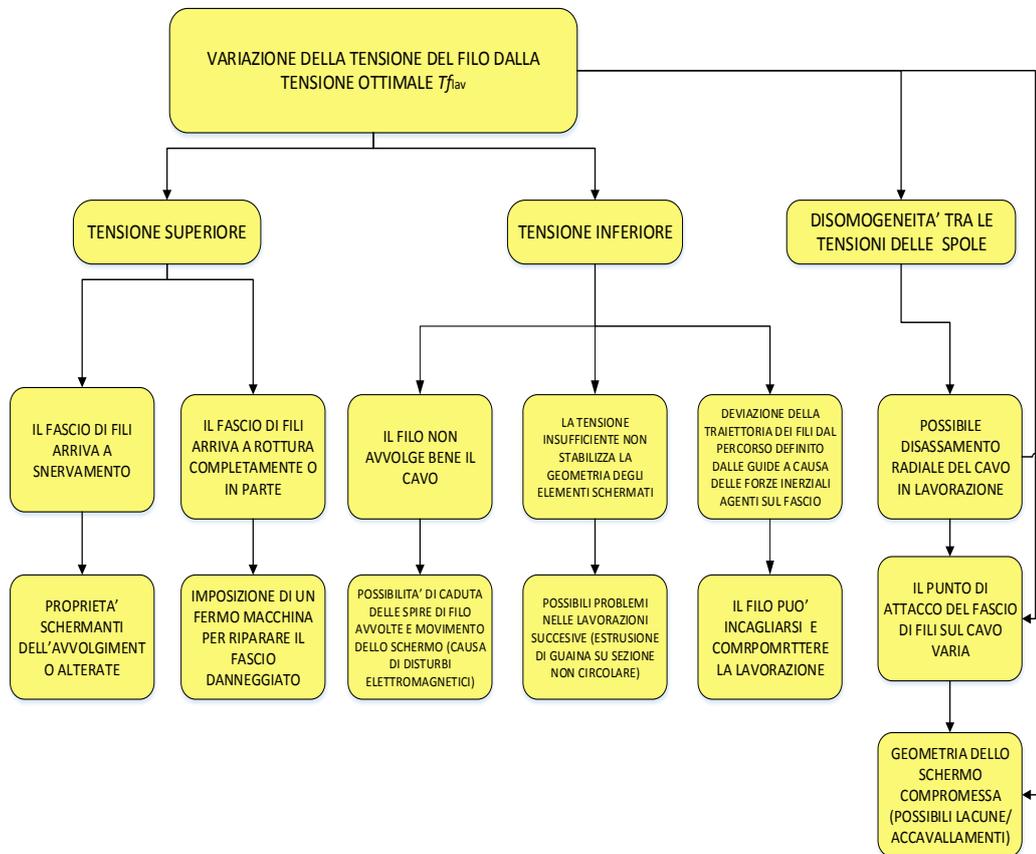


Figura 7.2 Diagramma delle criticità legate alla variazione della tensione del filo dalla tensione di lavorazione ottimale

### 7.1.1. Situazione di sovratensione

Tensioni eccessive dei fili d’apporto possono portare gli stessi a snervamento, comportando una riduzione della sezione e quindi dello spessore del relativo schermo, alterando le proprietà schermanti.

Sovratensioni ancora maggiori possono portare alla rottura dei fili d’apporto, questa definisce una situazione estremamente critica poiché comporta la necessità di fermare la macchina ed effettuare le operazioni di riparazione dei fili danneggiati, ripristinando la continuità del fascio.

In caso di rottura dei fili la lavorazione effettuata tra il manifestarsi del guasto e la fermata della macchina, presenterà lacune ed imperfezioni dello schermo, è necessario perciò replicare la lavorazione sul tratto incriminato o riparare manualmente le aperture, con ulteriori tempi aggiunti di intervento e fermo macchina.

Una delle condizioni più critiche relativa ai casi di rottura si manifesta quando il fascio di fili si rompe solo in parte ed i fili integri trascinano nell'avvolgimento quelli interrotti, impedendo l'interferenza di quest'ultimi con il sistema di allarme a cui è affidato l'interruzione della lavorazione. In questo caso la lacuna è limitata poiché i fili rotti intrappolati in quelli integri riprendono tensione e proseguono con l'applicazione sul cavo, tuttavia il difetto non viene segnalato, è possibile quindi che possa passare inosservato ai controlli successivi e non essere riparato, con conseguenti difetti sul cavo finito.

I fili in applicazione sul cavo generano un'azione di trattenimento sull'avanzamento del cavo stesso: il cabestano di estrazione mette in avanzamento in conduttore vincendo la coppia resistente generata dalle inerzie della bobina di svolgimento, frenata per il corretto tensionamento del cavo, e la forza di trazione generata dai fasci di fili in avvolgimento, frenati dalle spole di provenienza.

Tensioni eccessive dunque comportano una frenatura del cavo superiore e dove non si giunge a rottura dei fili segue un aumento del potere trainante necessario al sistema di estrazione.

Questo effetto dato l'ordine di grandezza delle tensioni sui fili nelle applicazioni analizzate, che verranno stimate successivamente, può ritenersi trascurabile in relazione alla tensione del cavo in lavorazione, tuttavia è stato presentato per completezza.

### **7.1.2. Situazione di sottotensione**

Una tensione insufficiente comporta un avvolgimento lasco del corpo in schermatura con conseguente caduta delle spire di filo avvolte e generazione di aperture e lacune durante la movimentazione dello stesso.

La possibilità di movimento dei fili durante la flessione del cavo non solo è deleteria per lo spazio scoperto causato in prossimità delle aperture, dove l'effetto schermante si riduce, ma anche per la generazione di disturbi indotti caratteristici dello schermo a spirale (Capitolo2).

Il processo di schermatura oltre a fornire una barriera contro i disturbi elettromagnetici è anche funzionale alla stabilizzazione degli elementi che compongono il cavo in lavorazione: gli elementi cordati del conduttore, tenuti insieme dalla rivoluzione degli stessi attorno all'asse ideale del cavo, presentano una geometria superficiale poco circolare e, soprattutto nel caso di conduttori particolarmente rigidi e di grosse dimensioni, tendono a riacquisire la posizione rettilinea disaccoppiandosi gli uni dagli altri (tendono a scordarsi).

I fasci di fili avvolgenti garantiscono un vincolo al processo di scordatura e conferiscono alla superficie esterna una buona circolarità, unendo gli elementi dei conduttori cordati; questo è utile a processi successivi come quello di applicazione di guaina per mezzo dell'estrusione, dove l'uniformità del diametro

è di fondamentale importanza per mantenere lo spessore della guaina uniforme ed evitare punti di perforazione della stessa.

La funzione appena descritta dei fili d'apporto viene meno per tensioni degli stessi non sufficienti, inficiando la qualità e la buona riuscita delle lavorazioni successive.

La tensione del filo tende inoltre a mantenere stabile la traiettoria ed il percorso dello stesso. Le pulegge e boccole guidafile definiscono la traiettoria del fascio fornendo punti di appoggio e di deviazione dello stesso; qualora la tensione applicata fosse insufficiente le forze centrifughe e le turbolenze generate in fase di applicazione modificherebbero la rettilineità del filo comportando una fuoriuscita dalle guide nel caso si tratti di pulegge ed una variazione dei punti di contatto che predefiniscono il percorso ottimale dei fili stessi.

### **7.1.3. Disomogeneità tra le tensioni**

Variazioni di tensione provocano in maniera limitata una modifica della quota relativa al punto di attacco del filo alla superficie del cavo.

Per punto di attacco, meglio descritto nel Capitolo 8, si intende il punto in cui il fascio di filo entra in contatto con la superficie del cavo da schermare, la cui posizione è definita da diversi parametri come l'angolo di spiratura e la larghezza della boccola guida cavo superiore.

Questo fenomeno non presenta complicazioni quando la stessa variazione di tensione interessa tutti i fasci in applicazione, poiché lo spostamento in verticale del punto di attacco non agisce sulla qualità dello schermo, bensì modifica, in maniera proporzionale allo sfalsamento, il passo di lavorazione e l'angolo di spiratura. Tale variazione, data l'entità delle tensioni in gioco, è ritenuta trascurabile.

Qualora, invece, le tensioni relative ai fili in applicazione di diverse spole sia differente, si generano diversi punti di attacco sfalsati tra loro in direzione assiale, che durante il processo di schermatura implicano sovrapposizioni tra i fasci in applicazione e lacune sulla superficie lavorata.

Una disomogeneità sulla tensione dei fili provenienti dalle diverse spole disposte circonferenzialmente attorno al cavo da schermare, comporta, come già anticipato, forze radiali di trazione sul corpo centrale non equilibrate, con un conseguente disassamento dello stesso dall'asse di lavorazione.

Questo fenomeno può tradursi in vibrazioni del cavo con conseguenti sollecitazioni dinamiche dei fili e delle guide del cavo, oltre che una variazione dei parametri di schermatura e la possibilità del verificarsi di lacune e sovrapposizione degli elementi schermanti.

## **7.2. Analisi dei fattori determinanti la variazione della tensione e soluzioni proposte dai sistemi aziendali**

Con l'obiettivo di operare correttamente per la risoluzione dei problemi derivanti il giusto tensionamento del materiale d'apporto ed al fine di analizzare tutti i possibili interventi apportabili al sistema in questa direzione, è stata effettuata un'analisi approfondita dei fenomeni e delle dinamiche di lavorazione che intervengono sulla tensione dei fili in applicazione e sulla variazione della stessa durante il processo.

L'analisi ha permesso l'identificazione delle cause e dei fenomeni legati alla variazione di tensione ed alcuni accorgimenti necessari ad un contenimento o risoluzione degli effetti, grazie a tre principali soluzioni parziali, già pensate ed implementate dall'azienda per la risoluzione del problema o che derivano dall'ispirazione di sistemi di svolgimento di altri reparti analoghi, che verranno analizzate nelle loro caratteristiche e nei loro limiti.

Per soluzioni parziali si intendono gli interventi apportabili alla risoluzione di un problema che necessariamente comportano una complicazione collaterale, che può risultare, talvolta, più limitante della criticità risolta.

Una delle soluzioni proposte, mostrate nel diagramma di figura 7.2, consta nel sistema di frenatura in dotazione alle macchine aziendali, anticipato all'inizio del capitolo, individuato come il sistema più comune sulle macchine ad oggi in uso, a cui viene affiancata la descrizione di un accorgimento secondario, ma degno di nota per il frequente impiego che trova in altre applicazioni di svolgimento interne all'azienda.

Il diagramma di figura 7.2 mostra schematicamente quanto appena descritto, individuando i fattori agenti sulla tensione del filo come problemi parziali (in giallo), i miglioramenti di più immediata intuizione da apportare al sistema per la risoluzione dei problemi annessi (in verde) ed i limiti dei sistemi ad oggi utilizzati.

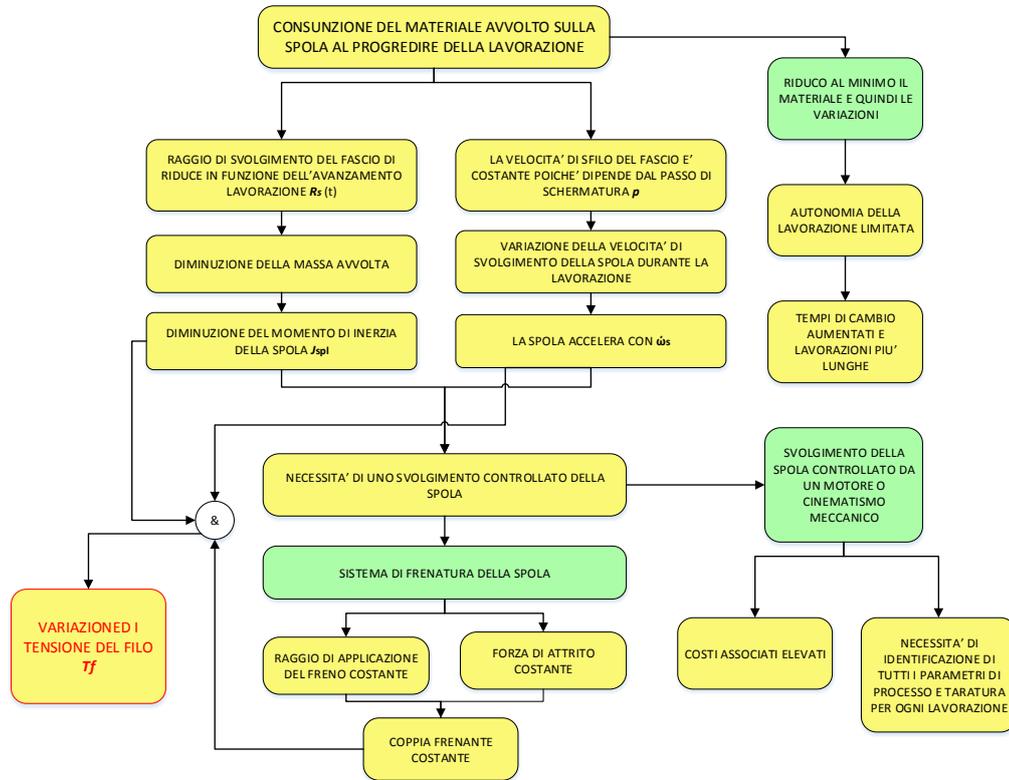


Figura 7.3 Diagramma delle cause e soluzioni parziali relative alla problematica di variazione di tensione del filo dalla tensione ottimale. In giallo sono rappresentati i problemi parziali, in verde le soluzioni parziali.

Nel diagramma è evidente come la causa principale e sistematica della variazione di tensione del filo sia strettamente legata alla consumazione del materiale avvolto sulle relative spole, analizzata approfondendo la dinamica dello svolgimento della spola stessa e le relative variabili al fine d'identificare correttamente le problematiche annesse e le possibilità di intervento.

### 7.2.1. La dinamica di svolgimento e consumazione del materiale

Il materiale avvolto sulla spola forma uno strato di filato elicoidale sulla stessa, maggiorando il diametro del corpo in plastica in base alla quantità di rame avvolto su di esso (figura 7.4). Il raggio della spola  $R_s$  considerando i fili avvolti può al più eguagliare il valore del raggio della flangia di contenimento della spola, valore oltre il quale l'avvolgimento di filo non sarebbe più assicurato dal vincolo assiale delle flange stesse.

Durante la lavorazione il fascio di fili, messo in avanzamento dalla dinamica della lavorazione, svolge la spola agendo con una forza di trazione  $T_f$ , pari alla tensione dei fili, sul raggio di materiale avvolto  $R_s$ , generando una coppia di

svolgimento che mettendo in rotazione la spola, contrasta la coppia resistente  $Cr$  data dai momenti di inerzia e dalle eventuali coppie frenanti  $C_{fr}$ .

$$Tf = Cr / R_s \quad (7.1)$$

$$Cr = Cr_{in} + C_{fr} \quad (7.2)$$

$$Cr_{in} = \dot{\omega}_s \cdot J_{spl} \quad (7.3)$$

$Cr_{in}$  si riferisce alle coppie generate dall'opposizione alla rotazione generata dalle inerzie della spola ed accelerazione della stessa, mentre  $C_{fr}$  corrisponde alla coppia resistente generata da un eventuale sistema frenante della spola.



Figura 7.4 Azioni agenti sul sistema spola-filo nelle fasi di svolgimento

La riduzione continua del raggio di spola  $R_s$ , causato dallo svolgimento di materiale, genera una decrescita del momento di inerzia  $J_{spl}$  associato alla massa in rotazione, inoltre la velocità di sfilo  $vt$  costante, dipendente dai parametri di processo e dalla velocità di lavorazione  $v_{LAV}$ , comporta una un aumento della velocità di rotazione della spola durante il funzionamento a regime essendo applicata ad un braccio  $R_s$  in decrescita, generando appunto un'accelerazione  $\dot{\omega}_s$  della spola stessa.

Questi fenomeni modificano la componente inerziale della coppia resistente comportando una variazione della tensione nel filo in svolgimento.

E' possibile definire una legge di variazione del raggio e della coppia inerziale in funzione dei parametri di processo e stato di avanzamento della lavorazione; tutte le equazioni e lo studio approfondito sulla dinamica dello svolgimento è presentato in Appendice 5.1.

Dall'analisi effettuata è possibile affermare come il tiro del filo  $Tf$  sia soggetto a variazioni, per i sistemi appena descritti, anche in fase di regime della lavorazione, dove al rotore ad al cavo in avanzamento sono associate velocità costanti.

$$Tf(t) = Cr(t) / R_s(t) \quad (7.4)$$

Dalle equazioni descrittive della dinamica del processo è nota la dipendenza del tiro  $Tf$  da molteplici parametri di processo, confermando la criticità riscontrabile

nell'intento di avere un accurato controllo della stessa durante il processo. In particolare la tensione del filo  $T_f$ , durante il funzionamento a regime della macchina, è funzione dei parametri di schermatura principali come passo di lavorazione  $p$ , numero e diametro dei fili impiegati  $N_f df$ , dalle dimensioni del cavo in lavorazione espresse dal diametro spiralabile  $D_c$ , dalla velocità di avanzamento della lavorazione  $v_{LAV}$ , a cui è associata una velocità di rotazione del rotore  $\omega$ , dalla geometria della spola  $L_{spl}$  e dall'avanzamento del processo  $t$ .

$$T_f = T_f(t, D_c, p, v_{LAV}, df, N_f, L_{spl})$$

Al progredire della lavorazione la variazione di coppia resistente inerziale  $Cr_{in}$  si traduce in una variazione della coppia resistente totale  $Cr$ , la cui entità dipende dal rapporto tra momento di inerzia in decrescita ed accelerazione della spola in aumento, è perciò difficile determinare a priori la variazione di coppia inerziale se non a valle di un'accurata definizione di tutti i parametri di processo e della geometria della spola.

L'avanzamento della lavorazione, invece, produce una decrescita continua del raggio di applicazione della forza di trazione  $R_s$ , comportando un aumento sistematico della tensione del filo.

### 7.2.2. Soluzioni parziali proposte: caratteristiche e criticità

A regime le componenti inerziali relative alla spola in rotazione sono minime, data la lentezza di consunzione del materiale e risultano insufficienti al raggiungimento delle tensioni di lavoro  $T_{f_{lav}}$  necessarie, di conseguenza deve essere garantito il tensionamento del fascio per mezzo dell'applicazione di una coppia aggiuntiva.

La pratica più diffusa è quella che consta nell'adozione di un sistema frenante come anticipato ad inizio capitolo, analogo quello descritto per le macchine del reparto (Capitolo3), che fornisca una coppia resistente  $C_{fr}$ .

I sistemi di frenatura più comuni si servono della forza di attrito generata tra due superfici a contatto generalmente messe a disposizione da un elemento consumabile alloggiato sul fuso, di cui è possibile regolare la forza premente, ed una pista rotante solidale con la spola in rotazione.

La coppia frenante di questi sistemi viene regolata ad inizio lavorazione tramite l'avanzamento dell'elemento frenante o il precarico di una molla premente su questo e si mantiene costante durante il processo, è perciò evidente come questo rappresenti un forte limite non solo all'avvio della macchina, dove alla coppia frenante si aggiungono le forze inerziali generate dall'accelerazione del transitorio d'avviamento, ma anche a regime, dove l'analisi della dinamica di svolgimento della spola ha mostrato una variazione delle coppie inerziali e del braccio di applicazione del tiro.

$$T_f(t) = (Cr_{in}(t) + C_{fr}) / R_s(t) \quad (7.5)$$

L'adozione di questi sistemi si traduce inevitabilmente in sovratensioni all'avviamento della macchina, dove le coppie inerziali aggiungono un forte contributo alla coppia resistente della spola, ed in un aumento progressivo della tensione  $Tf$  durante il processo, data l'impossibilità di agire sulla regolazione del freno a macchina in moto.

Tipicamente il sistema di frenatura è tarato perché possa garantire una tensione prossima a quella necessaria  $Tf_{lav}$  per un lasso temporale di lavorazione predefinito, preventivando che il fascio di fili raggiungerà il valore ottimale in concomitanza di un unico strato di svolgimento della spola durante l'intero processo. La definizione della forza di attrito deve anche tenere in considerazione l'aumento di tensione generato dai transitori di avviamento.

Un sistema adottato da alcuni costruttori di macchine e sfruttato per l'avanzamento del cavo avvolto su bobina in altre macchine dell'azienda consta, invece, nella gestione dello svolgimento della spola/bobina, per mezzo di un sistema di movimentazione dedicato, che accoppiato opportunamente con le altre utenze della macchina garantisca una velocità di rotazione dell'elemento in svolgimento tale da generare, in ogni istante della lavorazione ed in ogni condizione di carico, la tensione di lavoro ottimale.

Le molteplici variabili che direttamente ed indirettamente agiscono sulla tensione del filo nel moto a regime della macchina, individuate dall'analisi precedente, impongono per questa soluzione l'impiego di un'elettronica importante, capace di gestire la combinazione di tutti i parametri misurabili sulla macchina in opera come velocità di lavorazione, passo di spiralatura e parametri che necessariamente devono essere definiti dall'operatore, come ad esempio numero e diametro dei fili utilizzati.

La necessità di impostare all'inizio di ogni lavorazione i parametri necessari produce un aumento dei tempi di preparazione della macchina e possibilità di errori da parte dell'operatore.

Il sistema di movimentazione delle spole può essere implementato da motori aggiuntivi collegati alle spole stesse o da una trasmissione meccanica variabile capace di trasferire il moto del motore principale alle singole utenze; in entrambi i casi si generano costi aggiuntivi non indifferenti, associati a componenti sofisticati e costi di manutenzione superiori oltre che all'implicazione di una notevole complicazione della macchina, la cui manutenzione e gestione potrebbe risultare difficoltosa agli addetti ai lavori.

Il contenimento della variazione di tensione sui fili è garantito da una riduzione delle masse rotanti: l'avvolgimento di meno materiale sulla spola produce raggi di spola  $R_s$  inferiori ed un intervallo di variazione dello stesso limitato.

Variazioni entro un range limitato di  $R_s$  comportano variazioni limitate di momenti d'inerzia della spola caricata  $J_{spl}$  e limitate variazioni di velocità di rotazione della spola, fenomeni che si traducono in un contenimento

sull'escursione dei valori delle coppie inerziali resistenti, complici del tensionamento del filo.

Il valore del momento di inerzia della spola di filo avvolto, inoltre, per la geometria cilindrica della stessa segue una legge parabolica decrescente in funzione del raggio  $R_s$ , più materiale viene avvolto, dunque, maggiori sono gli accorgimenti e le complicazioni derivanti una frenatura costante, soprattutto in fase di avvio della macchina, dove le forze inerziali associate al momento di inerzia della spola rappresentano la componente principale della coppia resistente totale, legata direttamente alla tensione dei fili.

L'espedito di ridurre il raggio di spola  $R_s$ , limitando la quantità di filo avvolta sulle spole comporta un aumento dei tempi di lavorazione a causa della necessità di cambi spola frequenti (Capitolo 4) e rappresenta quindi un punto di forte contraddizione tra un contenimento delle problematiche sui fili e produttività.

### **7.3. Generazione di soluzioni ai problemi legati alla tensione del filo**

Definite le dinamiche influenti sulla tensione del filo e sullo svolgimento della spola ed individuate le principali soluzioni adottate all'interno dell'azienda per la gestione dei problemi associati, è possibile procedere con l'identificazione sistematica di tutti i possibili interventi atti a migliorare e risolvere il problema della tensione, servendosi della conoscenza approfondita di tutti i fenomeni analizzati nei paragrafi precedenti.

L'utile strumento del *system operator*, presentato nel capitolo precedente, fornisce il percorso logico adottato per l'individuazione di molteplici prototipi risolutivi i problemi di tensionamento del filo, relativo ai diversi livelli del sistema e diversificando i possibili interventi secondo una logica ad eventi concatenati.

La costruzione della matrice concettuale parte in questo caso dall'assegnazione all'asse orizzontale di una dimensione causa ed effetto, a cui corrisponda una sequenza di eventi concatenati secondo una logica causale. Si procede con la definizione di quale sia l'effetto ultimo relativo al problema in analisi, ovvero l'evento critico dannoso che l'ideazione di soluzioni si pone l'obiettivo di evitare (*FAILURE MODE*).

L'analisi degli effetti dannosi e complicazioni causate dalla scorretta tensione del filo, illustrate nel diagramma di figura 7.2, permettono di individuare nella scarsa qualità dello schermo e nell'eventualità della rottura del filo con relativi fermi macchina la situazione critica finale appena commentata.

Procedendo secondo una logica a ritroso vengono individuati una serie di eventi concatenati che portano alla condizione finale di *Failure Mode*, discretizzando l'asse orizzontale.

Per tenere in considerazione la struttura della macchina spiralatrice generale dotata del sistema frenante, descritta nel capitolo precedente, la discretizzazione causale porta all'identificazione di due sottogruppi principali: uno relativo ad una scala del problema più ampia, dove i problemi analizzati sono riferiti al sistema di spirallatura totale, l'altro relativo alle problematiche riscontrabili nel sottosistema frenante di cui è caratteristico il sistema base descritto e le macchine impiegate in azienda.

La serie di eventi individuata a partire dall'evento critico di *Failure Mode* e procedendo a ritroso sull'asse orizzontale è elencata di seguito riordinata secondo la logica causa-effetto, in questo modo leggendo la successione secondo la progressione numerica è possibile identificare la logica causale e consequenziale di tutte le situazioni elencate.

1. Il meccanismo di regolazione della forza d'attrito impone di fermare la macchina
2. Non è possibile modificare la forza di attrito durante la lavorazione per mezzo delle regolazioni
3. La coppia frenante generata dalle forze di attrito del sistema frenante è costante, mentre gli altri parametri associati alla coppia  $Cr$  totale variano durante la lavorazione
4. La coppia frenante generata dal sistema frenante non garantisce una coppia  $Cr$  tale da avere lo srotolamento ottimale della spola
5. Srotolamento non ottimale della spola che non garantisce la coppia resistente  $Cr$  necessaria alla tensione ottimale di lavorazione  $Tf_{lav}$
6. Tensione scorretta del filo durante la lavorazione
7. Risultato di lavorazione scadente come lacune accavallamenti dello schermo, caduta delle spire o rottura del fascio di fili (*Failure Mode*)

Il livello di dettaglio descritto dall'asse verticale si riferisce alla scala del problema, in riferimento alle risorse messe a disposizione dai diversi elementi del *system*, *supersystem* e *subsystem*.

La divisione tra i sottogruppi citati viene mantenuta analoga a quella effettuata nel capitolo precedente (tabella 6.2), dove al *system* corrispondono gli elementi del sistema di applicazione base, al *supersystem* i sistemi complementari a quello di applicazione ed al *subsystem* le superfici di interfaccia tra gli elementi del sistema in moto relativo.

Di seguito è riportato il *system operator* frutto delle discretizzazioni effettuate e degli obiettivi proposti. Alla prima porzione di matrice (in giallo), corrispondente al *Failure Mode* ed alle prime relazioni causali che interessano l'intero sistema di applicazione, segue una seconda sottomatrice (in blu) corrispondente alle implicazioni e concause definite dal sottosistema frenante base, descritto per le applicazioni interne all'azienda.

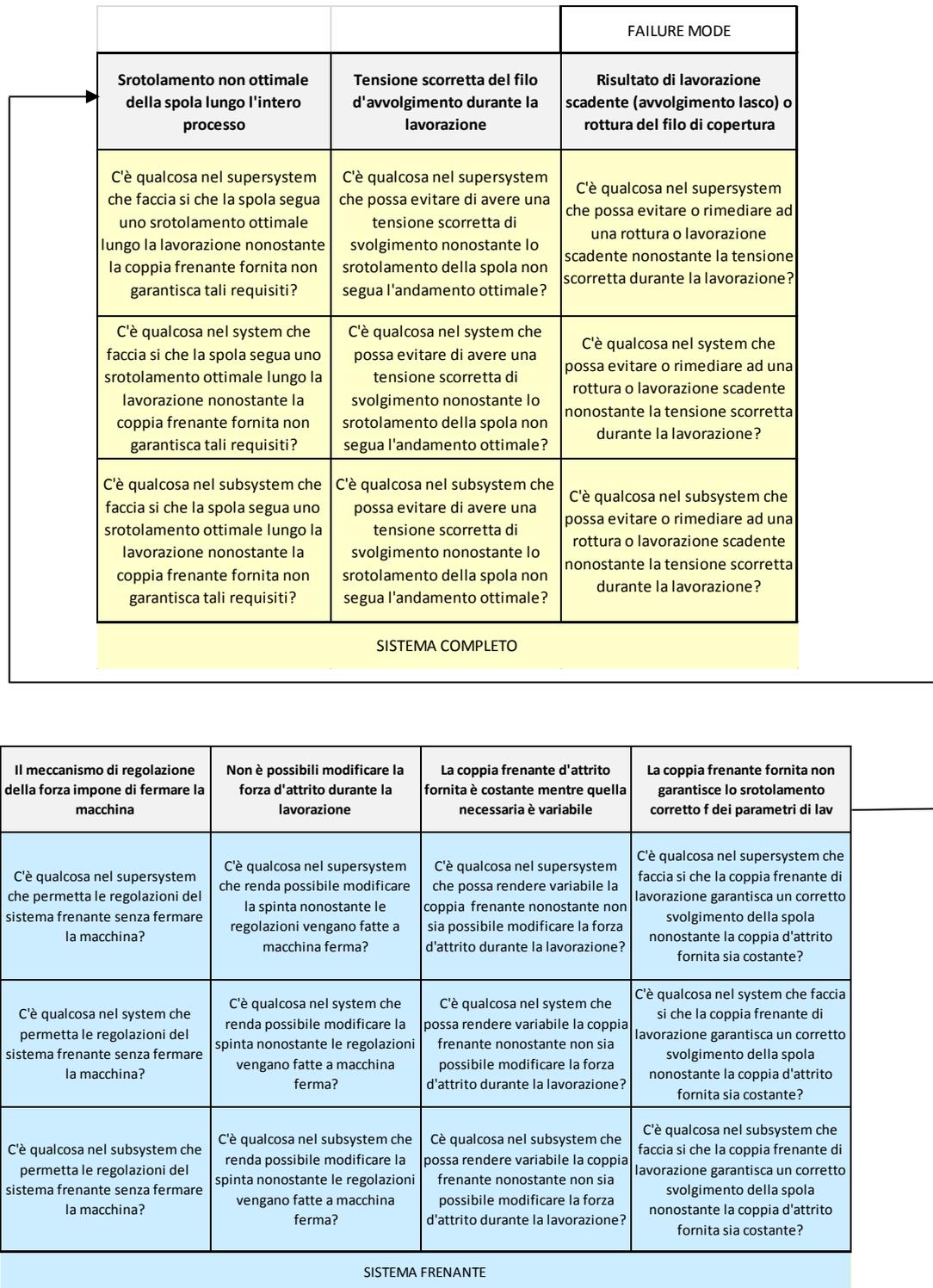


Figura 7.5 System Operator per la generazione di soluzioni ai problemi di tensionamento dei fili in applicazione.

In ogni settore identificato dagli incroci dei due assi viene definito un quesito guida, che si riferisca all'effetto problematico da risolvere, in relazione agli elementi su cui è possibile agire messi a disposizione dal system, supersystem e subsystem. Tramite l'utilizzo della matrice è stato effettuato un processo di ideazione primario che si limitasse alla definizione di possibili interventi senza entrare nel dettaglio della possibilità pratica e tecnica di poterle realizzare.

In questo modo il processo ideativo ha spaziato su una vasta varietà d'interventi e sull'ideazione di diversi concept grezzi.

L'individuazione d'interventi è stata supportata affiancando all'analisi una ricerca brevettuale che ha portato alla definizione di alcune soluzioni implementabili. Per alcuni di questi prototipi concettuali ritenuti più interessanti sono stati approfonditi gli aspetti pratici relativi ad una possibile configurazione costruttiva ed implementazione analizzando le caratteristiche ed i limiti dell'intervento ideato.

Verranno ora illustrate le varie idee di intervento in relazione alla situazione e scala del problema definita da ogni settore del system operator e la descrizione dei concept ritenuti più significativi, identificando il quesito corrispondente ed elencando le possibili soluzioni alla complicazione esposta.

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che possa rimediare ad una rottura del filo o ad una lavorazione scadente nonostante la tensione del filo scorretta durante la lavorazione?**

- Possibilità dell'operatore di effettuare riparazioni a fine lavorazione.
- Adozione di un materiale del cavo capace di deformarsi e sopperire alle variazioni di tensione.
- Adozione di un materiale schermante dei fili elastico capace di compensare le sovratensioni e sottotensioni.

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che possa evitare di avere una tensione scorretta del filo nonostante lo srotolamento della spola non segua l'andamento ottimale?**

- Possibilità di movimentare il cavo in lavorazione al fine di ridurre aumentare la tensione dei fili con un allontanamento ed avvicinamento dello stesso alle spole in svolgimento.
- Al rotore può essere aggiunto alla rotazione assiale un grado di libertà di rotazione rispetto l'asse di lavorazione, che gli permetta di basculare e mettere in tensione o allentare i fili in svolgimento.
- Posso implementare un sistema frenante sul filo a valle dello srotolamento della spola. Questa soluzione isola il tensionamento del filo dalla dinamica di svolgimento della spola ed è utilizzato nell'azienda

dalle macchine spolatrici, che servendosi di due superfici di tessuto affacciate fra loro permettono lo scorrimento del filo tra le stesse frenandolo per mezzo delle forze di attrito a valle dello srotolamento del materiale stesso dalle matasse su cui è avvolto.

Un'ulteriore applicazione è stata riscontrata nel brevetto numero US5022595, dove la combinazione di due rulli collegati meccanicamente su cui scorre il materiale in svolgimento, produce una tensione costante nello stesso.

- Le spole possono essere dotate di un cinematismo che le inclini rispetto l'asse di lavorazione o le permetta di traslare radialmente mettendo in tensione il fascio di fili. L'idea prende ispirazione dalla dinamica descritta nel brevetto numero CA1109778.

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che faccia sì che la spola segua uno srotolamento guidato ed ottimale nonostante il sistema frenante di cui è dotata non garantisca tali requisiti?**

- Possibilità di accoppiare meccanicamente lo srotolamento della spola all'avanzamento della lavorazione secondo i parametri di processo che definiscono la corretta legge di riduzione del raggio come anticipato nel paragrafo precedente. Un'applicazione simile è riscontrabile nel brevetto numero US3934395.
- Possibilità di movimentare tramite motorizzazione dedicata ogni singola spola accoppiando la rotazione della stessa elettronicamente agli altri parametri di lavorazione.  
Questa soluzione è stata suggerita dalle applicazioni di svolgimento dalle bobine di cavo in estrusione e dal brevetto numero US20100300624.

Entrambe le soluzioni sono state commentate e definiti i relativi limiti nel paragrafo relativo alle soluzioni parziali.

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che faccia sì che nonostante la coppia frenante Cfr del sistema di frenatura sia costante, la spola segua uno svolgimento controllato ed ottimale?**

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che possa rendere variabile la coppia frenante Cfr nonostante non sia possibile modificare la forza premente di attrito durante la lavorazione?**

- Possibilità di rendere variabile il braccio di applicazione della forza d'attrito rendendo variabile il raggio della pista solidale con la spola tramite un cinematismo meccanico, in funzione dei parametri di lavorazione.

- Variazione del raggio della pista per mezzo di dilatazione termica e l'impiego di un materiale sensibile alle variazioni di temperatura imposte secondo i parametri di processo prescelti.
- Applicazione della forza di attrito sulla superficie di materiale in svolgimento, che determina un raggio di applicazione  $R_s$  in riduzione e quindi una riduzione della coppia frenante in linea con le necessità dettate dalla dinamica dello svolgimento ottimale.  
Questa soluzione ritenuta interessante in un primo momento è stata scartata a priori dalla direzione in quanto lo struscio dell'elemento frenante comporterebbe sicuramente un danneggiamento del materiale d'apporto specialmente nel caso di utilizzo di rame stagnato, il cui tratto superficiale può essere rimosso con facilità.
- Utilizzo di un elemento premente che cambi il proprio coefficiente di attrito in funzione dei parametri di lavorazione.
- Utilizzo di un materiale lubrificante interposto tra le superfici d'attrito che vari le proprie caratteristiche di scorrimento in funzione del progredire della lavorazione.

**C'è qualcosa nel system/subsystem/supersystem che possa rendere possibile variare la spinta nonostante le regolazioni avvengano a macchina ferma?**

- Utilizzo di una molla di precarico sull'elemento frenante capace di modificare la rigidità in funzione di un parametro variabile in funzione dei parametri di processo (es campo magnetico o temperatura).
- Utilizzo di un elemento frenante capace di modificare l'avanzamento in funzione dei parametri di processo (es campo magnetico o temperatura).

**C'è qualcosa nel che permetta di regolare la forza premente senza fermare la macchina?**

- Sistema motorizzato che agisca sulle regolazioni senza l'intervento manuale dell'operatore grazie ad un controllo elettronico.
- Cinematismo che agisce sulle regolazioni della forza premente controllando la tensione del filo .

#### 7.4. Scelta di intervento e concept finale

Dopo un'analisi di tutte le soluzioni possibili si è definita come soluzione economicamente e tecnicamente più interessante quella che si serve del controllo sulla tensione del filo per la regolazione della forza d'attrito, responsabile della frenatura della spola. Questo può avvenire tramite un cinematismo che, preso come parametro di controllo la tensione del filo, interviene sull'avanzamento dell'elemento frenante variando l'intensità della forza normale di contatto tra le superfici struscianti.

La coppia frenante  $C_{fr}$  della spola è esprimibile come il prodotto della forza di attrito applicata dall'elemento frenante sulla pista circolare di diametro  $R_p$ , solidale con la spola in rotazione e dipende quindi dal coefficiente di attrito dinamico  $\mu d$  tra le due superfici e dalla forza normale di contatto tra le stesse.

$$C_{fr} = FN \cdot \mu d \cdot R_p \quad (7.6)$$

Dalle relazioni viste in precedenza possiamo trovare il legame che intercorre tra la tensione del filo  $Tf$  e la coppia frenante  $C_{fr}$  e la dipendenza in funzione dei parametri appena citati.

Ipotizzando di essere in condizioni di moto a regime e che le accelerazioni  $\dot{\omega}_s$ , individuate come effetto della diminuzione del raggio  $R_s(t)$ , siano trascurabili ( $C_{in} = 0$ ;  $Cr = C_{fr}$ ), la tensione del filo è definita dall'equazione:

$$Tf = C_{fr} / R_s(t) = FN \cdot \mu d \cdot R_p / (R_s(t)) \quad (7.7)$$

E' evidente dall'equazione come al variare del diametro di spola  $R_s(t)$  a causa della consumazione di materiale, possa essere mantenuta una tensione del filo  $Tf$  costante tramite la variazione della forza normale  $FN$ .

Il fuso della trecciatrice dispone di una struttura perfetta per l'implementazione di tale sistema, che sotto certi aspetti può essere inteso come un miglioramento del leveraggio descritto per la tensionatura del filo durante gli spostamenti radiali che si verificano in fase di trecciatura (Appendice 4.1), dove il bilanciere del fuso interveniva con un bloccaggio sbloccaggio della spola nelle situazioni di sottotensione e sovratensione.

### 7.4.1. Descrizione del concept

In riferimento alla figura 7.6 viene descritta la composizione ed il funzionamento del sistema frenante ideato.

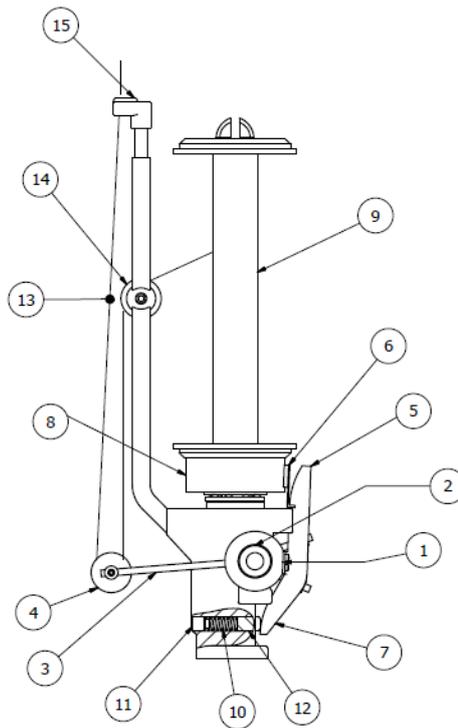


Figura 7.6 Fuso dotato del sistema frenante variabile ideato

Un elemento detto ballerino (1) è fissato e libero di ruotare attorno all'asse dalla boccia di supporto (2) incastrata nel corpo del fuso.

La struttura del ballerino si compone di un corpo centrale da cui si estendono un braccio principale (3) sulla cui estremità è applicata una puleggia guidafilo (4) libera di ruotare, un braccio secondario (5), disposto verticalmente alla cui estremità è reso solidale un elemento frenante (6) ad alto coefficiente di attrito dinamico ed un ulteriore prolungamento (7), necessario all'applicazione delle forze elastiche del sistema.

La geometria del ballerino fa sì che l'elemento frenante posto sul braccio verticale entri in contatto con la superficie della pista di strisciamento (8), vincolata a ruotare attorno all'albero principale del fuso e a cui è fissata la spola (9) di filo avvolto, vincolata a ruotare con essa.

Il ballerino è sottoposto ad una coppia generata dall'azione di una molla a compressione (10) inserita nell'alloggiamento cavo offerto dal corpo del fuso.

La molla vincolata e precaricata da una vite di regolazione (11) agisce su un pistoncino (12) che spinto a contatto con l'estensione del ballerino, genera su questo la coppia elastica del cinematismo.

Il filo di materiale d'apporto in svolgimento (13) passa per la puleggia passafilo (14) supportata dall'albero di supporto del fuso, prosegue avvolgendosi sulla puleggia applicata all'estremità del ballerino (4) e prosegue il percorso fino al punto di applicazione sul cavo in lavorazione, passando per la boccia guidafile (15) del fuso.

La tensione del filo in lavorazione modifica la posizione del ballerino mettendolo in rotazione e controbilanciando la coppia elastica fornita dalla molla opportunamente precaricata. Questa rotazione agisce direttamente sull'avanzamento dell'elemento frenante da cui dipende la forza di contatto  $FN$  sulla pista, solidale con la spola, variando la coppia frenante applicata  $C_{fr}$ .

La variazione della coppia frenante genera una variazione della tensione del filo  $T_f$  che tende a riportare il sistema nelle condizioni di tensione predefinita.

Più nel dettaglio, il giusto precarico della molla garantisce che durante lo sfilo del fascio di fili dalla spola questi si mantengano alla tensione di lavorazione  $T_{f_{lav}}$  voluta.

In caso di sovratensione il filo impone una rotazione al ballerino congruente con un aumento della forza elastica applicata al ballerino ed una riduzione della forza premente  $FN$ . Entrambe le reazioni descritte producono una riduzione della tensione del filo tendendo a riportare il sistema nella condizione di equilibrio per cui la tensione del filo corrisponde alla tensione ottimale definita dal precarico.

In caso di sottotensione rispetto alla tensione di lavorazione  $T_{f_{lav}}$ , il movimento imposto al sistema produce rotazioni corrispondenti ad un decremento della coppia elastica applicata ed un aumento della forza  $FN$  sulla pista solidale alla spola. Entrambi i fattori tendono a favorire l'aumento della tensione fino al raggiungimento del valore  $T_{f_{lav}}$ .

Questo sistema permette di gestire variazioni di tensioni generate da fenomeni imprevisti e di sopperire al problema della sovratensione sistematica che si genera durante il processo di lavorazione a causa della riduzione del diametro di svolgimento della spola  $R_s(t)$ .

La modulazione della coppia frenante implementata dal sistema permette la gestione della tensione del filo svincolandosi da tutti i parametri di processo, agendo direttamente a seguito di un controllo diretto sulla tensione stessa e fornendo l'incremento di coppia resistente  $C_r$  necessaria ad un corretto svolgimento, in aggiunta al contributo delle coppie inerziali generate dalla riduzione di  $R_s(t)$ .

I limiti del sistema ideato sono associati ad i limiti di variazione della coppia che possono essere raggiunti, ovvero al fatto che il sistema frenante è solo in grado di incrementare la coppia resistente di svolgimento e non di diminuirla: la coppia frenante può variare da un minimo di azione inesistente, ad un massimo coincidente con la massima forza premente  $FN$  applicabile sulla pista. In condizioni di accelerazioni elevate, la coppia inerziale generata dal momento di inerzia della spola potrebbe essere sufficiente a garantire la tensione di lavorazione  $T_{f_{lav}}$  con l'inattività del sistema di frenatura, tuttavia per accelerazioni eccessive il sistema frenante non è in grado di intervenire con una riduzione di  $Cr$ , e quindi non può correggere per difetto eventuali coppie inerziali eccessive. In quest'ultimo caso la corretta tensione del cavo deve essere mantenuta definendo transitori di accelerazione lenti che generino coppie d'inerzia legate alla massa della spola al più capaci di tensionare il filo con la tensione massima ammissibile.

L'approfondimento sulla modellazione cinematica e le equazioni descrittive della dinamica del sistema sono riportate in Appendice 5.2.

**osservazione:**

L'ipotesi di adottare una molla torsionale precaricata e resa solidale con il ballerino tramite un tappo di regolazione, in analogia al sistema proposto dal fuso della trecciatrice, è stata scartata per diverse problematiche: la necessità di creare il tappo di regolazione impone l'ideazione e costruzione di un componente aggiuntivo, inoltre, la molla torsionale deve essere alloggiata all'interno della boccola di supporto per ovvi motivi di ingombro il che impone un limite alle dimensioni dell'elemento elastico impiegato e del suo braccio di torsione.

Le coppie ottenibili con molle di queste dimensioni sono limitate rispetto quelle che si possono raggiungere tramite l'impiego di molle a compressione applicate su un braccio ulteriore solidale al ballerino.

La regolazione del precarico permessa dal tappo di regolazione non garantisce un'elevata sensibilità nelle operazioni di precarico della molla, incrementando e decrementando la coppia torcente di valori discreti, dato il meccanismo ad incastro mostrato in Appendice 4.1.

L'unico vantaggio significativo riconducibile all'utilizzo di una molla torsionale è identificabile nell'insensibilità alle forze inerziali centrifughe, da cui il cinematismo dotato di molla a compressione e pistoncino è invece afflitto. Tuttavia la possibilità di inclinare il fuso e la massa contenuta dei due componenti appena citati permette di ridurre e considerare trascurabile il contributo inerziale generato dalle forze centrifughe del rotore in rotazione.

## 7.5. Modello definitivo e soluzioni costruttive

L'impiego della soluzione ideata impone la progettazione e ideazione dei diversi componenti che intervengono nel cinematismo, cercando il più possibile di sfruttare e riutilizzare gli elementi e la geometria offerta dal fuso e tenendo in considerazione aspetti economici e di praticità costruttiva.

### 7.5.1. Ballerino

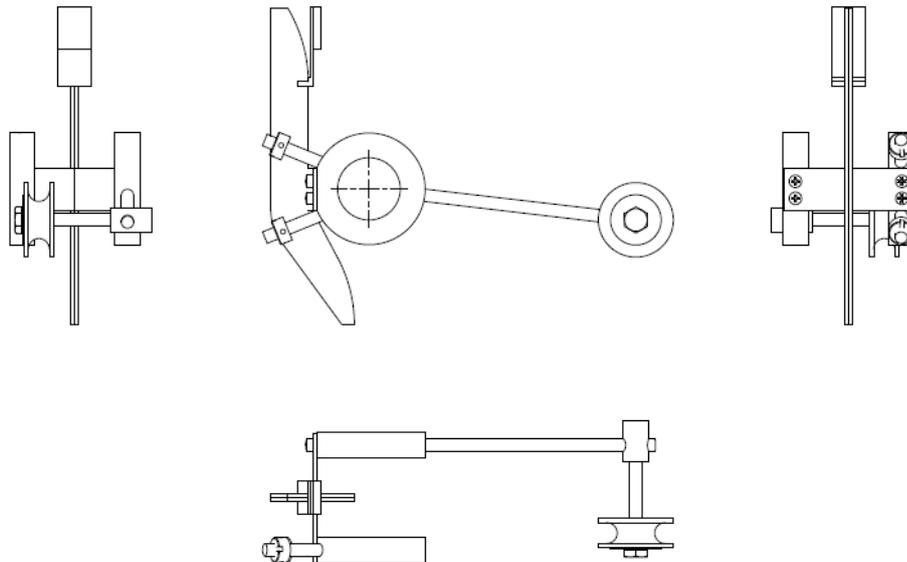


Figura 7.7 Ballerino del sistema frenante ideato. Elemento principale dell'intero cinematismo di frenatura alloggiabile sul fuso.

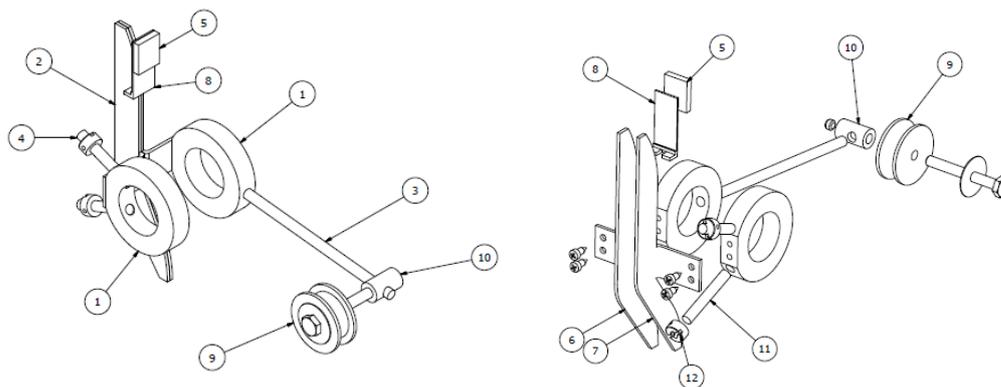
Il ballerino è il componente centrale dell'intero cinematismo e le sue caratteristiche geometriche e strutturali devono garantire il corretto funzionamento in relazione alla modellazione effettuata.

Il sistema pensato deve essere in grado di regolare la tensione del filo in tutte le condizioni operative della macchina, a cui come visto nel capitolo precedente sono associabili diverse sollecitazioni inerziali legata alle masse dei componenti di macchina. Le forze inerziali centrifughe dovute alla rivoluzione dei fusi attorno all'asse di lavorazione generano sollecitazioni sul ballerino che possono intervenire sulla rotazione libera del cinematismo, alterandone il funzionamento.

La geometria del componente deve perciò garantire la funzionalità del meccanismo in relazione alla modellazione cinematica esposta sopra, facendo sì che le forze inerziali associate alle forze centrifughe non intervengano nell'equazione di equilibrio alla rotazione alla base del sistema. Per ottenere questa insensibilità alle forze inerziali è necessario che il centro di massa del ballerino e degli elementi ad esso solidali si trovi sull'asse di rotazione; questo si

traduce in un bilanciamento degli elementi basculanti, possibile con la corretta definizione delle geometrie di base ed interventi di correzione aggiuntivi.

Per l'implementazione del cinematismo è stata abbandonata la possibilità di adattare il ballerino in plastica già presente sul fuso tramite l'applicazione su questo degli elementi aggiuntivi necessari al meccanismo, come braccio verticale ed elemento frenante, poiché la geometria del componente necessiterebbe di diversi moduli di correzione per ottenere le caratteristiche sopra esposte di bilanciamento e la struttura non garantisce il solido collegamento a causa della bassa resistenza strutturale del materiale di cui è composto. E' stato necessario dunque progettare la struttura del ballerino perché possa essere realizzato e facilmente impiegato in relazione alla geometria del fuso, per questo è stato ideato come composizione di diversi elementi assemblabili e di facile costruzione in riferimento alla figura 7.8.



**Figura 7.8 Elementi compositivi del ballerino**

Il ballerino si compone di un corpo centrale che deve poter essere calettato sulla boccola di supporto libero di ruotare, a cui sono collegati il braccio principale ed il braccio di supporto. Il corpo centrale consta di due anelli in alluminio (1) della larghezza opportuna per poter essere montati sulla struttura del fuso, evitando interferenze con la struttura durante la rotazione.

I due elementi presentano un lato sfacciato atto a garantire il collegamento tramite viti del bilanciere (2) e fori passanti filettati per il collegamento dell'albero principale (3) e degli elementi di bilanciamento (4).

I cilindri cavi del corpo sono realizzabili per asportazione di truciolo da un cilindro pieno. Il corpo rappresenta la parte più voluminosa del ballerino, perciò, in ottica di contenimento delle masse, è stato scelto come materiale di costruzione una lega di alluminio.

La geometria descritta è rappresentata in figura 7.9.

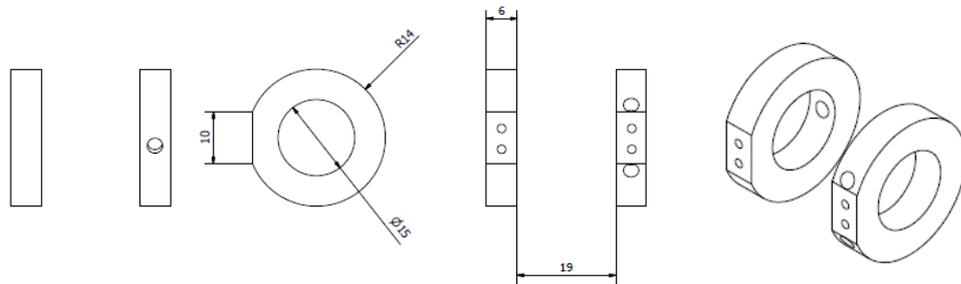


Figura 7.9 Corpo in alluminio del ballerino

Al corpo è reso solidale tramite viti un bilanciere (2) che svolge le funzioni del sopracitato braccio secondario (su cui viene applicato l'elemento frenante(5)) e prolungamento atto all'applicazione della forza elastica.

Il bilanciere è dato dall'unione di due componenti speculari (6-7), facilmente realizzabili per tranciatura da una lastra d'acciaio e successiva piegatura. La geometria dei due componenti presenta tratti arrotondati all'estremità inferiore per poter garantire uno strusciamo continuo ed ottimale del pistoncino premente (12)(figura 7.6) durante la rotazione del ballerino.

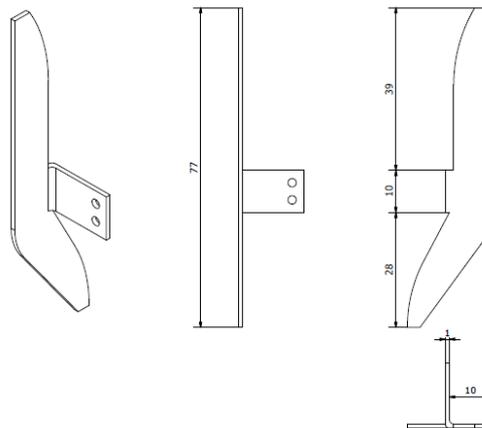


Figura 7.10 Componenti tranciati costituenti il leveraggio del ballerino tramite montaggio sul corpo dello stesso

La forma a volvente di cerchio descritta dal profilo della parte superiore è, invece, necessario al corretto contatto tra elemento elastico aggiuntivo (8) interposto tra bilanciere ed elemento frenante.

L'elemento frenante consta di un materiale sinterizzato ad alto coefficiente di attrito, facilmente reperibile in pastiglie rettangolari ed adattabile tramite taglio alle varie esigenze. Questo è incollato su un elemento di supporto, non preso in

considerazione dalla modellazione base, che consta in un elemento elastico ulteriore, garante del contatto continuo tra pastiglia frenante e pista di strisciamento, anche per lavorazioni a tensioni di lavoro decisamente contenute.

In alcune lavorazioni, infatti, la rigidità della molla di compressione utilizzata potrebbe non essere sufficiente a gestire la sensibilità necessaria alla modulazione di tensioni  $T_{f_{lav}}$  molto contenute, in questo caso la molla di contatto di rigidità più bassa aiuta in una regolazione fine ulteriore della forza d'attrito, anche nelle situazioni descritte. Questa molla di contatto (8) consta in una lamina rettangolare di acciaio armonico sulla quale il profilo arrotondato del leveraggio (2) agisce andando a contatto nelle condizioni di frenatura maggiori, e lasciando un grado di libertà ulteriore in caso di tensioni di lavoro contenute.

L'elemento frenante è reso solidale tramite saldatura al bilanciante ad un'altezza necessaria al contatto dell'elemento frenante con la pista di strisciamento.

Il braccio principale è costituito da un albero d'acciaio (3), filettato per poter essere collegato alle sedi ricavate nel corpo.

A questo è collegata la puleggia passafilo (9) tramite un cilindro di supporto (10) che può spostarsi assialmente sull'albero al fine di descrivere una lunghezza di braccio  $Bo$  opportuna in termini di bilanciamento del ballerino e di traiettorie ottimali del filo. Il cilindro di regolazione viene fissato tramite una vite di pressione. L'alberino ed il relativo cilindro sono elementi facilmente reperibili nell'officina dell'azienda, mentre la puleggia passafilo è prelevabile dal ballerino del fuso in conversione.

