

**ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA  
- Sede di Forlì -**

**CORSO DI LAUREA  
IN INGEGNERIA MECCANICA**

**TESI DI LAUREA  
in  
Progetto e Costruzione di Macchine LM**

**PROGETTAZIONE E CALCOLO STRUTTURALE  
DI UN SISTEMA DI AFFERRAGGIO**

**CANDIDATO**

Lorenzo Biondi

**RELATORE**

Prof. Giangiaco Minak



**CORRELATORE**

Ing. Claudio Monti

**Anno Accademico 2013/2014  
Sessione II**

# INDICE

CAP 1. INTRODUZIONE .....	5
CAP 2. LA MACCHINA AUTOMATICA .....	10
2.1    GENERALITÀ.....	10
2.2    TEST RIG.....	14
2.3    GRUPPO 1 – IL MAGAZZINO DELLA CARTA.....	19
2.4    GRUPPO 2 - TRASPORTO DELLA CARTA, CRISE-LINE E MICROSHAPING.....	21
2.4.1    Stazione di Microshaping .....	24
2.5    GRUPPO 3 – STAZIONE ROTANTE 1 .....	26
2.5.1    Stazione di Inserimento Colletto E.....	27
2.5.2    Stazione di Avvolgitura F.....	27
2.5.3    Stazione di Saldatura Longitudinale + 1°Operazione sul Colletto G .....	29
2.5.4    Stazione di Saldatura 2° Operazione Colletto H.....	30
2.6    GRUPPO 4 – INSERIMENTO DEL COLLETTTO (Stazione E).....	32
2.7    GRUPPO 5 – NASTRO TRASPORTATORE (Stazione I).....	34
2.8    GRUPPO 6 – SECONDA STAZIONE ROTANTE .....	36
2.8.1    Stazione di Saldatura Fondo M.....	38
2.8.2    Stazione di Piegatura Fondo N.....	40
2.8.3    Stazione di MacroShaping O.....	41
2.9    GRUPPO 7 – STAZIONE DI USCITA e Stazione di Uscita O.....	44
2.10    GRUPPO 9 – TELAIO E PANNELLO ELETTRICO.....	45
2.11    TIPOLOGIE DI PRODOTTI .....	46
CAP 3. PROGETTAZIONE DEL SISTEMA DI AFFERRAGGIO .....	50
3.1    STUDIO DEI COMPONENTI.....	53
3.2    FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA DI AFFERRAGGIO.....	53
3.3    INNESTO.....	55
3.4    PIASTRE DI AFFERRAGGIO.....	59
3.5    DISTANZIALE.....	62
3.6    PRE-DIFFUSORE.....	64
3.7    BOCCOLA PER IL SOSTEGNO DEI PETALI.....	68
3.8    PETALI .....	69
3.9    DIFFUSORE .....	73
3.10    ALBERO .....	75

3.11	CUNEO INFERIORE E CUNEO SUPERIORE.....	76
3.14	COMMERCIALI.....	80
3.14.1	O-RING .....	80
3.14.2	SPINE.....	84
3.14.3	GRANI, VITI, SEIGER E DADO DI TESTA .....	88
CAP.4	ANALISI CON MODELLI AGLI ELEMENTI FINITI (FEM) .....	92
4.1	GENERALITÀ.....	92
4.2	ANALISI DI SOLLECITAZIONI E SPOSTAMENTI ELASTICI – MATRICE RIGIDEZZA....	94
4.3	SVILUPPO DI UN PROBLEMA AGLI ELEMENTI FINITI .....	96
4.4	RICHIAMI DI CALCOLO STRUTTURALE IN CAMPO LINEARE ELASTICO .....	98
4.4.1	SFORZO-DEFORMAZIONE .....	98
4.4.2	EQUAZIONI DI CONGRUENZA.....	100
4.4.3	EQUAZIONI INDEFINITE DI EQUILIBRIO .....	101
4.5	MODELLAZIONE DELLE STRUTTURE MEDIANTE ELEMENTI FINITI.....	103
4.5.1	MODELLAZIONE CON ELEMENTI 2D .....	104
4.5.2	MODELLAZIONE CON ELEMENTI 3D .....	105
4.5.3	MODELLAZIONE CON ELEMENTI SHELL .....	106
4.6	GLI ELEMENTI MONODIMENSIONALI .....	108
4.7	GLI ELEMENTI NON STRUTTURATI.....	109
4.7.1	OSSERVAZIONI .....	109
4.8	LA MODELLAZIONE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO.....	111
4.9	LE CONDIZIONI DI CARICO .....	112
4.10	SIMMETRIA ED ANTISIMMETRIA .....	113
4.10.1	OSSERVAZIONI.....	114
4.11	INTERPRETAZIONE DEI RISULTATI.....	114
4.12	MODELLAZIONE MISTA .....	117
4.13	BUCKLING LINEARE .....	122
4.15	APPROCCIO MEDIANTE FEM.....	122
CAP. 5	MODELLAZIONE 3D E CALCOLO STRUTTURALE .....	127
5.1	INTRODUZIONE .....	127
5.2	MODELLAZIONE.....	128
5.3	CARICHI E VINCOLI.....	130
5.4	ANALISI .....	132
5.4.1	PETALO – ACCIAIO AISI 304 .....	133
5.4.2	DIFFUSORE – ANTICORODAL 100.....	135

5.5	VERIFICA STATICA.....	137
5.7.1	PETALO.....	142
5.7.2	DIFFUSORE .....	143
5.8	CONCLUSIONI.....	144
CAP 6.	CONCLUSIONI.....	145
	BIBLIOGRAFIA .....	150

# CAP 1. INTRODUZIONE

Lo scopo di questa tesi è di descrivere la progettazione e lo svolgimento del calcolo strutturale FEM di un sistema di afferraggio facente parte di una macchina automatica studiata per il mercato del packaging e funzionale alla produzione di confezioni di forma “cilindrica”.

La novità introdotta da questo macchinario, che ha influito sulle scelte progettuali, è rappresentata dalla tipologia di materiale utilizzato per la produzione del prodotto: *materiale composito in matrice plastica e fibre di carta*.

Negli ultimi decenni i materiali compositi si sono diffusi in maniera esponenziale, passando dall’essere una semplice curiosità ingegneristica ad essere ampiamente utilizzati in applicazioni di diverso genere, dal settore aerospaziale e navale, all’industria automobilistica, alle costruzioni civili, fino a coprire molti altri aspetti della vita quotidiana.

La “carta”, termine che verrà utilizzato nell’elaborato per definire il materiale, presenta tre aspetti importanti che offrono la possibilità di utilizzare il prodotto finito in più ambiti del mercato:

- non contiene elementi nocivi per l’uomo (può essere sfruttata nel campo alimentare);
- è riciclabile;
- è modellabile: permette di modificare e personalizzare il design delle confezioni.

Riuscire ad ottenere prodotti leggeri, ma allo stesso tempo molto resistenti, è stata, ed è tutt’ora, uno dei punti di forza che ha portato allo studio e al conseguente sviluppo di questi materiali; in particolare, la modellabilità alle basse temperature è un aspetto importante per questa macchina automatica che fa delle forme e delle geometrie delle confezioni uno dei suoi punti di forza.

Nel primo capitolo viene descritta la macchina automatica. Le stazioni adibite per la formatura del prodotto sono due.

La prima è detta di *microshaping*: viene svolta un'operazione di stampaggio su un foglio di materiale, con lo scopo di creare in bassorilievo un design che permetta la personalizzazione della confezione; viene, inoltre, incisa superficialmente la carta su una sua estremità (formazione delle crise-line – Foto1.1 ) per semplificare le future operazioni di piegatura e chiusura del fondo.

Questa è una delle prime operazioni che si effettuano sul laminato.

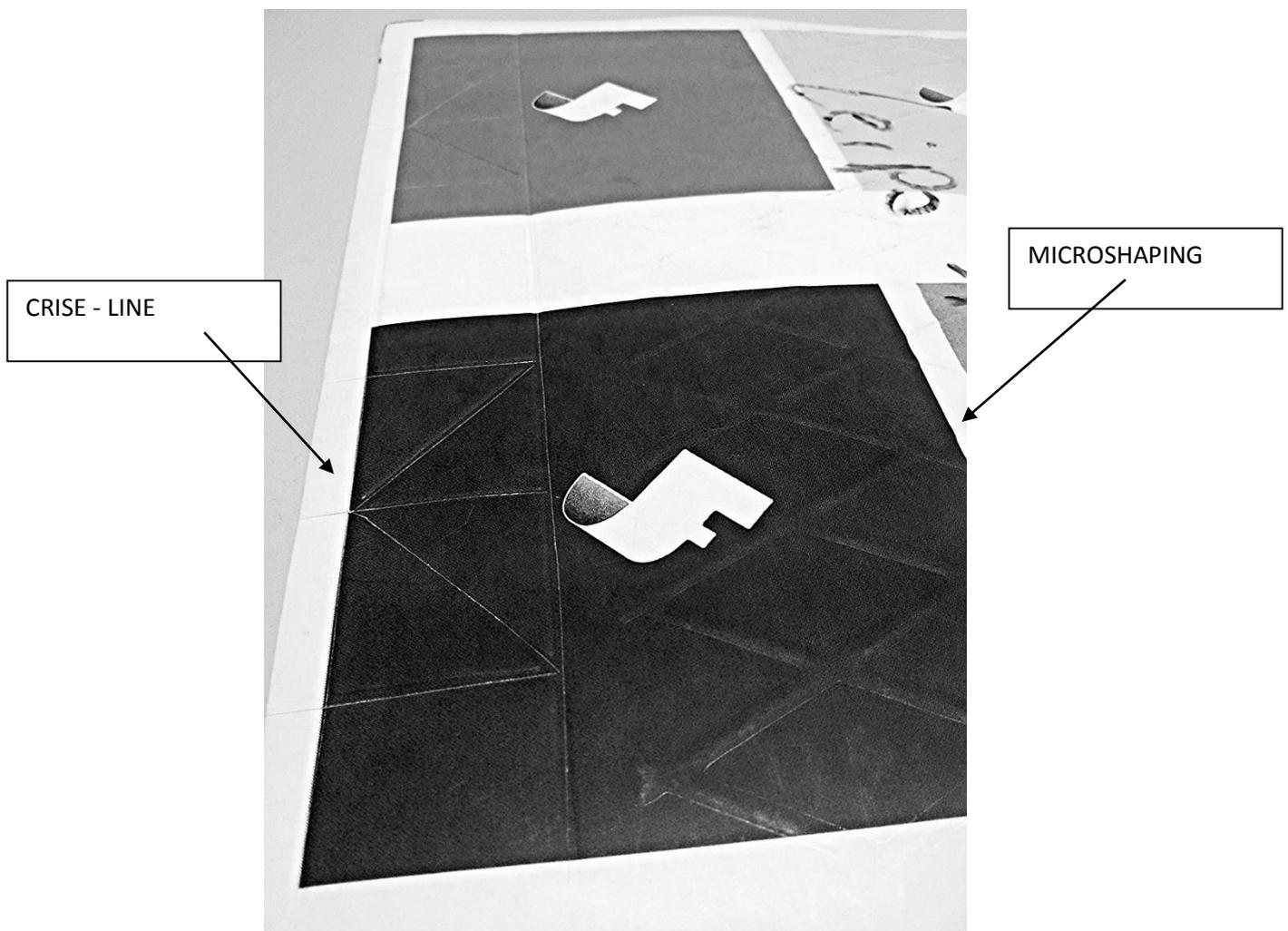
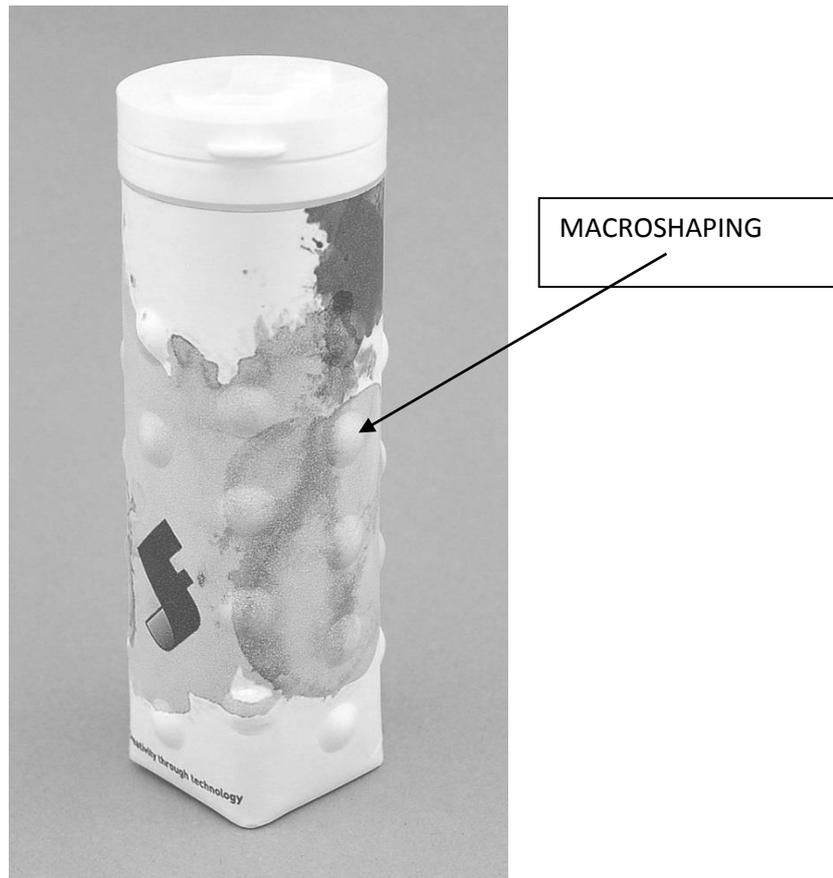


Foto 1.1. Foglio di laminato con crise-line (sinistra) e microshaping (destra).

La seconda è detta di *macroshaping*: si compie un'azione di gonfiaggio del laminato, all'interno di appositi stampi, dopo averlo saldato longitudinalmente e sul fondo; in questa fase viene data la forma finale alla confezione (anche in questo caso personalizzabile e di diverse tipologie. Vedi foto 1.2).

*Durante questa lavorazione e in quelle immediatamente precedenti viene utilizzato il sistema di afferraggio che la tesi si propone di presentare.*



**Foto 1.2. Confezione finita con macroshaping “a bolle”.**

Gli aspetti che sono stati presi in considerazione per la progettazione del sistema di afferraggio e sui quali si è cercato di avere una particolare attenzione sono stati:

- dimensioni
- facilità di intercambiare più fusi poter lavorare su diversi tipi di formato e permettere una semplice manutenzione

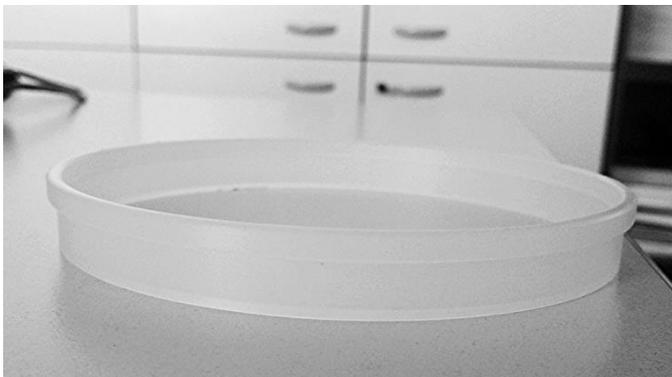
- desiderio di creare un design particolare che renda il prodotto più appetibile per il mercato.

La progettazione è partita rielaborando un fuso già esistente, creato per formati di diametro  $\varnothing 76$  mm e di lunghezza del lato del quadrato alla base del cilindro  $l=60$ mm; con questo progetto si è voluto creare un sistema che permettesse la formatura di un pacchetto di dimensioni ridotte di diametro  $\varnothing 46$  mm e  $l=36,5$  mm. Definita la dimensione del diametro, quella del lato del quadrato si determina uguagliando i perimetri che le due geometrie devono avere, cosa facilmente deducibile dal fatto che derivano da uno stesso laminato.

Per ottenere queste dimensioni si sono incontrate alcune difficoltà date dagli ingombri della confezione per poter far funzionare correttamente il meccanismo: si deve poter garantire l'ingresso del cilindro di carta sul fuso senza il rischio di inceppamento e allo stesso tempo si deve poter riuscire a coprire il lato quadrato del fondo con un sostegno adeguatamente lungo da aiutare la formatura del design presentato nella parte finale di questo capitolo (vedi foto 1.3). Le ridotte dimensioni assunte dal fuso hanno determinato la modifica di una buona parte dei suoi componenti, in alcuni casi sostanziale, in altre minima.

Si è, inoltre, deciso di effettuare alcune analisi strutturali che permettano di determinare con chiarezza la funzionalità del meccanismo.

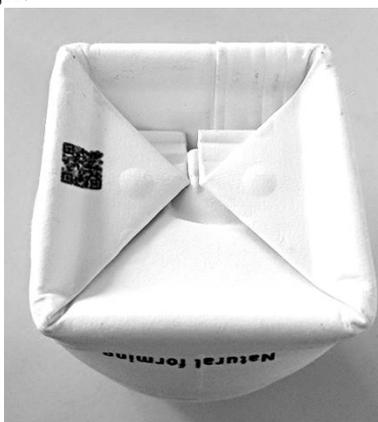
Gli ultimi aspetti sui quali è interessante porre l'attenzione sono la chiusura del fondo (per la sua geometria) e l'introduzione di un colletto in plastica sulla faccia superiore del pacchetto che rimarrà aperta per il riempimento e l'utilizzo del pacchetto: quest'ultima rimane molto sottile e difficilmente sarebbe possibile riuscire ad applicare un tappo o qualsiasi altro oggetto utile per sigillare il contenuto. Si è così pensato di inserire un colletto di plastica, con lo scopo di rafforzare le pareti e di poter applicare un elemento di chiusura. (Vedi foto 1.3)



**Foto1.3 Esempio colletto; confezione con colletto; tappo.**

Sul colletto agiranno quattro piastre che svolgono la funzione di bloccaggio della confezione e attraverso l'utilizzo di un anello di gomma (O-ring) isolano l'ambiente interno per impedire che l'aria ad alta pressione utilizzata per gonfiare la confezione fuoriesca, azione che porterebbe ad avere una deformazione non corretta.

Il fondo è di geometria quadrata e durante la fase di gonfiaggio viene deformato, creando sulla base della confezione una rientranza di 5 mm che dona stabilità al pacchetto ed eleganza al design.



**Foto 1.4.**

**Esempio fondo dopo la fase di gonfiaggio**

# CAP 2. LA MACCHINA AUTOMATICA

## 2.1 GENERALITÀ

Per progettare e successivamente produrre la macchina automatica verrà descritta nei paragrafi successivi, è stato creato un percorso ben definito che ha permesso di sviluppare le funzionalità di ogni gruppo in cui la macchina è stata suddivisa in maniera accurata e attenta.

Le fasi e i tempi sono stati valutati tenendo conto sia della fase di design che quella di costruzione.

Si è suddiviso il lavoro in tre step:

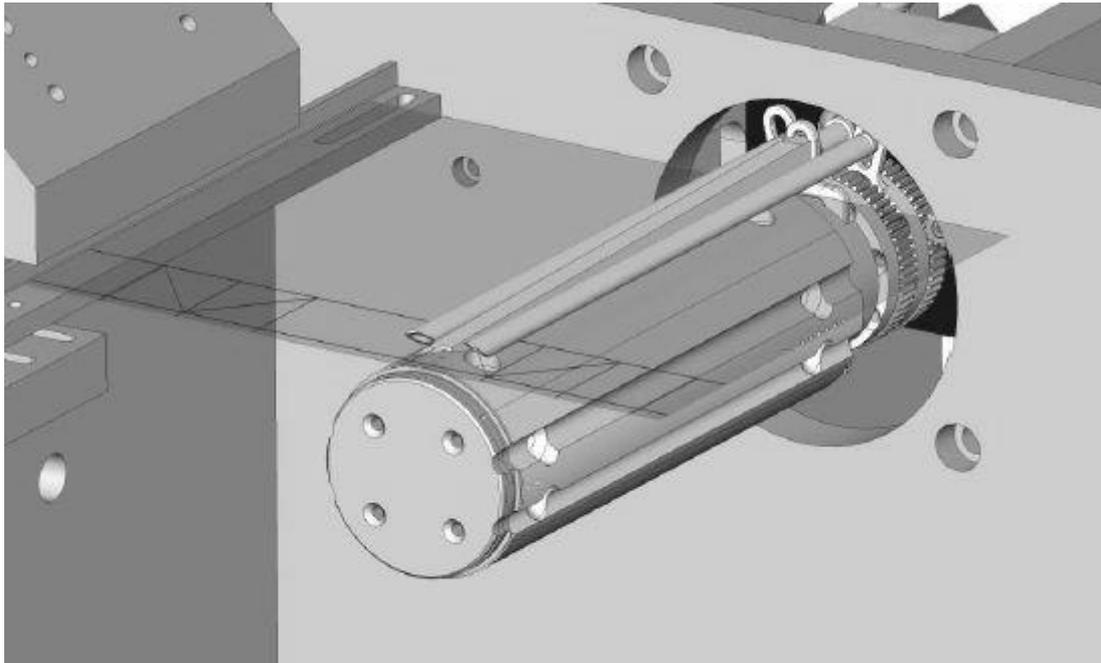
- 1) Test Bench                      Maggio – Agosto E AGOSTO - SETTEMBRE 2013
- 2) Test Ring                      maggio novembre agosto dicembre
- 3) Automatic Line      18 mesi

1) Il **TEST BENCH** è stato utilizzato per determinare la funzionalità della prima “stazione rotante”.

Come verrà descritto nel paragrafo 1.5, questa stazione compie diverse azioni che portano un foglio di “carta” di dimensioni 250x150 mm, inserito manualmente, a diventare un cilindro.

Prima di effettuare l’inserimento della carta, l’avvolgimento e la saldatura, viene innestato manualmente alla base del mandrino un colletto di plastica (par 2.11) utile per rinforzare i bordi esterni della futura confezione e per permettere l’inserimento dei tappi; anch’esso viene saldato al cilindro attraverso la saldatura ad ultrasuoni.

Se nella macchina “Automatic Line” il mandrino compirà una rotazione solidale alla ruota per posizionarsi nelle varie stazioni, permettendo lo svolgimento di diversi tipi di operazioni, nel *Test Rig* sono gli strumenti che compiono le lavorazioni a muoversi e a portarsi sul mandrino.



**Figura 2.1**

Un “dito centrale tiene bloccato il foglio di carta (che vediamo in trasparenza in figura) per evitare che si sposti o si allontani dalla superficie del mandrino, mentre altre due “dita” svolgono un’azione di avvolgimento attorno al fuso, muovendosi una in senso orario e una in senso antiorario.

Si effettua, infine, attraverso dei sonotrodi, una saldatura longitudinale “carta su carta” e una saldatura “colletto su carta” creando così un cilindro senza fondo.

La costruzione di un *Test Bench* è utile:

- Per valutare i tempi e la qualità del processo, differenti a seconda del tipo di formato e di tipologia di laminato che andremo ad utilizzare.
- Per controllare che la carta arrotolata attorno al mandrino non subisca imperfezioni o si danneggi.
- Per definire le funzionalità del “dito” centrale; il suo scopo è di bloccare la carta sul fuso, impedendone il movimento, mentre le altre due la avvolgono attorno al cilindro.

- Per valutare i tempi e la qualità del processo di saldatura, così da poter scegliere e definire il tipo di sonotrodo adeguato per saldare i lembi ed il colletto nel miglior modo possibile.

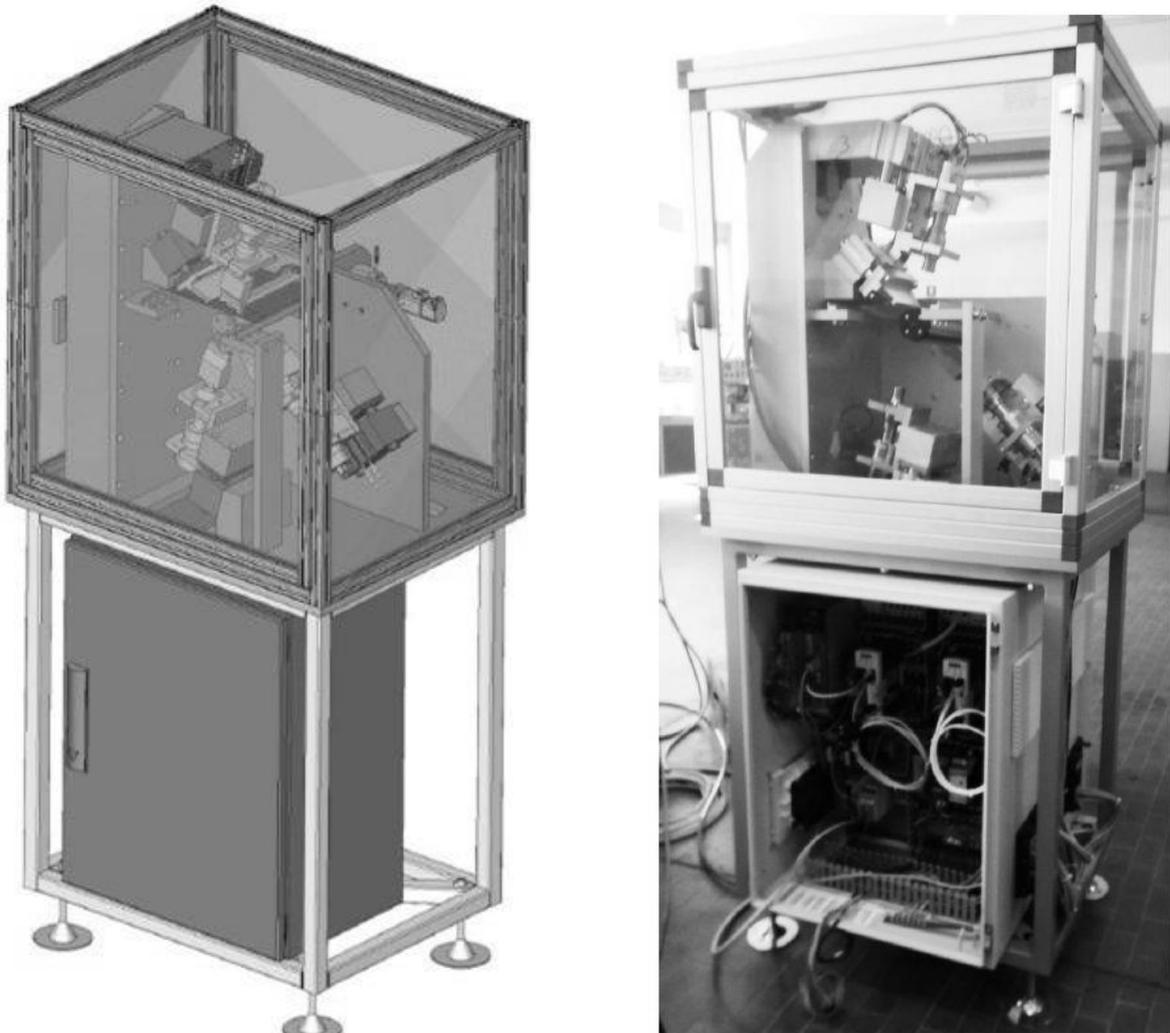


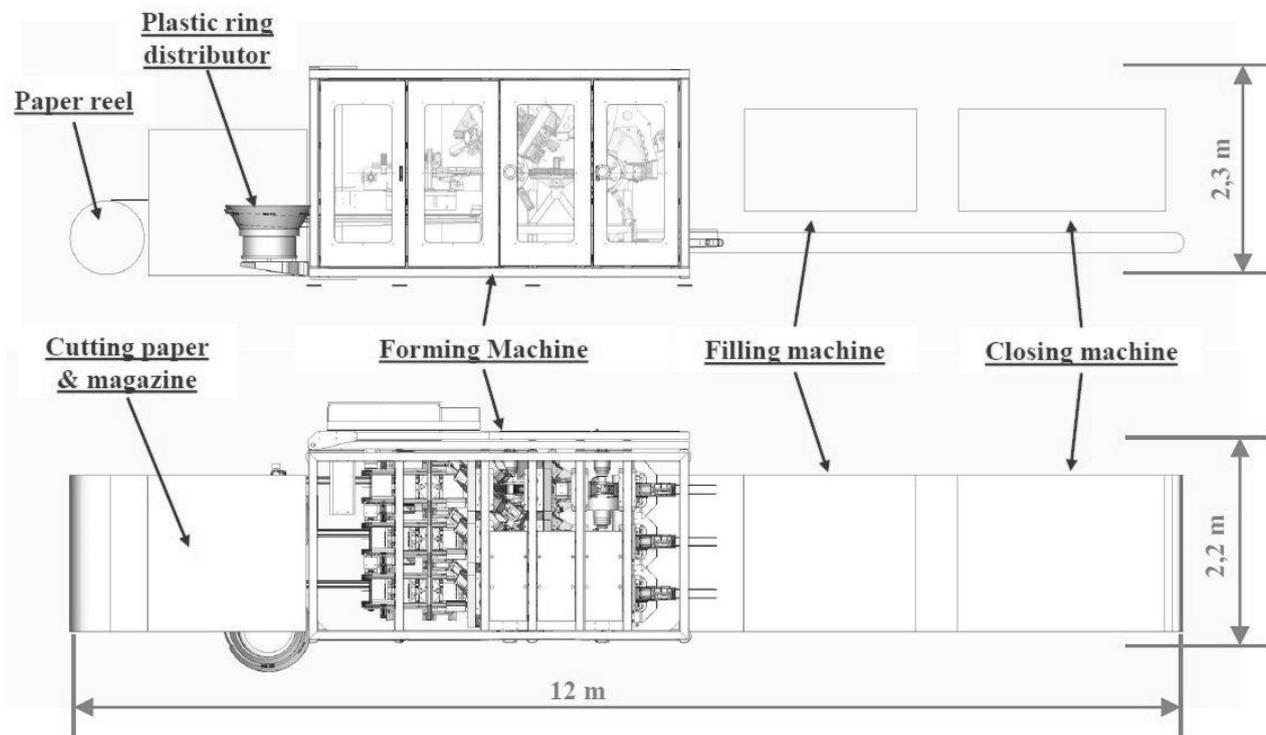
Figura 2.2

3) L'**AUTOMATIC LINE** è la macchina automatica finale che verrà prodotta dopo che saranno stati svolti tutti i test sul banco prova e sul materiale; oltre alle caratteristiche che saranno descritte nei prossimi paragrafi mentre si parlerà di *Test Rig*, l'*Automatic Line* dovrà rispondere ad alcune prerogative:

- Velocità di produzione: 9000 pz/h 150 (pz/min).

- Stazione di taglio: la macchina non sarà più “alimentata” in risma, ma in bobine che verranno tagliate durante la linea produttiva a seconda del formato che andremo ad utilizzare.
- La bobina, la risma e il colletto saranno fornite dall'esterno.
- Stazione di riempimento.
- Stazione di chiusura.
- Avere tre linee che lavorino contemporaneamente.
- Tempi previsti 18 mesi.

*Le dimensioni della macchina sono rappresentate nella figura:*



**Figura 2.3**

Visto che attualmente si è progettato esclusivamente il banco prova, andremo a descrivere quello.

## 2.2 TEST RIG

Il **TEST RIG** rappresenta la fase intermedia del cammino che porterà alla costruzione dell'*Automatic Line*; su di essa vengono effettuati i test e le prove per ottimizzare il funzionamento della macchina principale.

Il nostro banco prova ha il compito di partire dalla carta, già tagliata, e arrivare al prodotto finito escludendo, al momento, il riempimento della confezione e la sua sigillatura.

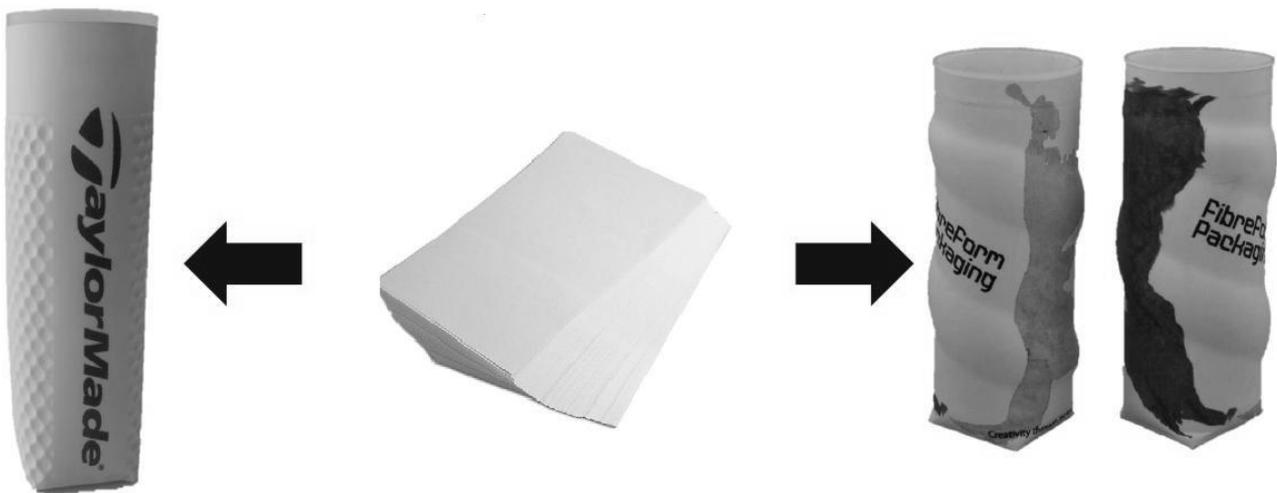
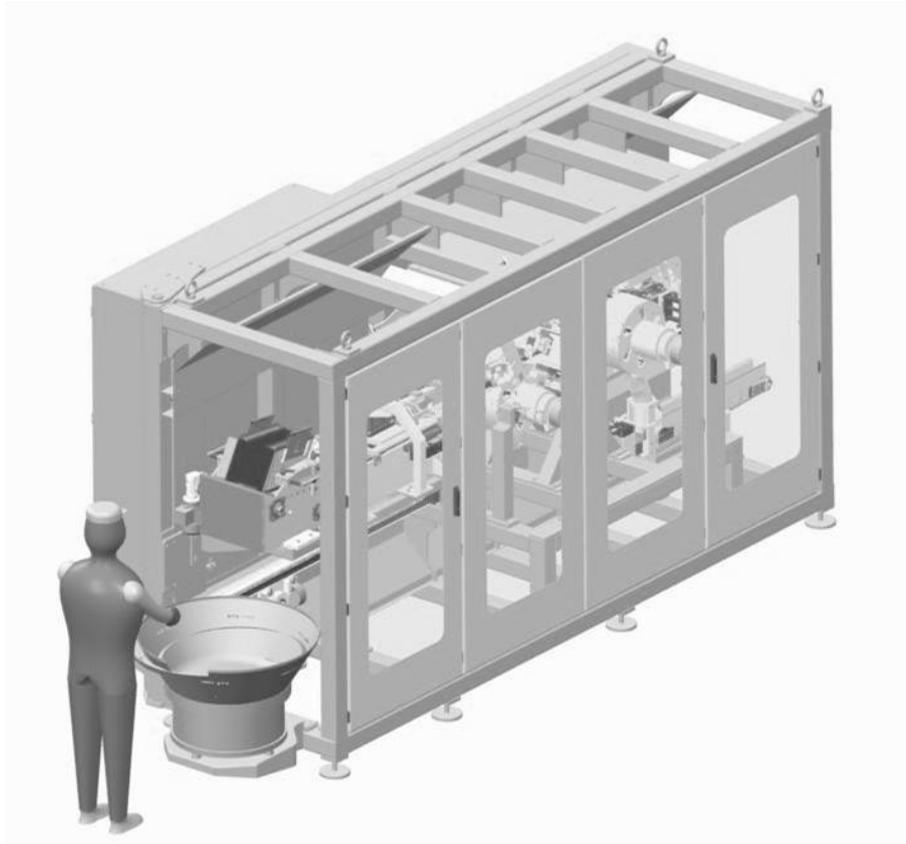


Figura 2.4

Durante la progettazione del banco prova, si è voluta porre l'attenzione su alcuni punti in particolare:

- la qualità della superficie delle confezioni;
- la necessità di adattare la macchina per diversi formati e dimensioni per andare incontro ad eventuali richieste personalizzate da parte dei clienti;
- la possibilità di ottenere sulla superficie del materiale delle forme in basso rilievo (microshape) o più profonde (macroshape);
- il *Test Rig* lavora a 3000 pz/h (50 pz/min);

- Vogliamo che necessiti di poca e semplice manutenzione.



**Figura 2.5**

Mentre il *Test Bench* ha lo scopo di controllare cosa avviene in un'unica stazione, il nuovo prototipo è una vera e propria linea automatica che permette la produzione della confezione, dal foglio a prodotto finito. Le caratteristiche principali di questa macchina sono:

- macchina identica alle linee automatiche, ma unica;
- flessibile (facilità di modifica delle dimensioni della confezione e delle forme);
- contenente la stazione di microshaping;
- contenente la stazione di macroshaping;
- controllo di temperatura della carta.

Il banco prova è utilizzato, come il *Test Bench*, per controllare e verificare l'esatto funzionamento di alcune fasi della lavorazione. In particolare viene posta una forte attenzione per:

- la fase di microshaping: definire il tempo e la temperatura del processo, definire le dimensioni delle forme;
- la fase di macroshaping;
- la fase di saldatura;
- il controllo finale della qualità della confezione;
- fornire dei prototipi per usi commerciali e di vendita del prodotto.

La macchina PAM-BOM parte da carta politenata in bobina o risma per ottenere una confezione caratteristica.

E' composta da un telaio in tubolare di acciaio Inox, al cui interno vi sono montati, come già detto, una serie di gruppi in linea che come vedremo svolgono ciascuno funzioni ben precise. Il 'lato operatore' della macchina (SX) permette l'alimentazione della carta, degli eventuali colletti e permette di gestire il funzionamento con un pannello digitale. Sulla parte posteriore troviamo un quadro elettrico, incernierato al telaio; la cerniera permette di aprire completamente il pannello durante le fasi di montaggio e manutenzione. Sempre sul lato posteriore troviamo due sportelli di protezione che coprono la parte adiacente all'armadio elettrico. Sul lato anteriore della macchina abbiamo una coppia di sportelli a vetro come protezione.

Sul lato uscita (DX), una protezione lascia libero solo lo stretto necessario per il passaggio delle confezioni su un nastro. Superiormente e inferiormente delle carterature proteggono la linea di produzione da sporco e polvere.

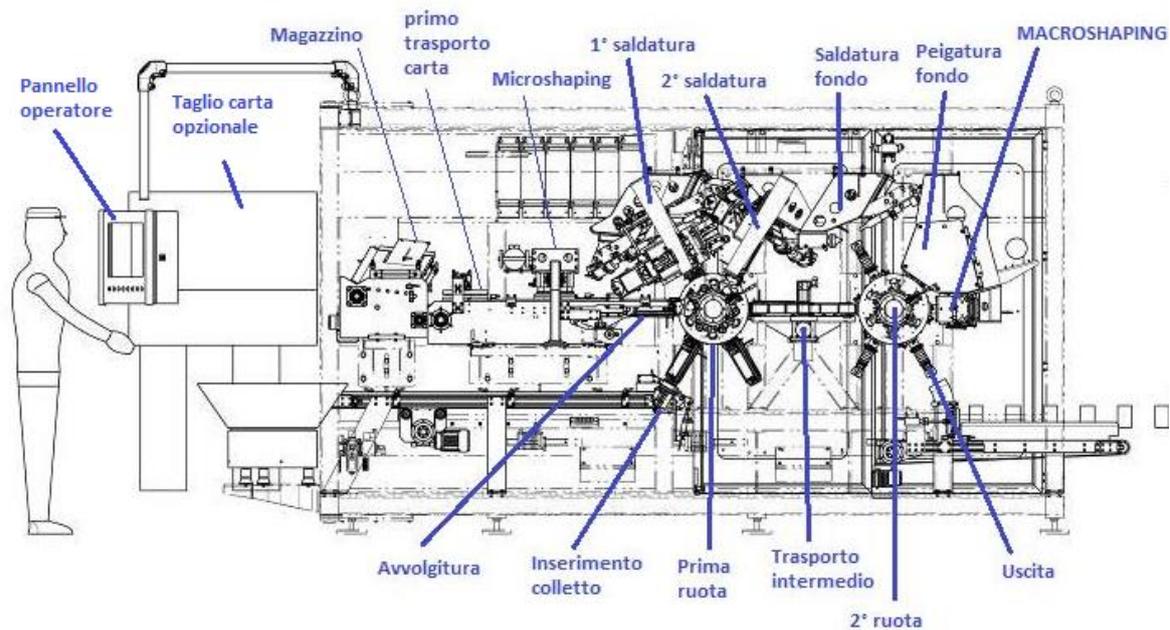


Figura 2.6

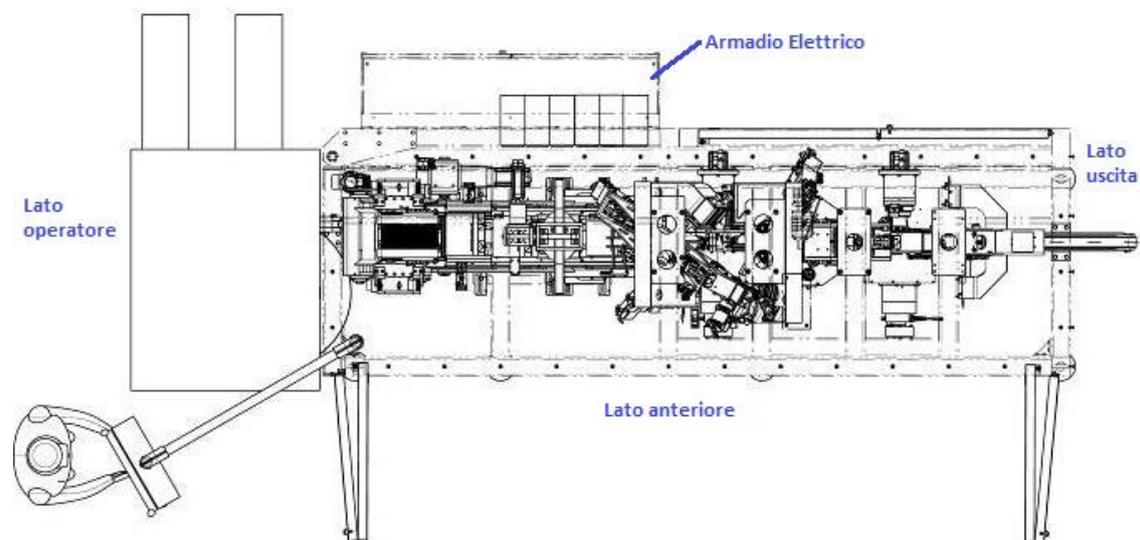


Figura 2.7

La macchina è stata suddivisa in gruppi per rendere più funzionale la sua progettazione; questo aspetto risulta molto utile anche per capirne il funzionamento e riuscire a comprendere il comportamento delle varie parti-macchina.

Si suddividde la macchina in 7 gruppi

- Gruppo 1 → Magazzino della carta
- Gruppo 2 → Trasporto della carta e microshaping
- Gruppo 3 → Stazione Rotante 1
- Gruppo 4 → Inserimento colletti
- Gruppo 5 → Stazione di trasporto da “rotante 1” a “rotante 2”
- Gruppo 6 → Stazione rotante 2
- Gruppo 7 → Stazione di uscita
- Gruppo 8 → Telaio e Pannello elettrico

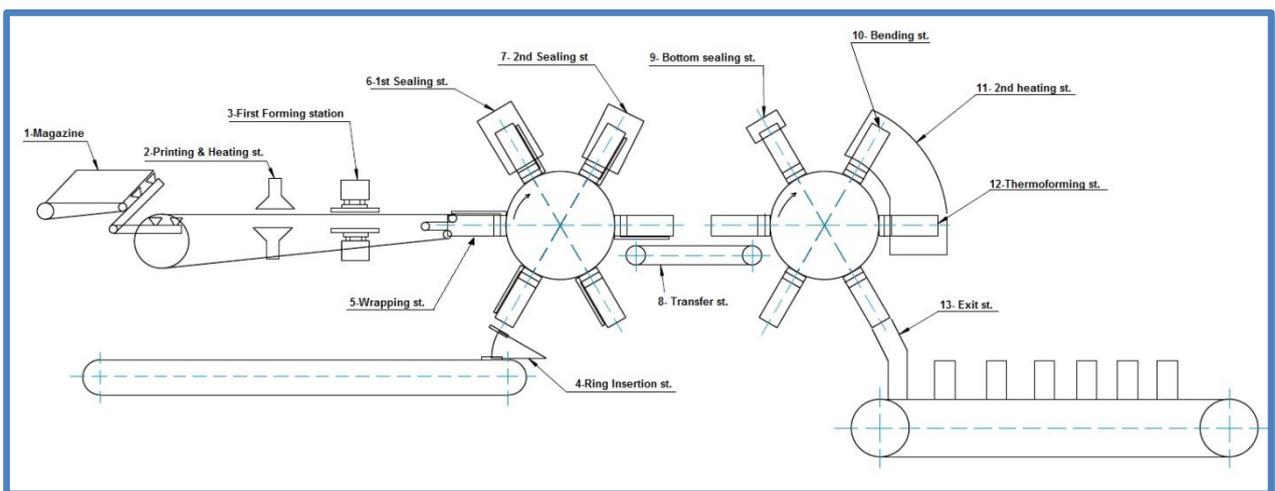


Figura 2.8 Schema macchina Pam Bom senza prima stazione di taglio carta da bobina.