L'ultimo elemento del ballerino è costituito dagli organi di bilanciamento atti a generare correzioni della posizione del baricentro del sistema basculante (baricentro già in prossimità del centro di rotazione grazie alla scelta sulla geometria e materiali impiegati), permettendo di generare un bilanciamento ottimale e dedicato per ogni sistema. Gli organi di bilanciamento (4) constano di due barre filettate (11) avvitate agli elementi del corpo in modo che i loro assi sottendano un angolo di  $90^\circ$ .

Contrappesi (12), avvitati sulle barre filettate, agiscono su bracci diversi in funzione della posizione in cui sono fissati, apportando un contributo in massa necessario allo spostamento del baricentro del sistema. La configurazione a "v" di  $90^\circ$  delle barre filettate facilita le regolazioni sulla posizione del baricentro in direzione orizzontale.

### 7.5.2. Pista struciante

La pista è l'elemento su cui viene applicata la forza di attrito dell'elemento frenante consumabile, deve perciò essere adatta garantire in superficie un sufficiente coefficiente di attrito, unitamente a presentare bassi tassi di usura. Per compatibilità con il ferodo dell'elemento frenante, è stato scelto come materiale un acciaio bassolegato che presenta le caratteristiche richieste oltre che una facile reperibilità ed economicità.

La pista deve essere solidale alla spola in rotazione in quanto la coppia frenante generata dallo struscio deve opporsi al moto di svolgimento del filo. Dal sistema del fuso utilizzato in trecciatura disponiamo di una girante plastica perfettamente adattata alla geometria della spola come anticipato nel Capitolo 6.

La necessità di determinate caratteristiche di attrito ed usura della pista sono circoscritte alla superficie esterna della stessa; questo permette di sfruttare la girante plastica del fuso perfettamente adattata alla geometria della spola, applicando sulla sua superficie esterna uno strato metallico. In questo modo viene sfruttata la geometria originaria della girante stessa per il saldo vincolamento alla spola ed evitare così una lavorazione difficoltosa relativa all'ottenimento di un ulteriore componente di geometria complicata.

La modifica della girante consta nell'incastro sulla superficie esterna della stessa di una sezione di tubo in acciaio dello spessore di 2 millimetri.

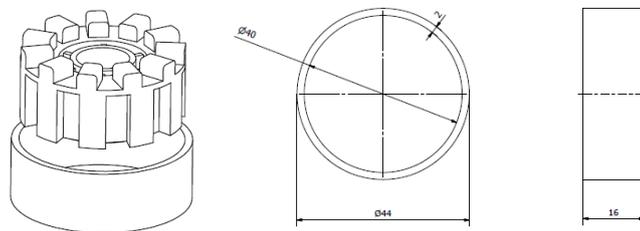


Figura 7.11 Pista di struscio adattabile sulla girante del fuso

### 7.5.3. Sistema completo

Il sistema completo consta di tutti gli elementi del fuso utilizzati in trecciatura, a meno del sistema di tensionamento del filo originario, descritto in Appendice 4, a sostituzione del quale viene installato il sistema frenante ideato, composto dal ballerino e dalla girante fermaspola modificata. Per la configurazione ottimale è stata definita, nella condizione di primo contatto tra ferodo e pista, un'inclinazione del braccio principale del ballerino tale da garantire la stessa escursione in entrambe le direzioni di rotazione. Il sistema definitivo ideato e scelto per le fasi di progettazione successive è mostrato in figura 7.12.

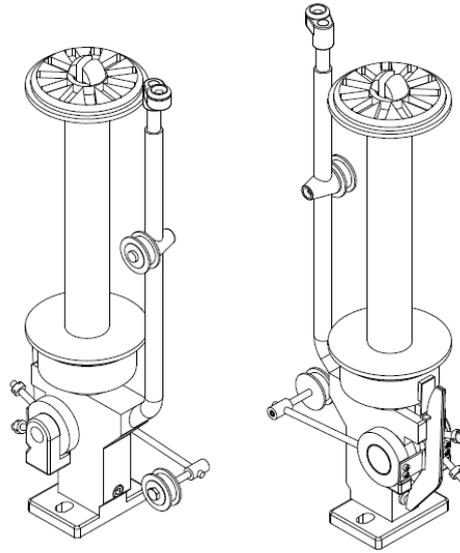


Figura 7.12 Viste del fuso e del sistema frenante ideato

## Sommario

Prendendo a riferimento la funzione utile ma non sufficiente di frenatura della spola relativa al sistema descritto nel capitolo precedente, è stata commentata l'importanza di una corretta tensione di svolgimento dei fili durante la lavorazione ed i metodi di definizione della stessa, elencando ed analizzando tutte le complicazioni e problematiche che derivano da una variazione della tensione dal valore ottimale. In ottica di risoluzione dei problemi legati alla variazione di tensione sono state individuate le cause e gli effetti riconducibili ad un valore di tensione scorretto, commentando alcune soluzioni di contenimento degli effetti dannosi derivanti. Individuando gli effetti dannosi generati da una tensione di lavorazione non ottimale, è stato possibile tramite lo strumento concettuale del system operator, identificare tutti i possibili interventi in relazione ai fenomeni che a cascata producono l'effetto finale di tensione indesiderata. Questo lavoro ha prodotto un elenco di possibili soluzioni la cui scala di intervento si riferisce prima al sistema di applicazione del filo ed in secondo luogo ad un eventuale sistema frenante, di cui le macchine spiralatrici odierne sono tipicamente dotate. Tra le soluzioni esposte è stata individuata come più consona alle esigenze del progetto per motivi economici, pratici e per le possibilità offerte dalla struttura del fuso a nostra disposizione, quella che consta nell'implementazione di un sistema di frenatura variabile, che sfrutti la tensione stessa del filo come parametro di controllo sull'intensità dell'azione frenante. Della soluzione prescelta è stata effettuata una modellazione a cui è seguita la definizione della geometria, dei meccanismi definitivi, della configurazione di assemblaggio ed il dimensionamento dei componenti.

# **8. SOTTOSISTEMI MINORI E CONSIDERAZIONI SUGLI ANGOLI DI LAVORAZIONE**

## **Introduzione**

In questo breve capitolo vengono presentati i sottosistemi relativi al sistema di applicazione individuati dall'analisi funzionale precedente non soggetti a particolari migliorie ed accorgimenti progettuali. Vengono analizzate le funzioni e la geometria del sistema guidacavo approfondendo separatamente le due sottocomponenti principali, descrivendone la modalità di collegamento al telaio e la configurazione complessiva finale unitamente al sistema di allarme.

La descrizione del sistema guidacavo permette di individuare una funzione di primaria importanza per la dinamica della lavorazione, per la quale sono stati individuati parametri importanti in funzione della geometria e posizionamento degli elementi guidacavo.

### **8.1. Sistema allarme rottura filo**

Il sistema di allarme per rottura del filo permette di individuare eventuali discontinuità nei fasci di filo in applicazione ed interrompere la lavorazione, al fine di apportare un intervento di correzione necessario a garantire la continuità dello schermo definitivo.

Il sistema consta di una struttura metallica la cui geometria descrive una circonferenza cava atta ad ospitare il passaggio del cavo e del fascio di fili in applicazione, disposti circonferenzialmente attorno ad esso.

Al manifestarsi di un'eventuale rottura il capo di filo respinto radialmente dalle forze centrifughe viene intercettato dalla struttura metallica, generando la chiusura di un circuito elettrico ed il taglio dell'alimentazione elettrica ai motori della macchina. La modalità di applicazione dei fili impone che la rottura si manifesti, ad eccezione di eventi straordinari, in prossimità della guida del cavo superiore. La struttura metallica viene perciò applicata tramite un collegamento bullonato alla struttura guidacavo nella parte superiore, interponendo tra i due elementi un distanziale, opportunamente scelto in base l'inclinazione dei fili in applicazione ed alle dimensioni dell'elemento metallico circolare scelto.

La struttura appena descritta è mostrata in figura 8.3.

Il sistema è ritenuto dal reparto produttivo molto affidabile, non sono state perciò apportati ulteriori interventi di modifica o miglioramento.

## 8.2. Sistema guidacavo

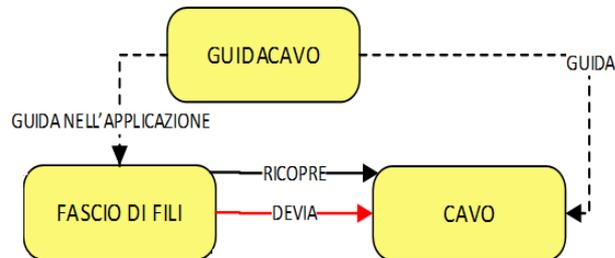


Figura 8.1 Componenti e relazioni funzionali relativi al sistema guida cavo

Il sottosistema guidacavo relativo al sistema di applicazione in analisi consta di elementi direzionali che definiscono il percorso del cavo in schermatura secondo l'asse di lavorazione della testa a spirale.

La funzione di guida del cavo è legata ai requisiti di qualità dello schermo: un eventuale disassamento del cavo stesso rispetto l'asse di rotazione del rotore comporterebbe situazioni di sovratensione e sottotensione periodica ai fili in svolgimento dalle spole che ruotano attorno al corpo da schermare. Queste variazioni di tensione, dovute alla diversa distanza tra punto di applicazione dello schermo e punto di svolgimento dalla spola nei reversi punti circolari della traiettoria descritta in rotazione, può causare, soprattutto per alte velocità di rotazione, vibrazioni sul sistema di frenatura variabile progettato o nel caso di sistema di frenatura costante, vibrazioni importanti sui fili in svolgimento.

Dal punto di vista opposto, il sistema deve anche essere in grado di ridurre al minimo l'effetto deviante che proprio i fili a tensione disomogenea provocano sul cavo, generando il disassamento dello stesso e le relative complicazioni.

Il sottosistema offre, inoltre, nella parte superiore una funzione di spallamento e guida ai fili d'apporto, necessaria alla giusta applicazione degli stessi ed al contenimento degli spazi relativi al processo di applicazione dello schermo.

Il sottosistema guidacavo è la composizione di due elementi principali: il sistema guidacavo superiore ed il sistema guidacavo inferiore, che svolgono la propria funzione a seguito di un corretto vincolamento relativo ed a cui sono rispettivamente associate le diverse funzioni tra quelle descritte. Il corretto vincolamento consta in un perfetto centraggio di entrambi i sottosistemi rispetto l'alloggiamento del rotore, descrivendo una traiettoria rettilinea tra la parte

inferiore e quella superiore coincidente con l'asse di lavorazione, ovvero di rotazione del rotore. Il sistema complessivo è rappresentato in figura 8.2.

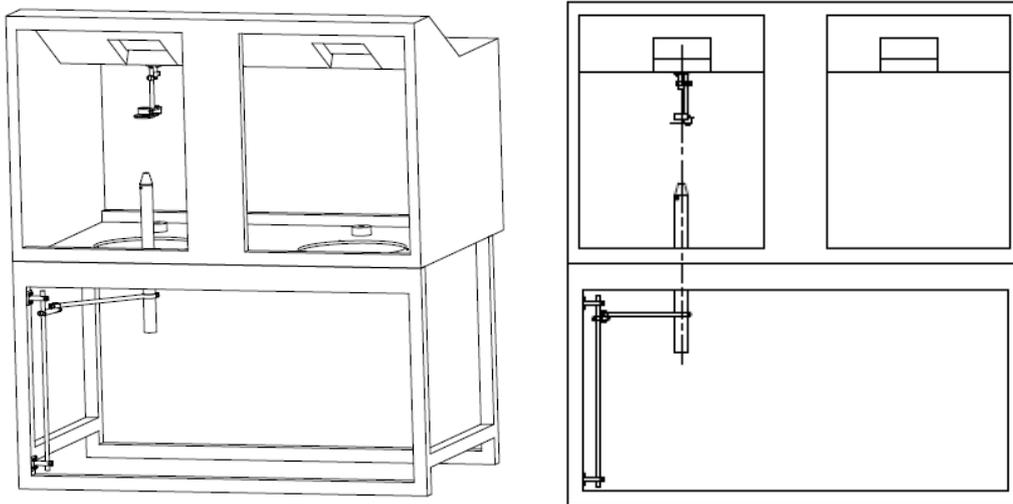


Figura 8.2 Sistema guidacavo complessivo installato sul telaio della macchina

### 8.2.1. Sistema guidacavo superiore

Il sistema guidacavo superiore è quello che garantisce per mezzo di una boccola di supporto, la duplice funzione di vincolamento assiale del cavo in avanzamento a valle della testa di lavorazione e guida ed appoggio ad i fili in svolgimento, per l'ottenimento di una corretta schermatura.

La struttura si compone di un supporto metallico atto ad ospitare una boccola cilindrica cava alloggiata nello stesso per mezzo di una vite di pressione.

Tale supporto è libero di scorrere assialmente ed essere vincolato ad un braccio portante grazie alla geometria presentata in figura 8.3, permettendo il posizionamento della boccola a quote differenti.

Il braccio è fissato ad un albero flangiato, imbullonato alla parte superiore del telaio e può essere orientato in modo da fare coincidere l'asse della boccola con l'asse di lavorazione della linea.

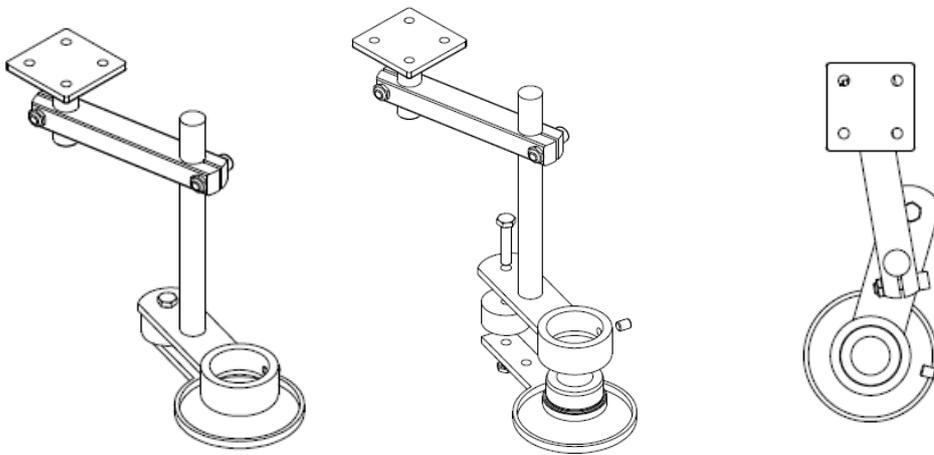


Figura 8.3 Sistema guidacavo superiore e sistema di allarme rottura filo

La boccola metallica, delle dimensioni opportunamente scelte a seconda delle dimensioni del cavo da schermare e del filo di copertura, accoglie il corpo del cavo e fornisce uno spallamento ai fili disposti in maniera circonferenziale intorno ad esso, garantendo il contatto e l'applicazione del filo a valle della boccola stessa. La funzione della boccola appena descritta è strettamente legata ad un ulteriore parametro di lavorazione detto punto di attacco **a**, ovvero il punto in cui i fili in svolgimento arrivano a contatto con la superficie del cavo generando l'applicazione vera e propria.

La corretta definizione dei vincoli associati a questo parametro permette di definire le dimensioni ed il posizionamento opportuni del sistema guidacavo ed introduce ulteriori parametri di controllo sulla qualità e funzionalità della lavorazione, utili alle successive fasi di dimensionamento e configurazione del rotore.

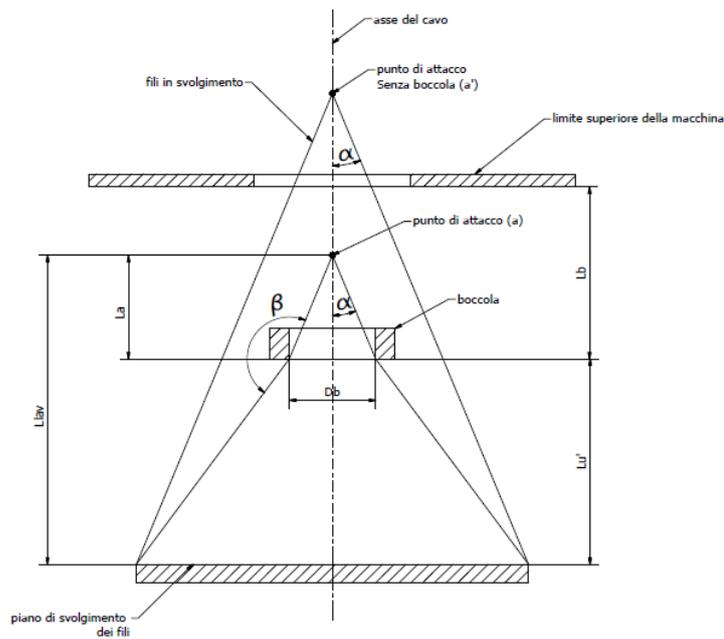
Allo scopo di identificare i parametri citati ed arrivare ad un corretto dimensionamento del sistema guidacavo è stato necessario approfondire le relazioni geometriche che intercorrono tra i fili, il cavo e la boccola scelta per il sistema e definire i vincoli associati al posizionamento del punto di attacco **a**.

In relazione al punto di attacco **a** è individuabile un requisito indispensabile ai fini della buona riuscita della lavorazione: la struttura dello schermo deve essere stabile e definita prima che questo venga a contatto con il tamburo di estrazione responsabile tramite l'avvolgimento del cavo dell'avanzamento della lavorazione. Un avvolgimento del cavo non ancora completamente ricoperto da parte del tamburo provocherebbe l'interruzione dell'applicazione, il danneggiamento dei fili ed una lavorazione scadente.

Questa considerazione porta alla necessità di garantire che il punto di attacco **a** sia posizionato prima del punto di intervento del tamburo estrattore.

Un ulteriore fattore determinante la qualità della lavorazione consta nel controllo continuo che l'operatore effettua sulla qualità dell'applicazione quando il cavo schermato fuoriesce dall'apertura superiore del telaio; è necessario perciò che la geometria sia stabilizzata nel tratto definito dal punto di uscita dalla cassa e punto di intervento del tamburo estrattore.

Per entrambe le considerazioni esposte è definito il vincolo che definisce, per una corretta dinamica di lavorazione, che il punto di attacco ricada all'interno del telaio.



**Figura 8.4** Rappresentazione dei fili in applicazione e del punto di attacco **a** in relazione alla funzione della boccola guidafile

La deviazione imposta dalla boccola permette di ridurre lo spazio necessario al contenimento del punto di attacco **a** all'interno della cassa come mostrato in figura 8.4. L'entità di questa riduzione è funzione del posizionamento  $L_b$  della boccola e dal diametro della boccola  $D_b$ , che deve essere inoltre compatibile con le dimensioni del cavo e dei fili in applicazione. La deviazione imposta dalla boccola tuttavia genera un angolo  $\beta$  nel percorso del filo, a cui è associato un fenomeno di attrito potenzialmente dannoso per il risultato della lavorazione. Per approfondire le dinamiche esposte e le relazioni che intercorrono tra i diversi parametri si rimanda in Appendice 6, dove sono riportate le equazioni relative al dimensionamento della boccola e posizionamento della stessa in funzione dei parametri di lavorazione.

I passaggi progettuali delle fasi successive impongono di definire alcune grandezze limite, in particolare l'esperienza ed i dati acquisiti dal reparto produttivo hanno permesso di individuare un angolo di frizione minimo  $\beta_{\min}$  al di sotto del quale l'entità della deviazione produce effetti critici sulle superfici in strisciamento relativo, con conseguente non conformità dello schermo finale.

Il limite definito si riferisce ad un angolo  $\beta_{\min}$  di  $135^\circ$ .

Non conoscendo ancora la geometria del rotore è stata individuata un'altezza minima  $L_{b \min}$  che garantisca il vincolo di punto di attacco interno al telaio, pur sottraendo il minor spazio possibile alla luce utile all'interno della cassa. Tale condizione limite è definita dalle schermature di cavi del diametro  $D_c$  di 0.7 mm, il cui modello di lavorazione definisce la condizione più critica a causa del ridotto angolo di spiratura  $\alpha$  come approfondito in Appendice 4.2.

Il valore trovato definisce un'altezza minima di applicazione delle boccole di supporto  $L_{b \min}$  di 36 mm.

### 8.2.2. Sistema guidacavo inferiore

Il sistema guidacavo inferiore è l'insieme di componenti atti a garantire il corretto direzionamento del cavo in entrata nella testa a spiralaro, garantendo una stabilità assiale sufficiente ed una perfetta concentricità tra il corpo in avanzamento e la traiettoria descritta dalle spole in rotazione.

Il sistema sfrutta una geometria convergente per accogliere il cavo nella parte inferiore ed invogliarlo nell'apertura superiore, le cui dimensioni sono strettamente legate al diametro del cavo di passaggio. La funzione di guida appena descritta è garantita da un tubo metallico sulla cui estremità è fissato per mezzo di una vite di pressione un inserto conico rimuovibile ed adattabile alle diverse dimensioni dei cavi in lavorazione.

Le dimensioni del tubo sono state determinate considerando il diametro massimo tra quello relativi ai cavi processabili nella macchina (20 mm) ed applicando un rapporto di riduzione tra diametro interno del tubo e diametro finale dell'invoglio offerto dal cono pari a 0.5. Queste relazioni dimensionali sono state definite dall'osservazione delle applicazioni già presenti nel reparto e sotto indicazione degli operatori stessi. Tale dimensionamento produce, inoltre, la possibilità di processare cavi di diametro superiore al massimo prefissato con l'adozione di rapporti di riduzione inferiori.

La dimensione del cono è vincolata al diametro interno del tubo nel quale viene inserito ed al diametro del cavo da accogliere, è perciò necessario dotarsi di coni di diverse misure che garantiscano il corretto orientamento di tutti i cavi potenzialmente lavorabili.

Le dimensioni del tubo e del cono, relative alla lavorazione di un cavo di diametro  $D_c$  di 20 mm, sono riportati in figura 8.5.

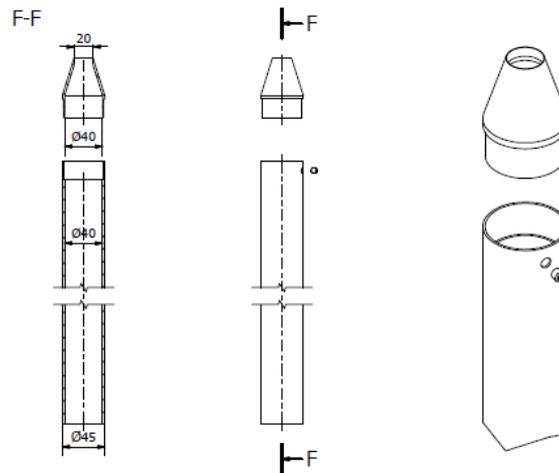


Figura 8.5 Tubo ed invoglio conico del sistema guidacavo inferiore

Il tubo dotato dell'opportuno cono deve essere vincolato alla macchina in modo che l'asse dei componenti coincida con quello di lavorazione e conseguentemente con l'asse descritto dal sistema guidacavo superiore.

Il corretto posizionamento dell'elemento di guida è garantito da un sistema a doppio braccio analogo a quello descritto per il sistema guidacavo superiore, grazie al quale è possibile regolare la posizione del tubo per l'ottenimento di un centraggio ottimale.

Il cinematismo a doppio braccio è ad una barra metallica vincolata alle gambe del telaio, con la possibilità di essere fissato a diverse altezze tramite il serraggio di un bullone, come mostrato in figura 8.6.

Tale configurazione permette di andare ad esigenze di lavorazione legate alla comodità delle operazioni e stabilità della lavorazione.

L'abbassamento del sistema durante le fasi di preparazione facilita operazioni d'infilaggio e di attrezzaggio del rotore, innalzamenti del sistema a macchina in moto, invece riduce il tratto di cavo non guidato aumentando la stabilità del processo e riducendo l'entità degli eventuali deviazioni radiali del cavo prodotte dalla tensione disomogenea delle tensioni del filo d'apporto.

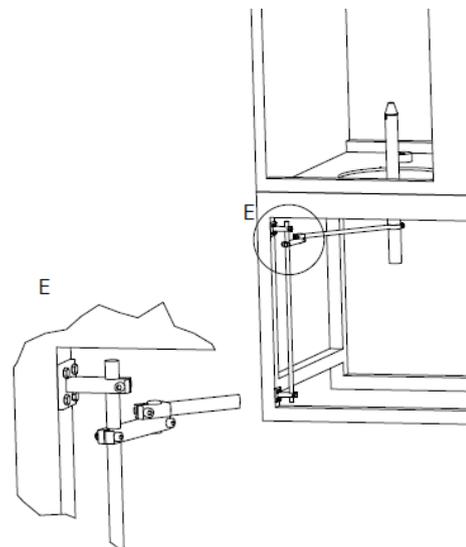


Figura 8.6 Sistema di aggancio regolabile del sistema guidacavo inferiore al telaio

## Sommario

E' stata descritta la struttura del sistema di allarme adottato del quale non sono state apportate modifiche sensibili rispetto ai sistemi ad oggi utilizzati in azienda. E' seguita la descrizione dettagliata delle diverse funzioni che il sistema guidacavo deve garantire, servendosi delle conoscenze sulle diverse complicazioni individuate nei capitoli precedenti. Sono state identificate nel sottosistema superiore e sottosistema inferiore le principali sottocomponenti del sistema guidacavo a cui è seguita una descrizione approfondita di entrambi. Dall'analisi e descrizione del sistema guidacavo superiore è emerso il rilevante contributo della boccola guidacavo nelle fasi di applicazione del filo, portando la necessità di identificare e commentare alcune relazioni geometriche e parametri di processo utili alle fasi di progettazione.

Le relazioni geometriche analizzate hanno portato alla definizione di un importante parametro di processo relativo alle massime deviazioni imponibili al filo in applicazione ed alla definizione di alcuni vincoli in merito al posizionamento del punto di attacco dei fili d'apporto sul cavo in schermatura. Dai vincoli definiti è stato possibile definire alcune grandezze limite in relazione ai parametri di lavorazione individuati per i cavi potenzialmente processabili nella macchina, identificando alcune restrizioni dalle quali le successive fasi di progettazione saranno condizionate. Il capitolo si conclude con la descrizione del sottosistema inferiore descrivendone il dimensionamento ed il relativo sistema di posizionamento regolabile.

# **9. PROGETTAZIONE DEL ROTORE E DELL'ELEMENTO DI SUPPORTO**

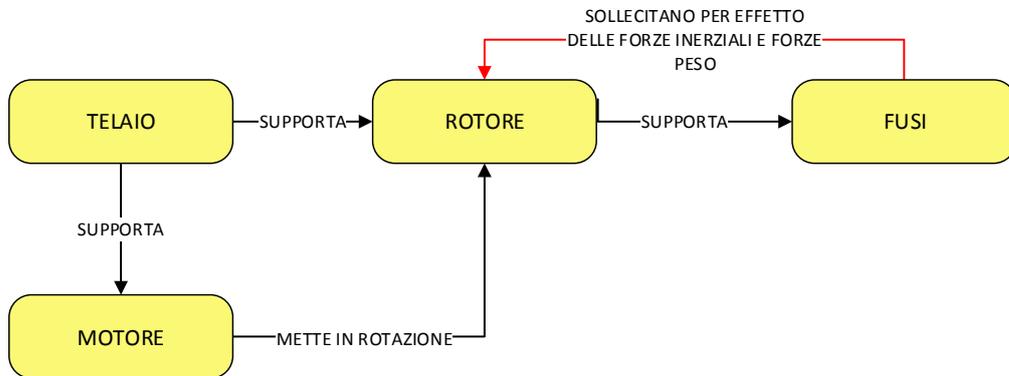
## **Introduzione**

In questo capitolo vengono analizzate nel dettaglio le relazioni che intercorrono tra i principali componenti di macchina ed i vincoli generati dalla loro combinazione, con l'individuazione di sottocomponenti aggiuntivi rispetto alla modellazione effettuata nei precedenti capitoli, al fine di pervenire ad un corretto dimensionamento degli elementi che compongono il rotore e dell'elemento di supporto dello stesso. A seguito delle considerazioni generali, importante strumento alla corretta definizione delle geometrie e della configurazione dell'assemblaggio finale anche per il capitolo successivo, segue la fase di progettazione e dimensionamento dei componenti principali che compongono il rotore della testa a spirale ed il relativo supporto di collegamento al telaio.

### **9.1. Componenti principali: relazioni e vincoli di progettazione**

Con lo scopo di definire e dimensionare i componenti di macchina principali, autori del vero e proprio cinematismo di rotazione della macchina, vengono ora presi in considerazione gli elementi del sottosistema descritti dal diagramma di figura 9.1 ed analizzate le relazioni funzionali che intercorrono tra ognuno di questi identificando con un maggior livello di dettaglio alcuni sottocomponenti tralasciati dall'analisi funzionale vista in precedenza (Capitolo 6).

Tutti questi elementi quali rotore motore fusi e telaio ed i sottocomponenti che li legano presentano relazioni e vincoli fortemente intrecciati fra loro, è quindi necessario al fine di arrivare alla corretta progettazione e dimensionamento di ogni componente tenere in considerazione le implicazioni che derivano dalla configurazione e scelte progettuali degli altri; questo porta alla necessità di procedere con la generazione di ipotesi sulla configurazione e sulle caratteristiche di alcuni elementi per poter effettuare il dimensionamento di altri, ipotesi che verranno poi verificate al termine di ogni passaggio progettuale.



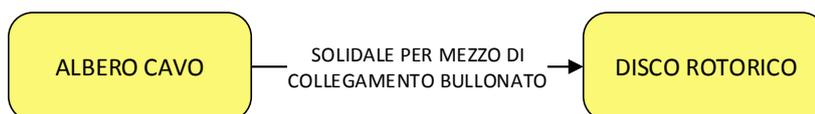
**Figura 9.1** Componenti del sistema di applicazione relativi al rotore a componenti annessi. Sono rappresentate le relazioni funzionali che intercorrono tra i vari elementi

Mantenendo il livello di dettaglio relativo al diagramma è bene effettuare alcune considerazioni sul sistema, mettendo in luce ed approfondendo alcuni vincoli di progetto già esplicitati nel Capitolo 6 e definendo la configurazione di base dei vari elementi. Vengono ora presi in esame uno ad uno i diversi elementi del sottosistema e definita la loro struttura di base frutto delle prime fasi di progettazione, nonché i vincoli ed i criteri a cui dovranno essere sottoposte le relative fasi di progettazione.

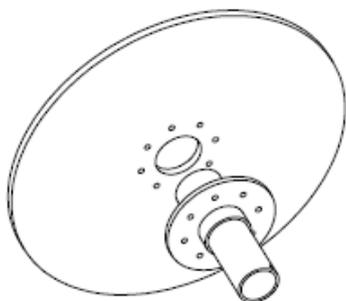
### Rotore

Il rotore è l'elemento della macchina messo in rotazione, il quale trascinando i fusi ad esso solidali produce l'applicazione elicoidale del filo sul cavo in lavorazione, che passa ed avanza lungo l'asse di rotazione. La geometria deve perciò presentare una cavità lungo l'asse di rotazione per permettere il passaggio dell'elemento da schermare.

La prima decisione progettuale consiste nell'ideare il rotore come composizione di due elementi: un albero cavo a cui è collegata la trasmissione ed il motore per il trasferimento della coppia motrice, ed un disco rotorico a cui viene trasferito il moto rotazionale tramite un collegamento che lo renda solidale con l'albero cavo.



**Figura 9.2** Schema dei sottocomponenti rotorici



**Figura 9.3 Rotore composto da i due sottocomponenti albero e disco rotorico**

Questa decisione deriva da diverse considerazioni di carattere pratico e tecnico: una geometria così costituita facilita l'installazione e la manutenzione permettendo di separare un componente esteso in larghezza come il disco rotorico da un componente che si estende principalmente in lunghezza come l'albero motore, riducendo così le difficoltà di estrazione e movimentazione dei componenti dalla macchina. Il disco rotorico presenta un diametro considerevole in confronto all'albero e rappresenta una buona percentuale della massa messa in rotazione, inoltre, le sollecitazioni che

interessano le due parti sono di natura ed entità differente (l'albero motore viene sollecitato principalmente dalla coppia motrice e dalle inflessioni dovute alle cinghie di trazione mentre il disco dalle sollecitazioni generate dalla massa dei fusi in rotazione), il che porta alla possibilità di considerare l'adozione di due materiali differenti per i due elementi al fine di ridurre il peso ed il dispendio di energia, nel rispetto dei vincoli imposti dalle sollecitazioni applicate e del costo dei materiali scelti. Uno dei criteri guida per la progettazione del componente è, infatti, la necessità di ridurre le masse in rotazione sia per ottenere un risparmio sulla potenza del motore installata per la movimentazione, sia per motivi di qualità e sicurezza della lavorazione legata alla velocità con cui il rotore riesce a fermarsi naturalmente nelle condizioni di emergenza, senza l'ausilio di freni o transitori di arresto; questa seconda situazione verrà meglio esplicitata in seguito durante la fase di dimensionamento del disco rotorico.

A valle di queste considerazioni è possibile affermare che il tipo di collegamento tra disco e albero cavo debba essere reversibile, smontabile e adatto all'unione di due materiali differenti. Viene scelto di collegare l'albero di trasmissione al disco per mezzo di una flangia saldata al tubo resa solidale al disco per mezzo di un collegamento bullonato. In figura 9.3 è riportata la configurazione base del rotore appena descritto.

### **Motore**

Il motore usato in queste applicazioni è come già anticipato un asincrono trifase regolato da schede elettroniche la cui potenza deve essere determinata in funzione della geometria e prestazioni della macchina. La macchina trecciatrice sottoposta a modifica presenta già installato un motore asincrono, che nella vecchia applicazione doveva movimentare il meccanismo d'intreccio dei fusi per la lavorazione di trecciatura, ma anche il tamburo di estrazione per la movimentazione del cavo, nonché il moto di avvolgimento della bobina di prodotto finito a valle della lavorazione, perciò è possibile che la potenza installata sia compatibile con quelle richieste dalla nuova applicazione ed è

quindi necessario tenere in considerazione la possibilità di riciclare il motore presente al fine di ridurre i costi d'intervento ed evitare problemi di ingombro ulteriori (il motore presente è perfettamente adattato alla cassa del telaio).

### Fusi

I fusi scelti sono quelli progettati nel Capitolo 7 dotati del sistema di frenatura variabile.

### Telaio

Il telaio è l'elemento che offre l'alloggiamento a tutti i componenti e che ne impone i vincoli dimensionali sull'estensione e posizionamento: questo presenta un volume utile limitato per l'alloggiamento dei componenti all'interno ed un posizionamento predefinito dei fori di passaggio che determinano la posizione degli assi di rotazione della macchina. La configurazione del telaio da cui parte la fase di progettazione è quella sprovvista di piste per trecciatura come mostrato in figura.

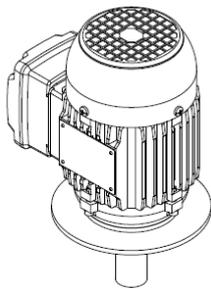


Figura 9.5 Motore asincrono

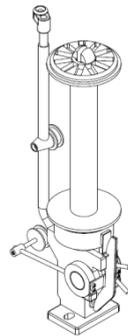


Figura 9.6 Fuso impiegato

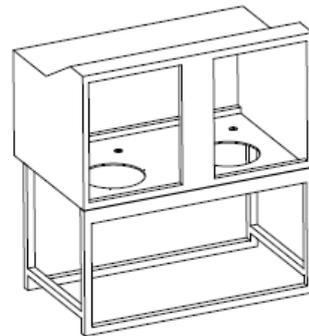


Figura 9.4 Telaio

## 9.2. Vincoli di assemblaggio e sottocomponenti di collegamento

Definite le caratteristiche e le linee guida per la progettazione di componenti base è necessario analizzare la loro relazione interfunzionale individuando le modalità ed i sottocomponenti con cui queste si manifestano e gli ulteriori vincoli di progettazione definiti dalla configurazione assemblata dei diversi elementi.

### 9.2.1. Telaio-motore



Figura 9.7 Relazione funzionale motore-telaio

Il telaio supporta il motore fornendo un appoggio su cui collegare solidalmente, per mezzo di un collegamento bullonato, la flangia di attacco.

Il telaio presenta un foro sul fondo della cassa per permettere il passaggio dell'albero del motore installato precedentemente. Si vuole se possibile sfruttare la presenza di questo foro per il posizionamento del motore evitando conflitti ed interferenze tra il motore e gli altri organi di macchina. Posizionando il motore in tal modo, questo sarebbe supportato dalla cassa e allo stesso tempo l'albero motore sarebbe posizionato a sbalzo nella parte inferiore del telaio, condizione ideale per il collegamento di trasmissione all'albero del rotore. Flangiando il motore nella posizione appena descritta lo spessore del fondo della cassa riduce la lunghezza utile dell'albero motore che sporge nella parte inferiore del fondo, sarà dunque necessario tenere conto di dell'estensione massima dell'albero sfruttabile per la trasmissione.

### 9.2.2. Motore-rotore

La movimentazione del rotore da parte del motore avviene per mezzo di un sottocomponente individuato in una trasmissione meccanica, scelta in funzione delle caratteristiche della macchina e dalle sue prestazioni.



Figura 9.8 Schema delle relazioni tra i componenti interessati alla movimentazione del rotore

Per questi regimi di velocità le trasmissioni che meglio si prestano sono i collegamenti a cinghia dentata (cinghie sincrone) applicate su pulegge dentate, nel caso in esame, una calettata all'albero motore, l'altra solidale con l'albero cavo del rotore. Il dimensionamento degli organi di trasmissione ovvero larghezza delle pulegge calettate sugli alberi definisce un ulteriore vincolo e punto d'attenzione per la definizione dell'estensione in verticale e posizionamento degli elementi lungo l'asse della macchina: lo sbalzo utile dell'albero motore, già vincolante sulla definizione della quota massima

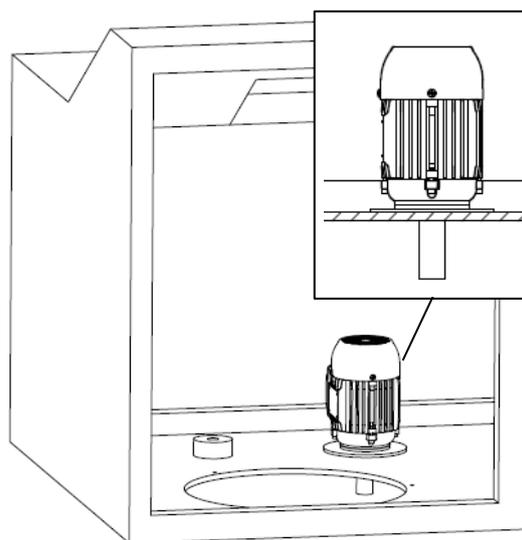


Figura 9.9 Configurazione di collegamento ed assemblaggio del motore alla cassa del telaio

di applicazione degli organi di trasmissione, si riduce in maniera proporzionale allo spessore della puleggia impiegata.

La modalità di collegamento fra i diversi componenti è mostrata in figura 9.5.

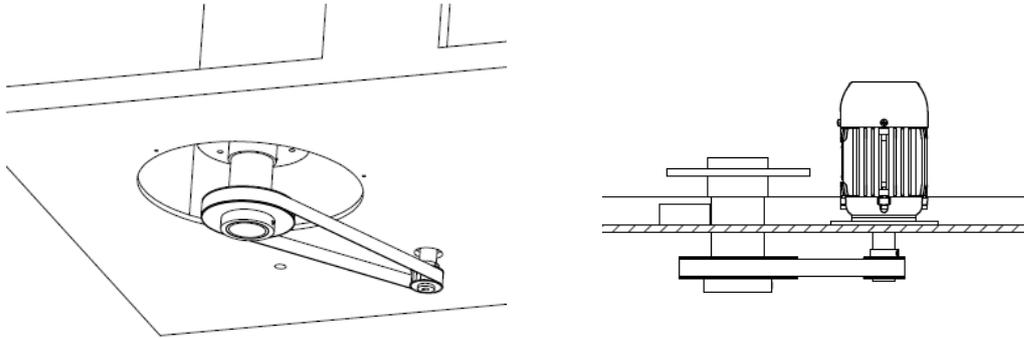


Figura 9.10 Sistema di trasmissione per la movimentazione del rotore

### 9.2.3. Telaio-rotore



Figura 9.11 Relazione funzionale telaio rotore

Dall'azione di contenimento del rotore da parte del telaio è evidente la presenza di un vincolo sugli ingombri sia in direzione radiale rispetto l'asse di lavoro (coincidente con l'asse del foro da 400 mm), sia in direzione assiale; questo secondo vincolo non è definito solamente dalla luce massima che la cassa mette a disposizione, ma anche dalle considerazioni relative all'altezza massima sfruttabile dal rotore e dai fusi in relazione al posizionamento della boccia guidafilo, meglio approfondito in Appendice 6.

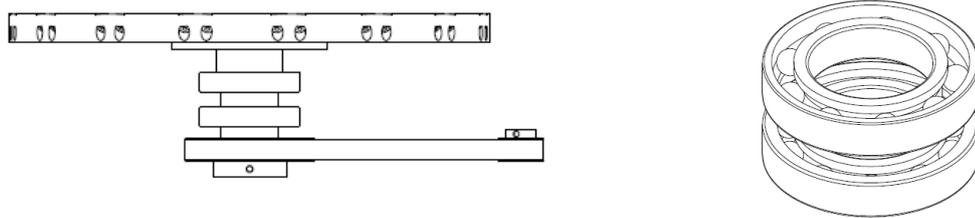
Si può affermare che il criterio generale che deve guidare il dimensionamento dei componenti supportati dal telaio e del relativo assemblaggio, sia quello di ridurre l'estensione lungo l'asse di lavorazione sia verso la parte superiore per i motivi appena citati, sia verso il basso per le considerazioni precedentemente fatte sullo sbalzo disponibile dell'albero motore.

La geometria del telaio definisce la posizione dell'asse rotorico facendola coincidere con l'asse del foro di 400 mm presente sul fondo della cassa.

L'azione di supporto che il telaio fornisce al rotore deve avere determinati requisiti atti a garantire il cinematismo della lavorazione: il rotore deve essere libero di ruotare sul proprio asse di rotazione ed essere vincolato in direzione assiale e radiale. Il vincolo assiale contrasta le forze peso causate dalla massa del rotore e degli elementi sostenuti (spole e fusi), mentre i vincoli radiali devono sopportare i carichi dovuti alle sollecitazioni generate dagli organi di trasmissione e da eventuali squilibri delle masse rotanti.

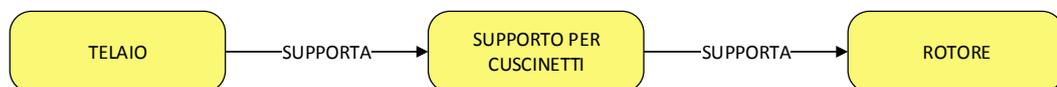
I requisiti appena citati portano alla necessità di adottare una configurazione di supporto costituita da cuscinetti volventi che sostengano sia i carichi radiali che i carichi assiali. Tra le diverse configurazioni possibili è stata scelta quella che si serve dell'utilizzo di una coppia di cuscinetti a sfera, di cui uno radiale ed uno reggispira obliquo, atto a sopportare le sollecitazioni assiali, che come vedremo per le sollecitazioni in gioco ben si prestano all'applicazione.

E' riportato in figura lo schema del modello appena descritto ed il tipo di cuscinetti prescelti



**Figura 9.12 Modalità di supporto e vincolamento del rotore e cuscinetti a sfera impiegati**

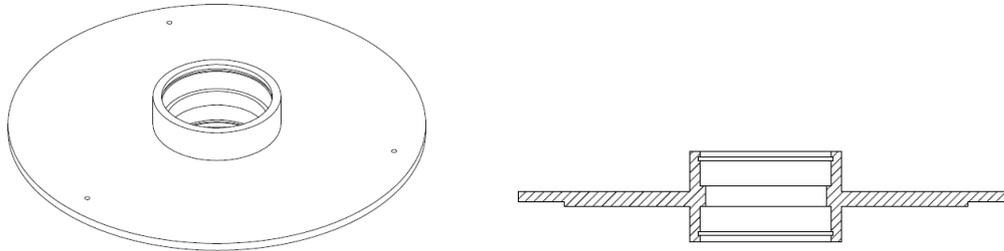
I due cuscinetti a sfera dovranno essere sostenuti da un supporto appositamente ideato per poter essere collegato al telaio sfruttando l'apertura che esso presenta sul fondo. Le dimensioni del supporto saranno vincolate dalla dimensione dei cuscinetti scelti, quindi dalla dimensione dell'albero cavo e delle sollecitazioni in gioco.



**Figura 9.13 Relazioni interfunzionali tra telaio e rotore per mezzo del sottocomponente di supporto**

La disposizione in verticale del supporto rispetto il piano della cassa deve rispettare i vincoli di ingombro in direzione verticale e, come verrà illustrato nel

prossimo capitolo, è una delle fasi cruciali per la definizione della configurazione finale. In figura 9.11 è presentata la geometria base del supporto.



**Figura 9.14** Supporto per cuscinetti ideato

Questo procedimento di analisi ha portato alla definizione dei vincoli da tenere in considerazione durante le fasi di dimensionamento ed alla individuazione di tutti i componenti e sottocomponenti elencati di seguito, di cui vengono affrontate le fasi di dimensionamento e verifica.

- *Albero rotorico*
- *Disco rotorico*
- *Supporto per cuscinetti*
- *Trasmissione meccanica*
- *Motore*

### **9.3. Dimensionamento dell'albero rotorico**

Il dimensionamento consiste nella definizione della geometria dell'albero cavo, degli spessori e della flangia di attacco che renderà possibile il collegamento con il disco rotorico.

Il materiale scelto per la creazione di questo componente si riferisce ad un acciaio basso legato da costruzione (Fe510) per le proprie caratteristiche di economicità, compatibilità tra proprietà meccaniche e requisiti di progetto, reperibilità ed in accordo con i materiali utilizzati per gli alberi delle macchine già presenti.

La definizione della geometria dell'albero cavo passa da una prima individuazione del diametro interno minimo che permetta il passaggio del cavo di dimensioni massime definite ( $D_c = 20$  mm) e del tubo guidacavo inferiore opportunamente dimensionato in funzione di questo. Dalle dimensioni ricavate per il tubo guidacavo nel precedente capitolo è stato determinato il diametro interno dell'albero, imponendo luce minima che intercorra tra questo e l'albero cavo concentrico rotante attorno ad esso secondo l'osservazione delle altre tecnologie del reparto produttivo.

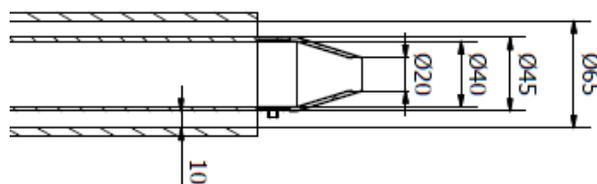


Figura 9.15 Diametro interno dell'albero cavo in funzione delle dimensioni del tubo guidacavo. Quote espresse in mm.

La scelta del diametro esterno deriva, invece, dal vero e proprio processo di dimensionamento in funzione delle caratteristiche meccaniche che si vuole conferire all'albero e delle sollecitazioni che questo deve sopportare. L'albero cavo deve trasmettere una coppia motrice nelle diverse condizioni di utilizzo (allo spunto ed a regime), questo è sottoposto dunque ad un momento torcente applicato dalla trasmissione, che a sua volta applica un carico radiale dovuto al tiro della cinghia in esercizio ed al pretensionamento della stessa.

L'albero deve quindi garantire determinate caratteristiche di resistenza sopportando con l'opportuno grado di sicurezza le sollecitazioni applicate e presentare un'inflessione compatibile con i criteri progettuali. E' necessario dunque determinare l'entità delle sollecitazioni per definire lo spessore necessario.

La determinazione di molte delle sollecitazioni dipende dalla geometria degli altri componenti e dalle condizioni di utilizzo della macchina non ancora definiti, perciò è stato necessario partire dalla generazione di alcune ipotesi relative a tali dati per effettuare una stima delle forze applicate e verificare in un secondo momento che le ipotesi effettuate siano realmente cautelative e coerenti con le decisioni progettuali effettuate.

### 9.3.1. Stima delle sollecitazioni

#### 9.3.1.1. Coppia massima

La coppia massima trasmessa all'albero si presenta all'avvio della macchina e dipende dal momento di inerzia dei componenti messi in rotazione e dall'accelerazione del transitorio di avviamento.

L'accelerazione massima di avvio della macchina dipende dalla potenza installata del motore, ma anche da molti parametri di lavorazione; uno tra questi è ad esempio il numero e la sezione dei fili di copertura adottati nella lavorazione la cui tensione nelle fasi di avviamento è generata non solo dal sistema frenante del fuso, ma anche dall'inerzia rotazionale della massa della spola accelerata ad accensione della macchina, come descritto nel dettaglio in Appendice 8.

Per questi motivi per ogni lavorazione l'avviamento è affidato all'esperienza e sensibilità dell'operatore che definisce, nelle macchine dotate di regolazione elettronica, una rampa di accelerazione in base ai parametri di lavorazione.

Nelle macchine spiratrici oggi in funzione è possibile determinare un transitorio di avviamento medio di 10 secondi per portare i rotori a velocità di targa di 300 rpm. In ottica di miglioramento è stata presa come obiettivo la possibilità di raggiungere velocità di rotazione di 500 rpm come dato di targa delle tecnologie del settore prese come riferimento e di ipotizzare transitori di avviamento dimezzati rispetto a quelli delle macchine attuali, confidando nella bontà del sistema frenante ideato e dei vantaggi che esso possa comportare nel controllo migliore sulla tensione dei fili. Per il raggiungimento della velocità massima  $\omega_{max}$  di 500 rpm (52,4 rad/s) in un transitorio di 5 secondi l'accelerazione massima stimata  $\dot{\omega}(0)$  in fase di avvio a cui il rotore dovrà essere sottoposto ammonta a 10.5 rad/s<sup>2</sup>.

Per la stima del momento di inerzia dei componenti messi in rotazione solidali all'albero cavo sono state effettuate diverse ipotesi cautelative sulla dimensione e sulle geometrie del disco rotorico ed albero cavo stesso, identificando i materiali che, secondo le osservazioni illustrate più avanti, fossero compatibili con i requisiti e le prestazioni volute e definendo sezioni e spessori che nelle successive fasi di dimensionamento si sono verificate abbondantemente sovrastimate. Per la massa dei componenti rotanti relativi ai fusi e spole è stata presa in considerazione la condizione di pieno carico, ovvero la condizione in cui sulla spola è presente la quantità di filo massima supportabile dalla stessa.

Avendo stimato i momenti d'inerzia di tutti i componenti nella fase di avvio  $J_{tot}$  e la rampa di salita del transitorio di avviamento voluta  $\dot{\omega}(0)$  è immediato calcolare la coppia all'albero  $C(0)$  come:

$$C(0) = J_{tot} \cdot \dot{\omega}(0) = 5.1 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2] \cdot 10.5 \text{ [rad/s}^2] = 53 \text{ Nm} \quad (9.1)$$

E' bene osservare come il valore appena trovato si riferisca ad una situazione decisamente critica per i sistemi ad oggi presenti, dove i transitori di avviamento nelle condizioni di spole molto caricate sono gestiti con un elevato grado di attenzione e riducendo l'accelerazione anche al di sotto dei 10 secondi illustrati come caratteristici. Variazioni di qualche secondo sul raggiungimento della velocità massima, inoltre, hanno influenze minime sulla tempistica totale della lavorazione, perciò il tentativo di ridurre il transitorio di avviamento a 5 secondi, porta in una direzione di forte cautela sulle prestazioni e caratteristiche di resistenza dei componenti progettati rispetto a quelli che, con buona probabilità, saranno i reali impieghi della macchina.

### 9.3.1.2. Forze radiali ed assiali

Le forze radiali principali che interessano l'albero cavo sono quelle provocate dalla trasmissione della coppia per mezzo della cinghia dentata di trasmissione (la cui scelta è motivata nel prossimo Capitolo), del pretensionamento della stessa e delle reazioni imposte dai cuscinetti a sfera scelti per mantenere in posizione l'albero rotorico.

Per le masse ipotizzate e per il regime di rotazione massimo considerato, è possibile identificare le dimensioni del sistema di trasmissione secondo le formule ed i calcoli illustrati nel Capitolo successivo. Per ora possiamo limitarci ad affermare che i motori della potenza necessaria alla movimentazione di sistemi analoghi, presentano un regime di rotazione di 1500 giri al minuto, in linea con il regime di rotazione del motore già presente nella macchina in conversione. Dalla velocità massima di 500 rpm è possibile definire un rapporto di trasmissione  $\tau$  tra rotazione dell'albero motore ed albero cavo di 1/3.

Questi dati unitamente alla stima della potenza massima necessaria per la movimentazione del sistema nella condizione allo spunto definita, portano all'individuazione delle pulegge da impiegare nella trasmissione secondo le norme UNI 5256. Dal raggio della puleggia maggiore  $R_{pu}$  è possibile determinare il tiro necessario  $T_{max}$  alla trasmissione della coppia massima allo spunto  $C(0)$ .

Per la determinazione delle reazioni vincolari in direzione radiale apportate dai cuscinetti è necessario conoscere la loro posizione relativa e la distanza a cui questi sono posizionati rispetto la puleggia di traino, a cui è applicata la forza radiale massima. Inoltre è necessario conoscere l'estensione assiale dei cuscinetti stessi (o altezza)  $B$  da cui deriva l'identificazione di un piano medio in posizione  $B/2$  dove idealmente viene scaricata la forza radiale  $F_{rp}$ .

Non essendo ancora nota la dimensione esterna finale dell'albero cavo, si è cercato di individuare la dimensione dei cuscinetti  $B$  mediando tra le altezze relative ai cuscinetti relativi a tre diversi diametri  $D_{ac}$  di albero plausibili. Questo procedimento ha portato all'identificazione di un'estensione media in direzione assiale  $B_m$  dei cuscinetti di 25 mm.

La definizione del posizionamento e del distanziamento tra i due cuscinetti e la puleggia di trasmissione, secondo considerazioni dettate da requisiti sugli ingombri e struttura di supporto definita di seguito, permette di generare il modello necessario alla definizione delle reazioni vincolari e delle sollecitazioni radiali all'albero cavo.

Dallo stesso modello è definibile il carico assiale massimo che comprime l'albero cavo scaricato sul cuscinetto obliquo che consta nel peso delle masse sostenute nella condizione peggiore, ovvero di spole completamente cariche.

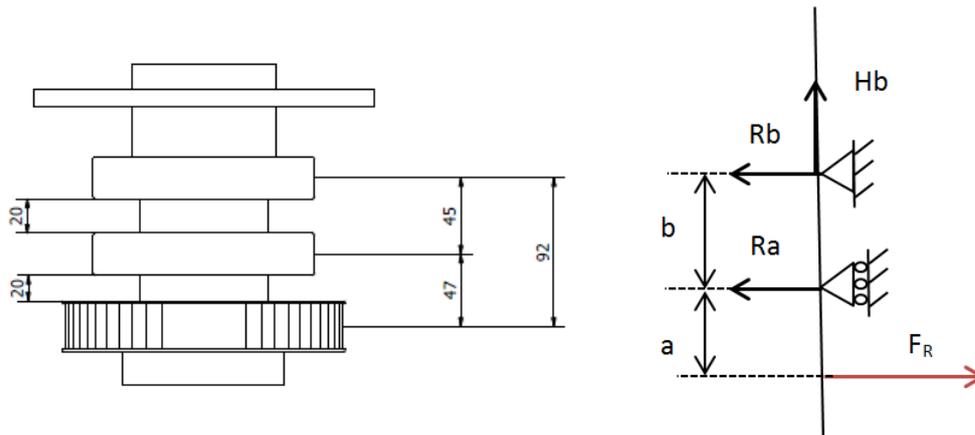


Figura 9.16 Schema della configurazione di vincolo dell'albero e dei cuscinetti e relative forze applicate. Quote espresse in mm.

Dai dati derivati dai calcoli è stato possibile ricavare le reazioni vincolari  $R_a$ ,  $R_b$  e  $H_b$ , i diagrammi del momento flettente, del momento torcente e lo stato di sollecitazione di compressione, a cui è seguita la fase di verifica.

Essendo stati ricavati i dati (in particolar modo le sollecitazioni radiali e quindi di momento flettente) da approssimazioni sulle dimensioni e sul posizionamento dei cuscinetti, nella fase di verifica è stata presa in considerazione la situazione di spessore minimo tra quelli ipotizzati per l'albero cavo stesso.