## 2.3 GRUPPO 1 – IL MAGAZZINO DELLA CARTA

Il magazzino viene utilizzato per riporre la carta che si utilizza per la produzione delle confezioni.

In questa fase della progettazione non verranno utilizzati fogli di carta tagliati direttamente da delle bobine, ma sarà possibile caricare manualmente il magazzino con risme di 300 fogli (il numero dipende dallo spessore), garantendo dei cicli di lavorazione di 1 ora.

Come già accennato, in questa fase della progettazione la carta viene caricata a risme e non tagliata durante il processo di formatura da bobine.

Il magazzino ha il compito di portare il foglio di carta, da questa risma risma pre-caricata manualmente a una posizione orizzontale sul trasporto carta (2° stazione).

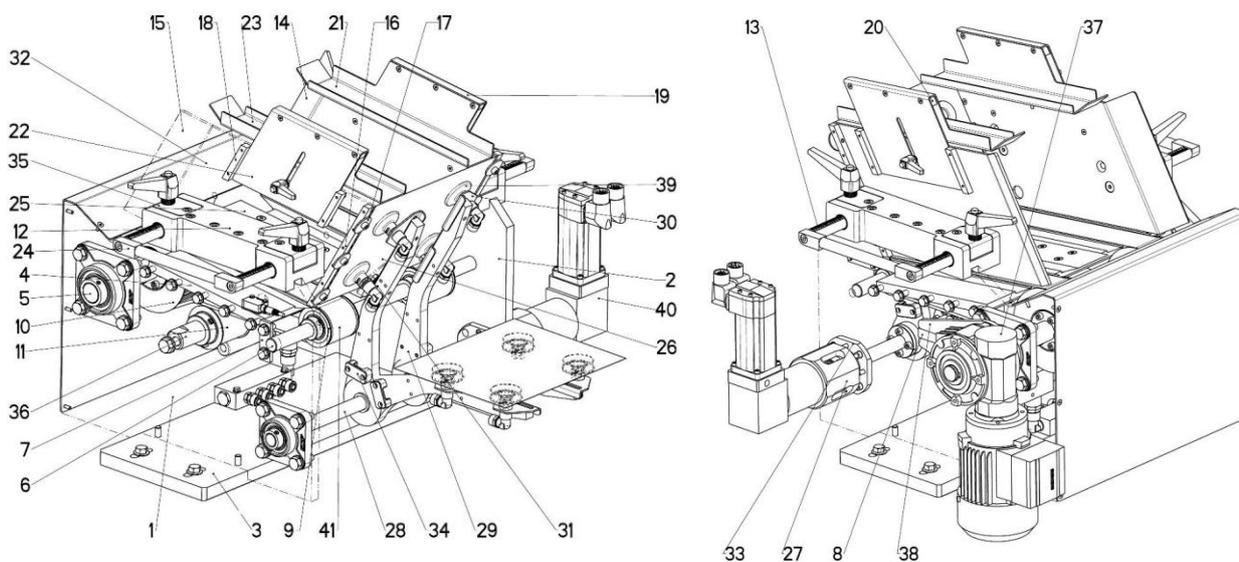


Figura 2.9. Magazzino carta

La risma viene adagiata, inizialmente in posizione quasi verticale, dentro un involucro di lamiera di dimensioni variabili, modificabili in altezza e larghezza per aver modo di gestire diversi tipi di formato con lo stesso magazzino (19,14,23,15,32). La gestione del formato avviene attraverso dei sistemi manuali di regolazione con tacche graduate per facilitare l'utente (24,22,12).

Il foglio viene prelevato da una posizione di 30° rispetto alla verticale e viene portato in orizzontale attraverso un braccio dotato di 4 ventose (39), anch'esse regolabili.

Dopo aver movimentato la risma e averla portata in posizione orizzontale, un sistema di ventose va a prendere i singoli fogli dalla risma e li spinge attraverso una doppia cinghia motorizzata (41) da un motoriduttore asincrono alla stazione successiva.

La movimentazione delle ventose è data da un *motoriduttore brushless* (40) che mi permette di controllare accuratamente il loro movimento, evitando il rischio di rovinare la carta. I movimenti presenti sono:

- a) Salita braccio
- b) Prelievo con ventose
- c) Discesa braccio
- d) Disimpegno ventose

Le due cinghie che spostano il foglio sono gestite da un motoriduttore asincrono e da una fotocellula di carico minimo che controlla la presa e la corretta posizione del foglio.

Una volta rilasciato il foglio le ventose torneranno nella loro posizione iniziale per prendere il successivo.

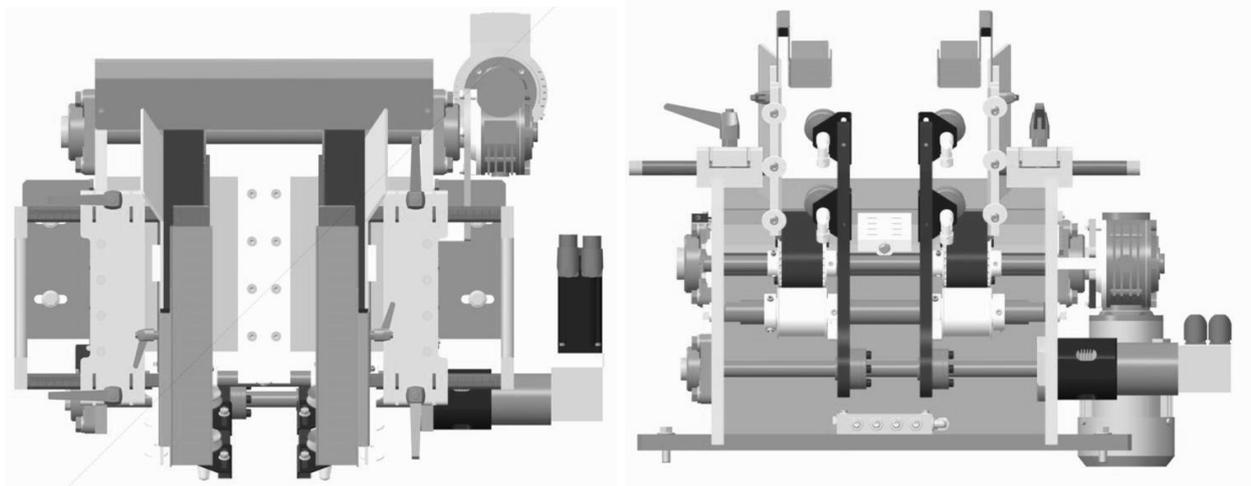


Figura 2.10. Magazzino carta. Vista 3D

## 2.4 GRUPPO 2 - TRASPORTO DELLA CARTA, CRISE-LINE E MICROSHAPING

Una volta adagiatosi sui due nastri, il foglio viene trasportato verso la prima stazione rotante per la saldatura dei lembi e del colletto; si poggia su due cinghie motorizzate, movimentate da un *motoriduttore brushless*. Per essere trasportata la carta viene bloccata da due cilindri che ne evitano lo slittamento ed un indesiderato posizionamento. Vedremo, infatti, come su questo gruppo avvengano una serie di lavorazioni importanti che necessitano un giusto centraggio del materiale. La carta sosta in 4 diverse posizioni prima di passare alla stazione successiva.

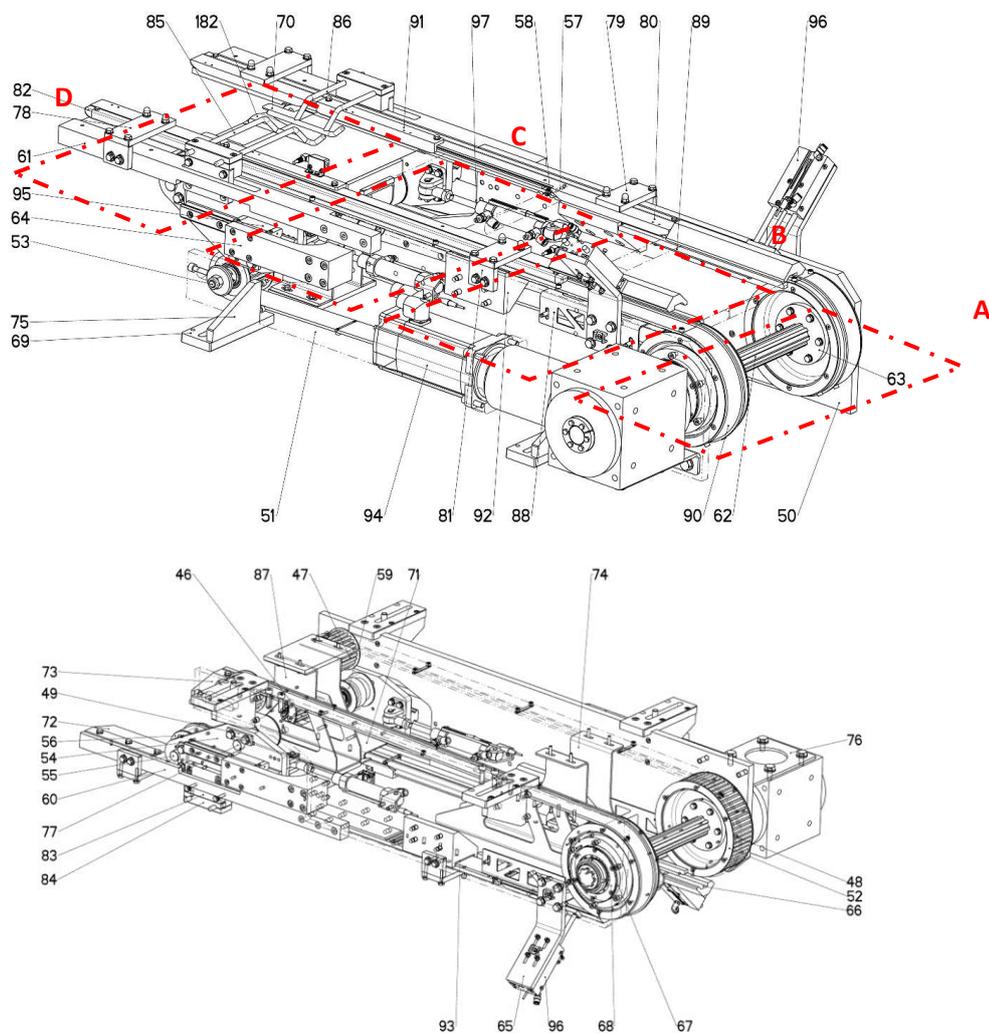


Figura 2.11. Trasporto carta

Giunto nella prima stazione (A) e rilasciato dalle ventose, il foglio viene adagiato su due cinghie (90) dotate di facchini che si occupano della movimentazione; la trasmissione è realizzata attraverso un motoriduttore brushless (94).

Nella prima stazione due cilindri pneumatici dotati di un terminale piatto (89,96) comprimono il foglio sulla cinghia per garantire una spinta corretta.

Il foglio di carta passa poi alla seconda stazione (B) passando sopra una fotocellula che da conferma di corretto prelievo della carta da magazzino.

Le azioni effettuate nella seconda stazione dipendono dagli optional scelti nella macchina automatica: tale stazione può essere attrezzata con una stampante o con una lampada di preriscaldamento carta, o lettura codice a barra, labeling, ecc.

Nella terza stazione (C) avviene la microformatura (MICROSHAPING) della carta. Questa operazione viene effettuata pressando la carta con apposita attrezzatura descritta in seguito. In questa fase si creano le crease-line che miglioreranno e semplificheranno la piegatura della carta nella seconda stazione rotante; lo stampaggio appena eseguito, svolge anche un'operazione di microshaping per marcare la confezione e rendere più semplice la fase successiva di soffiatura: si inizia a creare un primo design del prodotto.

Nel caso ce ne fosse la necessità, durante la stampa si taglia il foglio nelle dimensioni che desideriamo per il formato finale della confezione che si sta producendo, ad esempio quello conico.

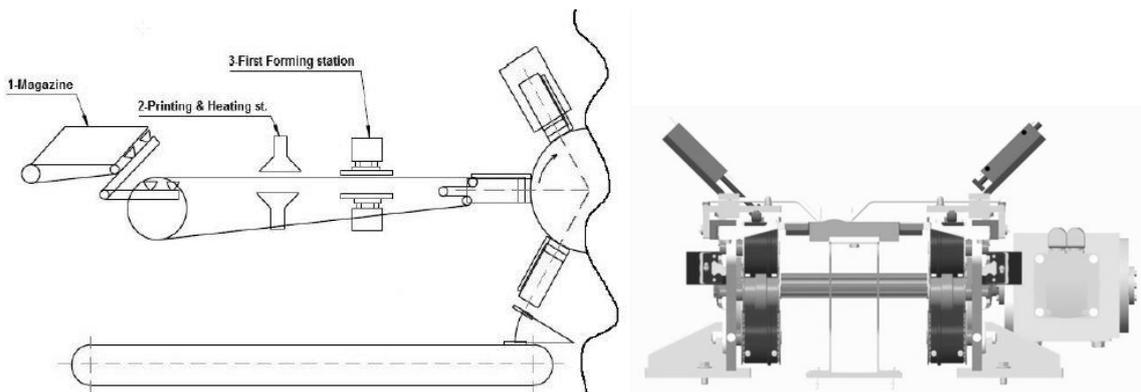
Lo stampo è composto da parti intercambiabili che permettono di adattarsi alle diverse situazioni.

Nell'ultima stazione (D), chiamata "stazione di lancio" la carta si prepara all'inserimento nel fuso attraverso le guide (85, 86, 182) che le conferiscono una prima leggera piegatura in direzione di avvolgimento.

Successivamente il foglio verrà spinto sul fuso della ruota 1 per l'avvolgimento dove un "dito" la fermerà. Non appena il foglio è posizionato sul fuso, i facchini e la cinghia si allontanano, per permettere al foglio di non trovare ostacoli durante l'avvolgimento attorno al fuso. Tale operazione è svolta da un sistema retrattile (64, 95) comandato da due cilindri pneumatici (97).

L'intero gruppo di trasporto, ha le fincate (50,51) regolabili grazie ai supporti asolati (69) e all'albero di trasmissione scanalato (62). Ciò consente di poter trattare fogli di dimensioni differenti.

Questa stazione è ancora sotto studio e si stanno prendendo in considerazione molteplici soluzioni: rendere la carta sterilizzata e disinfettata, oppure una stazione di lettura o inserimento del codice a barre del prodotto per l'immagazzinamento delle confezioni, ecc.



**Figura 2.12** Schema del trasporto carta e vista 3D.

## 2.4.1 Stazione di Microshaping

Nella terza stazione (C) del trasporto, troviamo il gruppo per la micro-formatura del foglio (microshaping) che realizza sul foglio un motivo in alto o basso-rilievo (max 2mm).

Un'ulteriore funzione importante svolta in questa stazione è la creazione delle linee di piega (crease-line) fondamentali per la corretta piegatura del fondo della confezione che verrà realizzata nella ruota 2.

Il foglio, sostenuto dalle cinghie, arriva in posizione fermandosi contro i riscontri (155). I due semi-stampi maschio-femmina si chiudono e imprime sulla carta le crease-line e le eventuali le forme richieste di micro-shaping; alla riapertura degli stampi il foglio viene spinto alla stazione successiva.

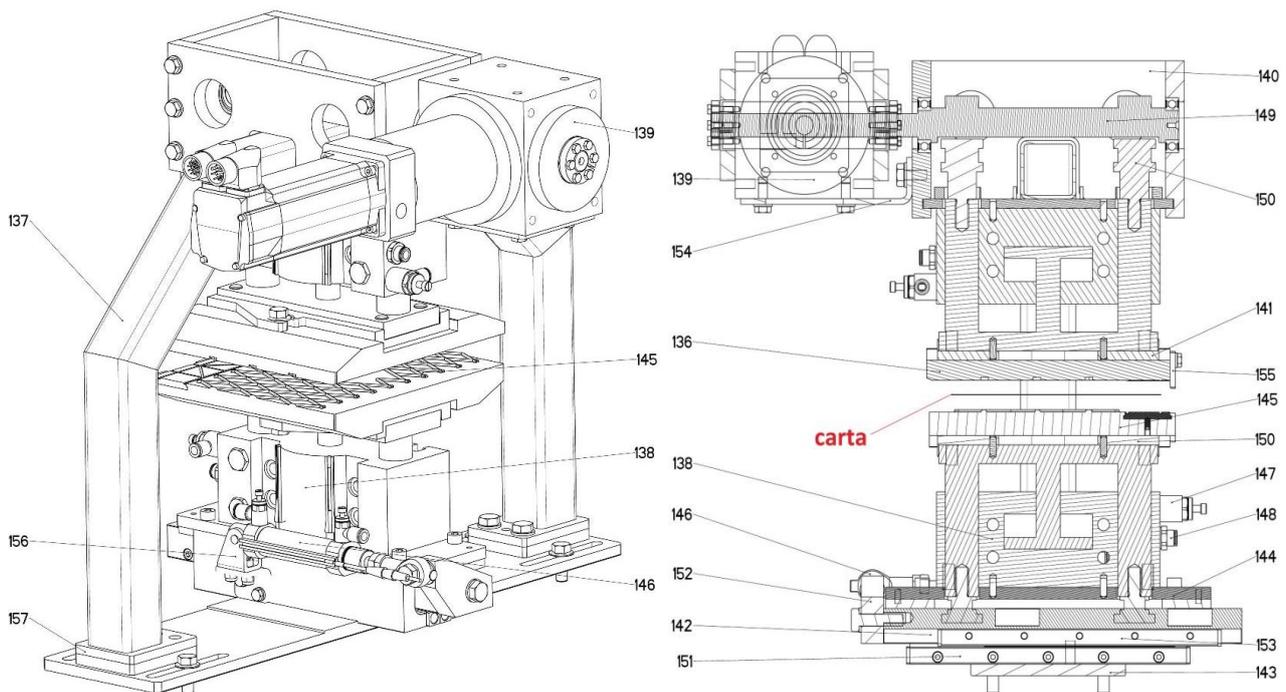


Figura 2.13. Stazione di pressatura.

Gli attuatori utilizzati sono meccanici e pneumatici; l'avvicinamento degli stampi avviene attraverso due cilindri pneumatici guidati (138), dotati di finecorsa (150) e sui quali vengono montati i due semi-stampi (136, 145).

Una guida inferiore (142,151,153) comandata pneumaticamente (156) 'blocca' lo stampo inferiore in posizione alta. Un albero a camme (149) esercita una ulteriore

spinta sul semi-stampo superiore (i due stampi sono già vicini grazie alla precedente azione pneumatica), garantendo la forza necessaria alla formatura di qualsiasi tipo di carta. L'albero a camme (149) è comandato da un motoriduttore brushless (139), ed agisce direttamente sugli steli del cilindro pneumatico superiore (150).

I due semi-stampi (136, 145) sono gestiti 'a formato', possono cioè essere sostituiti rapidamente mantenendo sempre la posizione e la fasatura corretta. Quindi è possibile sostituire gli stampi in funzione del design scelto e in funzione delle dimensioni del pacchetto

## 2.5 GRUPPO 3 – STAZIONE ROTANTE 1

Sulla prima ruota vengono svolte nell'ordine le operazioni di inserimento colpetto, avvolgitura carta, saldatura carta longitudinale e saldatura anello di plastica su carta.

La ruota è composta da un asse (102) motorizzato da un motoriduttore brushless (106), su cui è montata una giostra (103, 105). Sulla giostra sono poi installati i 6 fusi (101). Essendo un elemento rotante, le utenze elettriche e pneumatiche vengono fornite da un giunto rotante (104).

I 6 fusi presenti vanno gestiti a formato, sostituendoli in funzione del diametro della confezione.

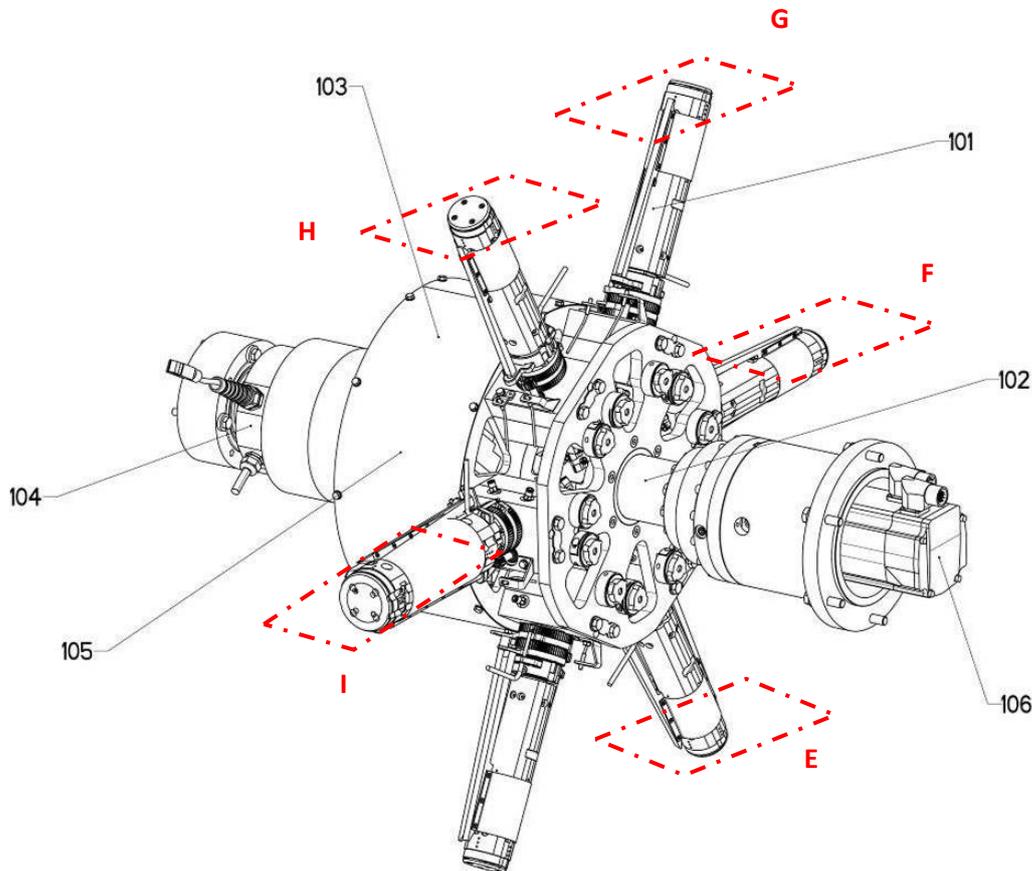


Figura 2.14. Prima stazione rotante

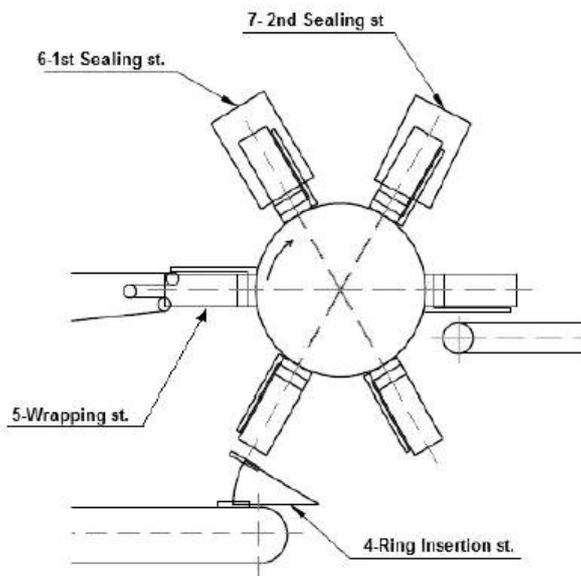


Figura 2.15. Schema della prima stazione rotante

### **2.5.1 Stazione di Inserimento Colletto E**

Nel primo step viene inserito il colletto all'interno del mandrino come descritto nel paragrafo 1.6 .

### **2.5.2 Stazione di Avvolgitura F**

la carta viene avvolta attorno al fuso e all'anello di plastica precedentemente inserito.

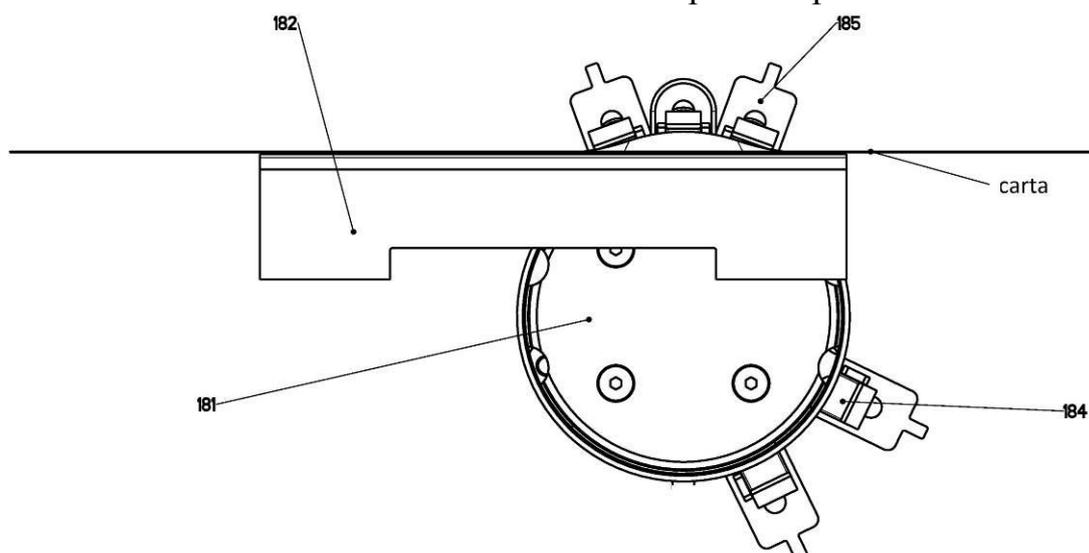


Figura 2.16. Dettaglio stazione F

La carta posta sul coppo (182) spinta dai facchini si inserisce sotto ad un dito centrale (240) che trattiene la carta in posizione; questo dito è azionato da un motoriduttore brushless che si innesta sulla ruota pneumaticamente tramite giunti (241).

Il sistema di trasporto (facchini e cinghia) si allontana dalla carta e le due dita di avvolgitura (184, 185), anch'esse dotate di motorizzazione indipendente da due moti brushless che si innestano sulla ruota pneumaticamente tramite giunti (244,245), iniziano un moto attorno al fuso trainando con se due tendine di trattenimento (242,243);. Questo movimento fa sì che la carta si avvolga attorno al fuso.

Tutte le dita sono trattenute in posizione da due cilindri pneumatici (246,247). E' così possibile disimpegnare le motorizzazioni e far eseguire alla ruota la rotazione che porterà il fuso su cui abbiamo avvolto la carta alla stazione successiva.

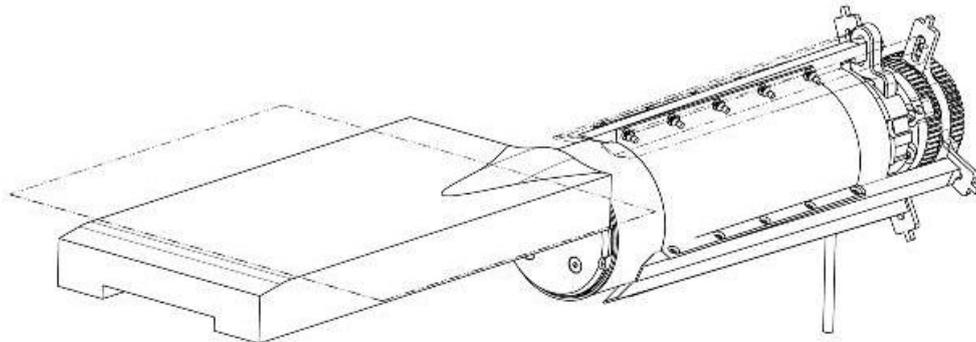
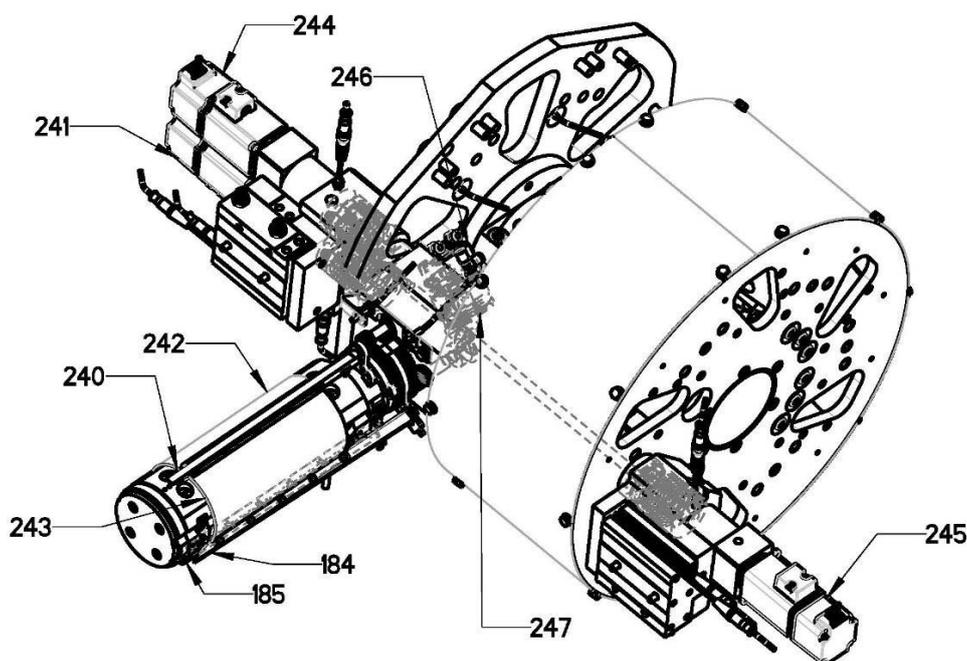


Figura 2.17. Dettaglio dell'ingresso dal trasporto 1 alla prima stazione.



### **2.5.3 Stazione di Saldatura Longitudinale + 1° Operazione sul Colletto G**

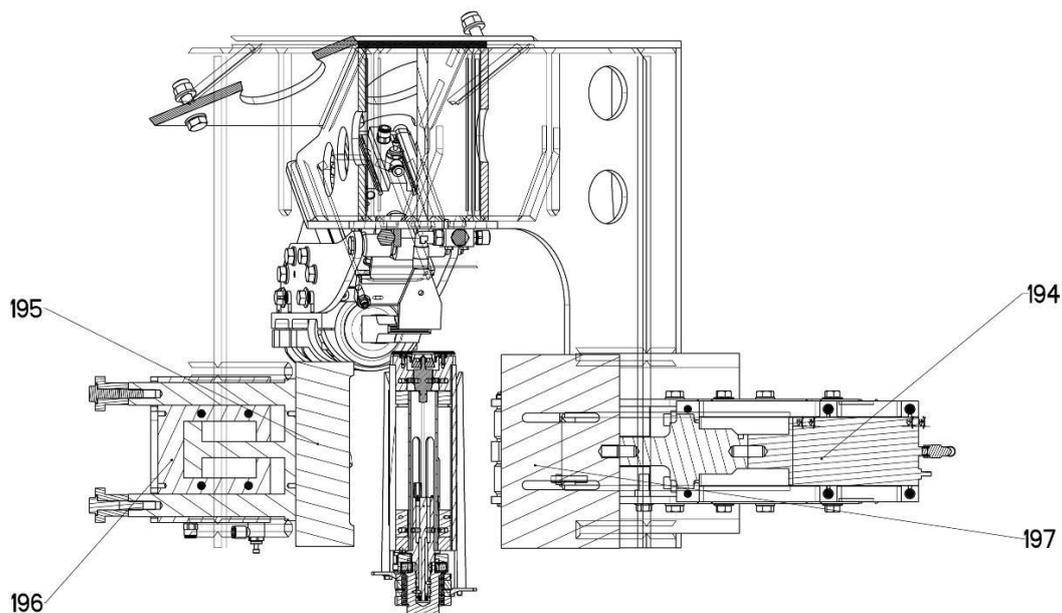
Dopo aver avvolto correttamente il foglio la ruota porta il mandrino nella seconda stazione dopo avverrà la saldatura longitudinale della carta lungo la generatrice del cilindro (zona di sovrapposizione dei lembi di carta) attraverso un saldatore ad ultrasuoni (194,197) ed un contrasto pneumatico (195,196).

Il saldatore è montato su guida a rulli (199) e viene attuato da un cilindro pneumatico (260).

Dopo la saldatura intervengono dei raffreddatori (198) per abbassare la temperatura della carta e favorire il distacco del sonotrodo dal materiale.

La saldatura del colletto in plastica avviene in due fasi: prima vengono saldati 2 quarti di circonferenza, quindi nella stazione successiva i quarti di circonferenza posizionati a 90° dai primi settori saldati.

La prima fase avviene contemporaneamente alla saldatura longitudinale nella stessa stazione (G). L'operazione avviene tramite due gruppi di saldatori (187,188) montati su guida a rulli (189,193) e azionati da due cilindri pneumatici (190); anche in questo caso abbiamo un'azione di raffreddamento (191) atto a migliorare l'efficienza della saldatura, soffiando aria ad alta pressione direttamente nella zona del colletto.



**Figura 2.19. Stazione di saldatura longitudinale**

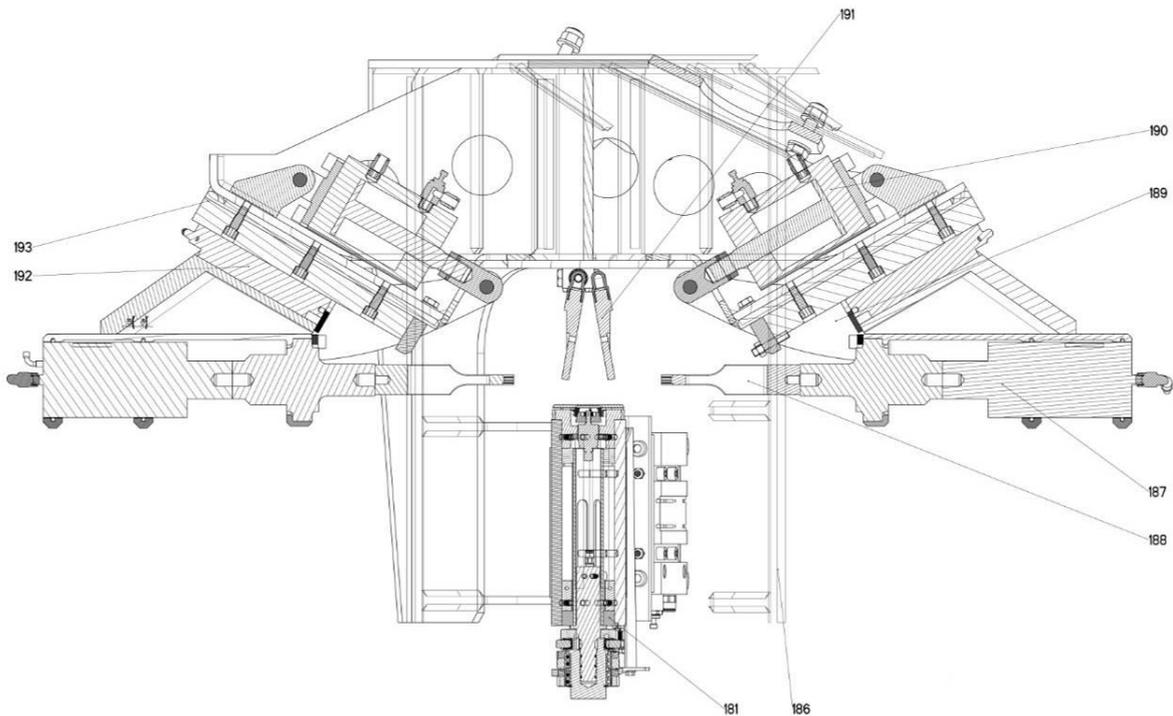


Figura 2.20. Prima stazione di saldatura del colletto

## **2.5.4 Stazione di Saldatura 2° Operazione Colletto H**

La seconda fase di saldatura del colletto viene fatta nella stazione (H).

L'operazione avviene tramite due gruppi di saldatori (257) montati su una guida a rulli (258) e azionati da due cilindri pneumatici (259).

Come descritto precedentemente il raffreddamento (191) migliora l'efficienza della saldatura, soffiando aria ad alta pressione direttamente nella zona del colletto.

In questa stazione, contemporaneamente alla saldatura, abbiamo l'innesto di 3 motoriduttori brushless (255, 256), che comandano lo svolgimento delle dita e liberano di fatto la confezione.

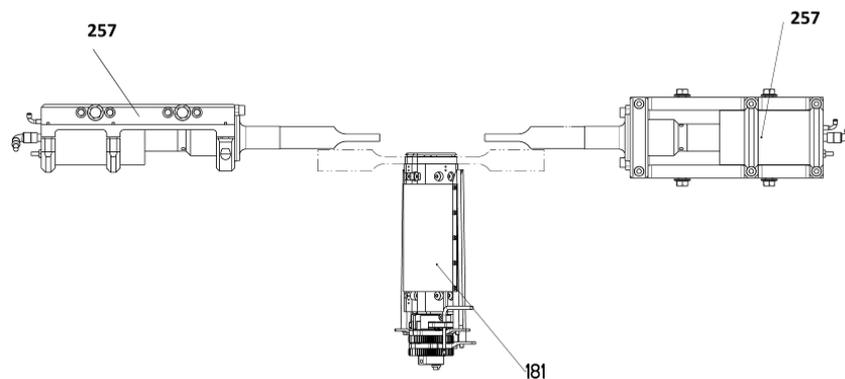
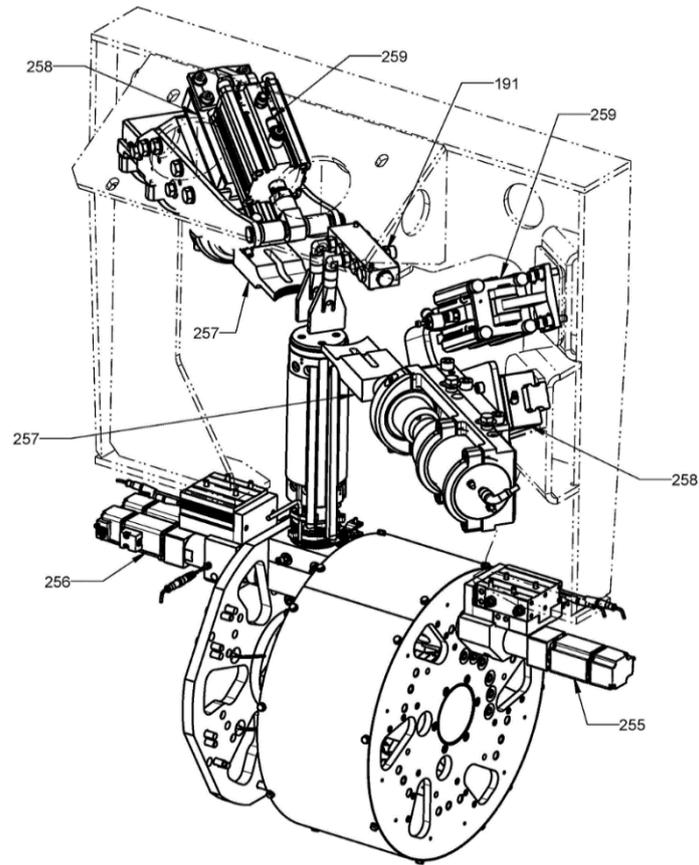


Figura 2.21. Movimentazione dei sonotrodi



**Figura 2.22**

Prima di ritornare all'inserimento del colpetto ed ad un nuovo ciclo di lavorazione abbiamo un passaggio a vuoto in cui non accade nulla.



**Figura 2.23**

## 2.6 GRUPPO 4 – INSERIMENTO DEL COLLETTO (Stazione E)

La stazione (E) ha la molteplice funzione di immagazzinare, trasportare e inserire i colletti o anelli in plastica. L'operatore caricherà i colletti all'interno di un catino vibrante (160) che orienta i colletti e li mette in fila sopra un nastro trasportatore (161) motorizzato da un motoriduttore asincrono (163).

Il catino vibrante è regolabile a formato, cioè può trattare colletti caratterizzati da diversi diametri esterni; ovviamente anche le guide che contengono il prodotto sul nastro sono regolabili a formato.

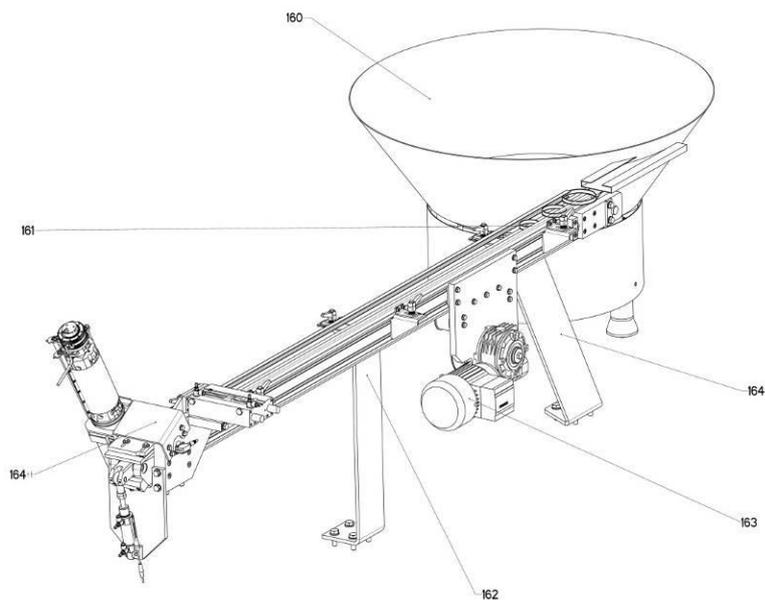


Figura 2.24

Giunti in prossimità del fuso, troviamo il sistema di inserimento.

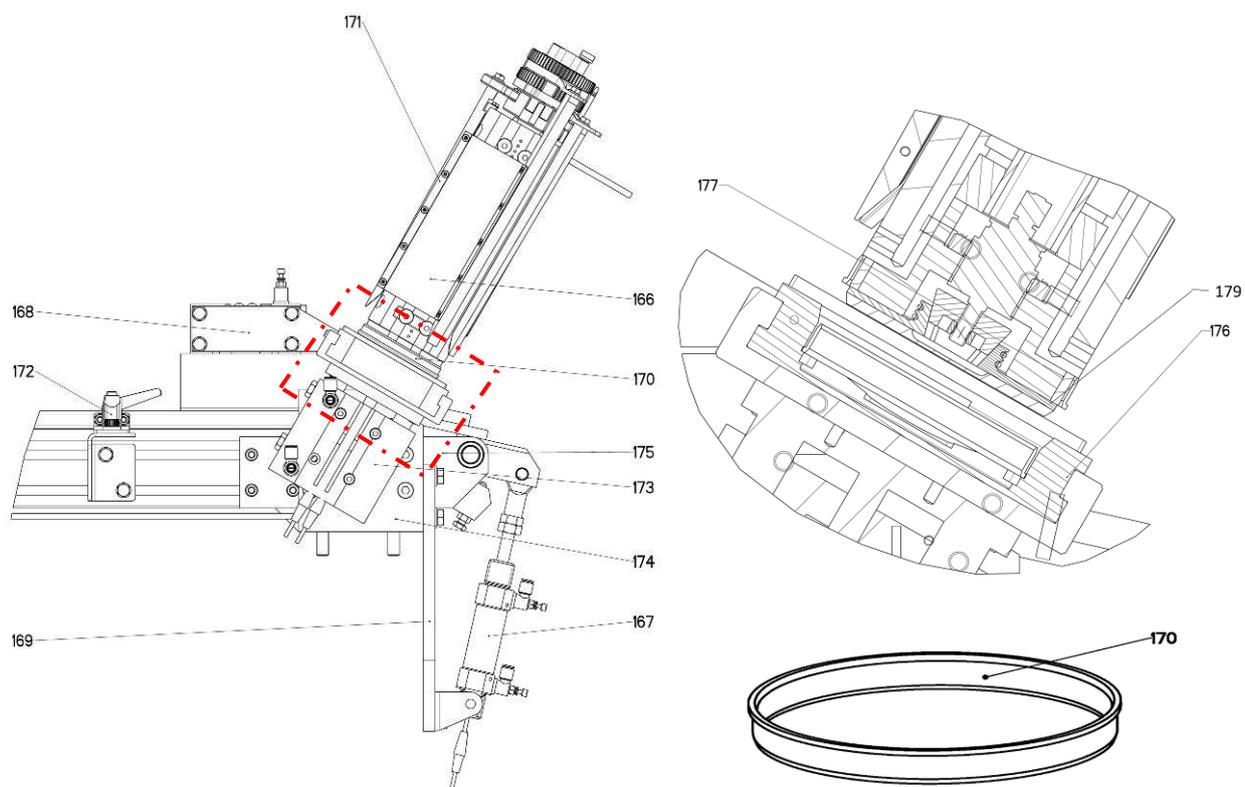
Il colpetto viene sollevato e ruotato di 30 ° grazie a una 'paletta' pneumatica (175,167); viene successivamente traslato orizzontalmente da un pressore pneumatico (168) che lo trasferisce su uno scodellino a formato (176).