Come prima ipotesi viene considerata una sezione circolare cava di diametro interno di 65 mm e diametro esterno 70 mm, ovvero l'opzione di albero più sottile tra le tre proposte in fase di determinazione dei cuscinetti a sfera, per uno spessore dell'albero  $s_a$  di 2.5 mm. La determinazione dello stato di sforzo viene effettuata nel punto più sollecitato, ovvero in prossimità del cuscinetto **a** figura 9.16.

### 9.3.2. Verifiche di resistenza statica ed a fatica ed inflessioni

Il criterio di resistenza statica secondo sforzo equivalente di Von Mises ed il criterio di resistenza a fatica secondo il modello di Sines risultano ampiamente verificate.

Si è voluto accertare, tuttavia, l'entità delle inflessioni dell'albero di spessore definito sotto il carico radiale, in quanto possono essere responsabile di movimenti eccessivi dell'albero e vibrazioni indesiderate.

Applicando il metodo analitico del principio dei lavori virtuali è stata calcolata una freccia massima in prossimità della puleggia di trasmissione  $v_{a,max}$  pari a 0.001 mm. Il risultato è stato confrontato con una simulazione FEM, confermando l'ordine di grandezza degli spostamenti trovati tramite il metodo analitico.

### 9.3.3. Considerazioni sulla definizione dello spessore e scelta dei cuscinetti

Nonostante le verifiche meccaniche portino a considerare ampiamente in sicurezza l'impiego di uno spessore dell'albero di 2.5 mm, è bene effettuare alcune considerazioni di carattere pratico.

La prima riguarda il metodo di calettamento della puleggia di traino sull'albero cavo. Alberi cavi necessitano di spessori notevoli per la creazione di sedi per linguette od eventuali profili scanalati, di conseguenza è consigliabile pensare all'utilizzo di una modalità di calettamento dedicata. Le necessità di manutenzione e di rendere la macchina facilmente smontabile porta a scartare l'opzione di calettamento forzato.

L'osservazione delle macchine del reparto dell'azienda ha portato all'identificazione di due metodi utilizzati per il collegamento di pulegge trasferenti il moto su alberi cavi: per alberi e potenze ridotte le pulegge sono fissate assialmente e rese solidali a ruotare con l'albero tramite l'impiego di una vite di pressione inserita in una flangia sporgente della puleggia e premente sull'albero, per potenze installate superiori è stato adottato un metodo con il quale un bullone della lunghezza opportuna viene adattato per adempire alla funzione di spina e lavorare a taglio inserendosi in un foro appositamente creato nell'albero (vedi Capitolo 10). Questo secondo caso permette di estrarre la spina facilmente con l'utilizzo della chiave relativa al bullone impiegato ed elimina ogni eventuale interferenza del bullone con gli elementi interni all'albero rotorico, poiché tagliato in modo da far coincidere la faccia interna con la superficie interna dell'albero cavo. La scelta di questo metodo per il collegamento porta alla necessità di effettuare una verifica sulle forze scambiate tra bullone e albero rotorico, riportate in Appendice 7.2.

La seconda considerazione da fare riguarda gli aspetti puramente pratici relativi alle fasi di manutenzione, smontaggio e montaggio, che possono essere effettuate nella realtà aziendale da operatori non ben qualificati o in condizioni che impongono operazioni in tempi rapidi, perciò non così supportate da un alto grado di attenzione per i componenti. Per quanto appena detto ci si vuole cautelare da eventuali sollecitazioni impulsive a cui l'albero può essere sottoposto, come colpi di martello nelle fasi di inserimento od eventuali cadute del componente. La difficile determinazione delle sollecitazioni e delle situazioni impreviste porta a generare un sovradimensionamento dettato dall'osservazione delle macchine già presenti, con la definizione dello spessore finale  $s_a$  a 5 mm.

E' importante notare come anche l'aumento del peso del tubo causato da questo incremento influisca tuttavia in maniera trascurabile sulla necessità di aumentare la potenza installata, poiché la geometria del componente porta ad aumenti

minimi del momento d'inerzia dell'albero **Ja**. Inoltre l'aumento del costo di relativo al materiale è contenuto data l'economicità dell'acciaio stesso.

Definito il diametro esterno dell'albero  $D_{ac}$  a 75 mm vengono identificati i cuscinetti effettivamente utilizzati, i cui disegni e caratteristiche sono riportate nel prospetto in Appendice 7.2.

### 9.3.4. Geometria definitiva

Il vincolamento assiale dell'albero avverrà tramite l'appoggio di uno spallamento appositamente ricavato per poter essere supportato dalla pista interna del cuscinetto obliquo. L'entità dello spallamento è definito dall'estensione resa disponibile per l'appoggio dal cuscinetto che come mostrato corrisponde a 5 mm.

Il diametro esterno del tubo generato dallo spallamento viene dimensionato a 85 mm, l'albero cavo presenterà dunque due tratti: il primo del diametro esterno di  $D_{ac}$  pari a 75 mm passante per il supporto dei cuscinetti e a cui viene calettata la puleggia, il secondo del diametro  $D_{ac2}$  di 85 mm relativo alla parte superiore al quale verrà collegato il disco rotorico (figura 9.36).

Al tratto di tubo di diametro maggiorato per necessità appena descritte dovrà essere applicata la flangia di attacco del disco rotorico per mezzo di saldatura, il cui dimensionamento è riportato in Appendice 7.2.

La geometria dell'albero cavo è totalmente definita a meno delle quote assiali  $L_{a1}$ ,  $L_{a2}$ , la quale definizione dovrà tenere conto dei vincoli d'ingombro dell'intero assieme di tutti i componenti che verrà affrontato nel prossimo capitolo. In figura è riportata la geometria finale.

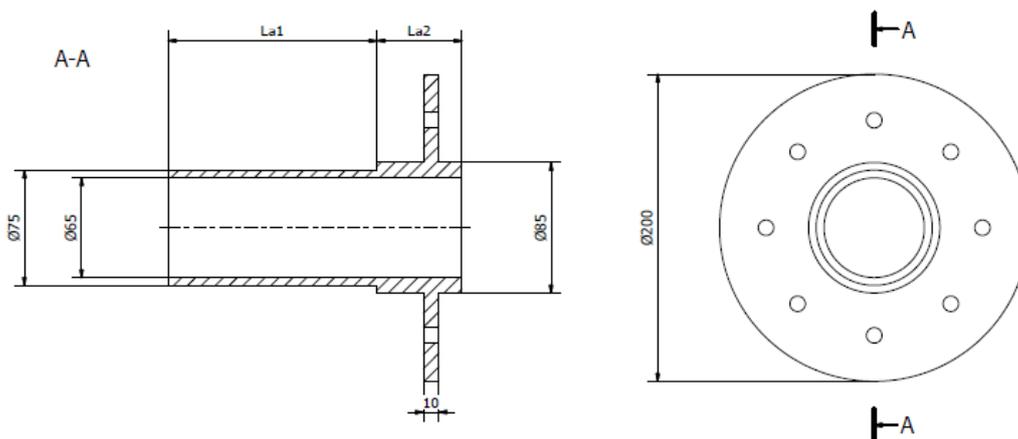


Figura 9.17 Geometria definitiva dell'albero rotorico a meno delle quote  $L_{a1}$  e  $L_{a2}$

#### **9.4. Dimensionamento supporto cuscinetti**

Dalla misura definitiva dei cuscinetti scelti per l'installazione dell'albero cavo è possibile definire la geometria e la dimensione del corpo del supporto.

Il corpo del supporto consta di una struttura cilindrica che disponga all'interno gli spazi relativi alle sedi per il calettamento dei cuscinetti, tenendo conto degli spallamenti ammissibili.

Il corpo è stato progettato con una geometria simmetrica per andare incontro ad esigenze di manutenzione e di semplicità costruttiva: la simmetria della geometria interna permette di interscambiare la posizione relativa dei cuscinetti reggispira ed assiale, garantendo la possibilità, in caso di danneggiamento di uno spallamento, di poter alloggiare il cuscinetto responsabile del sostegno del carico assiale sullo spallamento integro con il semplice rimontaggio in senso opposto del supporto. Il pezzo verrà realizzato per asportazione di truciolo; una geometria poco complicata facilita quindi la realizzazione oltre che rendere più uniforme l'identificazione degli spessori necessari nella fase di dimensionamento. Queste considerazioni motivano la scelta di utilizzare un cuscinetto radiale delle dimensioni esterne pari a quelle del cuscinetto obliquo.

Esigenze di manutenzione portano a definire le modalità di vincolo con cui i cuscinetti vengono fissati all'interno del corpo: i cuscinetti devono essere estraibili senza la necessità di smontare il supporto, si decide quindi di vincolare lo spostamento assiale da una parte con uno spallamento fornito dal corpo del supporto dall'altro con l'installazione di un anello seger, di facile rimozione.

L'assenza di conoscenze tecniche sul dimensionamento di questo elemento ha portato alla necessità di ispirare il dimensionamento dello stesso tramite l'osservazione ed emulazione dei prodotti di altri costruttori.

Analizzando le unità cuscinetto-supporto relativi al tipo alle dimensioni dei cuscinetti scelti, sono stati definiti gli spessori delle pareti e l'interasse mantenuto tra i cuscinetti; gli spallamenti si riferiscono, invece, allo spessore massimo messo a disposizione dalla pista esterna dei cuscinetti.

Il supporto deve essere opportunamente fissato al fondo del telaio, la cui struttura geometria che presenta un foro di elevate dimensioni (400 mm di diametro) porta alla considerazione di 2 diverse modalità di intervento:

1. Aggiunta di una piastra forata che funga da secondo fondo, opportunamente lavorato con la creazione di un foro delle dimensioni compatibili a quelle del corpo cilindrico del supporto. In questo caso è possibile fornire al corpo del supporto una flangia di collegamento di dimensioni ridotte con un relativo contenimento dei pesi e facilità di smontaggio.

2. Collegamento del corpo al telaio tramite una flangia solidale al supporto delle dimensioni compatibili col foro passante presente sul fondo della cassa.

La configurazione conferita al corpo per l'estrazione dei cuscinetti permette di effettuare manutenzione sugli stessi senza la necessità di dover smontare e rimuovere il supporto dal telaio, perciò è stato deciso di procedere come descritto nel punto uno per ridurre il numero di componenti da realizzare.

Le dimensioni scelte per la flangia sono di 490 mm di diametro esterno e 150 mm per il diametro interno, coincidente con la dimensione del corpo del supporto.

Sulla flangia verranno applicati una serie di bulloni sulla circonferenza di diametro 430 mm per sfruttare i fori già presenti sul fondo della cassa utilizzati per il fissaggio della pista a trecciare rimossa in precedenza e descritta nel capitolo introduttivo.

Al fine di evitare vibrazioni e variazioni della posizione degli elementi della macchina, la flangia deve garantire che gli spostamenti assiali del corpo, caricato dal peso di tutti gli elementi calettati, siano trascurabili dal momento che questa deve fissare il componente di supporto per tutti gli elementi in movimento della macchina. E' di fondamentale importanza definire lo spessore non solo in base alla resistenza meccanica, ma anche in base agli spostamenti ed inflessioni del componente in direzione assiale, che devono essere trascurabili.

Modellando la flangia come lastra circolare piana caricata è stato possibile definire uno spessore della stessa che limiti gli spostamenti. Riferendomi alle inflessioni massime calcolate per l'albero cavo è stata definita una freccia massima ammissibile  $f_{amm}$  al centro del disco di 0.01 mm, a cui corrisponde lo spessore minimo  $t_{min}$ . Lo spessore minimo  $t_{min}$  trovato corrisponde a 10 mm, coerente con gli spessori del fondo e della flangia scelti per l'albero cavo. Tutti i calcoli relativi al dimensionamento sono riportati in Appendice 7.5.

Per garantire una stabilità superiore in direzione radiale la flangia può essere fornita di uno spallamento che sfrutti l'appoggio circonferenziale del fondo del telaio.

In analogia a quanto anticipato per l'albero cavo del rotore, la geometria del supporto è completamente definita a meno del posizionamento in direzione assiale della flangia di attacco sul corpo del supporto, la cui scelta è di cruciale importanza per la definizione degli ingombri dell'installazione complessiva ed è perciò posticipata alle considerazioni del capitolo successivo.

La geometria definitiva e le relative quote del supporto sono riportate in figura 9.18.

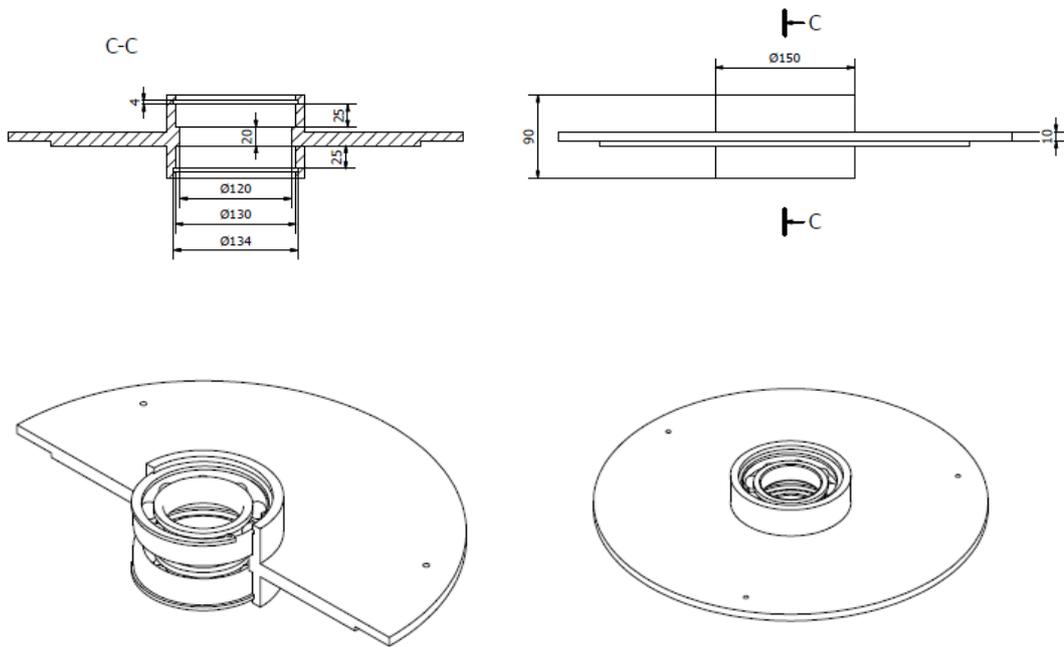


Figura 9.18 Geometria e dimensioni definitive del supporto per cuscinetti a meno delle quote di posizionamento della flangia

### 9.5. Dimensionamento disco rotorico

Per affrontare correttamente il processo di dimensionamento è utile analizzare nel dettaglio la relazione funzionale che intercorre tra il disco ed i fusi, responsabili, come descritto in seguito, delle sollecitazioni più gravose.

Si ricorda che le lavorazioni modello descritte nel Capitolo 6, impongono come necessità un numero minimo di 16 fusi per la lavorazione di tutte le dimensioni di cavo previste; il dimensionamento e la scelta di configurazione geometrica deve tenere conto di questo vincolo assoluto.

L'azione di supporto e collegamento tra fusi e disco rotorico è garantita da un collegamento bullonato che sfrutti la flangia di attacco di cui il fuso è fornito. La dinamica della lavorazione impone che i fusi siano disposti radialmente intorno all'asse del rotore descrivendo una circonferenza di raggio  $R_{app}$  in prossimità di collegamenti bullonati, garantendo la direzionalità del filo verso il cavo in lavorazione come mostrato in figura 9.19.

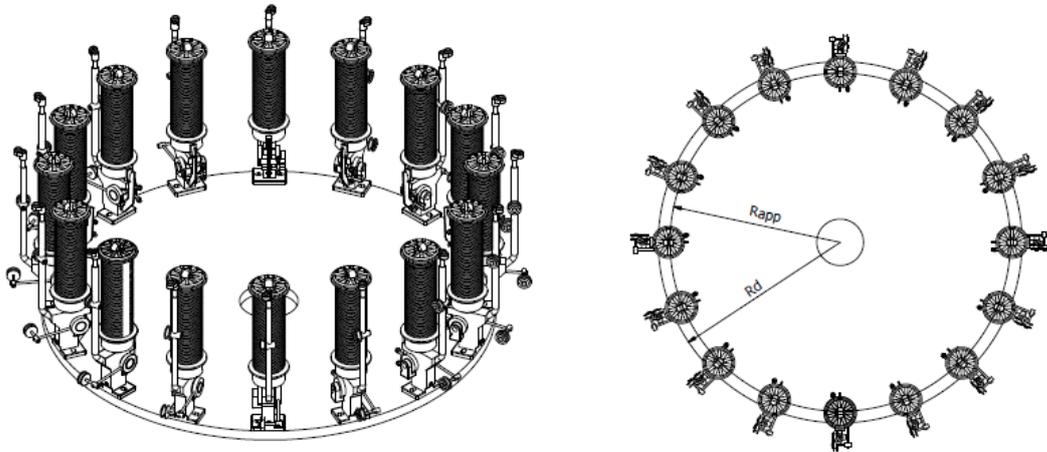


Figura 9.19 Configurazione di assemblaggio circonferenziale a distanza  $R_{app}$  dal centro di rotazione dei 16 fusi sul disco rotorico

Come già anticipato nel Capitolo 6, le forze inerziali centrifughe, che rappresentano una componente di sollecitazione importante per diversi elementi del sistema, sono fortemente dipendenti dalla posizione dei fusi e delle relative spole. E' stato necessario identificare le sollecitazioni principali legate alle masse in rotazione al fine di definire la configurazione fusi-disco ottimale, in termini di geometria e posizione e per procedere successivamente al dimensionamento del componente rotorico.

### 9.5.1. Identificazione delle sollecitazioni

Le sollecitazioni a cui è sottoposto il sottosistema disco-fusi sono classificabili in due sottoclassi: la prima identifica i carichi statici dovuti alla massa degli elementi, la seconda è relativa alle forze inerziali provocate dalle accelerazioni delle masse che caratterizzano il moto del rotore.

Le sollecitazioni statiche sono riconducibili a:

1. **Peso del disco  $P_d$** : calcolato come volume del componente moltiplicato per il peso specifico del materiale  $\rho$  di cui è composto.

Nel caso di disco omogeneo cavo il peso è descritto dall'equazione:

$$P_d = \frac{\pi \cdot (Dd^4 - dd^4)}{4} \cdot \rho \quad (9.2)$$

2. **Peso dei fusi e della spola  $P_{fs}$** : dipende dal numero di fusi, dal numero delle spole e dalla quantità di materiale avvolto su di essa e si ricava dal prodotto dell'accelerazione gravitazionale e delle masse  $M_{spt}$  e  $M_{fs}$  viste in precedenza.

Le sollecitazioni inerziali vengono identificate in:

1. **Sforzi interni causati dalla massa in rotazione del disco:** la massa rotante del disco produce sforzi interni radiali e circonferenziali, identificabili dalle equazioni che descrivono il modello di dischi sottili messi in rotazione, per il quale si può considerare uno stato di sforzo piano (sollecitazioni interne assiali nulle).

Il valore massimo delle sollecitazioni si manifesta all'intradosso, punto nel quale gli sforzi radiali  $\sigma_r$  sono nulli e quelli circonferenziali  $\sigma_{\theta_{\max}}$  sono descritti dall'equazione:

$$\sigma_{\theta_{\max}} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 \left( re^2 + \frac{1-\nu}{3+\nu} ri^2 \right) = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 re^2 \left( 1 + \frac{1-\nu}{3+\nu} \frac{1}{a^2} \right) \quad (9.3)$$

dove  $a$  descrive il rapporto  $re / ri$  con  $re$  il raggio esterno del disco ed  $ri$  il raggio interno, mentre  $\omega$  rappresenta il regime di velocità di rotazione del disco stesso.

2. **Forze radiali delle spole in rotazione:** l'accelerazione centripeta, generata dal moto rotazionale delle spole e dei fusi attorno all'asse del rotore, genera forze repulsive di inerzia legate alla massa degli elementi supportati dal disco. E' possibile, in analogia al modello di rotor di turbomacchina, definire una forza radiale totale  $Fr_{tot}$  come somma delle forze repulsive di ogni elemento disposto sulla circonferenza di applicazione del rotore:

$$Fr_{tot} = 16 \cdot (M_{spl} + M_{fs}) \cdot R_{app} \cdot \omega^2 \quad (9.4)$$

dove  $M_{spl}$  e  $M_{fs}$  sono rispettivamente la massa della spola e del fuso mentre  $R_{app}$  il raggio a cui i fusi sono fissati al disco rotorico.

Dalla forza totale così calcolata è possibile ricavare, noto lo spessore  $sd$  ed estensione radiale  $re$  del rotore, una pressione  $pe$  agente sulla superficie esterna del disco dividendo la forza radiale per la superficie del bordo esterno del disco.

$$pe = Fr_{tot} / (2 \cdot \pi \cdot re \cdot sd) \quad (9.5)$$

Questa situazione è modellabile con il problema di dischi cavi caricati da una pressione esterna, secondo cui è possibile individuare che il punto più sollecitato coincide anche in questo caso con l'intradosso, dove gli sforzi radiali  $\sigma_r$  sono nulli e quelli circonferenziali  $\sigma_{\theta}$  sono descritti dalla seguente equazione seguente.

$$\sigma\theta = -pe \frac{2a^2}{a^2-1} \quad (9.6)$$

3. **Momento flettente generato dalle spole:** lo sviluppo nella direzione principale verticale dei fusi e delle relative spole fa sì che il centro di massa degli elementi rotanti sia spostato rispetto al piano del disco rotorico su cui sono vincolati. Questo comporta che le forze repulsive del punto 2 agiscono su un braccio generando un momento flettente sulla struttura del fuso, che si trasmette al disco rotorico su cui questi sono imbullonati. La situazione descritta è stata modellata identificando per il sottosistema fuso- spola due diversi centri di massa ed i relativi bracci  $h_f$  e  $h_s$  rispetto alla superficie di collegamento tra fuso e disco rotorico. I due centri di massa si riferiscono uno al peso del fuso, l'altro al peso della spola, dipendente dunque dal grado di riempimento della stessa per mezzo del filato metallico.

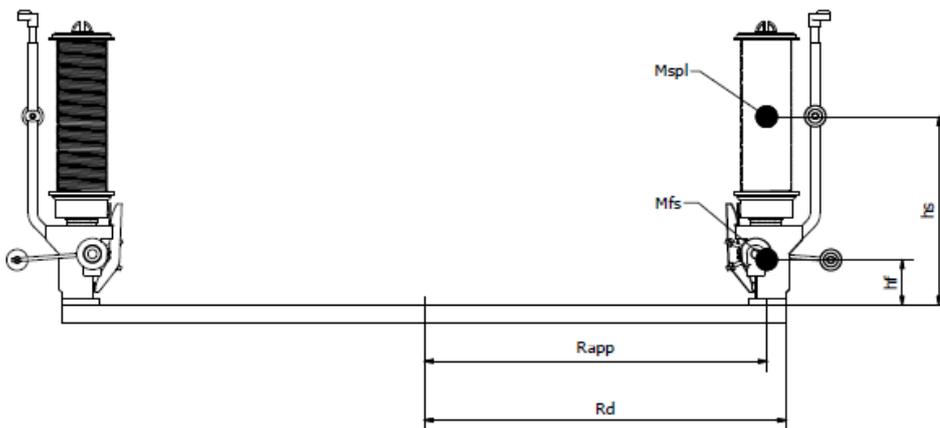


Figura 9.20 Fusi e relative spole di filo avvolto supportati dal disco. Sono evidenziati i centri di massa del fuso e della spola e le altezze relative in riferimento al piano di collegamento al disco rotorico.

Le forze radiali repulsive sono facilmente calcolabili noto il raggio di applicazione  $R_{app}$  del fuso e la velocità angolare del rotore  $\omega$ .

Moltiplicando il valore delle masse in rotazione per l'accelerazione centrifuga generata, siamo in grado di ricondurci, grazie ai valori noti  $h_f$  ed  $h_s$ , al valore del momento flettente massimo  $Mf_{max}$  trasmesso alla base del fuso e conseguentemente al disco rotorico, in prossimità della circonferenza di raggio  $R_{app}$ .

$$Mf_{max} = (M_{spl} \cdot h_s + M_{fs} \cdot h_f) \cdot \omega^2 \cdot R_{app} \quad (9.7)$$

Seguendo un approccio analogo a quello adottato per la modellazione delle forze radiali sopra descritte, è possibile definire un momento totale

$Mf_{tot}$  descritto dalla somma dei momenti flettenti generati dai 16 fusi e relative spole.

$$Mf_{tot} = Mf_{max} \cdot 16 \quad (9.8)$$

Dividendo il momento totale [Nm] per l'estensione della circonferenza di applicazione  $C_{app}$  [mm] (9.8) si ricava un momento uniformemente distribuito  $m$  [N] sul bordo del disco (9.10). E' possibile dunque modellare il disco rotorico come un disco sottile caricato al bordo da un momento uniformemente distribuito, come mostrato in figura 9.21.

$$C_{app} = R_{app} \cdot \pi \quad (9.9)$$

$$m = Mf_{tot} / C_{app} \quad (9.10)$$

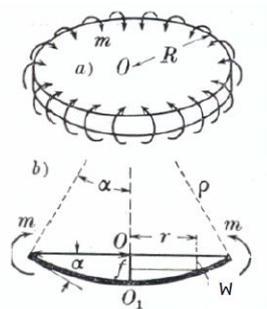


Figura 9.21 Modello di disco sottile caricato sul bordo da un momento flettente uniformemente distribuito

Dal modello appena descritto è possibile ricondursi agli sforzi interni secondo la seguente equazione:

$$\sigma = \frac{6 m}{s_d^2} \quad (9.11)$$

con  $s_d$  lo spessore del disco approssimato a lastra circolare piana.

Dalla descrizione e definizione delle sollecitazioni sono individuabili alcuni criteri di progettazione per il loro contenimento:

- **Riduzione del diametro del disco:** questo comporta una riduzione dei carichi statici e riduce le forze inerziali centrifughe complessive legate all'estensione del raggio di applicazione.
- **Riduzione del peso specifico del disco:** determina un decremento delle sollecitazioni statiche definite dal peso proprio dell'elemento, una

riduzione delle sollecitazioni interne dovuta alla massa in rotazione del disco stesso ed un decremento dei momenti di inerzia dovuto alla massa in rotazione.

- **Riduzione della massa delle spole:** la massa caricata sulle spole ha un effetto importante sulle sollecitazioni inerziali, tuttavia in ottica di miglioramento e per ridurre al minimo i tempi di cambio spola, le condizioni di utilizzo per cui gli elementi della macchina vengono dimensionati deve coincidere con la condizione di spola a pieno carico, non viene dunque considerata la massa della spola come una variabile di progettazione.
- **Inclinazione del fuso rispetto l'asse di lavorazione:** l'inclinazione  $\gamma$  è di fondamentale importanza nel contenimento delle sollecitazioni dovute ai momenti flettenti generati dalle spole, che come vedremo rappresentano la sollecitazione più gravosa e limitante per le velocità massime raggiungibili dalla macchina. L'entità di inclinazione  $\gamma$  agisce in particolare sulla riduzione del braccio descritto dal punto di attacco del fuso e i centri di massa della spola e del fuso stesso, come mostrato in figura 9.22. L'inclinazione del fuso comporta considerazioni e possibilità di intervento sulla configurazione rotorica e dimensionamento del disco completamente differenti a seconda del verso di inclinazione, è perciò necessario affrontare le considerazioni che porteranno alla geometria finale separatamente, per una condizione di  $\gamma$  negativo e la condizione opposta di  $\gamma$  positivo.

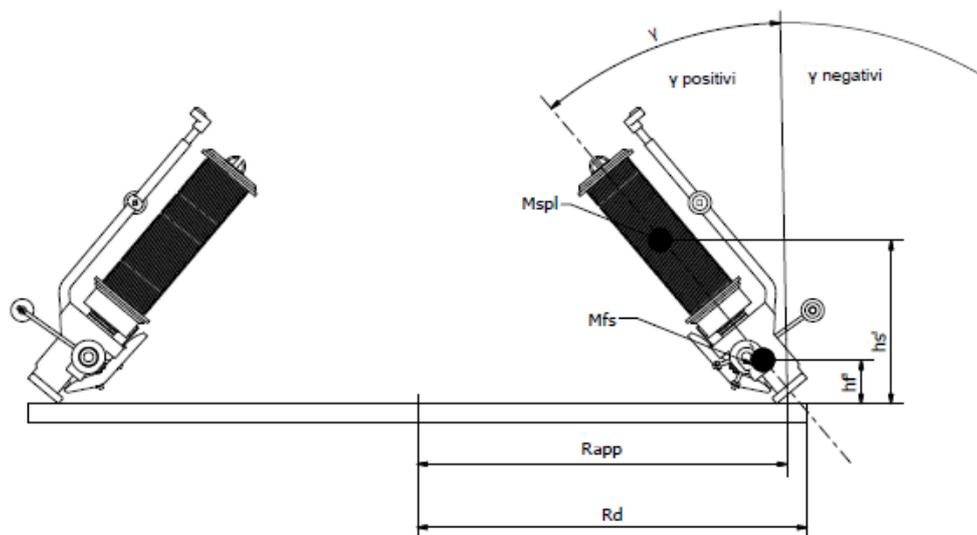


Figura 9.22 Configurazione del sistema fuso- disco rotorico con possibilità di inclinazione dei fusi verso l'asse di rotazione del rotore.

### 9.5.2. Configurazione geometrica del sistema fusi-rotore

Le considerazioni appena effettuate portano alla definizione di diverse soluzioni di assemblaggio e configurazione geometrica del sistema fusi-disco, che vengono ora descritte nel dettaglio. Vengono analizzati i vantaggi di ogni configurazione e le relative limitazioni, per poter infine arrivare alla definizione della geometria definitiva tramite una scelta oculata che tenga conto di tutte le possibili disposizioni. Come anticipato è necessario procedere effettuando una separazione tra la configurazione delle diverse inclinazioni dei fusi.

#### 9.5.2.1. Inclinazione dei fusi negativa ( $\gamma < 0$ )

La configurazione a  $\gamma$  negativi permette un ampio margine di inclinazione in quanto l'angolo può estendersi da un minimo di  $0^\circ$  ad un massimo di  $90^\circ$  senza incorrere in interferenza con l'asse di passaggio del cavo come mostrato in figura 9.23.

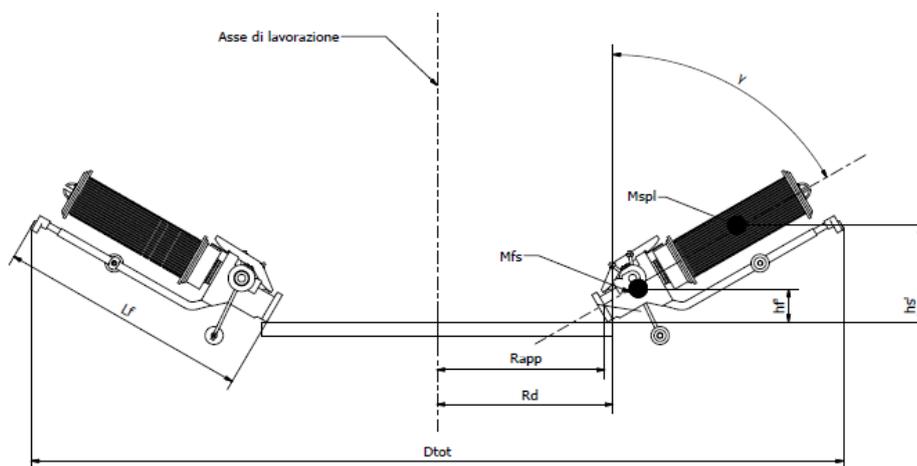


Figura 9.23 Configurazione del sistema fusi - disco rotatorio corrispondente ad angoli di inclinazione del fuso negativi

La configurazione a sbalzo verso l'esterno tuttavia si scontra con i vincoli dimensionali della cassa esterna a causa dell'esteso diametro  $D_{tot}$  della geometria complessiva: oltre al diametro del disco deve essere tenuto conto della lunghezza prodotta dalle spole a sbalzo calcolabile come  $L_f \cdot \sin(\gamma)$ , dove  $L_f$  è la lunghezza complessiva del fuso.

È possibile non tenere conto dello spazio necessario all'estrazione della spola  $L_{estr}$  (figura 9.26), poiché è possibile sfruttare l'apertura del portellone anteriore per effettuare le operazioni di fissaggio e smontaggio della stessa.

La necessità di intervenire sui fusi per l'installazione della spola, del filo d'apporto e sulla regolazione del sistema frenante, hanno portato alla definizione di uno spazio minimo da lasciare circonferenzialmente nell'installazione tra la base di un fuso e quella del fuso successivo. L'iterasse appena descritto è stato stimato a 70-80 mm in relazione agli spazi necessari per le operazioni descritte.

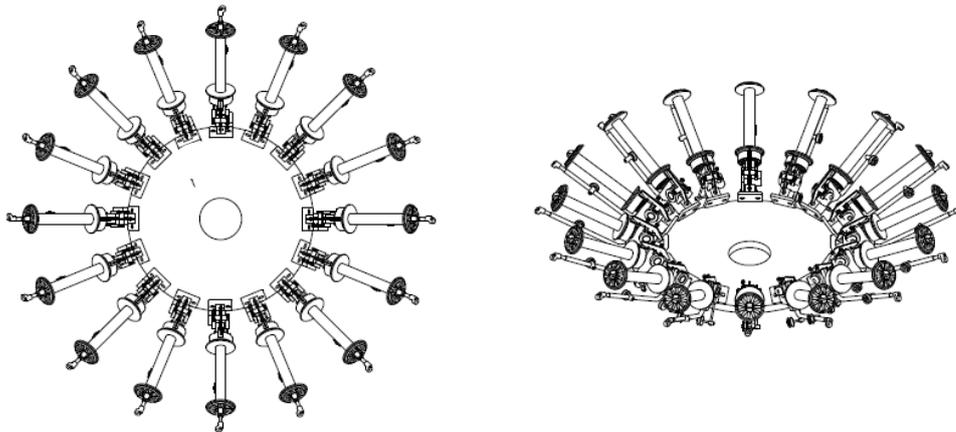


Figura 9.24 Configurazione desco rotorico-fusi con disposizione ad angoli di inclinazione negativi

Una disposizione su un unico disco dei 16 fusi ad angoli  $\gamma$  significativi (figura 9.24) comporta per il vincolo di ingombro circonferenziale, un'estensione radiale incompatibile con la cassa del telaio, è necessario dunque ipotizzare l'utilizzo di due dischi rotorigi, su ognuno dei quali vengano posti 8 fusi, al fine di ridurre l'estensione radiale. Per  $\gamma$  significativi si intende un  $\gamma$  al più uguale in modulo a quello massimo raggiungibile dalla configurazione a  $\gamma$  positivi.

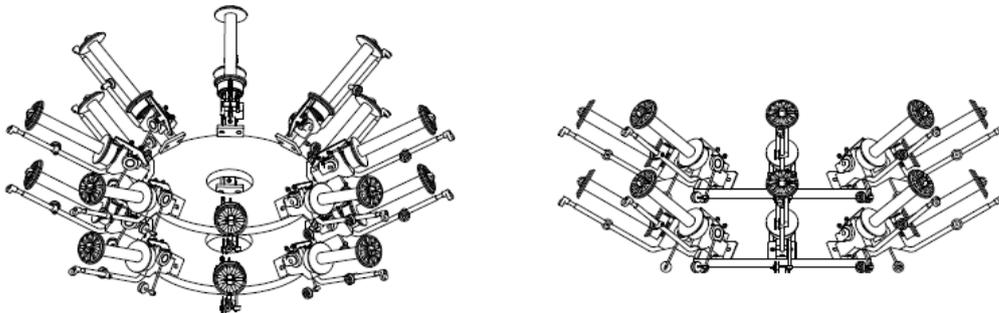


Figura 9.25 Configurazione rotorica a doppio disco in serie dotata di 8 fusi ad inclinazione negativa

La dimensione di un disco supporto per 8 fusi compatibile con i vincoli di interasse laterale tra un fuso e l'altro presenta un diametro minimo di applicazione  $D_{app}$  di 263 mm, quindi, considerando di alloggiare i fusi in modo che la flangia di attacco sia tangente e contenuta dal bordo esterno del disco, è calcolabile il diametro esterno del disco come  $2 \cdot R_d$ , con  $R_d$  approssimato a:

$$R_d = R_{app} + (L_{ff} / 2 \cdot \cos(\gamma)) \quad (9.12)$$

dove  $L_{ff} / 2$  è la semilunghezza in direzione radiale della flangia del fuso, in prossimità della quale sono presenti i fori per i bulloni di collegamento.

Tenendo in considerazione il raggio massimo  $R_{amm}$  reso disponibile dal volume della cassa (337 mm), ridotto di un'entità di sicurezza stimata a 20 mm, è possibile ricondursi all'inclinazione massima con cui i fusi possono essere installati senza entrare in interferenza con la parete del telaio.

L'angolo massimo  $\gamma$  in funzione dello spazio reso disponibile dalla cassa del telaio viene calcolato come:

$$\gamma_{MAX}(R_{amm}) = \arcsin(R_{amm} - R_{app}) / Lf \quad (9.13)$$

L'angolo massimo relativo alla configurazione descritta risulta di  $55^\circ$ , con un incremento di  $14^\circ$  rispetto alla configurazione a  $\gamma$  positivi. Tale guadagno di inclinazione rispetto la configurazione a fusi affacciati internamente, come vedremo, produce vantaggi considerevoli in termini di riduzione di momento flettente alla base dei fusi, riconducibili ad un incremento della velocità massima ammissibile dalla macchina di 50 rpm. Tuttavia si presentano una serie di problematiche non trascurabili: le spole sarebbero sottoposte ad un'azione repulsiva in direzione assiale che porterebbe ad uno sfilaggio della stessa dal fuso poiché il sistema di blocco assiale della stessa, di cui il fuso è dotato, non è progettato a sostenere carichi assiali. Questo comporta la necessità di ideare ed applicare un sistema di fermo spola in direzione assiale con conseguenti problemi di sicurezza e di fermo macchina: i tempi per il fissaggio e il cambio della spola aumenterebbero per la necessità di un'operazione aggiuntiva, inoltre, un eventuale distrazione da parte dell'operatore nella fase di vincolo della spola potrebbe portare alla fuoriuscita della stessa durante la lavorazione, condizione potenzialmente letale e disastrosa per le masse ed i regimi di rotazione adottati.

Un secondo problema sempre legato alla sicurezza riguarda la struttura e costruzione dei fusi: come descritto meglio in Appendice 4, il fuso è composto da un corpo in lega di alluminio di cui non è stato possibile ricondursi alle caratteristiche meccaniche, al cui interno è incastonato per una lunghezza indefinita l'albero porta spola in acciaio. La mancanza di conoscenza sulle caratteristiche del materiale e di come e con quali caratteristiche meccaniche sia stata effettuata la giunzione tra albero e corpo, non permette di ipotizzare alcun modello strutturale, rendendo imprevedibili gli effetti che le elevate forze centrifughe della spola produrrebbero sul componente.

L'incognita sul comportamento del fuso porta a considerare la disposizione a  $\gamma$  negativi troppo pericolosa in quanto l'albero in acciaio potrebbe sfilarsi dal getto del corpo con conseguenti danni a cose e persone.

La disposizione a  $\gamma$  negativi comporta che per la direzionalità del filo non possa più essere utilizzata la boccia in ceramica del fuso, posta sull'albero di supporto della puleggia, creando la necessità di studiare un ulteriore sistema di rinvio del filo, che tenga comunque in considerazione i passaggi obbligati sulle pulegge al fine di sfruttare il cinematismo del sistema frenante variabile.

Questa serie di motivi e limitazioni dettate dai vincoli imposti e dalla condizione imprescindibile di sicurezza di cui si vuole caratterizzare la macchina, hanno portato ad abbandonare la scelta progettuale a  $\gamma$  negativi.

#### **9.5.2.2. Inclinazione positiva ( $\gamma > 0$ )**

Con una configurazione a  $\gamma$  positivi è subito intuibile un vantaggio in relazione alle problematiche citate per il caso opposto, infatti, orientando l'asse del fuso verso il cavo in lavorazione, è possibile sfruttare come boccola direzionale quella già alloggiata sull'alberino di supporto del fuso stesso, senza dover ricorrere, come nel caso di disposizioni a  $\gamma$  negativo, di riorientamenti del fascio di fili d'apporto nella direzione dell'asse di lavorazione.

L'azione delle forze centrifughe, inoltre, si ripercuote sulla spola spingendola assialmente verso il corpo del fuso, cautelando ulteriormente dalla possibilità di fuoriuscita della stessa per scorrimento assiale verso l'esterno.

La volontà di intervenire secondo i criteri descritti per la riduzione delle sollecitazioni sono state pensate diverse soluzioni che portino alla riduzione del diametro.

La prima consta nella disposizione dei fusi su due circonferenze concentriche definite sullo stesso disco rotorico, in prossimità di ognuna delle quali è applicata una serie di 8 fusi. I fusi di una circonferenza devono essere disposti in posizione sfalsata angolarmente per poter permettere l'inclinazione del fuso esterno senza incorrere in interferenze con quello interno.

Il vincolo di interasse minimo tra le flange dei fusi descritto precedentemente definisce una circonferenza minima interna del diametro di 263 mm, per un raggio di applicazione  $R_{app}$  di 131.5mm. La dimensione della circonferenza esterna è dettata dallo spazio minimo della lunghezza di flangia dei fusi perché la circonferenza di applicazione della prima non si sovrapponga alla seconda. Il guadagno in termini di riduzione di diametro rispetto alla soluzione ad un unico disco è minimo, soprattutto se considerato la difficoltà aggiunta all'operatore nell'effettuare le operazioni sui fusi in tale posizione: i fasci di fili provenienti dalla circonferenza esterna generano un ostacolo alle operazioni da effettuare sui fusi interni, provocando rischi di rottura dei fili di apporto o aumento dei tempi operazionali. Le complicazioni identificate portano a considerare la configurazione sconsigliabile.

La seconda soluzione si riferisce alla possibilità di sfruttare due piani di lavoro con la creazione di due rotori supportanti 8 spole ciascuno.

Questa soluzione si scontra nel caso di angoli positivi col vincolo degli ingombri verticali di cui è bene analizzare le relazioni e complicazioni.

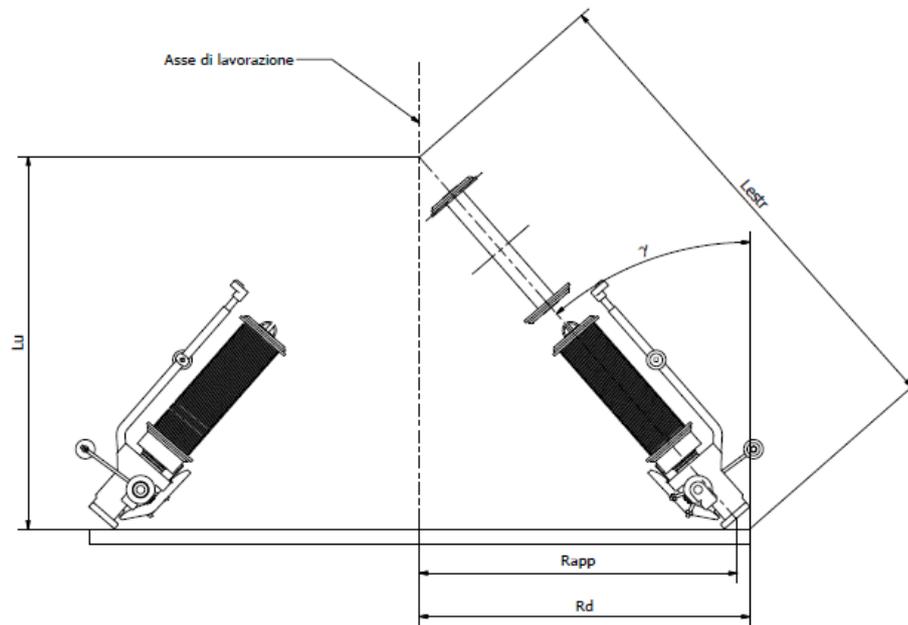


Figura 9.26 Configurazione rotoria con fusi ad inclinazione positiva sul disco di supporto

L'inclinazione del fuso nella direzione dell'asse rotorio comporta che per il funzionamento della macchina il fuso disposto circonferenzialmente sul rotore non entri in contatto con il cavo in lavorazione.

Questa condizione tuttavia non tiene conto delle operazioni di applicazione della spola: la distanza tra fuso ed asse centrale deve anche permettere l'estrazione della spola stessa. Questa situazione definisce una lunghezza minima necessaria  $L_{estr}$  che in direzione dell'asse del fuso deve essere lasciata tra la base dello stesso e l'asse del rotore. La lunghezza  $L_{estr}$  di 450 mm è definita come la lunghezza del fuso (244 mm) più la lunghezza della spola estratta più un margine di 50 mm, mantenuto per conferire comodità all'operazione e considerare la presenza di un cavo in lavorazione del diametro di 20 mm.

Definito il raggio di applicazione dei fusi minimo per ridurre le dimensioni del disco, è univocamente determinato un  $\gamma$  massimo che rispetti le condizioni di ingombro descritte secondo l'espressione:

$$\gamma = \arcsin ( R_{app} / L_{estr} ) \quad (9.14)$$

Dall'angolo di inclinazione scelto e dal raggio  $R_{app}$  di applicazione dei fusi è determinata univocamente l'altezza  $Lu$  necessaria (figura 9.26), secondo le relazione:

$$Lu = R_{app} / \tan(\gamma) \quad (9.15)$$

Per le dimensioni del disco da 8 spole risulta un angolo d'inclinazione massimo di  $19^\circ$  da cui deriva un'altezza luce minima necessaria per l'estrazione delle spole  $L_u$  di 388 mm.

Dai valori ottenuti è evidente come la configurazione di due dischi da 8 fusi montati in serie sia incompatibile con lo spazio verticale messo a disposizione dalla cassa del telaio, nel quale la luce verticale ammissibile  $L_{amm}$  è di 655 mm, inoltre la costruzione di due dischi comporterebbe sì una diminuzione del diametro ed un conseguente miglioramento in termini di sollecitazioni inerziali, ma anche un incremento del peso e del materiale impiegato non solo nella costruzione del rotore, ma anche dell'albero cavo a cui questi sono collegati.

Uno sviluppo superiore in altezza, inoltre, comporta un incremento delle sollecitazioni dovute ad eventuali squilibri rotorici, che agirebbero su un braccio superiore rispetto il vincolo radiale dei cuscinetti.

La soluzione migliore trovata tra quelle analizzate consta nell'adozione di un unico disco su cui vengono calettati tutti i 16 fusi rispettando i vincoli d'interasse tra le flange d'attacco ed i vincoli dimensionali imposti dalle pareti del telaio. E' stato definito seguendo questi criteri un diametro esterno del disco  $D_d$  di 620 mm per un raggio di applicazione dei fusi  $R_{app}$  di 298 mm secondo l'equazione (9.11). Il diametro minimo interno del disco  $d_d$  è definito dalle dimensioni del tratto di albero cavo su cui deve essere calettato ovvero 85 mm.

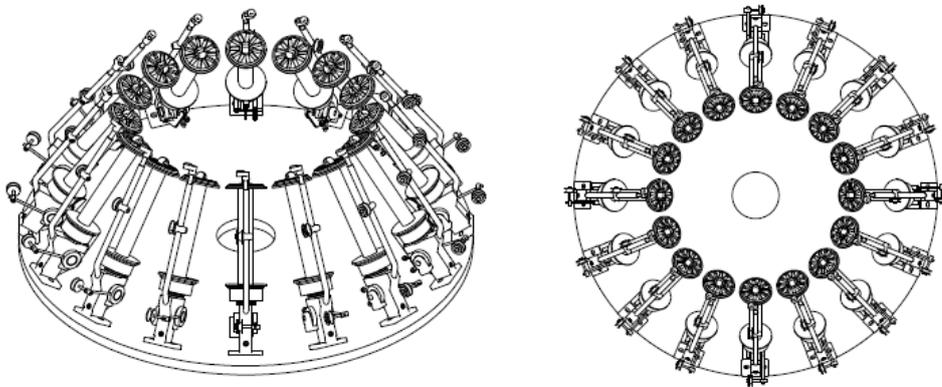


Figura 9.27 Rotore a 16 fusi disposti circolarmente ad angoli d'inclinazione positivi

### 9.5.3. Definizione inclinazione massima della configurazione scelta

La proporzionalità mostrata tra inclinazione dell'angolo  $\gamma$  e riduzione del momento flettente causato dalle forze centrifughe alla base del fuso spinge i criteri progettuali all'adozione dell'angolo d'inclinazione più ampio possibile; è necessario, quindi, definire quale sia l'inclinazione massima d'installazione dei fusi nel rispetto di tutti i vincoli dimensionali espressi finora.

Nel dettaglio l'identificazione del  $\gamma$  massimo imponibile deve tenere conto di due diverse limitazioni:

1. L'angolo di frizione tra filo e boccia guida cavo  $\beta$ , descritto nel capitolo precedente, deve essere maggiore all'angolo limite  $\beta_{LIM}$  definito per ogni lavorazione. Per la definizione del massimo angolo d'inclinazione viene presa in esame la condizione peggiore descritta dalla lavorazione del cavo di 0.7 mm di diametro con il relativo angolo di attacco  $\alpha$  di  $8.6^\circ$  (Appendice 4). Ipotizzando che il percorso del filo sia perpendicolare all'asse dell'alberino porta puleggia (ipotesi plausibile data la struttura ideata del sistema frenante e del fatto che si vuole evitare al minimo gli angoli di frizione tra filo e boccolina del fuso), possiamo affermare che l'angolo di frizione è strettamente legato all'inclinazione  $\gamma$  del fuso.

Un'inclinazione  $\gamma$  superiore comporta un peggioramento della situazione di strisciamento fino alla condizione limite, per cui l'angolo massimo  $\gamma$  ammissibile è il supplementare dell'angolo  $\beta_{min}$  imposto. Viene definito in base alle considerazioni un angolo di inclinazione massimo in relazione ai vincoli dell'angolo di frizione come:

$$\gamma_{MAX} (\beta_{min}) = 180^\circ - \beta_{min} = 180^\circ - 135^\circ + \alpha = 53^\circ \quad (9.16)$$

2. Deve essere possibile l'estrazione della spola senza il verificarsi di interferenze tra il cavo in lavorazione e la spola in estrazione, come descritto per i casi precedenti. Definito il raggio di applicazione  $R_{app}$  e la lunghezza necessaria all'estrazione  $L_{estr}$  individuata (450 mm) in precedenza, è univocamente determinato l'angolo di inclinazione massimo ottenibile secondo la relazione (9.13) vista precedentemente.

$$\gamma_{MAX} (L_{estr}) = 41^\circ \quad (9.17)$$

3. L'inclinazione non deve comportare il contatto fra le spole. Tale requisito viene meno per angoli superiori a 42 gradi. Per l'approfondimento di rimanda in Appendice 7.6.

$$\gamma_{MAX} (contatto) = 42^\circ$$

Viene determinato l'angolo  $\gamma$  ammissibile massimo come il minore tra quelli identificati dai vincoli esposti, ovvero viene definito il limite di inclinazione per  $41^\circ$ .

$$\gamma_{MAX} = 41^\circ$$

### 9.5.4. Orientazione del fuso ed ingombro in direzione assiale del sistema

A questa inclinazione massima corrisponde un'altezza  $Lu$  che deve rispettare i vincoli di ingombro massimo in direzione verticale messi a disposizione della cassa. L'identificazione di  $Lu$  è stata affidata nei passaggi precedenti alla relazione approssimata (9.15), ma per avere un controllo preciso sullo spazio necessario alla configurazione definitiva è bene affinare la formula tenendo conto di alcuni elementi aggiuntivi che riguardano la geometria del fuso.

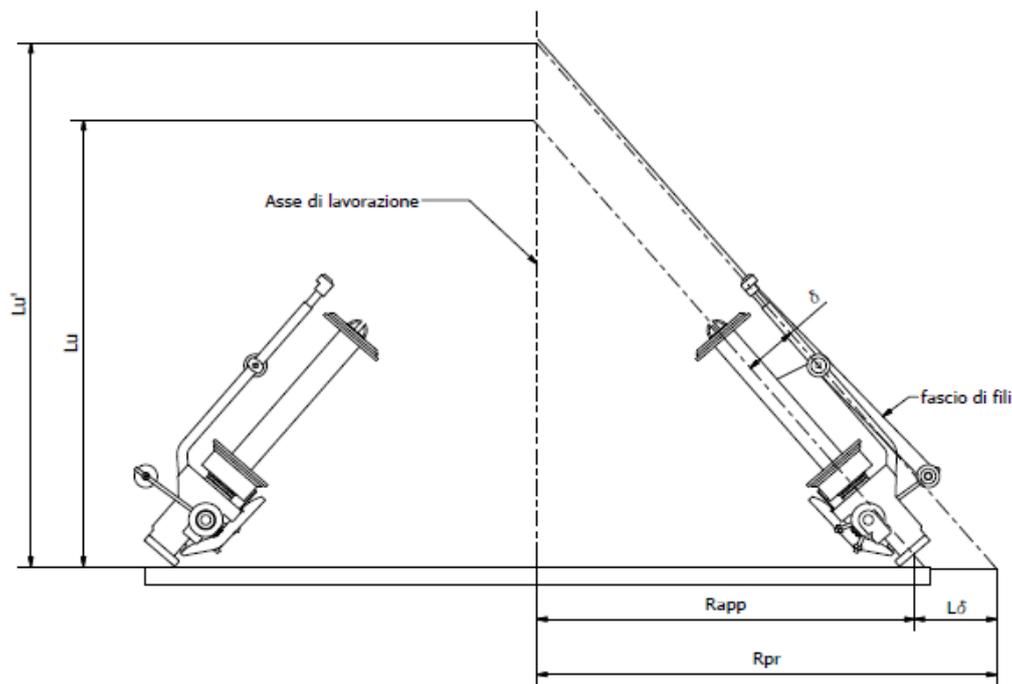


Figura 9.28 Disposizione dei fusi sul disco rotatorio ad orientazione esterna dell'alberino di supporto

Questo proposito impone di identificare un dato ulteriore in riferimento alla geometria del sistema: il raggio di proiezione  $R_{pr}$ .

Questo è legato all'orientazione del fuso ovvero alla possibilità di posizionare l'albero di supporto della puleggia e della boccola del fuso in posizione interna od esterna rispetto al centro del disco.

Definendo una configurazione ottimale in riferimento agli attriti, per cui la direzione di applicazione del fascio di fili risulti parallelo all'asse dell'alberino di supporto, s'identifica la proiezione sul piano di applicazione dei fusi della direzione dei fili, reputando nullo lo scostamento tra questa e l'asse dell'alberino di supporto, dato il diametro trascurabile della boccola in ceramica all'estremità del fuso (figura 9.28).

Quella appena descritta è la condizione che minimizza la frizione tra il fascio di fili e boccia in ceramica del fuso e rappresenta la condizione ottimale di funzionamento per cui la struttura del fuso viene sfruttata al meglio per guidare e vincolare agli spostamenti il fascio di fili in svolgimento.

Da questa condizione di svolgimento deriva il posizionamento ottimale della boccia guidacavo alla quota  $L_{b,out}$  rispetto la superficie superiore del telaio.

Analizzando la geometria del fuso, che presenta un interasse tra albero portante e alberino di supporto  $\delta$  pari a 40 mm, è possibile ricondursi al raggio di proiezione secondo le seguenti equazioni:

$$R_{pr} = R_{app} \pm L\delta \quad (9.18)$$

dove il segno positivo si riferisce all'orientazione esterna mentre quello negativo a quella interna, mentre  $L\delta$  è la proiezione dell'interasse sul piano di applicazione descritta dalle relazioni trigonometriche:

$$L\delta = \tan(\gamma)^2 \cdot \delta \cos(\gamma) + \delta \cos(\gamma) \quad (9.19)$$

L'orientazione scelta per la disposizione dei fusi è quella esterna per motivi pratici: la configurazione del fuso progettato rende necessario che la parte dotata di molla di regolazione sia disposta esternamente in direzione radiale, in modo che l'operatore possa agire sul precarico della molla, condizione che si presenta con l'orientazione dell'alberino portapuleggia verso l'esterno del disco.

Inoltre la necessità di alloggiare i fili sulle pulegge e nelle bocce rende vantaggioso in termini di comodità per l'operatore di disporre esternamente la puleggia del ballerino, condizione ancora concorde con l'orientazione esterna.

Nel caso di orientazione esterna l'altezza  $Lu'$  corrispondente all'altezza realmente utilizzata dal sistema (figura 9.28), è quella descritta dalla proiezione sull'asse rotorico del fascio di fili, e non dell'albero portaspola ( $Lu$ ).

La formula per definire  $Lu'$  diventa quindi:

$$Lu' = R_{pr} / \tan(\gamma) \quad (9.20)$$

Nel nostro caso definito un raggio di proiezione  $R_{pr}$  di 351 mm tramite la (9.18) otteniamo una estensione verticale minima  $Lu'_{min}$  di 404 mm, che definisce lo spazio minimo necessario tra il piano di applicazione dei fusi e la superficie inferiore della boccia guidacavo, posta a seconda della lavorazione ad una distanza  $L_b$  come definito nel capitolo precedente, La  $Lu'_{min}$  trovata dovrà rispettare i vincoli di ingombro totali definibili solo alla fine del dimensionamento, tenendo conto, come fatto per gli elementi progettati finora, della configurazione assemblata totale.

### 9.5.5. Individuazione dei limiti del sistema definito

Definito l'angolo di inclinazione massimo  $\gamma_{MAX}$  ( $41^\circ$ ) è definita l'entità delle sollecitazioni dovute al momento flettente  $Mf_{max}(\gamma_{MAX})$ , che si manifesta sulla struttura del fuso e che si trasmette alla base tramite il collegamento bullonato.

A questo punto è necessario verificare che le sollecitazioni dovute alla rotazione del disco, ridotte il più possibile grazie all'inclinazione dei fusi, siano sopportabili dalla struttura del fuso e dal collegamento bullonato che lo rende solidale al disco rotorico.

#### 9.5.5.1. Resistenza corpo del fuso

La geometria del fuso alla base presenta una sezione rettangolare le cui dimensioni sono riportate in figura 9.29.

Calcolando il momento d'inerzia della sezione minore resistente, secondo l'asse del momento flettente, è possibile ricondursi allo stato di sforzo  $\sigma$  in funzione del momento flettente applicato  $Mf$  secondo la relazione:

$$\sigma = \frac{Mf}{Iz} \cdot y/2 \quad (9.21)$$

con  $y$  la distanza dall'asse  $z$  di applicazione del momento.

Definendo la sollecitazione limite ammissibile come **Rsn** incrementata del coefficiente di sicurezza  $\eta$  imposto a 1.5, viene ricavato il valore del momento flettente massimo  $Mf_{amm}$  che la sezione alla base del fuso può sopportare.

L'entità del momento flettente massimo ammissibile è dunque funzione del materiale di cui il fuso è composto  $Mf_{amm}=Mf_{amm}(Rsn)$ .

Il materiale del fuso è stato identificato in una lega di alluminio di cui non sono tuttavia ben definibili le proprietà meccaniche.

Effettuando una ricerca sulle diverse leghe di alluminio utilizzate nelle più svariate applicazioni meccaniche sono state individuate le proprietà dei diversi materiali: il carico di snervamento può variare da un minimo di 90 MPa per le leghe da fonderia allo stato grezzo, ad un massimo di 250 MPa per leghe ad alto contenuto di silicio trattate termicamente.

E' stato dunque ricavato un grafico (figura 3.30) relativo al momento flettente massimo sopportabile dal fuso  $Mf_{amm}$  in funzione del materiale di costruzione.

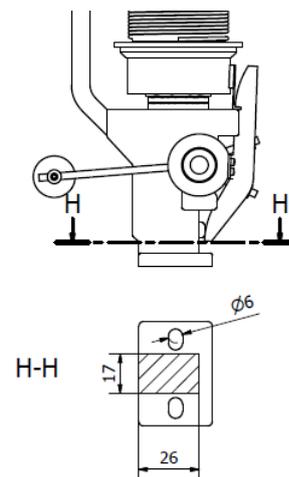


Figura 9.29 Vista in sezione della base del fuso

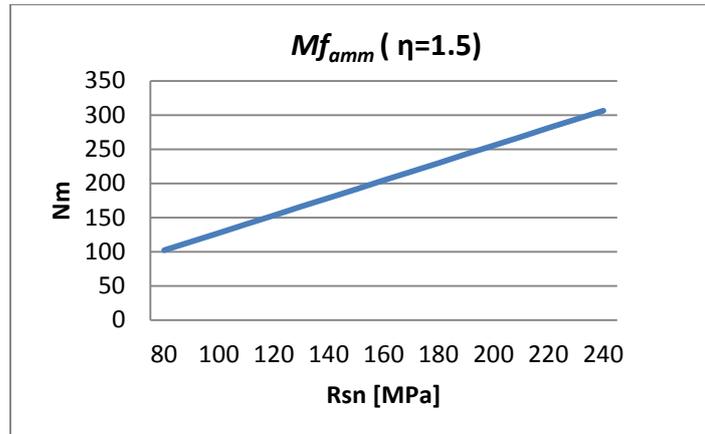


Figura 9.30 Grafico del momento flettente ammissibile alla base del fuso in funzione del carico di snervamento del materiale. I dati si riferiscono ad un coefficiente di sicurezza  $\eta$  pari ad 1.5.

Tramite la modellazione delle sollecitazioni presentata all'inizio è stato possibile ricavare la dipendenza del momento flettente massimo  $Mf_{max}$  alla base del fuso in funzione delle seguenti variabili:

1. velocità di rotazione della macchina  $\omega$
2. raggio di applicazione dei fusi  $R_{app}$
3. angolo di inclinazione dei fusi  $\gamma$
4. massa della spola e del fuso  $M_{spl}$ ,  $M_{fs}$

La seguente equazione definisce l'entità del momento flettente  $Mf$  dovuto alle forze centrifughe sulla base del fuso in funzione delle variabili elencate, secondo le relazioni individuate nei paragrafi precedenti:

$$Mf = [(M_{fs} \cdot h_f) + (M_{spl} \cdot h_s)] \cdot \omega^2 \cdot R_{app} \cdot \cos(\gamma) \quad (9.22)$$

dove  $M_{fs}$  ed  $M_{spl}$  sono la massa della spola e la massa del fuso,  $\omega$  è la velocità di rotazione del disco e  $R_{app}$  è il raggio di applicazione dei fusi sul disco rotorico.

Per gli obiettivi esposti all'inizio delle fasi di progettazione, viene determinato un valore massimo della massa della spola relativo alla condizione di spola completamente piena, proprio come fatto per i passaggi progettuali precedenti, al fine di garantire il dimensionamento dei componenti in un regime di funzionamento a pieno carico, che garantisca una riduzione dei tempi di cambio spola stessi. Il raggio  $R_{app}$  di applicazione è stato determinato dai passaggi precedenti e definito di 298 mm.

Il grafico successivo mostra il momento flettente massimo  $Mf(\gamma, \omega)$  alla base del fuso in funzione dell'angolo di inclinazione  $\gamma$  ed alla velocità di rotazione  $\omega$  della macchina. Nel grafico è possibile individuare il settore relativo alle inclinazioni del fuso ammissibili, ovvero ad angoli  $\gamma$  maggiori o uguali al

valore limite  $\gamma_{MAX}$ , definito secondo la configurazione scelta pari ad un valore di  $41^\circ$ . L'intersezione delle curve relative al momento flettente  $M_f(\gamma, \omega)$  con la linea che descrive il momento massimo limite  $M_{f_{amm}}(R_{sn})$  in funzione della resistenza del fuso, definisce la velocità massima di rotazione  $\omega_{MAX}$  del disco, che il fuso è in grado di sopportare.

Ancora una volta l'assenza di informazioni certe sul materiale del fuso e sulla modalità di costruzione porta a dover effettuare un'ipotesi cautelativa. E' stato considerato come materiale impiegato per la costruzione quello con proprietà meccaniche inferiori, corrispondenti ad un carico di snervamento  $R_{sn}$  di 90MPa ed a cui corrisponde, secondo le relazioni viste, un momento flettente limite  $M_{f_{amm}}(90\text{Mpa})$  di 115 Nm. Considerando l'angolo di inclinazione massimo  $\gamma_{MAX}$  di  $41^\circ$ , eguagliando il momento descritto dall'equazione (9.21) al momento massimo ammissibile trovato  $M_{f_{amm}}$ , è definita una velocità di rotazione massima  $\omega_{MAX}$  di 337 rpm, a cui la macchina per effetto del limite strutturale dei fusi impiegati, è in grado di operare in condizioni di spole completamente piene.

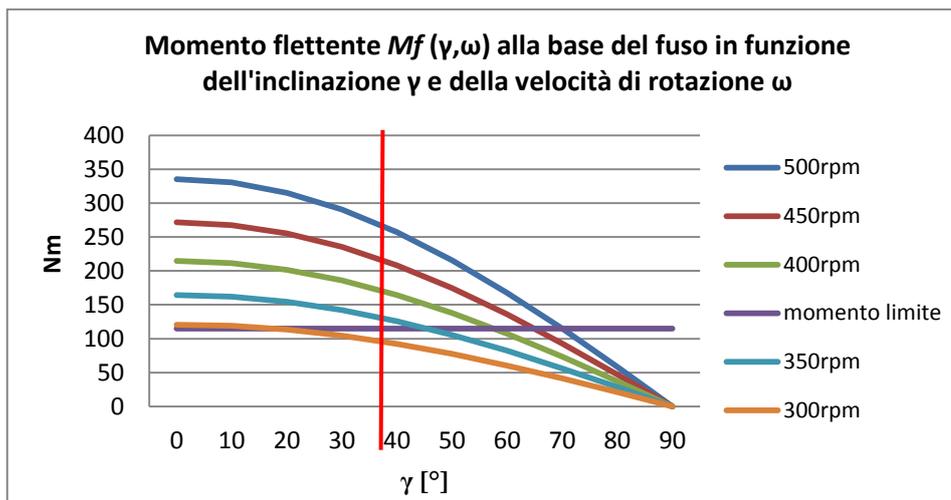


Figura 9.31 Grafico del momento flettente alla base del fuso in funzione dell'inclinazione del fuso stesso e della velocità di rotazione del rotore. La linea orizzontale si riferisce al momento ammissibile dal materiale mentre la linea rossa individua l'inclinazione massima ammissibile

La velocità di rotazione  $\omega_{MAX}$  trovata è inferiore alla velocità di rotazione massima di 500 rpm definita come obiettivo prestazionale della macchina.

Possiamo affermare che la struttura dei fusi rappresenta un forte limite allo sviluppo della macchina, nonostante ciò la loro disposizione e la configurazione studiata permettono il raggiungimento di velocità analoghe ed anche superiori alle spiratrici esistenti nel reparto. E' bene considerare, inoltre, come questa velocità massima sia definita univocamente per la condizione limite di spole completamente piene, che definisce una situazione di funzionamento della macchina estremamente critica; al diminuire del materiale la macchina è in

grado di operare in sicurezza per velocità superiori a quella trovata. Il limite definito è, inoltre, strettamente legato al materiale del fuso, di conseguenza una corretta determinazione delle proprietà meccaniche dello stesso potrebbe assicurare il funzionamento a velocità superiori.

#### 9.5.5.2. Scelta e serraggio bullonatura di collegamento

Il fuso presenta un ulteriore dettaglio costruttivo che merita di essere preso in considerazione: la flangia di attacco del corpo è adatta ad ospitare due soli bulloni del diametro di 6 mm (figura 9.29) a causa delle ridotte dimensioni della flangia stessa. L'operazione di trecciatura nelle quali fusi trasformati venivano impiegati genera momenti flettenti e sollecitazioni annesse minime e trascurabili, se messe a confronto con quelle generate dalle velocità di rotazione della macchina in progettazione; è possibile dunque che il collegamento bullonato adottabile sia sottodimensionato per le esigenze del progetto.

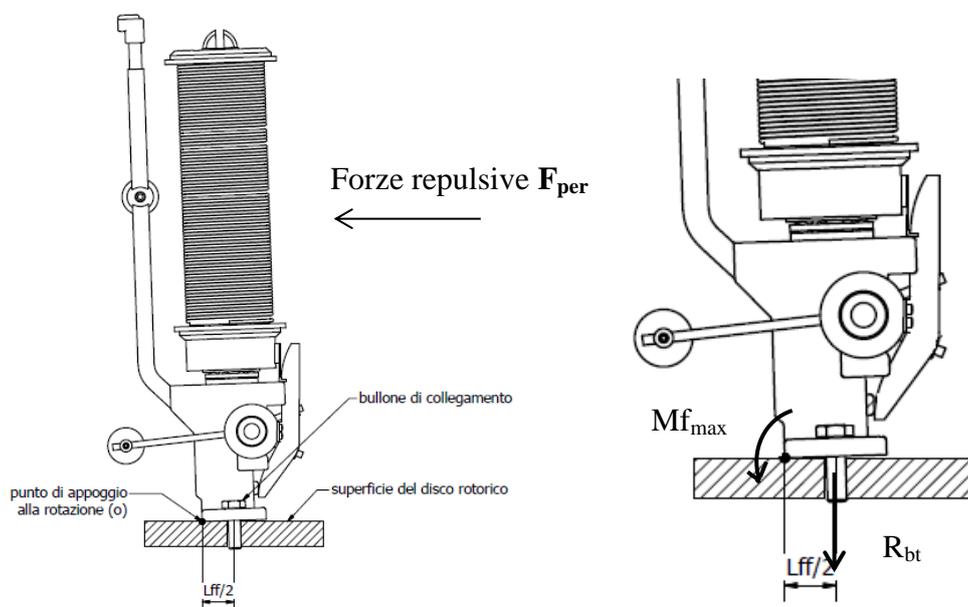


Figura 9.32 Modalità di vincolo tra fuso e disco rotorico con evidenza delle sollecitazioni e reazioni vincolari agenti

Per una vite di diametro di 6 mm il precarico definito dalle norme di riferimento comporta che al presentarsi della sollecitazione aggiuntiva dovuta alla sollecitazione sul fuso dovuta alle forze inerziali repulsive, il bullone ceda sotto le forze di trazione anche per classi di viti altoresistenziali, è stato quindi necessario definire una corretta coppia di serraggio e precarico dei bulloni al fine di garantire la resistenza meccanica degli stessi ed allo stesso tempo garantire la stabilità del fuso durante il funzionamento. Per approfondire la metodologia ed i risultati ottenuti si rimanda in Appendice 7.7

### 9.5.6. Definizione geometria, spessori e materiale del disco rotorico

Determinata la configurazione del sistema rotore-fusi e individuata la condizione limite di velocità che tale configurazione è in grado di sostenere, è possibile procedere con la definizione della geometria definitiva del disco e determinazione degli spessori necessari. Prima di procedere è bene ricordare sotto quali criteri e vincoli debbano avvenire alcune scelte progettuali ed approfondire meglio alcuni aspetti relativi alla riduzione delle masse anticipate all'inizio.

Le masse rotanti che definiscono il momento di inerzia del disco  $J_d$  devono essere contenute, per contenere la potenza del motore necessaria alla sua movimentazione e per ottenere arresti rapidi in situazioni di emergenza.

Il contenimento delle inerzie permette di ridurre la coppia erogata dal motore sia in fase di movimentazione sia in fase di arresto, nella quale il transitorio di fermata è affidato al moto inverso del motore elettrico e non ad un sistema di frenata esterno, che per motivi di costi, problemi di manutenzione aggiuntiva e possibili guasti, i responsabili della produzione non vogliono adottare.

In caso di emergenza per rottura filo, invece, il sistema di sicurezza azzerava l'alimentazione elettrica al motore eliminando ogni tipo di coppia frenante al rotore il quale si arresta naturalmente per effetto degli attriti in gioco e per il contributo dei fili in avvolgimento frenati dalle spole.

L'arresto del cavo in lavorazione, movimentato dal sistema di avanzamento, è molto rapido grazie alle inerzie rotanti ridotte del tamburo, alle velocità di rotazione inferiori dello stesso ed all'importante azione frenante imposta alla bobina di avvolgimento del cavo, l'arresto del rotore, invece, è decisamente superiore. Lunghi tempi di arresto del rotore combinati all'arresto quasi immediato dell'avanzamento del cavo in lavorazione, fanno sì che l'applicazione del filo di schermatura proceda su un punto del cavo ormai stazionario, con un accumulo di materiale schermante in prossimità di una sezione del cavo stesso.

Questa dinamica può portare al danneggiamento irreversibile del cavo nel punto in cui i fasci di fili sono stati accumulati ed alla rottura e fuoriuscita dei fili stessi dalle sedi opportune, fenomeni che compromettono l'intera lavorazione e producono fermi macchina lunghi e dannosi. La possibilità di ridurre l'intervallo di arresto in caso di emergenza è, quindi, un requisito necessario alla riduzione dei danni provocati dalle fermate di emergenza.

I requisiti appena esposti guidano la scelta del materiale verso una lega che garantisca una riduzione in peso unitamente a sufficienti caratteristiche meccaniche, in particolare le leghe d'alluminio della serie 6000 offrono una soluzione interessante grazie al rapporto tra carico di snervamento e peso specifico decisamente favorevole comparato a quello dell'acciaio.

Con l'impiego di spessori superiori è possibile ottenere le stesse proprietà di resistenza meccanica dell'acciaio con un beneficio in termini di peso, tuttavia la scelta di una lega di alluminio, a causa del suo modulo elastico inferiore a quello dell'acciaio potrebbe comportare inflessioni eccessive del rotore che devono essere verificate.

L'impiego di spessori superiori inoltre produce un ulteriore sviluppo in direzione dell'asse della macchina, che deve essere compatibile con i vincoli dimensionali della cassa relativi alla quota  $Lu$  precedentemente definita.

#### **9.5.6.1. Geometria preliminare**

La geometria del disco è definita da un disco cavo il cui diametro esterno è stato definito in precedenza a  $D_d = 620$  mm.

Il diametro interno del disco  $d_d$  deve garantire la presenza di materiale sulla circonferenza in cui verrà posta la serie di bulloni di collegamento alla flangia dell'albero cavo. La scelta del diametro interno  $d_d$  pari al diametro esterno dell'albero cavo  $D_{ac2}$  di 85 mm, soddisfa il requisito citato ed aiuta nella fase di installazione e di calettamento.

La scelta di disporre i fusi inclinati verso l'interno ( $\gamma > 0$ ) pone la necessità di definire una geometria che garantisca il supporto degli stessi in tale posizione. Il bordo esterno del disco è dotato di un anello circolare a sezione triangolare le cui dimensioni garantiscono un'installazione dei fusi a  $41^\circ$  d'inclinazione. Si è scelto di ottenere tale geometria ricavandola da un unico elemento lavorato alle macchine utensili, mentre la possibilità di collegare dei supporti inclinati ad una geometria di disco più semplice è stata scartata per ridurre al minimo il numero di componenti realizzati ed evitare le problematiche che il collegamento degli stessi al disco rotorico comportano: l'applicazione di eventuali cunei di supporto per i fusi, infatti, necessiterebbe di un collegamento bullonato tra gli stessi ed il disco rotorico, con un incremento del numero di viti impiegate ed un aumento dei collegamenti che possono essere origine di spostamenti indesiderati dalla posizione ottimale scelta per il fuso.

La geometria definitiva di cui tutte le dimensioni sono definite a meno dello spessore  $s_d$  si presenta come mostrato in figura 9.33.

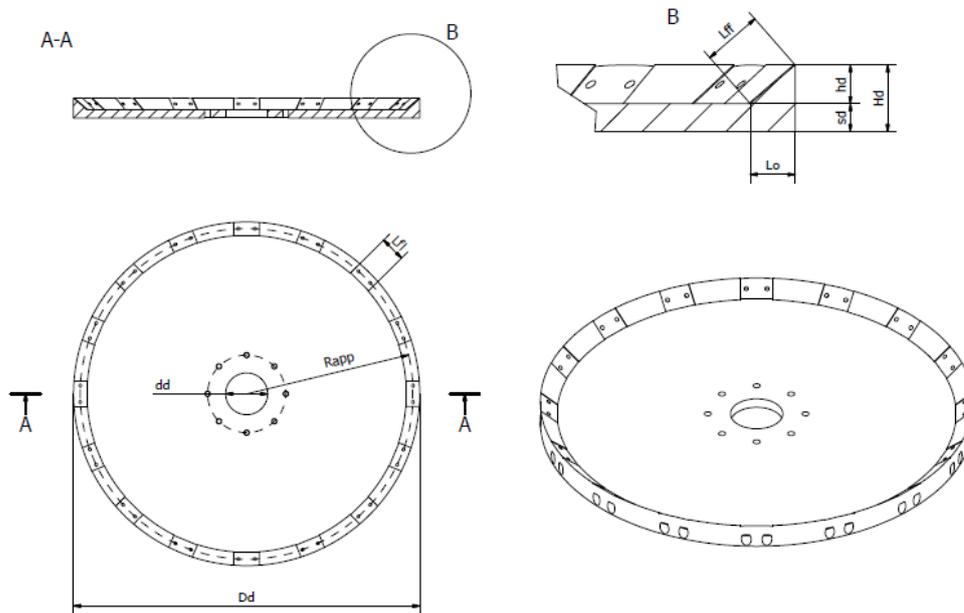


Figura 9.33 Geometria del disco rotorico

Sulla superficie curva dello spallamento devono essere ricavate per fresatura delle superfici spianate atte ad ospitare la flangia rettangolare di attacco del fuso di larghezza  $L_{ff}$ .

La geometria mostrata in figura 9.33 definisce uno spessore del disco esterno  $H_d$  come somma dello spessore del disco di base  $s_d$  e dell'altezza dell'anello circolare di supporto  $h_d$ , univocamente determinata dall'estensione della flangia del fuso e dall'angolo  $\gamma$  di inclinazione secondo la seguente equazione:

$$h_d = L_{ff} \cdot \sin(\gamma) \quad (9.23)$$

dove  $L_{ff}$  è l'estensione in direzione radiale della flangia del fuso pari a 30 mm e  $\gamma$  è l'angolo d'inclinazione scelto di  $41^\circ$ .

$h_d$  risulta quindi pari a 20 mm, mentre la quota  $H_d$  è invece definita da:

$$H_d = h_d + s_d \quad (9.24)$$

L'estensione in direzione radiale del cordone  $L_o$  è invece data dalla formula seguente e risulta di 24 mm.

$$L_o = L_{ff} \cdot \cos(\gamma) \quad (9.25)$$

#### 9.5.6.2. Definizione dello spessore $s_d$

La definizione dello spessore è di cruciale importanza per garantire al rotore la resistenza meccanica necessaria a sopportare le molte sollecitazioni a cui è soggetto, specialmente in fase di rotazione. Considerando le sollecitazioni

esposte e modellate secondo le equazioni del paragrafo dedicato, viene ora identificato un primo spessore del disco, perché questo sia in grado di sopportare meccanicamente le sollecitazioni descritte. Il dimensionamento è stato eseguito per entrambi i materiali candidati (lega d'alluminio 6000 ed acciaio bassolegato Fe510), per poter effettuare la scelta opportuna a geometria definita, in base alle considerazioni fatte sugli ingombri ed inflessioni prodotte.

A macchina spenta le uniche sollecitazioni presenti sul disco sono prodotte dal peso degli elementi supportati ed il peso del disco stesso.

Per l'individuazione di un primo spessore di base è stata considerata la condizione peggiore, ovvero di macchina in movimento a spole piene con velocità di rotazione ammissibile  $\omega_{MAX}$  di 337 rpm, trascurando le azioni delle forze peso, dato l'ordine di grandezza superiore delle forze inerziali ( $Mf_{max} = 115$  Nm,  $Fr_{tot} = 1030$ N). L'analisi delle sollecitazioni dovute alla rotazione hanno portato a considerare come punto più sollecitato del disco cavo la circonferenza in prossimità dell'intradosso, dove gli sforzi circonferenziali rappresentano la componente preponderante tra gli sforzi interni. Definendo  $\sigma_{\theta\omega}$  la componente di sforzi circonferenziali legata alla massa in rotazione del disco,  $\sigma_{\theta Fr}$  lo sforzo circonferenziale dovuta alle forze repulsive applicate all'esterno del disco per effetto delle spole in rotazione e  $\sigma_{\theta m}$  lo sforzo circonferenziale causato dal momento flettente distribuito generato dalle spole, posso definire un  $\sigma_{\theta tot}$  come somma di tutte le componenti di sforzo nella fase di rotazione del disco.

$$\sigma_{\theta tot} = \sigma_{\theta\omega} + \sigma_{\theta Fr} + \sigma_{\theta m} \quad (9.26)$$

La condizione limite del disco è definita dall'equazione:

$$\sigma_{\theta tot} = \sigma_{lim} \quad (9.27)$$

dove  $\sigma_{lim}$  è pari al carico di snervamento del materiale  $R_{sn}$ , incrementato dell'opportuno coefficiente di sicurezza.

Considerando il coefficiente adimensionale  $a$  ( $re/ri$ ) pari a 7 ed un coefficiente di Poisson di 0.3, è possibile riscrivere l'equazione mantenendo come incognita lo spessore del disco  $s_{d,min}$  che garantisca la resistenza meccanica dello stesso con il relativo grado di sicurezza:

$$s_{d,min} = \frac{\sqrt{3}\sqrt{(2187 Fr^2 + 51200 \pi^2 (\sigma_{lim} - \sigma_{\theta\omega}) m Rapp^2) + 27\sqrt{3} Fr}}{160 \pi Rapp (\sigma_{lim} - \sigma_{\theta\omega})} \quad (9.28)$$

Immettendo il valore delle variabili relative alla configurazione geometrica del disco nelle condizioni di funzionamento descritte, si ottiene per un coefficiente di sicurezza di 1.5 uno spessore minimo necessario del disco in lega di alluminio  $s_{d,min}$  (Al) di 6.2 mm, mentre lo spessore minimo per l'adozione dell'acciaio  $s_{d,min}$  (Fe510) risulta di 5 mm.

$$s_{d,\min}(\text{Al}) = 6.2 \text{ mm}$$

$$s_{d,\min}(\text{Fe510}) = 5 \text{ mm}$$

Calcolando la massa dei dischi della geometria definitiva è evidente un netto risparmio in termini di peso del disco rotorico in alluminio per un peso di 6 kg contro i 13 kg relativi al disco in acciaio di spessore 5 mm, che definisce un risparmio del 60% sulle masse in rotazione.

Individuato uno spessore limite di soglia che garantisca la resistenza meccanica è ora necessario verificare l'entità delle inflessioni relative alle geometrie ed i materiali definiti. Il controllo delle inflessioni e deformazioni del disco rotorico è di fondamentale importanza per il contenimento di due fenomeni principali:

1. Le deformazioni eccessive possono portare ad un'interferenza tra gli organi in movimento e gli elementi circostanti come le pareti del telaio.
2. Gli spostamenti possono provocare una modifica nei parametri di progetto della macchina: l'angolo d'inclinazione  $\gamma$ , da cui dipende il valore di momento flettente ammissibile  $Mf_{max}$ , potrebbe ridursi e comportare un aumento eccessivo delle sollecitazioni alla base nonché una direzionalità non ottimale del filo, studiata appunto per ridurre gli angoli di frizione con la boccola guidacavo.  
 E' perciò necessario verificare che questo parametro vari entro un intervallo limitato al fine di non portare i componenti in esercizio al di fuori di condizioni operative di sicurezza.

E' stato definito uno scostamento del bordo del disco massimo in direzione assiale  $v_{d,max}$  pari a 1 mm, legato ad una variazione massima ammissibile dell'inclinazione  $\Delta\gamma$ . La variazione massima dell'angolo  $\gamma$  è stata definita perché comporti un aumento minimo del momento flettente  $Mf_{max}$  alla base del fuso pari all'1.5% rispetto la condizione indeformata. Il valore  $v_{d,max}$  trovato corrisponde a spostamenti massimi in direzione verticale pari allo 0.16 % della dimensione maggiore del disco, valore ritenuto decisamente cautelativo anche dal meccanico interno all'azienda, dotato di esperienza pluriennale sulla costruzione delle macchine a spirale interne. Per l'approfondimento sulla metodologia ed i calcoli effettuati si rimanda in Appendice 7.8.

E' stato definito un range di modifica dell'angolo  $\gamma$  pari ad un grado (0.02 rad), a cui corrisponde un incremento del Momento flettente massimo  $Mf_{max}$  alla base del fuso del 1.5% per un valore finale di 117 Nm.

Il coefficiente di sicurezza relativo alla base del fuso sotto questa sollecitazione (sempre nel caso di utilizzo della lega di alluminio di  $R_{sn}$  90 MPa) si riduce ad 1.3 mantenendosi in una condizione di sicurezza.

La geometria complessa definita per il disco ha portato alla necessità di servirsi di un modello ad elementi finiti per definire lo spessore in maniera opportuna, in base alle inflessioni massime individuate e per effettuare un'ulteriore verifica sull'effettiva resistenza meccanica del componente. Per questo è stato sfruttato il modulo FEM reso disponibile dal software CAD utilizzato per la progettazione. Sono state generate simulazioni iterative incrementando di volta in volta lo spessore  $s_{d,min}$  di base del disco fino ad ottenere uno spostamento massimo inferiore alla  $v_{d,max}$  definita. Si rimanda in Appendice 7.9 per i dettagli relativi alle simulazioni.

Diverse iterazioni hanno portato, per la lega di alluminio scelta, alla definizione di uno spessore definitivo  $s_d$  di 15 mm, a cui corrisponde uno spostamento del bordo esterno del disco  $v_d$  in direzione verticale di 0.9 mm.

La simulazione mostra come per la geometria reale del modello gli sforzi complessivi garantiscano un coefficiente di sicurezza superiore ad 1.5, valore di sicurezza al quale era associato uno spessore di 6,2 mm in relazione al disco di geometria approssimata a disco semplice omogeneo. Il disco in lega d'alluminio di spessore  $s_d$  trovato ha un peso complessivo di 13 kg.

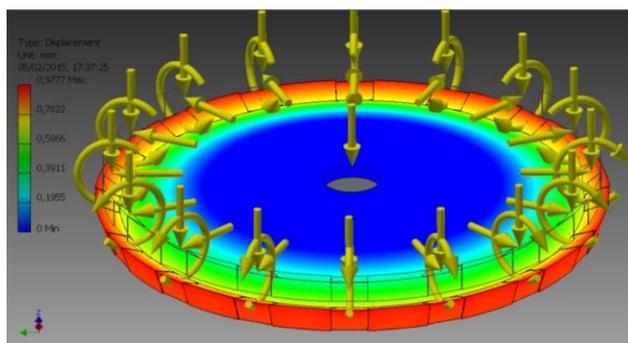


Figura 9.34 Risultato della simulazione ad elementi finiti che mostra l'inflessione del disco sotto i carichi definiti dal regime di rotazione e peso degli elementi supportati

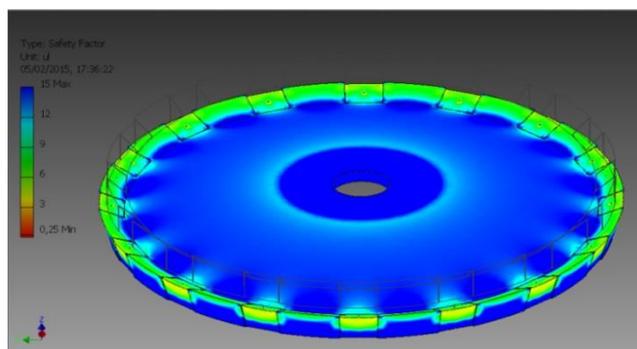


Figura 9.35 Risultato della simulazione ad elementi finiti che mostra il coefficiente di sicurezza del disco lega di alluminio 6000 ( $R_{sn}=245$  MPa) sotto i carichi definiti dal regime di rotazione e peso degli elementi supportati

Effettuato lo stesso procedimento, assegnando le proprietà meccaniche dell'acciaio Fe510 lo spessore minimo necessario  $s_d$  per garantire un'inflexione inferiore al millimetro risulta di 8 mm. A questo spessore corrisponde un peso complessivo del disco in acciaio di 20 kg.

La differenza di peso a parità di proprietà meccaniche ed inflessioni riportate portano, in virtù delle considerazioni presentate all'inizio, a scegliere la lega di alluminio come materiale da costruzione per il disco rotorico.

L'aumento di spessore  $s_d$  necessario rispetto alla configurazione in acciaio non presenta criticità in relazione al vincolo degli ingombri complessivi in direzione verticale, come verrà confermato dallo studio sull'assemblaggio finale.

### ***9.5.6.3. Stato di sforzo e considerazioni sul dimensionamento effettuato***

Nota la geometria definitiva complessiva grazie al valore  $s_d$  ed alla scelta del materiale, siamo in grado di definire analiticamente il valore delle singole sollecitazioni per individuare quale sia la componente più significativa.

Per un valore di spessore  $s_d$  di 15 mm ed una lega di alluminio 6000, la componente di sforzo dovuta al momento flettente  $\sigma_{\theta_m}$  è di 26.5 MPa, lo sforzo relativo alla massa in rotazione del disco  $\sigma_{\theta_\omega}$  è di 0.2 MPa mentre lo sforzo causato dalle forze radiali repulsive  $\sigma_{\theta_{Fr}}$  ammontano a 1.2 MPa.

E' evidente come le componenti più incisive siano quelle generate dalla massa in rotazione delle spole, considerazione che ci porta ancora in una situazione di sicurezza con ampio margine, rappresentando la situazione di spola piena una condizione estremamente critica e gestibile con l'adozione di velocità di rotazione di inizio processo contenute.

L'adozione della lega di alluminio pone la necessità di generare fori passanti per il fissaggio dei fusi tramite l'applicazione di bulloni, è infatti altamente sconsigliabile il fissaggio tramite filettatura del rotore per motivi di resistenza meccanica del materiale scelto e limitati spessori disponibili.

Lo spessore scelto di 15 mm è in linea con le approssimazioni fatte per ottenere la stima della coppia massima all'avvio della macchina, per la cui determinazione era stata considerata in riferimento al disco rotorico la massa di un disco omogeneo cavo dello spessore di 30 mm, che definisce un momento rotazionale di inerzia superiore a quello della geometria definitiva.

Le inflessioni trovate sul modello del disco in acciaio di spessore 8 mm sollecitato da componenti inerziali portano a concludere che le approssimazioni di inflessioni trascurabili (inferiori al millimetro) per gli elementi delle flange di attacco dell'albero cavo e della flangia di supporto per il cuscinetto dello spessore di 10 mm, siano verificate.

**9.5.6.4. Definizione e verifica del collegamento disco rotorico ed albero rotorico**

Definita la geometria ed il materiale del disco rotorico è necessario definire e dimensionare il collegamento alla flangia di supporto solidale con l'albero cavo in rotazione, per il quale è stata definita una bullonatura composta da 10 bulloni del diametro di 10 mm. Si rimanda in Appendice 7.10 per il dimensionamento.

**9.5.6.5. Dimensioni del componente finale**

Di seguito sono riportati i disegni quotati relativi al disco rotorico definitivo in lega di alluminio 6000 e la configurazione assemblata dei componenti rotorici.

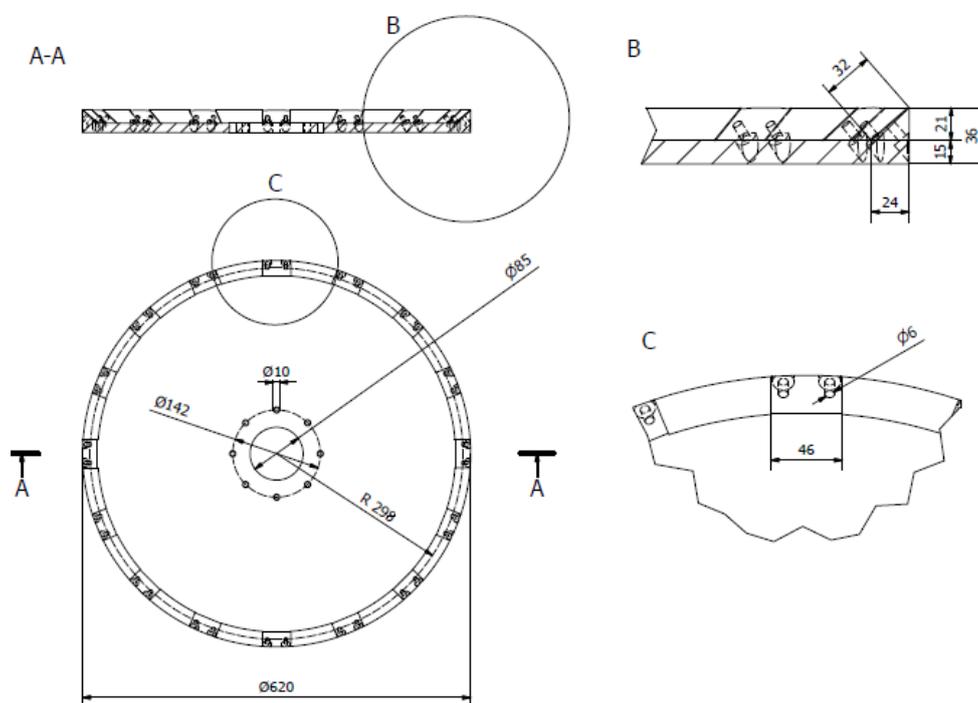


Figura 9.36 Disco rotorico in lega di alluminio serie 6000: geometria e dimensioni definitive

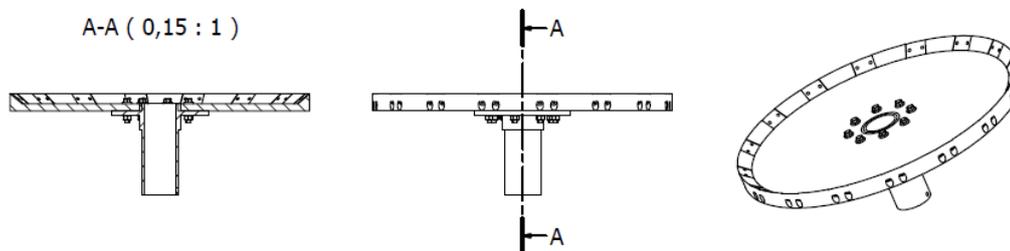


Figura 9.37 Rotore assemblato tramite collegamento bullonato

## Sommario

Dall'analisi di tutte le interazioni tra i principali elementi di macchina descritti dal rotore, motore e telaio è stato possibile ricondursi ad una serie di vincoli necessari al corretto dimensionamento dei componenti ed ad una visione di insieme indispensabile nelle fasi di assemblaggio finale.

A causa dei forti intrecci tra le funzionalità dei diversi elementi, la procedura di dimensionamento e configurazione dei componenti è stata permessa dalla generazione di alcune ipotesi, verificate durante e a termine delle diverse fasi progettuali. E' stato descritto il rotore come composizione di due elementi ed è stato individuato, tramite la relazione di fissaggio di questo al telaio, un sottocomponente di supporto, necessario a garantire il corretto vincolamento che permettesse la rotazione del rotore sull'asse di lavorazione.

E' stato dimensionato l'albero del rotore in relazione ai requisiti geometrici e di resistenza meccanica in relazione alle sollecitazioni stimate per il regime di funzionamento della macchina. E' seguito il dimensionamento del supporto e la scelta dei relativi cuscinetti a sfera necessari al vincolamento del rotore.

L'ultima fase trattata nel capitolo riguarda il dimensionamento del disco rotorico a valle di un'approfondita analisi sulle possibili configurazioni adottabili in riferimento al posizionamento dei fusi. Sono state analizzate nel dettaglio le diverse sollecitazioni agenti sui fusi e sul disco rotorico, individuando come importante ed utile parametro di contenimento degli sforzi l'angolo di inclinazione dei fusi rispetto il piano di applicazione degli stessi sul disco del rotore. Scelta la disposizione dei fusi ottimale e l'angolo di inclinazione massimo in relazione ai vincoli geometrici del sistema, è stata definita una velocità limite per la quale il sistema è in grado di operare in sicurezza nelle condizioni di pieno carico delle spole. E' stata quindi definita tramite una simulazione agli elementi finiti la geometria del disco, lo spessore necessario ed il materiale in funzione della resistenza meccanica richiesta dal componente e dalle massime inflessioni ammissibili.

# **10. DIMENSIONAMENTO DEL MOTORE E DELLA TRASMISSIONE ED ASSEMBLAGGIO FINALE**

## **Introduzione**

In questo capitolo viene identificata la potenza necessaria al sistema di applicazione, individuando nel motore già presente sulla macchina una buona compatibilità con le necessità del progetto e scegliendo la relativa trasmissione a cinghia definendo la dimensione dei diversi elementi che la compongono. Note le dimensioni del sistema di trasmissione segue la definizione della configurazione finale di tutti i componenti assemblati; la visione globale offerta da questa fase permette di definire le ultime dimensioni dei componenti non ancora individuate.

### **10.1. Dimensionamento del motore**

La motorizzazione della macchina è affidata ad un motore elettrico asincrono trifase a cui deve essere collegato elettronicamente il motore di estrazione e movimentazione del cavo, al fine di ottenere parametri di lavorazione ottimali tramite l'accoppiamento del movimento di avanzamento del prodotto in lavorazione e quello rotativo delle spole di filo in applicazione.

Per dimensionare il motore è necessario definire correttamente le diverse condizioni di funzionamento che la macchina può presentare e le prestazioni che si vogliono garantire nei limiti dei vincoli strutturali dei componenti progettati.

#### **10.1.1. Velocità massima del motore**

La velocità di rotazione massima ammissibile nella condizione di spole piene è stata stimata a 337 rpm, tuttavia, questa rappresenta una condizione estrema, fortemente limitante le prestazioni della macchina, presa in considerazione per la definizione dei limiti di velocità in completa sicurezza, ma che non rappresenta la condizione di lavoro media reale della lavorazione, nella quale il carico delle spole varia da un massimo, relativo alla quantità posta all'inizio della lavorazione, ad un minimo di spola vuota a materiale consunto.

La struttura della macchina ed i componenti studiati sono in grado di operare a velocità di regime superiori a questa velocità limite, con carichi delle spole ridotti, per questo la velocità massima di regime mantenuta come riferimento è di 500 giri a minuto, in linea con l'obiettivo prestazionale posto all'inizio della progettazione.

La condizione di sicurezza della macchina in rotazione a questo regime di velocità è, infatti, garantita in termini di resistenza della base del fuso per carichi della spola inferiori ad 1 kg di materiale caricato, ovvero con una spola avvolta al 36% rispetto alla propria capienza massima.

In relazione alla velocità massima scelta per il rotore di 500 rpm è determinata la velocità di rotazione massima del motore in base al rapporto di riduzione  $\tau_m$  scelto per la trasmissione. Il rapporto di riduzione è stato definito in analogia a quello utilizzato in azienda in altre macchine rotative, dove il regime di rotazione dei motori installati varia da 3000 rpm a 1500 rpm.

Il rapporto di riduzione  $\tau_m$  scelto pari a 1/3, definisce il tipo di motore necessario all'applicazione, ovvero motore elettrico asincrono trifase a quattro paia poli, con velocità massima dell'albero motore di 1500 giri al minuto.

### 10.1.2. Coppia massima necessaria

L'avvio della macchina definisce la condizione in cui il motore deve erogare la coppia massima per la movimentazione del rotore e degli elementi supportati. Per la stima della coppia massima all'avvio, presentata nel capitolo precedente, è stato necessario effettuare alcune ipotesi sulla dimensione e geometria degli elementi messi in rotazione, non essendo ancora stata definita la struttura dell'albero e del disco rotorico. La coppia massima  $C(0)$  di 54 Nm, stimata all'albero del rotore nella situazione di avvio della macchina (Capitolo 9.3), si riferisce quindi all'accelerazione con un transitorio di 5 secondi del momento d'inerzia riferito alle geometrie approssimate e non di quelle reali.

E' stato quindi ricavato per ogni componente il momento d'inerzia relativo alla geometria definitiva. Il momento del disco rotorico  $J_d$  è di  $0.69 \text{ kg m}^2$ , valore inferiore agli  $1.17 \text{ kgm}^2$  della geometria ipotizzata all'inizio del capitolo precedente. Il momento di inerzia dell'albero, data l'incognita sulla sua lunghezza finale è stato ancora considerato pari a  $2.1 \cdot 10^{-2} \text{ kg m}^2$ , valore che, dato l'ordine di grandezza, rende ancora una volta la sua computazione nel calcolo finale trascurabile, mentre il momento di inerzia generato dalla massa delle spole e dei fusi applicati sul raggio di applicazione  $R_{app}$  di 298 mm rimane invariato a  $3.9 \text{ kgm}^2$ .

Il momento d'inerzia totale risultante dei componenti in rotazione ammonta a  $4.6 \text{ kgm}^2$ , valore inferiore a quello definito dalle ipotesi in fase di progettazione dell'albero cavo, che ci permette quindi di affermare come i valori di resistenza e d'inflessione ottenuti per il componente siano coerenti e cautelativi.

La coppia massima all'albero rotorico  $C(0)$ , necessaria ad un transitorio di avviamento di 5 secondi (accelerazione angolare del rotore  $\dot{\omega}$  pari a  $10.5 \text{ rad/s}^2$ ) per l'accelerazione delle masse rotanti di momento d'inerzia totale  $J_{tot}$  pari a  $4.6 \text{ kgm}^2$  ammonta ad un valore di 48 Nm.

Effettuando un bilancio di potenze, trascurando il momento di inerzia del motore, in relazione al rapporto di riduzione scelto  $\tau_m$  e le perdite di trasmissione  $\eta d$ , la coppia massima  $C_{m,max}$  all'albero motore è data dall'equazione:

$$C_{m \max} = \frac{C(0) \tau m}{\eta d} = \frac{J_{tot} \ddot{\omega} \tau m}{\tau m} \quad (10.1)$$

La trasmissione a cinghia che è stato deciso di adottare, estremamente adatte a questo tipo applicazioni, presenta un coefficiente di perdita  $\eta d$  stimato mediamente a 0.95. La coppia massima  $C_{m \max}$  al motore risulta quindi secondo l'equazione pari a 16.8 Nm

### 10.1.3. Coppia a regime

La coppia che il motore deve essere in grado di fornire durante il funzionamento a regime, ovvero a velocità del rotore costante ed accelerazione angolare dello stesso nulla, è quella necessaria a vincere la coppia resistente causata dagli attriti dinamici degli elementi in movimento e dalla resistenza alla rotazione del disco rotorico causata dal vincolo dei fili in tensione ed in applicazione sul cavo: il fascio di fili, tensionato grazie al sistema frenante delle spole, genera, infatti, un impedimento alla rotazione. La coppia generata da questo impedimento corrisponde ad una coppia di avvolgimento, per la cui determinazione è utile rovesciare il problema e pensare che la coppia resistente applicata al rotore durante l'avvolgimento del fascio di fili sulla superficie del cavo, sia la stessa che il cavo dovrebbe vincere se questo fosse messo in rotazione e provocasse lo sfilo dalle spole frenate.

In questo modo è immediato determinare la coppia resistente  $C_r$  come tensione totale  $T_{f \text{ tot}}$ , generata dai fasci di filato delle 16 spole ai quali corrisponde un valore di tensione di lavorazione  $T_{f \text{ lav}}$ , moltiplicato per il raggio del corpo in avvolgimento, nel nostro caso il raggio del cavo  $R_c$ :

$$C_r = T_{f \text{ tot}} R_c = 16 T_{f \text{ lav}} \frac{D_c}{2} \quad (10.2)$$

La condizione di lavoro peggiore in relazione a questo fenomeno è quella che sfrutta fasci di fili da 0.25 mm di diametro a cui è stata riferita, secondo la stima effettuata riportata in Appendice 8, una tensione di lavoro  $T_{f \text{ lav}}$  pari a 400 g (4N).

Il diametro di cavo preso in considerazione è quello relativo alla lavorazione limite di 20 mm ( $R_c=10$  mm).

Dal medesimo bilancio di potenze illustrato per la determinazione della coppia massima, la coppia a regime  $C_m$  è data dall'equazione:

$$C_m = \frac{C_r \tau m}{\eta d} \quad (10.3)$$

La coppia resistente causata dall'avvolgimento su un cavo del diametro di 20 mm dei fili nella condizione di spole maggiormente frenate per una tensione di lavorazione  $Tf_{lav}$  stimata a 400 g, corrisponde a 0.6 Nm, da cui deriva secondo la (10.3) una coppia a regime del motore  $C_m$  pari a 0.2 Nm. La coppia  $C_m$  trovata è stata maggiorata del 20% per tenere conto di eventuali attriti dinamici degli elementi in movimento relativo, per un valore finale di  $C_m$  pari a 0.3 Nm. Il metodo con cui è stata stimata la tensione  $Tf_{lav}$  è riportato in Appendice 8.

#### 10.1.4. Scelta del motore

Tramite una ricerca svolta sui cataloghi di diversi costruttori, è stato possibile determinare il tipo di motore necessario all'erogazione delle coppie motrici trovate. E' evidente come il valore critico delle forze in gioco corrisponda a quello della coppia allo spunto  $C(0)$ , generato da un'accelerazione sostenuta di corpi a momenti d'inerzia importanti.

L'erogazione della coppia massima stimata pari a 16.8 Nm è garantita da motori individuabili su cataloghi di diversi costruttori con la serie 90 per una potenza installata minima di 2.5 CV. La potenza individuata, pari al doppio di quella installata mediamente per la movimentazione delle macchine a spirale interne, genera considerazioni sull'economicità dell'alimentazione in termini di costo di energia elettrica impiegata. Inoltre i motori prescelti presentano dimensioni incompatibili con l'alloggiamento previsto per il motore all'interno della cassa, come esposto dalle considerazioni e vincoli presentati nel capitolo precedente; questo comporta la necessità di installare il motore esternamente al telaio, costruendo un supporto aggiuntivo nella parte sottostante alla cassa, la cui configurazione permetta l'opportuno collegamento all'albero rotorico.

Queste complicazioni hanno portato alla necessità di rivalutare la stima sull'accelerazione massima imponibile alla macchina in condizioni di pieno carico all'avvio, essendo questa una variabile poco influente, se non trascurabile, sulla riduzione dei tempi di lavoro e prestazioni della macchina: una riduzione di qualche secondo sull'intervallo di avviamento, infatti, non produce alcun vantaggio significativo in termini di riduzione dei tempi di lavorazione, se confrontato con le tempistiche medie dell'intero processo.

Considerando il motore presente dall'installazione precedente è possibile disporre della potenza nominale di 0.75 kW (1CV), per una coppia massima erogata di 12.7 Nm. Tale coppia massima garantisce allo spunto, in situazione di pieno carico delle spole, un'accelerazione  $\dot{\omega}$  data dall'equazione:

$$\dot{\omega} \max = \frac{C_m \max}{J_{tot}} \quad (10.4)$$

L'accelerazione così calcolata risulta di 2.7 rad /s<sup>2</sup>. Questa accelerazione implica transitori di avvio con intervalli  $T_{t,a}$  di 13 secondi per il raggiungimento della

velocità massima  $\omega_{max}$  di 337 rpm determinata nelle condizione di pieno carico secondo l'equazione:

$$T_{t,a} = \frac{\omega_{max}}{\dot{\omega}_{max}} \quad (10.5)$$

Il risultato ottenuto è in linea con le tempistiche mantenute dalle macchine attuali, che sono in grado di portarsi mediamente alla velocità di 300 rpm in 10 secondi. La scelta definitiva ricade dunque sul mantenimento del motore presente, a valle delle considerazioni effettuate, con un risparmio conseguente sull'acquisto di un nuovo motore, sulla potenza elettrica assorbita durante il funzionamento e sui costi associati ad un riadattamento del telaio per l'installazione di un motore di dimensioni superiori.

## 10.2. Scelta e dimensionamento della trasmissione

Il regime di rotazione e le potenze in gioco rendono come scelta ottimale l'adozione di sistemi di trasmissione a cinghia, in particolare sistemi a cinghia dentata a sezione trapezoidale.

Il processo di dimensionamento tiene in considerazione il rapporto di trasmissione scelto precedentemente di 1/3 e porta alla definizione di parametri importanti per l'assemblaggio degli elementi di macchina, nel rispetto dei vincoli dimensionali, importanti per la definizione delle quote ancora incognite relative ai componenti. Il dimensionamento avviene seguendo le operazioni di selezione e calcolo indicate dalle norme UNI 5296.

Dalla potenza trasmessa, corretta da opportuni accorgimenti, ed il numero di giri del lato motore, viene selezionato il tipo di cinghia ottimale.

L'interasse reso disponibile dalla configurazione del telaio ha permesso di selezionare la lunghezza standard di cinghia necessaria e la relativa coppia di pulegge le cui dimensioni garantiscono il rapporto di trasmissione predefinito.

La larghezza della cinghia standard selezionata è di 25.4 mm. La larghezza di cinghia è il dato che determina la larghezza delle pulegge  $L_p$  da cui dipendono i molteplici vincoli d'ingombro in direzione assiali presentati precedentemente. La dimensione standard delle pulegge atte a supportare la cinghia di larghezza a pari a 25.4 mm presentano una larghezza minima  $L_p$  di 16.7mm.

Alcuni accorgimenti per l'installazione impongono che almeno una delle due pulegge, tipicamente quella minore, sia flangiata per evitare scarrucolamenti, mentre per valori di interasse elevati (maggiore di 8 volte il diametro della puleggia minore) è buona norma adottare pulegge flangiate su entrambi gli assi. Le dimensioni del sistema si avvicinano alla condizione limite per cui è bene adottare pulegge flangiate su entrambi i lati; viene quindi adottata questa soluzione per una larghezza finale delle pulegge  $L_p$  di 30 mm.

Il vincolamento assiale della puleggia minore sull'albero motore è garantito da una vite di pressione alloggiata sullo spallamento della stessa, mentre la trasmissione di coppia è affidata ad un collegamento per mezzo di linguetta, già presente sull'albero motore.

La puleggia condotta deve, invece, garantire la trasmissione del moto tramite un bullone adattato che svolge la funzione di spina, come precedentemente anticipato nella fase di dimensionamento dell'albero (Capitolo 9) .

L'elemento di taglio è alloggiato in una sede circolare filettata ricavata sullo spallamento della puleggia e la sua lunghezza è pari alla somma dello spessore attraversato sulla ruota di trasmissione e quello di appoggio garantito dall'albero cavo (5 mm), come mostrato in figura 10.2. Questo collegamento garantisce anche il vincolo assiale di calettamento della ruota sull'albero, impedendo gli scorrimenti sullo stesso. La geometria e dimensioni delle pulegge scelte sono mostrate in figura 10.1, mentre la figura 10.2 mostra la modalità di collegamento tra puleggia condotta ed albero rotorico e l'elemento di trasmissione utilizzato. La figura 10.3 mostra la configurazione della trasmissione collegata al rotore.

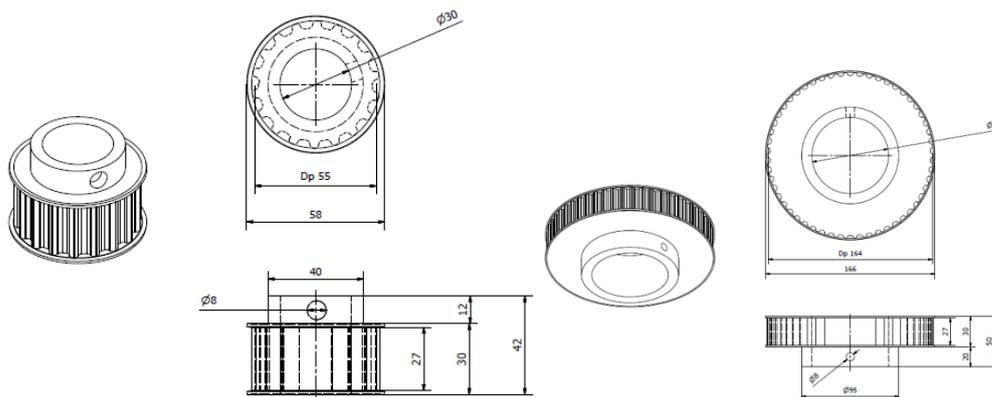


Figura 10.1 Puleggia motrice e puleggia condotta

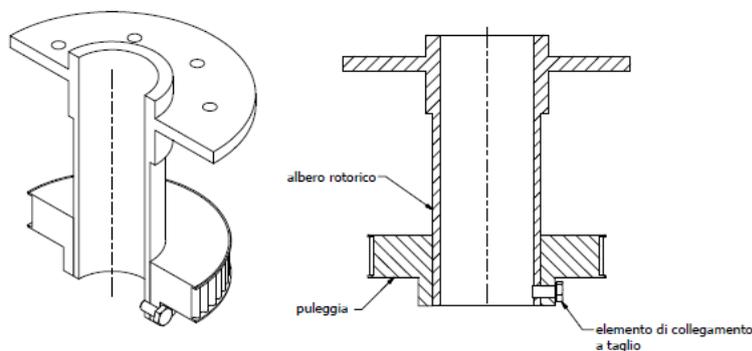


Figura 10.2 Calettamento puleggia condotta albero rotorico per mezzo di un bullone adattato

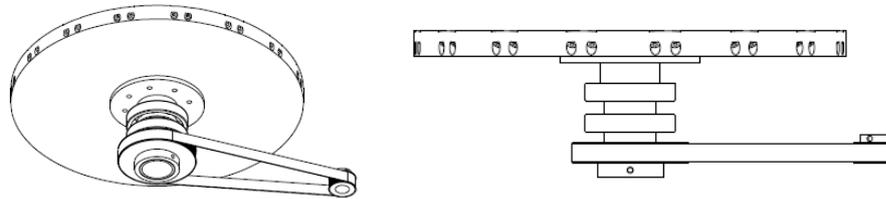


Figura 10.3 Trasmissione a cinghia e rotore

Le dimensioni e le scelte fatte sulla definizione della trasmissione sono coerenti con le ipotesi adottate nella fase di dimensionamento dell'albero rotorico, più precisamente nella fase relativa alla stima della coppia trasferita.