A questo punto il colpetto è in asse con il fuso ed il cilindro pneumatico (173) procede all'inserimento del colpetto stesso sul fuso. Una volta sul fuso, il colpetto viene trattenuto da un morsetto pneumatico (179) e il cilindro (173) può così tornare indietro. La ruota può quindi eseguire un passo e portare il colpetto alla stazione F dove verrà avvolta su di esso la carta.



**Figura 2.25**

La stazione di inserimento colletto viene definita ‘opzionale’, perché la confezione può essere formata con colletto in materiale polimerico oppure senza colletto.



**Figura 2.26. Dettagli inserimento colletto e colletto.**

## 2.7 GRUPPO 5 – NASTRO TRASPORTATORE (Stazione I)

Avvenute le saldature del colletto e del lato lungo del cilindro, ci si ritrova nell'ultima stazione della prima "ruota", in cui la confezione viene liberata e trasportata, attraverso un nastro alla seconda "ruota" (L).

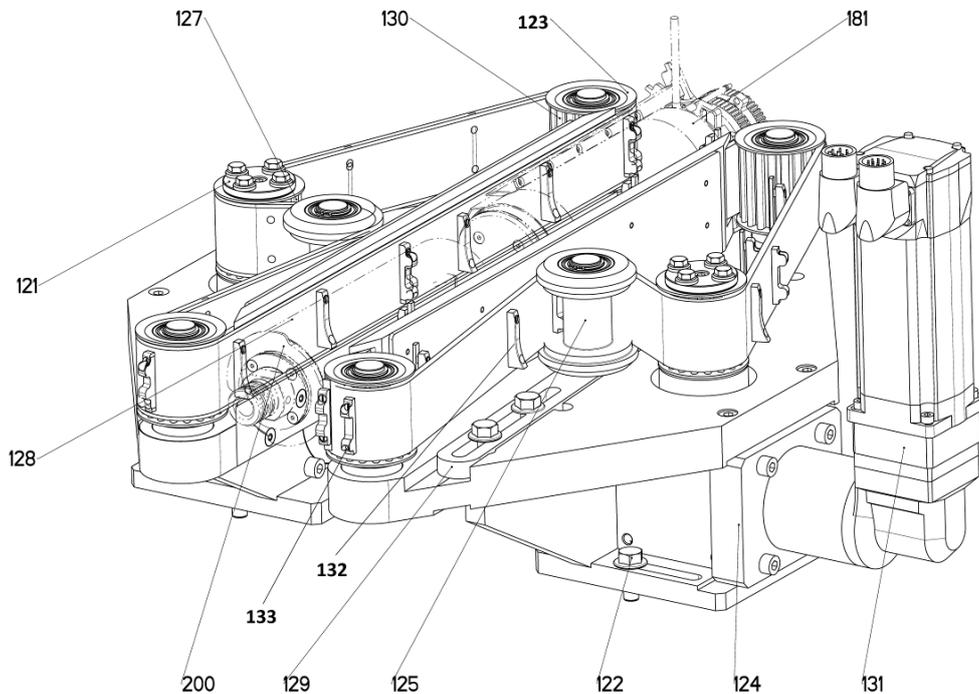


Figura 2.27

Tale movimento avviene attraverso due cinghie (128) dotate di un facchino di sostegno (132) che sorregge la confezione in uscita dalla prima ruota garantendo anche il centraggio del fuso; un facchino di spinta (133) agisce posteriormente sul pacchetto estraendolo e portandolo sul fuso della ruota 2.

Le cinghie si muovono contemporaneamente grazie a un motoriduttore brushless (131) e due rinvii angolari (124).

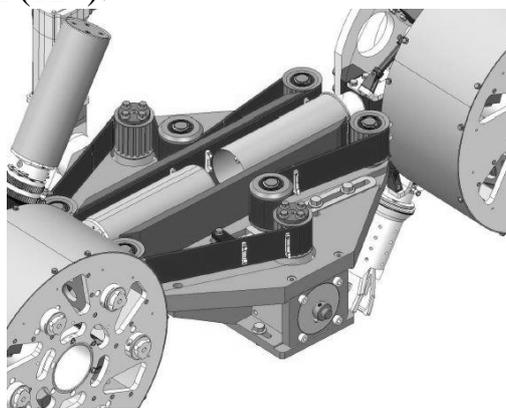


Figura 2.28. Vista 3D

Il tenditore della cinghia(129) consente una sostituzione rapida della stessa: questo agevola le operazioni di cambio formato che consiste nella sostituzione della cinghia e nella regolazione della larghezza del gruppo (122).

La confezione giunta sul fuso della ruota due (L) viene trattenuta attraverso il colletto da un morsetto pneumatico (265); tale attuazione, che è simultanea all'apertura dei petali (263) che agevolano la formatura del fondo del pacchetto, è realizzata da un cilindro pneumatico (270)

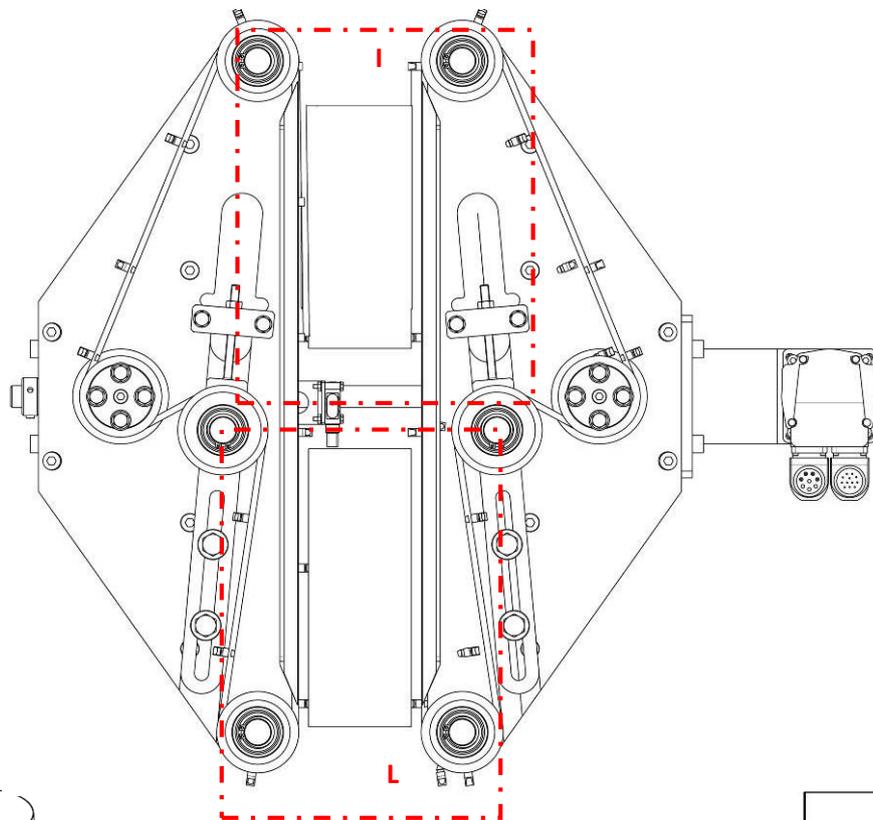
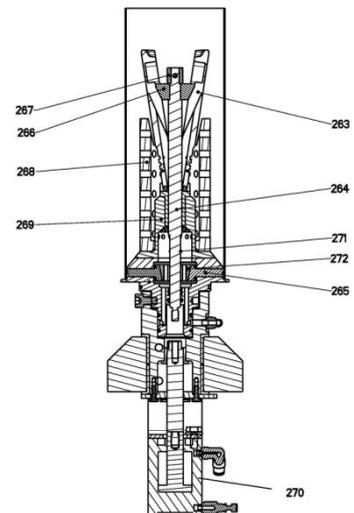
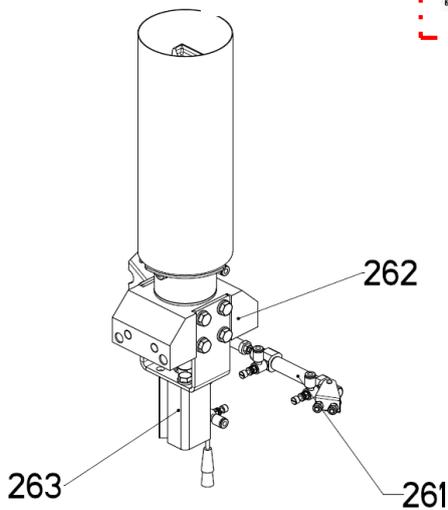


Figura 2.29. Vista dall'alto  
Figura 2.30. Dettagli dei fusi



## 2.8 GRUPPO 6 – SECONDA STAZIONE ROTANTE

Sulla seconda ruota vengono svolte nell'ordine le operazioni:

- di saldatura del fondo del pacchetto;
- di piegatura del fondo;
- di formatura per gonfiaggio (Macroshaping);
- di espulsione pacchetto.

La ruota è composta da un asse (111) motorizzato da un motoriduttore brushless (110), su cui è montata una giostra (113). Sulla giostra sono poi installati i 6 fusi (114).

Le utenze elettriche e pneumatiche posizionate sulla ruota 2 sono alimentate attraverso un giunto rotante (112).

I 6 fusi presenti sono gestiti a formato, e vanno sostituiti in funzione del diametro e dell'altezza della confezione.

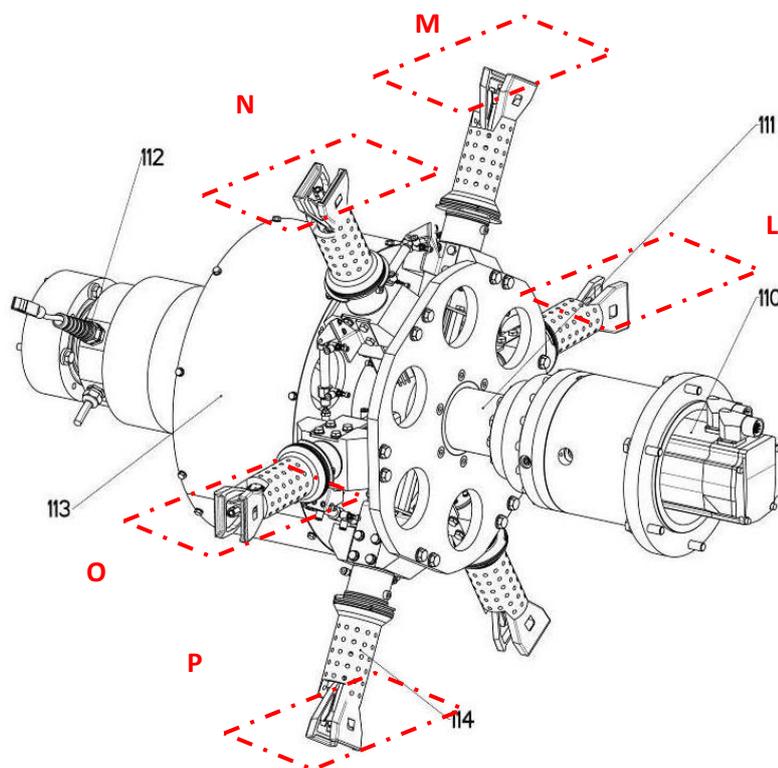
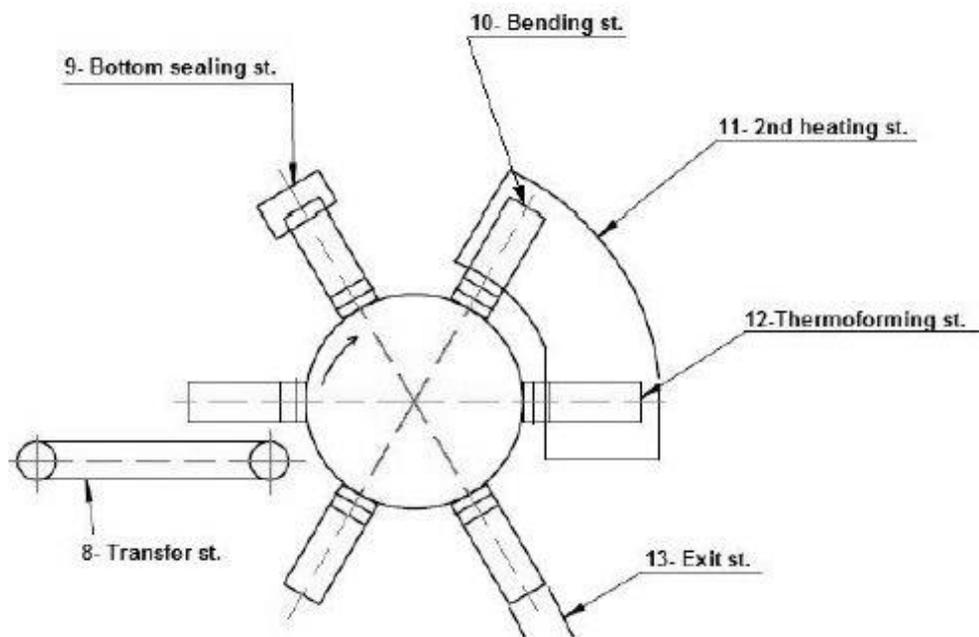
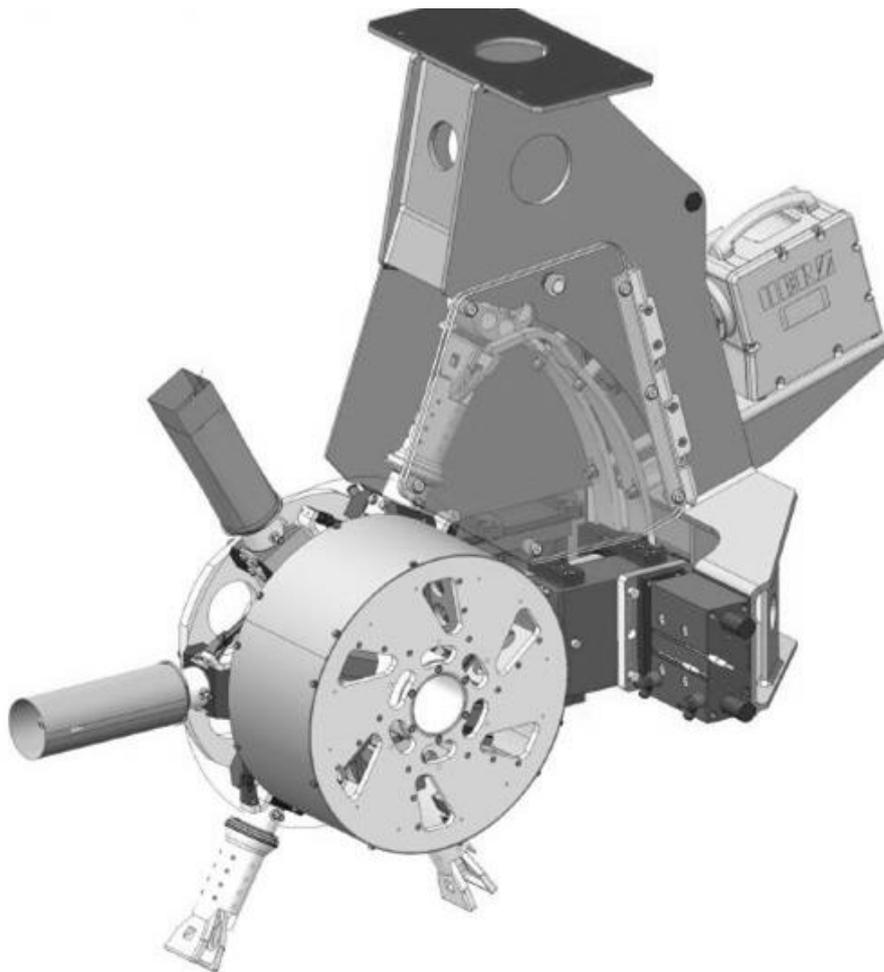


Figura 2.31



**Figura 2.32. Schema della seconda stazione rotante**



**Figura 2.33. Vista 3D della seconda stazione rotante**

## 2.8.1 Stazione di Saldatura Fondo M

La prima operazione che viene effettuata sulla Ruota 2 avviene nella stazione (M).

Il fuso, dopo una rotazione di 45°, raggiunge questa stazione dove viene saldato il fondo della confezione: questa saldatura longitudinale viene realizzata grazie all'azione simultanea di un sonotrodo ad ultrasuoni (202) e di un contrasto (207). Il contrasto viene azionato da un cilindro pneumatico (201), mentre il saldatore è montato su una guida a rulli (203) e viene anch'esso azionato da un cilindro pneumatico (206).

Il raffreddamento (205) migliora l'efficienza della saldatura, soffiando aria ad alta pressione direttamente nella zona di contatto.

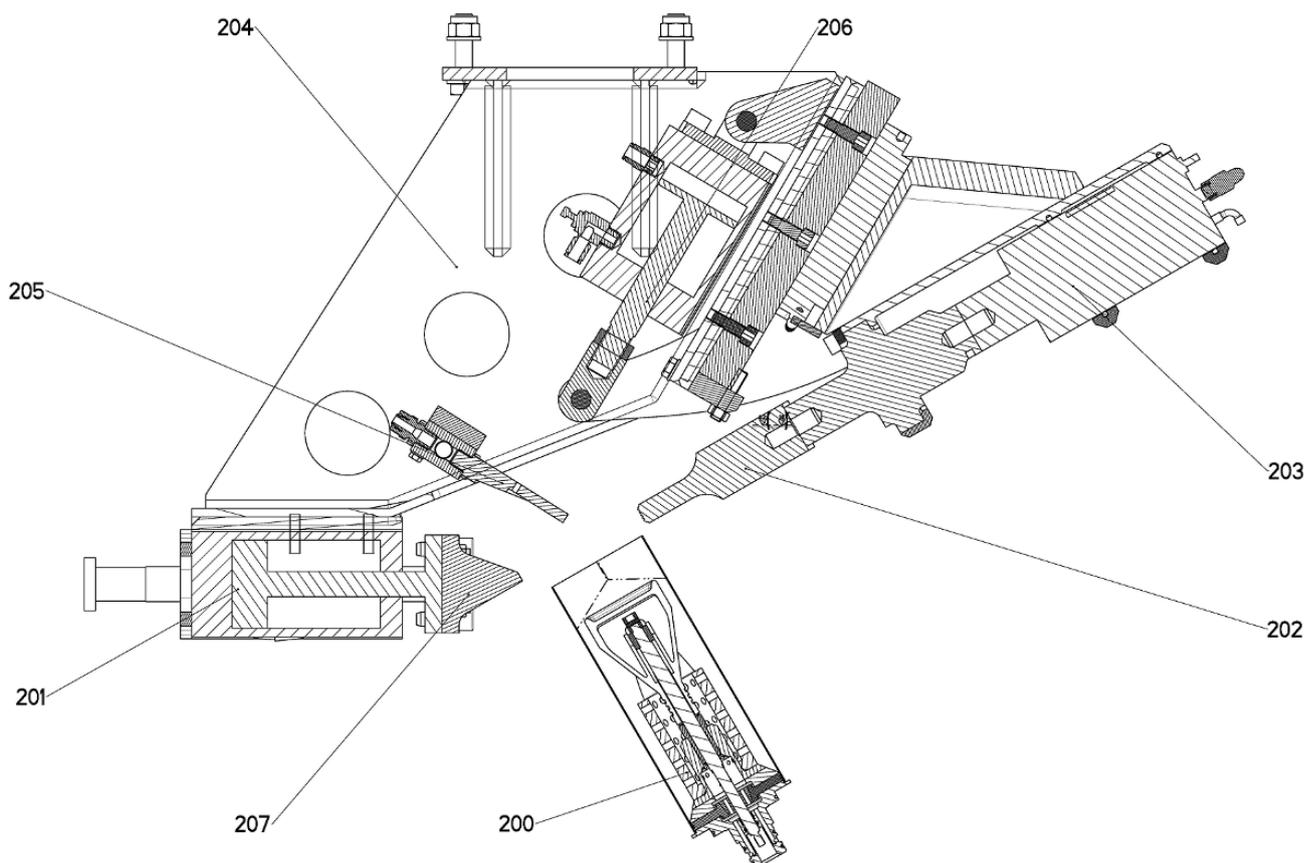


Figura 2.34



**Figura 2.35. Pacchetti dopo la stazione di saldatura del fondo**

## 2.8.2 Stazione di Piegatura Fondo N

Nella stazione (N) viene piegato il fondo della confezione in maniera prismatica (a forma quadrata).

Per fare tale operazione intervengono un rullo (210) e delle guide (211) che durante la rotazione della ruota 2 fanno ripiegare la carta fra la stazione (N) e la (O).

Questa operazione è agevolata dalle crease-line, stampate nella stazione microshaping (C), che identificano le linee attorno a cui la carta viene piegata.

Per favorire la malleabilità della carta, è presente un riscaldatore ad aria calda (212) che mantiene l'intera camera di piegatura ad una temperatura fra i 60° e gli 80°.

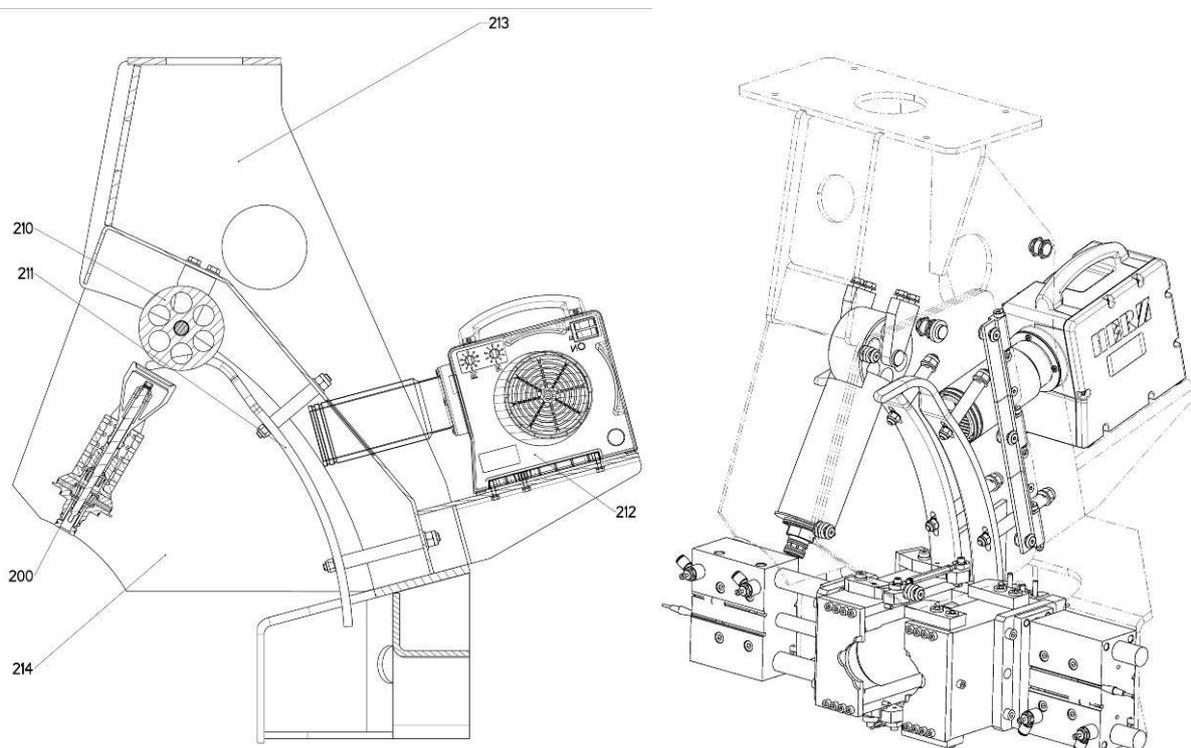


Figura 2.36

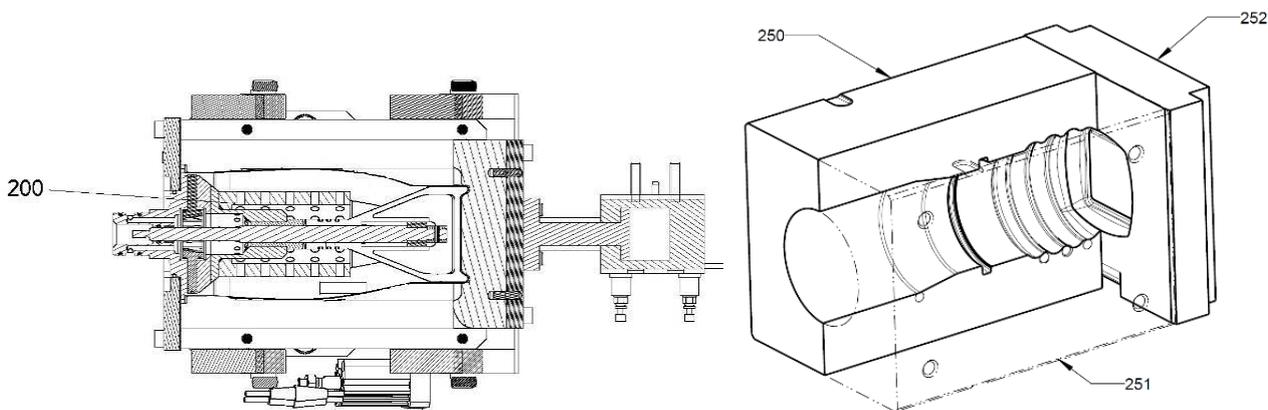
### 2.8.3 Stazione di MacroShaping O

Conclusa l'operazione di piegatura del fondo, la confezione giunge alla stazione di Macroshaping (O).

Due stampi laterali (250, 251) e uno stampo superiore per il fondo (252) si chiudono attorno alla confezione in maniera ermetica.

Un getto di aria in pressione (6-8 bar) gonfia la confezione fino a far aderire la carta alle pareti degli stampi, conferendo alla confezione il design voluto.

Tale operazione è in grado di creare forme più pronunciate rispetto al microshaping descritto nei capitoli precedenti.



**Figura 2.37. Sezione degli stampi per la creazione dei Macroshaping**

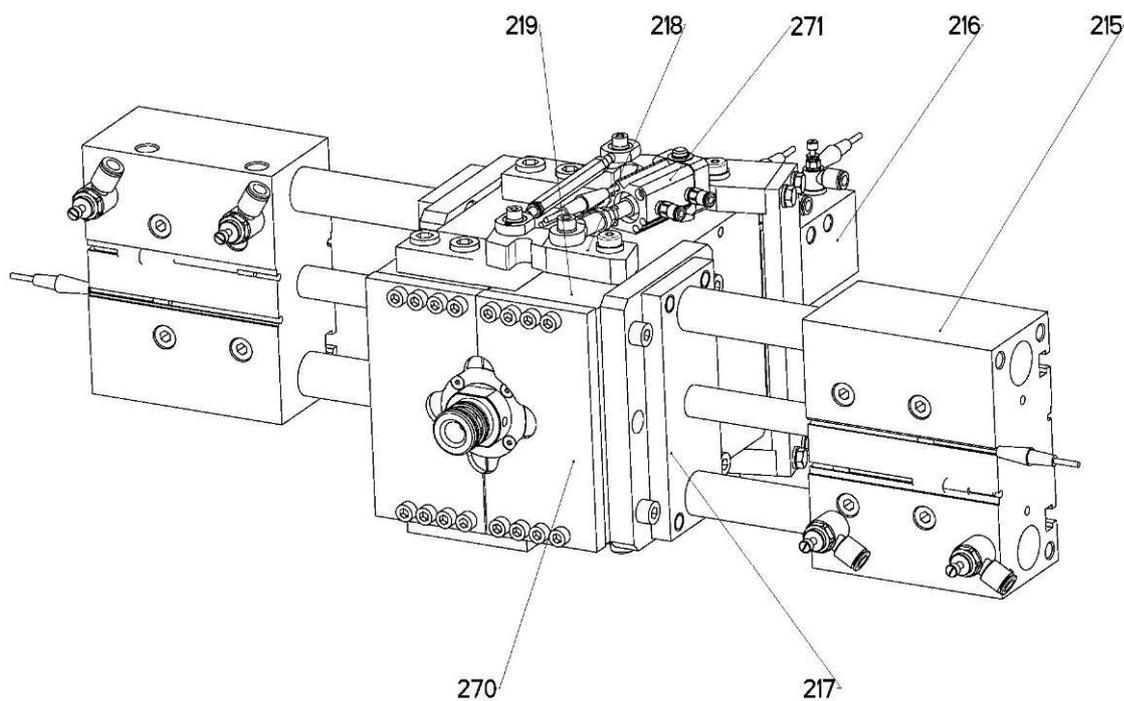
Lo stampo per il fondo, inoltre, conferisce alla confezione una particolare sagoma quadrata rientrante (5 mm) tipica di tutti i pacchetti creati con la presente apparecchiatura.



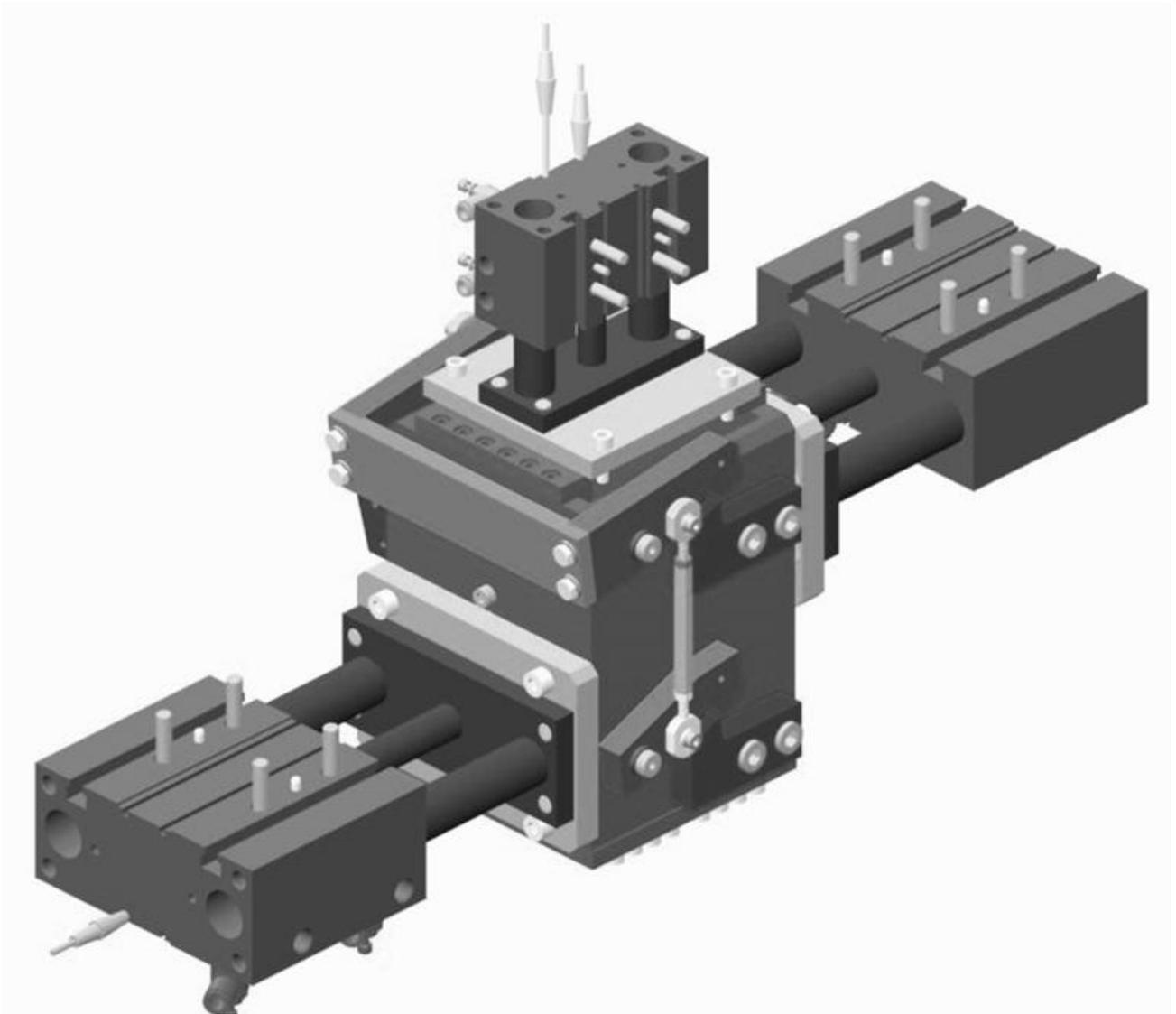
**Figura 2.38. Esempi di confezione finite dopo la gonfiatura.**

In sequenza le operazioni che si susseguono in questa stazione sono:

- lo stampo del fondo (252) avanza movimentato da un cilindro pneumatico (216);
- i due semi-stampi si chiudono andando a far tenuta sul colletto e agganciandosi allo stampo del fondo.
- un sistema di bloccaggio pneumatico, blocca meccanicamente gli stampi evitando l'apertura durante il gonfiaggio (271).
- viene soffiata aria ad alta pressione all'interno del fuso e la confezione prende la forma desiderata.
- Gli stampi si riaprono e la confezione passa alla stazione (P)



**Figura 2.39**



**Figura 2.40**

## 2.9 GRUPPO 7 – STAZIONE DI USCITA e Stazione di Uscita O

Nella stazione di uscita (O) la confezione viene svincolata dal fuso e mandata verso la Stazione del fuso

Dopo aver raggiunto la corretta posizione il fuso chiude i petali e le piastine che bloccano la confezione al mandrino.

Un getto d'aria spinge la confezione all'interno di un imbuto (225) che la trasporta fin sul nastro di trasporto di uscita (224).

Uno sportello pneumatico (226) regola l'uscita, evitando impuntamenti e/o ribaltamenti della confezione. La movimentazione del nastro avviene con un motoriduttore asincrono (221).

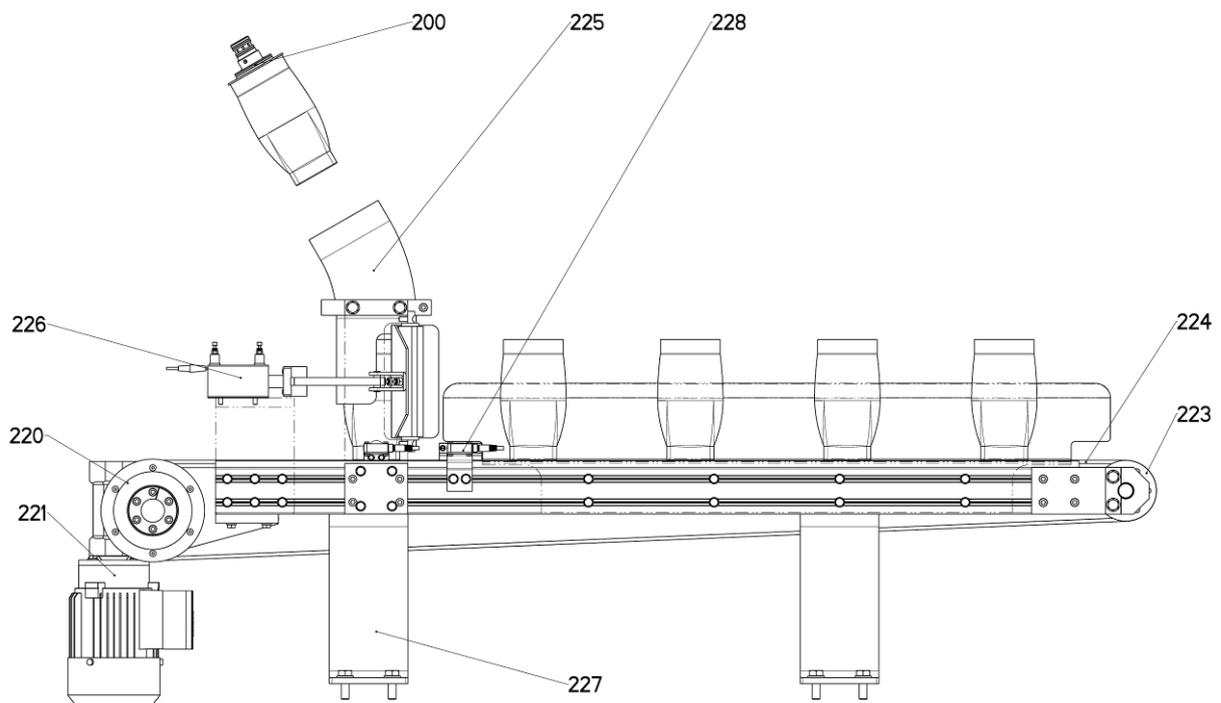


Figura 2.41

## 2.10 GRUPPO 9 – TELAIO E PANNELLO ELETTRICO

Il telaio esterno che ricopre la macchina è formato da una struttura in acciaio, e delle protezioni a soffietto che si possono aprire e chiudere per permettere una facile manutenzione.

Si appoggia a terra su otto piedini che permettono di isolarla dal terreno.

Infine il pannello elettrico, che durante il funzionamento della macchina si trova su uno dei due lati lunghi, è pensato per poter essere movimentato e portato davanti alla macchina, ruotandolo di 90°, come se fosse una porta scorrevole che ne chiude l'ingresso.

Questo permette di facilitare il trasporto della macchina, diminuendone la larghezza e quindi gli ingombri.

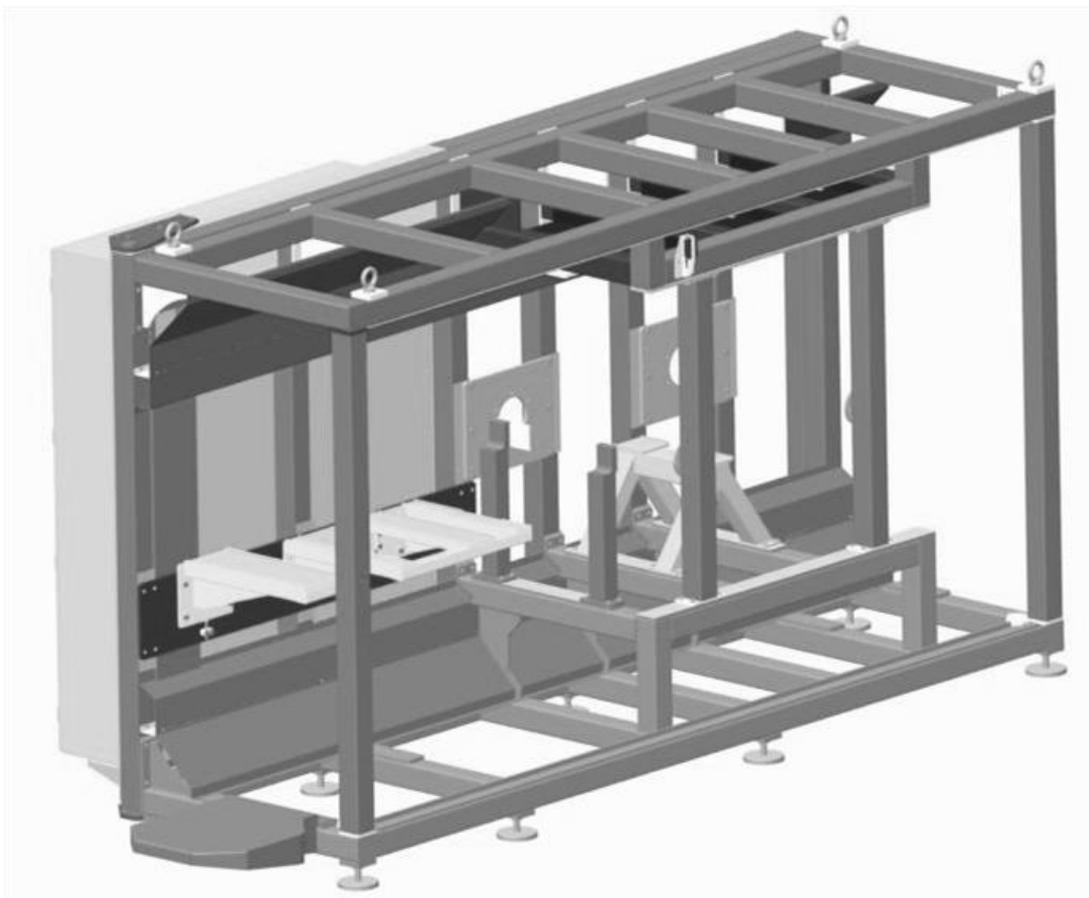


Figura 2.42

## 2.11 TIPOLOGIE DI PRODOTTI

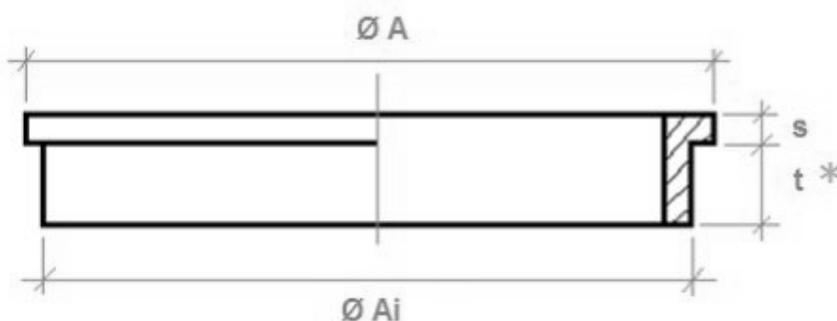
Prima di andare a vedere una serie di prodotti che possono offrire diverse soluzioni commerciali per dimensioni e per la tipologia di prodotto per il quale si vogliono sfruttare, c'è la possibilità di fare una prima distinzione: si hanno tre tipi di confezioni, che presentano diametri diversi:

- 44 mm    - 56 mm    - 76mm

**kage is thermoformed shaped and the bottom is shaped**

	Max	Min	Max	Min	Max	Min
Ext Diameter [mm]	76		56		44	
Height [mm]	170	130	160	110	160	75
Capacity [lt]	1	0,75	0,5	0,35	0,25	0,12

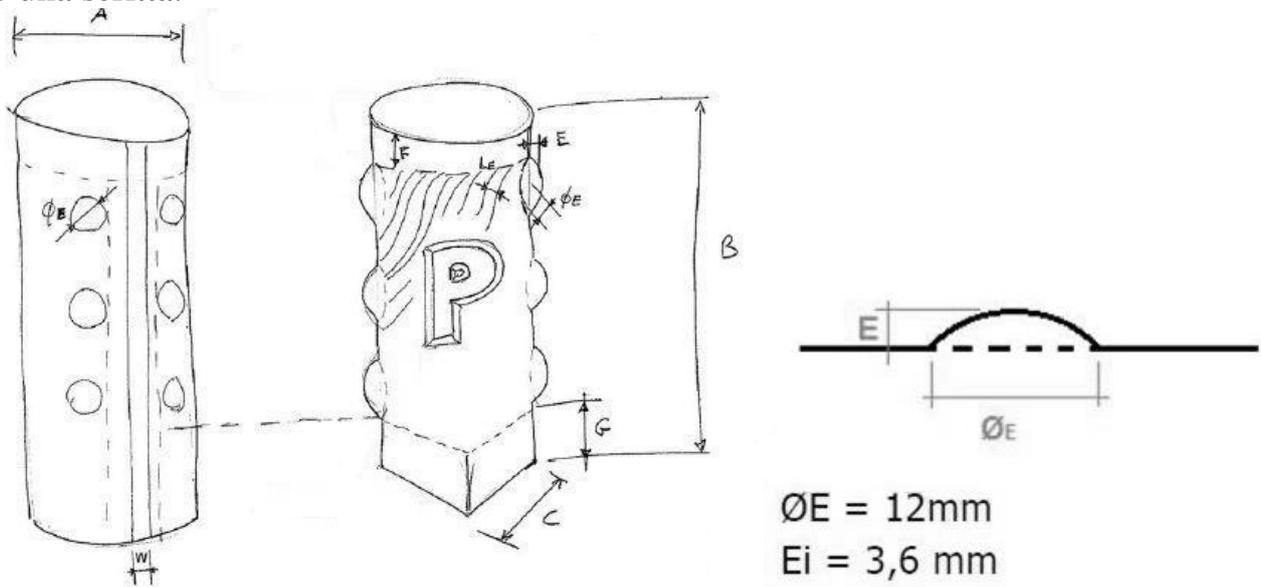
I diametri appena descritti vanno ad influenzare anche le dimensioni dei colletti di plastica.



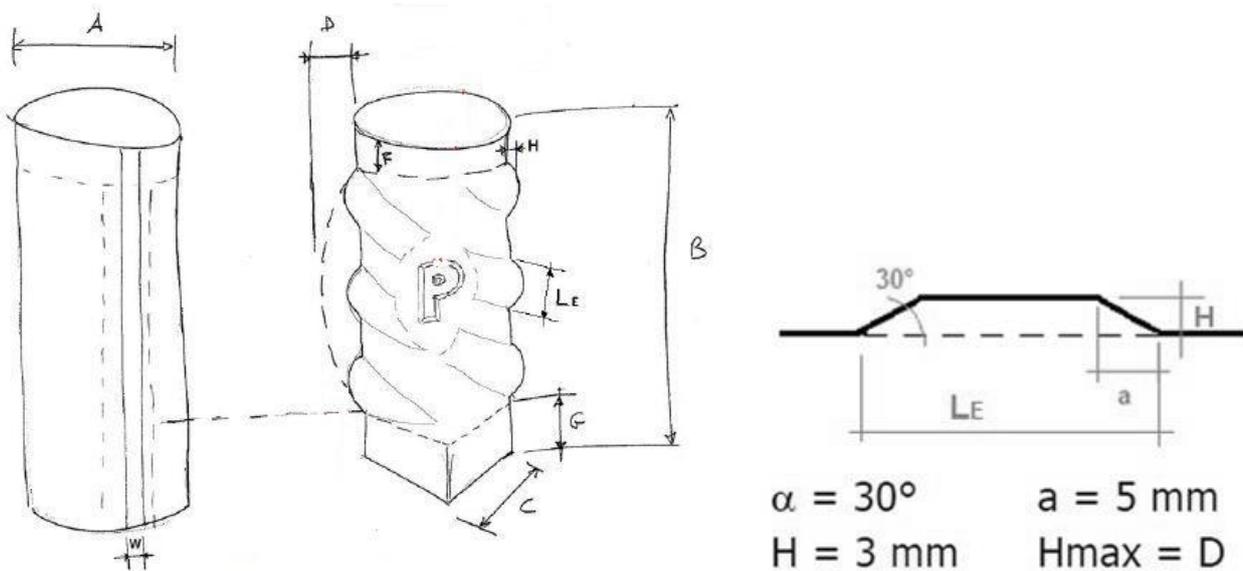
	min/max	min/max	min/max
Ø A	46	58	78
Ø Ai	<b>44</b>	<b>56</b>	<b>76</b>
s	2	2	2
t	6	6/8	8

Le *Microshape* e le *Macroshape* devono avere delle dimensioni precise, dipendono sicuramente dalla tipologia della forma che si vuole realizzare e anche dal tipo di

laminato che si ha a disposizione. In questa maniera può essere anche inserito un logo o una scritta.



	min	max	min	max	min	max
A	44		56		76	
B	75	160	110	160	130	170
C	35	35	44	44	60	60
E	$E \approx 0,28 * \text{Ø}_E$		$E \approx 0,28 * \text{Ø}_E$		$E \approx 0,28 * \text{Ø}_E$	
F1	16		20		20	
G1	5		5		5	
W	6	8	8	8	8	8



	min	max	min	max	min	max
A	Ø 44		56		76	
B	75	160	110	160	130	170
C	35	35	44	44	60	60
D	Ø 49		Ø 62		Ø 84	
F2	8		10		10	
G2	10		10		10	
H	H≈0,6*a		H≈0,6*a		H≈0,6*a	
W	6	8	8	8	8	8

Dopo aver definito le dimensioni principali, si può fare qualche esempio di prodotto finito:

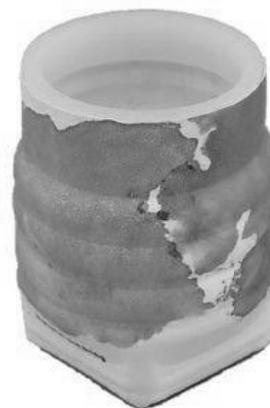
Shape/Drawing no.	O5
Type/Name	"Conical upwards"
Size	Diam 56 x h 145 mm
Container composition	plastic ring + folded bottom
Microforming (embossing)	Wafer pattern
Macroforming (compr air)	None
Other forming	Spare plain area for "F" print
Material type	"B": FFC1S 166g/PE 20-30g/FF 150g/PE 20-30g
Print color	Blue and Yellow + Black text
Slogan/Motto	"Creativity through Technology"
Lid/oblat	Diam 56+ mm,
Graphic design	



Shape/Drawing no.	O3b
Type/Name	"Bubbles" slim
Size	Diam 44 x h 146 mm
Container composition	plastic ring + folded bottom
Microforming (embossing)	Bubbles
Macroforming (compr air)	None
Other forming	Spare plain area for "F" print
Material type	"B": FFC1S 166g/PE 20-30g/FF 150g/PE 20-30g
Print color	Blue and Yellow + Black text
Slogan/Motto	"Creativity through Technology"
Lid/oblat	Diam 44 mm,
Graphic design	



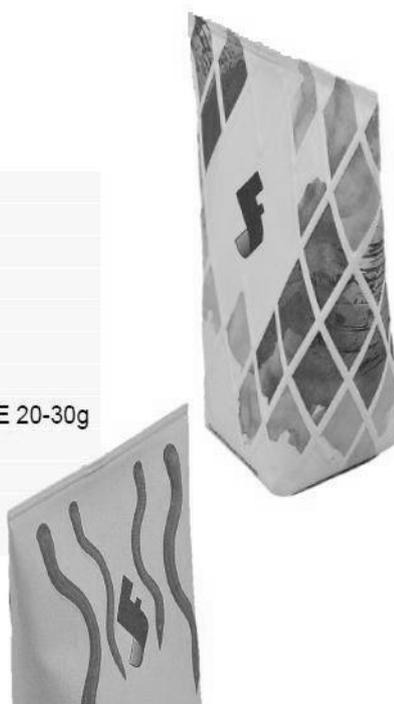
Shape/Drawing no.	O1b
Type/Name	"Chewing gum" container
Size	Diam 56 x h 75 mm
Container composition	plastic ring + folded bottom
Microforming (embossing)	None
Macroforming (compr air)	Body with "rings"
Other forming	
Material type	"A": FFC1S 166g/PE 20-30g/FF 100g/PE 20-30g
Print color	Green and Red + Black text
Slogan/Motto	"Natural Forming"
Lid/oblat	Diam 56+ mm,
Graphic design	



Shape/Drawing no.	O1a
Type/Name	"Michelin"
Size	Diam 56 x h 145 mm
Container composition	plastic ring + folded bottom
Microforming (embossing)	None
Macroforming (compr air)	Body with "rings"
Other forming	Spare plain area for "Logo" printed
Material type	"A": FFC1S 166g/PE 20-30g/FF 100g/PE 20-30g
Print color	Green and Red + Black text
Slogan/Motto	"Natural Forming"
Lid/oblat	Diam 56+ mm,
Graphic design	



Shape/Drawing no.	O6
Type/Name	"4F"
Size	W x h 155 mm
Container composition	folded + sealed bottom
Microforming (embossing)	Wafer pattern
Macroforming (compr air)	None
Other forming	Spare plain area for "F" print
Material type	"B": FFC1S 166g/PE 20-30g/FF 150g/PE 20-30g
Print color	Green and Red + Black text
Slogan/Motto	"Creativity through Technology"
Lid/oblat	None
Graphic design	



## CAP 3. PROGETTAZIONE DEL SISTEMA DI AFFERRAGGIO

Innestati sulla stazione rotante 2, descritta nel capitolo precedente, si trovano dei mandrini pensati e progettati per ottimizzare l'ultima fase del processo di produzione dei pacchetti.



Figura 3.1. Fuso in fase di bloccaggio del pacchetto conico Ø44- Ø76

Il fuso (Figura 3.1) svolge essenzialmente quattro funzioni:

- 1) Bloccare il cilindro per permettere le lavorazioni di formatura della confezione.
- 2) Fungere da condotto e diffusore per aria ad alta pressione al fine di compiere l'operazione di soffiaggio.
- 3) Aiutare lo stampo a definire la forma particolare che vogliamo dare al fondo.
- 4) Impedire alla carta di afflosciarsi una volta finita la fase di soffiaggio.

Prima di incominciare la fase di progettazione, si sono presi in considerazione alcuni aspetti ritenuti fondamentali al fine di ottimizzare la funzionalità sia del fuso che della macchina automatica.

- Intercambiabilità del fuso: è importante che la parte inferiore dell'innesto sia identica per tutte le dimensioni che si desidera creare.

Come è ovvio pensare, questa soluzione permette di modificare velocemente il formato della produzione, potendo passare da una misura di confezione ad un'altra; semplifica e velocizza, inoltre, la possibilità di manutenzione della macchina;

- Attenzione alle dimensioni: il formato della confezione utilizzato in questo studio è quello conico, con la parte superiore (aperta) circolare ( $\text{Ø} 46$ ) e quella inferiore (chiusa) quadrata ( $\text{Ø}76$ ). (Figura 3.2)

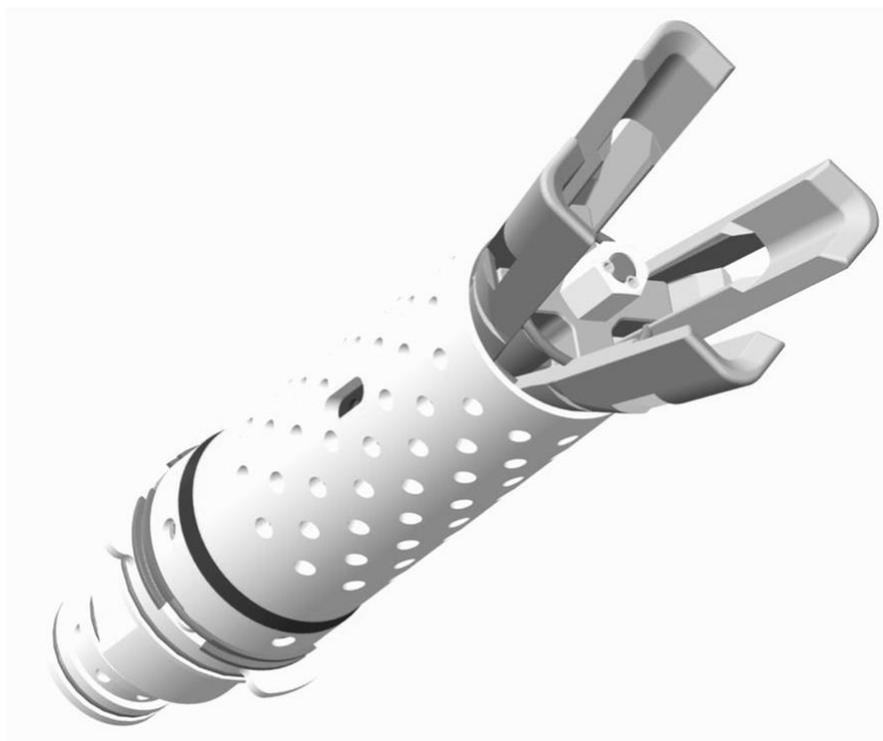
Le dimensioni di questo pacchetto, rispetto ai modelli cilindrici che presentano un diametro costante, portano una serie di difficoltà progettuali di cui tenere conto.



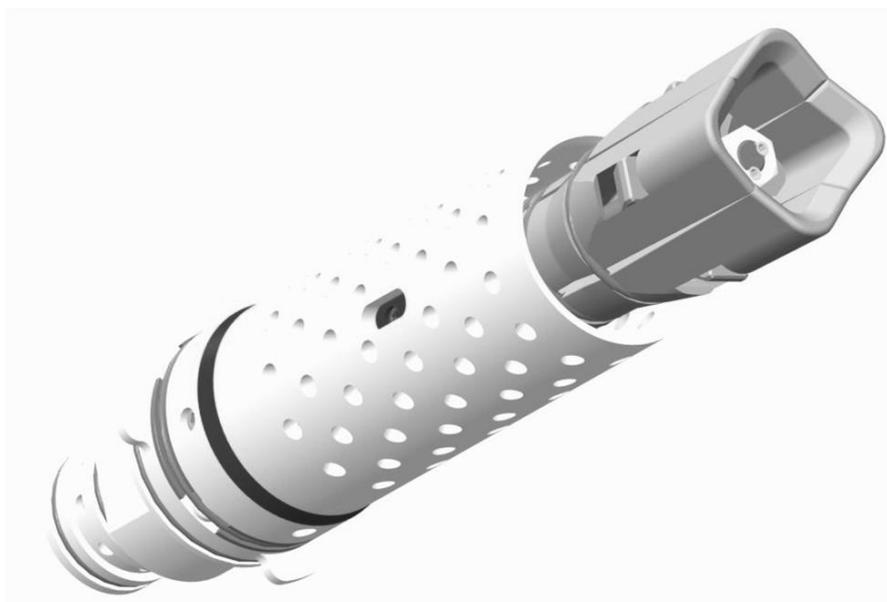
**Figura 3.3. Confezione conico**

- Conoscere la posizione che i petali andranno ad assumere dopo il montaggio: la posizione dei petali deve essere verificata in modo tale da farli coincidere con gli spigoli della confezione. Vedremo come questo abbia influenzato alcune scelte progettuali.

Nelle 2 figure sotto si mettono in mostra le due situazioni in cui è possibile trovare il sistema: Aperto e Chiuso (figura 3.3)



**Figura 3.3a. Sistema aperto in fase di afferraggio**



**Figura 3.3b. Sistema chiuso in fase di riposo**

### 3.1 STUDIO DEI COMPONENTI

Il sistema di afferraggio in esame è formato da 10 componenti distinti, collegati tra loro meccanicamente attraverso viti, grani, spallamenti, seeger, ecc.

Verrà descritto il montaggio e l'ordine con cui si deve procedere per unire correttamente gli elementi progettati; verrà infine data una rapida occhiata ai commerciali che sono stati utilizzati.

Lo studio è partito prendendo come esempio il sistema di afferraggio progettato e utilizzato per la produzione di confezioni con un formato di diametro  $\varnothing 56$ .

Sarà possibile spiegare e motivare le modifiche fatte sui componenti per passare da un formato all'altro e i possibili accorgimenti che portano miglioramenti in entrambe le soluzioni.

- 1) Innesto
- 2) Piastre di afferraggio
- 3) Distanziale
- 4) Pre-diffusore
- 5) Boccola di sostegno petali
- 6) Petali
- 7) Diffusore
- 8) Albero
- 9) Cuneo apertura piastra inferiore
- 10) Cuneo apertura petali

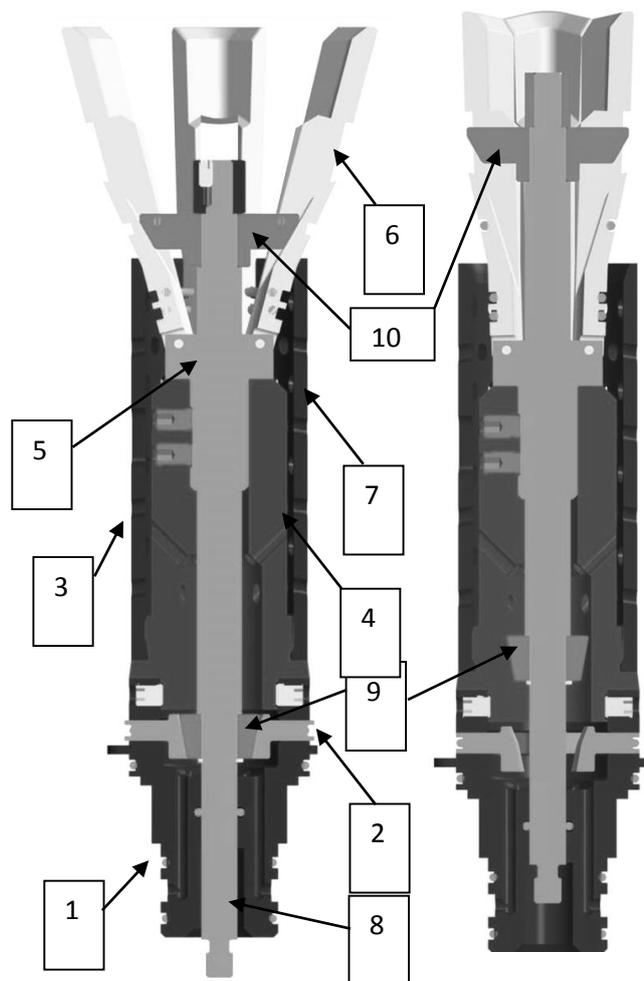


Figura 3.4 Sezione Fase Aperta      Figura 3.5 Sezione Fase Chiusa

## 3.2 FUNZIONAMENTO DEL SISTEMA DI AFFERRAGGIO

Il funzionamento del sistema di afferraggio è molto semplice e avviene meccanicamente attraverso la traslazione assiale di un albero (8) che muove due cunei (9,10); quest'ultimi sono solidali all'albero stesso e ne seguono il movimento.

La distanza che percorrono è pari alla corsa del cilindro (20 mm).

Questa movimentazione permette l'apertura e la chiusura (fig.4 e fig.5) dei componenti che hanno la funzione di bloccare la confezione: le piastre di afferraggio e i petali.

Come spiegheremo in seguito, il sistema di afferraggio è agganciato alla seconda stazione rotante tramite l'innesto che è inserito in un apposito vano e bloccato da un grano.

Una volta inserita la carta sopra al nostro fuso, saldata longitudinalmente e sul colletto nella stazione precedente, viene azionato un cilindro a doppio effetto e stelo semplice (serie CQ2) che movimentata l'albero all'interno dell'afferraggio.

Il cilindro produce una corsa di 20 mm richiamando verso di sé i due perni, attraverso il movimento dell'albero.

Il primo apre la piastra di afferraggio inferiore, aumentando il diametro esterno di 2 mm e permettendo all'O-Ring di entrare in contatto con la carta.

Il secondo, superiore, apre i petali di  $13,8^\circ$  gradi portandoli a contatto con la carta, nel punto in cui avviene la piegatura e la chiusura della base.

Dopo aver chiuso il fondo del pacchetto nella stazione di saldatura M e aver chiuso lo stampo attorno alla confezione O, inizia la fase di soffiaggio. L'aria entra dai fori posizionati sull'innesto e viene portata verso l'alto dagli appositi canali; passa dentro il cuneo inferiore attraverso dei fori, entra nel pre-diffusore ed esce per essere distribuita ed accelerata dal diffusore.

Conclusa la fase di soffiaggio, lo stampo si apre e il cilindro riporta il sistema di afferraggio alle condizioni iniziali, andando a chiudere le piastre ed i petali, lasciando libero il prodotto finito.

Una seconda ondata di aria, che compie lo stesso percorso della precedente, spinge la confezione verso la stazione successiva, liberando il fuso, ora nuovamente pronto per ricevere un nuovo pacchetto da formare.

### 3.3 INNESTO

Il pezzo da cui è partita la progettazione e dal quale si inizia per spiegare il funzionamento di tutto il sistema è, assieme al petalo (descritto nel paragrafo 3.8), un elemento fondamentale del sistema di afferraggio: l'innesto.

La sua progettazione va infatti a condizionare molte delle scelte che sono state fatte in seguito sugli altri elementi e, cosa ancora più importante da tenere in considerazione, risponde ad uno degli obiettivi che ci è dati fin all'inizio del lavoro: mantenere la parte inferiore del sistema identica a quella degli altri modelli, in maniera tale da poter modificare o sostituire solo una parte del mandrino in caso di modifica del formato della confezione.

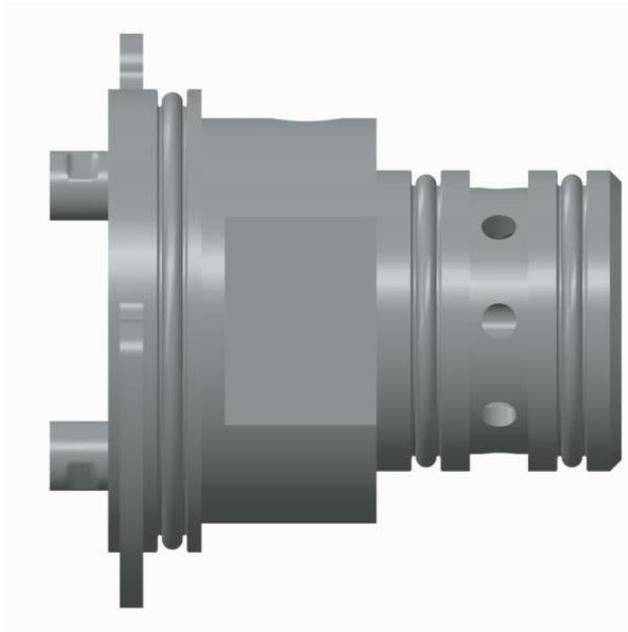


**Figura 3.6. Vista Iso dell'innesto.**

Come accennato in precedenza, l'innesto va inserito radialmente all'interno della seconda stazione rotante, nell'apposito spazio, dopo aver assemblato l'intero fuso.

I due svasamenti laterali (figura 3.6 e 3.7) hanno la funzione di direzionare l'inserimento del fuso e di farselo nella giusta posizione; successivamente un grano di diametro  $\varnothing 6$ , avvitato nella sede della "ruota" andrà a bloccare il tutto, inserendosi nel foro che si trova su una delle due facce laterali (fig. 8), impedendo al pezzo di

sfilarsi o ruotare. L'innesto si appoggia nel vano della ruota sul secondo spallamento che incontriamo più visibile in figura 10.

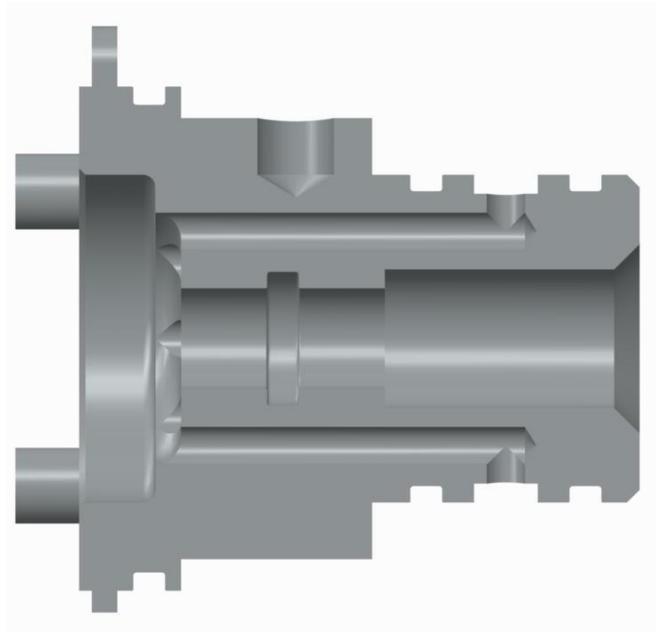


**Fig 3.7. Vista laterale**

Le due guarnizioni più piccole che si vedono sulla parte inferiore dell'innesto hanno lo scopo di limitare le perdite di aria che si potrebbero avere durante la fase di soffiaggio; il flusso d'aria ad alta pressione, che stampa la confezione e la fa uscire dal gruppo, entra nel fuso attraverso 8 fori che si trovano fra i due O-Ring.

Il percorso dell'aria compie un angolo retto ed esce superiormente dagli otto fori che possiamo vedere in figura 3.9 (il percorso dell'aria è ben visibile in figura 3.8).

Guardando sempre la figura 3.8 troviamo altri fori: il centrale più grande è quello in cui viene inserito l'albero, mentre i 4 più esterni inseriti all'interno di altrettanti distanziali sono filettati (M4, passo grosso) e servono per unire l'innesto al resto della struttura, nello specifico al distanziale che vedremo in seguito. Dalla sezione (figura 3.7) vediamo anche il vano per una guarnizione che impedisce all'aria di passare dal foro dell'albero e tornare indietro.



**Fig 3.8. Sezione Vista laterale**

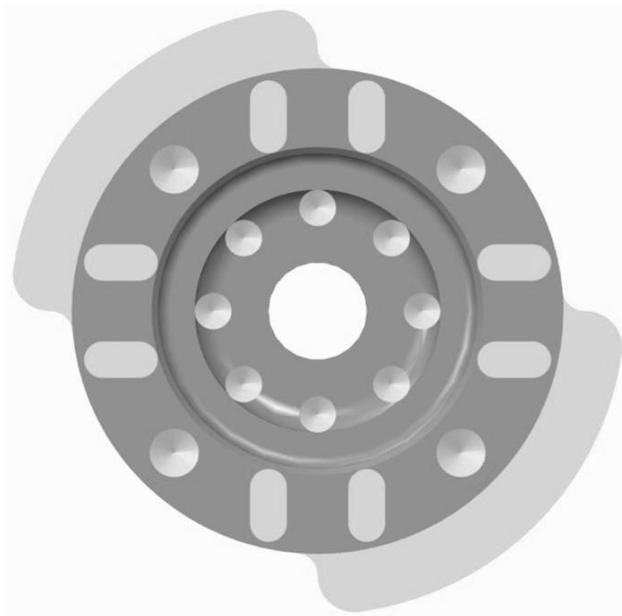
Tornando alla figura 3.7, vediamo essere presente una terza guarnizione di diametro maggiore; il suo compito è lo stesso delle altre due, ma con la differenza che l'aria che deve essere contenuta è quella che ha concluso il suo percorso, si ritrova nello stampo chiuso per la fase di soffiaggio e, come è ovvio, non deve poter uscire per mantenere massima la pressione necessaria per il processo di formatura.

Le 8 asole che sono state scavate sulla faccia superiore (figura 3.6) hanno la doppia funzione di guidare le 4 piastre utili per l'afferraggio durante il loro movimento radiale e di garantire loro un fine corsa di sicurezza che impedisca la rottura della carta in caso di errore nella movimentazione del meccanismo. Troveremo le stesse asole anche sul distanziale.

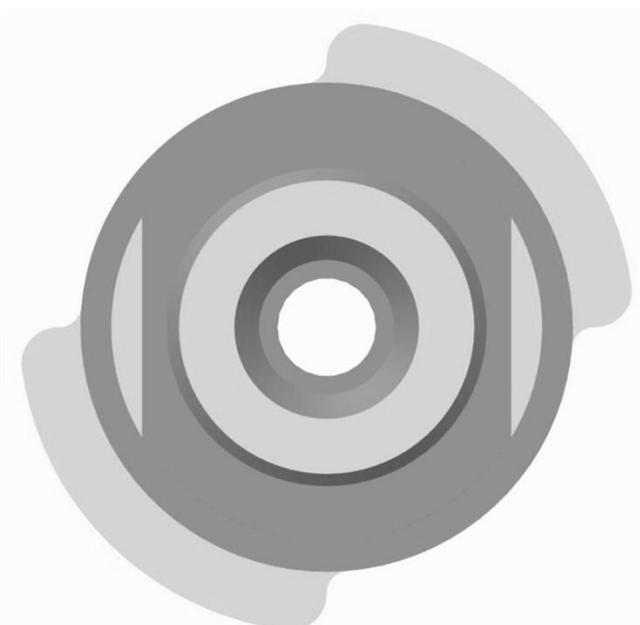
In figura 4 notiamo che i distanziali sono stati scavati lateralmente per permettere alla guarnizione di adagiarsi più comodamente nella sua sede, senza produrre protuberanze indesiderate quando siamo nella fase di chiusura del nostro sistema.

Le due alette simmetriche, che si possono vedere bene in figura 3.6 o 3.9, fungono da appoggio per il colletto e per tutto il pacchetto. La loro superficie ricopre solamente 45° dell'area disponibile per semplificare l'operazione di scarico del prodotto finito. Come già detto nel capitolo precedente, la soluzione si pensa di utilizzare è quella di produrre un getto d'aria che spinga la confezione a staccarsi ed uscire dal gruppo; se, però, ci fossero complicazioni durante le prove di verifica del funzionamento di

questo meccanismo, si è lasciata la possibilità di utilizzare due ganci che meccanicamente vadano a spingere il coltello verso la stazione successiva, prendendolo esattamente nei punti in cui abbiamo eliminato il materiale.



**Fig 3.9. Vista superiore**



**Fig 3.10. Vista inferiore**

### 3.4 PIASTRE DI AFFERRAGGIO

Le quattro piastre in figura 3.11 e 3.12 servono per bloccare la confezione all'altezza del colletto, dopo che questo è stato appoggiato sulla superficie dell'innesto.

Non ha componenti meccanici che leghino le piastre ad altri pezzi del sistema, ma sono semplicemente chiusi tra l'innesto e il distanziale.

Il loro corretto posizionamento è gestito dalle estrusioni che si trovano sulle sue superfici piane; queste protuberanze andranno a contatto con i due elementi che la chiudono: innesto e distanziale; come abbiamo visto per l'innesto e come vedremo per il distanziale, entrambi i pezzi presentano delle asole che coincidono con le estrusioni sulle superfici delle piastre.

Questi elementi sono stati creati per potersi compenetrare e garantire, oltre al posizionamento già accennato, il corretto movimento radiale dei quattro elementi durante la fase di apertura e chiusura.

Il "maschio" e la "femmina" sono stati pensati al fine di controllare con sicurezza la movimentazione delle piastre: la loro dimensione differisce di 1 mm, misura oltre la quale si andrebbe a sforzare troppo il colletto, rischiando di rompere il nostro prodotto.

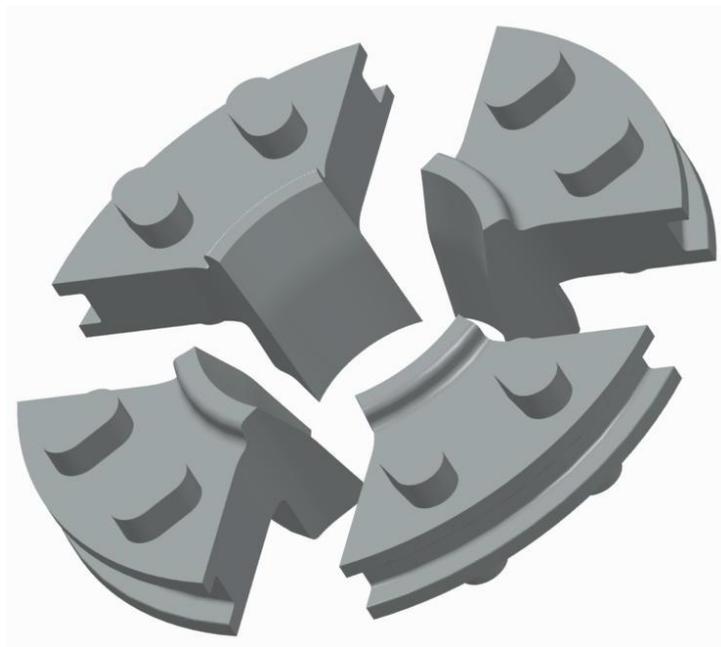
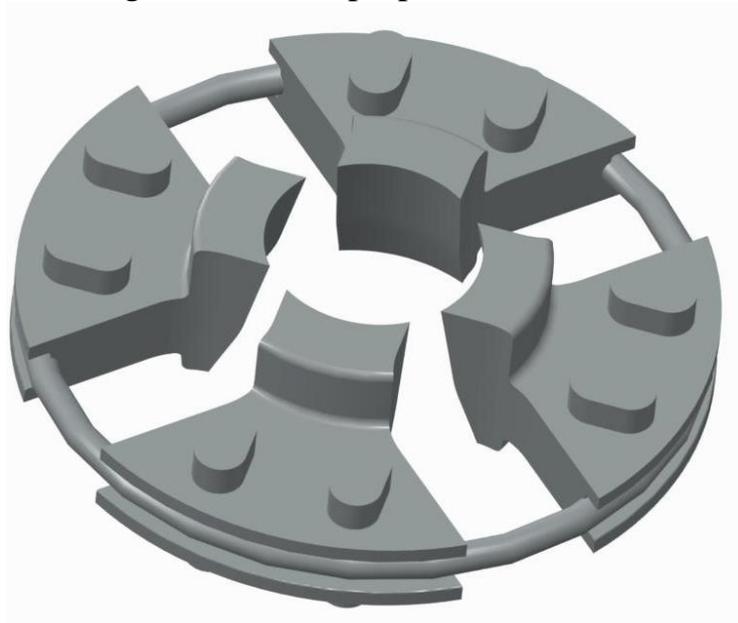


Figura 3.11. Vista Iso superiore

Come si può vedere in Figura 3.12 è presente un O-Ring; il suo scopo non è più quello di contenere le perdite di aria, come nel caso dell'innesto, ma svolge due funzioni distinte, una durante l'apertura e una durante la chiusura:

- fase di apertura: non sono le piastre ad entrare in contatto con il colletto, ma è l'O-ring stesso che svolge questo compito e garantisce la tenuta.
- fase di chiusura: l'O-ring permette alle piastre di tornare alla posizione iniziale di chiusura grazie alle sue proprietà elastiche.



**Figura 3.13. Vista Iso inferiore con O-Ring**

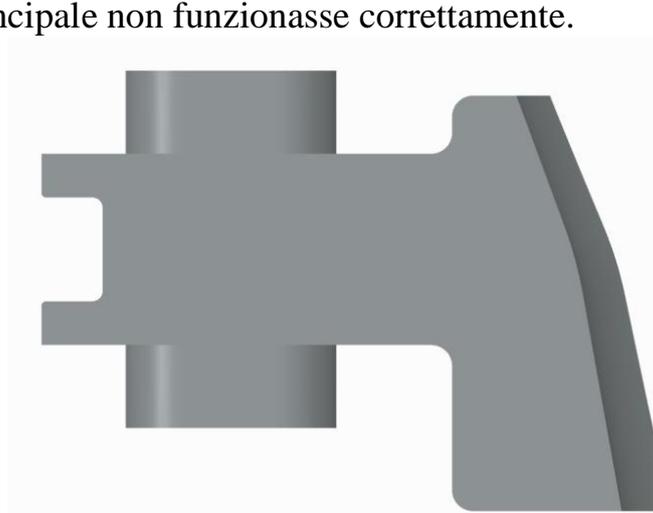
Come detto, l'azione di chiusura è garantita dall'O-ring. Le piastre, una volta conclusasi l'azione dell'albero che le mantiene aperte, tornano nella loro posizione originale grazie caratteristica di elasticità dell'anello.

L'O-Ring ha una propria sede dentro cui rimane e si adagia ben visibile nella sezione in figura 3.13.

L'apertura avviene grazie al tipo di geometria che è stato dato il profilo che si trova dalla parte opposta dell'O-Ring (Figura 3.13). Come è possibile vedere chiaramente il diametro interno della superficie superiore è maggiore di quello misurato in prossimità della superficie inferiore; andando ad inserire, dall'alto verso il basso, un

elemento cuneiforme (che vedremo in seguito), si produce un movimento radiale verso l'esterno delle piastre e quindi perpendicolare alla direzione del cuneo.

Le geometrie delle piastre e del cuneo sono studiate per permettere un movimento di 1 mm, limite massimo studiato per impedire al sistema di rompere il prodotto. La geometria delle asole funge da fine corsa di sicurezza nel caso qualcosa nella movimentazione principale non funzionasse correttamente.



**Figura 3.13. Sezione laterale**

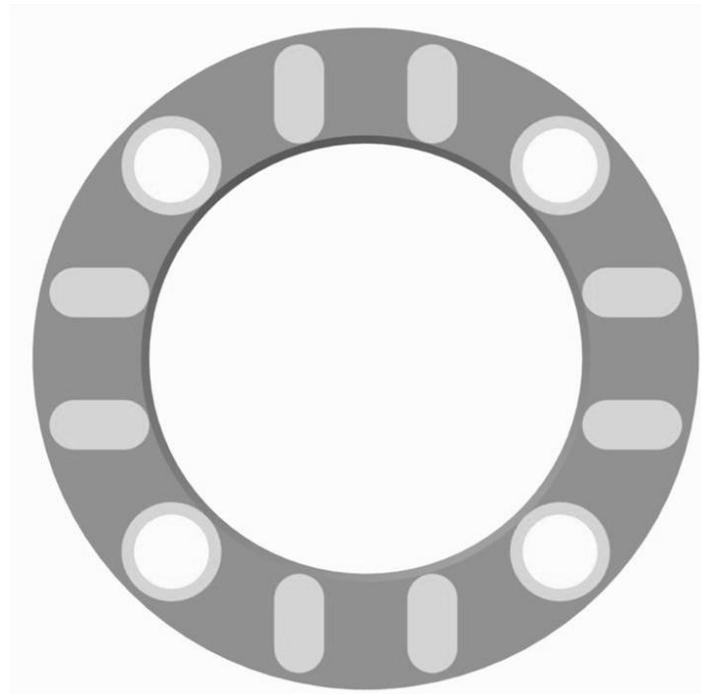
### 3.5 DISTANZIALE

Si definisce il distanziale come l'elemento centrale del sistema di afferraggio, non perché posizionato fisicamente al centro del fuso, ma perché collega la parte inferiore del sistema formata dall'innesto e le piastre di afferraggio con quella superiore formata dal diffusore, la boccola e i petali.

La superficie inferiore (figura 3.14) è quella che va a contatto con le piastre di afferraggio e le fissa nella posizione desiderata.

Come precedentemente illustrato, sono presenti la stessa tipologia di vani ad asola già incontrati nell'innesto, con stesse dimensioni e geometrie, atte ad accogliere le estrusioni presenti sulle piastre di afferraggio.

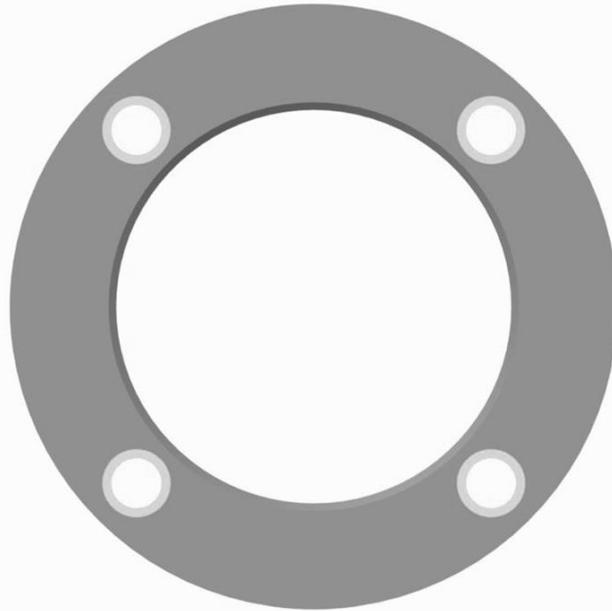
Sempre sulla superficie inferiore si possono notare altri fori circolari, dentro i quali vanno ad inserirsi i distanziali che si trovano sull'innesto; questo permette di definire con precisione lo spazio che deve esserci tra l'uno e l'altro componente e permette un facile e corretto posizionamento del distanziale, impedendone la rotazione.



**Figura 3.14. Superficie inferiore**

Sulla superficie superiore (figura 3.15) sono presenti quattro fori M4, speculari ai vani presenti per i distanziali, per permettere di fissare il distanziale all'innesto con viti a testa cilindrica.

Sulla superficie laterale (figura 3.16) sono presenti altri fori filettati M5 utili per collegare il distanziale al pre-diffusore attraverso l'utilizzo di grani.



**Figura 3.15. Superficie superiore**



**Figura 3.16. Vista Iso del distanziale**

### 3.6 PRE-DIFFUSORE

Il pre-diffusore aiuta il distanziale a fare da “collante” per tutto l’assieme; ad esso sono collegati, il distanziale stesso, il diffusore e la boccola che funge da perno per i petali.

L’aspetto appena presentato sembra irrilevante e una ripetizione del concetto precedente, ma al contrario risulta fondamentale per comprendere l’importanza che ha il posizionamento di questo componente.

L’orientamento del pre-diffusore va ad influenzare quello della boccola e di conseguenza quello dei petali, che sappiamo dover essere ben preciso per permettere il corretto funzionamento della macchina e la giusta formatura del prodotto.

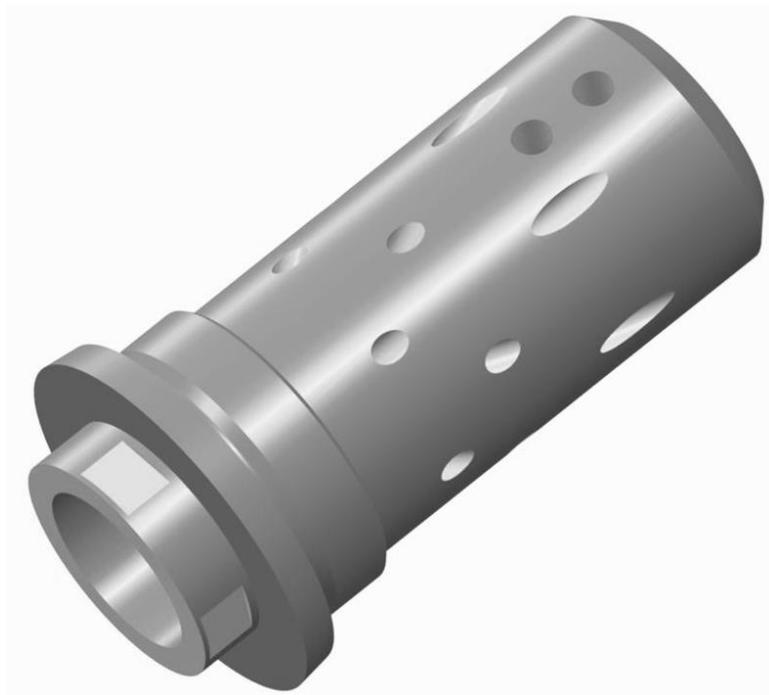


Figura 3.17. Vista iso del pre-diffusore

In figura 3.17 si vede sotto la base del componente, una estrusione cilindrica di diametro esterno minore rispetto al resto dell’elemento e con quattro sfaccettature rettangolari sulla sua superficie. Questa parte del componente è quella che permette di collegare il pre-diffusore al distanziale, inserendola all’interno del suo foro centrale. Le sfaccettature servono per creare un contatto con i grani, che avvitati sul

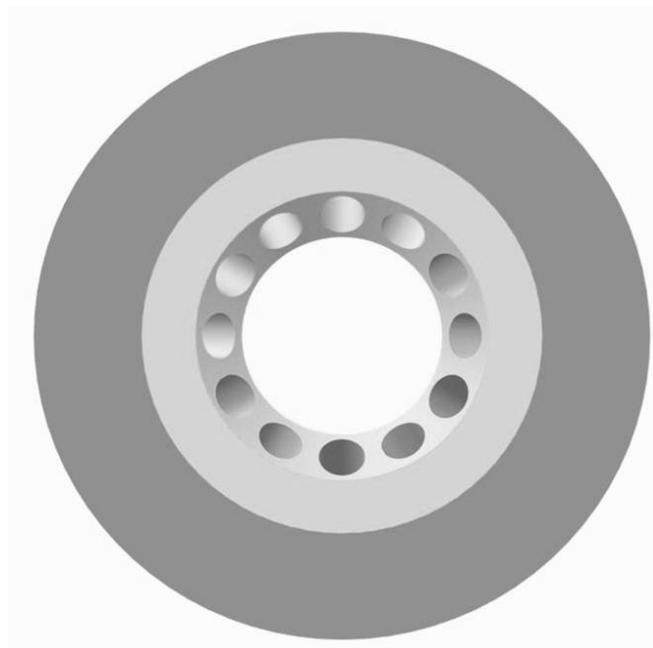
distanziale, impediscono la traslazione e la rotazione del pezzo e garantendo una perfetta fasatura del pre-diffusore.

La superficie piana si appoggerà sul distanziale.

Nella parte superiore del pezzo si trovano due fori filettati M5(visibili in sezione in figura 3.19). Su di essi vengono montati due grani utili per il bloccaggio della boccola che verrà inserita nel foro superiore dell'albero (Figura 3.20).

Il problema di fasare il componente si potrebbe ridurre al problema di fasare questi due fori. Riuscire a posizionare esattamente i vani dei due grani ci permette però di fissare esattamente anche la boccola che sostiene i petali.

Per unire il pre-diffusore e il distanziale si era pensato inizialmente ad una soluzione che comprendesse due superfici filettate e il conseguente avvvitamento del primo sul secondo. Questa idea però non sarebbe stata funzionale perché non saremmo stati in grado di definire con esattezza il posizionamento finale del pre-diffusore e di conseguenza della boccola.



**Figura 3.18. Vista superficie inferiore**

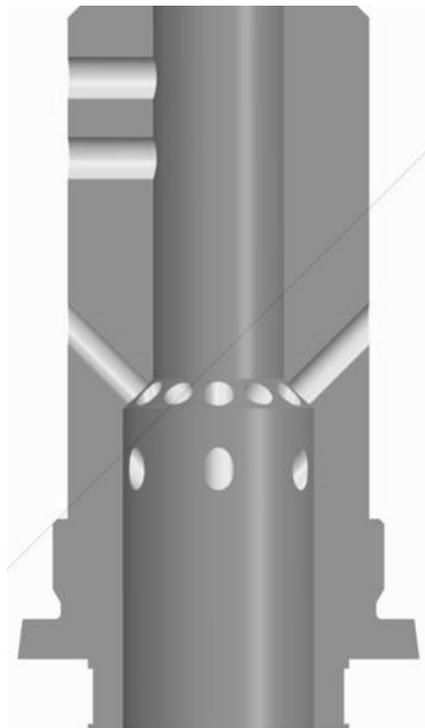
In figura 3.18 possiamo esaminare l'interno del componente.

Inizialmente il diametro interno è largo, poi si stringe. La parte più larga è necessaria per permettere il passaggio del cuneo che va ad aprire le piastre di afferraggio. Nella fase di chiusura si troverà, infatti, all'interno di questo spazio.

Non visibile in quella vista, ma nella sezione in figura 3.19 possiamo trovare una prima serie di sei fori che permetterà all'aria ad alta pressione di fuoriuscire verso il diffusore.

Sfruttando il restringimento del diametro interno abbiamo inserito altri 12 fori che dirigono l'aria in diverse direzioni diffondendola il più possibile. Non si è riuscito a forare ulteriormente il pezzo perché nella parte superiore del componente, che si vede essere più stretta, non sarebbe garantito spazio per il passaggio del flusso di aria a causa dell'inserimento dell'albero e della boccola.