### 10.3. Assemblaggio finale e definizione delle dimensioni definitive dei componenti

#### 10.3.1. Vincoli e criteri di assemblaggio

Nota la geometria dei componenti segue la fase di assemblaggio, dalla quale viene definita la configurazione finale del sistema in progettazione e le dimensioni finali dei componenti non ancora definitivi, lasciate incognite per la necessità di essere valutate in funzione dei vincoli imposti dalla struttura assemblata finale.

La fase di unione dei vari componenti progettati deve tenere in considerazione i vincoli derivanti l'interazione tra i diversi elementi (presentati nelle loro criticità all'inizio del capitolo precedente) e le considerazioni relative alle condizioni ottimali di funzionamento, in relazione agli angoli di frizione descritti dal filo in svolgimento (Capitolo 8).

Per una più facile comprensione è bene analizzare e definire nel dettaglio i vincoli assoluti da rispettare nell'ideazione della configurazione finale:

1. L'estensione in direzione verticale degli elementi assemblati all'interno della cassa del telaio deve essere inferiore all'estensione verticale messa a disposizione dalla stessa e rispettare i vincoli associati ad una luce tra disco rotorico e boccia guidafile minima, definita per i requisiti di lavorazione dei prodotti potenzialmente processabili nella macchina.

L'altezza massima sfruttabile  $H_T$  all'interno del telaio corrisponde allo spazio tra il piano inferiore della cassa ed il piano superiore più basso della stessa e corrisponde a 655 mm. La lavorazione di cavi del diametro  $D_c$  di 0.7 mm, per requisiti di processo impone la necessità di posizionare la boccia guidafile ad una distanza  $L_{b,min}$  di almeno 36 mm dalla superficie superiore del telaio (Capitolo 8); questo riduce lo spazio

utile all'interno della cassa definendo una luce massima sfruttabile all'interno della stessa  $L_{amm}$  di 619 mm.

La configurazione finale dei fusi sul rotore ed il dimensionamento del disco, hanno permesso di definire nel capitolo precedente un'altezza  $Lu'$  di 404 mm tra il piano di applicazione dei fusi ed il punto di contatto dei fili con la boccia superiore nella condizione di attrito ottimale, assumendo che il filo si svolga parallelo all'albero di supporto. Questo definisce lo spazio massimo rimanente all'interno della cassa occupabile dagli spessori degli elementi del rotore e dalla struttura di supporto come differenza tra  $L_{amm}$  ed  $Lu'$  che risulta di 215 mm (figura 10.4).

2. L'estensione e posizionamento dei componenti (albero rotorico e supporto dei cuscinetti) deve rispettare i vincoli definiti dallo sbalzo limitato  $L_{am}$  dell'albero motore. L'estensione degli elementi al di sotto della cassa deve permettere l'alloggiamento degli organi di trasmissione, definendo una lunghezza massima complessiva inferiore allo sbalzo dell'albero del motore di 70 mm.

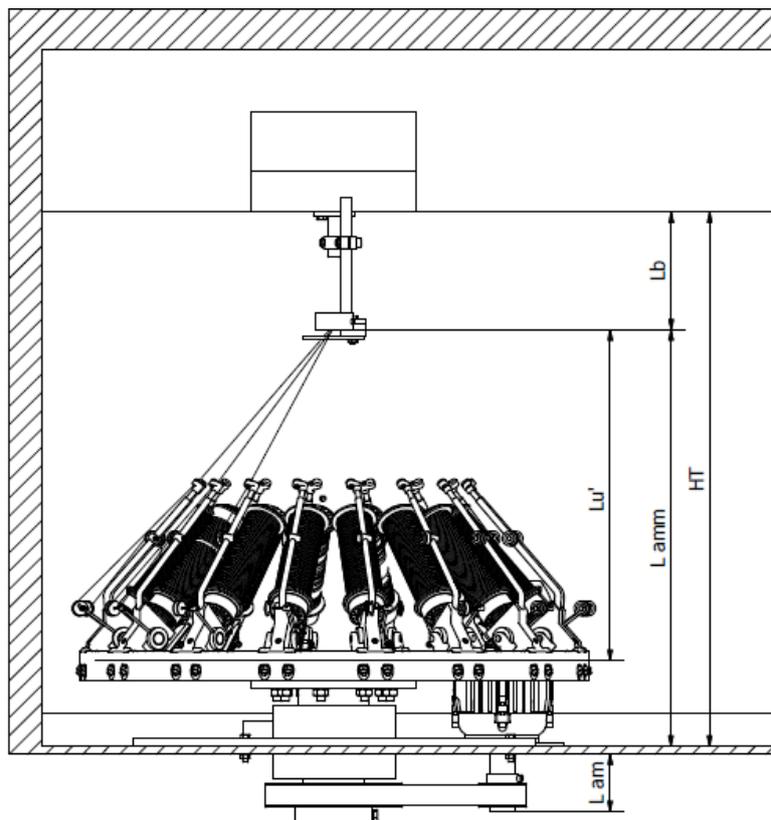


Figura 10.4 Rotore ed organi di macchina collegati alloggiati nella cassa del telaio.

Alla luce dei vincoli esposti è stata definita la disposizione finale dei componenti e dimensionamento degli stessi, mantenendo opportuni margini di sicurezza per evitare l'eventuale interferenza di elementi in moto relativo e seguendo dei criteri dettati da considerazioni di carattere pratico.

La fase di assemblaggio è stata affrontata con l'obiettivo di ridurre il più possibile l'estensione in verticale degli elementi all'interno della cassa, al fine di contenere i fenomeni dinamici associati alla rotazione in fase di lavorazione e per permettere una praticità di utilizzo ed un maggior grado di libertà all'operatore in relazione al posizionamento della boccola.

Le sollecitazioni di eventuali squilibri rotorici apportate ai supporti possono essere contenute riducendo il braccio di applicazione delle forze squilibranti, questo produce momenti flettenti inferiori all'albero rotorico e riduce l'ampiezza di eventuali spostamenti del disco rotorico ed elementi ad esso applicati, favorendo una stabilità superiore in fase di lavorazione.

Il posizionamento della boccola guidacavo è stato definito nella condizione limite, per cui il punto di attacco del filo risulti all'interno del telaio, non conoscendo all'inizio della fase di progettazione l'estensione verticale dei componenti di macchina e necessitando, quindi, di individuare il più ampio spazio disponibile all'interno della cassa.

L'altezza di boccola minima  $L_{b,min}$  è stata definita al fine di garantire la funzione di guida del filo necessaria al contenimento del punto di attacco **a** del materiale in applicazione all'interno della cassa (Capitolo8), è quindi necessario che l'altezza  $L_b$  relativa al posizionamento della boccola nella condizione ottimale sia superiore al valore limite individuato.

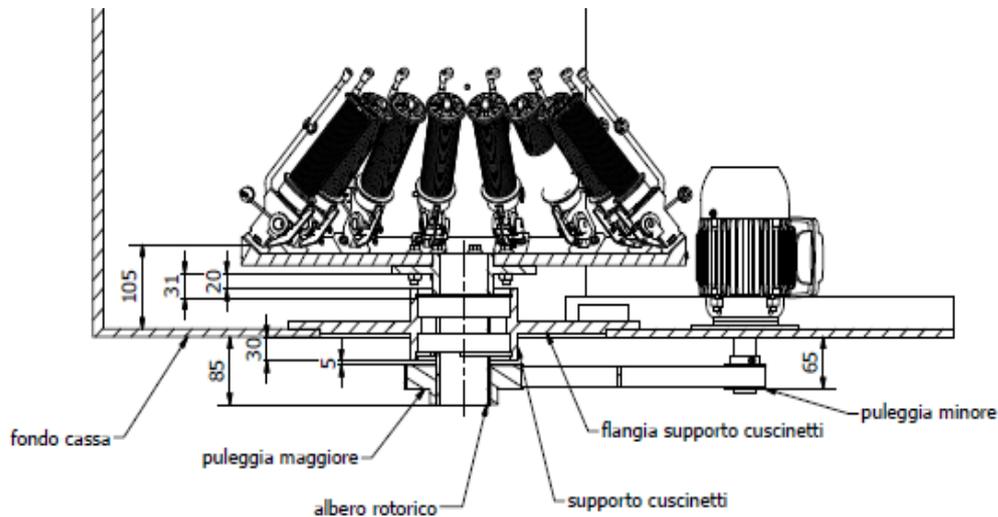
Si è inoltre cercato di garantire la possibilità di rendere il supporto dei cuscinetti simmetrico in relazione alla disposizione della flangia, per permettere la totale interscambiabilità delle posizioni dei cuscinetti tramite il ribaltamento del supporto, per i motivi di manutenzione esposti nel capitolo relativo.

### **10.3.2. Scelta della configurazione e dimensioni finali**

Ipotizzando di vincolare la puleggia maggiore di larghezza  $L_p$  pari a 30 mm all'albero rotorico a partire dall'estremità inferiore massima, definita dal valore massimo ammissibile  $L_{a,m}$  di 70 mm, è disponibile una lunghezza a sbalzo dell'albero rotorico al di sotto della cassa di 40.3 mm.

L'applicazione della flangia di attacco del supporto per cuscinetti nella sezione di simmetria comporta che lo sbalzo offerto dallo stesso al di fuori della cassa sia pari a 30 mm, tratto di lunghezza compatibile con lo spazio messo a disposizione dall'albero rotorico prima del calettamento della puleggia maggiore.

Scelto di definire la geometria del supporto con la flangia posizionata nella posizione di simmetria, è stato deciso di mantenere un margine pari a 5 mm tra l'estremità del corpo del supporto e la superficie della puleggia per evitare interferenze. La scelta appena descritta comporta la possibilità di calettare la puleggia minore sull'albero motore tale da sfruttare 65 mm dello sbalzo  $L_{a m}$  di 70 mm messo a disposizione, lasciando esposto un tratto di albero motore pari a 5 mm a valle della puleggia motrice (figura 10.5).



**Figura 10.5** Assemblato dei componenti rotorici, di supporto e di trasmissione. Sono rappresentate le quote definite per la configurazione assemblata finale.

La geometria definitiva del supporto per cuscinetti, in riferimento alla figura 10.5, è così univocamente definita tramite l'ultima quota incognita relativa all'applicazione della flangia di supporto in prossimità del punto medio del corpo.

Il supporto per cuscinetti in tale configurazione genera uno sbalzo nella parte interna del telaio pari a 50 mm. Deve essere garantito il giusto distanziamento tra la superficie superiore del corpo del supporto cuscinetti e la flangia dell'albero rotatorio su cui è calettato il disco.

Per la dimensione dei bulloni scelti e per mantenere un margine di sicurezza ulteriore in relazione alle possibili inflessioni, si è definita una distanza di 20 mm tra la flangia dell'albero e la superficie del supporto.

Le decisioni in merito al distanziamento degli elementi, allo spessore della flangia dell'albero rotatorio ed alla dimensione del disco, permettono di individuare l'altezza degli elementi che definiscono la struttura all'interno della

cassa, al di sotto del piano di applicazione dei fusi, per un'estensione verticale complessiva di 105 mm.

Questo valore, unitamente al valore precedentemente discusso  $Lu'$  in relazione alla luce necessaria per processo di applicazione dei fili, descrive lo spazio complessivo occupato dagli elementi rotorici e dai fili in applicazione secondo la condizione ottimale di funzionamento (Capitolo 9.5.4).

La somma di  $Lu'$  ed il valore di 105 mm relativo agli ingombri sotto il piano dei fusi ammonta a 509 mm.

$$Lu' + 105 \text{ mm} = 509 \text{ mm} \quad (10.6)$$

Tale configurazione permette dunque un'escursione ottimale della boccola guidacavo  $L_{b \text{ ott}}$  (relativo a fili in direzione inclinata di  $41^\circ$ ) pari all'altezza  $H_T$ , disponibile all'interno del telaio, a meno della quota composta della traiettoria ottimale dei fili ed elementi di macchina appena trovata.

$$L_{b \text{ ott}} = H_T - 509 \text{ mm} = 146 \text{ mm} \quad (10.7)$$

$L_{b \text{ ott}}$  rappresenta la quota rispetto la superficie superiore della cassa alla quale la boccola deve essere posizionata al fine di garantire lo svolgimento dei fili parallelo all'asse del fuso (Capitolo 9.5.4), limitando gli attriti di deviazione generati dalla boccola ceramica (condizione di applicazione ottimale).

Il valore trovato di  $L_{b \text{ ott}}$ , superiore rispetto  $L_{b, \text{ min}}$ , permette di affermare che la configurazione scelta rispetta a pieno i vincoli esposti all'inizio, garantendo per inclinazioni del fuso di  $41^\circ$ , il posizionamento ottimale della boccola ad una distanza dalla parete della cassa superiore a quella minima individuata  $L_{b, \text{ min}}$  (36 mm).

E' da notare come il posizionamento della boccola al di sotto della posizione definita possa essere sfruttato come strumento di correzione ad eventuali disomogeneità sulla tensione dei fili. E' frequente che l'operatore intervenga sullo spostamento della boccola per uniformare l'applicazione dei fili provenienti da spole differenti. La condizione relativa al posizionamento ad  $L_{b, \text{ ott}}$  della boccola descrive un angolo di frizione tra filo e boccola  $\beta$  maggiore rispetto a quello limite (definito nella condizione peggiore per angoli d'inclinazione del filo di  $53^\circ$ ), è quindi possibile abbassare la boccola guidacavo per sfruttare il fenomeno di correzione appena descritto senza venir meno ai vincoli imposti dall'angolo di frizione  $\beta_{\text{min}}$  descritto nel Capitolo 8.

La dimensione dell'albero rotorico è univocamente determinata dal rispetto dei distanziamenti imposti, e della geometria degli elementi vincolati ad esso. Il distanziamento tra la superficie del supporto cuscinetti e la flangia dell'albero, definisce la lunghezza di tratto di albero rotorico al di sotto della flangia di collegamento, che deve interferire per spallamento con il cuscinetto reggispinta.

L'estensione del tratto di albero al di sopra della flangia di collegamento al disco corrisponde allo spessore del disco stesso per requisiti di maggiore stabilità e vincolamento.

In relazione alla figura 9.17 è possibile determinare quindi le quote incognite dell'albero, individuando per il tratto di albero  $L_{a2}$  un valore di 55 mm.

Lo sbalzo necessario a raggiungere il piano della trasmissione e la dimensione della puleggia maggiore dotata del relativo spallamento, definiscono una lunghezza  $L_{a1}$  dell'albero al di sotto della cassa pari a 135 mm.

Dal dimensionamento definitivo di tutti i componenti ed assemblaggio degli stessi si è giunti alla fine della progettazione relativa al sistema di applicazione della macchina spiralatrice.

Dotando entrambi gli alloggiamenti disponibili del telaio del sistema progettato, si ottiene la struttura del sistema di spiraleratura a due linee di lavoro, di cui è possibile dotare il reparto a seguito dell'installazione degli altri sistemi relativi all'avanzamento e raccolta del cavo in schermatura.

La struttura definitiva del lavoro di progettazione è mostrata in figura 10.6.

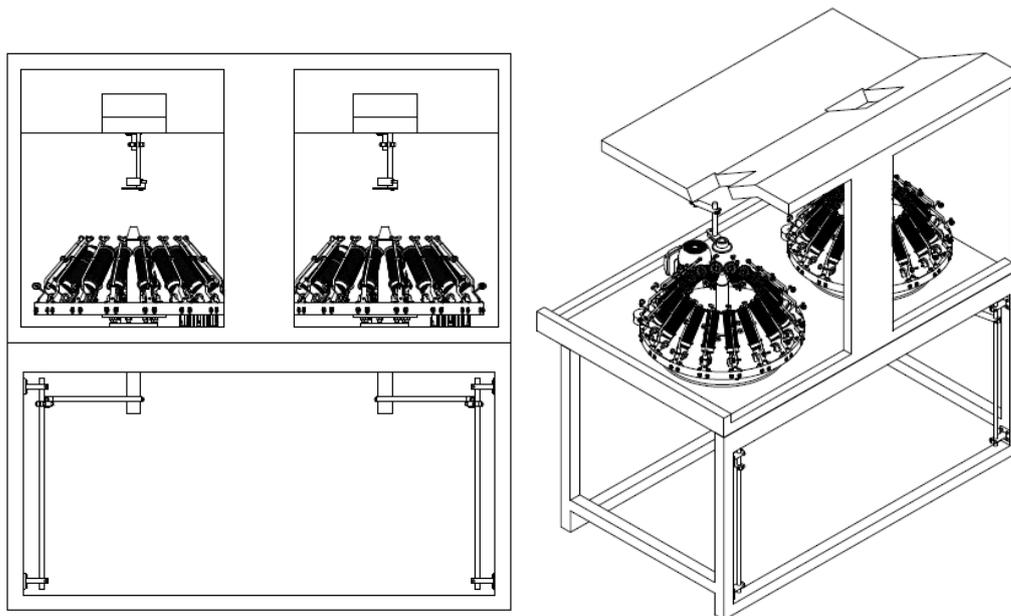


Figura 10.6 Linee di spiraleratura progettate

La figura 10.7 mostra la configurazione finale degli elementi principali che costituiscono la testa a spiralarare, dotata del relativo supporto ed accoppiata al motore tramite la trasmissione a cinghia.

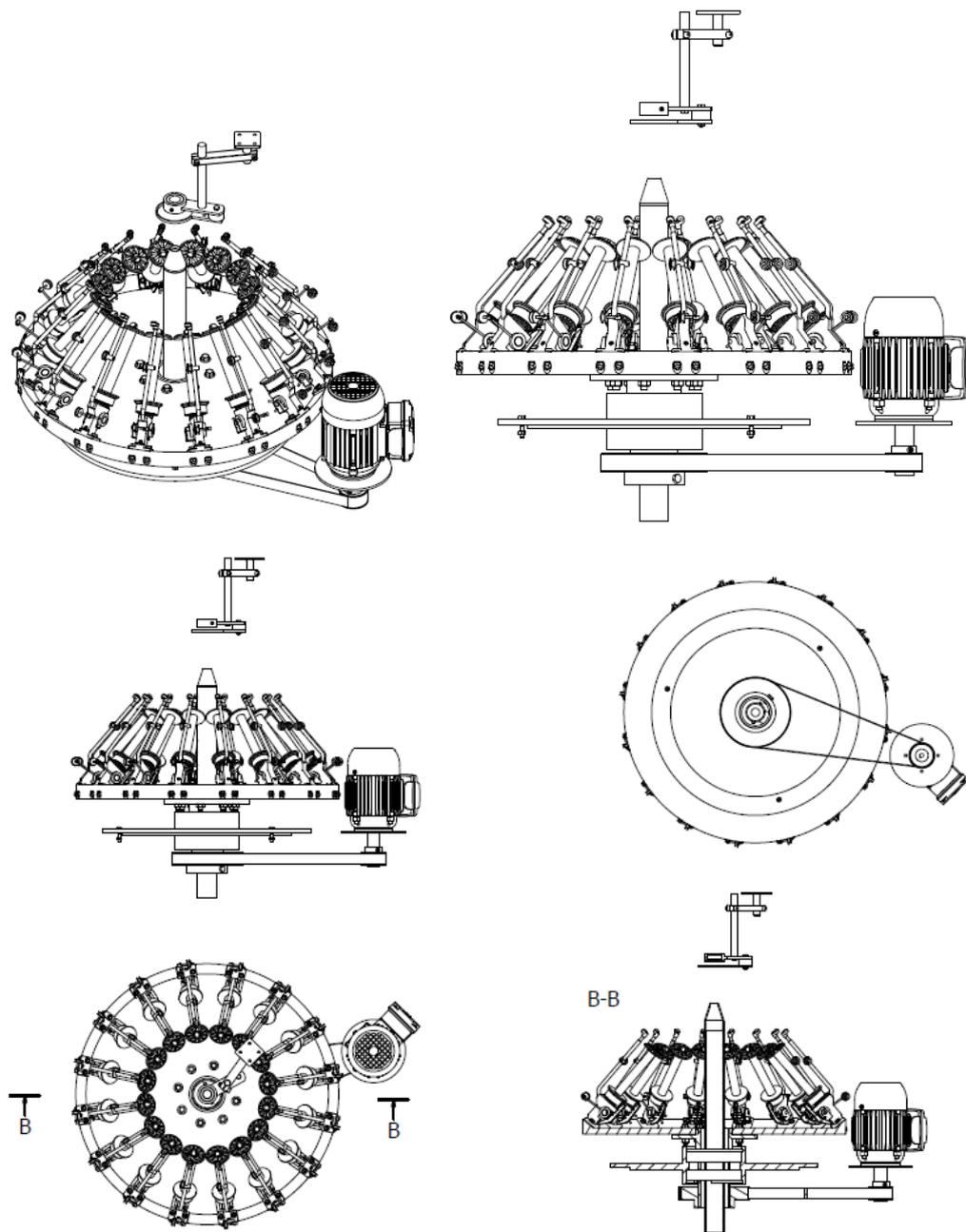


Figura 10.7 Sistema di applicazione ideato

## **Sommario**

E' stata calcolata la potenza ed i valori di coppia del motore necessari alla movimentazione della testa in relazione alla reale geometria degli elementi definita nel capitolo precedente, ed alle prestazioni prefissate in termini di tempi di avvio della macchina. I risultati ottenuti hanno portato a rivalutare l'entità dell'accelerazione di avviamento prefissata per permettere l'utilizzo del motore di 1.5 CV già presente sulla macchina, con un decremento trascurabile delle prestazioni rispetto i tempi di lavorazione complessivi ed un risparmio sui costi aggiuntivi derivanti l'applicazione di un motore di dimensioni superiori.

E' seguito il dimensionamento degli organi di trasmissione individuando la cinghia e le pulegge relative in funzione del motore scelto e delle prestazioni definite. La dimensione delle pulegge di trasmissione ha determinato l'ultimo dato necessario all'individuazione della corretta disposizione dei componenti progettati, permettendo di stabilire la configurazione finale del sistema nel rispetto dei vincoli imposti presentati nel capitolo precedente. La fase di assemblaggio finale ha permesso di determinare le dimensioni finali dell'albero rotore e del relativo supporto in funzione del sistema assemblato.

# CONCLUSIONI

## Introduzione

Vengono ora illustrati i risultati raggiunti dall'intero lavoro svolto, a partire dalla fase di analisi ed ottimizzazione dei parametri e costi relativi al processo produttivo, al risultato della fase progettuale motivata dall'opportuna analisi di investimento. Il capitolo si pone l'obiettivo di illustrare le considerazioni generali sulla profittabilità ed i vantaggi di un lavoro così strutturato, dedicato e non standard per l'attività aziendale, effettuando una stima tra costi e benefici ed esplicitando le esperienze ed i dati acquisiti, utili a scelte e politiche aziendali potenzialmente future relative a problemi e necessità analoghe a quelle che hanno mosso questo lavoro.

## Risultati ottenuti

Al termine della fase di progettazione è possibile stimare i risultati raggiunti derivanti l'integrazione tra aspetti tecnici ed economici che hanno caratterizzato le scelte progettuali e d'investimento nell'intero lavoro.

La reingegnerizzazione del processo di spiratura, tramite la costruzione del modello per l'assegnazione e controllo dei parametri di processo (Capitolo 4), ha portato i già discussi benefici relativi ad un controllo superiore sui costi di lavorazione e quindi su una maggiore flessibilità e grado di azione nelle trattative commerciali, aspetto fondamentale per le politiche aziendali. Il programma generato per la definizione dei parametri di lavorazione permette di effettuare, grazie agli elementi di output definiti, un'impostazione del set di variabili ottimale grazie ad una visione ampia e completa dei criteri di assegnazione, che tenga conto non solo di aspetti tecnici e tecnologici ma anche economici e di organizzazione produttiva attendibili.

Le necessità di riadattamento del prezzo di vendita finale o vincoli sui tempi di consegna, possono portare a ridefinire come criteri sensibili alla scelta dei parametri di processo, voci relative al costo di lavorazione o al tempo di processo, riadattando i parametri di lavorazione in funzione di un'ottimizzazione commerciale e organizzativa a discapito di un'ottimizzazione tecnica del prodotto. Una corretta determinazione del costo di lavorazione permette di avere un controllo superiore sulla gestione del prezzo di vendita finale, con notevoli vantaggi sugli aspetti commerciali di competitività del prodotto.

In merito alla riprogettazione della linea di spiratura vengono illustrati i risultati raggiunti in relazione agli obiettivi imposti ed ai propositi prestazionali prefissati in ottica di miglioramento della tecnologia interna all'azienda.

Il sistema progettato ha permesso l'adozione e sfruttamento dei fusi utilizzati nelle applicazioni di trecciatura, permettendo l'utilizzo delle relative spole e la condivisione della macchina spolatrice per l'avvolgimento del filo metallico sulla stessa. Lo sfruttamento dei fusi produce vantaggi in termini di gestione della manutenzione e dei ricambi, per cui è garantita una fornitura continua dal produttore esterno.

Le potenzialità del sistema progettato superano i vincoli delle precedenti macchine, in relazione alla dimensione massima dei cavi spiralabili, permettendo la lavorazione di cavi del diametro superiore ai 20 mm. Tale risultato giustifica la scelta di conversione delle macchine rispetto alle considerazioni di profittabilità economica, illustrate nel dettaglio nelle fasi di analisi del reparto produttivo.

La testa a spirale progettata è in grado di operare in condizione di spole a pieno carico anche a velocità superiori a quella media mantenuta dalle macchine presenti nel reparto, con conseguenti benefici in termini di riduzione dei tempi di cambio spola e dei tempi di lavorazione complessivi.

L'implementazione del sistema frenante variabile ha inoltre garantito un controllo superiore sulla qualità dello schermo finale e sulla funzionalità del processo, permettendo di uniformare la qualità della lavorazione in termini di tensionamento del filo su tutta la varietà produttiva che si prevede venga processata in futuro grazie ad un controllo in tensione, la cui regolazione si svincola da molti dei parametri di processo caratterizzanti ogni singola lavorazione.

Non è stato possibile determinare il valore monetario dell'investimento di conversione e costruzione degli elementi progettati, non essendo pervenute le offerte dei costruttori esterni relative alla lavorazione delle parti ideate ed all'installazione dei sottosistemi aggiuntivi di movimentazione e raccolta del cavo. A seguito di una corretta individuazione dei costi d'implementazione dell'intero sistema sarà possibile rivalutare la profittabilità economica della scelta di conversione in confronto alle alternative d'intervento illustrate nel Capitolo 5; una stima da parte dei responsabili aziendali ha permesso, tuttavia, di concludere che la realizzazione della macchina ideata rientra nei limiti di profittabilità economica e che i benefici derivanti il sistema frenante producano un valore aggiunto nella valutazione dell'intervento di modifica finale.

Al fianco di questi risultati tecnico-economici, che in qualche modo derivano dal raggiungimento più o meno soddisfacente degli obiettivi prefissati ad inizio lavoro, ne sono emersi ulteriori non preventivati. I diversi studi effettuati nella fase di progettazione e di preparazione della stessa hanno portato all'identificazione di problematiche tecniche la cui soluzione può essere

trasferita e riadattata per la risoluzione di complicazioni analoghe, che limitano la qualità e potenzialità di altre lavorazioni e dinamiche produttive all'interno dell'azienda. L'analisi del reparto ha portato inoltre all'individuazione di una libertà decisionale da parte dei responsabili di produzione in merito alla scelta di alcuni parametri di lavorazione, svincolata dalle indicazioni dell'ufficio tecnico e contravvenendo alla gerarchia decisionale utile al corretto controllo sul processo e del prodotto finito, dando modo alla direzione di intervenire in tal merito.

### **I Costi**

L'attività svolta ha implicato un impegno giornaliero costante che si è diversificato in due attività principali, relative appunto alla fase di analisi e studio delle dinamiche di processo del reparto ed alla fase di riprogettazione del macchinario, ognuna quantificabile in un arco temporale di quattro mesi lavorativi. L'attività complessivamente non ha inficiato o rallentato la normale attività aziendale, dato l'affiancamento al personale di produzione non intrusivo ed i colloqui avuti con i responsabili, anche al di fuori del normale orario lavorativo. Il lavoro ha necessitato tuttavia di un impegno costante ed unidirezionale, non lasciando spazio ad altre attività all'interno dell'azienda. Questo permette di affermare che lo sviluppo di un'attività di questo tipo richiede l'impiego di una risorsa dedicata che nel caso fosse individuata in un elemento del personale interno, comporterebbe l'abbandono dell'attività precedentemente svolta con conseguenze sul normale funzionamento aziendale. Questo impone la necessità di personale dedicato e relativi costi non trascurabili.

### **Bilancio complessivo sull'attività e parametri decisionali**

Secondo un bilancio generale ed alcune osservazioni da parte della direzione aziendale, è emerso come a causa delle risorse in termini di tempo impiegato per l'ideazione interna della macchina e potenziali costi del progettista associati, non conteggiati nell'analisi di investimento e profittabilità economica, ma che verrebbero a presentarsi nel caso di un futuro intervento analogo, i risultati ottenuti in merito ad una riprogettazione base della linea, ovvero che svolga la semplice funzione di spiratura senza il contributo aggiunto di frenatura controllata, non sarebbero sufficienti a coprire i costi di investimento associati al progetto, definendo come soluzione più vantaggiosa quella che si rivolge alla richiesta presso un costruttore esterno, limitando i vantaggi relativi all'impiego dei fusi della trecciatrice e la possibilità di lavorare fili da 0.07 mm di diametro, ma evitando costi onerosi relativi all'ideazione in autonomia.

Considerazione significativamente diversa riguarda la soluzione d'intervento ideata comprensiva del sistema di frenatura variabile, appositamente studiato per

la macchina in conversione. Per le caratteristiche del settore e più in generale per le strategie commerciali dell'azienda, viene individuato come notevole valore aggiunto ogni tipo d'intervento atto a migliorare il prodotto in termini di qualità e controllo sui risultati ottenuti, mettendo l'azienda in una posizione di forza sul mercato rispetto a costruttori meno specializzati.

Il miglioramento e la personalizzazione della tecnologia legata a prodotti poco industrializzati come quelli spiralati, ma di alta qualità e spessore tecnologico, definisce un notevole vantaggio a livello commerciale. Nel dettaglio, come anticipato nel secondo capitolo, il processo di spiratura si mantiene solido ed ha motivo di essere preso in considerazione nonostante gli scarsi risultati schermanti in quanto rappresenta l'unica soluzione ad oggi implementabile per la schermatura di cavi per flessione torsione, prodotti che sfruttano a pieno tutte le conoscenze tecniche aziendali e presentano al loro interno un contenuto tecnologico elevato. Proprio in questa fascia di prodotti la qualità e miglioramenti mirati, prodotti da un controllo superiore sulla tensionatura dei fili dello schermo, innalzano il valore del prodotto giustificando i costi associati ad un intervento che fornisca un grado di personalizzazione e risoluzione di problemi dedicati non contemplati dai costruttori di macchine di queste dimensioni.

La capacità di rivolgere le soluzioni tecniche alle esigenze specifiche di ogni lavorazione, in questo caso la necessità di un'uniformità qualitativa sullo schermo di una gamma di cavi che si presenta molto ampia e varia, rappresenta l'elemento fondamentale relativo alla convenienza dell'intervento per l'azienda.

Da queste osservazioni è possibile definire il criterio generale decisionale da utilizzare per valutare la profittabilità di un intervento di riprogettazione in autonomia e la replicabilità del lavoro svolto su altri reparti dell'azienda.

Il dato da tenere in considerazione si lega appunto alla capacità di individuare potenziali sviluppi ulteriori ed innovativi che vadano oltre il normale ricondizionamento o riprogettazione di una tecnologia base, per le quali i costruttori esterni forniscono sicuramente un prodotto più robusto ed affidabile.

Fondamentale risulta quindi l'attività di analisi preliminare di tutte le problematiche legate al processo nell'ottica di individuare possibili interventi e soluzioni innovative alla risoluzione di problemi che esulano e vanno oltre le problematiche o le necessità che hanno mosso l'attività di ricondizionamento o riprogettazione. Questa fase deve essere effettuata con accuratezza e servendosi di una visione d'insieme che tenga conto dei diversi aspetti tecnologici, economici ma anche di strategia commerciale, per questo è necessario uno stretto contatto e dialogo con la direzione e tutto il personale coinvolto, non limitandosi nelle domande e negli approfondimenti che in prima analisi possono sembrare svincolati dal problema in risoluzione.

## **Esperienze acquisite**

Al vallo delle considerazioni appena fatte ho ritenuto utile esporre il contributo significativo generato da questa esperienza che si aggiunge alle nozioni acquisite nell'arco del corso degli studi.

L'intero percorso mi ha permesso di rilevare l'importanza fondamentale nella programmazione del lavoro e nel saper stimare le risorse necessarie ad ogni fase prefissata in termini di tempo. Il tempo utilizzato per un'accurata analisi e programmazione del lavoro si rivelerà sicuramente inferiore a quello prodotto da un eventuale disorganizzazione o errore di valutazione sulle necessità relative alle fasi di intervento prefissate.

La coerenza con il livello di precisione adottato, ovvero l'approfondimento con un certo livello di dettaglio di un aspetto, impone che altri analoghi siano valutati con la medesima importanza, al fine di avere risultati sensati e legati fra loro. Imprecisioni o lacune dettate da fretta o errori di valutazione sull'importanza di certi elementi, possono ripercuotersi gravemente a valle dell'intero lavoro.

La conoscenza del contesto di azione è fondamentale al fine d'interventi mirati e sensati. Soluzioni brillanti e tecnicamente valide ma che non riscontrano le esigenze del settore e del committente del lavoro rappresentano tempo ed energie sprecate.

Il lavoro mi ha insegnato a valutare economicamente in maniera più consapevole l'influenza di molte scelte tecnologiche e produttive ed unire nelle fasi decisionali i diversi aspetti economici e tecnologici, ma anche a contemplare criteri caratteristici delle dinamiche commerciali e di trattativa con i clienti, che rappresentano un elemento di completa novità rispetto i normali criteri decisionali influenti sulle scelte di natura tecnica.

## **Sommario**

Sono stati definiti i benefici derivati dall'intero lavoro esponendo nel dettaglio le caratteristiche finali raggiunte dalla macchina ideata.

E' stato valutato il costo del lavoro svolto in termini di tempo e risorse impiegate, permettendo di individuare la profittabilità economica dell'intervento nel valore aggiunto offerto dal sistema frenante variabile ideato.

Vengono infine esposti i criteri con i quali è possibile stimare la profittabilità di un potenziale intervento analogo da parte dell'azienda e le esperienze acquisite da un lavoro così strutturato.



# APPENDICE 1

## Valutazione economica del filo d'apporto in funzione del diametro $df$

Il prezzo d'acquisto dei materiali metallici utilizzato per gli schermi è suddiviso in diverse voci:

- *Base Rame*: voce di costo fissa di 1500 euro alla tonnellata che tiene conto del valore monetario della materia prima.
- *Variante rame*: voce relativa al costo della materia prima attualizzato al valore corrente offerto dal mercato, da sommare alla base rame per ottenere il reale costo del metallo.
- *Extra trafilatura*: voce di costo in euro a tonnellata legata alla lavorazione di trafilatura, dipendente dalla riduzione di diametro apportata e dal materiale trafilato.

Per un'accurata considerazione di carattere economico sulla scelta del diametro del filo si deve tenere conto dei costi associati alle singole voci.

L'influenza delle componenti di costo sopracitate sul valore finale dello schermo è analizzabile tramite la proiezione dei costi del materiale schermante in funzione di diversi parametri.

E' stata presa in esame la schermatura totale di un conduttore di 2 millimetri di diametro, calcolandone il volume complessivo.

Ipotizzando l'utilizzo del rame rosso come materiale schermante è stata calcolata la massa della fasciatura di fili per ogni metro di cavo schermato in funzione del diametro del filo utilizzato e di diversi valori relativi alla variante rame.

Il costo totale dello schermo (espresso in euro al metro), riportato nel grafico 12.1, mostra gli effetti della combinazione tra il costo di trafilatura ed il valore della materia prima impiegata in funzione del diametro del filo utilizzato.

L'influenza dei costi di trafilatura sul costo totale va mitigandosi al crescere del costo della materia prima: sopra una certa soglia risulterà più economico impiegare banalmente il filo di diametro minore, con un conseguente risparmio sulla quantità di metallo impiegata, mentre più basso è il valore del rame, tanto più la profittabilità si sposta sull'impiego del filo da  $df$  pari a 0.10 mm (figura 12.1). Al contrario il costo di extra trafilatura va ad incidere maggiormente sul

costo totale al crescere del diametro del cavo da spiralarre come mostrato nel grafico di figura 12.2.

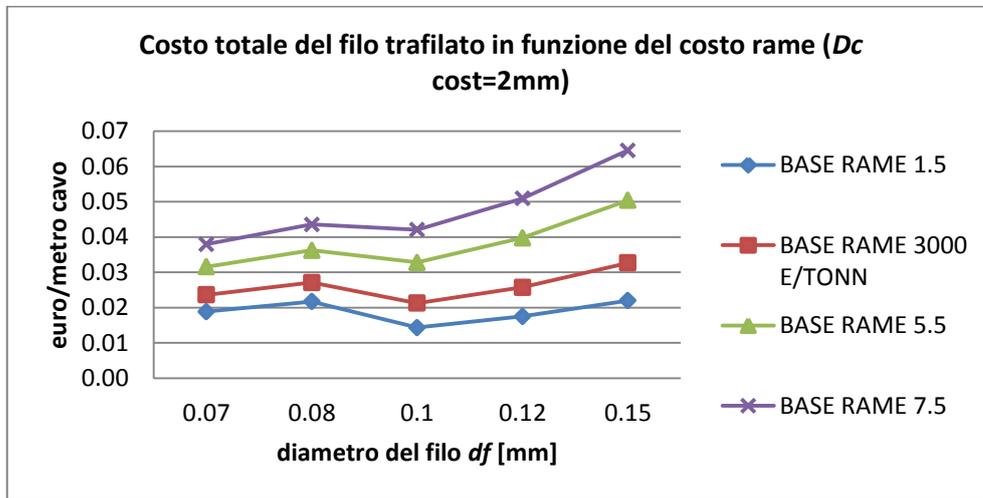


Figura 12.1 Variazione del costo del filo comprensivo del costo del metallo e del costo di trafilatura in funzione del diametro e del costo del rame. I dati si riferiscono ad un cavo schermato di diametro pari a 2 mm.

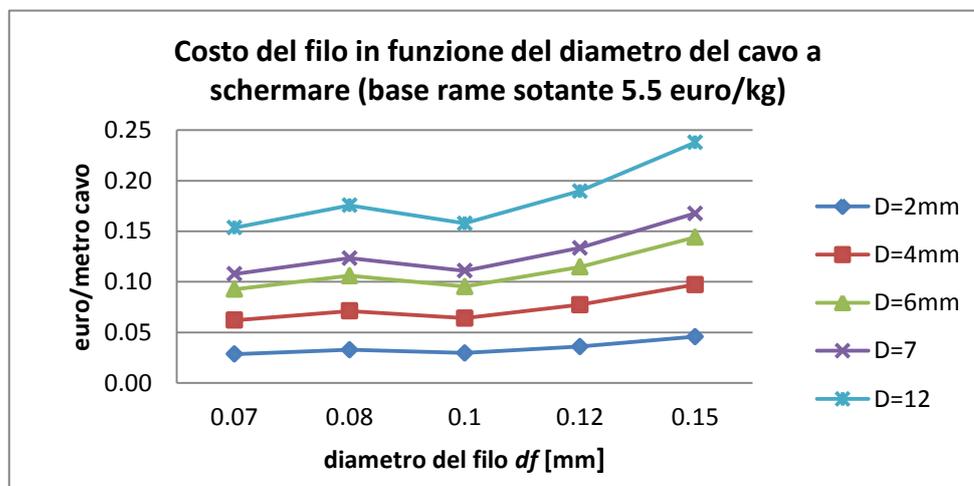


Figura 12.2 Variazione del costo del filo in funzione del diametro dello stesso e del diametro del cavo schermato. Il valore del rame si riferisce ad un dato di base rame fisso a 5.5 euro/kg.

Tenendo in considerazione l'attuale valore della materia prima (5500 riferita al rame rosso), risulta che il costo associato all'utilizzo del filo da 0.10 è di poco superiore a quello del filo da 0.07 mm, mentre il filo da 0.8 mm rappresenta una dimensione di transizione economicamente svantaggiosa. La scelta, secondo criteri di convenienza puramente economica, quindi, tende a favorire l'utilizzo del filo di diametro inferiore per la schermatura di cavi di ogni dimensione.

## APPENDICE 2

### 2.1 Algoritmo per l'assegnazione dei parametri di processo ottimali in funzione dei requisiti tecnici e valutazioni economiche

La procedura inizia con l'inserimento dei dati relativi alle dimensioni del cavo e dei requisiti dello schermo:

- diametro cavo da spirale  $D_c$  [mm]
- percentuale di copertura richiesta  $CS$

Il programma si pone di restituire come risultato tutti i parametri di lavorazione, la quale scelta incide sui requisiti dello schermo e caratteristiche della lavorazione:

- numero di fusi della testa a spirale  $N_{spl}$  [ ]
- numero di fili per spola  $N_{fSPL}$  [ ]
- diametro del filo d'apporto  $d_f$  [mm]
- passo di spiratura  $p$  [mm]

Alla definizione di ogni set potenziale di parametri corrisponde una lavorazione caratterizzata dalla propria *velocità di trasformazione*  $v_{tr id}$  e dati relativi alla *quantità di materia prima impiegata*  $m_{SCH}$ , quindi al costo complessivo di produzione.

Il funzionamento del programma impone che i dati di lavorazione siano definiti in partenza per innescare il processo di calcolo. L'impostazione iniziale dei parametri deve essere eseguita seguendo alcuni criteri:

- *diametro del filo  $d_f$* : le considerazioni fatte sull'economicità del filato impiegato (Appendice 1) hanno mostrato la convenienza del filo del diametro di 0.10 mm su tutta la gamma di elementi schermanti disponibili. Ogni processo di schermatura, a meno di specifiche richieste di utilizzo del filo da 0.07 mm, è ideato in primo tentativo cercando di impiegare il filo da 0.10 mm.
- *numero delle spole  $N_{spl}$* : il numero di spole utilizzato è il massimo reso disponibile dalla macchina e questo, sebbene sia un parametro di processo, non viene mai modificato poiché ridurre il numero di fasci avvolgenti comporta tempi di lavorazione superiori.

- *paso di lavorazione p*: per mantenere coerenza con i vincoli di qualità, il dato di partenza relativo al passo deve riferirsi all'intervallo ammissibile in riferimento al diametro del cavo ( $5D_c < p < 17D_c$ ).
- numero di fili  $N_{f_{SPL}}$ : il numero di fili può essere impostato arbitrariamente attenendosi al vincolo di 14 fili massimo per ogni spola.

Definiti i dati di partenza segue il calcolo relativo alla sezione del filo  $S_f$ , diametro e circonferenza media  $D_m$ ,  $C_{cm}$  del prodotto spiralato e diametro massimo  $D_{max}$  dello stesso secondo le seguenti equazioni:

$$D_m = D_c + df \quad (13.1)$$

$$C_{cm} = D_m \cdot \pi \quad (13.2)$$

$$D_{max} = D_c + 2df \quad (13.3)$$

$$S_f = df^2 \frac{\pi}{4} \quad (13.4)$$

In riferimento ai dati ottenuti viene calcolata la quantità di fili necessaria alla copertura totale longitudinale del cavo  $N_{f_{ST}}$ , costituita, come già argomentato, da una fasciatura a passo infinito nella quale i fili ricoprono il cavo componendo un fascio parallelo al suo asse (vedi Capitolo 3).

$$N_{f_{ST}} = C_{cm} / df \quad (13.5)$$

questo numero di fili coincide con la lunghezza complessiva di filo  $L_{f_{ST}}$  utilizzata per ricoprire al 100% un'unità di lunghezza  $L_c$  di cavo (schermatura totale).

$$N_{f_{ST}} = L_{f_{ST}} \quad (13.6)$$

Si ricava la lunghezza di filo  $L_f$  per ogni unità di lunghezza  $L_c$  di cavo necessaria alla copertura richiesta  $CSr$  (<100%) come la lunghezza necessaria alla copertura totale  $L_{f_{ST}}$ , ridotta dall'entità di copertura superficiale  $CSr$ :

$$L_f = L_{f_{ST}} \cdot CSr \quad (13.7)$$

avendo definito un primo passo di tentativo  $p$  e conoscendo il diametro medio  $D_m$  del cavo, è noto l'angolo d'elica della spiralatura  $\alpha$  [°] tramite l'equazione seguente:

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{C_{cm}}{p} \right) \quad (13.8)$$

dalla conoscenza di questo dato geometrico è possibile stabilire la quantità di filo necessaria alla copertura di un settore di cavo  $L_{f_{spir}}$  in funzione

dell'inclinazione delle spire, infatti, disponendo un filo elicoidalmente si ottiene una copertura maggiore su uno stesso settore di cavo rispetto a quanto si otterrebbe con una disposizione longitudinale dello stesso (Capitolo 3). Il numero di fili necessario al processo di copertura decresce al calare del passo di lavorazione. Tale principio è matematicamente esprimibile tramite la relazione (13.9):

$$L_{f_{spir}} = L_f \cdot \cos(\alpha) \quad (13.9)$$

Il rapporto tra la lunghezza di filo così calcolata e il numero di spole messe a disposizione dalla testa definisce, con l'arrotondamento all'intero più vicino, il numero di fili  $N_{f_{SPL}}$  necessario alla copertura richiesta:

$$N_{f_{SPL}} = \left\lceil \frac{L_{f_{spir}}}{N_{spl}} \right\rceil \quad (13.10)$$

immettendo il numero di fili consigliato per spola  $N_{f_{SPL}}$  nei dati di input, il programma ricalcola il numero di fili totali  $N_f$  di schermatura (13.11).

Dal numero di fili realmente impiegati per la copertura del cavo di lunghezza  $L_c$  si calcola la copertura superficiale ottenibile  $CS$  (13.12) con i nuovi dati di lavorazione, che grazie ai calcoli appena descritti sarà prossima a quella richiesta.

$$N_f = N_{spl} \cdot N_{f_{SPL}} \quad (13.11)$$

$$CS = \left\lceil \frac{\left(\frac{N_f}{\cos \alpha}\right) \cdot CS_r}{L_f} \right\rceil \quad (13.12)$$

A questo punto inizia un processo di iterazione per il quale il dato relativo al passo di lavorazione  $p$  viene modificato al fine di ottenere i requisiti di copertura richiesta rispettando i seguenti vincoli:

- *Copertura richiesta  $CS_r$* : ad un valore di copertura percentuale richiesta deve corrispondere un valore di copertura ottenuta che si discosti da questo al massimo di 5%; per coperture superficiali totali il valore di copertura ottenuta deve cadere nell'intervallo 95%-100%.
- *Velocità di trasformazione  $v_{tr}$* : la velocità di trasformazione deve essere superiore al limite di profittabilità discusso nel Capitolo 3, corrispondente a 200 m all'ora.

La velocità è definita dall'equazione (13.13) e si riferisce alla velocità di trasformazione ideale  $v_{tr_{id}}$ , dove il regime di rotazione di riferimento utilizzato corrisponde al valore caratteristico della macchina del reparto pari a 300 rpm.

$$v_{trid} = ng_c \cdot p \quad (13.13)$$

- la variazione del passo  $p$  deve essere coerente con i limiti discussi in precedenza, ovvero non deve presentare una periodicità superiore a 17 volte il diametro del cavo ed inferiore a 5 volte lo stesso ( $7D_c < p < 17D_c$ ), ad eccezione dei casi particolari descritti nel capitolo precedente.
- Il numero di fili per spola  $Nf_{spl}$  non deve superare il numero massimo di fili avvolgibili definiti per ogni diametro del filo.

In questo processo iterativo è possibile che il numero di fili consigliato si modifichi a seguito di importanti variazioni del passo di schermatura scelto, perciò anche il dato relativo al numero di fili per spola può richiedere una modifica.

Il risultato di questo processo può portare all'individuazione di diversi set di parametri che soddisfino i requisiti e che rispettino vincoli imposti.

In questo caso il calcolo del costo complessivo del processo, definito per ogni set di parametri, fornisce un criterio economico di scelta tra le diverse soluzioni.

Il costo complessivo  $C_{tot}$  espresso in euro al metro di cavo, è calcolato tramite la somma del costo del materiale impiegato nello schermo  $C_{sch}$  e costo relativo al tempo macchina dedicato alla lavorazione  $C_{tr}$ , entrambi espressi in euro al metro.

$$C_{tot} = C_{sch} + C_{tr} \quad (13.14)$$

Il costo del materiale è ricavato tramite il calcolo della massa schermante  $m_{SCH}$  per ogni unità di lunghezza  $L_c$  di cavo (espressa in kg/m), calcolando il volume del fascio di cavi realmente impiegato  $Vf$  (13.15) moltiplicato per il peso specifico del rame  $\rho_{Cu}$  (13.16); a questo è moltiplicato il costo del metallo  $C_{mat}$  comprensivo della tassa di trafilatura (vedi Capitolo 3) funzione del diametro del filo (13.17).

$$Vf = Sf \cdot Lf_{spir} \quad (13.15)$$

$$m_{SCH} = Vf \cdot \rho_{Cu} \quad (13.16)$$

$$C_{sch} = m_{SCH} \cdot C_{mat} (base\ rame + var.\ rame + extra\ traf.) \quad (13.17)$$

Il costo di trasformazione  $C_{tr}$  viene definito dal rapporto della velocità ideale di trasformazione ed il costo orario della macchina  $C_{h\ mac}$ :

$$C_{tr} = C_{h\ mac} / v_{tr\ id} \quad (13.18)$$

E' possibile, tuttavia, che nessuna coppia di dati relativa agli  $N_f$  fili e passo  $p$  soddisfi i requisiti di copertura rispettando i vincoli costruttivi e di processo elencati. In questo caso è necessario incrementare le dimensioni del filo utilizzato innescando un nuovo processo di calcolo.

L'intero procedimento è descritto schematicamente in figura 13.1.

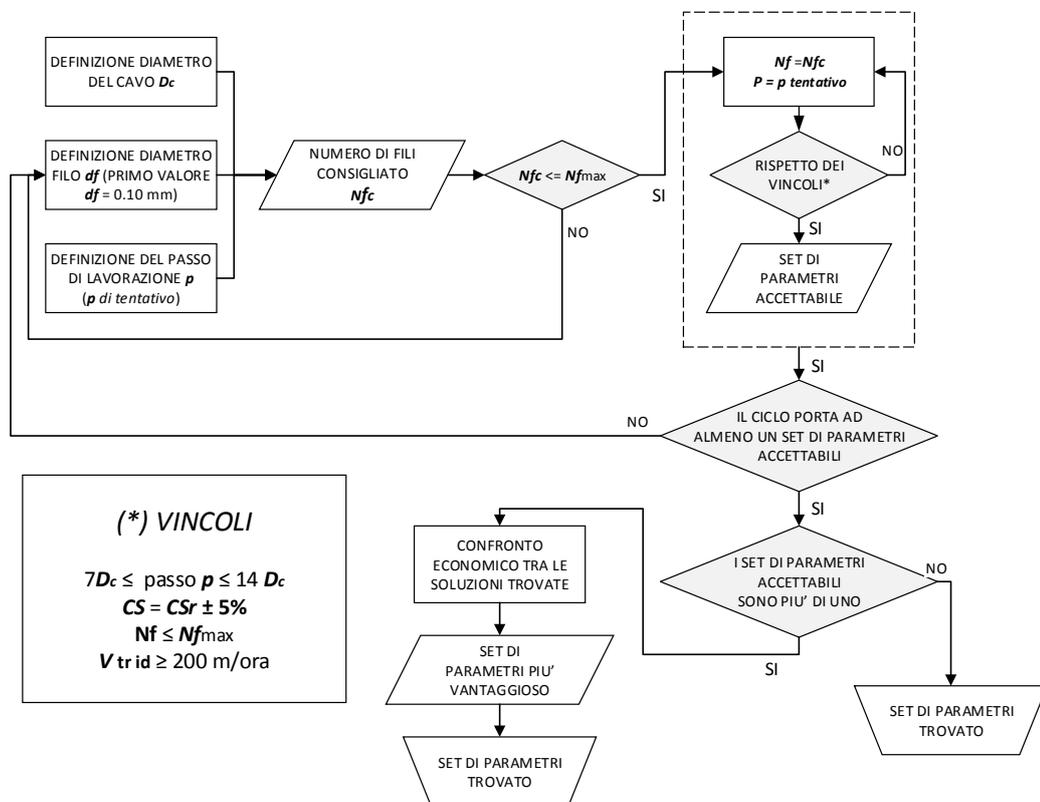
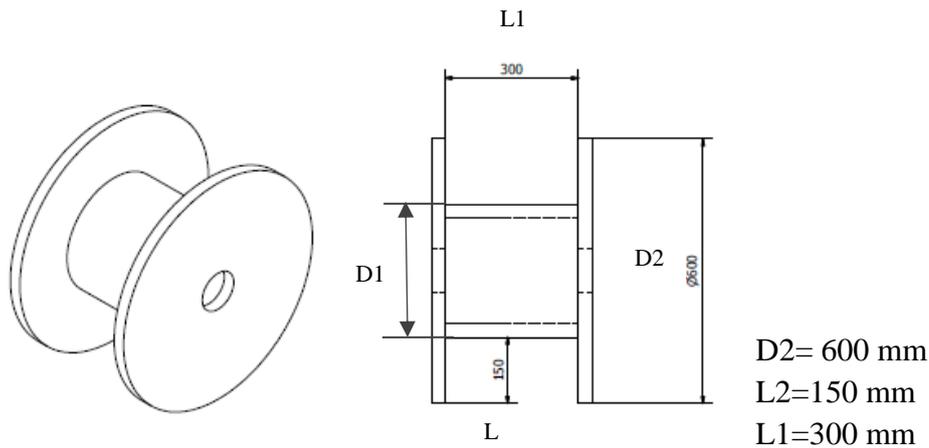


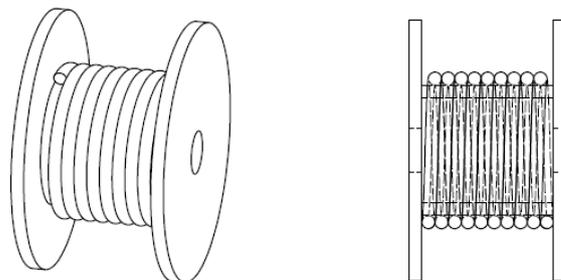
Figura 13.1 Schema concettuale dell'algorithm per la definizione dei parametri di processo ottimali in funzione delle dimensioni del cavo e della percentuale di copertura schermante richiesta

## 2.2 Capienza delle bobine in funzione delle caratteristiche dimensionali del cavo avvolto

Le macchine spiraltatrici sono in grado di accogliere tra le bobine utilizzate in produzione solamente quelle di tipo 600, le cui dimensioni sono mostrate in figura 13.2.



**Figura 13.2** Bobina di supporto al cavo in lavorazione ed al cavo lavorato. Le dimensioni si riferiscono al tipo 600, utilizzato nelle applicazioni di supporto alle fasi di spiraltatura del cavo.



**Figura 13.3** Bobina con spire di cavo avvolto

La capienza della bobina, espressa in km prodotto, è ricavabile tramite un calcolo del materiale avvolgibile in funzione del diametro del cavo avvolto  $D_{av}$ , identificando il numero di spire  $n_{s_{lon}}$ ,  $n_{s_{lat}}$  che l'area di avvolgimento utile della bobina può effettivamente accogliere (vedi figura 13.4).