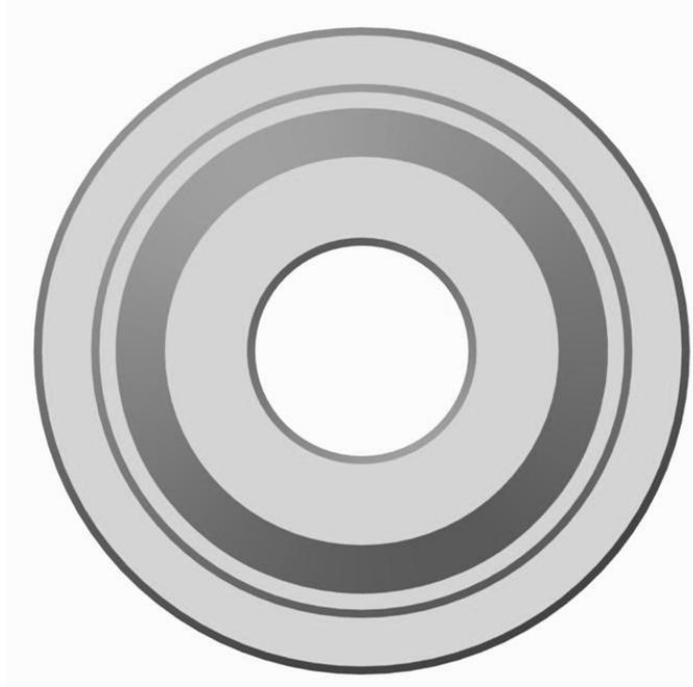
Nel progetto iniziale erano stati inseriti solamente sei fori inclinati dello stesso grado, avendone aggiunti altri con differenti altezze della sezione in uscita si tenta di migliorare la diffusione dell'aria durante lo stampaggio e di conseguenza la qualità del prodotto.



**Figura 3.19. Sezione pre-diffusore**

In figura 3.19 e 3.20 si trova la filettatura presente sopra la base del pre-diffusore. Come si vedrà in seguito quella servirà per fissare il diffusore al resto del sistema.

Anche'essa, come la modalità dei grani per unire il pre-diffusore al distanziale, è stata studiata accuratamente e scelta tra varie possibilità. È una filettatura alta 1 cm con passo fine 1mm.



**Fig 3.20. Vista superficie superiore**

### 3.7 BOCCOLA PER IL SOSTEGNO DEI PETALI

La boccola la si trova all'interno del vano posto sulla superficie superiore del pre-diffusore.

Il suo corretto posizionamento è garantito dalla sfaccettatura sulla superficie cilindrica (Figura 3.21 e Figura 3.24). Due grani inseriti nel pre-diffusore dai due fori descritti nel paragrafo 3.6 vanno a bloccare la boccola su quella superficie.

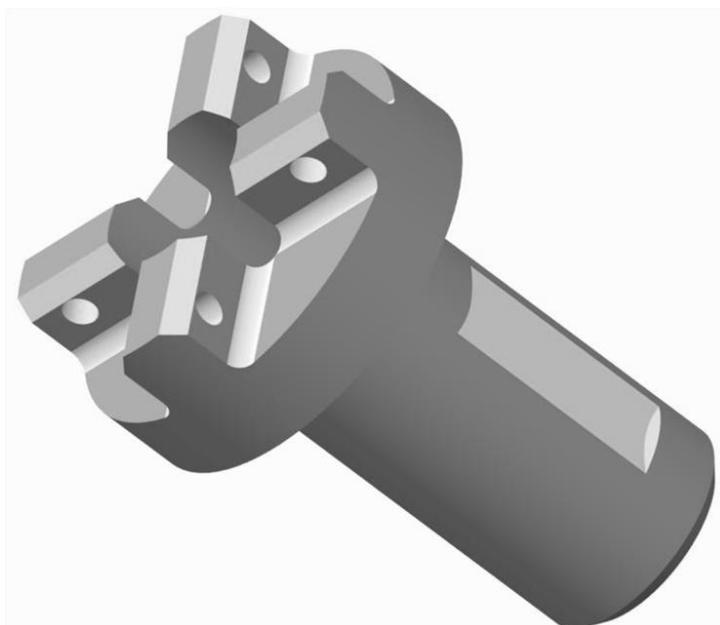


Figura 3.21. Vista Iso della boccola

Sulla superficie superiore si vedono 4 estrusioni con dei fori passanti sulla superficie piana che fungono da sede per i perni che collegano i petali al resto della struttura, permettendo solamente il movimento che si ricerca: una rotazione verso l'esterno con asse di rotazione coincidente con quello delle sedi.



Fig 3.23. Vista inferiore

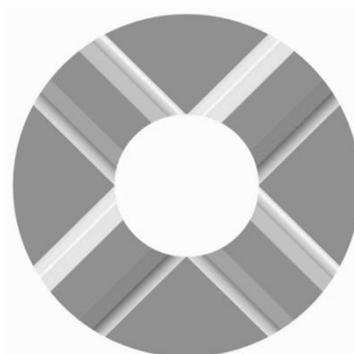


Fig 3.23. Vista superiore

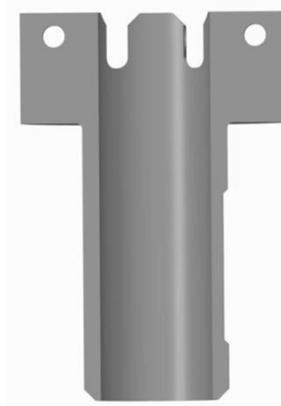


Fig 3.24. Vista in sezione

### 3.8 PETALI

Durante tutta la progettazione si è prestata molta attenzione alle dimensioni sia per gli accorgimenti iniziali che si dovevano rispettare e che sono stati imposti dalle geometrie del prodotto finito sia perché si lavora con pezzi molto piccoli. In particolare nella costruzione dei petali si è mantenuta un'attenzione ancora maggiore, riuscendo così a rispondere all'ultimo dei tre obiettivi prefissati all'inizio del capitolo.

I petali devono svolgere principalmente tre azioni:

- Aiutano le piastre di afferraggio a bloccare il pacchetto.
- La geometria della superficie superiore (Figura 3.26) aiuta lo stampo a produrre la superficie quadrata alla base del pacchetto in maniera più netta.
- Impedisce al pacchetto di carta di afflosciarsi, una volta conclusa la fase di soffiaggio di aria ad alta pressione e apertura dello stampo, quando ancora il materiale ha temperature diverse da quella ambiente..



Figura 3.25. Vista Iso del petalo

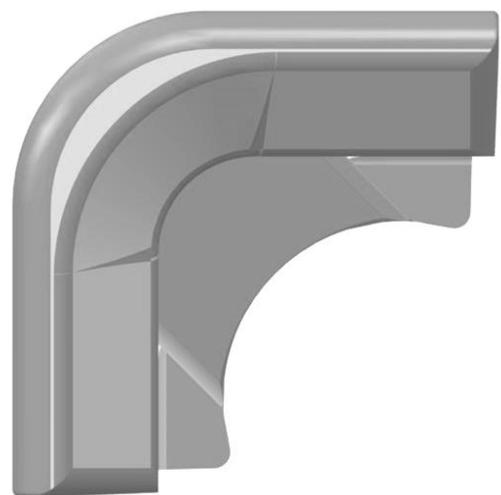


Figura 3.26. Vista dall'alto del petalo

Partendo dalla base ad analizzare il petalo, si incontra un foro passante nel quale inserire il perno che collega questo pezzo alla boccola e uno scavo per poter far coincidere le due geometrie, abbastanza alto da impedire problemi di interferenza durante la rotazione.

Il perno verrà inserito per interferenza e verrà considerato come solidale al petalo; ciò significa che durante la movimentazione questo avrà rotazione relativa nulla rispetto al petalo stesso, mentre, valutando accuratamente le tolleranze e la tipologia del materiale, è possibile lasciarlo libero di ruotare rispetto alla sede della boccola.

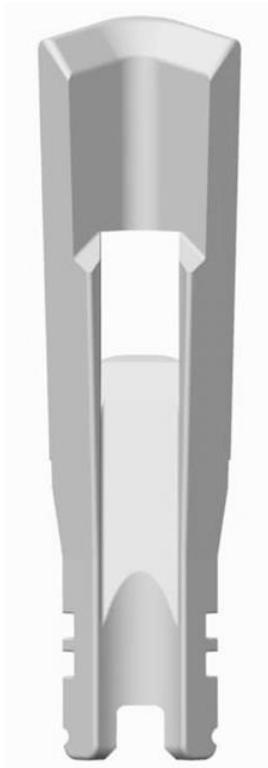


Figura 3.27. Vista frontale petalo

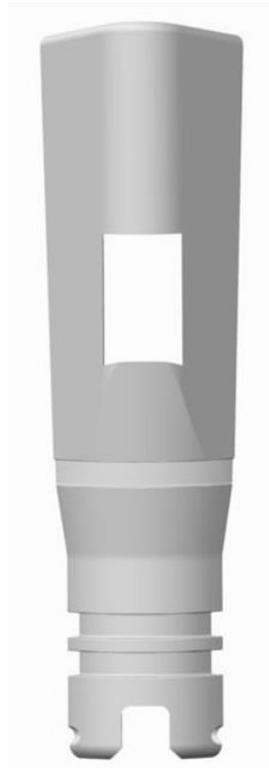


Figura 3.28. Vista retro petalo

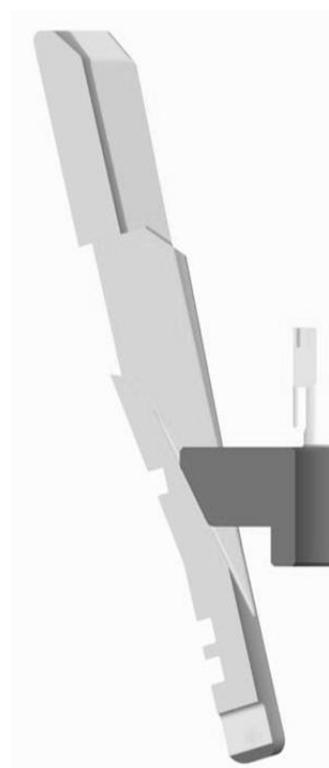


Figura 3.29. Sezione del petalo

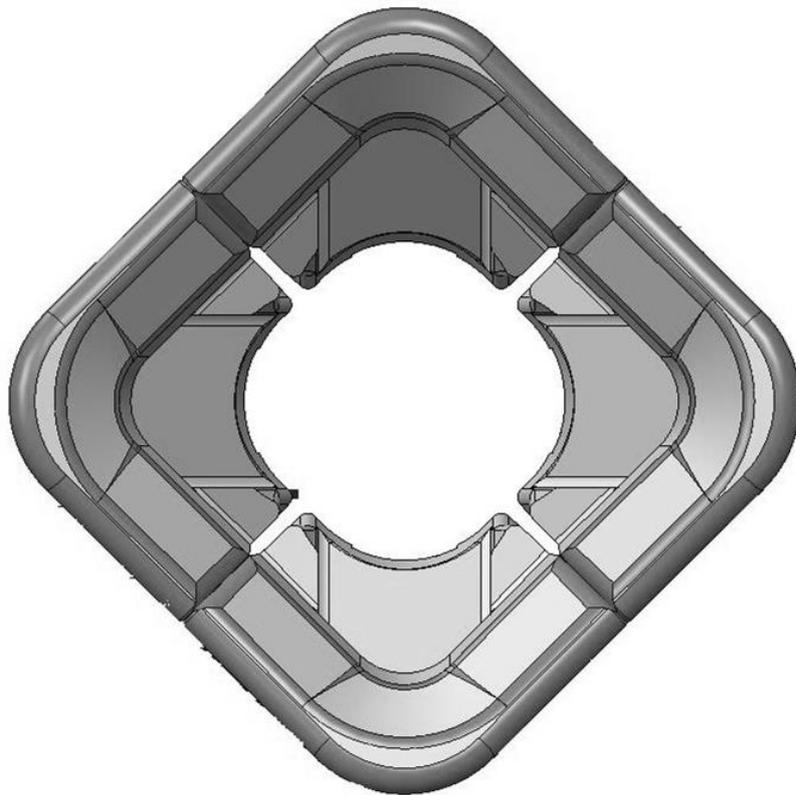
Sul retro del petalo (figura 3.28) sono posizionati tre scavi circolari sulla superficie; queste sono sedi per O-Ring che, come sulle piastre di rinforzo, servono durante la fase di chiusura per far tornare i petali nella posizione iniziale. Inizialmente si era utilizzata una soluzione che li trovava tutti vicini nella parte bassa del petalo. Per necessità si è deciso di spostarne uno, il petalo sarebbe andato ad appoggiarsi sul diffusore proprio in prossimità dell'O-ring, cosa che si è preferito evitare. L'O-ring inserito si trova esattamente nel punto in cui il perno va a spingere in fuori il petalo, garantendo un ritorno più veloce in fase di chiusura (figura 3.29).

Nel caso in cui la soluzione adottata con gli O-ring non trovasse un buon riscontro in termini di vita del componente paragonata con la funzionalità della macchina si passerebbe all'utilizzo di molle.

Rimanendo sul retro del petalo si nota il foro passante rettangolare, utile per l'alloggiamento del cuneo durante la fase di chiusura.

La superficie inclinata (figura 3.27 e 3.29) è quella su cui va a strisciare il perno per aprire i petali. Le due superfici verticali, perpendicolari ad essa (figura 3.27, 3.29 e 3.30) creano una guida per il perno, in modo che si possa muovere solo in direzione verticale e non possa ruotare creando urti indesiderati.

Le superfici descritte servono anche in fase di chiusura e fungono da fine corsa per il petalo che torna indietro, andandosi ad appoggiare al cuneo ed evitando la sovrapposizione dei petali nel caso in cui il loro movimento non fosse coordinato. Quando sono chiusi, i quattro petali creano un quadrato appoggiandosi sulle loro superfici laterali e fungendo da fine corsa (come si vede in figura 3.30).



**Figura 3.30. Tutti e quattro i petali in fase di chiusura.**

Il quadrato che vediamo in figura 3.30 è molto importante. È fondamentale che le sue dimensioni consentano al cilindro conico di entrare senza toccare in alcun modo il fuso con il rischio di rovinarsi.

Le dimensioni minime entro le quali stare per evitare il contatto sono determinate dal diametro interno del colletto pari a Ø42

Il problema risolto nel passare da una soluzione a due petali a questa a quattro è proprio quello dell'ingresso del nostro prodotto nella prima stazione. Con 4 petali è stato possibile minimizzare le dimensioni di tutti i lati, riuscendo comunque, durante l'apertura, ad agire su tutti gli angoli della confezione. Restringendo la dimensione dei due petali utilizzati per il formato cilindrico Ø56, si agirebbe sulla confezione solamente sulla parte centrale di due dei quattro lati e non si andrebbe ad incidere sulla qualità del prodotto.

Altra cosa molto importante è che il quadrato sia il più grande possibile, perché come detto i nostri petali aiutano lo stampo a dare la forma che desideriamo al fondo del pacchetto, quindi più lato riusciamo a ricoprire, maggiore sarà la qualità dello stampaggio.

Infine la superficie superiore del petalo (Figura 3.26 e 3.30) è stata pensata per modellare con maggiore accuratezza il fondo della nostra confezione, accentuandone il più possibile la rientranza.

### 3.9 DIFFUSORE

Il diffusore è la parete esterna del sistema di afferraggio.

Svolge due funzioni principali.

1) La prima è quella di diffondere l'aria che arriva dal pre-diffusore sfruttando la superficie forata e garantendo una buona distribuzione all'interno dello stampo.

I Fori non sono normali alla superficie del diffusore, ma inclinati per essere ortogonali alla superficie della confezione; quest'ultima non presenta lo stesso angolo in ogni suo punto, quindi si è scelto un angolo medio per l'inclinazione dei fori che rappresentasse al meglio tutta la superficie.

Come anticipato nei paragrafi precedenti il diffusore si collega al pre-diffusore attraverso una superficie filettata presente sul fondo del componente (figura 3.32). Sono stati predisposti due fori non inclinati, ma ad angolo 0 rispetto all'orizzontale per permettere l'inserimento di un tubolare metallico ( $\varnothing 5$ ) che aiuti il montaggio e la chiusura.

Sempre sulla superficie forata si può notare la presenza di un'asola (figura 3.31). Il montaggio del diffusore avviene prima dei petali poiché la circonferenza di quest'ultimi risulta maggiore; con i petali verrà inserita anche la boccola perché risulterebbe difficile andare ad montare i perni e i petali dovendo lavorare all'interno del diffusore.

Questa operazione renderebbe però a sua volta complicato, se non impossibile, stringere i grani che servono a tenere bloccata la boccola; per questo motivo è stata pensata il foro; prima di aver stretto completamente il diffusore posizioniamo l'asola di fronte ai grani e li avvitiamo. Come è facile capire, non è possibile farlo dopo aver bloccato completamente il cilindro perché non si è in grado di controllare dove l'asola sarà rivolta una volta concluso l'avvitamento.



Figura 3.31. vista Iso diffusore

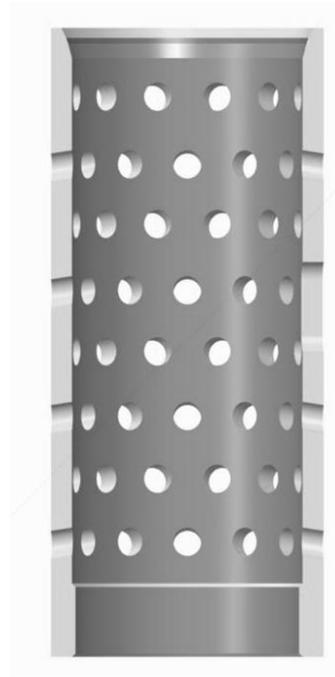


Figura 3.33. Vista in sezione del diffusore

2) La seconda funzione che svolge è quella di sostegno ai petali. Il profilo della superficie superiore (figura 3.31 e 3.32) è stato creato per accogliere perfettamente il petalo alla sua massima apertura.

È stato lasciato un po' di gioco tra le due superfici per evitare che il petalo spinga sul diffusore, ma in caso di necessità o errore questo garantisce un fine corsa che impedisce al prodotto di rovinarsi.

Con questa soluzione è stata anche massimizzata l'altezza del diffusore e quindi il numero dei suoi fori, riuscendo a coprire più superficie di prodotto. L'aria che passa attraverso i fori aumenterà ulteriormente la pressione rendendo più efficace lo stampaggio.

### 3.10 ALBERO

L'albero utilizzato per la movimentazione è alto 183mm, con diametro massimo di Ø10mm nella parte centrale e minimo Ø6mm nelle parti esterni.

In basso a sinistra, in figura 3.33, si possono notare i due fori filettati M3 che vanno ad accogliere i grani che bloccano il dado, utile per tenere in posizione il cuneo superiore.

La base dell'albero presenta una filettatura M6 che permette di avvitarlo al resto del meccanismo per la movimentazione.

È ben visibile la sede per il seeger e gli spallamenti che assieme al dado tengono fermi i cunei.

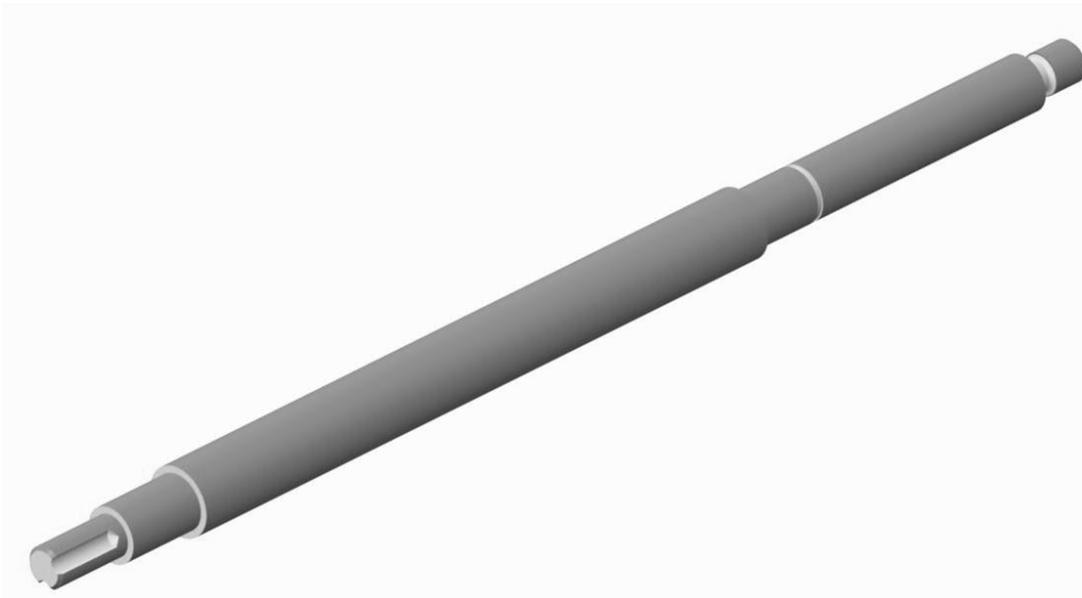


Figura 3.33. Albero

### 3.11 CUNEO INFERIORE E CUNEO SUPERIORE

Entrambi i cunei sono solidali all'albero, che compie un movimento di traslazione di 20 mm, dato dal cilindro, e i due perni svilupperanno lo stesso tragitto.

Entrambi i perni svolgono la stessa operazione: attraverso le loro superfici inclinate spingono verso l'esterno i componenti a cui sono accoppiati (per il primo le piastre, per il secondo i petali).

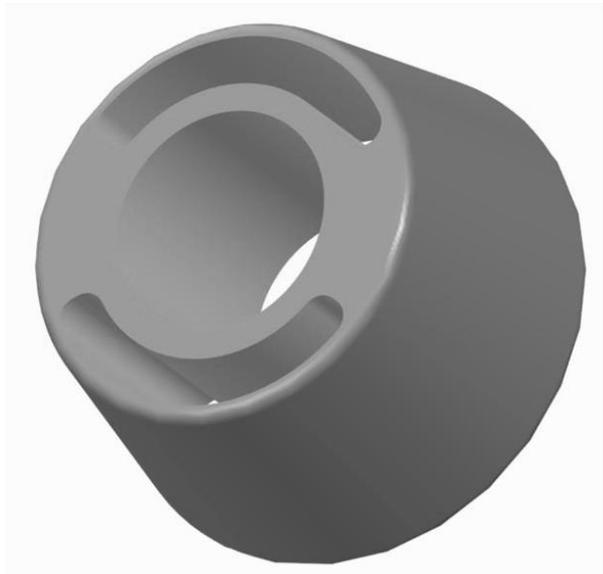
Vediamoli più nel dettaglio:

#### *1) Cuneo per apertura delle piastre di afferraggio.*

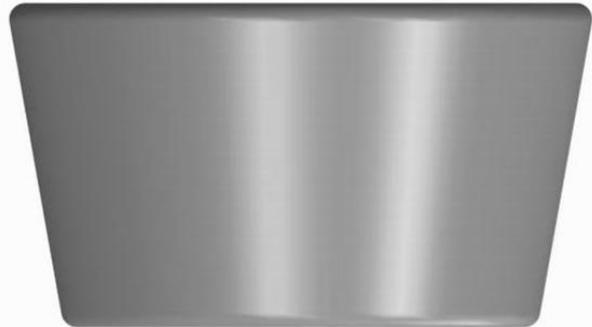
Il cuneo inferiore (Figura 3.34) è a forma conica. La sua geometria (figura 3.35) è stata studiata in maniera tale da far aprire le quattro piastre di afferraggio, facendole traslare radialmente di un millimetro verso l'esterno per permettere il contatto tra l'O-Ring e il colletto.

Per evitare che scorra liberamente sull'albero e per tenerlo fermo nella posizione desiderata, ci saranno:

- Uno spallamento sull'albero per la superficie piana più grande, che sarà quella superiore, che ne impedisce la traslazione verso i petali
- Un seeger, che ferma lo scorrimento verso l'elemento rotante, a contatto con la superficie minore.



**Figura 3.34. Vista Iso del cuneo inferiore**



**Figura 3.35. Vista laterale cuneo inferiore**

Il foro centrale è quello in cui entra l'albero. I due fori laterali (figura 3.34 e 3.36) sono quelli da cui passa l'aria che arriva dall'innesto. Se non ci fossero, l'aria passante al pre-diffusore sarebbe veramente minima a causa del poco spazio che si ha tra le piastre e il distanziale (quando il cuneo è abbassato) e tra il cuneo e il pre-diffusore (quando è alzato), inoltre, si creerebbe una caduta di pressione indesiderata a causa di una perdita concentrata nei due restringimenti.

Deve essere montato prima di inserire l'albero e prima di mettere il pre-diffusore.



**Figura 3.36. Vista dal basso**

## 2) Cuneo per apertura dei petali

Il cuneo (fig. 37) che agisce sui petali e ne causa l'apertura ha una forma particolare a croce che garantisce il movimento di tutti e quattro contemporaneamente (fig. 38).

Il foro centrale è quello in cui passa l'albero. Il cuneo è tenuto fermo:

- Inferiormente da uno spallamento dell'albero
- Superiormente è tenuto fermo da un dado, bloccato a sua volta sull'albero da due grani
- È bloccato tra le guide dei petali per impedire di ruotare e creare urti indesiderati.

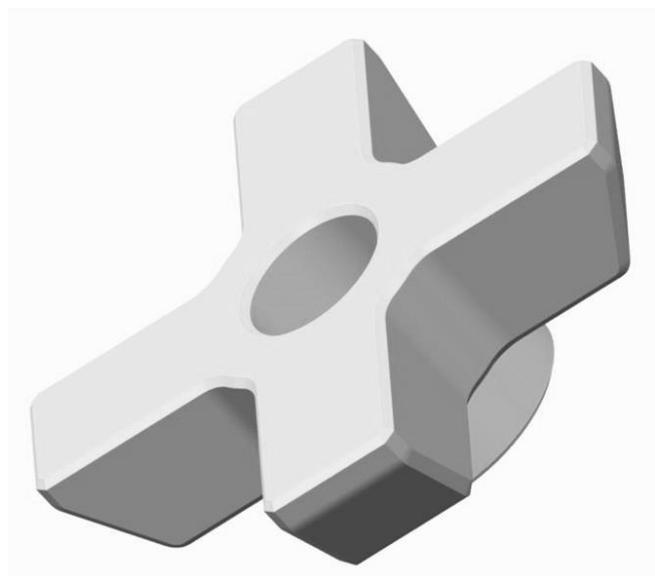


Figura 3.37. Cuneo superiore vista Iso

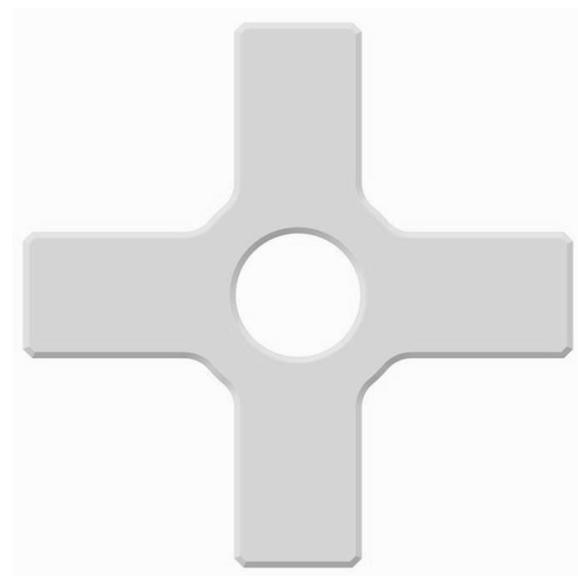


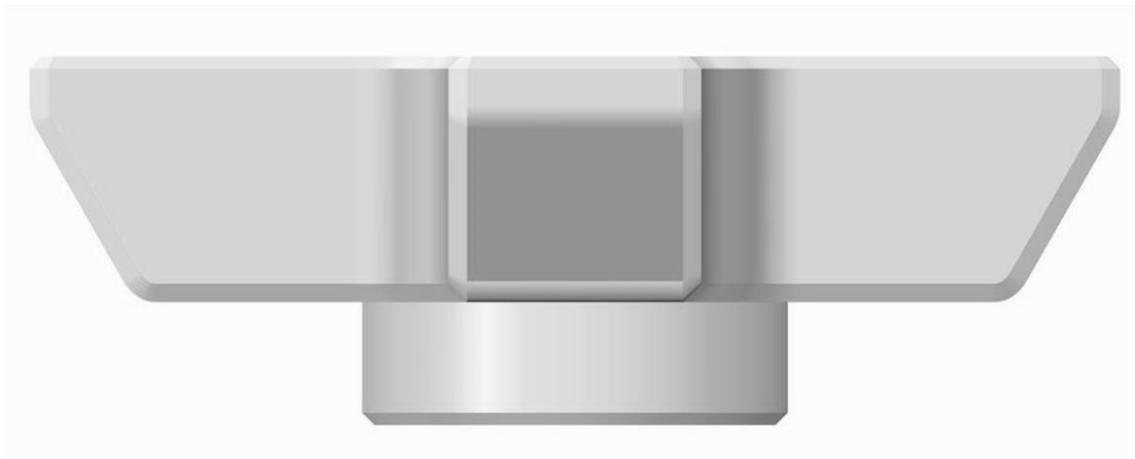
Figura 3.38. Cuneo superiore Vista alto

La forma trapezoidale che ha il fondo di ogni ramo permette di allargare i petali senza creare urti eccessivi durante il primo contatto e consente di avere una buona superficie di contatto durante lo strisciamento. La superficie del cuneo e quella del petalo sono parallele nel momento di massima apertura.

La boccia che si ha nella superficie inferiore (figura 3.39) ha permesso di ridurre le dimensioni in altezza del cuneo, mantenendo inalterato l'albero che utilizzeremo, rendendolo adatto a più tipi di applicazione.

Si sta pensando di inserire un elemento che permetta di regolare l'altezza del cuneo per poter regolare l'apertura dei petali di qualche grado per massimizzare le qualità.

Anche per questo componente si è dovuto fare attenzione alle dimensioni. Come ricordiamo, sui petali è stato fatto un foro rettangolare per permettere a questo cuneo di fuoriuscire nei momenti di chiusura. La sua dimensione in lunghezza e larghezza non deve superare quella limite data dal diametro del colletto  $\varnothing 43$ .



**Figura 3.39. Vista laterale**

## 3.14 COMMERCIALI

### 3.14.1 O-RING

Un O-Ring è un anello di elastomero (gomma), a sezione circolare usato come guarnizione meccanica o sigillo. Gli o-ring sono progettati per essere inseriti in appositi alloggiamenti ed essere compressi durante l'assemblaggio di due o più parti, creando così una guarnizione di tenuta. Nel nostro caso fungono anche da molla che perfette il ritorno degli elementi messi in movimento.

L'unione può essere statica, quando le parti dell'alloggiamento e la guarnizione non si muovono l'una rispetto all'altra, o dinamica, quando si muovono.

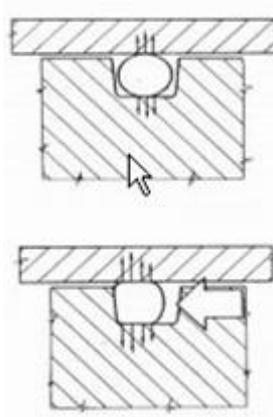
Gli o-ring sono una guarnizione piuttosto comune, usati nei progetti per via dei loro costi limitati e della loro resistenza a decine di megapascal di pressione.

Vi sono variazioni nella forma degli o-ring, non sempre circolari; ad esempio vi sono o-ring con sezione a x, chiamati comunemente x-ring. Quando vengono pressati sigillano con 4 superfici di contatto (due sopra e due sotto). Vi sono anche o-ring con profilo quadrato, comunemente chiamati square-cut o "square-ring".

Le temperature minime e massime, le pressioni, ecc., dipendono in grande misura dal materiale con cui sono stati realizzati. Sono consigliati per tenute dinamiche con moto alternato ad alta velocità nei movimenti rotatori.

La loro durezza media è compresa tra i 70 e gli 80 IRHD (International rubber hardness degrees).

L'O-Ring viene generalmente montato in cavità, ricavate su uno dei due pezzi accoppiati, di dimensioni tali da produrre al montaggio una certa deformazione della guarnizione stessa. La reazione elastica del materiale realizza la tenuta anche in assenza di pressione nel fluido. Quest'ultima, se presente, deforma ulteriormente l'O-Ring rafforzando il carico contro le superfici di tenuta proporzionalmente alla pressione stessa (figura 3.40)



**Figura 3.40**

- Esecuzione delle sedi: Per le tenute dinamiche i giochi massimi ammissibili sono quelli derivanti da accoppiamenti ISO f7/H8, che non danno luogo a fenomeni di estrusione fino alla pressione di 100 bar.

Le dimensioni delle sedi non sono definite da delle tabelle. Dato che l'efficienza di tenuta è strettamente legata alla corretta deformazione dell'O-Ring ed alla reazione elastica del materiale contro le pareti, è necessario che le tolleranze di lavorazione garantiscano una deformazione compresa entro i limiti indicati dalla tabella che segue e dai disegni relativi.

La finitura delle superfici a contatto con l'O-ring deve essere molto spinta per quelle in moto relativo rispetto al materiale di tenuta mentre può essere relativamente meno accurata per le altre zone.

### Dimensioni delle cave per O-Ring

Diametro corda $d_2$ mm	Applicazione dinamica radiale					Applicazione statica assiale/radiale				Raggio	
	Profondità cava		Larghezza cava			Profondità cava		Larghezza cava		$R_1$	$R_2$
	D <sup>⊙</sup> mm	%	C mm	C <sup>⊙</sup> mm	C <sup>⊙</sup> mm	D <sup>+0,1</sup> mm	%	C mm	mm	mm	
1,00	-	-	-	-	-	0,70	30	1,5 ± 0,1	0,1	0,25	
1,02	-	-	-	-	-	0,70	30	1,5 ± 0,1	0,1	0,25	
1,27	-	-	-	-	-	0,90	28	1,8 ± 0,1	0,1	0,25	
1,50	-	-	-	-	-	1,10	26	2,2 ± 0,1	0,1	0,25	
1,52	-	-	-	-	-	1,10	26	2,3 ± 0,1	0,1	0,25	
1,60	-	-	-	-	-	1,20	25	2,3 ± 0,1	0,1	0,25	
1,63	-	-	-	-	-	1,25	24	2,3 ± 0,1	0,1	0,25	
1,78	1,45	19	2,5 ± 0,1	4,0 ± 0,1	5,5 ± 0,1	1,30	26	2,5 ± 0,1	0,1	0,25	
1,93	1,60	17	2,5 ± 0,1	4,0 ± 0,1	5,5 ± 0,1	1,50	21	2,5 ± 0,1	0,1	0,25	
1,98	1,65	17	2,6 ± 0,1	4,1 ± 0,1	5,6 ± 0,1	1,55	21	2,6 ± 0,1	0,1	0,25	
2,00	1,70	15	2,6 ± 0,1	4,1 ± 0,1	5,6 ± 0,1	1,60	20	2,6 ± 0,1	0,1	0,25	
2,20	1,85	16	3,0 ± 0,1	4,5 ± 0,1	6,0 ± 0,1	1,75	20	3,0 ± 0,1	0,1	0,25	
2,26	1,90	16	3,1 ± 0,1	4,6 ± 0,1	6,1 ± 0,1	1,80	20	3,1 ± 0,1	0,1	0,25	
2,40	2,00	16	3,2 ± 0,1	4,7 ± 0,1	6,2 ± 0,1	1,80	25	3,2 ± 0,1	0,1	0,25	
2,46	2,10	15	3,3 ± 0,1	4,8 ± 0,1	6,3 ± 0,1	2,00	19	3,3 ± 0,1	0,1	0,25	
2,50	2,15	14	3,3 ± 0,1	4,8 ± 0,1	6,3 ± 0,1	1,90	24	3,3 ± 0,1	0,1	0,25	
2,62	2,20	16	3,5 ± 0,1	5,0 ± 0,1	6,5 ± 0,1	2,05	22	3,5 ± 0,1	0,1	0,25	
3,00	2,60	13	4,0 ± 0,1	5,5 ± 0,1	7,0 ± 0,1	2,40	20	4,0 ± 0,1	0,1	0,25	
3,53	3,05	13	4,5 ± 0,2	6,0 ± 0,2	7,5 ± 0,2	2,90	18	4,5 ± 0,2	0,2	0,75	
4,00	3,50	12	5,0 ± 0,2	6,5 ± 0,2	8,0 ± 0,2	3,30	17	5,0 ± 0,2	0,2	0,75	
5,00	4,40	12	6,5 ± 0,2	8,3 ± 0,2	10,1 ± 0,2	4,10	18	6,5 ± 0,2	0,2	0,75	
5,34	4,70	12	7,0 ± 0,2	8,8 ± 0,2	10,6 ± 0,2	4,50	16	7,0 ± 0,2	0,2	0,75	
5,70	5,00	12	7,5 ± 0,2	9,3 ± 0,2	11,1 ± 0,2	4,85	15	7,5 ± 0,2	0,2	0,75	
6,99	6,20	11	9,5 ± 0,2	12,0 ± 0,2	14,5 ± 0,2	6,00	14	9,5 ± 0,2	0,2	0,75	
8,40	7,50	10	11,0 ± 0,2	13,5 ± 0,2	16,0 ± 0,2	7,25	13	11,0 ± 0,2	0,2	0,75	

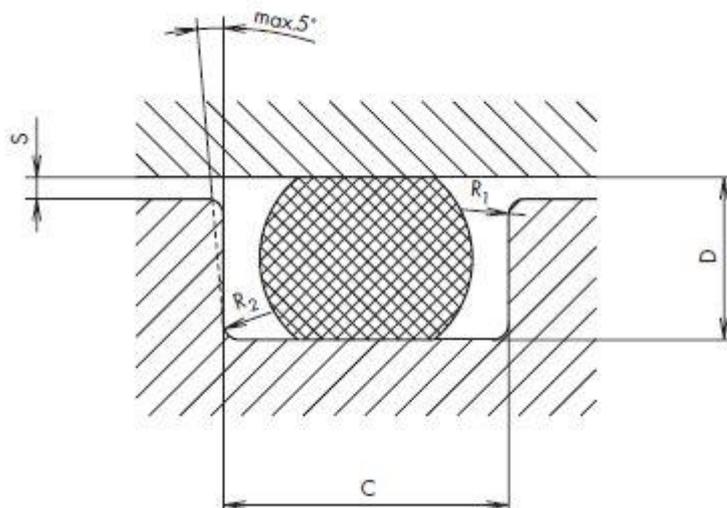


Figura 3.41

La scelta delle dimensioni degli O-ring sono state (in mm):

- Nell'innesto:

1)  $S = 1.780$ ;  $Di = 21.950$ ;  $Dm = 23.730$ ;

2)  $S = 1.780$ ;  $Di = 36.270$ ;  $Dm = 38.050$ ;

3)  $S = 1.780$ ;  $Di = 7.660$ ;  $Dm = 9.440$ ;

- Sui petali:

1)  $S = 2$ ;  $Di = 21.5$   $Dm = 23.5$ ;

2)  $S = 2$ ;  $Di = 25.5$ ;  $Dm = 27.5$

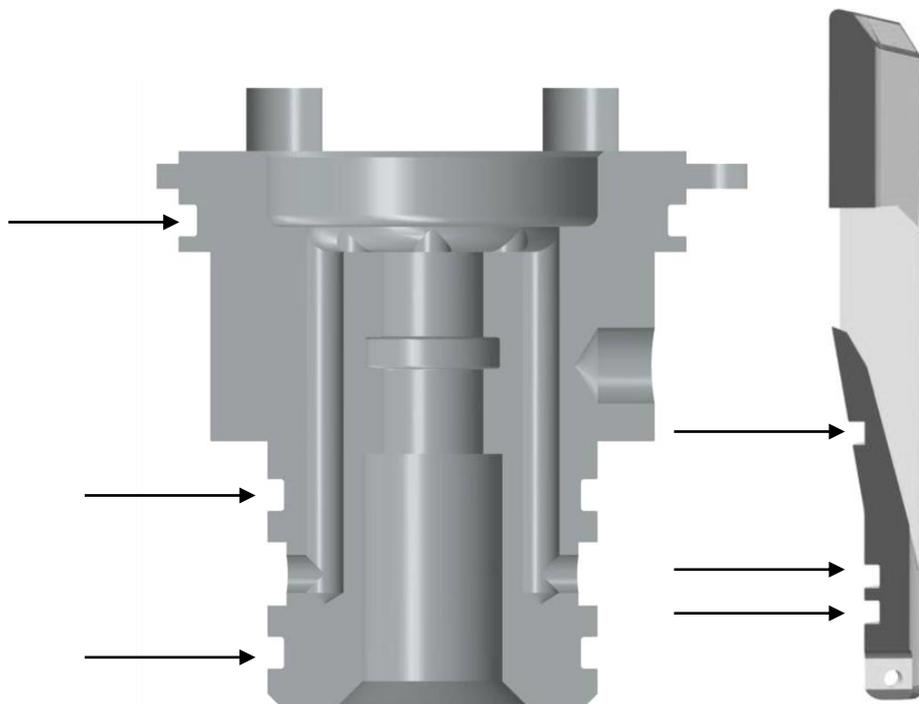


Figura 3.42 e 3.43. Sezioni per visualizzare le sedi O-Ring

### 3.14.2 SPINE

Esistono varie tipologie di spine:

- Cilindriche con filetto interno temprate
- Elastiche a spirale (serie media)
- Elastiche dritte (serie pesante)
- Cilindriche di precisione
- Cilindriche
- Coniche non temprate
- Coniche con gambo filettato e parte conica costante
- Coniche con gambo filettato e lunghezza costante del gambo
- Coniche con foro filettato

Possono presentare estremità bombata e smussata (figura 3.44) o estremità piane (figura 3.45)

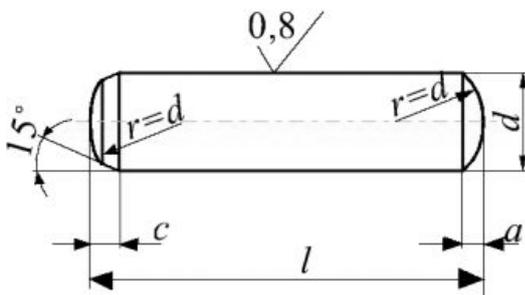


Figura 3.44

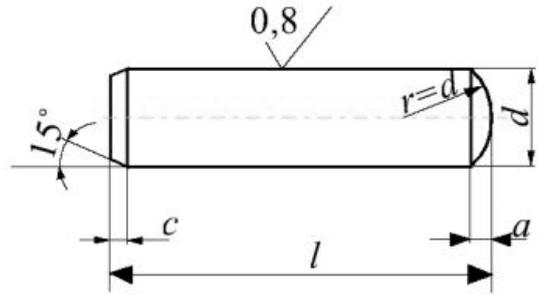


Figura 3.45

Alcune di queste possono avere sulla superficie cilindrica dei fori (due) per copiglie o altre spine. (figura 3.46)

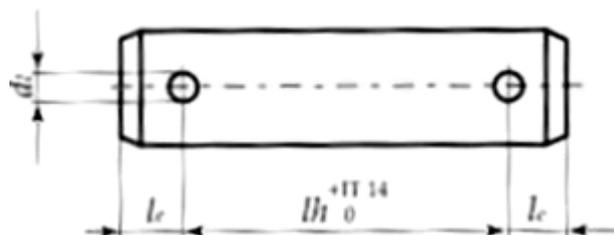


Figura 3.46

Altri tipi di spine possono essere con foro filettato assiale (figura 3.47) ed elastiche (figura 3.48). Il tipo di applicazione delle spine elastiche è analogo a quello delle

comuni spine cilindriche, ma si ha una maggior semplicità e rapidità di montaggio. Una particolare applicazione di una spina elastica tagliata è di utilizzarla come bussola coassiale ad una vite per assorbire eventuali sforzi di taglio perpendicolari all'asse.

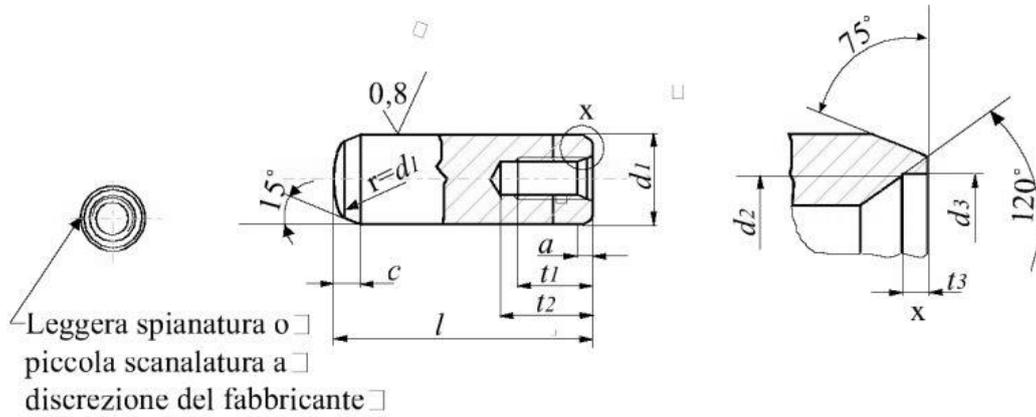


Figura 3.47

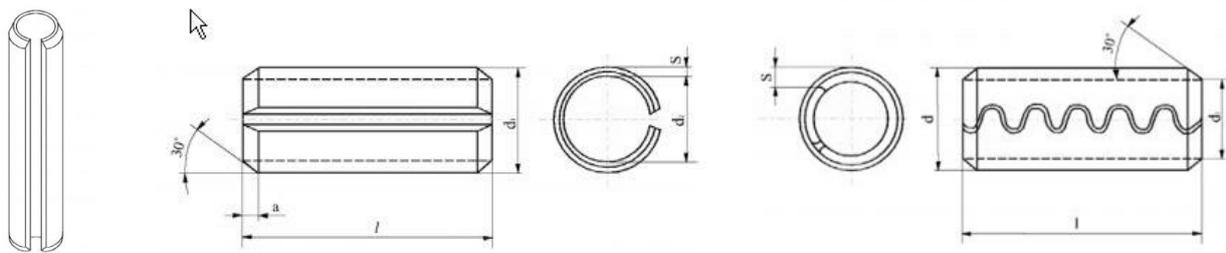


Figura 3.48

Alcuni esempi di applicazione possono essere:

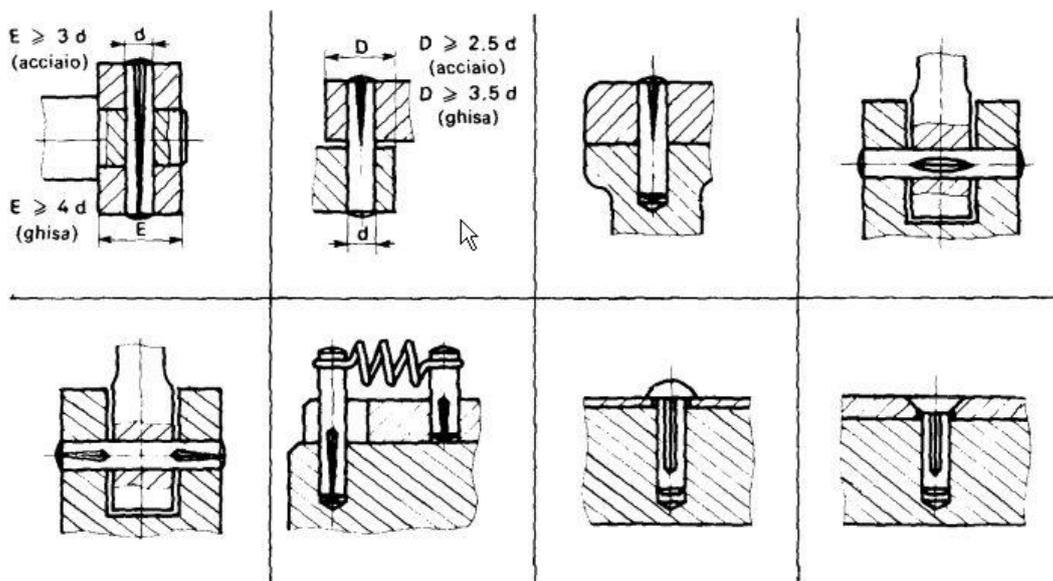
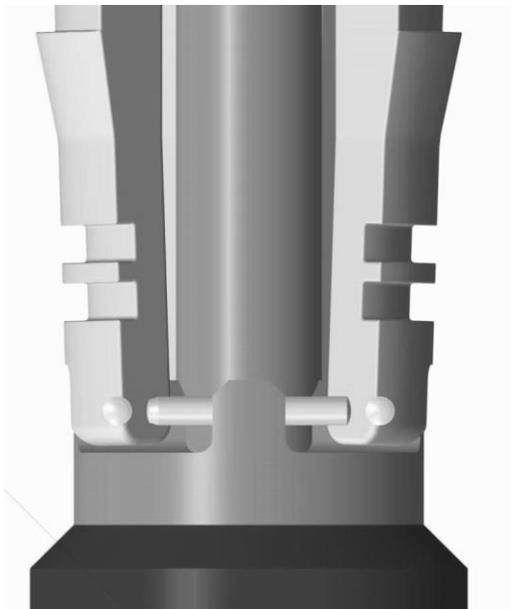


Figura 3.49

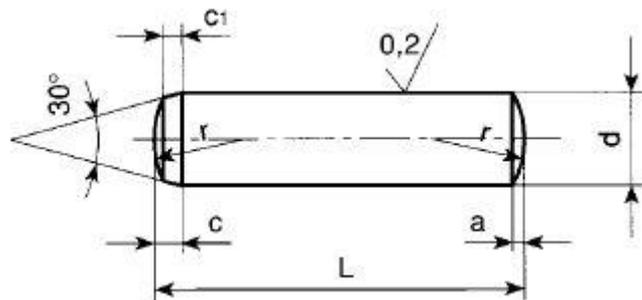
La nostra applicazione è molto simile all'esempio 4 (figura 3.39). La nostra spina cilindrica di precisione viene letteralmente “martellata” all'interno dei fori presenti sulla boccola e nell'estremità inferiore dei petali. Faremo in modo che risulti solidale con il petalo e quindi non abbia rotazione relativa rispetto a questo elemento, ma ruoti all'interno della cavità della boccola. Questa soluzione potrà avvenire grazie alle tolleranze e alla scelta dei materiali. (figura 3.50)

Le misure della spina cilindrica di precisione m6 (ISO 8734) risultano essere (mm):

- $d = 2$ ;
- $L = 14 \rightarrow$  vedi tabella e fig 51



**Figura 3.50**



**Figura 3.51°**

Dimensioni in mm

d	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20	
a~	0,12	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,3	1,6	1,8	2	2,5	
c	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,7	2,1	2,6	3	3,8	3,8	4,6	6	
c <sub>i</sub>	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2	2,5	2,5	3	4	
r~	1	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	16	20	
<b>L=</b>	<b>4</b>	0,025													
	<b>5</b>	0,032													
	<b>6</b>	0,038 0,083 0,148 0,230													
	<b>8</b>	0,048 0,111 0,197 0,307 0,443													
	<b>10</b>	0,062 0,139 0,246 0,384 0,554 0,98													
	<b>12</b>	0,166 0,296 0,462 0,665 1,18 1,85													
	<b>14</b>	0,194 0,345 0,538 0,775 1,38 2,16 3,10													
	<b>16</b>	0,222 0,395 0,615 0,886 1,58 2,46 3,55													
	<b>18</b>	0,444 0,692 0,996 1,77 2,77 3,99 7,10													
	<b>20</b>	0,493 0,769 1,11 1,97 3,08 4,44 7,89													
	<b>24</b>	0,924 1,33 2,37 3,70 5,32 9,46 14,8													
	<b>28</b>	1,55 2,76 4,32 6,21 11,0 17,2 24,9													
	<b>32</b>	1,77 3,15 4,93 7,10 12,6 19,7 28,4													
	<b>36</b>	3,55 5,54 7,98 14,2 22,2 31,7 43,5													
	<b>40</b>	3,94 6,15 8,86 15,8 24,6 35,5 48,3 63,1													
	<b>45</b>	6,93 9,96 17,7 27,7 40,0 54,4 71,0													
	<b>50</b>	7,70 11,1 19,7 30,8 44,4 60,4 78,9 123													
	<b>55</b>	12,2 21,6 33,9 48,8 66,4 86,8 136													
	<b>60</b>	13,3 23,6 37,0 53,3 72,5 94,6 148													
	<b>70</b>	27,6 43,2 62,2 84,6 110 173													
	<b>80</b>	31,5 49,4 71,0 96,6 126 197													
	<b>90</b>	55,5 79,9 109 142 222													
	<b>100</b>	61,6 88,8 121 158 246													
	<b>120</b>	145 189 296													

Figura 3.51b

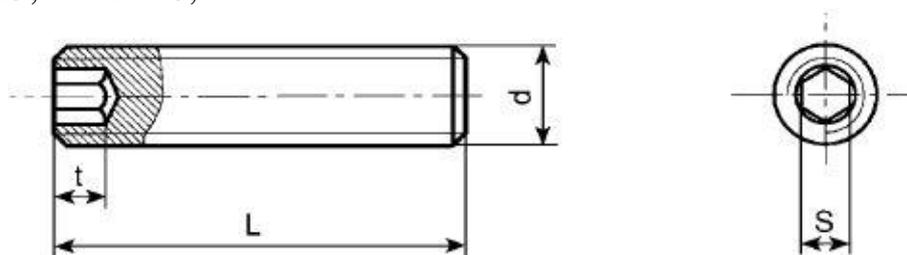
### 3.14.3 GRANI, VITI, SEIGER E DADO DI TESTA

La funzione dei grani, nel nostro sistema, è molteplice. Sono, infatti, utilizzati per collegare:

- distanziale e pre-diffusore (4)
- pre-diffusore e boccola (2)
- dado di testa e albero (2)

abbiamo scelto di utilizzare delle viti senza testa con cava esagonale ed estremità piana (ISO 4026)(mm):

- d = M5; L = 8;
- d = M5; L = 6;
- d = M3; L = 6;



Dimensioni in mm

d	M 1,6	M 2	M 2,5	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16	M 18	M 20	M 22	M 24	
S	0,7	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	6	8	10	10	12	12	
t min	1) 0,7	0,8	1,2	1,2	1,5	2	2	3	4	4,8	5,6	6,4	7,2	8	9	10	
	2) 1,5	1,7	2	2	2,5	3	3,5	5	6	8	9	10	11	12	13,5	15	
L=	2	0,021	0,029														Massa x 1000 pz = Kg
2,5	0,025	0,037	0,063														
3	0,029	0,044	0,075	0,09													
4	0,037	0,059	0,100	0,13	0,20												
5	0,046	0,074	0,125	0,16	0,28	0,46											
6	0,056	0,089	0,150	0,20	0,35	0,54	0,79										
8	0,076	0,119	0,190	0,28	0,50	0,76	1,13	1,60									
10		0,148	0,249	0,36	0,65	1,00	1,36	2,25	3,50								
12			0,259	0,44	0,80	1,24	1,70	2,90	4,48	6,62							
14				0,52	0,95	1,48	2,04	3,55	5,46	7,30	10,77						
16				0,60	1,10	1,72	2,38	4,20	6,44	8,70	13,00	14,8					
18				1,25	1,96	2,72	4,85	7,42	10,10	15,00	17,4	23,8	27,5				
20				1,40	2,20	3,06	5,50	8,40	11,50	17,00	22,0	27,0	31,5	32,5	41,5		
25					2,80	3,91	7,13	10,85	15,00	22,00	26,5	35,2	42,0	45,0	56,5		
30						4,76	8,75	13,30	18,50	27,00	33,0	43,4	52,5	57,5	71,5		
35							10,33	15,75	22,00	32,00	39,5	51,5	63,0	70,0	87,0		
40							12,00	18,20	25,50	37,00	46,0	59,6	73,5	83,0	102		
45								20,65	29,00	42,00	52,5	67,8	84,0	96,0	117		
50								23,10	32,50	47,00	59,0	75,9	94,5	109	132		
55									36,00	52,00	65,5	84,0	105	121	147		
60									39,50	57,00	72,0	92,0	115	134	162		
65										62,00	78,5	100	126	147	177		
70										67,00	85,0	108	136	160	192		

Si deve preferire l'impiego di viti con dimensioni indicate in grassetto.

1) Per viti con lunghezza nominale situata sopra la linea.

2) Per viti con lunghezza nominale situata sotto la linea.

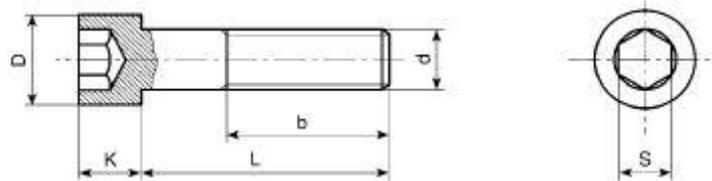
\* La norma ISO 4026 non prevede le filettature M 14, M 18, M 22 e le lunghezze nominali 14, 18, 65 e 70 mm.

Figura 3.52

**Le viti** sono utilizzate per unire assieme l'innesto e il distanziale, che a loro volta fermeranno le piastre di afferraggio.

Abbiamo scelto delle viti a testa cilindrica con cava esagonale (4) (ISO 4262):

- d = M4; L = 12;



Dimensioni in mm

d	M 1,6	M 2	M 2,5	M 3	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16
D	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24
K	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16
S	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14
b	15	16	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44
massa x 1000pz = Kg												
<b>L= 3</b>	0,090	0,155										
<b>4</b>	0,100	0,175	0,345									
<b>5</b>	0,110	0,195	0,375	0,67								
<b>6</b>	0,120	0,215	0,405	0,71	1,50							
<b>8</b>	0,140	0,255	0,465	0,80	1,65	2,45						
<b>10</b>	0,160	0,295	0,525	0,88	1,80	2,70	4,70					
<b>12</b>	0,180	0,355	0,585	0,96	1,95	2,95	5,07	10,9				
<b>16</b>	0,220	0,414	0,705	1,16	2,25	3,45	5,75	12,1	20,9			
<b>20</b>		0,495	0,825	1,36	2,65	4,01	6,53	13,4	22,9	32,1		
<b>25</b>			0,975	1,61	3,15	4,78	7,59	15,0	25,4	35,7	48	71,3
<b>30</b>				1,86	3,65	5,55	8,30	16,9	27,9	39,3	53	77,8
<b>35</b>					4,15	6,32	9,91	18,9	30,4	42,9	58	84,4
<b>40</b>					4,65	7,09	11,0	20,9	32,9	46,5	63	91,0
<b>45</b>						7,86	12,1	22,9	36,1	50,1	68	97,6
<b>50</b>						8,63	13,2	24,9	39,3	54,5	73	106
<b>55</b>							14,3	26,9	42,5	58,9	78	114
<b>60</b>							15,4	28,9	45,7	63,4	84	122
<b>65</b>								31,0	48,9	67,8	90	130
<b>70</b>								33,0	52,1	71,3	96	138
<b>80</b>								37,0	58,5	80,2	108	154
<b>90</b>									64,9	89,1	120	170
<b>100</b>									71,2	98,1	132	186
<b>110</b>										107	144	202
<b>120</b>										116	156	218
<b>130</b>											168	234
<b>140</b>											180	250
<b>150</b>												266
<b>160</b>												282

Figura 3.53

**Il dado** a testa esagonale scelto, non è filettato e viene montato sull'albero. Viene tenuto fermo da due grani filettati che si stringeranno tra lui e l'albero (figura 3.54 e 3.55) che avranno una parte della sede sul dado stesso e l'altra parte sull'albero, in maniera tale da tenerli uniti assieme.

Il suo scopo è quello di bloccare il cuneo superiore ed impedirgli di traslare lungo l'albero (dalla parte opposta ricordo che si ha uno spallamento).

$D_i = 6$ ;                       $L = 12$ ;                      (mm)

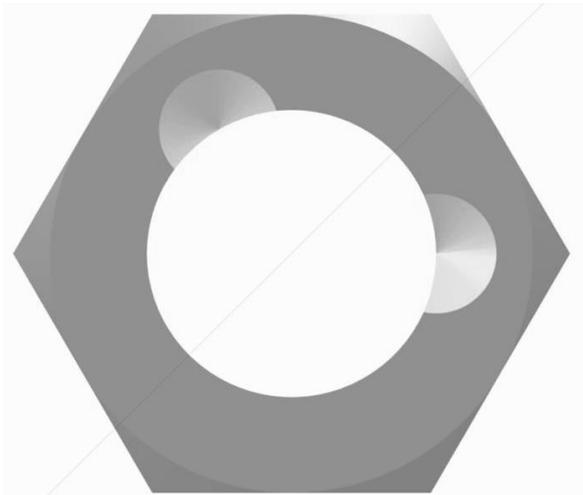


Figura 3.54

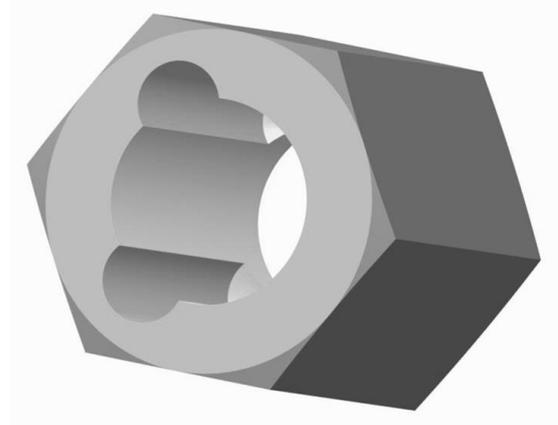


Figura 3.55

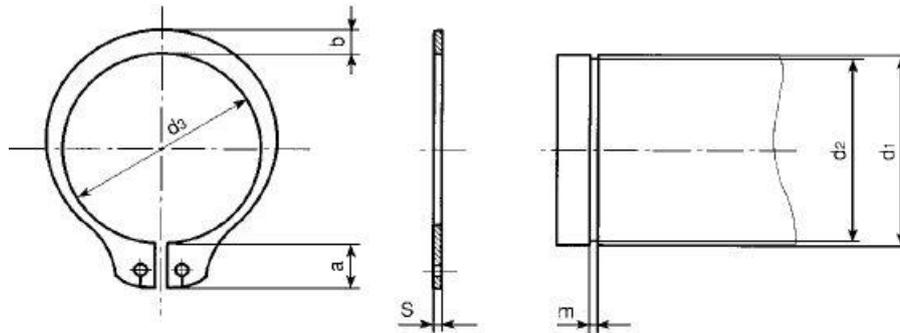
**Il seeger** (o anello elastico di sicurezza) svolge lo stesso compito del dado, andando a bloccare il cuneo inferiore del nostro sistema in modo da impedirgli la traslazione lungo l'albero.

La circonferenza, come vediamo (figura 3.56) non è completa e in corrispondenza delle due estremità si trovano dei fori per l'innesto della pinza seeger.

Possono essere di due tipi

- *interni*, ad esempio per cave interne ad un tubo (DIN 472)
- *esterni*, come nel nostro caso per cave presenti su alberi, aste o esterni di tubi (DIN 471)

Per poterlo applicare generalmente si deve usare un apposito attrezzo (pinza seeger) per montare e smontare l'anello. A seconda del tipo di seeger (esterno o interno) prende il nome di pinza “allarga-seeger” o pinza “stringi-seeger”, ma alcuni seeger (i modelli più semplici) non ne richiedono l'uso.



Dimensioni in mm

d <sub>1</sub> *	dimensioni anello				dimensioni gola			Massa x 1000 pz=Kg		
	d <sub>2</sub>	scost. lim.	S	Scost. lim.	b ~	a max	d <sub>2</sub>		scost. lim.	m (H 13)
4	3,7		0,4		0,9	2,2	3,8		0,5	0,022
5	4,7	+ 0,04	0,6		1,1	2,5	4,8	0	0,7	0,066
6	5,6	- 0,15	0,7	0	1,3	2,7	5,7	- 0,048	0,8	0,084
7	6,5		0,8	- 0,05	1,4	3,1	6,7		0,9	0,121
8	7,4	+ 0,06	0,8		1,5	3,2	7,6	0	0,9	0,158
9	8,4	- 0,18	1,0		1,7	3,3	8,6	0,06	1,1	0,300
10	9,3		1,0		1,8	3,3	9,6		1,1	0,340
11	10,2		1,0		1,8	3,3	10,5		1,1	0,410
12	11,0		1,0		1,8	3,3	11,5		1,1	0,500
13	11,9		1,0		2,0	3,4	12,4		1,1	0,530
14	12,9	+ 10	1,0		2,1	3,5	13,4		1,1	0,640
15	13,8	- 0,36	1,0		2,2	3,6	14,3	0	1,1	0,670
16	14,7		1,0		2,2	3,7	15,2	- 0,11	1,1	0,700
17	15,7		1,0		2,3	3,8	16,2		1,1	0,820
18	16,5		1,2		2,4	3,9	17,0		1,3	1,11
19	17,5		1,2		2,5	3,9	18,0		1,3	1,22
20	18,5		1,2		2,6	4,0	19,0		1,3	1,30
21	19,5	+ 0,13	1,2		2,7	4,1	20,0	0	1,3	1,30
22	20,5	- 0,42	1,2	0	2,8	4,2	21,0	- 0,13	1,3	1,50

Figura 3.56

# CAP.4 ANALISI CON MODELLI AGLI ELEMENTI FINITI (FEM)

## IMPIEGO DI METODI NUMERICI NEL CALCOLO STRUTTURALE

### 4.1 GENERALITÀ

I concetti dell'analisi dello studio delle strutture reticolari emergono durante il periodo 1850-1875, con le ricerche di Venant, Maxwell e Mohr. Per i primi anni il progresso e lo sviluppo di questi metodi fu minimo a causa della limitatezza degli strumenti per la risoluzione algebrica di equazioni complesse.

In quegli anni veniva utilizzato il "metodo delle forze" (forza incognita), dopo gli anni '20 si è passato ad un approccio agli spostamenti come parametri incogniti detto "metodo degli spostamenti". Possiamo definire questo come precursore dell'analisi matriciale.

Fino al 1932 erano ancora presenti forti limitazioni riguardanti le dimensioni dei problemi trattati, che vennero superate da Cross con l'introduzione del metodo della "distribuzione dei momenti" usato per i successivi 25 anni.

In seguito fu applicata e usata la procedura dell'analisi reticolare in formato matriciale e l'utilizzo dei calcolatori.

Prendiamo come incognite gli spostamenti e consideriamo una qualsiasi struttura come formata dall'insieme di un gran numero di regioni di volumi finiti e di forme semplici, non compenetrabili, chiamati ELEMENTI FINITI, connessi tra loro in un numero finito di punti chiamati NODI e ipotizzo che gli spostamenti siano funzione degli spostamenti nodali tramite opportune funzioni del punto dette "funzioni di forma".

Ogni NODO è caratterizzato da un certo numero di **gradi di libertà** (gdl) che variano a seconda del tipo di problema studiato e il loro numero per ogni elemento dipende dal grado di approssimazione che si è scelto per poter rappresentare le variazioni degli spostamenti nei punti interni all'elemento. Hanno un significato fisico di spostamento, rotazioni, sforzi, temperature, ecc.

Al contrario del metodo delle “differenze finite”, il FEM approssima, discretizzandolo, il sistema fisico, ma dopo questa riduzione applica con rigore le equazioni relative agli elementi discreti.

Nei tempi recenti si è vista la nascita di codici di calcolo di impiego generale, strumenti molto potenti in grado di soddisfare il crescente bisogno delle informazioni necessarie al miglioramento dei prodotti, soprattutto in quei settori, ad esempio la formula 1, in cui il progresso tecnologico costituisce una chiave indiscussa per il successo. Inoltre, la “prototipazione virtuale” ha notevolmente ridotto la necessità di ricorrere a campioni reali da testare, minimizzando i tempi richiesti per l’ottenimento del prodotto finale.

## 4.2 ANALISI DI SOLLECITAZIONI E SPOSTAMENTI ELASTICI – MATRICE RIGIDEZZA

**Notazione Matriciale:** Notazione compatta per scrivere e risolvere sistemi di equazioni.

Considero una matrice colonna delle forze e una colonna degli spostamenti:

$$\{x\} = \begin{Bmatrix} x1 \\ y1 \\ z1 \\ \cdot \\ \cdot \\ xn \\ yn \\ zn \end{Bmatrix} \quad \{u\} = \begin{Bmatrix} u1 \\ v1 \\ w1 \\ \cdot \\ \cdot \\ un \\ vn \\ wn \end{Bmatrix} \quad \text{legate tra loro dalla relazione } \{x\} = [K](u) \quad (1)$$

La (1) è nota come “equazione delle rigidezze” ed è la più importante equazione nel metodo dell’analisi matriciale delle strutture.

La chiave per risolvere la struttura con il metodo matriciale consiste nel formare la matrice  $[K]$  detta “delle rigidezze” che lega tra loro forze e spostamenti.

Per avere un concetto chiaro dei coefficienti  $k_{ij}$  conviene partire dalla discussione dei coefficienti di spostamento.

Consideriamo una struttura elastica arbitraria, vincolata in maniera tale da impedire i movimenti di corpo rigido e caricata dalle forze  $F_1, F_2, \dots, F_n$  agenti nei nodi 1, 2, ..., n. Gli spostamenti corrispondenti sono rappresentati da  $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ .

Si consideri lo spostamento del nodo  $i$ , esso è provocato dall’intero campo di forze e risulta:

$$\delta_i = c_{i1}F_1 + c_{i2}F_2 + \dots + c_{in}F_n$$

Per definizione  $c_{i1}$  è lo spostamento prodotto nel nodo  $i$  da una forza unitaria  $F_1=1$ .

Scrivo l’equazione matriciale per tutti gli  $n$  spostamenti in forma compatta:

$$\{\delta\} = [c] \{F\} \quad (2)$$

Risolve il problema descritto in termini di forze:

$$\{F\} = [c]^{-1} \{\delta\} \quad (3)$$

Con  $[c]^{-1}$  detta matrice inversa di  $[c] \rightarrow [c]^{-1} = \frac{adj[c]}{\det[c]}$

Possiamo affermare che la matrice  $[K]$  delle rigidezze è l'inversa della matrice  $[c]$  degli spostamenti

$$[K] = [c]^{-1};$$

e l'equazione (3) risulta:

$$\{F\} = [K] \{\delta\} \quad (4)$$

$$\text{Con } [K] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdot & \cdot & \cdot & k_{1n} \\ k_{21} & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & \cdot \\ \cdot & & & & & \cdot \\ k_{n1} & k_{n2} & \cdot & \cdot & \cdot & k_{nm} \end{bmatrix}$$

Supponendo ora che gli spostamenti  $\delta_1=1$  e gli altri siano nulli, dalla (4):

$$F_1 = k_{11}, F_2 = k_{21}, \dots, F_n = k_{n1}; \quad (5)$$

Perciò gli elementi della prima colonna  $[K]$  rappresentano i valori delle forze necessarie per produrre uno spostamento unitario nel punto 1 e spostamenti nulli in tutti gli altri nodi. Posso ripetere gli stessi discorsi per le altre colonne.

Nel caso la struttura in esame risultasse complessa, posso considerarla come un assemblaggio di un certo numero di membri relativamente semplici e posso ricavare  $[K]$  per ogni singolo membro e successivamente quella dell'intera struttura attraverso il principio di sovrapposizione

### 4.3 SVILUPPO DI UN PROBLEMA AGLI ELEMENTI FINITI

Consideriamo di applicare il metodo degli elementi finiti alla soluzione di problemi strutturali. Il corpo si considera suddiviso in un grande numero di regioni di forma semplice e di volume finito non compenetranti (elementi finiti) connessi fra loro in un numero finito di punti (nodi).

Gli spostamenti di un punto interno ad un elemento sono funzioni degli spostamenti nodali tramite delle funzioni del punto detto “funzioni di forma”. Ogni nodo è caratterizzato da un certo numero di spostamenti generalizzati detti GDL.

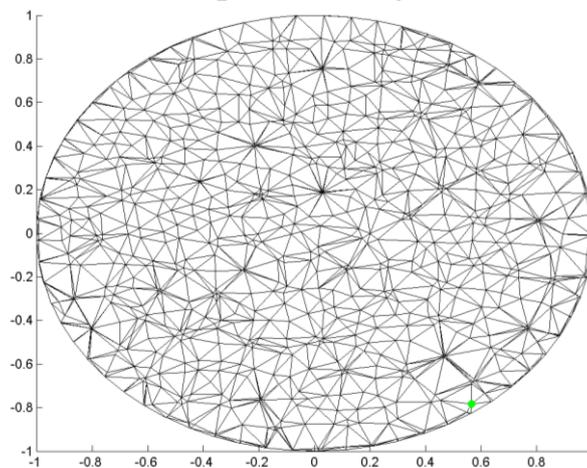
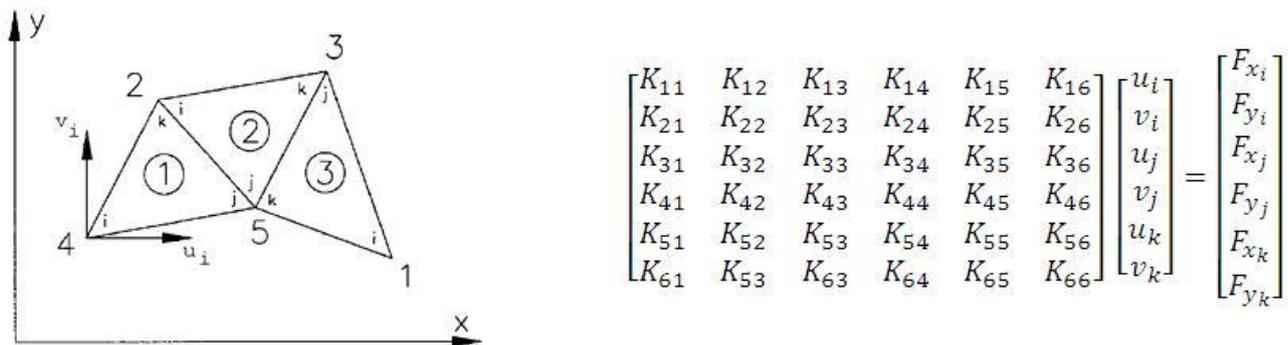


Figura 4.1. Esempio di una mesh

Il problema elastico di corpo continuo, la cui formulazione esatta conduce a sistemi di equazioni differenziali alle derivate parziali definite da opportune condizioni al contorno, viene discretizzato e ricondotto, in via approssimata, alla soluzione di un sistema di molte equazioni lineari algebriche. Di qui l'importanza della notazione matriciale per l'impiego di calcolatori a grande memoria.

Nei casi di elasticità piana, l'elemento più impiegato è quello di forma triangolare con tre nodi in corrispondenza di tre vertici, ciascuno caratterizzato da 2 gdl.



**Figura 4.2.** Struttura composta da una serie di elementi triangolari che mi permettono di studiarla agevolmente. Per poter superare le difficoltà che nascono dal considerare qualsiasi “elemento finito” isolato dal contesto degli elementi adiacenti da confini immaginari, conviene procedere nella maniera seguente:

- si suddivide il continuo, mediante delle linee immaginarie, in un certo numero di elementi finiti;
- si considerano gli elementi interconnessi fra loro soltanto in un numero discreto di punti nodali situati sui loro confini. Gli spostamenti dei punti nodali sono i parametri incogniti del problema;
- si scelgono delle funzioni che definiscano univocamente gli spostamenti all'interno dell'elemento in funzione dei suoi spostamenti nodali. Tali funzioni definiscono univocamente, tramite le equazioni di congruenza, lo stato di deformazione all'interno dell'elemento del quale, attraverso le equazioni di elasticità si desume, univocamente lo stato di tensione entro l'elemento e i suoi confini;
- si determina, generalmente applicando il principio dei lavori virtuali, un sistema di forze concentrate in corrispondenza dei nodi, in equilibrio con le tensioni sul contorno degli elementi.

Si ottiene la relazione  $\{F\}_e = [K]_e \{\delta\}_e$ .

In cui  $\{F\}_e$  è il vettore delle forze applicate ai nodi dell'elemento;  $[K]_e$  matrice rigidezza dell'elemento;  $\{\delta\}_e$  vettore degli spostamenti dei nodi dell'elemento.

La predetta relazione, nel caso del problema piano studiato con elemento triangolare, si può ottenere anche direttamente applicando le equazioni di equilibrio.

Le semplificazioni introdotte con il metodo dell'elemento finito sono le seguenti:

- la continuità degli spostamenti, richiesta fra elementi adiacenti, non è sempre assicurata dalle funzioni di spostamento scelte. Tale continuità, assicurata

all'interno dell'elemento, può essere violata sulla linea di confine dell'elemento.;

- concentrando le forze equivalenti nei nodi, si ha che le condizioni di equilibrio sono soddisfatte soltanto in senso integrale.

Può accadere infatti che le tensioni di trazione lungo gli elementi adiacenti siano diverse e che quindi, lungo tali linee non siano soddisfatte le condizioni di equilibrio che sono invece sempre soddisfatte in corrispondenza dei nodi nel caso in cui il sistema di forze  $f_i$  è equivalente a quello degli sforzi reali.

Gli elementi finiti sono dei domini nello spazio all'interno dei quali la soluzione del problema viene approssimata. Appare chiaro che tanto più piccoli sono gli elementi che modellano la struttura, tanto migliori sarà l'accuratezza della soluzione; teoricamente un numero infinito di elementi finiti garantisce un risultato esatto.

## 4.4 RICHIAMI DI CALCOLO STRUTTURALE IN CAMPO LINEARE ELASTICO

Andiamo ad elencare e raggruppare brevemente quelle che sono le equazioni proprie del calcolo strutturale.

Ogni volta che verrà considerato un elemento è da ritenersi costituito da materiale omogeneo e isotropo.

### 4.4.1 SFORZO-DEFORMAZIONE

Sia  $xyz$  un sistema cartesiano ortogonale con origine in un punto qualsiasi dello spazio. Supponiamo di trovarci in un punto appartenente ad un corpo sottoposto all'azione di forze. Esistono delle relazioni che legano gli sforzi che si generano all'interno del corpo con il modo in cui questo si deforma. Per il punto in questione potremmo scrivere: (1)

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= \frac{\sigma_{xx} - \nu \cdot (\sigma_{yy} + \sigma_{zz})}{E} & \varepsilon_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{2 \cdot G} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_{xy} \\ \varepsilon_{yy} &= \frac{\sigma_{yy} - \nu \cdot (\sigma_{xx} + \sigma_{zz})}{E} & \varepsilon_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{2 \cdot G} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_{yz}\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\sigma_{zz} - \nu \cdot (\sigma_{xx} + \sigma_{yy})}{E}$$

$$\varepsilon_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{2 \cdot G} = \frac{1}{2} \cdot \gamma_{zx}$$

E: modulo di Young;                       $\nu$ : coefficiente di Poisson;

G: modulo di elasticità tangenziale  $G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)}$

$\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}, \varepsilon_{zz}$  deformazioni che un cubetto di materiale ritagliato nell'intorno del punto in esame subisce, a causa dell'applicazione di forze, nelle tre direzioni x, y, z del riferimento adottato.

$\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$  tensioni normali alle facce del suddetto cubetto e dirette secondo x, y e z.

$\gamma_{xx}, \gamma_{yy}, \gamma_{zz}$  variazioni degli angoli tra gli spigoli del cubetto.

$\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$  tensioni di scorrimento e giacciono sulle facce del cubetto; in particolare ricordiamo che la  $\tau$  generica si trova sulla faccia del cubetto perpendicolare all'asse indicato dal primo pedice ed ha la direzione indicata dal secondo pedice; ricordiamo inoltre che la  $\tau$  ad indici scambiati sono uguali tra loro.

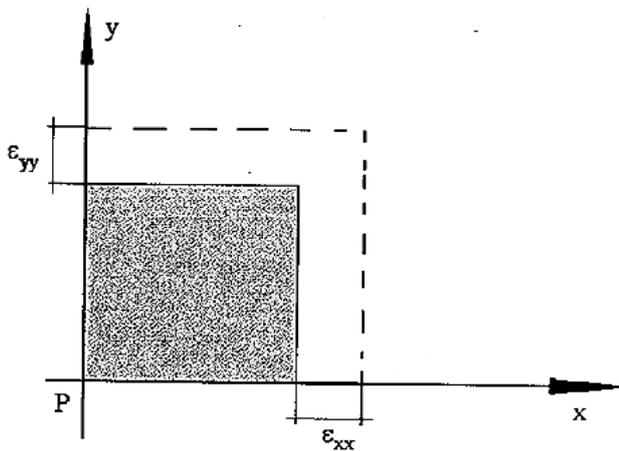


Figura 4.3. Deformazioni normali nel piano xy

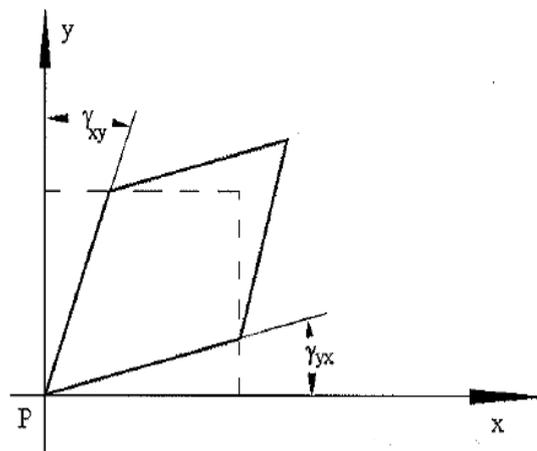


Figura 4.4. deformazioni di scorrimento in xy

Andiamo poi ad invertire le (1) e ricaviamo lo sforzo in funzione della deformazione in direzione assiale e tangenziale.(2)

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= 2 \cdot G \cdot \frac{(1-\nu) \cdot \varepsilon_{xx} - \nu \cdot (\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz})}{1-2 \cdot \nu} & \tau_{xy} &= G \cdot \gamma_{xy} \\ \varepsilon_{yy} &= 2 \cdot G \cdot \frac{(1-\nu) \cdot \varepsilon_{yy} - \nu \cdot (\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{zz})}{1-2 \cdot \nu} & \tau_{yz} &= G \cdot \gamma_{yz} \\ \varepsilon_{zz} &= 2 \cdot G \cdot \frac{(1-\nu) \cdot \varepsilon_{zz} - \nu \cdot (\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{xx})}{1-2 \cdot \nu} & \tau_{zx} &= G \cdot \gamma_{zx}\end{aligned}$$

che possono essere descritte in forma matriciale  $\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$  avendo ordinato i termini in maniera seguente (3)

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad [E] = \begin{bmatrix} 2 \cdot \frac{1-\nu}{1-2 \cdot \nu} & \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & 2 \cdot \frac{1-\nu}{1-2 \cdot \nu} & \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & \frac{2 \cdot \nu}{1-2 \cdot \nu} & 2 \cdot \frac{1-\nu}{1-2 \cdot \nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}$$

#### 4.4.2 EQUAZIONI DI CONGRUENZA

Se un punto appartenente ad una struttura subisce uno spostamento  $\mathbf{u}$  (dovuto alla deformazione generata dall'applicazione di forze e non ad un atto di moto rigido) con componenti  $u_x, u_y, u_z$ , secondo le tre direzioni cartesiane ortogonali definite dal sistema di riferimento globale xyz potremo scrivere:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u_x}{\partial x} & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \\ \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial u_y}{\partial y} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \\ \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial u_z}{\partial z} & \gamma_{zx} &= \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x}\end{aligned}$$

Queste ultime relazioni possono essere scritte in forma matriciale nel modo seguente:

$$\{\varepsilon\} = [D] \cdot \{u\}$$

avendo indicato con [D] l'operazione derivata. Per esteso infatti avremmo:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix}$$

Tutte le formule che abbiamo scritto fino ad ora valgono nel caso in cui sia soddisfatta l'ipotesi di piccola deformazione.

### 4.4.3 EQUAZIONI INDEFINITE DI EQUILIBRIO

Per risolvere il problema elastico non sono sufficienti le equazioni di congruenza e quelle costitutive. Mancano, infatti, delle relazioni che leghino le forze che sollecitano la struttura agli spostamenti, deformazioni, tensioni.

Sia  $f$  una forza di volume (forza peso, forza d'inerzia) con componenti  $f_x, f_y, f_z$ , nel sistema di riferimento scelto; la variazione della tensione che si registra nel passare tra due facce tra loro parallele di un cubetto di materiale ritagliato nell'intorno del punto P equilibra le forze di volume:

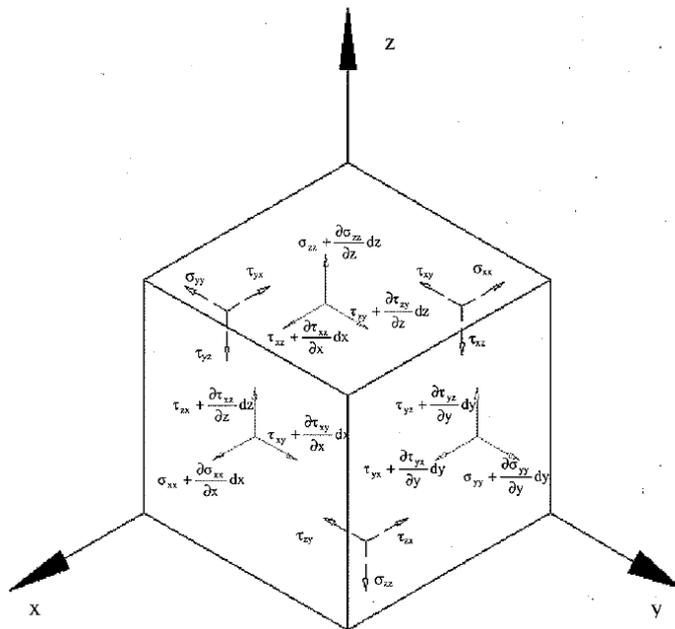


Figura 4.5. Sforzi agenti sulle facce di un cubo. Non troviamo rappresentare, per chiarezza, le forze di volume

Scrivendo le equazioni di equilibrio alla traslazione nelle 3 direzioni x y z avremo:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y &= 0 \\ \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + f_z &= 0\end{aligned}$$

Riscritte in forma matriciale  $[D]^T \cdot \{\sigma\} + \{f\} = 0$  e per esteso

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{Bmatrix} = 0$$

Abbiamo quindi a disposizione un sistema di 3 equazioni matriciali

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\}$$

$$\{\varepsilon\} = [D]\{u\}$$

$$[D]^T \{\sigma\} + \{f\} = 0$$

Notiamo come il problema si sia complicato notevolmente, presentando 6 equazioni algebriche e 9 equazioni differenziali lineari alle derivate parziali; le incognite diventano 15: 3 componenti di spostamento, 6 componenti di deformazione e 6 componenti dello stato di sforzo.

Le formulazioni descritte fino ad ora descrivono il problema elastico generico per una generica struttura tridimensionale. Ci sono alcuni casi che presentano alcune particolarità:

1) Stato di sforzo piano:  $\sigma_{zz} = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$

2) Stato di deformazione piana:  $\epsilon_{zz} = \gamma_{yz} = \gamma_{xz} = 0$

3) Stato di sforzo assialsimmetrico: si manifesta in questi corpi che presentano simmetria assiale e di carico. Queste condizioni lo rendono assimilabile allo sforzo piano o alla deformazione piana: un punto appartenente ad un piano di simmetria assiale può spostarsi solamente nel piano a cui appartiene, a seguito di applicazioni di forze.

Ricorrere, quindi, alla semplificazione significa avere minori difficoltà nella realizzazione del modello (che si traduce in minore possibilità d'errore), tempi di calcolo inferiori, dimensioni dei files più contenute. E', per questo motivo, sempre auspicabile ricorrere a modelli piani, a patto ovviamente che la semplificazione sia lecita.

## **4.5 MODELLAZIONE DELLE STRUTTURE MEDIANTE ELEMENTI FINITI**

Ogni volta che si crea un modello si procede ad un'astrazione della realtà: si cerca di ricondursi a degli schemi noti e semplificati che possano dare una interpretazione della realtà stessa.

Le semplificazioni che vengono attuate (es. monodimensionalità della trave), tuttavia, non sempre riescono a dare una risposta coerente a ciò che avviene e per non rischiare di approdare a risultati di calcolo inattendibili, si è reso necessario lo sviluppo di un metodo di validità generale, che subisse in maniera più lieve le limitazioni imposte dalle ipotesi troppo restrittive e legate ai singoli casi particolari.

Il metodo ideale sarebbe quello che consente di risolvere in forma analitica il sistema misto di equazioni algebriche e differenziali alle derivate parziali viste precedentemente, ma, salvo casi particolari, ci sono problematiche quasi impossibili da risolvere.

Nasce quindi l'idea di discretizzare il problema, risolvendolo in un dominio limitato nello spazio e dalla forma geometrica semplice, e approssimare la soluzione in modo da renderla il più coerente possibile con la realtà.

I sottodomini in cui andremo a discretizzare il dominio di origine vengono chiamati *elementi finiti*.

Fatto ciò, si devono inserire ulteriori approssimazioni sugli spostamenti all'interno dell'elemento, ponendoli in funzione (lineare, parabolica, ecc) degli spostamenti di punti predefiniti dell'elemento stesso

Dalla conoscenza dei nodi delle componenti di spostamento dei nodi si può risalire agli stati deformativo e tensionale della struttura stessa.

Il FEM è quindi basato sul “metodo degli spostamenti” e per poter analizzare una qualsiasi struttura è necessario procedere attraverso alcuni punti:

- individuazione del tipo di elemento da impiegare, in relazione alla geometria della struttura ed al fenomeno che si vuole indagare;
- divisione della struttura in un numero “adeguato” di elementi;
- applicazione delle condizioni al contorno (vincoli e carichi);
- risoluzione delle equazioni che derivano dal modello;
- interpretazione dei risultati

Ognuna di queste fasi è importante perché se sviluppata in maniera errata porterà a vanificare tutte le altre.

#### **4.5.1 MODELLAZIONE CON ELEMENTI 2D**

Riuscire a rappresentare qualsiasi stato deformativo e tensionale nella sua generalità è la cosa migliore, ma come abbiamo detto, esistono casi per i quali possiamo fare alcune approssimazioni per ricondurci a casi più semplici che non ci fanno perdere l'accuratezza dei risultati e ci permettono di avere meno difficoltà nella realizzazione del modello (si traduce in minori possibilità di errore), tempi di calcolo inferiori, dimensioni di files più contenute.

Se la semplificazione è lecita, è sempre auspicabile ricorrere a modelli piani.

##### 1) Stato di sforzo piano:

come detto, si manifesta quando:  $\sigma_{zz} = \tau_{yz} = \tau_{xz} = 0$

La condizione perché avvenga  $\sigma_{zz}=0$  è che lo spessore (in direzione z) sia “piccolo” rispetto alle altre due dimensioni della struttura (es. lamiera).

La condizione perché avvenga  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{xz}=0$  è che la struttura sottile in questione non sia caricata con forze di taglio normali alla sua superficie; per poter modellare una struttura con elementi a stato di tensione piano è necessario che le forze che la sollecitano appartengano allo stesso piano in cui giace la struttura.

I vantaggi di usare questo stato sono che il modello risulterà più compatto e snello del 3D e avremo tempi di calcolo minori, si riducono le possibilità di errore.