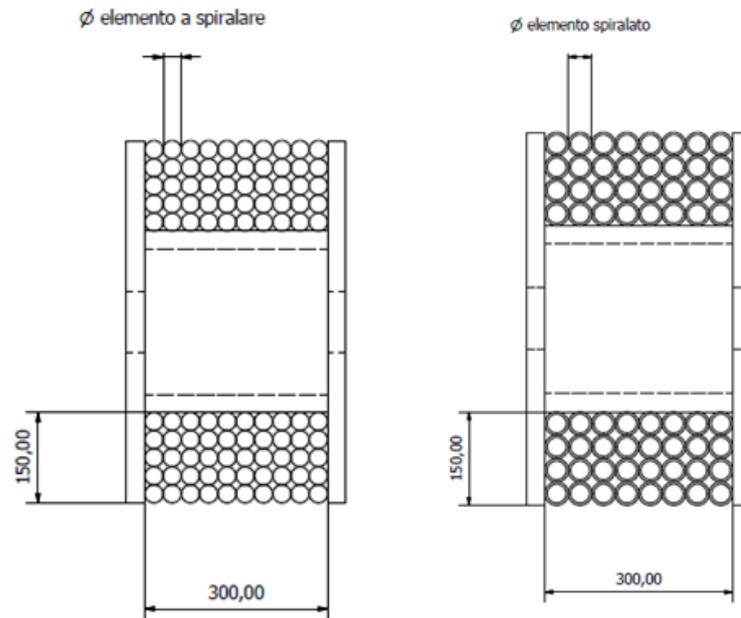


Figura 13.4 Sezione delle bobine di supporto a mostrare la capienza in termini di spire di cavo avvolgibili. L'immagine a sinistra si riferisce a cavo non schermato, quella a destra a cavo schermato

Il numero di spire in disposizione longitudinale, in disposizione laterale sono date rispettivamente dalle equazioni (13.19), (13.20).

Viene calcolata la circonferenza media della bobina secondo l'equazione (13.22) tramite il diametro medio della bobina calcolato secondo la (13.21), da cui deriva il calcolo della capienza della bobina stessa espressa in unità di lunghezza di cavo (13.22).

$$ns_{lon} = L2 / D_{av} \quad (13.19)$$

$$ns_{lat} = L1 / D_{av} \quad (13.20)$$

$$D_{mB} = D1 + L2 \quad (13.21)$$

$$C_{mB} = D_{mB} \pi \quad (13.22)$$

$$Capienza\ bobina = ns_{lon} \cdot ns_{lat} \cdot C_{mB} \quad (13.23)$$

Il diametro del cavo prima della spirallatura  $D_c$  è logicamente inferiore al diametro a fine lavorazione  $D_{sch}$  che sarà maggiorato dalla presenza dello schermo in funzione del diametro di filo utilizzato, come descritto dalle equazioni di seguito, di conseguenza la quantità di materiale avvolgibile su la bobina di cavo da spiralarare sarà diversa dalla quantità di cavo avvolgibile sulla bobina di cavo spiralato (vedi figura 13.4). Questa circostanza potrebbe

comportare in alcuni casi un cambio bobina di fine lavorazione con un mantenimento della stessa bobina di alimentazione.

$$D_{av} = D_c \quad \text{per capienza bobine di svolgimento} \quad (13.24)$$

$$D_{av} = D_{sch} \quad \text{per capienza bobina di avvolgimento} \quad (13.25)$$

$$D_{sch} = D_c + 2df \quad (13.26)$$

### 2.3 Allocazione dei tempi di fermo macchina in funzione della capienza degli elementi di supporto dimensione del prodotto e del lotto in lavorazione

Il tempo di fermo produzione totale  $T_{F\,TOT}$  è dato dall'unione dei tempi di fermo relativi alle tre operazioni base che affliggono le lavorazioni, ovvero tempi di cambio codice  $T_{cc}$ , tempi di cambio bobina  $T_{cb}$  e tempi di cambio spola  $T_{cs}$ .

Questo dato, definibile per ogni diverso prodotto, viene espresso in riferimento ad ogni metro di cavo schermato per facilitare successivamente il calcolo delle velocità complessive di lavorazione espresse in metri all'ora:

$$T'_{F\,TOT} = T_{cb}' + T_{cs}' + T_{cc}' \quad (13.27)$$

dove  $T_{cb}'$ ,  $T_{cs}'$  e  $T_{cc}'$  sono i tempi operazionali di cambio bobina cambio spole e cambio codice espresse come tempo necessario sull'unità di lunghezza del cavo in lavorazione ( [ore/m] ).

**Allocazione del tempo di cambio codice:** l'operazione di cambio codice è stata definita come operazione base la cui frequenza è indipendente dalle caratteristiche del cavo e che si presenta sempre all'inizio di ogni nuova lavorazione. L'operazione di cambio codice affligge, quindi, sempre della stessa entità ed un'unica volta il tempo di lavorazione di ogni prodotto, sotto le ipotesi fatte in precedenza.

Si definisce il tempo di cambio codice relativo ad ogni metro di produzione  $T_{cc}'$  (tempo su unità di lunghezza) del lotto di dimensione  $L$  come:

$$T_{cc}' = T_{cc}/L \quad (13.28)$$

**Allocazione del tempo di cambio bobina:** L'operazione di cambio bobina è l'operazione base la cui ricorrenza dipende dal diametro del corpo avvolto su di essa e dalla dimensione del lotto da lavorare.

Conoscendo dunque la quantità di metri di cavo da schermare  $L$ , il diametro del cavo  $D_c$  (quindi la capienza della bobina secondo l'eq.(13.23) ), posso definire il

numero di cambi di bobina di svolgimento  $ncb_s$ , che deve essere effettuato per completare la lavorazione secondo l'eq.(13.29).

$$ncbs = \left\lceil \frac{L}{\text{Capienza bobina di svolgimento}} \right\rceil \quad (13.29)$$

Noto il diametro del cavo schermato  $D_{sch}$  dall'eq.(13.26), posso ricavare il numero di cambi bobina di avvolgimento  $ncb_a$  (13.30), dove la capienza della bobina è sempre definita dall'equazione (13.23).

$$ncba = \left\lceil \frac{L}{\text{Capienza bobina di avvolgimento}} \right\rceil \quad (13.30)$$

Se il numero di cambi bobina è inferiore a uno, significa che la produzione del lotto è completabile senza la necessità di ricorrere alla sostituzione delle bobine di supporto e di conseguenza ad ogni metro di prodotto spiralato non sarà imputato nessun incremento del tempo utile di lavorazione.

Se il numero di cambi è superiore ad uno, significa che per il completamento della lavorazione del codice in oggetto è necessaria più di una bobina di alimentazione e/o di avvolgimento.

Si ricava in questo caso il tempo di cambio bobina imputabile alla produzione di ogni metro di cavo spiralato  $Tcb'$  con la seguente equazione:

$$Tcb' = \left( \frac{(ncbs + ncba) \cdot Tcb}{L} \right) \quad (13.31)$$

**Allocazione del tempo di cambio spola:** la ricorrenza dell'operazione base relativa alla sostituzione del rocchetto di materiale d'apporto dipende dalle caratteristiche di lavorazione definite dal set di parametri di lavorazione.

Dal programma implementato e descritto precedentemente è possibile ricavare per ogni lavorazione la consunzione di materiale d'apporto  $m_{SCH}$  per ogni metro di cavo lavorato in funzione della sezione del filo  $Sf$  e di altri parametri di lavorazione. Da questo è possibile derivare la quantità di materiale d'apporto utilizzata  $M_{SCH}$  [kg] nella schermatura di un lotto di dimensione  $L$  secondo l'equazione:

$$M_{SCH} = m_{SCH} \cdot L \quad (13.32)$$

La necessità del cambio spole si verifica nella condizione per cui il materiale supportato dalla totalità dei fusi di testa (8 per le macchine in azienda) viene esaurito. Il numero di fermi macchina per tale eventualità  $ncs$  è ricavabile dalla relazione:

$$ncs = \left\lceil \frac{M_{SCH}}{8 \cdot \text{Capienza spola [kg]}} \right\rceil \quad (13.33)$$

Ad ogni operazione di fermo corrisponderà la sostituzione delle spole della testa di lavoro con l'impiego del relativo tempo di sostituzione  $T_{cs}$ , si ricava dunque per ogni metro di cavo del lotto in lavorazione il tempo totale relativo alla sostituzione delle spole di filo d'apporto  $T_{cs}'$  come:

$$T_{cs}' = ncs \cdot 8 \cdot T_{cs} / L \quad (13.34)$$

## 2.4 Foglio di calcolo dati di lavorazione

DATI LAVORAZIONE						IMPIEGO MATERIALI E CAPIENZE			VELOCITÀ E TEMPI					COSTI					
Diametro da spirale [mm]	diametro filo [mm]	numero di fili	passo [mm]	%copertura	Pezzatura [m]	materiale apportato [kg]	capienza bobina di carico [m]	capienza bobina avvolgim [m]	velocità trasf.effettiva [m/h]	tempo cambio spole [min]	tempo cambio bobine [min]	tempo cambio codice [min]	tempo totale di lavoraz [min]	velocità totale media [m/h]	costo materia prima EURO	costo lavorazione EURO	costop totale EURO		
2	0,1	10	26	100	2000	9,239	15904	13144	397,8	13,6	0,0	18,9	334,1	359,2	65,60	58,32	123,92		
input																			
DATI RAME E COSTO MACCHINA						DATI SET UP E VELOCITÀ						ALTRI RISULTATI							
densità [kg/dm3]		8,92		8920		coefficiente di realtà		0,85		tempo cambio codice		1129		18,85		numero cambi bobina carico		0	
extra traf [euro/kg]		1,6		tempo cambio bobina avvolg		240		4		tempo cambio bobina carico		60		1		numero cambi bobina avv		0	
costo macchina [e/h]		11,6		tempo cambio spole		43		0,716		tempo cambio bobina di scarico		70		1,16		numero cambi spole		19	

**Tabella 13.1** Tabella di calcolo costruita a supporto dell'ufficio tecnico per l'estrapolazione dei dati di lavorazione come velocità e tempi di cambio a seconda dei parametri di processo inseriti

## **APPENDICE 3**

### **3.1 Analisi delle tendenze produttive degli elementi spiralati**

Cavi composti da molti elementi e di conseguente diametro considerevole, generalmente non presentano necessità di miniaturizzazione, gli elementi schermati singolarmente all'interno non devono sopportare torsioni ed il tipo di prodotto non necessita di un'accortezza superiore sul contenimento dei costi; per questi motivi in tali prodotti, dove dallo schermo sono attese sole prerogative di efficienza schermante, l'utilizzo della spirallatura ha subito un calo significativo. Il numero di elementi costitutivi del cavo è individuabile da una delle cifre che compongono codice prodotto, mentre il numero di elementi spiralati al suo interno è stato precedentemente ricavato tramite la lettura delle schede di progetto.

E' bene notare come i grafici facciano riferimento a cavi multi-conduttore, anche di grosse dimensioni, dove lo schermo è però applicato ai soli elementi interni che lo compongono. Discorso a parte meritano cavi di discreta dimensione schermati a spirale sul totale che non sono presenti nelle produzioni in esame.

Questo tipo di cavo, di largo impiego nel settore dell'automazione (meglio descritto nel Capitolo 2), non può essere lavorato nel reparto di spirallatura a causa dei limiti dimensionali delle macchine attuali, nelle quali non possono essere schermati cavi con diametro superiore a 7 mm.

L'azienda per cercare di intercettare una delle poche richieste di mercato lasciata scoperta dalla già ampia varietà dei propri prodotti, ha tuttavia sperimentato la costruzione di schermi a spirale su cavi di tale diametro, servendosi delle macchine trecciatrici unitamente ad opportuni accorgimenti. Gli scarsi risultati ottenuti per la lentezza e complessità dell'operazione hanno determinato l'abbandono del progetto.

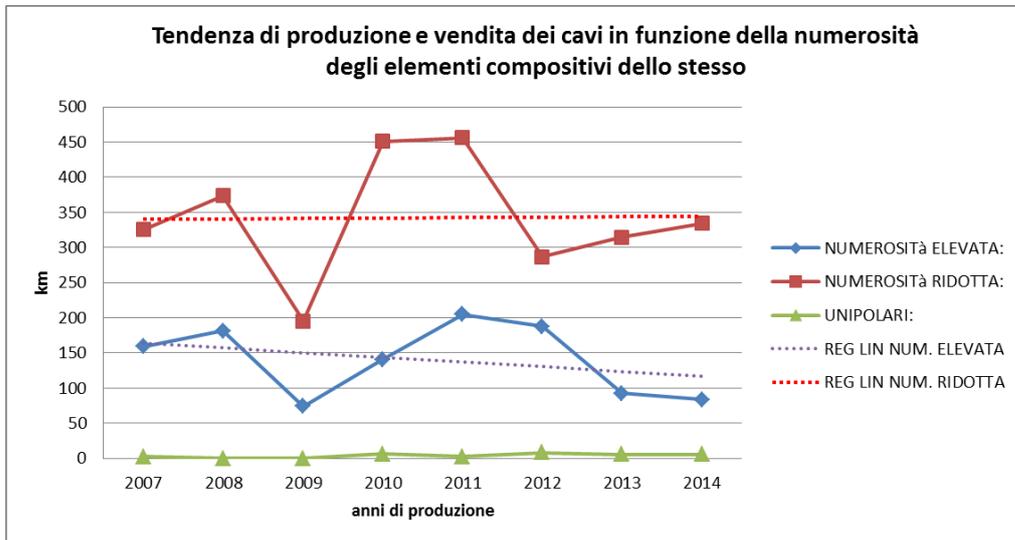


Figura 14.1 Grafico descrittivo delle tendenze produttive dei codici in funzione del numero di elementi compositivi

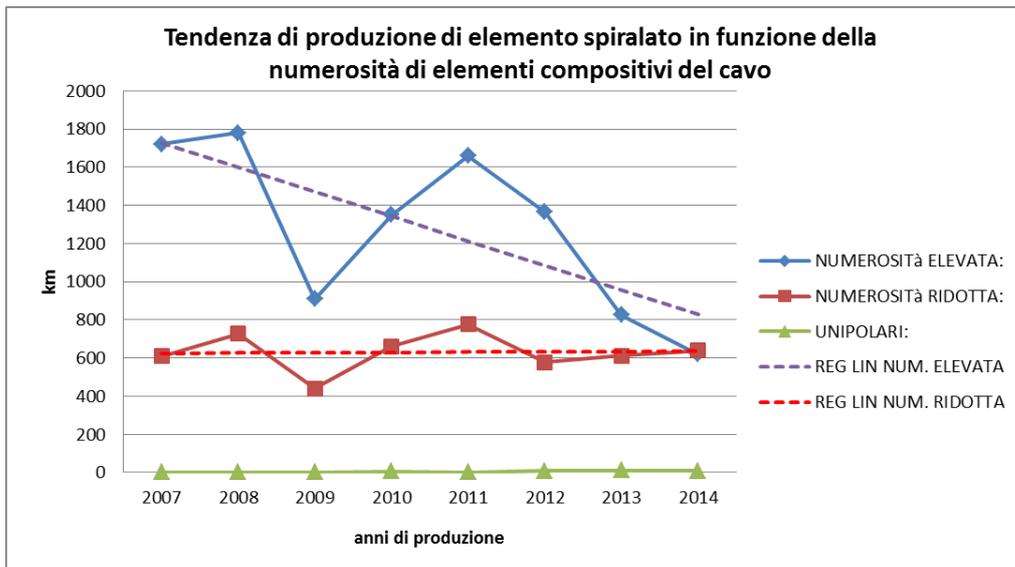


Figura 14.2 Grafico descrittivo delle tendenze di produzione degli elementi spiralati che compongono il cavo in funzione della numerosità degli elementi interni dello stesso

La divisione nelle tre classi riportate nei grafici è stata effettuata secondo un criterio costruttivo: il differente numero di elementi che compongono il cavo determinano l'impiego di tecniche e macchine differenti nel processo detto di cordatura, nel quale i diversi conduttori sono riuniti e fissati nella formazione

che costituirà il corpo finale del cavo prima che questo venga rivestito dalla guaina esterna.

Alla classe “unipolari” corrispondono cavi che non necessitano di lavorazioni di cordatura e che si limitano semplicemente all’impiego del singolo elemento rivestito. Tra i codici presi in considerazione in questa classe compaiono prodotti siglati PAB e RAD, ovvero cavi a conduttori concentrici (più impropriamente detti coassiali) dove il conduttore centrale è circondato assialmente dall’avvolgimento a spirale che funge da secondo conduttore per il ritorno del segnale inviato.

I volumi produttivi di questo gruppo sono quasi irrilevanti sia a causa dell’utilizzo ormai quasi totale dello schermo a treccia come secondo conduttore, sia per la progressiva sostituzione di questi cavi con più moderni sistemi di trasmissione a fibra ottica.

La classe “numerosità ridotta” fa riferimento alle cosiddette coppie e cavi multipolari composti da un minimo di 2 ad un massimo di 9 elementi. Il processo di riunitura di questi prodotti, a meno di casi particolari, avviene in macchine cordatrici dette torsionali, più veloci e di facile preparazione. Questa classe presenta i volumi produttivi più elevati e rappresenta la maggioranza dei codici che passano per la lavorazione di spirallatura.

L’ultimo gruppo “numerosità elevata” raccoglie i codici per i quali l’elevato numero di elementi (superiore a 9 fino ad un massimo di 96) comporta che l’operazione di cordatura avvenga su macchine più lente e complesse ed in molti casi in più di un passaggio.

I volumi produttivi riferiti a questa classe sono rilevanti ed i codici che ne fanno parte appartengono ad una serie produttiva centrale nei rapporti commerciali con aziende clienti ritenute di alto profitto dall’impresa.

Dai grafici è quindi possibile dedurre come nonostante la produzione di cavi composti da molti elementi non si sia significativamente ridotta negli anni o sia in leggera decrescita, stia invece calando considerevolmente l’impiego del numero di conduttori spiralati al loro interno.

La medesima considerazione è avallata da quanto mostrato nei grafici di figura 14.3 e 14.4, dove la quantità di spirallato prodotto negli anni è messo in relazione alla dimensione media del lotto di cavo a cui è riferito.

La dimensione del lotto, infatti, è legata, unitamente ad altri fattori di carattere tecnologico, alla dimensione del cavo; cavi di grosso diametro e composti da molti elementi possono essere prodotti in allestimenti relativamente contenuti, mentre per cavi di piccola dimensione il cosiddetto minimo allestibile, ovvero l’estensione del lotto minima affinché i costi di produzione siano recuperati dalla vendita, si alza.

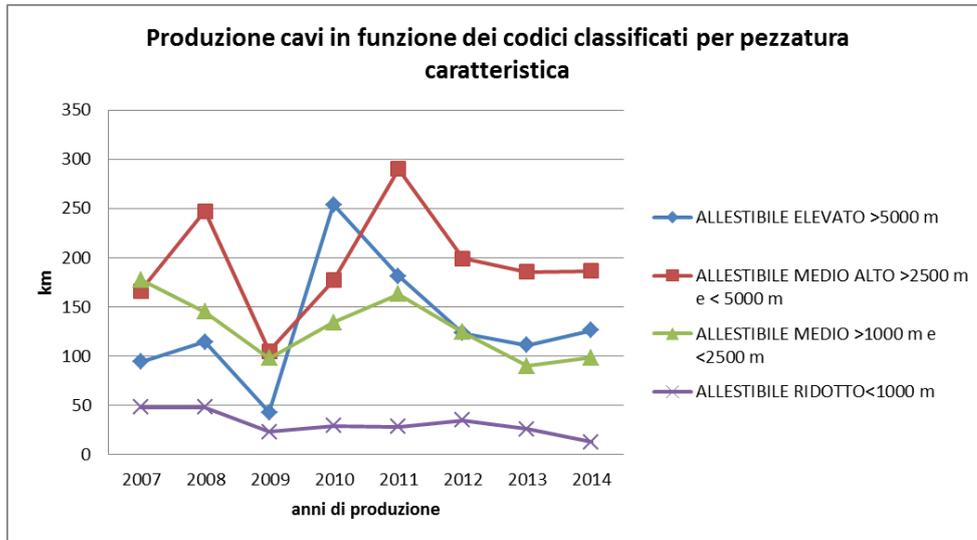


Figura 14.3 Grafico descrittivo delle produzioni annuali di cavo in funzione della pezzatura di allestimento dell'ordine espressa in metri

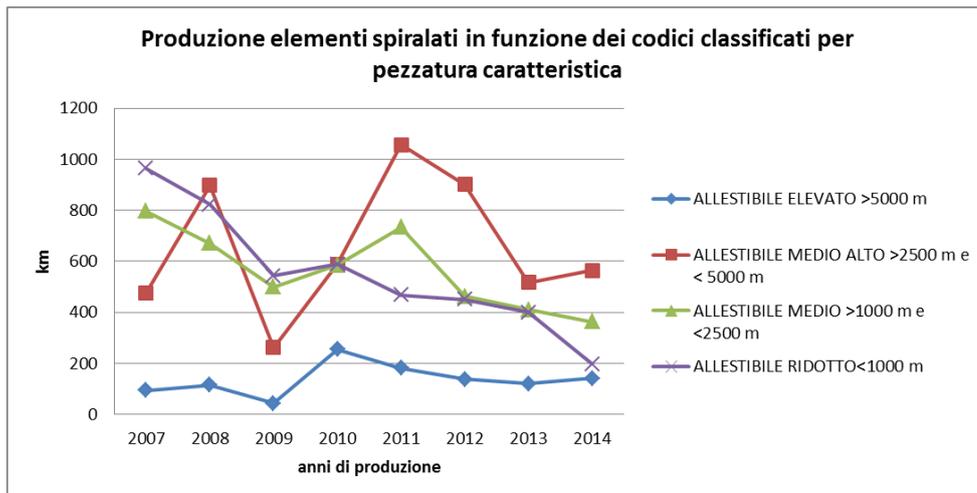


Figura 14.4 Grafico descrittivo delle produzioni annuali di spiraleto in funzione della pezzatura di allestimento dell'ordine del cavo relativo espressa in metri

Nonostante le quantità di cavi prodotti annualmente si mantengano circa costanti indipendentemente dalla dimensione del lotto, la quantità di conduttore spiraleto al loro interno, invece, è andata calando negli anni tanto più velocemente quanto più piccola è la dimensione del lotto allestito (figura 14.4).

Questa riduzione ed andamento temporale decrescente si riscontra in cavi la cui quantità media di allestimento è inferiore a 2500 metri.

Le classi create per l'analisi sono state generate individuando intervalli dimensionali caratteristici suggeriti dall'ufficio commerciale.

### 3.2 Allocazione dei tempi di set-up e calcolo delle ore di fabbisogno produzione Hf per il target produttivo stimato nell'anno avvenire.

#### Allocazione del tempo di cambio codice

Dell'intervallo di tempo anno 2007- anno 2014 è stato registrato, per ogni codice i-esimo che passa per lavorazione di spiraleratura, il numero di ordini totali completati  $Nor_i$ , a cui corrispondono le volte  $Ncc_i$  in cui durante tale intervallo temporale (8 anni) il prodotto è stato portato in lavorazione, comportando il relativo tempo di attrezzaggio della macchina.

Dal tempo di cambio codice  $Tcc$  definito nel Capitolo 4, è possibile definire per ogni codice il tempo totale  $Tcc_{tot,i}$  [min/8anni] (riferito agli 8 anni di indagine), dedicato all'attrezzaggio macchina di inizio lavorazione eq.(14.2).

Per stimare il tempo imputato al cambio codice, riferito all'unità di lunghezza di elemento spiralerato [min/m], ci si serve della quantità di spiralerato totale  $Q_{tot,i}$  definita come totalità dei chilometri di codice lavorato nell'arco del periodo di indagine. Dal rapporto tra il tempo totale  $T_{tot,i}$  e  $Q_{tot,i}$  si determina il tempo di cambio codice  $Tcc_i$  medio espresso in min/m, imputato all'unità di spiralerato trattato eq.(14.3).

$$Nor_i = Ncc_i \quad (14.1)$$

$$Tcc_{tot,i} [\text{min}/8 \text{ anni}] = Tcc \cdot Ncc_i \quad (14.2)$$

$$Tcc_i = Tcc_{tot,i} / Q_{tot,i} \quad (14.3)$$

#### Allocazione dei tempi di Cambio Bobina:

Il calcolo del tempo di fermo produzione causato dai cambi bobina è stato condotto partendo da una stima della pezzature medie caratteristiche dei prodotti, che, come anticipato in precedenza, determinano la minore o maggiore frequenza delle sostituzioni.

Durante l'analisi precedentemente eseguita sui prodotti lavorati e venduti, sono state registrate le quantità annue cumulate  $Q_{a,i}$  [km/anno] dei singoli codici prodotti e le pezzature medie  $L_{m,i}$  dei lotti consegnati.

Tramite i dati estrapolati dall'indagine è possibile determinare il numero di cambi bobina per ogni codice il cui lotto corrisponde ad una dimensione media  $L_{m,i}$ .

Il numero di cambi bobine di svolgimento ed avvolgimento  $ncbs_i$ ,  $nba_i$  di ogni codice sono ricavati dall'equazioni (14.4) e (14.5) in riferimento agli argomenti trattati nel Capitolo 4:

$$ncbs_i = L_{m,i} / \text{Capienza bobina di svlgimento} \quad (14.4)$$

$$ncba_i = L_{m,i} / \text{Capienza bobina di avvolgimento} \quad (14.5)$$

Se il numero di cambi bobina calcolato è inferiore ad uno, significa che mediamente la produzione dei lotti di tale codice è completabile senza la necessità di ricorrere alla sostituzione delle bobine di supporto e di conseguenza ad ogni metro di prodotto spiralato non sarà imputata nessuna riduzione di tempo utile di lavorazione.

Se il numero di cambi è superiore ad uno significa che mediamente per il completamento della lavorazione del codice in oggetto, è necessaria più di una bobina di alimentazione e/o di avvolgimento.

Si ricava in questo caso il tempo di cambio bobina medio  $Tcb'_{m,i}$  [min/m] dell'*i*-esimo codice, imputabile alla produzione di ogni metro di cavo spiralato con le seguenti relazioni:

$$Tcb'_{m,i} = Tcb'_s + Tcb'_a \quad (14.6)$$

$$Tcb'_s = (Tcb_s \cdot ncbs_i) / L_{m,i} \quad (14.7)$$

$$Tcb'_a = (Tcb_a \cdot ncba_i) / L_{m,i} \quad (14.8)$$

Dove  $Tcb_a$  e  $Tcb_s$  sono il tempo di cambio bobina di avvolgimento e svolgimento definiti nel capitolo precedente.

### Allocazione del tempo di Cambio Spola

Per ogni codice è possibile ricondursi alla quantità di materiale schermante impiegato su ogni metro di cavo grazie all'eq.(14.9) esposta nel capitolo precedente nella trattazione del modello per la definizione dei parametri di processo.

Nota la dimensione media del lotto  $L_{m,i}$  relativa ad ogni codice, è immediato ricondursi alla quantità di materiale utilizzato per il relativo processo di schermatura  $M_{SCH,m}$ , grazie alla definizione, secondo i parametri di processo, del materiale schermante impiegato al metro di corpo schermato  $m_{SCH,i}$  [kg/m] (vedi Capitolo 4). Ricavata per ogni codice la consunzione di materiale d'apporto del lotto medio e nota la capienza delle spole, il calcolo del numero di spole  $ncs$  necessarie a compiere una lavorazione risulta:

$$M_{SCH,m}[\text{kg}] = m_{SCH,i} [\text{kg/m}] \cdot L_{m,i} \quad (14.9)$$

$$ncs = [M_{SCH,m} / \text{Capienza spola}] \quad (14.10)$$

quindi si imputa il tempo morto di cambio spola al metro dell'*i*-esimo codice  $Tcs'_i$  come :

$$Tcs'_i = (Tcs \cdot ncs) / L_{mi} \quad (14.11)$$

A valle delle imputazione descritte è possibile identificare il tempo  $T'_{F TOT i}$  di ogni prodotto mediato sui valori del periodo di indagine come somma dei tempi di fermo macchina trovati:

$$T'_{F TOT i} = Tcc'_i + Tcb'_i + Tcs'_i \quad (14.12)$$

In tabella 14.1 sono mostrati i tempi base di fermo macchina e il tempo  $T'_{F TOT}$  calcolati per ogni codice di interesse unitamente ai dati utili ai calcoli degli stessi:

TEMPI DI FERMOMACCHINA				
CODICE	Tempo di cambio bobine $T'cba + T'cbs$ [min/m]	Tempo di cambio spole $T'cs$ [min/m]	Tempo di cambio codice $T'cc$ [min/m]	Tempo di fermo totale $T'_{F TOT}$ [min/m]
CE 0.02/301	0.000	0.002	0.002	0.004
CE 0.08/301	0.000	0.002	0.004	0.006
CE 0.08/401	0.000	0.002	0.004	0.006
CE 0.08/501	0.000	0.002	0.003	0.005
CE 0.22/301	0.000	0.000	0.019	0.019
CFH 0.05/501	0.000	0.000	0.019	0.019
CSE 24/1608	0.000	0.004	0.002	0.006
CSE 24/1618	0.000	0.004	0.004	0.008
CSE 24/2405	0.000	0.004	0.001	0.005
CSE 24/2418	0.001	0.004	0.001	0.005

**Tabella 14.1 Estratto della tabella di imputazione dei tempi di fermomacchina al metro di spiraleto prodotto in funzione delle caratteristiche del cavo e del lotto**

I parametri di lavorazioni definiti da progetto per ognuno dei codici in esame permette di definire la velocità effettiva di trasformazione come prodotto del coefficiente correttivo ricavato nel capitolo precedente e la velocità di trasformazione ideale, definita come passo per numero di giri caratteristico della macchina (300 rpm). Il tempo di trasformazione  $T_{tr,i}$  imputabile ad ogni metro di cavo dell'i-esimo codice risulta:

$$T_{tr,i} = v_{tr,i}^{-1} \quad (14.13)$$

Il tempo totale di lavorazione per metro di elemento spiraleto viene definito come somma del tempo di trasformazione e tempo totale di fermo produzione  $T'_{F TOT,i}$ :

$$T_{LAV,i} = T_{tr,i} + T'_{F TOT,i} \quad (14.14)$$

E' infine possibile ricondursi alle ore di fabbisogno necessarie alla lavorazione del target produttivo previsto per ogni codice  $Hf_i$  dal prodotto del volume produttivo previsto per il 2015  $P_{(2015),i}$  ed il tempo di lavorazione medio associato al prodotto  $T_{LAV,i}$  dall'equazione (14.15).

La quantità di ore complessivamente necessarie all'evasione degli ordini previsti nel 2015 della totalità dei codici è data dalla sommatoria delle ore necessarie di fabbisogno dei singoli prodotti  $Hf_i$

$$Hf_i \text{ [ore/anno]} = P_{(2015),i} \cdot T_{LAV,i} \quad (14.15)$$

$$Hf = \sum_i Hf_i \quad (14.16)$$

Nella tabella (14.2) sono riportate le voci di ogni codice prodotto, le relative velocità e tempi di lavorazione definite dallo studio effettuato ed il tempo di completamento necessario alla realizzazione del volume produttivo totale previsto nell'anno successivo .

<b>CODICE PRODOTTO</b>	Tempo di fermo macchina $T'_{F TOT,i}$ [min/m]	Stima produzione 2015 $P_{(2015),i}$ [km]	Velocità trasformazione ideale $v_{tr id,i}$ [m/ora]	Velocità effettiva lavorazione $v_{LAV,i}$ [m/ora]	Tempo totale di necessario al completamento $Hf_i$ [ore]
CE 0.02/301	0.004	106.821	198	186.12	581
CE 0.08/301	0.006	21.214	288	270.72	81
CE 0.08/401	0.006	19.171	288	270.72	73
CE 0.08/501	0.005	70.996	198	186.12	388
CE 0.22/301	0.019	0.143	300.6	282.564	1
CFH 0.05/501	0.019	0.500	468	439.92	1
CSE 24/1608	0.006	33.857	468	439.92	80
CSE 24/1618	0.008	0.000	468	439.92	0
CSE 24/2405	0.005	60.214	468	439.92	142
CSE 24/2418	0.005	0.000	468	439.92	0
CSE 24/3203	0.005	15.429	468	439.92	36
CSE 24/3218	0.006	0.000	468	439.92	0
...					
<b>TOTALE</b>					<b>5938</b>

**Tabella 14.2 Estratto della tabella di calcolo delle ore necessarie alla produzione stimata per il 2015 dello spirالاتo di ogni codice in relazione ai parametri di processo e tempi di fermo individuati nel Capitolo 4**

### 3.3 Scheda dei costi diretti anno 2014

La tabella (14.3) mostra i dati economici relativi ad ogni reparto unitamente ad altre informazioni sulle spese generali e le ore di apertura dell'impianto.

Il costo orario di produzione, espresso in euro all'ora, attribuito alla lavorazione di spirallatura effettuata nel reparto composto dalle undici teste attualmente in funzione ammonta a 5.43 euro all'ora.

		TOTALI	TREFOLI	TRAFILE	TRAFILE GOMMA	TRECCIA TRICI	SPIRALI	CORDAT RICI	CONFEZIONI
DATI REPARTO	potenza centro [CV]	390	40	160	25	25	16	109	15
	metri quadri centro [mq]	1110	80	420	70	110	90	250	90
	n. macchine centro []	47	2	5	1	23	11	3	2
	n. dipendenti centro []	14	1	4	1	2.5	1.5	2	2
VOCI DI COSTO PER REPARTO	salari [euro/mese]	66172.5	5514.4	17646.0	4411.5	11028.8	7058.4	11690.5	8823.0
	resp. prod. [euro/mese]	7950.0	1192.5	3975.0	0.0	0.0	397.5	1987.5	397.5
	energia [euro/mese]	4418.2	453.1	1812.6	283.2	283.2	181.3	1234.8	169.9
	riscaldamento [euro/mese]	917.4	66.1	347.1	57.9	90.9	74.4	206.6	74.4
	affitto [euro/mese]	7105.7	512.1	2688.6	448.1	704.2	576.1	1600.4	576.1
	ammortamento [euro/mese]	8187.0	610.0	3851.0	250.0	1361.0	413.0	1516.0	186.0
	<b>totale [euro/mese]</b>	<b>94750.7</b>	<b>8348.3</b>	<b>30320.3</b>	<b>5450.7</b>	<b>13468.1</b>	<b>8700.7</b>	<b>18235.8</b>	<b>10226.9</b>
DATI PRODUZIONE	% di fermo [%]		10%	15%	20%	5%	10%	15%	15%
	ore base macchina [h/mese]		162	224	162	162	162	162	162
	ore produz. centro [h/mese]	7205	292	952	130	3540	1604	413	275
<b>costo orario macchina [euro/h]</b>			<b>28.6</b>	<b>31.8</b>	<b>42.1</b>	<b>3.8</b>	<b>5.4</b>	<b>44.1</b>	<b>37.1</b>

		SPESE GENERALI	SPESE TOT ANNUO	SPESE PRODUZ.	SPESE MENSILE	SPESE MENS PROD.
SPESE ANNUE ED ALTRI DATI	affitto [euro/anno]	90837.5	169000	78162.5	15363.636	7105.68
	energia [euro/anno]	5400	54000	48600	4909.091	4418.18
	riscaldamento [euro/anno]	9909.09	20000	10090.91	1818.182	917.36
	mq totali affitto [mq]	2400				
	mq totali riscaldamento [mq]	2200				
	affitto [euro/mq mese]	6.40				
	energia [euro/CV mese]	11.33				
riscaldamento [euro/mq mese]	0.83					

**Tabella 14.3** Dati economici relativi ad ogni reparto unitamente ad altre informazioni sulle spese generali e le ore di apertura dell'impianto. I valori si riferiscono all'imputazione dei costi effettuata nell'anno 2014

### 3.4 Ricalcolo voci di costo per le configurazioni di impianto

RICALCOLO COSTO ORARIO MACCHINA A SEGUITO DEL RICONZIONAMENTO DELLE VECCHIE LINEE NON CONFORMI			RICALCOLO COSTO ORARIO MACCHINA A SEGUITO INVESTIMENTO DI ACQUISTO NUOVO MACCHINARIO		
<b>Pva (9 anni,1%) 8.48</b>			<b>Pva (9 anni,1%) 8.48</b>		
Costo di investimento ( riconzionamento) <i>C<sub>inv</sub></i> [euro] 2000			Costo di investimento (acquisto nuovo) <i>C<sub>inv</sub></i> [euro] 42300		
Costo di intervento ammortizzato a 9 anni [euro/anno] 235.85			Costo di intervento ammortizzato a 9 anni [euro/anno] 4988.21		
Costo investimento <i>C<sub>amm,inv</sub></i> [euro/mese] 21.84			Costo investimento <i>C<sub>amm,inv</sub></i> [euro/mese] 461.87		
		<b>SPIRALI</b>			<b>SPIRALI</b>
DATI REPARTO	potenza centro [CV]	16	DATI REPARTO	potenza centro [CV]	11.7
	metri quadri centro [mq]	90		metri quadri centro [mq]	90
	n. macchine centro []	11		n. macchine centro []	8
	n. dipendenti centro []	1.5		n. dipendenti centro []	1.5
VOCI DI COSTO PER REPARTO	salari [euro/mese]	7058.4	VOCI DI COSTO PER REPARTO	salari [euro/mese]	7058.4
	resp. prod. [euro/mese]	397.5		resp. prod. [euro/mese]	397.5
	energia [euro/mese]	181.3		energia [euro/mese]	132.5
	riscaldamento [euro/mese]	74.4		riscaldamento [euro/mese]	74.4
	affitto [euro/mese]	576.1		affitto [euro/mese]	576.1
	ammortamento [euro/mese]	434.8		ammortamento [euro/mese]	724.7
<b>totale [euro/mese]</b>	<b>8722.5</b>		<b>totale [euro/mese]</b>	<b>8963.7</b>	
DATI PRODUZIONE	% di fermo [%]	10%	DATI PRODUZIONE	% di fermo [%]	10%
	ore base macchina [h/mese]	162		ore base macchina [h/mese]	162
	ore produz. centro [h/mese]	1604		ore produz. centro [h/mese]	1604
<b>costo orario macchina [euro/h]</b>		<b>5.44</b>	<b>costo orario macchina [euro/h]</b>		<b>5.59</b>
RICALCOLO COSTO ORARIO MACCHINA A SEGUITO INVESTIMENTO CONVERSIONE TRECCIATRICI			RICALCOLO COSTO ORARIO MACCHINA A SEGUITO INVESTIMENTO CONVERSIONE 2 TRECCIATRICI		
<b>Pva (9 anni,1%) 8.48</b>			<b>Pva (9 anni,1%) 8.48</b>		
Costo di investimento (CONVERSIONE) <i>C<sub>inv</sub></i> [euro] 18000			Costo di investimento (conversione x2) <i>C<sub>inv</sub></i> [euro] 28800		
Costo di intervento ammortizzato a 9 anni [euro/anno] 2122.64			Costo di intervento ammortizzato a 9 anni [euro/anno] 3396.23		
Costo investimento <i>C<sub>amm,inv</sub></i> [euro/mese] 196.54			Costo investimento <i>C<sub>amm,inv</sub></i> [euro/mese] 314.47		
		<b>SPIRALI</b>			<b>SPIRALI</b>
DATI REPARTO	potenza centro [CV]	11.7	DATI REPARTO	potenza centro [CV]	13.2
	metri quadri centro [mq]	90		metri quadri centro [mq]	90
	n. macchine centro []	8		n. macchine centro []	9
	n. dipendenti centro []	1.5		n. dipendenti centro []	1.5
VOCI DI COSTO PER REPARTO	salari [euro/mese]	7058.4	VOCI DI COSTO PER REPARTO	salari [euro/mese]	7058.4
	resp. prod. [euro/mese]	397.5		resp. prod. [euro/mese]	397.5
	energia [euro/mese]	132.5		energia [euro/mese]	149.5
	riscaldamento [euro/mese]	74.4		riscaldamento [euro/mese]	74.4
	affitto [euro/mese]	576.1		affitto [euro/mese]	576.1
	ammortamento [euro/mese]	459.4		ammortamento [euro/mese]	577.3
<b>totale [euro/mese]</b>	<b>8698.3</b>		<b>totale [euro/mese]</b>	<b>8833.2</b>	
DATI PRODUZIONE	% di fermo [%]	10%	DATI PRODUZIONE	% di fermo [%]	10%
	ore base macchina [h/mese]	162		ore base macchina [h/mese]	162
	ore produz. centro [h/mese]	1604		ore produz. centro [h/mese]	1604
<b>costo orario macchina [euro/h]</b>		<b>5.42</b>	<b>costo orario macchina [euro/h]</b>		<b>5.51</b>

Tabella 14.4 Prospetto dei costi di reparto associati ai singoli interventi di ammodernamento

# **APPENDICE 4**

## **4.1 Descrizione della macchina trecciatrice e dei componenti principali**

### **Struttura generale**

La trecciatrice è la macchina dedicata all'applicazione di calze trecciate su un corpo in lavorazione, in avanzamento lungo l'asse della macchina.

Nelle applicazioni aziendali il macchinario è impiegato per l'applicazione sui cavi di schermi a treccia (Capitolo 2) e per la generazione di calze trecciate in filato di kevlar atte ad aumentare le caratteristiche meccaniche di alcuni conduttori.

La macchina presenta notevoli analogie con le apparecchiature di spirallatura: è dotata, infatti, dello stesso sistema di movimentazione del cavo in lavorazione, del sistema di applicazione o avvolgitura, autore della lavorazione vera e propria, ed un sistema di raccolta del cavo schermato in uscita dalla macchina.

Il sistema di movimentazione del cavo, proprio come per le macchine spiratrici, è composto da un tamburo di estrazione solidale con il telaio, che svolge il cavo dalla bobina di supporto e garantisce l'avanzamento del conduttore lungo l'asse di lavorazione della macchina.

Il sistema di avvolgimento e raccolta, in completa analogia a quello installato sulle macchine spiratrici, si compone di una bobina di supporto messa in rotazione per l'avvolgimento del cavo schermato in uscita dalla macchina (Capitolo 3).

Il sistema di applicazione dello schermo, posto nel telaio della macchina, presenta anch'esso un asse di lavorazione coincidente con l'asse di avanzamento del corpo in schermatura, tuttavia in questo caso l'avvolgimento del filato di copertura non avviene per movimento circolare delle spole avvolte attorno al corpo da schermare, bensì da un movimento intrecciato delle stesse per mezzo di un cinematismo meccanico.

Appositi fusi, imbullonati in posizione verticale ad elementi detti "isole" supportano la spola di filato, e sono messi in movimento da un sistema di ingranaggi posti circonferenzialmente all'asse di lavorazione, capaci di "passarsi" l'un l'altro le isole di supporto, facendole seguire un percorso definito.

La traiettoria e percorso delle spole è definito dall'elemento di supporto detta pista. La pista è il piano orizzontale in cui sono ricavate delle scanalature

intrecciate a cui sono incernierate, libere di scorrere, le isole di supporto ai fusi. Il percorso definito dai binari della pista garantisce l'intreccio continuo delle spole movimentate dagli ingranaggi.

Questo cinematismo produce un'elevata usura dei componenti, in modo particolare sulla pista in prossimità degli incroci dei due binari, usura strettamente legata alla velocità di lavorazione, decisamente contenuta se messa a confronto con quelle relative al processo di spiralatura.

Le velocità di rotazione caratteristiche, riferite al numero di rivoluzioni del singolo fuso attorno all'asse del cavo, variano da un valore di 50 rpm ad un massimo di 80 rpm.

La macchina disponibile alla conversione presenta un telaio contenente due linee di lavorazione ognuna compresa dei tre sottosistemi sopracitati.

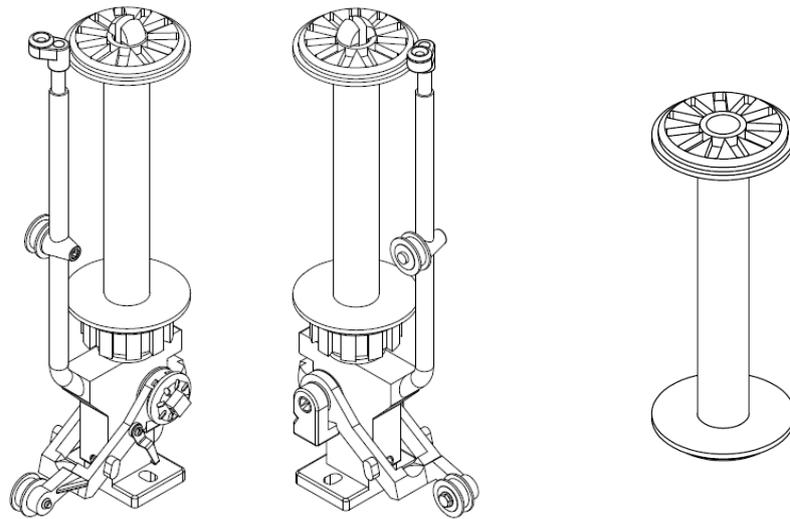
Ogni linea di lavorazione, composta dai diversi sistemi di avanzamento, trecciatura ed avvolgimento di cavo finito, è alimentata da un unico motore elettrico a corrente alternata.

Al motore di 0.75 kW di potenza è affidata la movimentazione di tutti i sistemi della singola linea; a questo è collegato, tramite una trasmissione a cinghia dentata, l'ingranaggio motore del sistema di movimentazione dei fusi, per mezzo di un rinvio è collegato il tamburo di estrazione responsabile dell'avanzamento del cavo, mentre grazie ad una trasmissione ad ingranaggi è accoppiato il moto di avvolgimento della bobina di prodotto finito.

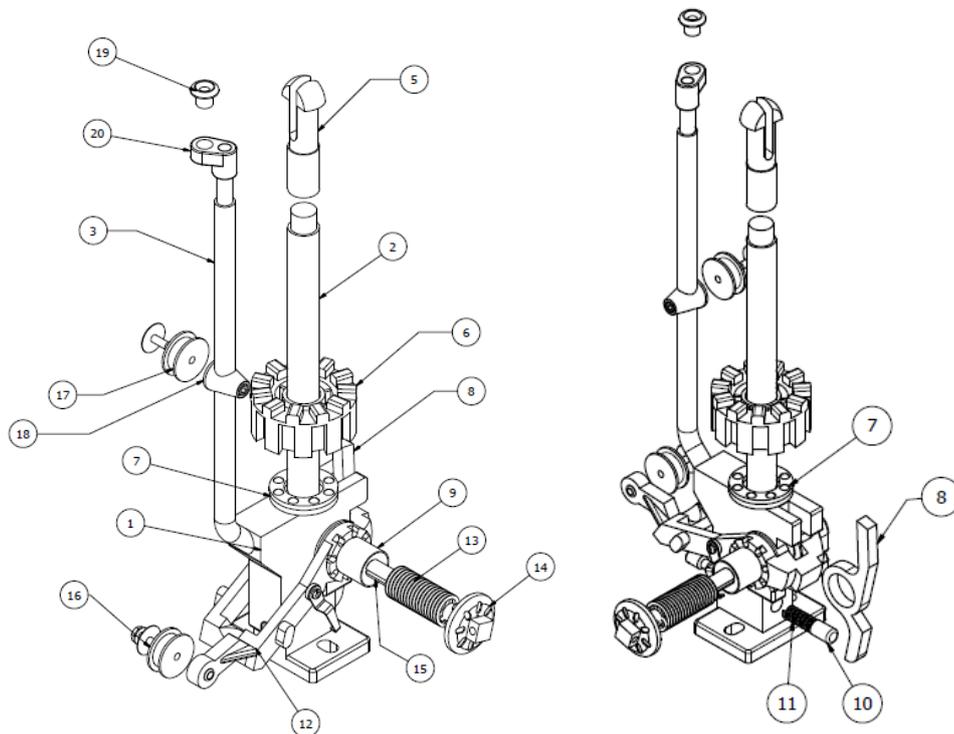
La definizione dei parametri di lavorazione come passo di trecciatura, definito dal rapporto tra la velocità di avanzamento del cavo e di rotazione dei fusi, è quindi affidata alla regolazione dei riduttori meccanici che collegano il movimento rotatorio di ogni sistema a quello dell'unico motore di alimentazione.

### **I fusi e le spole**

Tutte le macchine treciatrici del reparto utilizzano lo stesso modello di fuso e relativa spola, di cui è bene commentare la struttura e funzionamento in relazione alla figura 15.1.



**Figura 15.1 Fuso e spola della trecciatrice**



**Figura 15.2 Esploso dei fusi con numerazione dei componenti costitutivi**

Il fuso è dotato di un corpo in alluminio (1) in cui sono resi solidali nel processo di costruzione un albero in acciaio principale (2) ed un albero in acciaio di supporto e guida (3) al percorso del filo.

La funzione dell'albero principale è quella di accogliere e sostenere la spola (4) vincolando il proprio asse e permettendo la rotazione.

Il vincolamento assiale della spola, che impedisce la fuoriuscita della stessa, è invece garantito dal cappuccio (5) in plastica avvitato all'estremità dell'albero principale.

Il cappuccio grazie alla sua geometria garantisce un rapido infilaggio della spola deformandosi e la trattiene per mezzo dello spallamento offerto dalla geometria indeformata dello stesso.

La spola è sostenuta in direzione assiale da un elemento in plastica detto girante (6) che, grazie alle scanalature di cui è composta, si adatta perfettamente alla flangia della spola rendendola solidale ad essa nel moto di rotazione.

La girante è supportata in direzione assiale da un cuscinetto a sfera (7) che permette lo scorrimento sul corpo del fuso dato dalla rotazione della girante e della spola solidale con essa.

Alcune scanalature ricavate nella girante permettono l'inserimento del bilanciante (8), elemento metallico vincolato a ruotare su un asse coincidente con l'asse della boccola di supporto (9), incastrata nel corpo del fuso.

Il movimento rotatorio del bilanciante interviene sulla rotazione della girante e della spola, impedendo la rotazione quando questo si trova inserito nelle sedi della girante.

Il bilanciante tende a mantenersi inserito nelle sedi della girante grazie alla pressione generata dal pistoncino metallico (10), inserito nell'apposita sede del fuso e spinto dalla molla di compressione (11), la cui regolazione è affidata all'avanzamento della vite di precarico. La posizione appena descritta del bilanciante può essere modificata dal ballerino (12), componente plastico anch'esso vincolato a ruotare sull'asse della boccola di supporto, che per un dato intervallo di inclinazione interferisce con la geometria del bilanciante cambiandone la posizione.

Il ballerino tende a portarsi nella posizione coincidente con la massima escursione angolare verso il basso per mezzo di una molla torsionale (13), adagiata all'interno della boccola di supporto e collegata al ballerino tramite un tappo di regolazione (14).

Il tappo di regolazione, grazie alla geometria ed alle sedi ricavate nel ballerino in plastica, permette di regolare il precarico della molla torsionale, collegata al corpo del fuso per mezzo di una vite di collegamento (15).

L'estremità del ballerino ospita una puleggia guidafile in bronzo (16) in cui viene fatto passare il fascio di fili in svolgimento dalla spola, deviato da una seconda puleggia guidafile (17) supportata dall'albero in acciaio di supporto (3), tramite un cono di regolazione (18) fissato nella posizione assiale prescelta da

una vite di pressione.

L'escursione del ballerino e la posizione del bilanciare sono influenzate dalla tensione del fascio di fili in lavorazione, che dalla puleggia passafilo posta sul ballerino prosegue passando nella boccola in ceramica (19), posta nella relativa sede (20) all'estremità dell'albero di supporto.

Il cinematismo descritto comporta che durante il movimento intrecciato del fuso, il filo venga mantenuto in tensione nonostante gli spostamenti radiali caratteristici del moto intrecciato, per i quali all'avvicinarsi del fuso all'asse di lavoro il fascio di fili in svolgimento tende a perdere tensione, mentre nella posizione radialmente opposta tende ad essere maggiormente in trazione.

La condizione limite del cinematismo si verifica nella posizione del bilanciare all'interno delle sedi della girante, configurazione per la quale l'elevata sottotensione del filo necessita di un bloccaggio della spola al fine di ridurre l'apporto di materiale finché quello in svolgimento non abbia riacquisito tensione.

La posizione delle pulegge guidafile è determinata dal diametro medio di svolgimento generato dal materiale avvolto sulla spola al fine di ridurre in ogni condizione di carico della stessa gli angoli descritti dalla traiettoria del filo rispetto la direzione tangenziale della puleggia.

La disposizione ad elica del filo sulla spola comporta che durante lo svolgimento la posizione del punto di attacco del filo al rocchetto scorra lungo l'asse della spola, generando una variazione di angolo tra il punto di svolgimento traslante ed il punto fisso di passaggio offerto dal supporto della puleggia.

Questo fenomeno detto sbandieramento, complice della variazione della tensione del filo e della direzione ottimale dello stesso, deve essere contenuto dal corretto posizionamento della puleggia guida filo. La posizione ottimale della puleggia passafilo sull'albero di supporto si riferisce alla quota in direzione assiale del piano di simmetria della spola, per ridurre al minimo la distanza massima di collegamento tra filo avvolto sull'estremità della spola e puleggia guidafile.

La spola è costituita da un materiale plastico (ABS) e presenta una geometria dedicata al collegamento della stessa agli altri collegamenti: le flange poste all'estremità presentano delle scanalature che permettono il vincolamento alla girante ed il foro passante interno permette il montaggio sull'albero principale del fuso attraverso il passaggio del cappuccio fermaspola.

L'avvolgitura dei fasci di filo sulla spola avviene per mezzo di una macchina spolatrice strettamente dedicata, non è infatti possibile sfruttare la macchina per avvolgitura delle spole di geometria differente impiegate in spiratura.

La capienza delle spole è definita dall'estensione delle flange e del corpo centrale: è possibile stimare il peso del materiale avvolgibile ipotizzando che il

volume disponibile sia interamente occupato dal rame di peso specifico 8920 kg/m<sup>3</sup>. E' possibile in questo modo stimare il peso della spola completamente carica come somma del peso del materiale avvolto e del corpo in plastica per un valore totale di 2.8 kg. La geometria e dimensioni della spola sono riportate in figura 6.2.

## 4.2 Definizione parametri di processo relativi alle lavorazioni dei cavi di diametro minimo e massimo spiralabili dalla macchina in progettazione

### Parametri di processo spirallatura di un diametro del cavo $D_c$ di 0.7mm

Per questa lavorazione i parametri ottimali identificati per la spirallatura a coefficiente di copertura  $CS100\%$  si riferiscono all'utilizzo di 8 fusi che supportano spole avvolte di 4 fili del diametro di 0.07 mm, per un passo di lavorazione di 16 mm.

L'angolo di spirallatura  $\alpha$  derivante da queste impostazioni è di 8.6° ed un diametro massimo del componente schermato di 0.84 mm.

### Parametri di processo spirallatura di un diametro del cavo $D_c$ di 20 mm

Per questa lavorazione i parametri ottimali identificati per la spirallatura a coefficiente di copertura  $CS 100\%$  si riferiscono all'utilizzo di 16 fusi a supporto di spole avvolte di 14 fili del diametro di 0.25 mm, per un passo di lavorazione di 141 mm.

L'angolo di spirallatura  $\alpha$  derivante da queste impostazioni è di 24.3° ed un diametro massimo del componente schermato di 20.5 mm.

I dati ottenuti sono riassunti nella tabella 15.1.

PARAMETRI DI LAVORAZIONE	SPIRALATURA SU DIAMETRO MINIMO		SPIRALATURA SU DIAMETRO MASSIMO	
DIAMETRO CAVO $D_c$	0.7	[mm]	20	[mm]
NUMERO DI SPOLE $N_{spl}$	8	[]	16	[]
NUMERO FILI PER SPOLA $N_f$	4	[]	14	[]
DIAMETRO DEI FILI $df$	0.07	[mm]	0.25	[mm]
PASSO DI LAVORAZIONE $p$	16	[mm]	141	[mm]
DIAMETRO FINALE $D_{cs}$	0.84	[mm]	20.5	[mm]
ANGOLO DI SPIRALATURA $\alpha$	8.6	[°]	24.3	[°]

Tabella 15.1 Tabella riassuntiva dei parametri dimensionali e geometrici di spirallatura. I dati si riferiscono ai modelli di lavorazione relativi ai cavi di diametro spiralabile pari a 0.7 mm e 20 mm.

## APPENDICE 5

### 5.1 La dinamica di svolgimento della spola e consunzione del materiale

La consunzione del materiale rappresenta la causa principale a cui attribuire una variazione sistematica della tensione dei fili durante la lavorazione, a causa dei cambiamenti geometrici, di massa e di applicazione delle forze a cui la spola è soggetta.

Il materiale avvolto sulla spola forma uno strato di filato elicoidale sulla stessa, aumentando il diametro del corpo in plastica in base alla quantità di rame avvolto su di esso figura 16.1.

Il raggio della spola  $R_s$ , considerando i fili avvolti può al più eguagliare il valore del raggio della flangia di contenimento della spola, valore oltre il quale l'avvolgimento di filo non sarebbe più assicurato dal vincolo assiale delle flange stesse.