## 2) Stato di deformazione piana:

come detto, si manifesta quando:  $\epsilon_{zz} = \gamma_{yz} = \gamma_{xz} = 0$

La condizione perché avvenga  $\epsilon_{zz}=0$  è che la dimensione normale al piano in cui giace la struttura sia preponderante rispetto alle altre.

Analogamente allo stato di sforzo piano la condizione perché avvenga  $\gamma_{yz}=\gamma_{xz}=0$  è che la struttura sia caricata con forze che giacciono nel piano cui la struttura appartiene.

Diversamente dal caso 1, non è necessario indicare uno spessore (che dovrebbe essere teoricamente infinito), ma generalmente si considera unitario. I carichi vanno rapportati allo spessore e su questo bisogna fare attenzione.

## **4.5.2 MODELLAZIONE CON ELEMENTI 3D**

Con i modelli 3D avremo sempre a che fare con stati di sforzo pluriassiali, quindi in ogni punto della struttura il tensore degli sforzi è “pieno”, ossia non ha componenti nulle. Questo fatto permette una dettagliata conoscenza dello stato tensionale di tutta la struttura, della quale andremo a rispettare tutta la struttura.

Poiché nel 3D si ha la possibilità di seguire la geometria del pezzo il più fedelmente possibile, non si avranno approssimazioni di stato di sforzo o deformazione piani e le equazioni da utilizzare e valide saranno quelle generali.

### 4.5.3 MODELLAZIONE CON ELEMENTI SHELL

Definisco gli elementi SHELL come ibrido tra elementi 2D e 3D: possono rappresentare, infatti, strutture che si presentano nelle tre dimensioni, ma sono in grado di rappresentare esclusivamente strati di sforzo piano.

Generalmente vengono rappresentate strutture con pareti sottili (es. campo aerospaziale, navale, ferroviario, automobilistico, carpenteria). Si differenziano dagli elementi 2D perché possono essere disposti su un piano orientato arbitrariamente; non esistono quindi limitazioni alla direzione delle forze e al regime membranale e si somma a queste il contributo flessionale; nonostante ciò, l'elemento shell non è in grado di calcolare le  $\tau_{xz}$  e le  $\tau_{yz}$  (se Z è la normale al piano dell'elemento).

Possiamo anche modellare le strutture a travi, anche se generalmente si utilizzano gli elementi monodimensionati.

La modellazione shell non presenta particolari problemi; è necessario, se non si dispone di una geometria CAD, di creare le superfici (preferibilmente sul piano medio delle superfici che andremo a meshare) su cui appoggiare gli elementi. Un'attenzione particolare va data all'intersezione delle varie superfici, per fare in modo che gli elementi risultino effettivamente collegati fra loro.

Se si dispone di un file CAD 3D le cose sono un po' più complicate perché è generalmente disegnato per la produzione del pezzo, si dovrà quindi svolgere un lavoro di preparazione e modifica della geometria andando ad estrarre le superfici che si ritengono più idonee ai fini del calcolo strutturale.

A seconda dei tipi di struttura, i modelli ad elementi shell contengono anche sistemi di collegamento che vanno analizzati:

#### - Collegamenti Saldati

Si tengono in considerazione i giunti saldati solo in fase di interpretazione dei risultati. Si continua, invece, a trascurare in fase di modellazione la presenza della saldatura continua e andiamo a considerare all'interno del modello le lamiere come continue.

Generalmente si distinguono due casi di saldature.

1) *Saldatura a completa penetrazione*, ottenuta preparand i “lambi” da saldare. È un tipo di giunto molto affidabile e a patto di una perfetta esecuzione, garantisce un’ottima continuità del materiale; il passaggio delle tensioni da una parte all’altra del giunto è molto regolare e possiamo vedere il giunto stesso come un “pezzo unico”.

Si deve fare attenzione al calcolo dei coefficienti di sicurezza posti nei valori ch il materiale può garantire: la saldatura va a degradare non solo il materiale di apporto, ma anche le zone circostanti.

Generalmente negli acciai saldabili si può considerare un abbattimento del valore ammissibile del 10%, mentre per le leghe di alluminio fino al 50%.

2) *Saldatura a cordoni d’angolo*, non ripristina in alcun modo la continuità del giunto: i carichi passano da una lamiera all’altra attraverso i cordoni, la cui geometria è difficilmente controllabile. Solitamente sono le normative che definiscono un criterio di calcolo; il FEM è in questo caso indispensabile perché consente di estrarre, elemento per elemento, le forze che servono per applicare la norma.

3) *Saldatura per punti*, per quest’ultima va fatto un discorso a parte; in questi casi sarebbe bene collegare fra loro le parti interessate cercando di rispettare il più possibile la distribuzione dei punti di giunzione reale. Nota la resistenza del singolo punto, è possibile determinare in prima approssimazione il numero di punti necessari a trasferire i carichi di progetto. Sarebbe poi opportuno realizzare un successivo modello, in cui le parti effettivamente sono collegate fra loro nei punti previsti e verificare che le forze che li attraversano siano effettivamente inferiori al valore ammissibile.

### - Collegamenti Rivettati

Una giunzione rivettata è molto funzionale per la possibilità di essere disassemblata, permettendo la sostituzione delle parti interessate.

Come avviene per la saldatura per punti, non potendo conoscere con esattezza la posizione dei rivetti, trascuriamo la presenza della giunzione e riservo alla post-processazione dei risultati il calcolo delle forze che passano attraverso la rivetta tura.

### - Collegamenti a vite

Come sopra, anche questi collegamenti rappresentano dei trasferimenti discontinui di forze tra una parete e l'altra della struttura: la differenza è che queste sono generalmente prevaricate. Ciò fa sì che le forze possano essere trasferite per attrito tra le due parti, anziché per l'azione di puro taglio sulle viti stesse; procedendo in questa maniera si evita, inoltre, di applicare carico sulle viti che potrebbero andare a deformarle evitandone lo smontaggio.

Generalmente nei modelli non si tiene conto del precarico né dell'attrito, anche in questo caso lasciando il calcolo di dettaglio alla fase di interpretazione dei risultati.

## **4.6 GLI ELEMENTI MONODIMENSIONALI**

Sono elementi atti a rappresentare tipicamente le strutture a travi (BEAMS) o ad aste (RODS), intendendo con asta la biella.

Al giorno d'oggi sono poco utilizzati grazie alle possibilità elevate di modellazione e calcolo.

Gli elementi a trave, a causa della loro natura monodimensionale, possono non cogliere alcuni effetti che avvengono sui nodi, nei quali convergono più travi, come le concentrazioni di tensione.

Rimangono comunque utilissimi quando vengono utilizzati assieme a BRICK O SHELL; possiamo andare a modellare punti di saldature, rivetti e viti, perni, rinforzi e qualsiasi altra cosa che abbia due dimensioni trascurabili rispetto alla terza. Inutile dire che si debba prestare molta attenzione quando si mischiano assieme tipologie diverse di elementi.

La loro forza è senza dubbio la loro semplicità che ad esempio ci permette di conoscere molto velocemente quanto valgono le componenti di azioni interne di una vite modellata con elementi BEAM. I dati che si riscontrano non sono peggiori o meno accurati di quelli che troverei se avessi utilizzato elementi solidi.

## **4.7 GLI ELEMENTI NON STRUTTURATI**

Sono detti “non strutturati” tutti quegli elementi che non hanno una rigidezza propria e che i vari codici mettono a disposizione per le più disparate funzioni: applicazione di carichi e vincoli, collegamenti tra diverse parti.

Questi elementi vengono detti anche MPC (Multi Point Constraints); l'utilizzo di questi elementi mi permette di andare a modificare le matrici di rigidezza globale da parte dell'algoritmo di soluzione, per tutti quei gdl che fanno riferimento al MPC; così facendo andiamo ad alterare la natura della struttura (es. irrigidendola). Nonostante ciò la loro comodità fa sì che vengano utilizzati, pur tenendo conto di questo “difetto” in fase di lettura di risultati che vengono prodotti nelle zone interessate da questi elementi.

Possono essere utilizzati in sostituzione agli elementi beam, per modellare chiodi e rivetti o punti di saldatura e frequentemente per collegare elementi beam alla rimanente parte del modello.

### **4.7.1 OSSERVAZIONI**

In molte situazioni possiamo utilizzare diversi tipi di elementi per avere gli stessi effetti strutturali. Il criterio che deve portarci a fare una scelta riguarda le “capacità” della struttura, il costo e l'accuratezza richiesta.

Si deve quindi avere un'idea chiara di come la struttura si comporterà prima di costruire il modello ad elementi finiti. L'esperienza basata su strutture simili è sicuramente la base da cui partire. Non avere idea di quello che potrà avvenire può condurre fuori strada soprattutto se si sono fatti errori in tutte le fasi del percorso. Avere una base di partenza, magari anche di calcoli manuali ci può indicare se stiamo procedendo per la direzione giusta o meno.

Soprattutto per elementi di scarsa familiarità, è bene verificare sempre il suo comportamento attraverso modelli di dimensioni ridotte, permettendo di capire quali sono i limiti e le capacità dell'elemento che stiamo testando.

Elementi monodimensionali: Se in una struttura, modellabile inequivocabilmente con elementi monodimensionali, ci si aspetta solo carichi di trazione e compressione nei vari membri, allora conviene usare le ROD (bielle).

Se invece sono presenti dei momenti, allora si devono impiegare elementi BEAM.

Elementi 2D e shell: Generalmente possiamo utilizzare elementi triangolari e quadrangolari: è preferibile utilizzare i secondi, perché il triangolo, con i suoi 3 nodi, è un elemento a deformazione (e quindi tensione) costante e quindi eccessivamente rigido e decisamente meno accurato rispetto ad avere 4 nodi, soprattutto nei regimi di sforzo membranali. Gli elementi triangolari sono consigliabili nei casi di transizione di mesh e comunque lontano da forti gradienti di tensione.

Vanno evitati elementi eccessivamente distorti (“skewed”), sono da mantenere per quanto possibile gli elementi vicini a  $90^\circ$  fra loro e il rapporto lato lungo - lato corto deve essere il più possibile vicino all’unità.

La distorsione fuori piano (“warping”) deve essere la più bassa possibile. (discorso valido solo per gli elementi shell).

Negli elementi parabolici, il nodo centrale deve essere posizionato a metà tra i nodi di vertice, per quando possibile, ma mai oltre un terzo della distanza. È opportuno, inoltre, che tutti i lati abbiano il nodo centrale; la sua rimozione rende l’elemento più rigido e rischia di modificare il percorso dei carichi. L’elemento shell parabolico porta risultati migliori rispetto a quello lineare per strutture a singola curvatura, mentre per strutture a doppia curvatura l’elemento lineare si comporta meglio.

Elementi 3D: Anche se gli elementi esaedrici sono pensati in maniera tale da comportarsi bene anche con gli elementi shell, sarebbe bene non impiegarli in questo modo, ameno di non aver altra scelta; ad esempio, in strutture importanti di spessore tra le varie zone o si ricorre alla modellazione “mista” o si è costretti a modellare con elementi solidi anche le pareti sottili.

L’elemento tetraedrico lineare è da usare con estrema cautela perché ha al suo interno campi di deformazione e tensione costanti e risulta pertanto eccessivamente rigido e insensibile ai gradienti di sforzo.

Se si utilizzano elementi parabolici il nodo intermedio dovrebbe essere posizionato il più possibile vicino al centro del lato e sarebbe buona norma non saltarne nessuno.

Elementi zero dimensionali: sono quegli elementi che presentano delle caratteristiche di rigidità e massa pur non avendo dimensioni fisiche. Sono ad esempio le masse concentrate, assegnabili a qualsiasi gdl di qualsiasi nodo all'interno del modello. È così possibile introdurre masse e momenti di inerzia localizzati, dove non sia importante la reale distribuzione nello spazio (es. analisi modale).

Un altro esempio possono essere le molle che consentono di collegare tra loro due gdl attraverso un valore di rigidità definito dall'utente. Se i nodi cui appartengono i gdl non sono collegati da molle concentrate non sono coincidenti, possono sorgere dei problemi di natura numerica. È pertanto consigliabile procedere alla verifica di effettiva coincidenza dei nodi coinvolti.

Elementi non strutturali: gli MPC sono generalmente costruiti scrivendo relazioni matematiche tra i gradi di libertà dei nodi coinvolti nella definizione dell'MPC stesso. Molti dei codici commerciali hanno nelle loro librerie degli MPC già "confezionati", nel senso che sono disponibili alcune delle forme che più frequentemente vengono impiegate, come ad esempio l'elemento che lega i nodi coinvolti a seguire un atto di moto rigido (e pertanto detto "elemento rigido"). Ogni volta che si deve usare un MPC sarebbe buona norma verificare se l'uso che se ne vuole fare non sia già stato previsto e "confezionato"; in caso affermativo è meglio usare questo anziché scrivere le relazioni a mano, limitando così il rischio di introduzione di errori.

## **4.8 LA MODELLAZIONE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO**

Dopo aver realizzato il modello è necessario imporre le opportune condizioni di vincolo e di carico; le condizioni al contorno al programma di calcolo i punti in cui sono applicate le forze esterne e dove queste sono reagite

Questa fase è molto più spinosa di quella dell'applicazione dei carichi, perché se un modello è vincolato in maniera erronea rende impossibile la soluzione del sistema di equazioni. È sempre necessario vincolare il modello perché fino a quando non viene risolto il sistema di equazione, non possiamo capire se abbiamo sistemato adeguatamente le forze.

La distribuzione dei vincoli deve far sì che la struttura non sia labile; tutti gli atti di moto libero devono, quindi, essere impediti, sia per il modello completo, sia per una parte di modello rispetto all'altra; la matrice di rigidezza che ne risulta è non definita positiva e pertanto il problema non è risolvibile numericamente.

Se, ad esempio, vincolassimo tutti i nodi di uno spigolo in un elemento solido nei sei gradi di libertà si può essere convinti di aver realizzato un incastro, ma non è così. Gli elementi solidi non hanno rigidezze rotazionali e pertanto non sono in grado di reagire con dei momenti concentrati. Il risultato è una cerniera cilindrica con conseguente labilità.

Al di là della possibile introduzione di labilità all'interno del modello, porre attenzione nell'applicazione dei vincoli significa anche pensare all'effetto che questi possono avere sulla struttura, sulle sue deformazioni e sui suoi stati tensionali: anche se nei punti di discontinuità si tende a non prendere per validi i valori di tensione prodotti da un modello ad elementi finiti.

È scontato dire che ciò che stiamo modellando abbia un riscontro fisico con la realtà. Particolare attenzione deve essere prestata nel fissare i vincoli unilaterali che, al contrario del vincolo, deve mantenere attivo o meno il gdl al quale è applicato, a seconda della direzione in cui questo si sta muovendo.

## **4.9 LE CONDIZIONI DI CARICO**

Rappresentano il caso duale delle condizioni di vincolo: dove sono noti gli spostamenti sono incognite le forze e viceversa.

È praticamente impossibile creare situazioni che possano generare errore numerico durante l'applicazione dei carichi, posso solo commettere errori concettuali.

Nel caso debba essere applicata una pressione non verranno più selezionati i nodi come per le forze o i momenti, ma le facce dell'elemento; il codice di calcolo ricostruirà l'opportuna distribuzione di carichi nodali. L'errore più comune che possiamo incontrare si ha con gli elementi piastra, dove le normali dell'elemento non siano orientate omogeneamente; dovendo gestire un elemento che non ha spessore fisico, ma solo numerico, non è in grado di stabilire dove si trovi il materiale.

## 4.10 SIMMETRIA ED ANTISIMMETRIA

Ogni artificio utilizzato per ridurre il numero delle incognite è ben accetto quando si affronta un calcolo manuale e lo stesso vale anche se si utilizzano metodi numerici. Possiamo dire che la presenza di simmetrie è la prima cosa da individuare per semplificare la struttura che si va a studiare, senza però correre il rischio di abusarne ipotizzando simmetrie che non ci sono, o con carichi applicati diversamente o con deformate non simmetriche.

Simmetrie geometriche e di carico. Una volta che si costruisce il semimodello occorre stabilire quali sono i vincoli da applicare ai nodi che si trovano nel piano di simmetria. Valgono due regole:

- non sono ammesse componenti di spostamento normali al piano di simmetria;
- non sono ammesse componenti di rotazioni parallele al piano di simmetria.

Il tempo necessario alla soluzione rispetto ad un caso normale è di circa quattro volte inferiore, grazie al numero minore di nodi da considerare e quindi di gradi di libertà. Abbiamo anche un guadagno anche nella fase di post-processazione.

Simmetrie geometriche ed antisimmetrie di carico: Generalmente se non ci sono simmetrie nei carichi non è possibile analizzare solamente metà della struttura; tuttavia esistono alcune situazioni in cui questo può avvenire. Stiamo parlando della condizione per cui due carichi possano essere antisimmetrici. Per l'imposizione dei vincoli di antisimmetria ai nodi che giacciono nel piano di antisimmetria valgono due regole:

- non sono ammesse componenti di spostamento parallele al piano di antisimmetria;
- non sono ammesse componenti di rotazioni normali al piano di antisimmetria.

Rispetto al caso precedente si devono anche applicare le condizioni di carico, in quanto gli stati deformativi e tensionali sono diversi per le due metà.

Ricordiamo che in questo caso i nodi fanno capo ad elementi brick, che non presentano rigidità rotazionali e avremo meno equazioni da risolvere perché andremo a bloccare 2 gdl, al posto di 1 come avviene nella simmetria. Purtroppo risolvere il problema per due condizioni di carico, fa sì che il tempo di risoluzione sia comunque maggiore nonostante il numero inferiore di equazioni. Per lo stesso motivo aumenterà anche il tempo necessario alla post-processazione.

Analisi modale: la determinazione delle frequenze proprie di una struttura richiede più tempo di un'analisi statica. Lo sfruttamento di eventuali simmetrie è ancora più interessante, ma bisogna prestare maggior attenzione per evitare di non perdere alcune frequenze.

Utilizzando la simmetria in questo tipo di analisi andiamo a diminuire notevolmente il tempo di calcolo, ma andiamo anche a perdere quasi il 50% delle frequenze rispetto al modello completo.

#### **4.10.1 OSSERVAZIONI**

- In alcuni casi la simmetria può essere tale da permettere la creazione di quattro modelli identici, diminuendo ulteriormente i tempi e la pesantezza del calcolo.
- In alcuni casi la simmetria non è così evidente e può valer la pena spendere un po' di tempo nella sua individuazione;
- Se non siamo certi che ci sia o meno una simmetria, ha senso provare a studiare un modello completo, ma mooto semplificato e andare a scoprirlo;
- Se la geometria è simmetrica è sempre possibile spezzare i carichi in una parte simmetrica e una antisimmetrica ricordando poi di combinare linearmente i risultati.
- Attenzione ai modelli che presentano elementi beam o shell giacenti nel piano di simmetria: si devono assegnare le caratteristiche pari alla metà dell'effettivo valore. Lo stesso vale per i momenti e le forze che giacciono sul piano di simmetria;

#### **4.11 INTERPRETAZIONE DEI RISULTATI**

Lo sviluppo dei programmi utilizzati per il calcolo numerico ha dato un notevole aiuto nella lettura e comprensione dei risultati che si hanno nella fase della post-processazione; attraverso le mappe colorate si ha un immediato impatto visivo e qualitativo dell'andamento della sollecitazione nella struttura in esame. Siamo inoltre capaci di leggere velocemente il valore corrispondente ad un preciso nodo o elemento. Possiamo plottare grandezze di vario tipo: deformazioni, reazioni vincolare, spostamenti, ... .

I risultati possono essere mediati o meno sulla superficie, presentando in entrambe le situazioni vantaggi e svantaggi. Ad esempio se non mediamo il risultato possiamo andare a valutare velocemente la qualità della mesh; ogni volta che si ha una variazione di spessore negli elementi shell è necessario evitare di guardare nei valori mediati perché non riusciremmo a visualizzare possibili problemi strutturali.

Si possono incontrare diverse tipologie di errore e i risultati sono ampiamente influenzati dal modo in cui il modello viene costruito e dalla qualità numerica con cui vengono risolte le equazioni che il modello stesso genera.

- Errori dell'utente: difficilmente gestibili perché sempre diversi a seconda dell'operatore. I più classici sono di erroneo inserimento di valori nel modello (forze, pressioni, modulo di Young, ecc...), oppure all'utilizzo delle unità di misura

- Errori di discretizzazione: intrinseco nel FEM. Con discretizzazione indichiamo il modo in cui una struttura viene approssimata: più accurata sarà questa operazione, più saranno accurati i risultati. Si parla di "densità della mesh" per indicare il tipo e il numero di elementi che verranno utilizzati.

Dobbiamo ricordare che gli errori che si riscontrano sugli spostamenti dei nodi andranno ad aumentare notevolmente quando andremo a calcolare il resto dei parametri nella post-processazione. Per evitare questa cosa, spesso si ricorre alla sottomodellazione, utilizzando, per le parti di non diretto interesse dal punto di vista delle sollecitazioni, elementi meno "raffinati", ma in grado di riprodurre la rigidità delle parti stesse, garantendo che il percorso dei carichi rispecchi la realtà e modellando le zone oggetto dell'analisi strutturale con il tipo di elemento più adeguato per quelle porzioni della struttura.

È importante anche la scelta dell'elemento che si vuole utilizzare. I tetraedri a 10 nodi sono i più accurati a scapito di elevato numero di gradi di libertà rispetto agli elementi triangolari o quadrangolari. In generale, fra quest'ultimi, si preferiscono i secondi ai primi.

È inoltre importante ricordare di fare attenzione all'utilizzo di alcuni elementi quali i beam, che presentano una notevole utilità in un numero elevato di casi (es. analisi modali), ma in alcuni casi presentano un elevato margine di errore e si preferisce utilizzare elementi brick e shell.

Ogni volta che si esegue un'analisi strutturale numerica si crea un modello matematico che comporta l'assunzione di ipotesi più o meno restrittiva e valida in funzione del fenomeno che si vuole indagare. La discretizzazione ad elementi a deformazione costante fornisce risultati affetti da errori che potrebbero anche non essere trascurabili come abbiamo detto prima.

- Errori numerici: in gran parte legati all'utente, ma ci sono alcuni casi in cui il calcolatore potrebbe commettere delle imprecisioni, soprattutto quando si maneggia il modello 3D realizzato per fini costruttivi; se non si vanno ad eliminare tutte quelle parti che renderebbero il modello solamente più pesante e complicato senza uno scopo funzionale al calcolo, allungheremmo i tempi della soluzione e potremmo creare dei problemi nella qualità del risultato.

- Errori di pre-processazione: avvengono soprattutto quando si passa da un programma all'altro o da una versione a quella successiva.

- Errori di modellazione: intendiamo quelli legati alla generazione vera e propria del modello: possono avvenire dal software, dall'utente o dal concetto.

I primi possono essere ad esempio gli "scollamenti" tra due parti di uno stesso modello; se si è fortunati il meshatore genera due mesh separate nei due domini e ci accorgiamo dell'errore, altrimenti difficilmente è individuabile, ritrovandoci un errore causato dalla struttura diventata labile. Altro esempio sono i "free edges", lati dell'elemento liberi e non condivisi da altri elementi.

Capita a volte di cancellare elementi senza rendersene conto e non ce ne rendiamo conto perché potrebbe non rendere la struttura stabile e quindi non andrebbe a causare errori nel processo.

Un errore concettuale potrebbe essere quello di utilizzare diversi tipi di elementi nello stesso modello. È molto difficile modellare l'intera struttura con un solo elemento, ma si possono seguire delle norme non scritte che ci permettono di utilizzare gli stessi elementi sempre per gli stessi tipi di strutture (shell → lamiera; beam → viti; brick → corpi tozzi;...).

## 4.12 MODELLAZIONE MISTA

Come già detto, ogni tipo di elemento presenta ai suoi nodi diversi gradi di libertà: gli elementi shell hanno tre traslazioni e tre rotazioni, come gli elementi beam, mentre gli elementi brick hanno solo i tre gradi di libertà alla traslazione; in altre parole questi ultimi non hanno rigidità rotazionali ai loro nodi. Quando un nodo appartiene contemporaneamente ad elementi con gradi di libertà diversi (ad esempio shell e brick) possono sorgere dei problemi che pregiudicano l'attendibilità dei risultati.

Ci concentreremo principalmente sul collegamento tra shell e brick perché è quello che più facilmente si è indotti ad adottare nella pratica ed è anche quello che può dare luogo agli errori più grandi se impostato in modo non corretto. Ci serviremo come esempio di una trave incastrata ad una estremità e caricata a flessione e taglio mediante una forza  $F$  applicata alla estremità opposta. Schematizzeremo questa trave in 5 modi differenti.

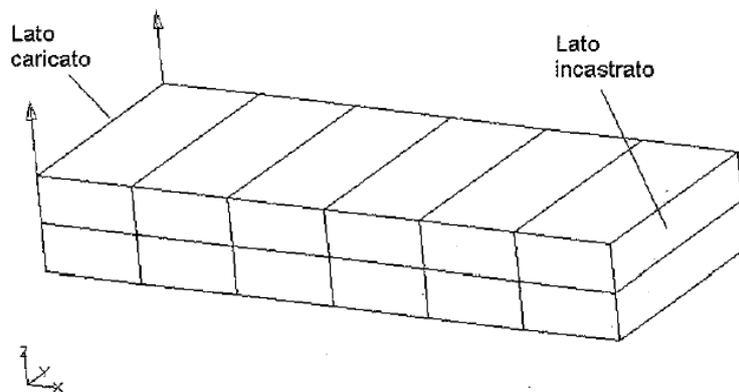


Figura 4.6. Trave incastrata soggetta a flessione e taglio. L'incastrato è stato realizzato vincolando tutti i nodi di una faccia.

### 1) Trave modellata esclusivamente con elementi BRICK

Prenderemo questa soluzione per confrontare ciò che accadrà negli altri casi; questa schematizzazione non presenta grossi problemi ed è ragionevole pensare che possa dare risultati adeguatamente accurati.

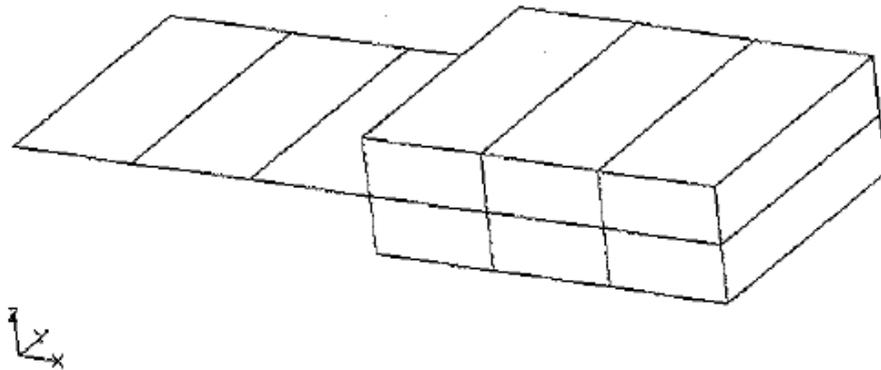
Confronteremo l'andamento della componente dello spostamento in direzione z e l'andamento della tensione nella direzione dell'asse della trave (asse x) i risultati ottenuti in questo caso vengono confermati, entro i margini di errore generalmente tollerati nella analisi numerica delle strutture, dalle relazioni della Scienza delle Costruzioni.

$$\sigma_{inc} = \frac{F \cdot L_y}{I} = 72 \text{Mpa}; \quad \sigma_{mezz} = \frac{F \cdot L_y}{2I} = 36 \text{Mpa}; \quad \delta_{estr} = \frac{1}{3} \frac{F \cdot L^3}{EI} = 0.017$$

$y$  = distanza della fibra più sollecitata dall'asse neutra;  $I$  = momento di inerzia;  $F$  = forza che sollecita la trave;  
 $E$  = modulo di Young.

## 2) Trave modellata a BRICK/SHELL – Soluzione 1

Per le soluzioni miste è bene prendere delle precauzioni: se collegassimo gli elementi shell solamente alla fila di nodi intermedia si avrebbe una labilità alla rotazione attorno ad  $y$  causata dal fatto che gli elementi brick non abbiano gradi di libertà alla rotazione; in altre parole è come se lungo il lato della shell che si intesta sui brick ci fosse una cerniera cilindrica. Non si ha trasmissione del momento flettente, mentre il taglio “passa” correttamente.



**Figura 4.7. Trave modellata con elementi brick e shell**

Nel nostro caso la labilità non si manifesta, perché il momento flettente viene scaricato sul vincolo anziché sulla porzione della trave modellata a brick. In altre situazioni il codice di calcolo avrebbe automaticamente vincolato a terra i gdl labili.

La prima soluzione che possiamo adottare è quella di modellare la trave a flangia fittizia con elementi shell ancando a creare una “T”. Avendo cura che i gdl

all'interfaccia non vengano vincolati a terra è possibile trasmettere il momento flettente come coppia di forze dirette come l'asse x.

I risultati ottenuti possono essere influenzati dallo spessore che viene assegnato agli elementi shell della flangia; tuttavia appare evidente che non ci siano grosse grosse differenze: in termini di spostamento questo modello risulta leggermente meno rigido, mentre sulla tensione si ha un buon accordo lontano dai nodi di interfaccia, ma offre risultati poco attendibili in corrispondenza della giunzione.

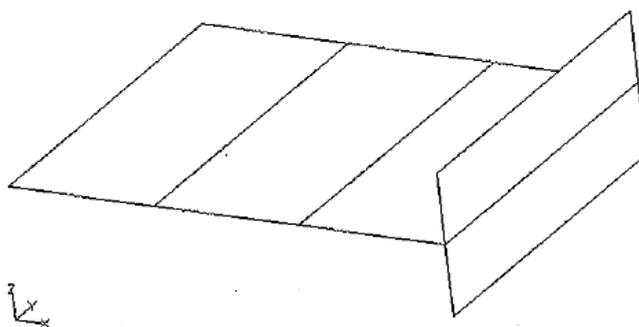


Figura 4.8. Flangia a "T" utilizzata per garantire la continuità del momento flettente tra brick e shell.

### 3) Trave modellata a BRICK/SHELL – Soluzione 2

Questa soluzione consiste nel collegare i nodi shell ai nodi brick attraverso elementi tipo MPC. Questi, ricordiamo, non sono elementi strutturali (non hanno rigidezza specifica), ma applicano delle relazioni matematiche ai nodi interessati.

Il nodo 6 (shell) è il nodo indipendente nella definizione dell'elemento MPC, mentre i nodi 1 e 11 (brick) sono i nodi dipendenti e si spostano in funzione di come si sposta il loro nodo indipendente.

Il momento flettente viene trasmesso attraverso la coppia di forze (in direzione x) che si realizza nei nodi 1 e 11 e nei rispettivi vertici sul lato opposto.

Questa soluzione ci presenta un migliore accordo in termini di rigidezza con il modello interamente a brick, mentre dal punto di vista della tensione i risultati sono praticamente coincidenti con quelli riscontrati nella soluzione 1, quindi ugualmente inattendibili nella zona di interfaccia.

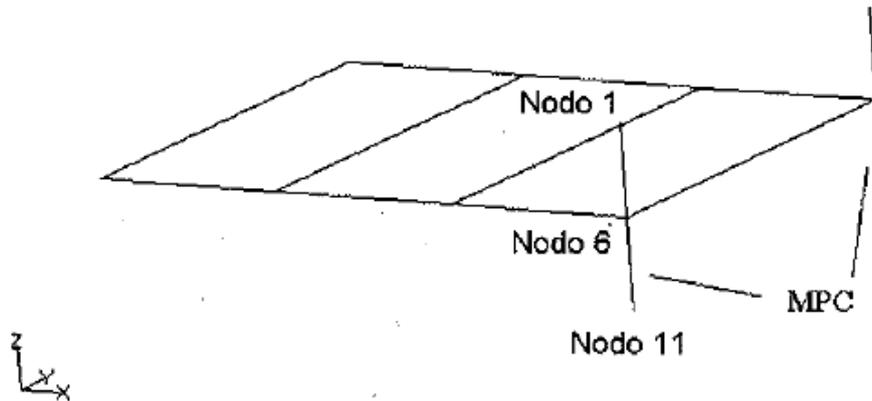


Figura 4.9. Elementi shell ed elementi MPC.

Si può osservare che se nella soluzione 1 ci si trova davanti ad un'incertezza nel determinare la rigidità della flangia (quindi il suo spessore), con l'adozione di elementi MPC si ha una differente problematica: in quanto rigidi tali elementi impediscono ai nodi coinvolti di subire spostamenti relativi; non risulta consentita la contrazione (o espansione) in direzione, è stata introdotta una rigidità che in realtà non è presente e che in alcune circostanze non può essere accettata.

#### 4) Trave modellata a BRICK/SHELL – Soluzione 3

In questa soluzione si propone di utilizzare gli MPC più evoluti: questi elementi, sempre sotto forma di relazioni matematiche, permettono di vincolare qualsiasi grado di libertà di qualunque nodo in funzione dei gdl di un altro nodo arbitrario. I nodi 1, 6 e 11 possono così spostarsi relativamente fra loro ed al tempo stesso trasmettere il momento flettente sotto forma di coppia di forze in direzione x, analogamente a quanto avveniva nella soluzione 2.

#### 5) Trave modellata a BRICK/SHELL – Soluzione errata

Soluzione che vede vincolate a terra le rotazione dei nodi appartenenti agli elementi shell.

Il modello relativo alla soluzione alla situazione labile non può essere riprodotto in quanto non può essere risolto; la labilità si presenta quando anche solo una equazione

è linearmente dipendente da una delle altre (fatto che si traduce in non invertibilità della matrice rigidità).

Si vede immediatamente che si è davanti a risultati sbagliati, guardando l'interfaccia si vede che esiste un vincolo alla rotazione attorno a y, il momento flettente si scarica a terra sollecitando la trave in misura inferiore rispetto a quanto in realtà avviene.

In questo caso è abbastanza facile rendersi conto dell'errore, perché gli elementi sono pochi e il problema è di facile soluzione analitica. In altre circostanze tuttavia, quando non è facile intuire il percorso dei carichi, se non si pone attenzione si rischia di accettare per validi alcuni tipi di modellazione in realtà errati che producono risultati fuorvianti.

L'interfaccia tra elementi beam e brick si presenta in genere quando è necessario simulare organi di collegamento a bullone o rivettature. Dato che anche gli elementi beam hanno sei gradi di libertà ai loro nodi, ci si trova di fronte ad un problema analogo a quello visto. Tuttavia gli elementi beam, a causa del loro ampio impiego nella modellazione delle travature, presentano una particolarità in più rispetto alle shell: per essi esiste infatti la possibilità di eliminare arbitrariamente le rigidità ad entrambi gli estremi, consentendo di realizzare tutti i tipi di vincolo interni: cerniere, carrelli, pattini, manicotti, ecc. Per l'interfaccia beam/brick è quindi sufficiente eliminare i tre gradi di libertà rotazionali ai nodi degli elementi beam che si collegano agli elementi brick, avendo ovviamente cura di evitare qualunque genere di labilità. Dato poi che gli elementi beam hanno una sola dimensione fisica, per il collegamento con il contorno dei fori è necessario ricorrere ad artifici: ad esempio si costruisce una raggiera di elementi MPC che collegano l'organo da simulare (vite, rivetto, perno) al contorno del foro.

## 4.13 BUCKLING LINEARE

Il caso di calcolo più semplice è quello del buckling lineare (o instabilità elastica).  
Le principali restrizioni imposte dall'ipotesi di linearità sono le seguenti:

- il materiale lavora nel suo campo elastico (non devono esserci plasticizzazioni);
- la struttura subisce “piccoli” spostamenti” (la deformata e l'indeformata coincidono);
- la direzione delle forze non cambia (non abbiamo effetti di “follone forze”).

In alcuni casi queste ipotesi sono troppo restrittive ed allora è necessario ricorrere al calcolo a buckling non lineare..

## 4.15 APPROCCIO MEDIANTE FEM

In un'analisi ad elementi finiti il problema del buckling lineare è affrontato includendo l'effetto della cosiddetta “matrice di rigidità differenziale” (MDRD) all'interno della matrice di rigidità globale della struttura.

La MDRD nasce, all'interno del legame deformazione-spostamento, tenendo conto dei termini di ordine superiore. Da un punto di vista fisico rappresenta l'approssimazione lineare degli effetti di “ammorbidimento” (decremento) della matrice della rigidità globale nel caso di trazione assiale.

Indico con  $[K_a]_i$  = matrice di rigidità globale dell'elemento i-esimo;  
 $[K_d]_i$  = matrice di rigidità differenziale dell'elemento i-esimo;

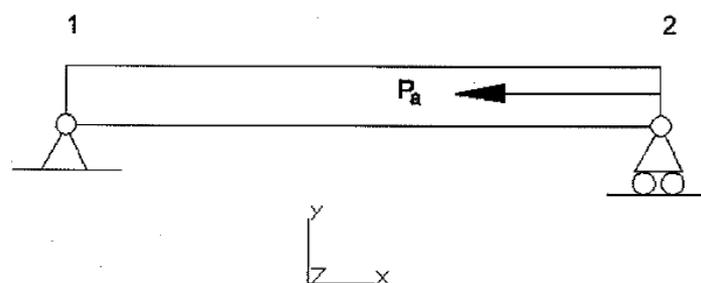


Figura 4.10. Elemento trave nel piano xy. 1 è vincolato con cerniera, 2 con carrello. Sistema isostativo, matrici di rigidità di ordine 3.

La MDRM è funzione della geometria della struttura che si sta schematizzando, del tipo di elemento (trave, piastra, brick) e dei carichi applicati. Un esempio per l'elemento trave piana rappresentato in figura è il seguente (per semplicità e perché ci sarà utile in seguito sono stati inclusi solamente i gradi di libertà effettivamente presenti: traslazione orizzontale  $\delta_x$  all'estremo 2 e rotazione  $\theta_z$  attorno a z per entrambe le estremità):

$$[K_d]_i = \begin{bmatrix} \frac{2 \cdot L_i \cdot F_{xi}}{15} & \frac{F_{xi}}{10} & \frac{-L_i \cdot F_{xi}}{30} \\ \frac{F_{xi}}{10} & \frac{6 \cdot F_{xi}}{5 \cdot L_i} & \frac{F_{xi}}{10} \\ \frac{-L_i \cdot F_{xi}}{30} & \frac{F_{xi}}{10} & \frac{-L_i \cdot F_{xi}}{30} \end{bmatrix}$$

$L_i \rightarrow$  lunghezza dell'elemento;  $F_{xi} \rightarrow$  forza assiale dell'elemento trave =  $P_a$  (carico applicato)

$F_{xi}$  e  $P_a$  coincidono perché è presente un solo elemento nel modello della struttura e visto che il carico è in linea con l'asse della trave. Più in generale possiamo dire che siano proporzionali fino a quando la struttura si mantiene in campo lineare. Possiamo quindi scrivere la matrice in questo altro modo:

$$[K_d]_i = \begin{bmatrix} \frac{2 \cdot L_i \cdot a_i}{15} & \frac{a_i}{10} & \frac{-L_i \cdot a_i}{30} \\ \frac{a_i}{10} & \frac{6 \cdot a_i}{5 \cdot L_i} & \frac{a_i}{10} \\ \frac{-L_i \cdot a_i}{30} & \frac{a_i}{10} & \frac{-L_i \cdot a_i}{30} \end{bmatrix} = P_a \cdot [K_d^1]_i$$

$a_i \rightarrow$  "fattore di distribuzione" all'i-esimo elemento del carico applicato  $P_a$ . è diverso da ogni elemento all'interno della struttura; il suo valore dipende dal tipo di elemento, dalla suo orientamento rispetto alla struttura completa e, infine, dal carico applicato.

La matrice  $[K_a]_i$  per l'elemento trave della figura è invece così costituita:

$$[K_a]_i = \begin{bmatrix} \frac{4 \cdot E \cdot I}{L_i} & 0 & \frac{2 \cdot E \cdot I}{L_i} \\ 0 & \frac{A \cdot E}{L_i} & 0 \\ \frac{2 \cdot E \cdot I}{L_i} & 0 & \frac{4 \cdot E \cdot I}{L_i} \end{bmatrix}$$

$E \rightarrow$  modulo di Young;  $A \rightarrow$  area della sezione;  $I \rightarrow$  momento di inerzia flessionale.

Per una struttura generica, modellata con  $n$  elementi, la matrice di rigidezza globale e la matrice di rigidezza differenziale vengono assemblate in modo opportuno a partire dalle matrici dei singoli elementi.

Possiamo quindi scrivere:

$$[K_a] = \left[ \sum_{i=1}^n [K_a]_i \right] \quad [K_d] = \left[ \sum_{i=1}^n [K_d]_i \right]$$

$[k_d]_i$  è molto più complessa di quella illustrata, ma la trattazione risulta valida comunque.

Per quanto detto la matrice complessiva vale  $[K] = [K_a] + [K_d]$

L'energia potenziale totale del sistema vale

$$E = \frac{1}{2} \{u\}^T [K_a] \{u\} + \frac{1}{2} \{u\}^T [K_d] \{u\}$$

Con  $\{u\}$  vettore degli spostamenti nodali della struttura.

Per garantire l'equilibrio statico la derivata dell'energia potenziale totale dovrà essere nulla:

$$\frac{dE}{d\{u\}} = ([K_a] + [K_d]) \{u\} = 0$$

Possiamo quindi scrivere:  $([K_a] + P_a [K_d^1]) \{u\} = 0$

Affinchè abbia una soluzione non banale deve essere  $([K_a] + P_a [K_d^1]) = 0$

Ora premoltiplico entrambi i membri per  $[K_d^1]^{-1}$  e ottengo  $[[K_d^1]^{-1}[K_a] + P_a[I]] = 0$

Con  $[I]$  matrice identità.

Questa equazione si presenta come un problema agli auto valori ed auto vettori; quei valori di  $P_a$  (auto valori) che la soddisfano sono i carichi critici di buckling, mentre i corrispondenti auto vettori descrivono la deformata della struttura secondo il modo di buckling.

Dal punto di vista fisico ha senso considerare solamente il più basso di questi valori, perché la struttura non potrà sopportare carichi più alti, in quanto già questo la porta al collasso.

Tornando all'esempio siamo a questo punto in grado di calcolare il carico critico che porta all'instabilità.

Per fare ciò dobbiamo assegnare dei valori alle costanti. Pongo per semplicità:

$$A = 1 \text{ mm}^2; E = 1 \text{ N/mm}^2; \quad I = 1 \text{ mm}^4; \quad L = 10 \text{ mm}; \quad a_i = 1.$$

Con questi valori abbiamo

$$[K_d^1]_i = \begin{bmatrix} \frac{20}{15} & \frac{1}{10} & \frac{-10}{30} \\ \frac{1}{10} & \frac{6}{50} & \frac{1}{10} \\ \frac{-10}{30} & \frac{1}{10} & \frac{-10}{30} \end{bmatrix} \quad [K_a]_i = \begin{bmatrix} \frac{4}{10} & 0 & \frac{2}{10} \\ 0 & \frac{1}{10} & 0 \\ \frac{2}{10} & 0 & \frac{4}{10} \end{bmatrix} \quad [A] = \begin{bmatrix} 0.42 & -0.10 & 0.30 \\ -0.60 & 1.00 & -0.60 \\ 0.30 & -0.10 & 0.42 \end{bmatrix}$$

Utilizzando il software in grado di gestire le matrici e calcolare gli auto valori ricavo:

$$P_{amin} = 0.12$$

Questo significa che il carico che genera l'instabilità nella trave è pari a 0.12 N. Infatti, aver posto  $a_i = 1$  equivale a dire che la trave è stata caricata con una forza unitaria  $P_a$  assume allora il significato di fattore moltiplicativo del carico applicato.

Implementando in due codici di calcolo commerciali il medesimo modello si ottiene in entrambi i casi il valore sopra riportato per il fattore moltiplicativo del buckling.

A questo punto possiamo calcolare il carico critico attraverso la formula di Eulero:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

Sostituisco i valori e ottengo  $P_{cr} = 0.098696 \text{ N}$ .

Apparentemente il metodo degli elementi finiti sovrastima del 20% il carico che genera instabilità. Tuttavia non possiamo trascurare il fatto di aver schematizzato la trave con un unico elemento e questa cosa porta la struttura ad irrigidirsi. Se modellassimo la trave con 10 elementi porteremmo il valore del carico critico a 0.098698. La differenza ora è praticamente nulla.

Come regola generale sarebbe bene avere sempre almeno 5 nodi per ogni semionda sinusoidale del modo di buckling.

# CAP. 5 MODELLAZIONE 3D E CALCOLO STRUTTURALE

## 5.1 INTRODUZIONE

Per l'analisi agli elementi finiti del sistema di afferraggio sono stati utilizzati due software:

- 1- FEMAP per la modellazione e il post-processing
- 2- NASTRAN per la risoluzione ed il calcolo dei modelli.

Come spiegato nel capitolo 3 ci sono due azionamenti che, facendo muovere il sistema, fanno sì che i componenti vadano a contatto fra loro; il primo avviene tra due elementi che compongono il sistema di afferraggio, il cuneo superiore e il petalo, il secondo tra il petalo e lo stampo del fondo che chiudendosi porta alla formazione del fondo della confezione. Questa situazione porta il componente ad essere caricato da due forze esterne, corrispondenti ai due contatti descritti. In questa condizione (quando entrambe le azioni agiscono sul pezzo) è stata effettuata l'analisi statica.

Infine, si è deciso di effettuare anche un'analisi a fatica dei componenti.