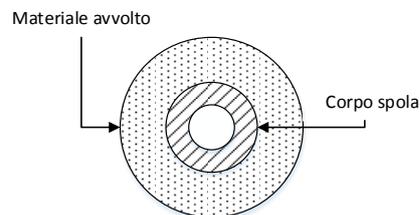


Figura 16.1 Vista in sezione del corpo spola e del materiale avvolto su di essa

Durante la lavorazione il fascio di fili, messo in avanzamento dalla dinamica della lavorazione, svolge la spola agendo con una forza di trazione  $Tf$ , pari alla tensione dei fili, sul raggio di materiale avvolto  $R_s$ , generando una coppia di svolgimento che mettendo in rotazione la spola, contrasta la coppia resistente  $Cr$  data dai momenti di inerzia e dalle eventuali coppie frenanti  $C_{fr}$ .

$$Tf = Cr / R_s \quad (16.1)$$

$$Cr = Cr_{in} + C_{fr} \quad (16.2)$$

dove  $Cr_{in}$  si riferisce alle coppie generate dall'opposizione alla rotazione generata dalle inerzie della spola ad accelerazione della stessa, mentre  $C_{fr}$  corrisponde alla coppia resistente generata da un eventuale sistema frenante della spola.

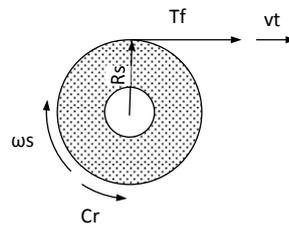


Figura 16.2 Azioni agenti sul sistema spola-filo nelle fasi di svolgimento

La velocità di rotazione delle spole  $\omega_s$  dipende dalla velocità di sfilo del fascio di fili  $v_t$  e quindi dal raggio di spola  $R_s$ , sulla quale agisce il'azione di trazione  $T_f$ .

$$\omega_s = v_t / R_s \quad (16.3)$$

La velocità di sfilo  $v_t$  dipende dalla velocità di lavorazione  $v_{LAV}$  e dai parametri di processo: dal passo di lavorazione  $p$  e dal diametro del cavo  $D_c$  siamo in grado di ricondurci alla lunghezza di filo utilizzata per schermare un unità di lunghezza del cavo.

Svolgendo idealmente la superficie cilindrica del cavo di circonferenza  $C_c$  siamo in grado, come già visto nel Capitolo 3, di identificare la lunghezza di filo  $L_f$  applicata su un tratto di lunghezza del conduttore coincidente con il passo di lavorazione secondo l'equazione:

$$L_f = p / \cos \alpha \quad (16.4)$$

dove  $\alpha$  è dato dalle dimensioni del cavo e dal passo di lavorazione :

$$\alpha = \tan^{-1} (C_c / p) \quad (16.5)$$

$$C_c = \pi \cdot D_c \quad (16.6)$$

La lunghezza di filo applicato sulla lunghezza di cavo schermato  $x_f$  è data quindi dall'equazione seguente:

$$x_f = L_f / p = 1 / \cos (\alpha) \quad [\text{mm filo/mm cavo}] \quad (16.7)$$

La velocità di sfilo del fascio  $v_t$  è quindi definita come velocità di lavorazione  $v_{LAV}$ , coincidente con la velocità di avanzamento del cavo, corretta del parametro adimensionale  $x_f$ :

$$v_t = v_{LAV} \cdot x_f \quad [\text{mm filo/ min}] \quad (16.8)$$

In definitiva la velocità di rotazione della spola è definibile dalla seguente equazione e risulta funzione del passo di lavorazione  $p$  della velocità di

lavorazione  $v_{LAV}$  dal diametro del cavo  $D_c$  e dal raggio descritto dal materiale avvolto sulla spola  $R_s$ .

$$\omega_s = vt / R_s = \frac{v_{LAV}}{\cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{\pi D_c}{p}\right)\right) R_s} \quad (16.9)$$

### Variatione del raggio Della spola $R_s$

Durante l'applicazione del materiale lo svolgimento delle spire di cui è composta la spola produce una riduzione del raggio  $R_s$  in funzione della velocità di lavorazione e della composizione del fascio di fili utilizzato.

In analogia alle osservazioni fatte sulla capienza delle bobine nel Capitolo 4, è possibile definire il numero di spire di filo  $nsf_{MAX}$  avvolgibili sulla spola come rapporto fra lunghezza della spola  $L_{spl}$  e diametro di filo  $df$  in avvolgimento:

$$nsf_{MAX} = L_{spl} / df \quad [\text{spire/lunghezza spola}] \quad (16.10)$$

A differenza di quanto esposto per la bobina di cavo, dove ad una rivoluzione della stessa corrispondeva l'etrazione di una spira dell'unico conduttore avvolto, la composizione del fascio di fili multipli applicati sulla spola, fa sì che ad una rivoluzione della stessa la consunzione di materiale di riferisca a tante spire svolte quanti sono i fili che compongono il fascio in svolgimento.

In altre parole possiamo affermare che data la disposizione perfettamente lineare dei fili del fascio avvolti sulla spola, garantita dalle macchine spolatrici descritte precedentemente, ad una rotazione della spola corrisponda lo svolgimento di un numero di spire  $nsf$  pari al numero di fili del fascio  $Nf$ .

Il numero di avvolgimenti  $N_{avv}$  del fascio di fili accolti dalla spola di lunghezza  $L_{spl}$  risultano:

$$N_{avv} = L_{spl} / (df \cdot Nf) \quad [\text{avvolgimenti/ lunghezza spola}] \quad (16.11)$$

La rimozione di tante spire quante quelle che sono avvolte lungo l'asse della spola corrisponde alla rimozione di un intero strato superficiale, con una riduzione raggio  $R_s$  pari al diametro del filo  $df$  utilizzato.

Il numero di giri della spola  $ng_s$  per ottenere la rimozione di un intero strato di spessore  $df$  risulta quindi:

$$ng_s = N_{avv} = L_{spl} / (df \cdot Nf) \quad [\text{giri/strato}] \quad (16.12)$$

E' possibile legare quindi la velocità di rotazione della spola  $\omega_s$  alla velocità di riduzione del diametro della stessa : conoscendo che dopo  $ng_s$  rotazioni della spola ottengo la rimozione di uno strato superficiale, dal rapporto tra velocità di

rotazione della spola ed il numero di giri a stato ottengo il tasso di rimozione dello strato come:

$$v_{strato} = \omega_s / n g_s = (\omega_s \cdot df \cdot Nf) / L_{spl} \quad [\text{strato/min}] \quad (16.13)$$

Alla rimozione dalla spola di uno strato di filo la riduzione del diametro  $R_s$  corrisponde ad un valore pari al diametro del filo steso  $df$ , quindi è possibile ricondursi ad una velocità di riduzione del raggio della spola  $X_s$  secondo:

$$X_s = v_{strato} \cdot df = \frac{\omega_s \cdot df^2 \cdot Nf}{L_{spl}} \quad [\text{mm/min}] \quad (16.14)$$

$$X_s = 2\pi \frac{\omega_s \cdot df^2 \cdot Nf}{L_{spl} \cdot 60} \quad [\text{rad/s}] \quad (16.15)$$

Dalle relazioni appena viste è possibile definire una legge temporale di variazione del raggio della spola  $R_s(t)$  :

$$R_s(t) = R_s(0) - X_s \cdot t \quad (16.16)$$

Dove  $R_s(0)$  corrisponde al raggio della spola nelle condizioni di inizio lavorazione,  $X_s$  il tasso di consunzione appena definito e  $t$  l'istante temporale della lavorazione.

La riduzione del diametro non può essere considerata come continua data la natura discreta degli avvolgimenti e descrive una legge di decrescita a gradino.

Riscrivendo l'equazione relativa al diametro  $R_s(t)$  esprimendo la velocità di rotazione della spola, si può verificare come il raggio della spola  $R_s(t)$  e quindi la legge che detremina la sua variazione sia funzione della maggior parte dei parametri di lavorazione che caratterizzano un processo di schermatura, è quindi possibile affermare che a ogni processo di lavorazione corrisponde una propria legge di consunzione della spola.

$$R_s = R_s(t, D_c, p, v_{LAV}, df, Nf, L_{spl})$$

Da quest'analisi è evidente l'effetto della variazione del raggio  $R_s(t)$  sul tiro  $Tf$  del fascio di fili in svolgimento secondo l'equazione vista in precedenza, di cui è possibile esprimere la variazione temporale:

$$Tf(t) = Cr / R_s(t) \quad (16.17)$$

### Accelerazione della spola

La velocità di sfilo costante generata dall'avanzamento del cavo in lavorazione e dal relativo passo di spiratura, unitamente alla variazione del raggio di spola  $R_s$ , comporta un' aumento della velocità di rotazione della stessa  $\omega_s$ , generando un'accelerazione angolare  $\dot{\omega}_s$  anche in un regime di velocità di lavorazione  $v_{LAV}$  costante.

L'accelerazione determina la comparsa di forze inerziali di rotazione  $Cr_{in}$  anche in regime costante di velocità del rotore, associate al momento di inerzia della spola  $J_{spl}$  che tiene conto della massa plastica di supporto e del filato metallico avvolto.

$$Cr_{in} = \dot{\omega}_s \cdot J_{spl} \quad (16.18)$$

### Variazione del momento di inerzia

La massa della spola decresce all'avanzare del processo di schermatura e con questa decresce il momento di inerzia  $J_{spl}$  associato al materiale avvolto, in funzione dell'avanzamento temporale della lavorazione  $t$ .

La riduzione del momento di inerzia  $J_{spl}(t)$  genera una riduzione della coppia resistente  $Cr$  legata al tiro del fascio di fili in svolgimento.

La coppia resistente associata alla rotazione della spola  $Cr$  risulta anch'essa funzione dell'avanzamento della lavorazione e tramite la relazione con l'accelerazione  $\dot{\omega}_s$  anche dipendente dai parametri di processo.

$$Cr(t) = J_{spl}(t) \cdot \dot{\omega}_s(t) \quad (16.19)$$

## 5.2 Modellazione del sistema frenante variabile ideato

Ipotizzando che la geometria del ballerino presenti il baricentro coincidente con l'asse di rotazione su cui è vincolato a ruotare e trascurando lo smorzamento generato dalle forze di attrito è possibile modellare il sistema come in figura:

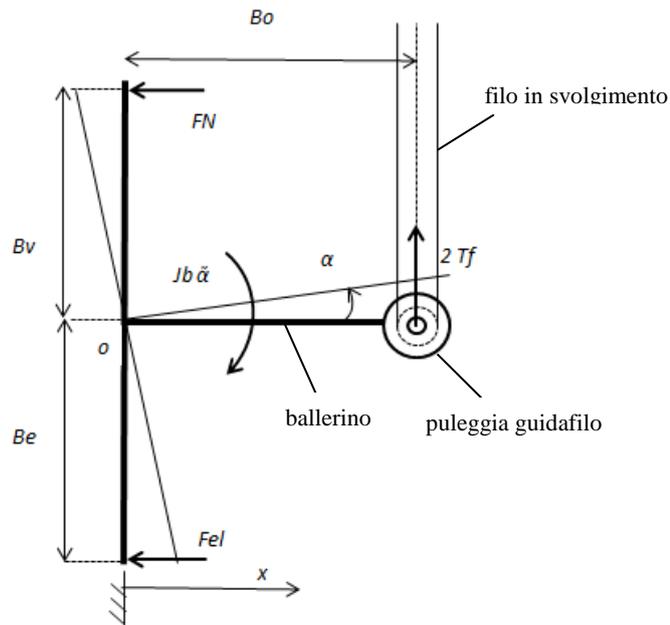


Figura 16.3 Modellazione del cinematismo relativo al sistema frenante. Sono rappresentati il ballerino, il filo d'apporto e le forze agenti sul sistema.

$J_b$  = momento di inerzia del ballerino

$Bo$ : braccio principale di applicazione della puleggia

$Bv$ : braccio secondario supporto all'elemento frenante

$Be$ : braccio di applicazione forza elastica

$FN$ : forza dell'elemento frenante premente sulla pista di strisciamento

$F_{el}$ : forza elastica generata dalla molla

$C_{el}$ : coppia elastica generata dalla molla agente sul braccio  $Be$

$\alpha$ : angolo di rotazione del ballerino dalla posizione di equilibrio

$k$ : rigidezza torsionale della molla

$\ddot{\alpha}$ : accelerazione angolare del ballerino

$x$ : coordinata lineare della molla

Linearizzando il sistema e mantenendo come coordinata libera il valore relativo all'angolo di rotazione del ballerino  $\alpha$ , tramite l'equazione di equilibrio alla rotazione nel punto o siamo in grado di scrivere l'equazione di moto del sistema come:

$$FN \cdot Bv + 2Tf \cdot Bo - C_{el} - J_b \cdot \ddot{\alpha} = 0 \quad (16.20)$$

dove la coppia elastica è data dal contributo della forza elastica  $F_{el}$  esprimibile secondo i legami cinematici come:

$$x = B e \cdot a \quad (16.21)$$

$$F_{el} = k x = k B e a \quad (16.22)$$

$$C_{el} = k B e^2 \cdot a \quad (16.23)$$

riscrivendo l'equazione in funzione delle rigidezze e della coordinata libera:

$$k \cdot B e^2 \cdot a + J b \cdot \ddot{a} = F N \cdot B v + 2 T f \cdot B o = F(t) \quad (16.24)$$

Le forze elastiche ed inerziali controbilanciano quelle esterne variabili nel tempo generate dalla forza di contatto  $F N$  e dalla trazione del filo  $T f$ , la cui variazione come abbiamo visto dipende dall'avanzamento della lavorazione e dei parametri di processo associati.

L'equazione omogenea associata del sistema descrive un sistema oscillante con frequenza propria di oscillazione:

$$\omega_o = \sqrt{\frac{k B e^2}{J b}} \quad (16.25)$$

E' necessario perché il sistema sia stabile che il valore di  $\omega_o$  risulti positivo, coerente con la realtà costruttiva delle molle impiegate.

Esprimendo la forza normale  $F N$  in funzione della tensione di lavoro e riscrivendo l'equazione di equilibrio nella condizione iniziale di funzionamento, per cui il raggio della spola corrisponde al raggio del massimo materiale caricato  $R_s(0)$ , è possibile definire il precarico della molla  $\Delta x$ , affinché si generi una tensione di lavorazione  $T f_{lav}$  durante lo svolgimento, con lo stazionamento del sistema in posizione di equilibrio 0 (equilibrio statico) e l'esercizio di una forza di contatto  $F N_{lav}$ .

$$F N(t) = T f \cdot R_s(t) / (\mu d \cdot R_p) \quad (16.26)$$

$$F N_{lav}(t) = T f_{lav} \cdot R_s(t) / (\mu d \cdot R_p) \quad (16.27)$$

$$F N_{lav}(0) = T f_{lav} \cdot R_s(0) / (\mu d \cdot R_p) \quad (16.28)$$

Per la situazione in analisi, dove si ipotizza  $R_s(0)$  costante, non avvengono rotazioni e non si manifestano accelerazioni angolari, quindi le forze esterne sono bilanciate dal solo precarico degli elementi elastici del sistema:

$$K B e^2 \alpha_0 = F N_{lav}(\mathbf{0}) \cdot B v + 2 T f_{lav} \cdot B o = \left[ \frac{T f_{lav} \cdot R s(\mathbf{0})}{\mu d \cdot R p} \right] \cdot B v + 2 T f_{lav} \cdot B o \quad (16.29)$$

Per il sistema linearizzato la relazione tra coordinata lineare e rotazione del ballerino risulta:

$$\Delta x = \alpha \cdot B e \quad (16.30)$$

Il precarico della molla di compressione legato all'avanzamento della vite risulta:

$$\Delta x = \frac{[ T f_{lav} \cdot R s(\mathbf{0}) / (\mu d \cdot R p) ] \cdot B v + 2 T f_{lav} \cdot B o}{k \cdot B e^2} \quad (16.31)$$

Tale precarico garantisce che durante lo sfilo del fascio di fili dalla spola questi si mantengano alla tensione di lavorazione  $T f_{lav}$  voluta.

#### **Condizioni fuori dal punto di equilibrio**

In caso di sovratensione il filo impone una rotazione al ballerino corrispondente ad  $\alpha$  positivi secondo la modellazione effettuata.

Questo comporta un aumento della forza elastica applicata al ballerino ed una riduzione della forza premente  $F N$ .

Entrambe le reazioni descritte producono una riduzione della tensione del filo tendendo a riportare il sistema nella condizione di equilibrio.

In caso di sottotensione rispetto alla tensione di lavorazione  $T f_{lav}$ , il movimento imposto al sistema produce rotazioni corrispondenti ad angoli  $\alpha$  negativi, con un decremento della coppia elastica applicata ed un aumento della forza  $F N$  sulla pista solidale alla spola. Entrambi i fattori tendono a favorire l'aumento della tensione fino al raggiungimento del valore  $T f_{lav}$ .

Questo sistema permette di gestire variazioni di tensioni generate da fenomeni imprevisti e di sopperire al problema della sovratensione sistematica che si genera durante il processo di lavorazione a causa della riduzione del diametro di svolgimento della spola  $R_s(t)$ .

La modulazione della coppia frenante implementata dal sistema permette la gestione della tensione del filo svincolandosi da tutti i parametri di processo, agendo direttamente a seguito di un controllo diretto sulla tensione stessa e fornendo l'incremento di coppia resistente  $C r$  necessaria ad un corretto svolgimento, in aggiunta al contributo delle coppie inerziali generate dalla riduzione di  $R_s(t)$ .

## APPENDICE 6

### Analisi e definizione dei parametri legati alla deviazione del fascio di fili da parte della boccola guidacavo

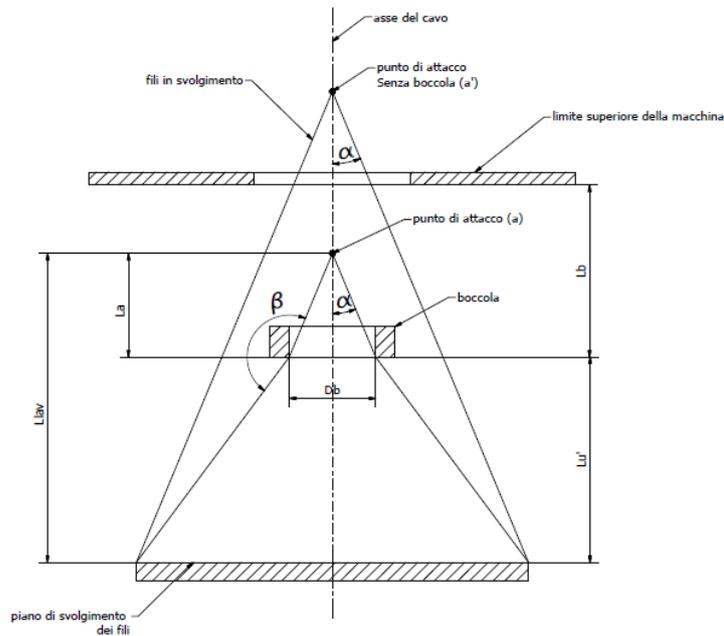


Figura 17.1 Rappresentazione dei fili in applicazione e del punto di attacco *a* in relazione alla funzione della boccola guidafilo

A geometria del rotore definita, dalla posizione del punto di applicazione *a* è possibile individuare l'altezza di lavorazione  $L_{lav}$ , ovvero la quota definita dal punto di avvolgimento dei fili dalle spole disposte circolarmente al cavo ed il punto in cui i fili vengono applicati a formare lo schermo finale.

Ogni lavorazione di spiraleatura è caratterizzata dal passo di lavorazione  $p$  determinato dai requisiti di progetto, a cui corrisponde univocamente l'angolo di spiraleatura  $\alpha$ , relativo all'inclinazione dei fili applicati rispetto l'asse del cavo ricoperto. Un'applicazione diretta del filo dalla spola in avvolgimento al cavo produce, per angoli  $\alpha$  contenuti altezze di lavorazione  $L_{lav}$  elevate, incompatibili con i limiti dimensionali delle macchine e causa di una limitata praticità di utilizzo delle stesse. Il posizionamento lungo l'asse di lavorazione della boccola guidacavo introduce una deviazione ai fasci di fili in applicazione, che apponendosi alla superficie del cavo con angolo di inclinazione  $\alpha$ , definiscono

una lunghezza  $La$  tra il punto di attacco e la superficie deviante della boccola stessa, che permette scegliendo i giusti parametri relativi alla dimensione e posizione della boccola di contenere il punto di attacco a all'interno della macchina come richiesto dai vincoli.

L'applicazione della boccola guidacavo permette di considerare l'altezza di lavorazione come contributo di due componenti: l'altezza  $La$ , relativa al tratto di applicazione dei fili a valle della boccola e la quota  $Lu'$ , definita dal tratto necessario ai fili in svolgimento dalle spole per raggiungere la superficie inferiore della boccola. Questo permette di contenere l'altezza complessiva grazie alla riduzione della componente  $La$  legata alle dimensioni della boccola secondo la seguente relazione:

$$La = \frac{Db/2}{\tan\alpha} \quad (17.1)$$

dove  $Db$  è il diametro interno della boccola.

E' evidente come ad una riduzione del diametro del foro passante della boccola si riduca l'altezza di applicazione  $La$  a parità di tutti gli altri parametri.

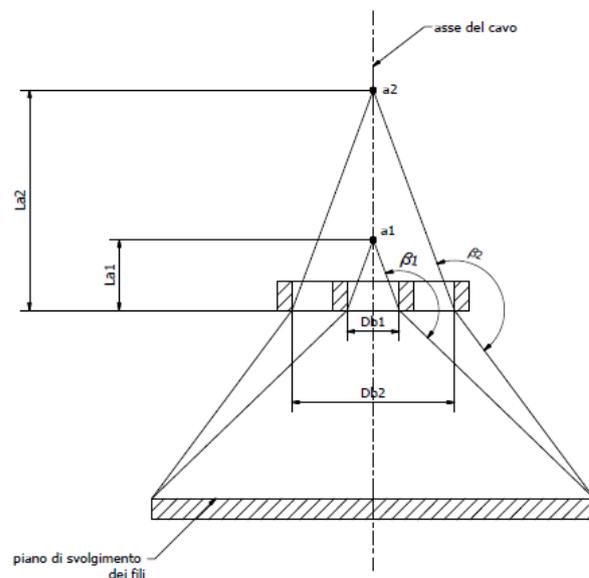


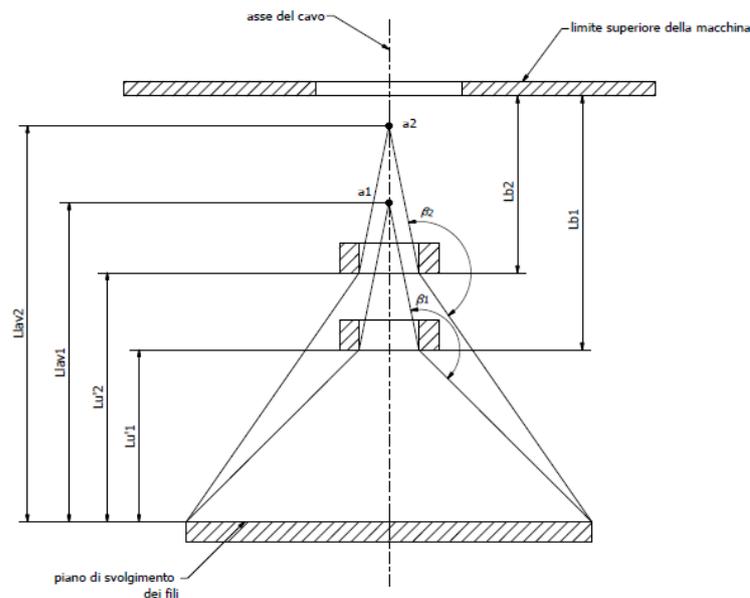
Figura 17.2 Influenza sul punto di attacco generata dalla dimensione della boccola guidafilo

La deviazione imposta ai fili dalla boccola, oltre all'effetto positivo di riduzione dell'altezza di lavorazione produce, tuttavia, la generazione di un angolo nel percorso del filo, a cui è associato un fenomeno di attrito potenzialmente dannoso per il risultato della lavorazione.

Definito l'angolo  $\beta$  come mostrato in figura, è individuabile una situazione ottimale per cui il filo non è sottoposto a strisciamento sul bordo della boccola, situazione corrispondente a fili direttamente in applicazione dalla spola con  $\beta=180^\circ$ . Deviazioni del filo portano ad una riduzione dell'angolo  $\beta$  con un conseguente incremento della pressione di contatto tra il filo in tensione ed il bordo metallico della boccola. Questo può tradursi in un'usura della boccola stessa e nel danneggiamento dei fili d'apporto, specialmente per l'impiego di fili di rame stagnato, dove lo strato di materiale superficiale è facilmente scalfibile. L'esperienza ed i dati acquisiti dal reparto produttivo hanno permesso di individuare un angolo di frizione minimo  $\beta_{\min}$  al di sotto del quale l'entità della deviazione produce effetti critici sulle superfici in strisciamento relativo, con conseguente non conformità dello schermo finale.

Il limite definito si riferisce ad un angolo  $\beta_{\min}$  di  $135^\circ$ .

Il secondo parametro utile al contenimento dell'altezza di lavorazione si riferisce alla quota di installazione della boccola  $L_b$  rispetto la superficie superiore della cassa contenitiva del telaio.



**Figura 17.3 Influenza sul punto di attacco generata dalla quota di applicazione della boccola guidafilo**

Un abbassamento della boccola, a cui corrisponde un incremento della quota  $L_b$ , produce una traslazione del punto di attacco  $\mathbf{a}$ , con i conseguenti benefici di riduzione dell'altezza di lavorazione  $L_{lav}$ . Al beneficio in termini di ingombri segue, anche in questo caso, un peggioramento in termini di angoli di attrito  $\beta$  sottesi dal filo deviato. L'abbassamento della boccola genera inoltre una

riduzione dello spazio disponibile  $Lu'$  legato, come vedremo, alla disposizione dei fusi e delle spole sul supporto rotorico ed all'entità delle inclinazioni ammissibili per il filo in svolgimento.

### Definizione del diametro di boccola $D_b$

Per le relazioni che intercorrono tra diametro  $D_b$  ed altezza  $La$  sopraesposti e per motivi di maggiore stabilità nell'applicazione, l'azienda ha definito il diametro di boccola ottimale di cui servirsi in lavorazione in funzione delle dimensioni del cavo e dei fili di applicazione. È stato definito come diametro ottimale  $D_b$  un valore pari al diametro del cavo  $D_c$  maggiorato di un valore che permetta il passaggio dei fili di diametro  $df$  con un sufficiente grado di libertà, necessario a garantire il passaggio di eventuali nodi a seguito di giunte per rottura del filo.

La relazione che definisce il diametro di boccola ottimale è la seguente:

$$D_b = D_c + 4 df \quad (17.2)$$

### Definizione di $L_b$

Non conoscendo ancora la geometria del rotore e l'estensione necessaria  $Lu'$  in relazione agli ingombri ed alla dinamica di svolgimento delle spole, è stata individuata un'altezza minima  $L_{b \min}$  che garantisca il vincolo di punto di attacco interno al telaio, pur sottraendo il minor spazio possibile alla luce utile all'interno della cassa. Questo è stato possibile definendo la condizione limite  $La = L_{b \min}$ , nella quale il punto di attacco si trova in prossimità della superficie limite superiore della macchina.

Tra le lavorazioni che la macchina in progettazione dovrà effettuare è stata individuata la condizione che impone altezze  $La$  maggiori al fine di verificare il rispetto del vincolo in ogni situazione. Tale condizione limite è definita dalle schermature di cavi del diametro  $D_c$  di 0.7 mm, il cui modello di lavorazione, definito nel Capitolo 6, ha permesso di definire un angolo di spiratura minimo  $\alpha$  tra le lavorazioni effettuabili pari ad  $8.6^\circ$  e la dimensione dei fili impiegati di diametro  $df$  pari a 0.07 mm.

A questa lavorazione corrisponde secondo la relazione (17.2) il diametro di boccola ottimale  $D_b$  pari a 1 mm. Scelto il diametro di boccola ottimale è definita la lunghezza  $La$  dalla (17.1) a cui corrisponde l'altezza di posizionamento  $L_{b \min}$  della boccola stessa. Il valore trovato definisce un'altezza minima di applicazione delle boccole di supporto  $L_{b \min}$  di 36 mm. Questo valore corrisponde alla minima quota che il posizionamento della boccola sottrae allo spazio messo a disposizione dalla cassa del telaio e deve essere tenuta in considerazione durante la fase di dimensionamento dei componenti e nella fase di assemblaggio finale.

# APPENDICE 7

## 7.1 Dimensionamento dell'albero rotorio

Il dimensionamento consiste nella definizione della geometria dell'albero cavo, degli spessori e della flangia di attacco che renderà possibile il collegamento con il disco rotorico.

### Definizione del diametro interno

Il capitolo che descrive gli obiettivi della progettazione ed i requisiti che il macchinario ideato deve garantire identifica nelle dimensioni di 20 mm il diametro massimo di cavo che sicuramente la macchina dovrà processare. La definizione della geometria dell'albero cavo passa dunque da una prima individuazione del diametro interno minimo che permetta il passaggio del cavo modello sopra definito e del tubo guidacavo opportunamente dimensionato in funzione di questo.

Il tubo guidacavo inferiore, definito nel capitolo precedente, è stato dimensionato in modo da garantire il comodo passaggio di cavi da 20 mm di diametro descrivendo una superficie cilindrica interna  $d_{gc}$  di 40 mm di diametro ed uno esterno di  $D_{gc}$  45mm. E' stata determinata una distanza minima di sicurezza di 10 mm che deve essere mantenuta tra la superficie del tubo guidacavo (non in rotazione) e la superficie interna dell'albero cavo (rotante) per evitare interferenze potenzialmente dannose dovute ad eventuali vibrazioni causate dallo squilibrio delle masse rotanti e disallineamenti del tubo di guida interno.

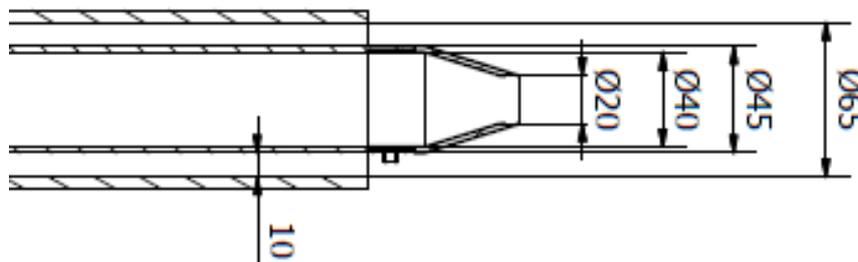


Figura 18.1 Diametro interno dell'albero cavo in funzione delle dimensioni del tubo guidacavo.Quote espresse in mm.

Questo valore è stato determinato, basandosi sull'esperienza fatta dai precedenti costruttori e dall'osservazione delle macchine ad oggi in opera, per le quali il margine di sicurezza mantenuto in relazione allo spessore di separazione tra albero e tubo guidacavo coincide con un quarto del diametro di quest'ultimo. Oltre a questo è stato deciso di mantenere un margine tale per poter nell'eventualità lavorare cavi di diametri superiore a quelli fissati dal target di 20 mm, attrezzandosi di accorgimenti superiori nelle fasi di centraggio e bilanciamento degli elementi, poiché lo spazio di sicurezza andrebbe a ridursi.

Il diametro interno scelto per l'albero cavo  $d_{ac}$  è di 65 mm.

La scelta del diametro esterno deriva dal vero e proprio processo di dimensionamento in funzione delle caratteristiche meccaniche che si vuole conferire all'albero e delle sollecitazioni che questo deve sopportare. L'albero cavo deve trasmettere una coppia motrice nelle diverse condizioni di utilizzo (allo spunto ed a regime), questo è sottoposto dunque ad un momento torcente applicato dalla trasmissione, che a sua volta applica un carico radiale dovuto al tiro della cinghia in esercizio ed al pretensionamento della stessa. L'albero deve quindi garantire determinate caratteristiche di resistenza sopportando con l'opportuno gradi di sicurezza le sollecitazioni applicate e presentare un'inflessione compatibile con i criteri progettuali; è necessario dunque determinare l'entità delle sollecitazioni per definire lo spessore necessario.

La determinazione di molte delle sollecitazioni dipende dalla geometria degli altri componenti e dalle condizioni di utilizzo della macchina non ancora definiti, perciò è necessario partire dalla generazione di alcune ipotesi relative a tali dati per effettuare una stima delle forze applicate e verificare in un secondo momento che le ipotesi effettuate siano realmente cautelative e coerenti con le decisioni progettuali effettuate.

### **Stima della coppia massima all'albero cavo**

La coppia massima trasmessa all'albero si presenta all'avviamento della macchina e dipende dal momento d'inerzia dei componenti messi in rotazione e dall'accelerazione del transitorio di avviamento.

### ***Determinazione dell'accelerazione massima***

L'accelerazione massima di avvio della macchina dipende dalla potenza installata del motore, ma anche da molti parametri di lavorazione; uno tra questi è ad esempio il numero e la sezione dei fili di copertura adottati nella lavorazione la cui tensione nelle fasi di avviamento è generata non solo dal sistema frenante del fuso, ma anche dall'inerzia rotazionale della massa della spola accelerata ad accensione della macchina.

La coppia resistente  $Cr$ , responsabile della tensione del fascio di fili, è composta

all'avviamento della macchina da due componenti: la prima è la coppia generata dal sistema frenante  $C_f$ , che nel caso del sistema studiato nel Capitolo 7 può variare da un minimo di coppia nulla ad una coppia limite coincidente con l'avanzamento massimo del ballerino, la seconda è la coppia di inerzia  $C_{in}$  ( $J_{spl} \dot{\omega}_s$ ), dipendente dalla quantità di materiale metallico caricata sulla spola ad inizio lavorazione ed appunto dall'accelerazione allo spunto della macchina  $\dot{\omega}$ .

Pur riducendo a zero la coppia generata dal sistema frenante, la coppia di inerzia alla spola provoca un aumento della tensione del filo che può portare ad un tensionamento critico per cui la lavorazione possa essere compromessa.

La tensione limite è di difficile determinazione in quanto non si riferisce solamente alla dimensione del fascio di fili e quindi alla tensione di esercizio o al carico di rottura, ma anche da come i fili, provenienti da spole differenti, possano generare squilibri e disassamenti del cavo su cui sono applicati, in funzione anche del diametro del cavo stesso e della sua composizione.

Per questi motivi per ogni lavorazione l'avviamento è affidato all'esperienza e sensibilità dell'operatore che definisce, nelle macchine dotate di regolazione elettronica, una rampa di accelerazione in base ai parametri di lavorazione.

Nelle macchine spiratrici oggi in funzione è possibile determinare un transitorio di avviamento medio di 10 secondi per portare i rotori a velocità di targa di 300 rpm.

In ottica di miglioramento è stata presa come obiettivo la possibilità di raggiungere velocità di rotazione di 500 rpm come dato di targa delle tecnologie del settore prese come riferimento e di ipotizzare transitori di avviamento dimezzati rispetto a quelli delle macchine attuali, confidando nella bontà del sistema frenante ideato e dei vantaggi che esso possa comportare nel controllo migliore sulla tensione dei fili.

Per il raggiungimento della velocità massima  $\omega_{max}$  di 500 rpm (52,4 rad/s) in un transitorio di 5 secondi l'accelerazione massima stimata  $\dot{\omega}(0)$  in fase di avvio a cui il rotore dovrà essere sottoposto ammonta a 10.5 rad/s<sup>2</sup>.

### *Stima del momento di inerzia*

Non conoscendo nessun dato ad eccezione del diametro interno relativo all'albero cavo, siamo costretti a generare alcune ipotesi sulle sue dimensioni, definendo uno spessore dell'albero  $s_a$  cautelativo di 10 mm per un diametro esterno  $D_{ac}$  di 80 mm. Si ipotizza che la flangia circolare di attacco per il disco rotorico, descritta all'inizio del capitolo, abbia un diametro  $D_{fa}$  di 200 mm ed uno spessore unificato al precedente di 10 mm. La lunghezza complessiva  $L_{ac}$  dell'albero è definita per 500 mm ed il materiale scelto per la creazione di questo componente si riferisce ad un acciaio basso legato da costruzione (Fe

510) per le proprie caratteristiche di economicità, reperibilità ed in accordo con i materiali utilizzati per gli alberi delle macchine già presenti.

La configurazione della macchina nella fase di avviamento si riferisce ad una condizione di pieno carico delle spole condizione imposta al fine di ridurre al minimo i tempi operazionali appunto di cambio spola e dimensionare la macchina perché possa sempre lavorare in tale condizione, anche nel momento di accelerazione massima. Il peso delle spole completamente piene  $M_{spl}$  viene stimato ipotizzando che l'intero volume utile reso disponibile dalla spola di  $0.53e-3 \text{ m}^3$  sia occupato interamente da rame di peso specifico pari a  $8920 \text{ kg/m}^3$ . La massa stimata  $M_{spl}$  come somma del peso della spola e del materiale avvolto è di 2.4 kg.

Le spole sono posizionate sui fusi precedentemente studiati il cui peso  $M_{fs}$  è stimato a 0.4 kg tramite l'utilizzo del CAD.

Per la determinazione del momento di inerzia legato a questi elementi è necessario definire una distanza ai quali questi ruotano attorno all'asse rotorico, è necessario quindi definire un diametro massimo del disco rotorico ed un conseguente raggio di applicazione delle spole  $R_{app}$ .

Il disco rotorico viene ipotizzato come un disco cavo del diametro esterno  $D_d$  di 620 mm, un diametro interno  $d_d$  che permetta il passaggio dell'albero (80 mm) per uno spessore  $s_d$  di 30 mm.

Si ipotizza di costruire il disco rotorico in lega di alluminio serie 6000, materiale che per il proprio rapporto tra proprietà meccaniche e peso specifico è un ottimo candidato ad assolvere i requisiti definiti in precedenza.

Il raggio di applicazione  $R_{app}$  delle spole è definito sottraendo al raggio esterno del disco lo spessore di flangia minimo necessario al fuso per essere imbullonato al rotore ed essere completamente contenuto dalla sua circonferenza esterna. La lunghezza della flangia di attacco del fuso  $L_{ff}$  è di 30 mm di conseguenza il raggio di applicazione  $R_{app}$  a cui i fusi sono imbullonati risulta:

$$R_{app} = R_d - (L_{ff} / 2) = 310 - 15 = 295 \text{ mm} \quad (18.1)$$

Conoscendo il raggio di applicazione dei 16 fusi ed ipotizzando di imbullonarli al disco in posizione verticale, così che il centro di massa delle spole resti sulla circonferenza di applicazione, posso definire il momento di inerzia relativo ai fusi dotati di spola  $J_{sp}$  come:

$$J_{sp} = (M_{fs} + M_{spl}) \cdot 16 \cdot R_{app}^2 = 3.9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (18.2)$$

Il momento di inerzia  $J_d$  del disco rotorico di peso specifico  $2.710 \text{ kg/m}^3$  ed il momento di inerzia dell'albero cavo  $J_a$  di peso specifico  $7800 \text{ kg/m}^3$  risultano

$$J_d = 1.17 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (18.3)$$

$$J_a = 2.1 \cdot 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (18.4)$$

E' bene notare come la geometria dell'albero, grazie alla sua ridotta estensione in direzione radiale, presenti momenti di inerzia trascurabili rispetto a quelli generati dalle masse e geometria degli altri componenti.

Il momento di inerzia totale  $J_{tot}$  è calcolato come somma dei momenti di inerzia:

$$J_{tot} = J_a + J_{sp} + J_d = 5.1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (18.5)$$

### ***Determinazione coppia allo spunto***

Conoscendo i momenti di inerzia dei componenti nella fase di avvio e la rampa di salita del transitorio di avviamento voluta è immediato calcolare la coppia all'albero  $C(0)$  come:

$$C(0) = J_{tot} \cdot \dot{\omega}(0) = 5.1 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2] \cdot 10.5 \text{ [rad/s}^2] = 53 \text{ Nm} \quad (18.6)$$

E' bene osservare come il valore appena trovato si riferisca ad una situazione decisamente critica per i sistemi ad oggi presenti, dove i transitori di avviamento nelle condizioni di spole molto caricate sono gestiti con un elevato grado di attenzione e riducendo l'accelerazione anche al di sotto dei 10 secondi illustrati come caratteristici. Variazioni di qualche secondo sul raggiungimento della velocità massima, inoltre, hanno influenze minime sulla tempistica totale della lavorazione, perciò il tentativo di ridurre il transitorio di avviamento a 5 secondi, porta in una direzione di forte cautela sulle prestazioni e caratteristiche di resistenza dei componenti progettati rispetto a quelli che, con buona probabilità, saranno i reali impieghi della macchina.

### **Stima della forze radiali sull'albero e scelta preliminare dei cuscinetti di supporto**

Le forze radiali che interessano l'albero cavo sono quelle provocate dalla trasmissione della coppia per mezzo della cinghia dentata, del pretensionamento della stessa e delle reazioni imposte dai cuscinetti a sfera scelti per mantenere in posizione l'albero rotorico.

Nei calcoli successivi verranno prese in considerazione le sole forze radiali citate trascurando l'influenza delle sollecitazioni provocate da eventuali sbilanciamenti del rotore, poiché di difficile determinazione e poiché la macchina dovrà essere bilanciata perfettamente come requisito di installazione.

Per le masse ipotizzate e per il regime di rotazione massimo considerato, è possibile identificare le dimensioni del sistema di trasmissione secondo le

formule ed i calcoli illustrati nel Capitolo successivo.

Per ora possiamo limitarci ad affermare che i motori della potenza necessaria alla movimentazione di sistemi analoghi, presentano un regime di rotazione di 1500 giri al minuto, in linea con il regime di rotazione del motore già presente nella macchina in conversione.

Dalla velocità massima di 500 rpm è possibile definire un rapporto di trasmissione  $\tau$  tra rotazione dell'albero motore ed albero cavo di 1/3.

Questi dati unitamente alla stima della potenza massima necessaria per la movimentazione del sistema nella condizione allo spunto definita, portano all'individuazione delle pulegge impiegare secondo le norme UNI 5256.

Gli organi scelti per la trasmissione sono una puleggia del diametro di 164 mm all'albero cavo e una puleggia all'albero motore di 55 mm, entrambe della larghezza di circa 29 mm, tenendo conto della presenza di pulegge flangiate, per poter ospitare una cinghia standard da 25.4 mm di larghezza (vedi Capitolo 10). Dal raggio della puleggia maggiore  $R_{pu}$  è possibile determinare il tiro necessario  $T_{max}$  alla trasmissione della coppia massima allo spunto  $C(0)$  come:

$$T_{max} = C(0) / R_{pu} = 54 \text{ [Nm]} / (0.164 \cdot 0.5) \text{ [m]} = 658 \text{ N} \quad (18.7)$$

La pretensionatura  $PT$  del Sistema di trasmissione a cinghia descritto ammonta a 250N. La forza radiale massima  $F_{rp}$  trasferita nel punto medio di altezza della puleggia è la somma dei due contributi di pretensionamento e tensione massima trasferita dalla cinghia:

$$F_{rp} = T_{max} + PT = 908 \text{ N} \quad (18.8)$$

Per la determinazione delle reazioni vincolari in direzione radiale apportate dai cuscinetti è necessario conoscere la loro posizione relativa e la distanza a cui questi sono posizionati rispetto la puleggia di traino a cui è applicata la forza radiale massima  $F_{rp}$ .

Inoltre è necessario conoscere la loro estensione assiale (o altezza)  $B$  da cui deriva l'identificazione di un piano medio in posizione  $B/2$  dove idealmente viene scaricata la forza radiale.

La dimensione dei cuscinetti, quindi anche l'altezza  $B$ , è definita a seconda del tipo, del carico che questi possono sopportare e del diametro dell'albero che la pista interna può accogliere.

Non essendo ancora nota la dimensione esterna finale dell'albero cavo, si è cercato di individuare la dimensione dei cuscinetti  $B$  mediando tra le altezze relative ai cuscinetti obliqui relativi a tre diversi diametri  $D_{ac}$  di albero plausibili.

I diametri esterni presi ad ipotesi dell'albero cavo sono 70 mm, 75 mm e 80 mm rispettivamente per uno spessore dell'albero di 2.5 mm, 5 mm e 7.5 mm.

I cuscinetti reggispinta base per questo tipo di dimensione sono stati scelti consultando il catalogo di un noto costruttore.

I cuscinetti radiali a sfere presentano dimensioni  $B$  decisamente ridotte, ma anche estensioni radiali esterne inferiori a quelle del cuscinetto obliquo, è stato perciò deciso, per motivi esplicitati in seguito, di selezionare il cuscinetto radiale con lo stesso diametro esterno del cuscinetto obliquo adottato per resistere ai carichi assiali.

Le altezze  $B$  dei cuscinetti individuati per le dimensioni di albero scelte sono rispettivamente 24mm, 25mm e 26mm, il che porta alla definizione di un'estensione media in direzione assiale  $B_m$  dei cuscinetti di 25 mm.

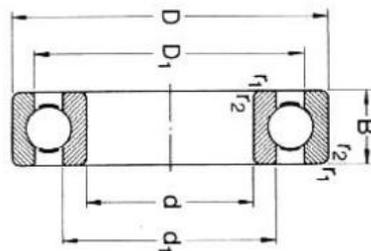


Figura 18.2 Cuscinetto ed altezza  $B$

La distanza tra i cuscinetti e la loro disposizione è un requisito dettato dalla struttura del supporto il cui dimensionamento finale è riportato nel dettaglio nel prossimo paragrafo, è tuttavia possibile anticipare che il cuscinetto reggispinta sarà posizionato nella parte superiore del supporto, mentre il cuscinetto radiale verrà installato nella posizione sottostante.

La distanza media calcolata tra le facce dei due cuscinetti di altezza  $B_m$  per mezzo del supporto è definita da uno spessore di separazione di 20 mm. L'interasse  $b$  tra le due sezioni medie dei cuscinetti all'interno del supporto è quindi di 45mm (figura 18.3).

Per definire una distanza plausibile tra la sezione media del cuscinetto inferiore e il punto di applicazione della cinghia è stata presa in considerazione l'altezza della puleggia di trasmissione di 29 mm ed un distanziamento di sicurezza di 20 mm di questa dalla faccia del cuscinetto più prossimo, in modo da tenere conto dello spessore aggiuntivo necessario all'ingombro del supporto ed un eventuale margine di sicurezza per l'installazione.

L'interasse  $a$  tra il piano medio della puleggia di traino e il piano medio del cuscinetto vicino risulta dunque di 47mm (figura 18.3).

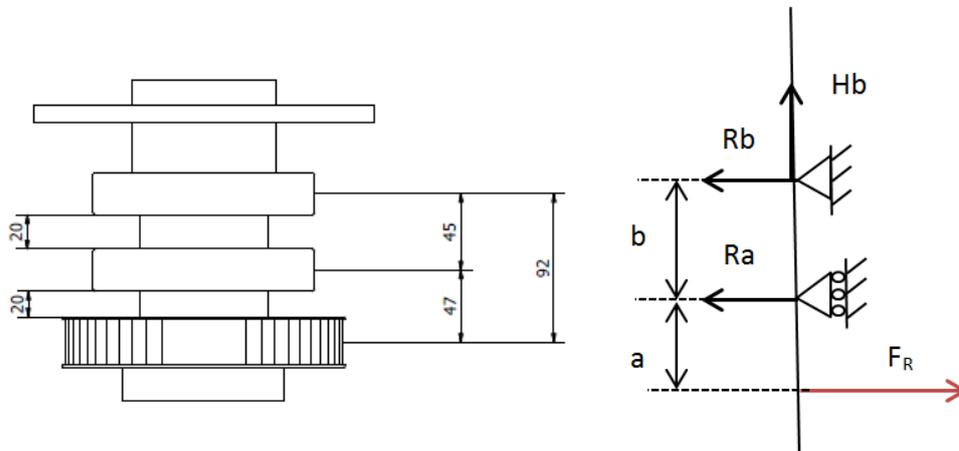


Figura 18.3 Schema della configurazione di vincolo dell'albero e dei cuscinetti e relative forze applicate. Quote espresse in mm.

Le reazioni vincolari in direzione radiale del cuscinetto reggispinta  $Rb$  e del cuscinetto radiale  $Ra$  sono determinabili tramite equazione di equilibrio del momento flettente nel punto di applicazione del cuscinetto reggispinta  $b$ .

I carichi in direzione radiale del cuscinetto radiale  $Ra$  e del cuscinetto obliquo  $Rb$  risultano:

$$Ra = 1857 \text{ N (1.9 kN)} \quad (18.9)$$

$$Rb = 949 \text{ N (0.9 kN)} \quad (18.10)$$

Le forze calcolate sono nettamente inferiori ai carichi ammissibili dai cuscinetti presi in esame per ogni dimensione di albero cavo.

Possiamo quindi affermare che la scelta dei cuscinetti risulta adeguata in termini di sollecitazioni ammissibili.

### Stima del carico assiale

Il carico assiale massimo che comprime l'albero cavo consta nel peso delle masse sostenute nella condizione peggiore, ovvero di spole completamente cariche. La massa complessiva sostenuta dall'albero è la somma delle masse del disco di geometria ipotizzata  $M_d$  e le masse di fusi e delle spole  $M_{fs}$ ,  $M_{spl}$ , viste in precedenza. Il carico assiale  $F_{aa}$  sostenuto dall'albero risulta:

$$F_{aa} = 9.81 \cdot [M_d + 16 \cdot (M_{spl} + M_{fs})] = 670 \text{ N} \quad (18.11)$$

Il carico assiale scaricato al cuscinetto obliquo di supporto consta nella forza assiale appena calcolata a cui deve essere sommata la forza peso dell'albero

stesso  $M_a$  che per la geometria e materiale ipotizzato ammonta a 9 kg.  
Il carico assiale scaricato al cuscinetto  $Hb$  risulta:

$$Hb = 9.81 \cdot M_a + F_{aa} = 777N \text{ (0.8kN)} \quad (18.12)$$

Il carico trovato è compatibile con i cuscinetti ipotizzati.

### **Determinazione stato di sforzo ed inflessioni**

Dalla determinazione delle forze che l'albero cavo scambia con gli altri componenti del sistema è possibile determinare le sollecitazioni a cui questo è sottoposto.

#### ***Calcolo del momento flettente all'albero***

Dal sistema schematizzato in figura possiamo ricavare il diagramma dei momenti flettenti che sollecitano la struttura.

Il momento massimo flettente massimo  $Mf_{max}$  si manifesta lungo l'estensione dell'albero in prossimità del cuscinetto radiale **a** (quello più vicino alla puleggia di trasmissione) ed ammonta a 43 Nm.

#### ***Calcolo del momento torcente***

Il momento torcente trasmesso all'albero coincide con la coppia a cui la puleggia maggiore di traino è sottoposta per la trasmissione del moto rotatorio al rotore, il momento torcente massimo  $Mt_{max}$  è quindi identificabile nella coppia massima a cui l'albero viene sottoposta, ovvero la coppia allo spunto **C(0)** di cui il valore è stato stimato a 54 Nm nei paragrafi precedenti.

#### ***Sollecitazione di compressione***

L'albero è sottoposto ad una sollecitazione di compressione per effetto delle masse calettate nel tratto intermedio tra punto di calettamento del disco rotorico e punto di applicazione del cuscinetto reggispira.

#### ***Stato di sforzo : verifica statica e a fatica***

La determinazione dello stato di sforzo viene effettuata nel punto più sollecitato, ovvero in prossimità del cuscinetto **a**.

Le sollecitazioni applicate sono il momento flettente  $Mf_{max}$  dovuto alle azioni radiali apportate dalla trasmissione ed il momento torcente massimo  $Mt_{max}$  legato alla trasmissione della coppia massima allo spunto della macchina.

Come prima ipotesi viene considerata una sezione circolare cava di diametro interno di 65 mm e diametro esterno 70 mm, ovvero l'opzione di albero più sottile tra le tre proposte in fase di determinazione dei cuscinetti a sfera, per uno spessore dell'albero  $s_a$  di 2.5 mm.

Il calcolo degli sforzi per la sezione cava così costituita porta alla definizione di uno sforzo massimo di trazione  $\sigma_{\max}$  nel punto più esterno della sezione di 5.2 MPa ed uno sforzo di taglio  $\tau_{\max}$  per la sollecitazione di torsione pari a 3.1 MPa. Come stato di sforzo equivalente viene calcolata la sigma di Von Mises  $\sigma_{\text{VM}}$  da usare come confronto per il criterio di resistenza per materiali duttili, che ammonta ad un valore di 7.5 MPa.

Il carico di snervamento del materiale scelto per il componente **Rsn** è di 350 MPa, viene definita dunque uno sforzo limite  $\sigma_{\text{lim}}$  dal rapporto tra il carico di snervamento del materiale ed un coefficiente di sicurezza  $\eta$  pari ad 1.5, in accordo con il corretto dimensionamento dei componenti in materiale duttile, per un carico limite ammissibile finale di 233 MPa.

Le formule ed i calcoli appena descritti sono riportati di seguito.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{f\max} \cdot 32 \cdot D_{ac}}{(D_{ac}^4 - d_{ac}^4) \cdot \pi} \quad (18.13)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16 \cdot M_{t\max} \cdot D_{ac}}{(D_{ac}^4 - d_{ac}^4) \cdot \pi} \quad (18.14)$$

$$\sigma_{\text{VM}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} \quad (18.15)$$

$$\sigma_{\text{lim}} = \frac{R_{sn}}{\eta} \quad (18.16)$$

Dal confronto dello sforzo equivalente ottenuto con il carico limite massimo è evidente l'ampio grado di sicurezza che uno spessore di 2.5 mm su diametri esterni della sezione così estesi comporta.

Il grado di sicurezza della verifica statica si porta ad un valore di 46.

E' da tenere in considerazione come la sollecitazione fissa nello spazio dovuta dalla cinghia di trasmissione generi uno sforzo pulsante sulla sezione dell'albero in rotazione che va da un minimo pari a  $-\sigma_{\max}$  ad un massimo di  $+\sigma_{\max}$  (essendo assenti sollecitazioni medie); questo porta alla necessità di verificare il componente a fatica.

Per il criterio di resistenza a fatica viene determinata lo sforzo equivalente di Sines  $\sigma_{\text{sines}}$ , che in assenza di carichi medi coincide con la sigma alternata  $\sigma_a$  uguale, nel nostro caso, alla  $\sigma_{\max}$  calcolata e pari a 5.2 MPa.

Lo stato limite di sforzo da prendere in considerazione per il criterio di resistenza scelto è la  $\sigma_{\text{FA}}$ , ovvero il limite di fatica del materiale scelto  $\sigma_{\text{FA}}$  ridotto degli opportuni coefficienti di realtà  $b_2$ ,  $b_3$  e  $k_f$ , per tenere conto di effetti dimensionali, geometrici e di finitura del componente reale.

La  $\sigma_{\text{FA}}$  del materiale è pari alla metà del carico di rottura quindi per il materiale scelto ammonta a 255 MPa.

Pur imponendo coefficienti correttivi molto stringenti  $b_2=b_3=0.8$ ,  $K_f=3$  la sezione è ampiamente verificata.

### *Verifica delle inflessioni*

Si vuole accertare che le inflessioni dell'albero dello spessore scelto sotto il carico radiale sia limitato in quanto può essere responsabile di movimenti eccessivi dell'albero e vibrazioni indesiderate.

Il materiale scelto presenta un modulo elastico  $E$  di 210000 MPa e la sezione cava circolare un momento di inerzia  $I_z$  di 302348 mm<sup>4</sup>.

Applicando il metodo analitico del principio dei lavori virtuali è stata calcolata una freccia massima in prossimità della puleggia di trasmissione  $v_{a,max}$  pari a 0.001 mm.

Il risultato è stato confrontato con una simulazione FEM, definendo vincoli di incastro nelle sezioni in prossimità dei cuscinetti ed imponendo un carico pari ad  $F_{rp}$  sulla circonferenza di applicazione della puleggia.

La simulazione ha definito che per il modello così vincolato e caricato, la freccia massima in prossimità della puleggia di traino è di 0.005 mm, confermando l'ordine di grandezza degli spostamenti trovati tramite il metodo analitico.

## **7.2 Verifica collegamento albero cavo e puleggia di trasmissione**

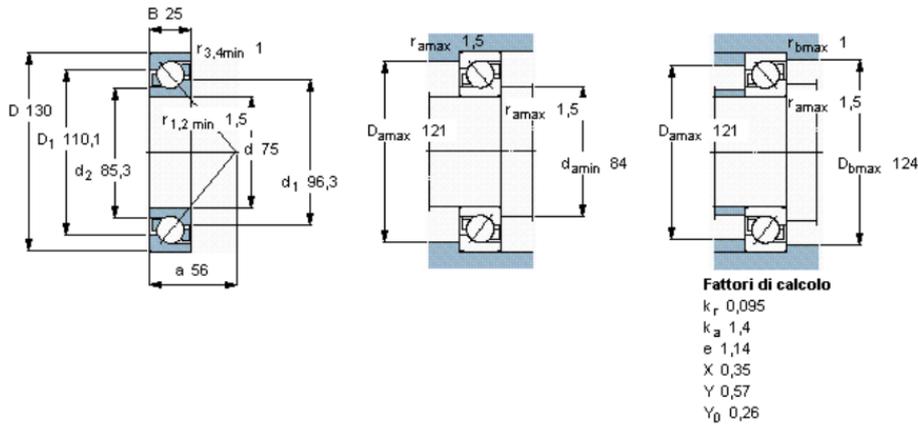
La forza di taglio massima  $T_{max}$  generata per la trasmissione di coppia che si scarica sull'albero cavo è calcolabile come coppia allo spunto diviso il raggio medio dell'albero  $R_{am}$ . Questa forza si scarica dal bullone di trasmissione sulla superficie del foro creato nell'albero creando il rischi di deformazioni; è possibile verificare che questo non avvenga con una verifica di rifollamento.

Si considera una distribuzione uniforme della pressione di contatto tra il gambo della vite e la superficie di contorno foro, approssimando la superficie dell'albero ad una lastra piana. Ipotizzando di utilizzare una vite di diametro  $d_b$  8 mm lo sforzo di rifollamento  $\sigma_{rif}$  per lo spessore  $s_a$  di 2.5 mm è nettamente inferiore a quello limite  $\sigma_{rif\ amm}$  di 466 MPa, definito come carico di snervamento ridotto del coefficiente di sicurezza di 1.5 e moltiplicato per il coefficiente correttivo che tiene conte della geometria del foro  $\alpha_{rif}$ . Il coefficiente  $\alpha_{rif}$  è stato impostato al valore di 2, tipico per le situazioni ipotizzate.

La verifica descritta è stata effettuata tramite la seguente disequazione.

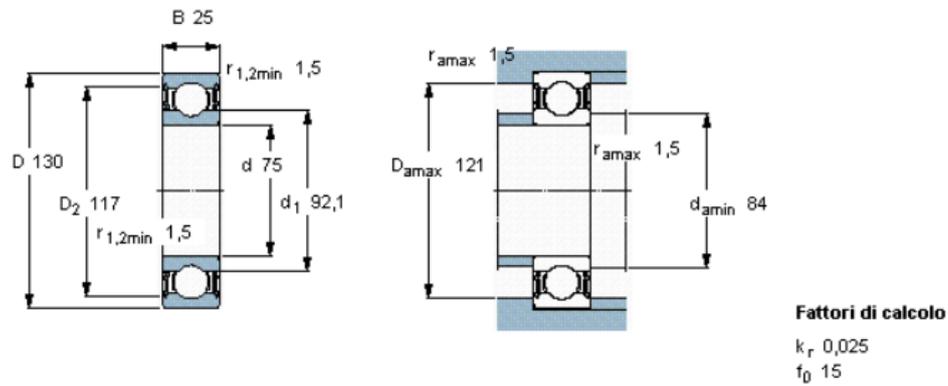
$$\sigma_{rif} = \frac{T_{max}}{d_b \cdot s_a} \leq \alpha_{rif} \cdot \sigma_{lim} \quad (18.17)$$

### 7.3 Cuscinetti definitivi individuati per il vincolamento del rotore



Dimensioni principali			Coefficienti di carico base		Carico limite di fatica	Velocità di riferimento		Massa
d	D	B	dinamico C	statico C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocità di riferimento	Velocità limite	
mm			kN		kN	g/min		kg
75	130	25	70,2	60	2,5	5600	5600	1,18

Figura 18.4 Cuscinetto a sfere obliquo selezionato



Dimensioni principali			Coefficienti di carico base		Carico limite di fatica	Velocità di riferimento		Massa
d	D	B	dinamico C	statico C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocità di riferimento	Velocità limite	
mm			kN		kN	g/min		kg
75	130	25	68,9	49	2,04	-	3200	1,2

Figura 18.5 Cuscinetto radiale a sfere selezionato

### 7.4 Dimensionamento flangia albero cavo

La flangia di attacco è l'elemento che fornisce la possibilità di collegare l'albero al disco. Per garantire un supporto superiore al disco che come intuibile è fortemente caricato verso il basso per effetto dei carichi delle spole, la flangia viene posizionata nella parte inferiore del disco rotorico in modo da garantire un ulteriore supporto.

Le dimensioni scelte per la flangia tengono conto la necessità di ospitare i collegamenti bullonati atti alla trasmissione del moto e della funzione di supporto appena descritta.

E' stato definito un diametro esterno della flangia  $D_{fa}$  di 200 mm, mentre il diametro interno corrisponde al diametro del tratto di tubo su cui viene fissata (85mm). La serie di bulloni verrà posizionata sulla circonferenza di diametro medio  $D_{fm}$  di 142 mm.

La dimensione dei bulloni verrà determinata in fase finale dell'intero progetto una volta nota la geometria finale e tutte le sollecitazioni a cui il disco è sottoposto le quali si riflettono sul collegamento bullonato.

Lo spessore è scelto perché proprio in virtù delle funzioni di supporto che si vuole conferire, le inflessioni per effetto dei carichi del disco siano trascurabili. Lo spessore di flangia scelto  $s_{fa}$  è di 10 mm, spessore per cui l'ipotesi di inflessioni trascurabili verrà verificata dai risultati ottenuti nella fase successiva di dimensionamento del disco rotorico.

### 7.5 Dimensionamento flangia per supporto cuscinetti

La flangia di supporto è stata modellata come una lastra circolare piana sollecitata da un carico distribuito ed incastrata al bordo circolare di diametro 430 mm per simulare il vincolo della bullonatura circonferenziale.

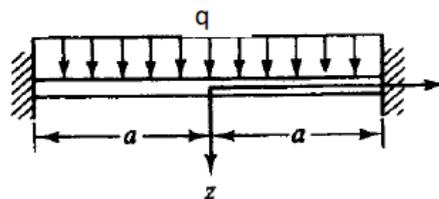


Figura 18.6 Schema di modellazione del supporto secondo modello di lastra piana caricata

In riferimento alla figura 18.17 la quota  $a$  si riferisce al raggio relativo alla circonferenza di vincolo del supporto ovvero a quella in prossimità della bullonatura. Il carico distribuito  $q$  è dato dalla somma delle forze peso relative ai componenti supportati, già stimato per la condizione di spole a pieno carico a

777 N, diviso per l'area interessata, ovvero quella descritta dalla circonferenza di diametro 430mm. Il carico  $q$  ammonta a  $6 \cdot 10^{-3}$  MPa.

Il materiale scelto per la realizzazione del supporto e della relativa flangia è lo stesso scelto per l'albero cavo per le sue qualità di resistenza meccanica ed alta reperibilità e saldabilità, processo al quale si pensa di ricorrere per il collegare il corpo alla flangia di attacco.

Secondo il modello il punto più sollecitato è il bordo esterno per cui si identifica un momento radiale  $M_r$  e circonferenziale  $M_\theta$  massimo descritto dalle equazioni seguenti a cui corrispondono i relativi sforzi radiali e circonferenziali  $\sigma_r$  e  $\sigma_\theta$ .

$$M_r = -\frac{q a^2}{8} \quad (18.18)$$

$$M_\theta = -\nu \frac{q a^2}{8} \quad (18.19)$$

$$\sigma_r = \frac{6 M_r}{t^2} \quad (18.20)$$

$$\sigma_\theta = \frac{6 M_\theta}{t^2} \quad (18.21)$$

Definita la sollecitazione limite  $\sigma_{lim}$  come carico di snervamento del materiale diviso per il solito coefficiente di sicurezza di 1.5 si calcola facilmente lo spessore minimo  $t$  relativo a tale grado di sicurezza in riferimento alla sollecitazione massima radiale secondo l'equazione (18.22).

$$t = \sqrt{(3q \cdot a^2) / 4 \cdot \sigma_{lim}} \quad (18.22)$$

$$\sigma_{lim} = R_{sn} / \eta \quad (18.23)$$

Lo spessore minimo individuato di 0.6 mm produce inflessioni e freccia massima  $f_{max}$  al centro del disco pari a 36 mm calcolata tramite le equazione:

$$f_{max} = \frac{q a^4}{64 D} \quad (18.24)$$

dove  $D$  è la rigidezza della lastra circolare espressa dalla (18.25)

$$D = (E t^3) / (12 (1 - \nu^2)) \quad (18.25)$$

L'entità dello spostamento è incompatibile con i requisiti descritti, è quindi necessario ricalcolare lo spessore necessario minimo per ottenere uno spostamento coerente con l'ordine di grandezza scelto come opportuno a reputare trascurabile lo spostamento.

Riferendomi alle inflessioni massime calcolate per l'albero cavo identifico una

freccia massima ammissibile  $f_{amm}$  al centro del disco di 0.01 mm e calcolo lo spessore minimo  $t_{min}$  combinando le equazioni (18.24) e (18.25) trovando la seguente espressione:

$$t_{min} = \sqrt[3]{\frac{q a^4 (12 (1 - \nu^2))}{64 E f_{max}}} \quad (18.26)$$

dove  $E$  è il modulo elastico del materiale (210000 MPa) e  $\nu$  il coefficiente di Poisson (0.3).

Lo spessore minimo  $t_{min}$  trovato corrisponde a 10 mm, coerente con gli spessori del fondo e della flangia scelti per l'albero cavo.

### 7.6 Limite d'inclinazione del fuso per problema di contatto tra le spole

L'inclinazione a  $\gamma$  positivi dei fusi porta ad avvicinare verso l'asse di lavorazione l'estremità dei fusi stessi e delle relative spole applicate. Questo può comportare che le flange superiori delle spole alloggiare sull'albero del fuso a quota  $L_f$  possano entrare a contatto fra loro per inclinazioni eccessive. Tale situazione è modellabile osservando l'assemblato fusi-rotore dall'alto ed individuando un poligono detto contatto i cui 16 lati (corrispondenti al numero delle spole del rotore) corrispondono all'interasse fra il centro della flangia superiore della spola ed il centro di quella successiva. E' intuibile che la situazione limite di contatto tra le flange delle spole si verifica nel caso limite in cui i lati del poligono corrispondono al diametro della flangia della spola stessa.

E' stata individuata una circonferenza di contatto che corrisponde alla circonferenza circoscritta al poligono di lato  $D_{fl,s}$ , dove  $D_{fl,s}$  è il diametro esterno della flangia di contenimento della spola di 55 mm. Tale circonferenza presenta un raggio di contatto  $R_{cont}$  che per la geometria delle spole è pari a 141 mm. L'inclinazione che genera il caso limite di circonferenza di contatto di raggio  $R_{cont}$  e quindi la situazione di contatto fra le spole è facilmente ricavabile dalla relazione geometrica (18.27).

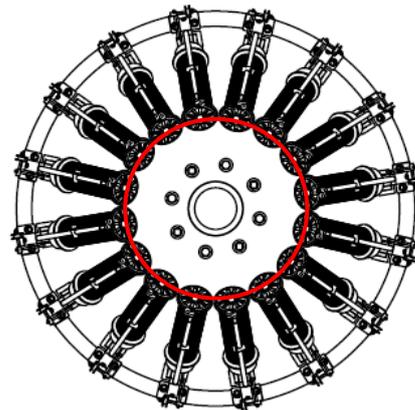
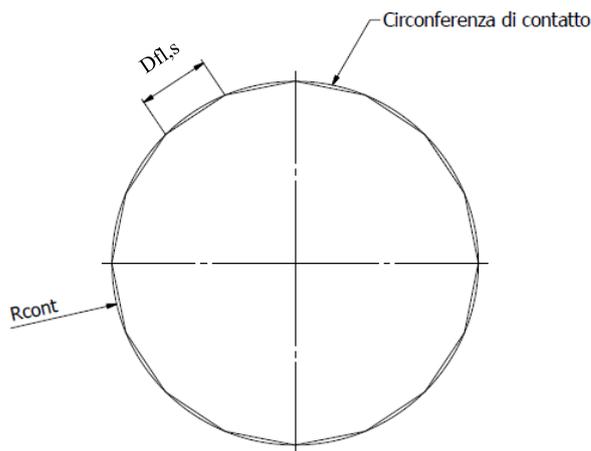
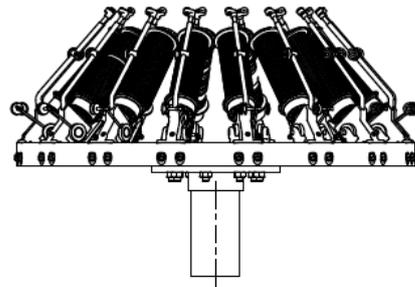


Figura 18.7 Rappresentazione e schematizzazione del contatto fra spole nella configurazione rotore-fusi ad inclinazione positiva

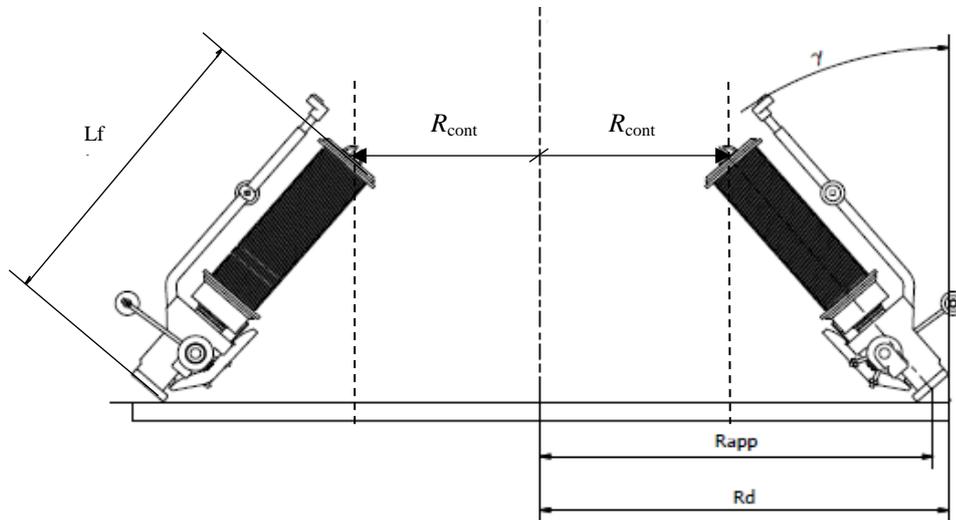


Figura 18.8 Quote relative al sistema rotore-fusi, In evidenza il raggio della circonferenza di contatto

$$\gamma_{max}(\text{contatto}) = \sin^{-1} \left( \frac{R_{app} - R_{cont}}{L_f} \right) \quad (18.27)$$

I dati relativi alla geometria dei componenti, ovvero  $R_{app}$  pari a 298 mm,  $R_{cont}$  di 141mm ed  $L_f$  pari a 234 mm, portano ad una condizione limite di contatto per  $\gamma$  pari a  $42^\circ$ .

L'inclinazione scelta di  $41^\circ$  genera uno spazio di 3 mm tra le flange delle spole che tende ad aumentare per effetto delle inflessioni causate dalle forze centrifughe. La configurazione del sistema con inclinazione a  $\gamma$  di  $41^\circ$  è mostrata in figura seguente.

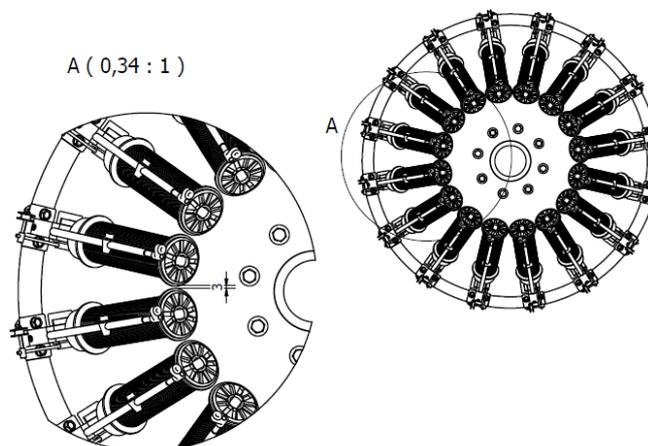


Figura 18.9 Separazione delle spole nella configurazione rotorica ad angoli di inclinazione fusi di  $41^\circ$

### 7.7 Definizione della corretta coppia di serraggio per l'adattamento dei bulloni del fuso

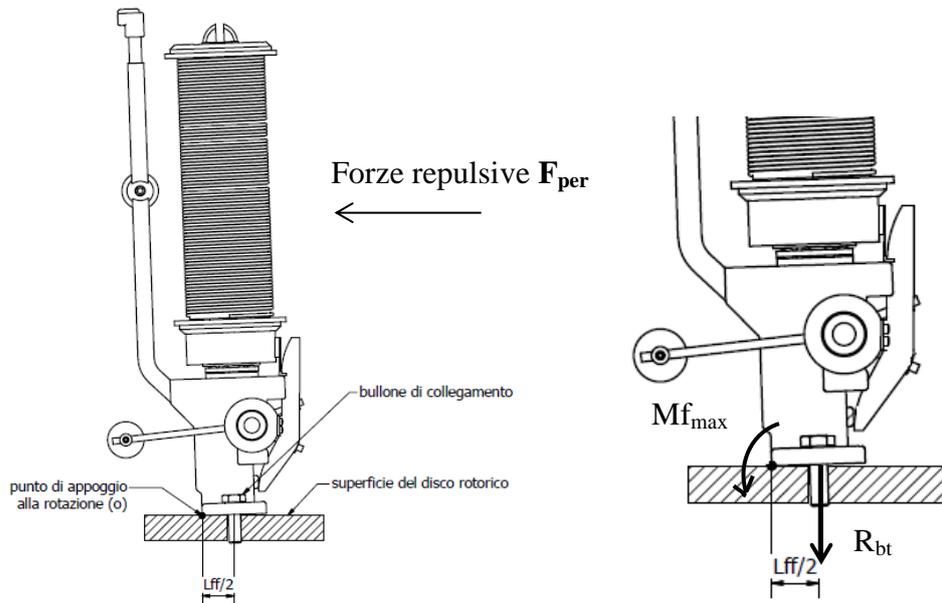


Figura 18.10 Modalità di vincolo tra fuso e disco rotorico con evidenza delle sollecitazioni e reazioni vincolari agenti

Il carico assiale a cui i bulloni sono sottoposti è ricavabile tramite equilibrio alla rotazione sul punto di contatto (o) della flangia di attacco del fuso con la superficie del disco rotorico (figura 18.10). Le forze repulsive agenti sui centri di massa della spola e del fuso dovute alla rotazione del rotore impongono una rotazione attorno al punto di contatto tra flangia e disco, controbilanciata dalle reazioni vincolari  $R_{bt}$  fornite dai due bulloni.

Applicando al modello della flangia il momento flettente  $Mf_{max}$  provocato dalle forze inerziali nelle condizioni limite, è possibile ricavare per equilibrio dei momenti attorno al punto o la reazione vincolare  $R_{bt}$ :

$$R_{bt} = Mf_{max} / (L_{ff} / 2) = 7666 \text{ N} \quad (18.28)$$

dove  $L_{ff}/2$  è pari a 15 mm e rappresenta il tratto tra l'asse dei bulloni e il bordo della flangia del fuso.

Dividendo la reazione vincolare totale per il numero delle sedi disponibili sulla flangia (2), la forza di trazione massima applicata a ciascun bullone  $R_b$  per garantire l'equilibrio risulta 3833 N.

Le forze inerziali causate dalla rotazione del rotore sono scomponibili in due componenti: una forza parallela all'asse del fuso  $F_{per}$ , che nel caso di  $\gamma$  positivi rappresenta la forza che preme la spola sul corpo del fuso, ed una forza perpendicolare  $F_{par}$  responsabile del momento flettente.

L'entità delle forze descritte è proporzionale all'inclinazione  $\gamma$  secondo le seguenti equazioni:

$$F_{per} = (M_{fs} + M_{spl}) \cdot \omega^2 \cdot R_{app} \cdot \sin(\gamma) \quad (18.29)$$

$$F_{par} = (M_{fs} + M_{spl}) \cdot \omega^2 \cdot R_{app} \cdot \cos(\gamma) \quad (18.30)$$

Per ricavare la reale sollecitazione di trazione del bullone è necessario sottrarre alla reazione  $R_{bt}$  trovata il contributo di compressione dovuto alla forza inerziale parallela  $F_{par}$  nelle condizioni di moto limite di 337 rpm.

La tensione effettiva a cui è sottoposto il singolo bullone  $R_b'$  risulta:

$$R_b' = R_b - F_{par} = 3833 \text{ N} - 510 \text{ N} = 3323 \text{ N} \quad (18.31)$$

La norma UNI 10011 che regola la definizione del precarico delle viti definisce un precarico consigliato  $FN_{pc}$  come:

$$FN_{pc} = 0.8 \cdot A_{res} \cdot f_{kN} \quad (18.32)$$

Per una vite di diametro di 6 mm il precarico definito dalle norme di riferimento comporta che al presentarsi della sollecitazione aggiuntiva  $R_b$  il bullone ceda sotto le forze di trazione anche per classi di viti altoresistenziali, è stato quindi necessario definire una corretta coppia di serraggio e precarico dei bulloni al fine di garantire la resistenza meccanica degli stessi.

Per ridefinire il precarico minimo necessario è stata individuata la condizione che il collegamento bullonato deve garantire: il fuso non deve muoversi sotto l'effetto delle sollecitazioni applicate.

In particolare per la geometria definitiva non deve verificarsi lo scorrimento del fuso sul piano di attacco al disco rotorico per effetto delle forze repulsive  $F_{per}$ .

Per evitare lo strisciamento relativo tra le due superfici il precarico dei bulloni deve garantire una condizione di attrito sufficiente anche al manifestarsi delle forze esterne che tendono a ridurre la forza di contatto.

La forza di attrito minima necessaria  $F_{attr nec}$  è stata definita come somma delle forze che questa dovrà controbilanciare, ovvero le forze repulsive perpendicolari all'asse del fuso generate dalla massa del fuso e della spola in rotazione  $F_{per}$ , maggiorata del 20 % per mantenere un margine di sicurezza.

$$F_{attr nec} = F_{per} \cdot 1.2 \quad (18.33)$$

Le forze di attrito effettivamente garantite dal collegamento bullonato  $F_{at,b}$  sono date dalla:

$$F_{at,b} = \frac{n \cdot \mu \cdot (FN_{pc} - 0.8 F_{est})}{\gamma_{M3}} \quad (18.34)$$

dove  $n$  rappresenta il numero delle superfici di contatto nel nostro caso pari a 2,  $\mu$  il coefficiente di attrito statico definito pari a 0.3 per superfici non trattate,  $FN_{pc}$  le forze di precarico,  $F_{est}$  le forze esterne e  $\gamma_{M3}$  il coefficiente di correzione relativo al tipo di giunzione, impostato pari a 1.25.

Nel caso in esame le forze esterne  $F_{est}$  sono rappresentate dalla forza di trazione  $R_b$  generata dal momento flettente al fuso, ridotta della forza di compressione  $F_{par}$ , generata dalle inerzie della spola e del fuso, che tendono a premere il fuso stesso contro la superficie di appoggio al disco.

$$F_{est} = R_b - F_{par} \quad (18.35)$$

Imponendo la condizione limite espressa dalla (18.34) ottengo il valore di precarico  $FN_{pc}$  necessario a garantire il trattenimento del fuso durante la rotazione del disco grazie alle forze di attrito.

$$F_{att\ nec} = F_{at,b} \quad (18.36)$$

Effettuando i calcoli per una velocità di rotazione  $\omega$  di 337 rpm per la condizione di spola completamente piena, il precarico necessario  $FN_{pc}$  risulta di 4196 N.

Sommando al precarico la forza di trazione  $F_{est}$  che si manifesta durante la rotazione si ricava la forza normale  $FN_b$  totale applicata al bullone, da cui deriva la coppia di serraggio  $C_{ser}$  necessaria pari a 5 Nm secondo l'equazione:

$$0.2 \cdot FN_b \cdot d = C_{ser} \quad (18.37)$$

dove  $d$  è il diametro nominale del bullone pari a 6 mm per le dimensioni alle quali siamo vincolati.

Dalla forza normale  $FN_b$  e dalla coppia di serraggio  $C_{ser}$  siamo in grado di definire le sollecitazioni assiali e tangenziali  $\sigma$  e  $\tau$  sul bullone:

$$\sigma = FN_b / A_{res} \quad (18.38)$$

$$\tau = \frac{16 M''}{\pi d^3} \quad (18.39)$$

dove  $A_{res}$  è la sezione resistente del bullone  $d_3$  il diametro esterno della bullone ed  $M''$  è la componente di coppia di serraggio responsabile di sforzi di taglio secondo la seguente espressione:

$$M'' = 5/8 \cdot C_{ser} \quad (18.40)$$

Verificando tramite la relazione definita dalla norma le sollecitazioni in gioco, vengono individuate le due classi di bulloni impiegabili, in particolare per le condizioni descritte la classe 12.9 garantisce un coefficiente di sicurezza relativo agli sforzi ammissibili pari a 1.3, mentre la classe 10.9 garantisce un coefficiente di sicurezza di 1.03.

### 7.8 Definizione dello scostamento massimo del bordo del disco

E' stato definito un range di modifica dell'angolo  $\gamma$  pari ad un grado (0.02 rad), a cui corrisponde un incremento del Momento flettente massimo  $Mf_{max}$  alla base del fuso del 1.5% per un valore finale di 117 Nm.

Il coefficiente di sicurezza relativo alla base del fuso sotto questa sollecitazione (sempre nel caso di utilizzo della lega di alluminio di Rsn 90 MPa) si riduce ad 1.3 mantenendosi in una condizione di sicurezza.

Per legare la modifica angolare di  $\gamma$  allo spostamento del disco, è stato necessario ricorrere ad una pesante approssimazione da cui si cerca di cautelarsi tramite l'impiego di coefficienti di sicurezza abbondanti.

Sfruttando lo schema di una lastra piana rettilinea vincolata ad un estremo, è possibile determinare un legame tra l'angolo di rotazione  $\gamma$  sotteso tra una linea perpendicolare con la lastra e l'asse verticale del sistema, e lo spostamento  $v_d$  dell'estremo non vincolato del disco (assimilabile per ipotesi alla distanza coincidente con il raggio esterno del disco). La lunghezza  $L_L$  di 210 mm della lastra corrisponde alla lunghezza a sbalzo del disco dalla flangia di attacco dell'albero cavo del diametro  $D_{fa}$  pari a 200 mm.

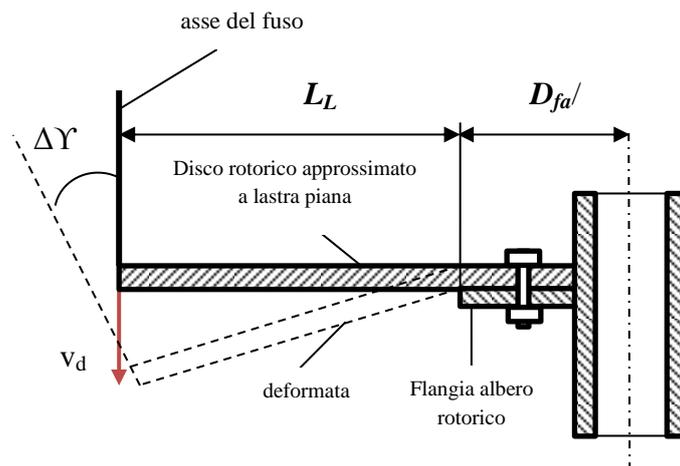


Figura 18.11 Inflessione del bordo esterno del disco rotorico modellato come una lastra piana e variazioni dell'angolo di inclinazione del fuso derivato

Da questo modello è possibile definire per una variazione  $\Delta\gamma$  di 1 grado uno spostamento dell'estremo in direzione verticale  $v_d$  di 3.6 mm.

A questo spostamento viene introdotto un abbondante coefficiente di sicurezza di 0.5 che cauterli dall'approssimazione lineare e tenga conto di eventuali curvature della lastra, definendo un nuovo valore limite  $v_d'$  di 1.8 mm.

A questo valore si è voluto sottrarre un ulteriore contributo di spostamento che tenga conto di eventuali cambiamenti dell'angolo  $\gamma$  per effetto delle inflessioni sul fuso stesso, che non è stato possibile modellare a causa dell'incognita sul metodo di assemblaggio e costruzione dello stesso.

Questo secondo coefficiente cautelativo porta alla definizione di uno spostamento ammissibile della superficie esterna del disco  $v_{d,max}$  di 1 mm.

Questo valore corrisponde a spostamenti massimi in direzione verticale pari allo 0.16 % della dimensione maggiore del disco, valore ritenuto decisamente cautelativo anche dal meccanico interno all'azienda, dotato di esperienza pluriennale sulla costruzione delle macchine a spirale interne.

## 7.9 Simulazione ad elementi finiti

### Geometria

Il modello sottoposto a simulazione presenta la geometria mostrata in figura.

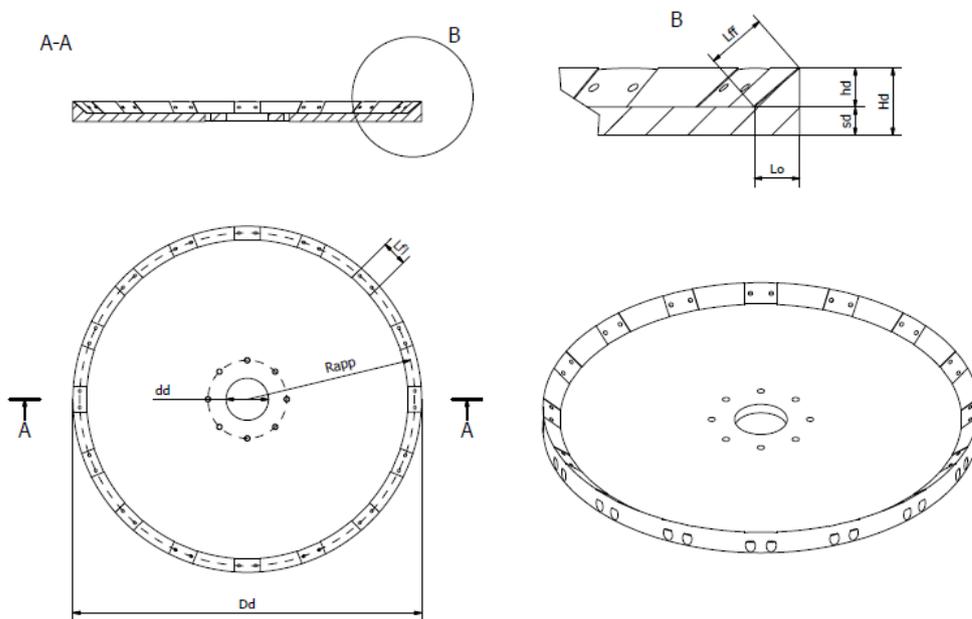


Figura 18.12 Geometria del disco rotorico

Lo spessore è stato definito iterativamente per ognuno dei materiali utilizzati, da un valore minimo di 6.2 per l'alluminio al valore definitivo massimo di 15 mm. Le iterazioni sullo spessore del disco in acciaio hanno spaziato dal minimo definito di 5 mm ad un massimo di 8 mm, valore per il quale il peso eccessivo ha portato a scartare l'ipotesi di utilizzo del materiale.

### I vincoli

I vincoli applicati al modello constano di un incastro in prossimità della circonferenza di 142 mm di diametro  $D_{fm}$ , relativa alla fila di bulloni di collegamento alla flangia dell'albero rotorico ed un vincolo di appoggio in prossimità del bordo esterno della stessa del diametro  $D_{fa}$  di 200 mm.

### I carichi

Le forze applicate al modello tengono conto dei carichi statici dovuti alla forza peso degli elementi e dei carichi dovuti all'accelerazione delle masse in condizione di funzionamento a velocità limite  $\omega_{MAX}$  di 337 rpm e spole completamente cariche.

In prossimità di ogni superficie adibita al supporto dei fusi sono stati applicati i carichi di momento flettente massimo  $Mf_{max}$  di 115 mm, il carico radiale repulsivo generato dal fuso e relativa spola in direzione radiale  $F_r$  di 1029 N e la forza peso relativa al fuso dotato di spola carica di 439 N.

E' stata definita un'accelerazione gravitazionale in direzione dell'asse di rotazione per contemplare lo stato di sforzo dovuto al peso del disco, mentre l'entità delle sollecitazioni dovute alla rotazione del disco (0.7 MPa per l'acciaio e 0.2 MPa per la lega di alluminio) hanno permesso di essere trascurate.

### La mesh

La dimensione della *mesh* è stata impostata per ogni simulazione scegliendo elementi della dimensione massima di un terzo dello spessore del disco  $s_d$ .

### Proprietà fisiche

Le proprietà fisiche e meccaniche assegnate per la modellazione del disco in alluminio sono le seguenti: Modulo elastico  $E= 69000$  MPa, peso specifico  $\rho$  di  $2700$  kg/m<sup>3</sup> e carico di snervamento  $Rsn =245$  Mpa.

Le proprietà fisiche e meccaniche assegnate all'acciaio Fe510 sono:  $E$  210000 MPa, peso specifico  $7800$  kg/m<sup>3</sup> e  $Rsn$  350 MPa

### 7.10 Definizione e verifica del collegamento disco-albero del rotore

Definita la geometria ed il materiale del disco rotorico è necessario definire e dimensionare il collegamento alla flangia di supporto solidale con l'albero cavo in rotazione.

L'unione dei due elementi citati avviene per mezzo di un collegamento bullonato su una circonferenza di diametro  $D_{fm}$  pari a 142 mm, concentrica all'asse di rotazione del rotore. I bulloni devono essere dimensionati in modo da garantire la trasmissione della coppia motrice dall'albero cavo al rotore e sopportare le sollecitazioni imposte dal disco in rotazione.

E' possibile identificare la forza di taglio massima  $F_{T,max}$  a cui i bulloni sono sottoposti dividendo il valore di coppia massima  $C(0)$ , stimata in precedenza e relativa allo spunto, per il raggio della circonferenza di applicazione dei bulloni  $D_{fm} / 2$ :

$$F_{T,max} = C(0) / (D_{fm} / 2) = 54 \text{ Nm} / 0.071 \text{ m} = 760 \text{ N} \quad (18.41)$$

Lo sforzo di taglio  $\tau_b$  a cui sono sottoposti i bulloni risulta:

$$\tau_b = F_{T,max} / n_b A_{res} \quad (18.42)$$

dove  $n_b$  è il numero di bulloni e  $A_{res}$  la sezione resistente del bullone.

E' necessario inoltre calcolare la forza di trazione a cui i bulloni sono sottoposti per l'effetto del momento flettente distribuito generato dalle forze inerziali sui fusi. Per fare questo si è pensato di dividere il sistema disco fuso e considerare una sezione limitata dello stesso relativa all'alloggiamento di un fuso come lastra piana vincolata all'estremo per mezzo del collegamento bullonato.

La schematizzazione del modello è mostrata in figura, dove ad una porzione di lastra di lunghezza  $R_{app}$ , è applicato il momento flettente generato dalle forze inerziali sul fuso nella condizione peggiore  $Mf_{max}$  (115 Nm) e la forza peso del fuso stesso (28N), mentre al capo opposto è vincolata tramite due appoggi per simulare la reazione vincolare del bullone  $R_b$  e la reazione vincolare del bordo esterno della flangia di attacco di raggio 100 mm.

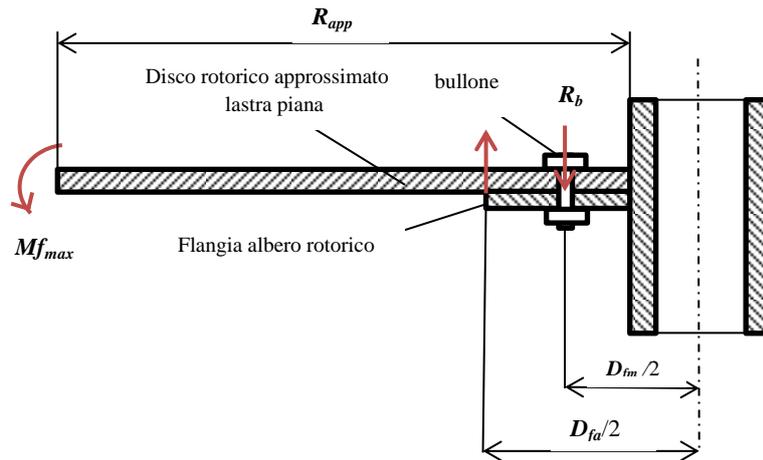


Figura 18.13 Modellazione approssimata del disco rotorico a settore di lastra piana

Tramite l'equazione di equilibrio alla rotazione nel punto di applicazione dei bulloni è possibile ricavare la reazione  $R_b$  pari a 1612 N. Questa è la forza di trazione che il bullone dovrebbe sopportare per una frazione di lastra circolare supportante un fuso, si calcola quindi la forza complessiva relativa ai 16 fusi come :

$$R_b \cdot 16 = R_{b,tot} \quad (18.43)$$

La forza assiale complessiva calcolata  $R_{b,tot}$  ammonta a 25792 N

Per dimensionare il collegamento bullonato è necessario determinare il numero di bulloni, la sezione e la classe corrispondente in grado di sopportare il carico individuato, tenendo conto del precarico di serraggio  $FN_{pc}$ . Sapendo che in linea teorica i precarichi ottimali dei bulloni determinano sforzi di trazione pari circa al 80% del carico di snervamento del materiale, gli sforzi di trazione generati dalle forze esterne calcolate devono al più generare un incremento del 20% sullo sforzo di trazione ammissibile  $\sigma_{b,amm}$  dei bulloni selezionati:

$$R_{btot} / (n_b \cdot A_{res}) = 20\% \sigma_{b,amm} \quad (18.44)$$

scegliendo una classe di bulloni 6.6 con  $\sigma_{b,amm}$  di 240MPa ottengo una sezione resistente totale  $A_{res}$  di 537 mm<sup>2</sup>. A questa sezione resistente corrispondono diverse configurazioni tra cui quella scelta di 10 bulloni del diametro di 10 mm.

Gli sforzi di taglio generati dalla trasmissione della coppia nei bulloni selezionati sono di 1.63 MPa, molto inferiori alla  $\tau$  ammissibile della classe (170 MPa), è stato quindi scelto come collegamento definitivo quello composto da un numero di bulloni  $n_b$  pari 10 bulloni di diametro  $d$  di 10 mm.

Scelta la dimensione ed il numero dei bulloni rimane da verificare che la sezione utile rimanente della flangia di attacco sia sufficiente alla trasmissione della

coppia a seguito della creazione dei fori per il collegamento bullonato, e che non si verifichino deformazioni in prossimità dei fori con una verifica di rifollamento. Gli sforzi circolarziali identificati sulla sezione utile del disco in alluminio a seguito della forza tangenziale  $F_{T,max}$  ammontano a 0.16 MPa, mentre le  $\sigma_{rif}$  (viste precedentemente per la flangia dell'albero cavo) risultano di 3.9 MPa, entrambe altamente al disotto dello sforzo limite.

Gli sforzi circolarziali e di rifollamento in prossimità dei fori generati nella flangia di attacco sono rispettivamente di 2 e 7.6 MPa, anch'essi ampiamente al di sotto della soglia di snervamento.

# APPENDICE 8

## Identificazione tensione di lavoro

Viene presentato il metodo adottato per stimare le tensioni di lavorazione relative fascio di fili in applicazione nel processo di schermatura. Tale metodo sfrutta la struttura del fuso della trecciatura aziendale descritta dettagliatamente in Appendice 4.1 e l'analogia presentata da alcune dinamiche di lavorazione che accomunano appunto il processo di trecciatura a quello di spiratura. Il processo di trecciatura implica una tensione del fascio di fili in applicazione sul cavo al fine di ottenere i sufficienti requisiti qualitativi, in completa analogia a quanto descritto per il processo di spiratura.

Tra le formazioni utilizzate in trecciatura, intese come numero e diametro dei fili che compongono il fascio in applicazione, si individuano quelle che interessano la spiratura dei codici trattati nei Capitoli 4 e 5.

La trecciatura in azienda interessa anche cavi di diametro superiore a 7 mm, il che permette di individuare formazioni di filo riferibili al processo di schermatura di cavi di diametro elevato, anche di 20 mm, per il quale i parametri di lavorazione e di formazione del fascio impiegato sono descritti in Appendice 4.2.

L'ordine di grandezza della tensione di lavorazione mantenuto nell'operazione di trecciatura è analogo (a meno di piccole variazioni dovute al differente meccanismo di applicazione) a quello mantenuto nelle operazioni di spiratura, è possibile perciò individuando la tensione di lavoro nelle fasi di trecciatura, ricondursi alla tensione ottimale che verosimilmente viene impostata dall'operatore durante la schermatura a spirale.

Lo spostamento radiale dei fusi durante l'operazione di trecciatura implica una variazione della tensione compensata dal meccanismo del *ballerino*, che grazie ad una molla torsionale opportunamente precaricata mantiene in trazione il fascio di fili che tende a cadere all'avvicinarsi del fuso all'asse di lavorazione.

La tensione del filo è strettamente legata all'escursione del braccio del ballerino e quindi alla coppia elastica della molla torsionale ad esso collegata, il cui valore, durante l'operazione di trecciatura, varia da un minimo ad un massimo, relativi rispettivamente alla posizione più vicina e più lontana del fuso dall'asse di lavorazione.

L'operatore definisce la tensione di lavoro, tramite il precarico della molla torsionale, come il valore di tensione medio tra quelli appena citati, riferibile ad una posizione media di escursione del ballerino.

A seguito dell'impostazione della tensione ottimale del fascio di fili, in relazione alla formazione e diametro degli stessi, a macchina ferma è stato quindi tensionato manualmente il fascio di fili passante per la puleggia del ballerino, portando questo nella posizione media di escursione. A questo punto è stata misurata con un tensimetro la tensione del fascio di fili, generata dalla reazione della molla torsionale del ballerino, coincidente con la coppia resistente media applicata in fase di lavorazione. Il valore trovato è riferibile, con un accettabile livello di approssimazione secondo gli operatori specializzati, al valore di tensione  $Tf_{lav}$  definito per l'operazione di spiralatura.

Per ottenere un intervallo di valori utile ad il calcoli relativi alla coppia di avvolgimento sul cavo, è stata misurata la tensione relativa alle formazioni impiegate nelle due lavorazioni modello estreme, presentate nel capitolo 6, definite dalla schermatura del cavo di diametro 0.7 mm e quello di diametro 20 mm. Alle formazioni riferite a queste due lavorazioni modello sono state determinate la tensione di lavoro minima  $Tf_{lav,min}$  e tensione di lavoro massima  $Tf_{lav,max}$ , riscontrabili nel processo di applicazione della macchina in progettazione. I valori e la formazione di riferimento trovate sono riportate nella tabella di seguito.

Formazione e dati di lavorazione	Tensione di lavoro $Tf_{lav}$
$D_c = 0.7 \text{ mm}$ $D_f = 0.07 \text{ mm}$ $Nf_{spl} = 4$	$Tf_{lav,min} = 50 \text{ g (0.5 N)}$
$D_c = 20 \text{ mm}$ $D_f = 0.25 \text{ mm}$ $Nf_{spl} = 14$	$Tf_{lav,max} = 400 \text{ g (4N)}$

**Tabella 19.1** Prospetto delle tensioni di lavorazione massima e minima in relazione alle due lavorazioni modello descrittive del diametro massimo e minimo spiralabile dalla macchina progettata

# ELENCO DEI SIMBOLI

<b>a</b> punto attacco fili sulla superficie del cavo	<b><math>D_{cs}</math></b> diametro finale cavo schermato
<b>a</b> rapporto diametri disco rotorico ( $r_e/r_i$ )	<b><math>D_d</math></b> diametro esterno disco rotorico
<b><math>A_{res}</math></b> area resistente del bullone	<b><math>d_d</math></b> diametro interno disco rotorico
<b><math>B</math></b> altezza cuscinetti a sfera	<b><math>df</math></b> diametro del filo
<b><math>b</math></b> interasse sezioni medie dei cuscinetti	<b><math>D_{fa}</math></b> diametro flangia circolare dell'albero
<b><math>b_2</math></b> coefficiente dimensionale	<b><math>D_{n,s}</math></b> diametro della flangia della spola
<b><math>b_3</math></b> coefficiente geometrico	<b><math>D_{fm}</math></b> diametro medio di flangia dell'albero
<b><math>Be</math></b> braccio di applicazione forza elastica	<b><math>D_m</math></b> diametro medio del cavo schermato
<b><math>B_m</math></b> altezza media dei cuscinetti considerati	<b><math>D_{mB}</math></b> diametro medio della bobina di cavo
<b><math>Bo</math></b> braccio principale del ballerino	<b><math>D_{sch}</math></b> diametro esterno del cavo schermato
<b><math>Bv</math></b> braccio secondario del ballerino	<b><math>D_{tot}</math></b> diametro rotore totale disco- fusi
<b><math>C_{app}</math></b> circonferenza di applicazione	<b><math>E</math></b> modulo di elasticità
<b><math>C_{cm}</math></b> circonferenza media cavo schermato	<b><math>F_{aa}</math></b> sollecitazione assiale al cuscinetto
<b><math>C_{el}</math></b> coppia elastica generata dalla molla	<b><math>F_{at,b}</math></b> forze di attrito collegamento bullonato
<b><math>C_{h\ mac}</math></b> costo orario della macchina	<b><math>F_{attr\ nec}</math></b> forza di attrito necessaria
<b><math>C_{LAV}</math></b> costo lavorazione associato a $v_{LAV}$	<b><math>F_{el}</math></b> forza elastica generata dalla molla
<b><math>C_m</math></b> coppia motrice	<b><math>F_{est}</math></b> forze esterne agenti sui bulloni
<b><math>C_{m\ max}</math></b> coppia motrice massima	<b><math>f_{kN}</math></b> sollecitazione limite classe bulloni
<b><math>C_{mB}</math></b> circonferenza media bobina di cavo	<b><math>f_{max}</math></b> freccia massima della lastra circolare
<b><math>Cr</math></b> coppia resistente totale sulla spola	<b><math>FN</math></b> forza premente dell'elemento frenante
<b><math>Cr_{fr}</math></b> coppia frenante sulla spola di filo	<b><math>FN_b</math></b> forza normale totale al bullone
<b><math>Cr_{in}</math></b> coppia resistente d'inerzia sulla spola	<b><math>FN_{lav}</math></b> forza normale freno per ottenere $Tf_{lav}$
<b><math>CS</math></b> copertura superficiale dello schermo	<b><math>FN_{pc}</math></b> forza di precarico dei bulloni
<b><math>C_{sch}</math></b> costo del materiale dello schermo	<b><math>F_{par}</math></b> forze d'inerzia parallele asse del fuso
<b><math>C_{ser}</math></b> coppia di serraggio	<b><math>F_{per}</math></b> forze d'inerzia perpendicolari all'asse del fuso
<b><math>CS_r</math></b> copertura superficiale richiesta	<b><math>F_r</math></b> forza radiale repulsiva al fuso
<b><math>C_{tot}</math></b> costo totale prodotto schermato	<b><math>F_{r\ tot}</math></b> forza radiale repulsiva dei 16 fusi
<b><math>C_{tr}</math></b> costo di trasformazione	<b><math>F_{rp}</math></b> forze radiali cinghia di trasmissione
<b><math>D</math></b> rigidezza lastra circolare	<b><math>F_{T,max}</math></b> forza di taglio massima alla flangia
<b><math>d_3</math></b> diametro esterno del bullone	<b><math>H_b</math></b> reazione vincolare assiale del cuscinetto
<b><math>D_{ac}</math></b> diametro esterno albero tratto inferiore	<b><math>H_d</math></b> altezza del bordo esterno del disco
<b><math>d_{ac}</math></b> diametro interno albero rotorico	<b><math>h_d</math></b> altezza spallamento bordo del disco
<b><math>D_{ac2}</math></b> diametro esterno albero parte superiore	<b><math>h_f</math></b> altezza centro di massa del fuso
<b><math>D_{av}</math></b> diametro del cavo in avvolgimento	<b><math>h_s</math></b> altezza centro di massa della spola
<b><math>D_b</math></b> diametro interno della boccola	<b><math>H_T</math></b> altezza massima all'interno del telaio
<b><math>D_c</math></b> diametro del cavo non ancora schermato	<b><math>I_x</math></b> momento d'inerzia sezione base del fuso
<b><math>D_{eg}</math></b> diametro esterno tubo guidacavo	<b><math>J_a</math></b> momento d'inerzia albero rotorico
<b><math>d_{eg}</math></b> diametro interno tubo guidacavo	

$J_b$	momento d'inerzia del ballerino	$Mf_{amm}$	momento flettente sopportabile dalla base del fuso
$J_d$	momento di inerzia disco rotorico	$Mf_{tot}$	momento flettente dovuto dalla sollecitazione di tutti i 16 fusi
$J_{sp}$	momento di inerzia delle spole e del fuso posizionate su $R_{app}$	$Mf_{max}$	momento flettente massimo
$J_{spl}$	momento di inerzia della spola di filo	$M_{fs}$	massa del fuso
$J_{tot}$	momento di inerzia totale del rotore	$M_r$	momento flettente radiale nella lastra
$k$	rigidezza torsionale della molla	$m_{SCH}$	massa dello schermo impiegata nella lavorazione [kg/m]
$K_f$	coefficiente di intaglio	$M_{SCH}$	massa di metallo impiegato nella schermatura del lotto di dimensione $L$
$Kv_R$	coefficiente di realtà per velocità $v_{tr-id}$	$M_{spl}$	massa delle spole a pieno carico
$L_{am}$	sbalzo dell'albero motore	$Mt_{max}$	momento torcente massimo
$L$	dimensione del lotto	$M_\theta$	momento flettente circonferenziale
$La$	distanza punto di attacco- boccia	$n_b$	numero di bulloni
$La1$	semilunghezza inferiore albero rotorico	$ncb_a$	numero cambi bobina avvolgimento
$La2$	semilunghezza superiore albero	$ncb_s$	numero cambi bobina di svolgimento
$L_{ac}$	lunghezza complessiva albero rotorico	$ncs$	numero di cambio spole
$L_{amm}$	luce disponibile all'interno cassa	$Nf_{SPL}$	numero di fili impiegati per spola
$L_{bmin}$	quota $L_b$ minima per avere il punto di attacco a all'interno del telaio	$Nf_{ST}$	numero di fili per schermatura totale
$L_{bott}$	quota di applicazione boccia ottimale	$ng$	numero di giri della macchina
$L_b$	quota di applicazione boccia guidafile dalla superficie superiore del telaio	$ng_c$	numero di giri caratteristico macchina
$L_c$	lunghezza generica del corpo in schermatura	$ng_{max}$	numero di giri massimo della testa
$L_{estr}$	lunghezza necessaria estrazione spola	$ng_r$	numero di giri reale
$L_f$	lunghezza del fuso	$ng_s$	numero di giri della spola
$L_f$	lunghezza totale dei fili per ricoprire con $CS_r$ una tratto $L_c$ di cavo	$Ns$	numero delle spire formate dai fili
$L_{fspir}$	quantità necessaria alla copertura richiesta in funzione dell'angolo delle spire	$nsf_{max}$	numero di spire massimo sulla spola
$L_f'$	interasse base fuso- flangia spola	$ns_{lat}$	numero spire di cavo avvolgibili sulla bobina in direzione radiale
$L_{ff}$	lunghezza della flangia del fuso	$ns_{lon}$	numero di spire di cavo avvolgibili sulla bobina in direzione assiale
$L_{fl}$	larghezza della flangia del fuso	$N_{splmax}$	numero di spole massimo
$L_{fST}$	lunghezza totale dei fili per ricoprire al 100% un'unità di lunghezza del cavo	$N_{spl}$	numero di spole
$L_L$	lunghezza del tratto di trave	$P$	peso della zavorra del sistema di raccolta
$L_{lav}$	quota punto di svolgimento fili -punto di applicazione $a$	$P_d$	peso del disco
$Lo$	estensione in direzione radiale del cordone di spallamento del disco	$p_e$	pressione sul bordo esterno del disco
$L_p$	larghezza puleggia	$p_{prod}$	passo mantenuto in produzione
$Lu'$	tratto superficie fili svolti- boccia	$PT$	pretensionamento della cinghia
$L\delta$	proiezione di $\delta$ sul piano del disco	$q$	carico distribuito al supporto cuscinetti
$m$	momento flettente uniformemente distribuito al bordo del disco	$R_a$	reazione vincolare cuscinetto radiale
$M''$	frazione di coppia di serraggio che produce sforzi di taglio	$R_{am}$	raggio medio dell'albero cavo
		$R_{amm}$	raggio disponibile interno telaio
		$R_{app}$	raggio di applicazione dei fusi
		$R_b$	reazione vincolare del bullone
		$R_b$	reazione vincolare cuscinetto obliquo
		$R_b'$	tensione effettiva al bullone

$R_{bt}$ reazione vincolare dei bulloni	$v_{strato}$ velocità di rimozione degli strati di filo dalla spola
$R_c$ raggio del cavo	$v_{TR id}$ velocità di trasformazione ideale
$R_{cont}$ raggio della circonferenza di contatto	$v_{trr}$ velocità di trasformazione reale
$r_e$ raggio esterno del disco	$v_{tr}$ velocità di trasformazione effettiva data
$r_i$ raggio interno del disco	$x$ coordinata lineare della molla
$R_p$ raggio della pista di strusciamiento	$xf$ lunghezza di filo applicato sulla lunghezza di cavo schermato
$R_{pr}$ raggio di proiezione	$X_s$ velocità lineare di riduzione raggio spola
$R_{pu}$ raggio puleggia di trasmissione	$\alpha$ angolo rotazione ballerino, Appendice 5
$R_s$ raggio della spola di filo avvolto	$\alpha$ angolo di spiralatura
$R_{sn}$ carico snervamento materiale	$\alpha_{rif}$ coefficiente di rifollamento
$s_a$ spessore albero rotorico	$\beta$ angolo di frizione boccola-filo
$s_d$ spessore disco rotorico	$\beta_{min}$ angolo di frizione minimo
$s_{fa}$ spessore flangia dell'albero rotorico	$\gamma$ angolo di inclinazione del fuso
$t$ spessore flangia supporto per cuscinetti	$\gamma_{M3}$ fattore di correzione collegamento
$T'_{FTOT}$ tempo di fermomacchina totale su unità di lunghezza del cavo	$\delta$ interasse tra asse del fuso ed alberino
$T_{cb}$ tempo di cambio bobina	$\Delta x$ precarico della molla sistema frenante
$T_{cb}'$ tempo di cambio bobina su unità di lunghezza del cavo	$\eta$ coefficiente di sicurezza
$T_{cb}'_a$ tempo di cambio bobina di avvolgimento su unità di lunghezza dcavo	$\mu$ coefficiente di attrito statico
$T_{cb}'_s$ tempo di cambio bobina di svolgimento su unità di lunghezza del cavo	$\mu d$ coefficiente di attrito dinamico
$T_{cb}_a$ tempo di cambio bobina di avvolgimento	$\nu$ coefficiente di Poisson
$T_{cb}_s$ tempo di cambio bobina di svolgimento	$\sigma_a$ sforzo alternato di trazione
$T_{cc}$ tempo di cambio codice	$\sigma_{b,amm}$ sforzo ammissibile del bullone
$T_{cs}$ tempo di cambio spola	$\sigma_{FA}$ limite di fatica materiale
$T_{cs}'$ tempo di cambio spola su unità di lunghezza del cavo	$\sigma_{FA}'$ limite fatica componente
$T_f$ : tensione del filo	$\sigma_{lim}$ sforzo limite ammissibile
$T_{f_{lav}}$ tensione di lavorazione del filo	$\sigma_{max}$ sforzo di trazione massimo
$T_{FTOT}$ tempo di fermomacchina totale	$\sigma_r$ sforzo radiale
$T_{LAV}$ tempo di lavorazione	$\sigma_{sines}$ sforzo equivalente di Sines
$T_{max}$ tiro massimo della cinghia per	$\sigma_{VM}$ sforzo equivalente di Von Mises
$T_{t,a}$ intervallo temporale di avvio	$\sigma_{\theta}$ sforzo circonferenziale
$T_{tr}$ tempo effettivo di trasformazione	$\tau_m$ rapporto di trasmissione motore –rotore
$v_a$ velocità di avanzamento del cavo	$\tau_{max}$ sforzo massimo di taglio
$v_{a,max}$ inflessione dell'albero rotorico	$\omega_o$ frequenza propria cinematismo del sistema frenante oscillante
$v_d$ spostamento assiale del bordo del disco	$\omega_s$ velocità di rotazione della spola
$v_{d,max}$ freccia massima del bordo del disco	
$v_d'$ spostamento assiale del bordo del disco corretto del coefficiente di correzione	
$v_{LAV}$ velocità di lavorazione	
$v_{max}$ velocità massima di avanzamento cavo	

## **BIBLIOGRAFIA**

- [1] Military Handbook Grounding, bonding and shielding for electronic equipments and facilities (MIL-HDBK419), 1987.
- [2] Giglio, Gobbi, Miccoli, Sangirardi, *Costruzione di macchine*, McGraw-Hill, 2011.
- [3] *Appunti di Costruzione di Macchine 2*, a cura di Stefano Beretta, 2012.
- [4] Bachschmid, Bruni, Collina, Pizzigoni, Resta, Zasso, *Fondamenti di meccanica teorica e applicata*, McGraw-Hill, 2010.