Da questa breve introduzione si può vedere come il petalo sia l'elemento direttamente interessato da entrambe le sollecitazioni esterne e per questo sarà oggetto di analisi; si è scelto di studiare anche ciò che avviene sul diffusore, che fungendo da fine corsa per il movimento del petalo può essere soggetto a delle forti tensioni.

Questo studio fornisce delle indicazioni sull'accuratezza della progettazione e su quali possano essere le soluzioni per evitare possibili criticità nel funzionamento, permettendo di dimensionare il sistema ottimizzando ogni suo componente.

Prima di importare tutto il modello all'interno del programma FEMAP è stata necessaria una riflessione sull'effettivo funzionamento del meccanismo così da poter ricreare in maniera corretta e fedele la realtà e allo stesso tempo semplificare il più possibile il modello per riuscire ad alleggerire il calcolo.



Figura 5.1

## 5.2 MODELLAZIONE

La simulazione dei componenti non è stata effettuata sull'intera geometria.

Come già accennato nel paragrafo precedente non tutti i componenti del sistema di afferraggio sono stati modellati, ma si è scelto di studiare solo quelli effettivamente interessati in prima linea dalle forze in gioco, avendo attenzione di avere un modello che rappresenti nel miglior modo possibile la realtà.

- 1- Diffusore
- 2- Cuneo
- 3- Perno
- 4- Boccola
- 5- Petalo

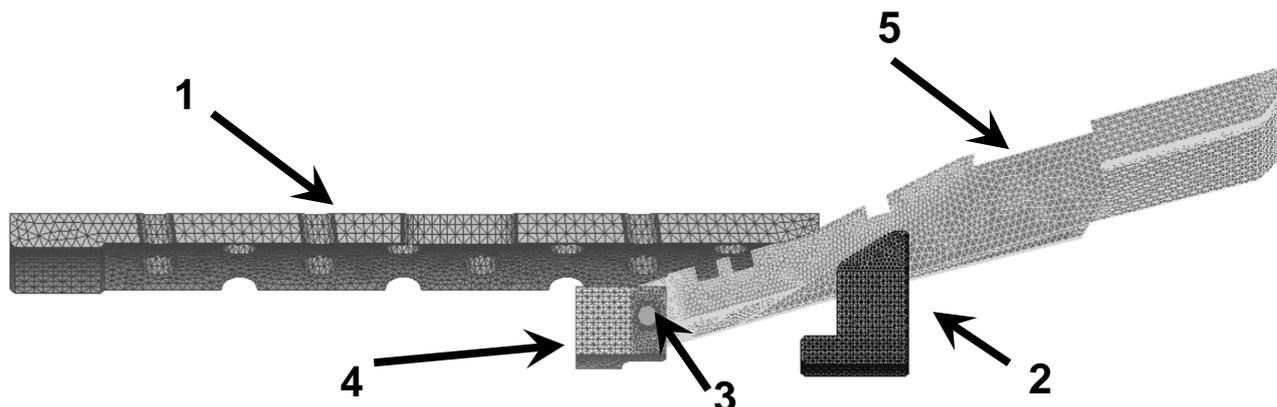


Figura 5.2. Mesh del sistema diviso in 8 parti.

Il sistema è stato sezionato in 8 parti (figura 5.2) sfruttando la simmetria che esso possiede. Questa suddivisione dell'elemento in 8 parti uguali e il conseguente studio su ciò che avviene in quell'ottavo di sistema è stata un'ulteriore semplificazione che ha permesso di effettuare i calcoli e le operazioni in maniera più snella e veloce.

Il modello del materiale è stato ipotizzato lineare elastico (legge di Hooke): tale modello è valido se lo sforzo sul componente non eccede in nessun punto il limite di snervamento (limite di proporzionalità lineare), come nel caso in oggetto.

Le proprietà dei materiali impiegate nelle simulazioni sono riportate rispettivamente in Tabella 5.1, Tabella 5.2.

I valori del limite di fatica dei materiali impiegati sono stati dati direttamente dal fornitore.

Materiale	<b>AISI 304</b>
Densità [kg/dm <sup>3</sup> ]	7.9
Modulo elastico [GPa]	200
Modulo di Poisson [-]	0.3
Carico di snervamento [MPa]	240
Carico di rottura a trazione [MPa]	515
Limite di fatica a flessione alternata [MPa]	180

**Tabella 5.1 - Proprietà materiale Petalo.**

Materiale	<b>Anticorodal 100</b>
Densità [kg/dm <sup>3</sup> ]	2.7
Modulo elastico [GPa]	70
Modulo di Poisson [-]	0.35
Carico di snervamento [MPa]	230
Carico di rottura a trazione [MPa]	310
Limite di fatica a flessione alternata [MPa]	110

**Tabella 5.2 - Proprietà materiale Diffusore.**

Per quanto concerne il limite di fatica a flessione alternata dell'Anticorodal 100, il fornitore specifica che il dato è suscettibile di incertezza dipendente dal tipo di lavorazione a cui viene sottoposto.

### 5.3 CARICHI E VINCOLI

I casi di carico analizzati utilizzando il calcolo FEM sono mostrati nelle figure seguenti (figura 5.3) e sono stati schematizzati riproducendo quelle che sono le forze in gioco durante l'intero ciclo di azionamento del sistema.

I carichi identificati come le principali azioni agenti sul sistema sono stati due:

- 1- il primo interno al sistema e riguardante la movimentazione dell'albero con conseguente apertura dei petali;
- 2- il secondo esterno dovuto alla movimentazione degli stampi, più precisamente dello stampo superiore che per primo si chiude andando ad utilizzare la cima dei petali come fine corsa.

Il pistone che muove l'albero, permettendo l'apertura dei petali, può utilizzare valori di pressione fino a 6 bar, producendo una forza massima di 226.5 N.

Lo stampo è mosso da un pistone che può utilizzare valori di pressione massima di 10 bar esercitando una forza massima di 800N

Questi due valori, applicati come si vede in figura 5.3, sono stati divisi per 8 per essere coerenti con il modello presentato.

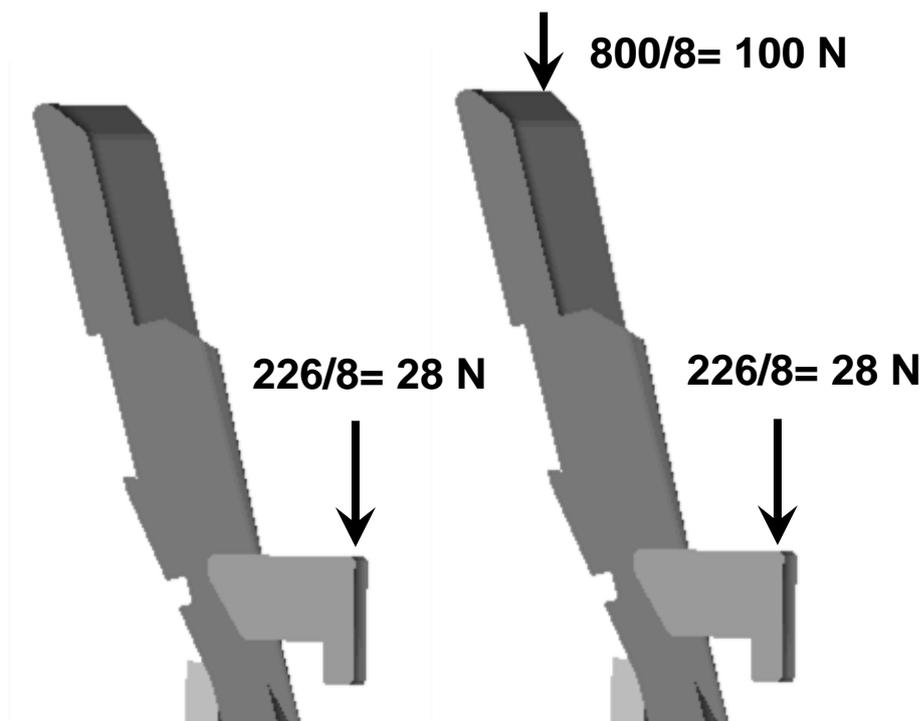


Figura 5.3. Carichi applicati sul perno, poi sul petalo.

Per quanto riguarda i vincoli, in figura 5.4 è possibile vedere evidenziati due tipi utilizzati:

- di Simmetria
- di Montaggio

Il vincolo di simmetria ha permesso la simulazione su un solo ottavo della geometria. È stato imposto a tutte le superfici giacenti sui piani di simmetria di tutti e cinque i componenti modellati.

Il vincolo di montaggio ha permesso di simulare l'accoppiamento dei 5 componenti modellati con quelli che si è deciso di tralasciare perché considerati solidali alla stazione rotante. Sono stati bloccati, quindi, rigidamente nelle tre direzioni (X,Y,Z) le basi della boccia e del diffusore. Sono stati anche imposti i vincoli interni al sistema. (contatti)

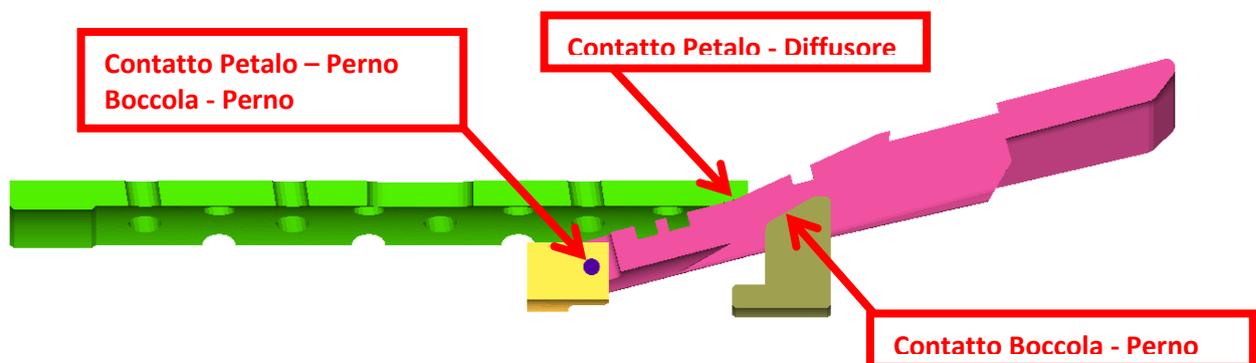


Figura 5.5. Visualizzazione dei contatti

## 5.4 ANALISI

Dopo aver effettuato la modellazione e aver lanciato il calcolo si è deciso, come accennato nel primo paragrafo di questo capitolo, di analizzare nel dettaglio solo due elementi:

- 1) PETALO (Acciaio AISI 304)
- 2) DIFFUSORE (Anticorodal 100)

La finalità dell'analisi è di andare a valutare i coefficienti di sicurezza statica e la resistenza a fatica dei componenti.

Per ogni pezzo sono stati estrapolati i valori massimi assoluti di:

- 1) Tensioni di Von Mises;
- 2) Maximum Principal Stress (Massimo sforzo principale di trazione);
- 3) Minimum Principal Stress (Massimo sforzo principale di compressione).

Da 1) si è ricavato il coefficiente di sicurezza statico rapportando questo valore con il limite di snervamento.

Da 2) e 3) si è potuto andare a visualizzare sul diagramma di Haigh (costruito con le caratteristiche meccaniche del materiale) i corrispondenti punti di lavoro allo scopo di ottenere informazioni più dettagliate sulla vita a fatica del componente.

Per questo i risultati sono stati visualizzati non solo sotto forma di sforzo equivalente di Von Mises, ma anche di sforzo massimo/minimo (a seconda se di trazione o compressione) lungo la direzione principale di sforzo, allo scopo di poter direttamente confrontare il valore di sforzo visualizzato con il limite di fatica del materiale, che si riferisce ad un caso di sforzo di trazione-compressione uniassiale.

Nella scelta dei punti più sollecitati sono stati evitati le zone (hotspot) di intensificazione delle tensioni dovute ad errori di modellazione.

Il fondo scala è stato impostato utilizzando i limiti di fatica [MPa] del materiale nelle visualizzazioni di sforzo massimo/minimo in direzione principale, mentre è stato impostato il limite di snervamento [MPa] nelle viste di sforzo equivalente di Von Mises, per una migliore visualizzazione dello stato tensionale del componente.

### 5.4.1 PETALO – ACCIAIO AISI 304

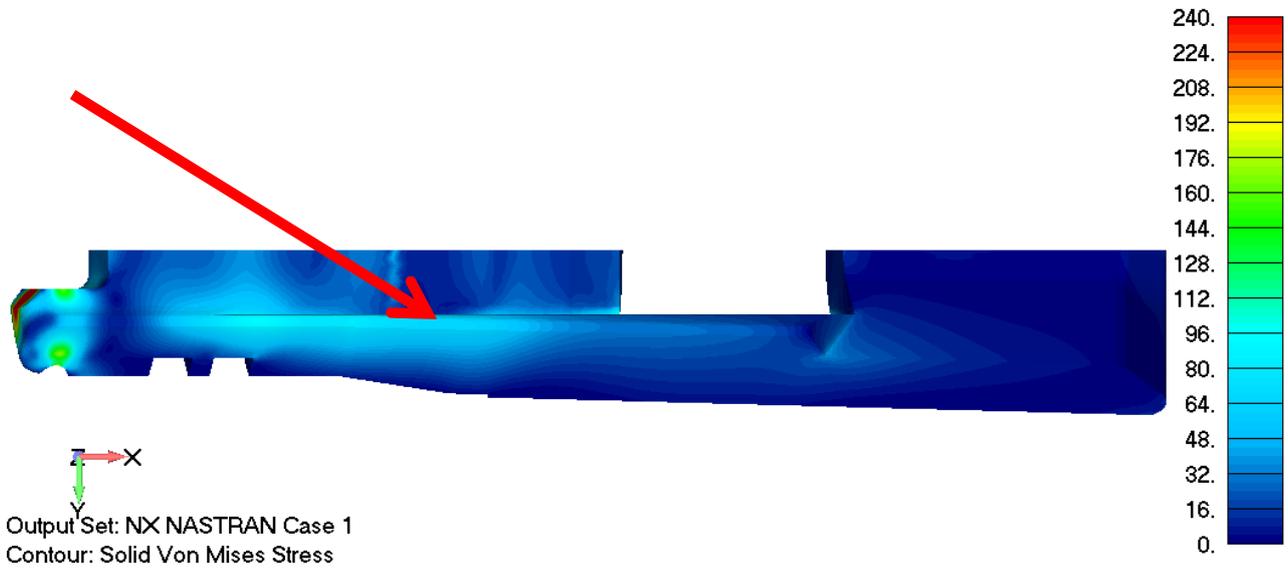
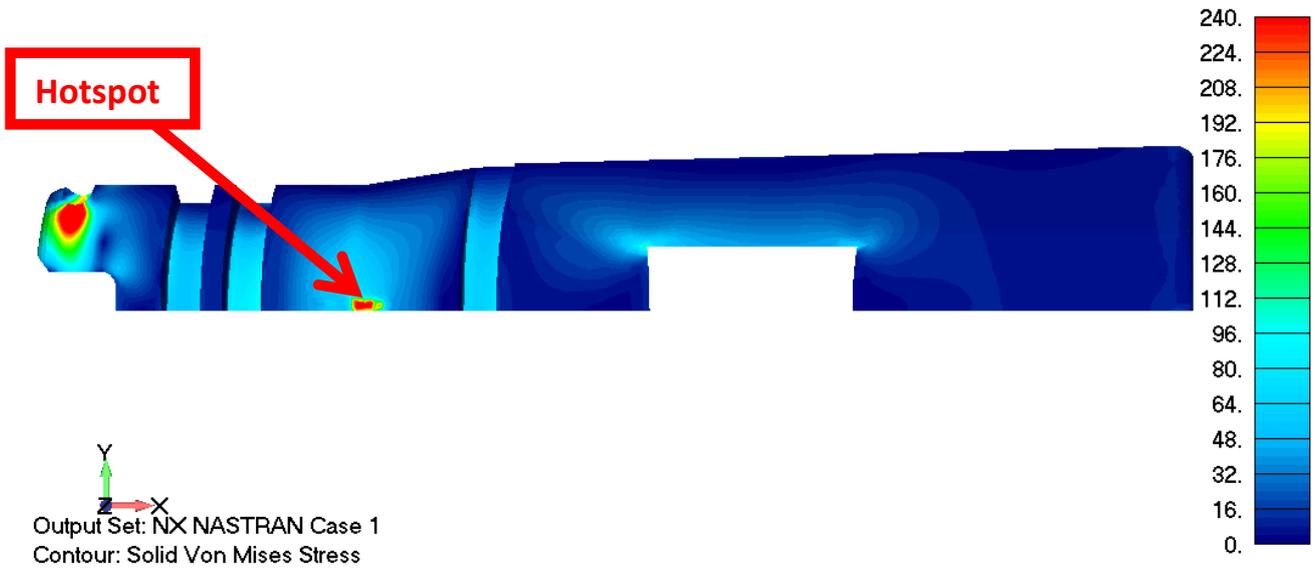


Figura 5.5 - Von Mises stress contours [MPa]. PETALO

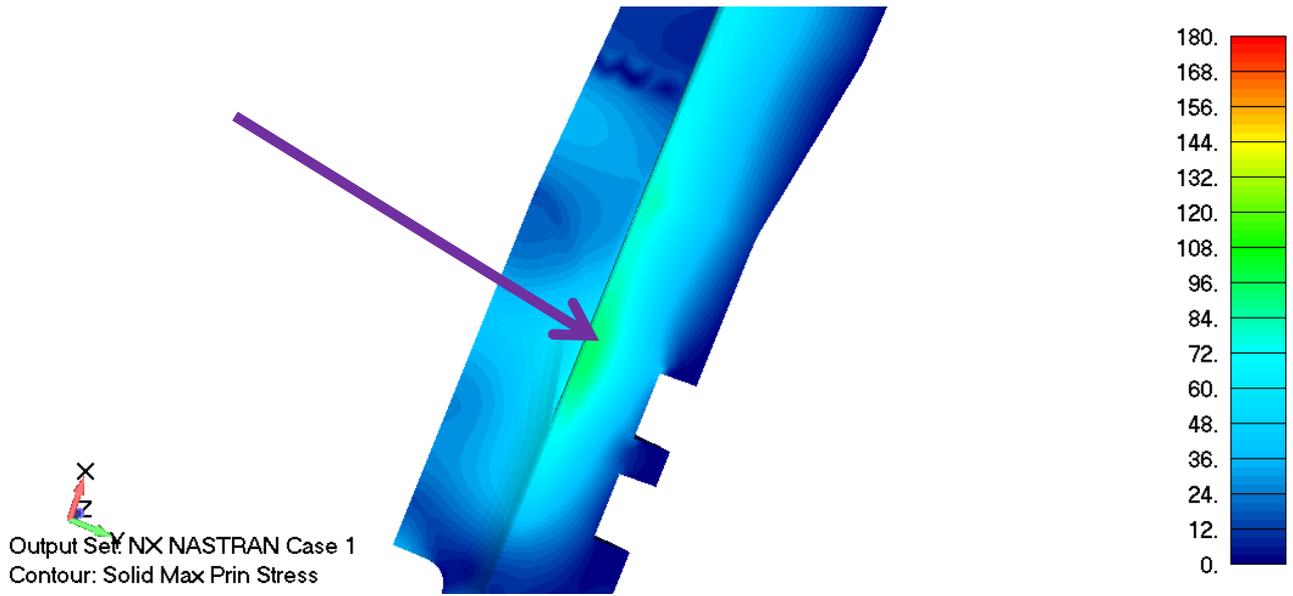


Figura 5.6 - Maximum principal stress contours [MPa]. PETALO

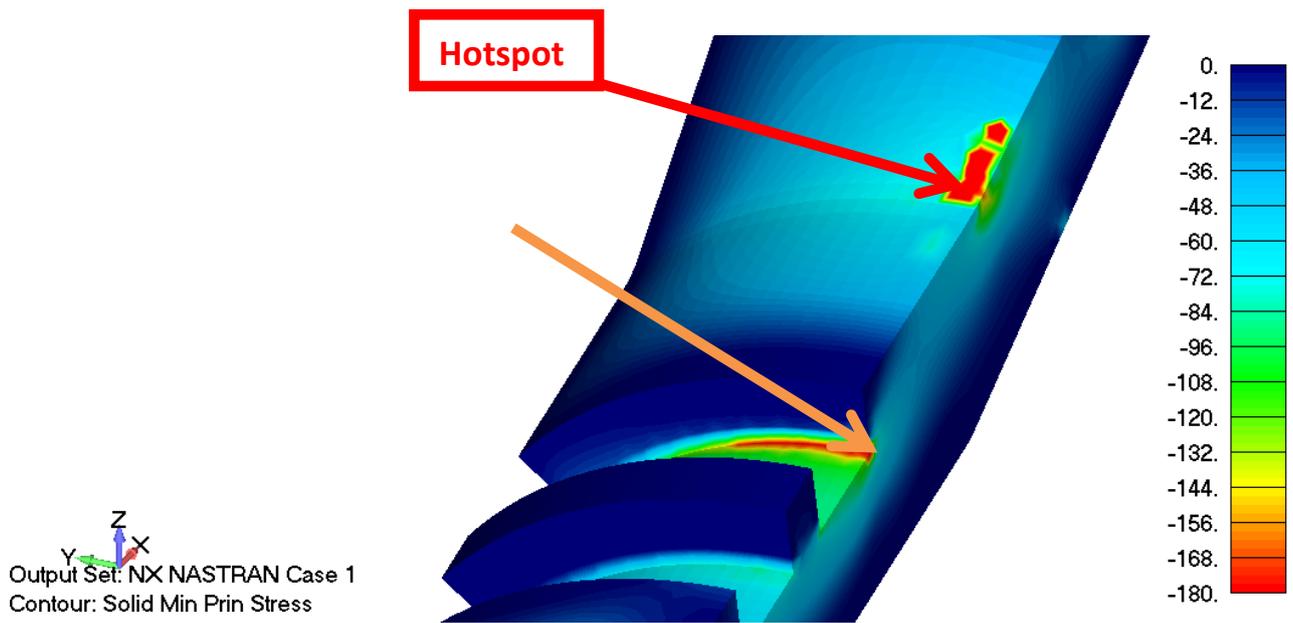


Figura 5.7 - Minimum principal stress contours [MPa]. PETALO

## 5.4.2 DIFFUSORE – ANTICORODAL 100

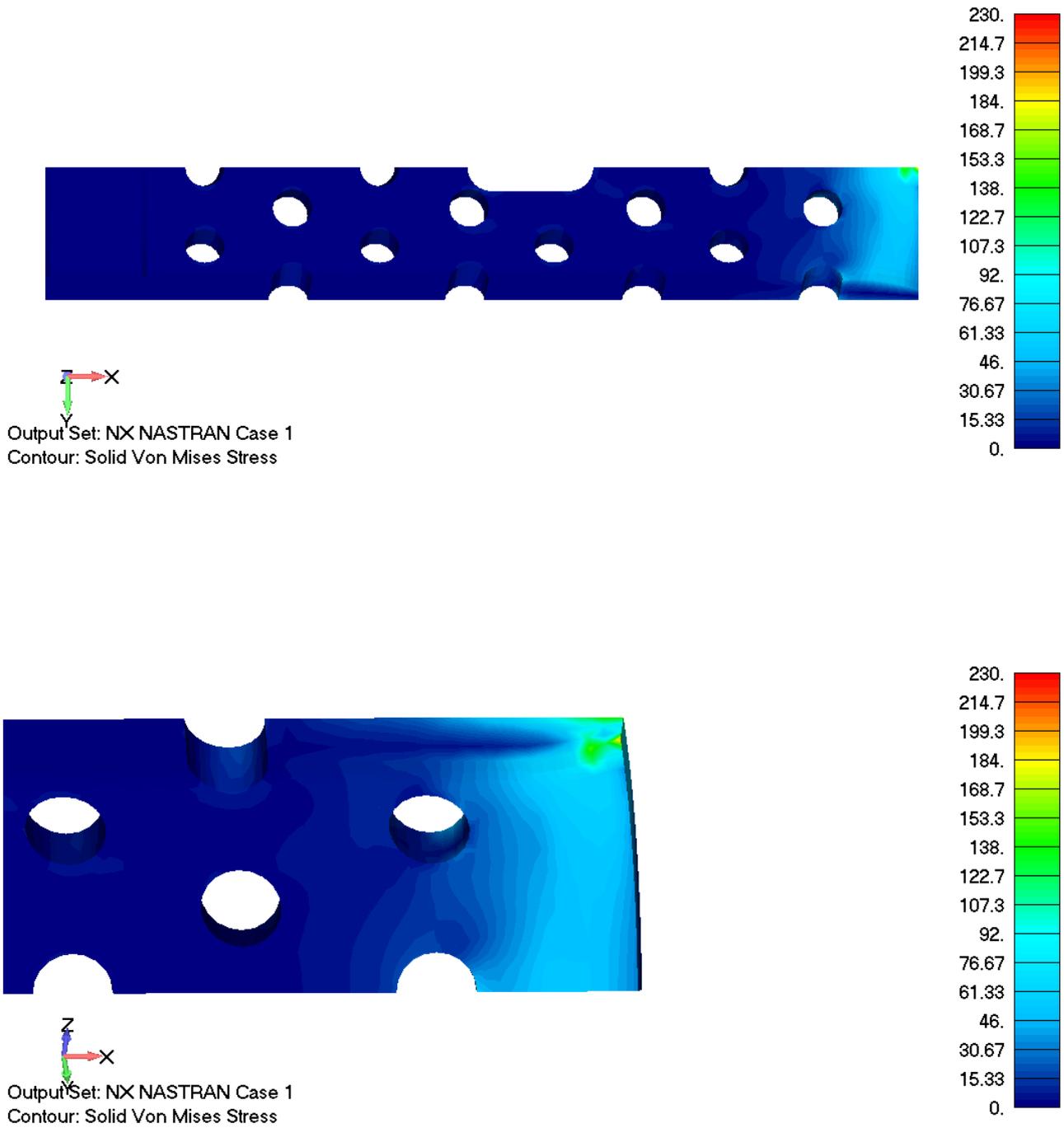
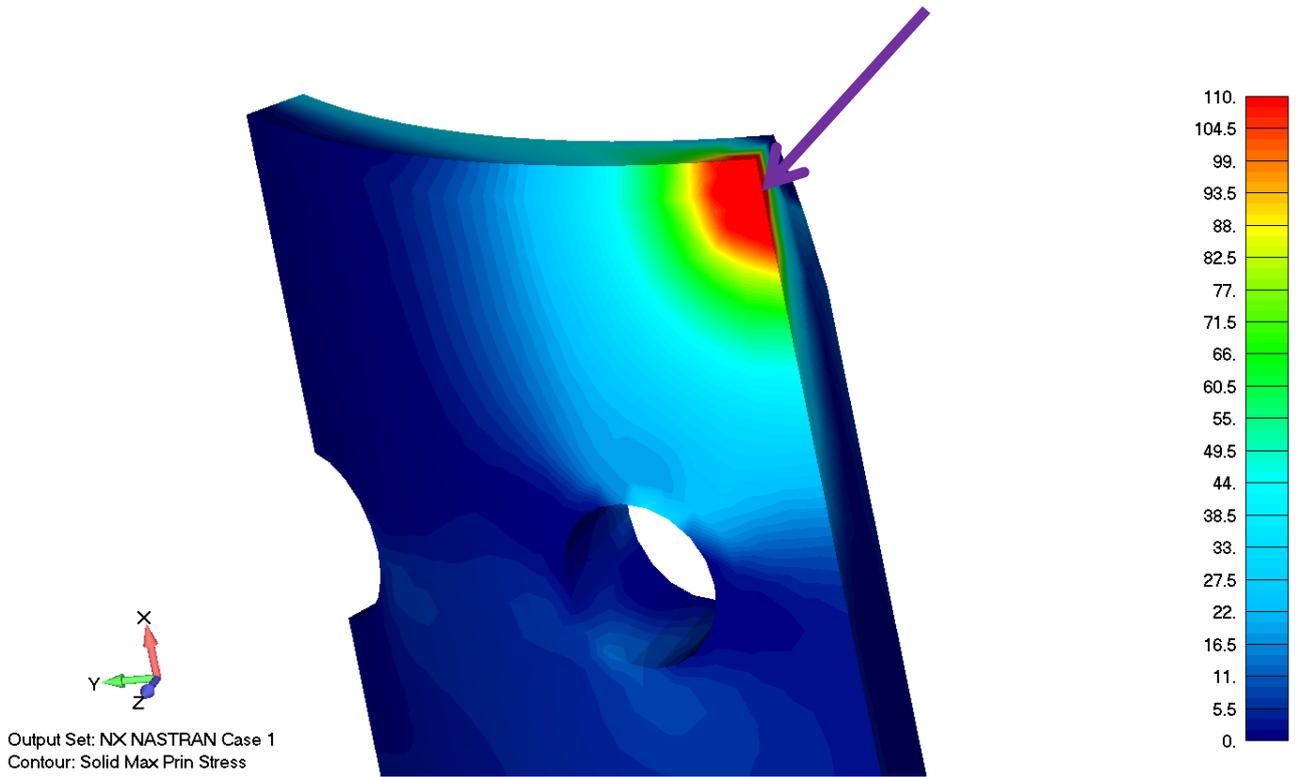
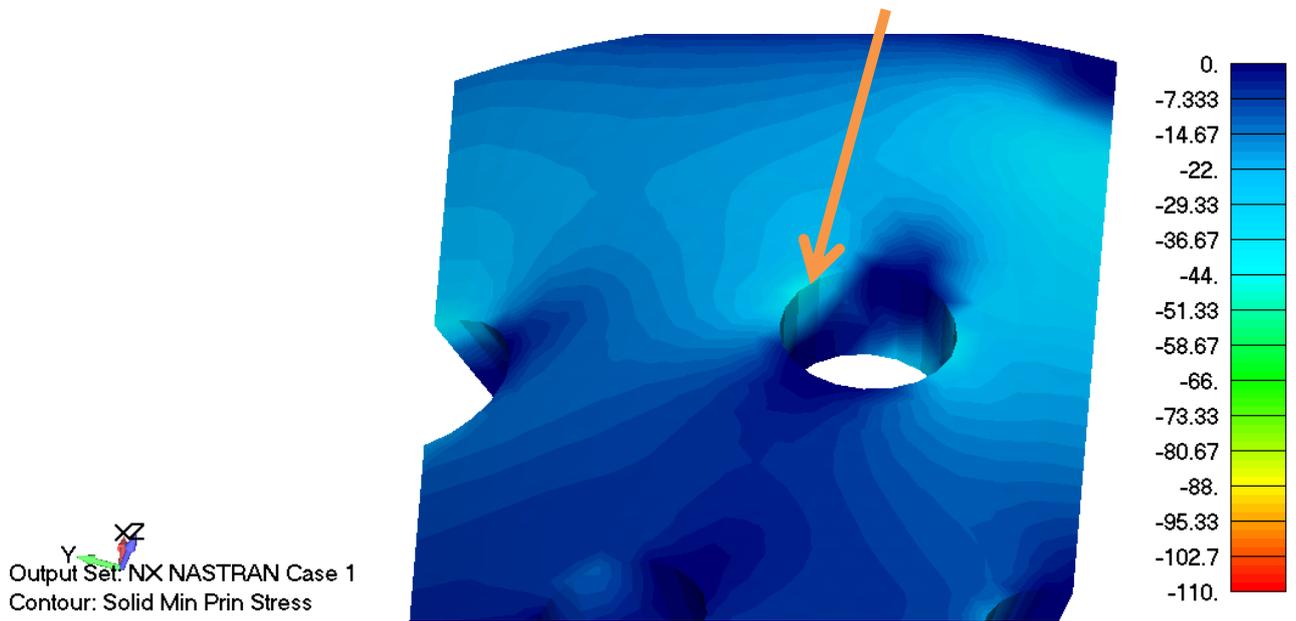


Figura 5.8 - Von Mises stress contours [MPa]. DIFFUSORE



**Figura 5.9 - Maximum principal stress contours [MPa]. DIFFUSORE**



**Figura 5.10 - Minimum principal stress contours [MPa]. DIFFUSORE**

## 5.5 VERIFICA STATICA

### 5.5.1 RISULTATI

I risultati in termini di sforzi equivalenti di Von Mises nei casi sopra menzionati sono riassunti in Tabella 5.3. Tali valori si riferiscono ai punti più critici evidenziati nelle immagini dei paragrafi precedenti, ossia i punti indicati dalle frecce rosse.

Si è scelto di analizzare solo questi due elementi perché considerati i più a rischio.

La spina e il petalo (nella zona di contatto fra questi due elementi) presentano zone “Hotspot” di elevata tensione (vedi figura 5.5), ma trattandosi di tensioni di compressione statiche dovute all’interferenza della spina sono da considerare poco pericolose in termini statici e di fatica, specie considerando l’elevato allungamento percentuale a rottura dell’acciaio AISI 304 componente tali elementi.

	Maximum Von Mises Stress [MPa]	Coeff. Sicurezza statica
<b>DIFFUSORE</b>	147	1.56
<b>PETALO</b>	253	0.94

Tabella 5.3 - Sforzi equivalenti di Von Mises nei punti più sollecitati per i casi considerati.

Il risultato che troviamo sul diffusore può essere considerato accettabile.

Il risultato trovato sul petalo non rientra nei limiti di accettabilità ( $CS > 1.5$ ).

## 5.6 LA VERIFICA A FATICA

### 5.6.1 INTRODUZIONE

I componenti di macchina sono soggetti a storie temporali di carico di diverso tipo (nella figura 5.11 saranno visualizzati esempi di tensioni sinusoidale, ma le definizioni valgono anche per sollecitazioni di forma differente purché la sequenza di massimi e minimi sia simile):

- 1) Tensione alternata simmetrica.
- 2) Tensione pulsante con ciclo dello zero
- 3) Tensione pulsante

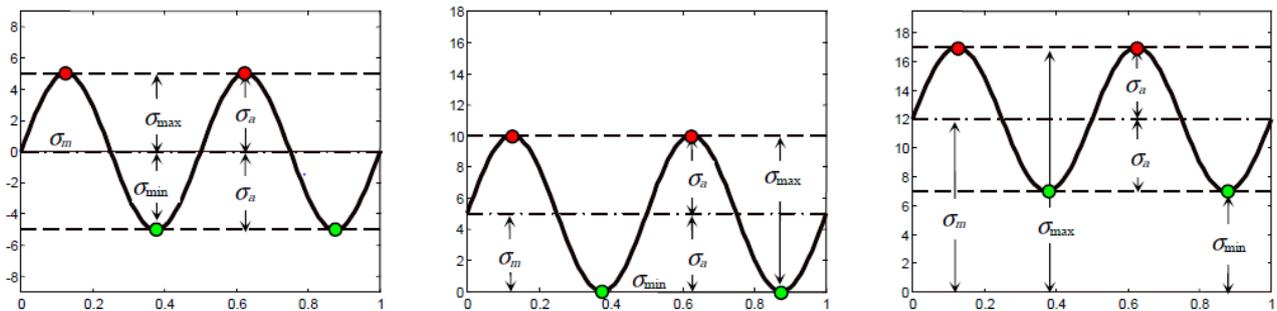


Fig 5.11. Esempi di storie di carico con diversi valori di tensione media (1,2,3)

$\sigma_m$  tensione media  
 $\sigma_a$  tensione alternata  
 $\sigma_{\min}$  tensione minima  
 $\sigma_{\max}$  tensione massima

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

L'effetto di sollecitazioni diverse da quella alternata simmetrica sulla vita a fatica può essere ricondotta all'effetto di una tensione media sulla resistenza a fatica alternata.

Sperimentalmente si osserva che il valore di  $\sigma_f$  corrispondente ad un determinato numero di cicli  $N_f$  diminuisce al crescere di una  $\sigma_m$  positiva. Una  $\sigma_m$  negativa è quasi ininfluenza perché le zone di discontinuità nel materiale possono reagire a compressione e non generano zone di concentrazione di tensioni.

Per affrontare il problema si può partire avendo a disposizione le curve di Wöhler per diversi valori della tensione media.

In generale, le informazioni che si hanno sono quelle del diagramma di Wöhler per  $\sigma_m=0$  e il problema della vita a fatica in presenza di tensione media è quello di ricondurre la coppia di valori  $\sigma_m, \sigma_a$  (o  $\sigma_{max}, \sigma_{min}$ ) effettivamente agenti al valore di  $\sigma_f$  cui corrisponde lo stesso numero di cicli di vita  $N_f$  sul diagramma di Wöhler.

Dopo aver definito questi valori posso utilizzare per la mia analisi due tipi di diagrammi simili:

- Diagramma di Haigh
- Diagramma di Goodman – Smith

Le coppie dei valori  $\sigma_m, \sigma_a$  cui corrisponde una certa vita  $N_f$  possono essere rappresentate su un piano avente in ascisse e in ordinate rispettivamente i valori  $\sigma_m, \sigma_a$ . Il punto di partenza è sempre il valore per  $\sigma_m=0$ ,  $\sigma_a=\sigma_f$  che proviene dal diagramma di Wöhler.

La tensione  $\sigma_f$  è la resistenza a fatica per la durata  $N_f$  dell'elemento reale che tiene conto di tutti gli effetti relativi a finitura, gradiente e dimensione.

Il diagramma di Haigh si costruisce interpolando un numero elevato di risultati sperimentali. Per evitare di dover appesantire molto la costruzione del grafico si preferisce solitamente utilizzare il diagramma di Goodman – Smith (figura 5.12) o di Haigh semplificato.

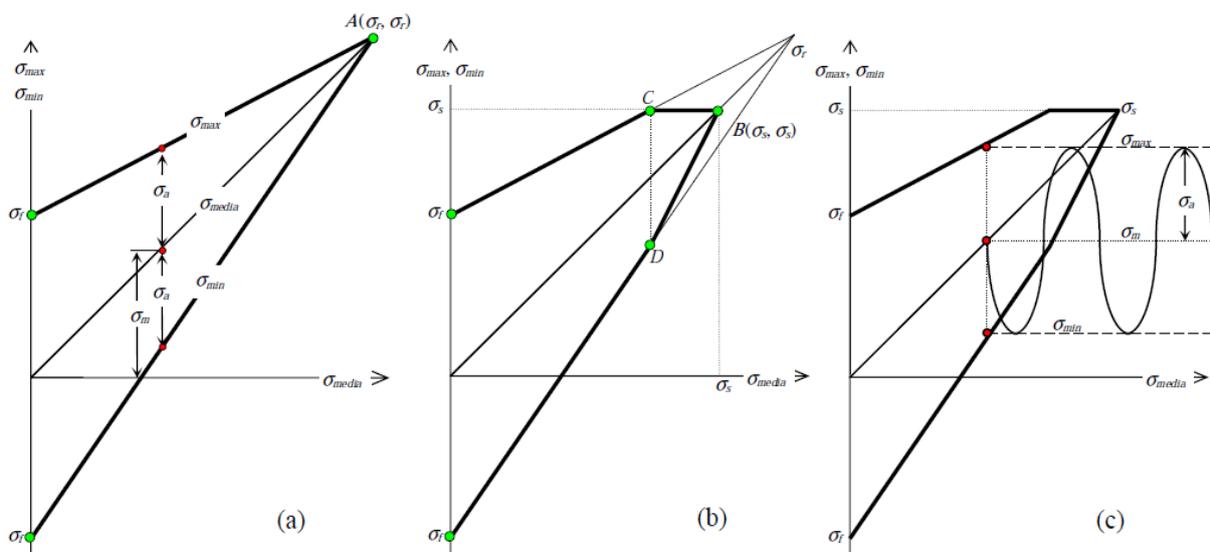


Figura 5.12. costruzione del diagramma di G-S

## 5.6.2 DIAGRAMMA DI HAIGH SEMPLIFICATO

Il diagramma di haigh fornisce la tensione alternata  $\sigma_a$  (in ordinata) per fissato numero di cicli di vita  $N_f$  al variare della tensione media  $\sigma_m$  (in ascisse).

La sua determinazione richiede una notevole dote di dati sperimentali, di conseguenza sono state proposte delle rappresentazioni approssimate che risultano conservative rispetto a questi ultimi.

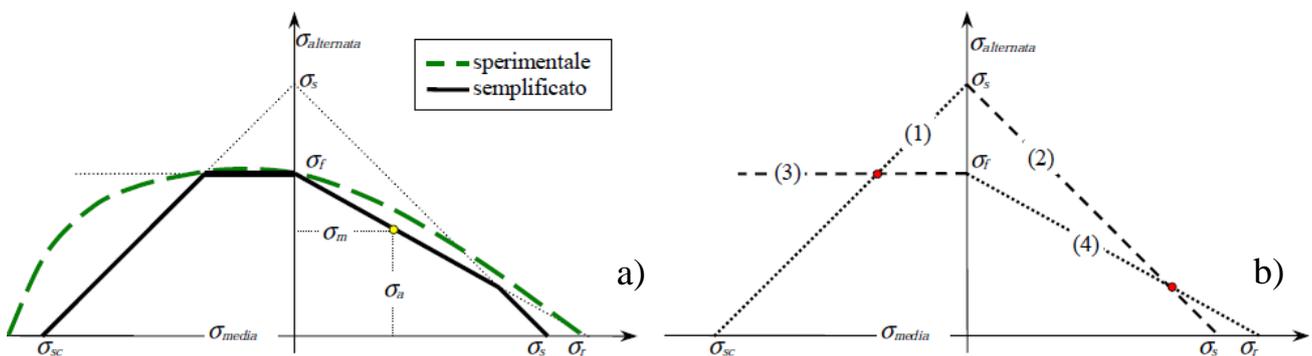


Figura 5.13. Diagramma di Haigh sperimentale e semplificato e costruzione del diagramma semplificato

In figura 5.13 sono rappresentate le curve di un diagramma di Haigh derivato da dati sperimentali e il corrispondente diagramma semplificato che può essere impiegato per scopi di verifica o progetto.

La costruzione del diagramma viene effettuata seguendo alcuni semplici passaggi rappresentati nell'immagine 5.13.b:

- 1) Sull'asse  $\sigma_{media}$  si riportano la tensione di snervamento per trazione  $\sigma_s$  e compressione  $\sigma_{sc}$  e la tensione di rottura  $\sigma_r$ , sull'asse  $\sigma_{alternata}$  si riportano la  $\sigma_s$  e il valore della tensione alternata  $\sigma_f$ , corrispondente agli  $N_f$  cicli di cui il diagramma è riferito (valore letto sulla curva di Wöhler).
- 2) Si traccia una linea (1) da  $\sigma_{alternata}=\sigma_s$  a  $\sigma_{media}=\sigma_s$  per tensioni medie di compressione.
- 3) Si traccia una linea (2) da  $\sigma_{alternata}=\sigma_s$  a  $\sigma_{media}=\sigma_s$  per tensioni medie di trazione.

4) Si traccia una linea orizzontale (3) da  $\sigma_{alternata}=\sigma_f$  per tensioni medie di compressione

5) Si traccia una linea (4) da  $\sigma_{alternata}=\sigma_f$  a  $\sigma_{media}=\sigma_r$  per tensioni medie di trazione

La curva limite risultante è la spezzata mostrata in figura 5.13.b.

Le linee (1) e (2) sono dette di Langer e delimitano le coppie di valori  $\sigma_m, \sigma_a$  per le quali la tensione massima del ciclo si mantiene al di sotto di quella di snervamento.

Nella parte delle  $\sigma_{media} > 0$  la retta di Langer (2) è descritta dalle seguenti equazioni:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_s} + \frac{\sigma_a}{\sigma_s} = 1 \qquad \sigma_a = \sigma_s - \sigma_m$$

La prima delle quali è in forma segmentaria, cioè con le intersezioni con gli assi esplicitate.

Le linee (3) e (4) costituiscono una semplificazione delle curve di fatica per tensione media variabile e delimitano i valori  $\sigma_m, \sigma_a$  per i quali la vita a fatica è maggiore o uguale a quella corrispondente a  $\sigma_f$ , cioè  $N \geq N_f$ .

Nella parte delle  $\sigma_{media} > 0$  la retta (4), detta di Goodman è rappresentata dalle equazioni:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_r} + \frac{\sigma_a}{\sigma_f} = 1 \qquad \sigma_a = \sigma_f - \frac{\sigma_f}{\sigma_r} \sigma_m$$

I punti di intersezione delle 2 rette Langer (1) e (2) con la retta (3) ( $\sigma_a = \sigma_f$ ) e la retta di Goodman (4) hanno coordinate:

$$\sigma_m = \sigma_f - \sigma_s, \quad \sigma_a = \sigma_f \qquad \sigma_m = \frac{\sigma_r(\sigma_f - \sigma_s)}{\sigma_f - \sigma_r}, \quad \sigma_a = \sigma_s - \frac{\sigma_r(\sigma_f - \sigma_s)}{\sigma_f - \sigma_r}$$

## 5.7 RISULTATI VERIFICA A FATICA

### 5.7.1 PETALO

	Maximum principal stress [MPa]	Tensione media di trazione [MPa]	Tensione alternata di trazione [MPa]	Minimum principal stress [MPa]	Tensione media di compr. [MPa]	Tensione alternata di compr. [MPa]
<b>PETALO</b>	94	47	47	-222	-111	111

Tabella 5.4. Massimi sforzi principali nel caso del petalo.

I dati precedentemente riportati in tabella 5.4 permettono di posizionare i punti di lavoro dei componenti verificati sul diagramma di Haigh, che riassume l'andamento del limite di fatica in condizioni diverse da quelle di valutazione del limite di fatica del materiale (caso di tensione media nulla). Tali punti sono riportati in figura 5.14.

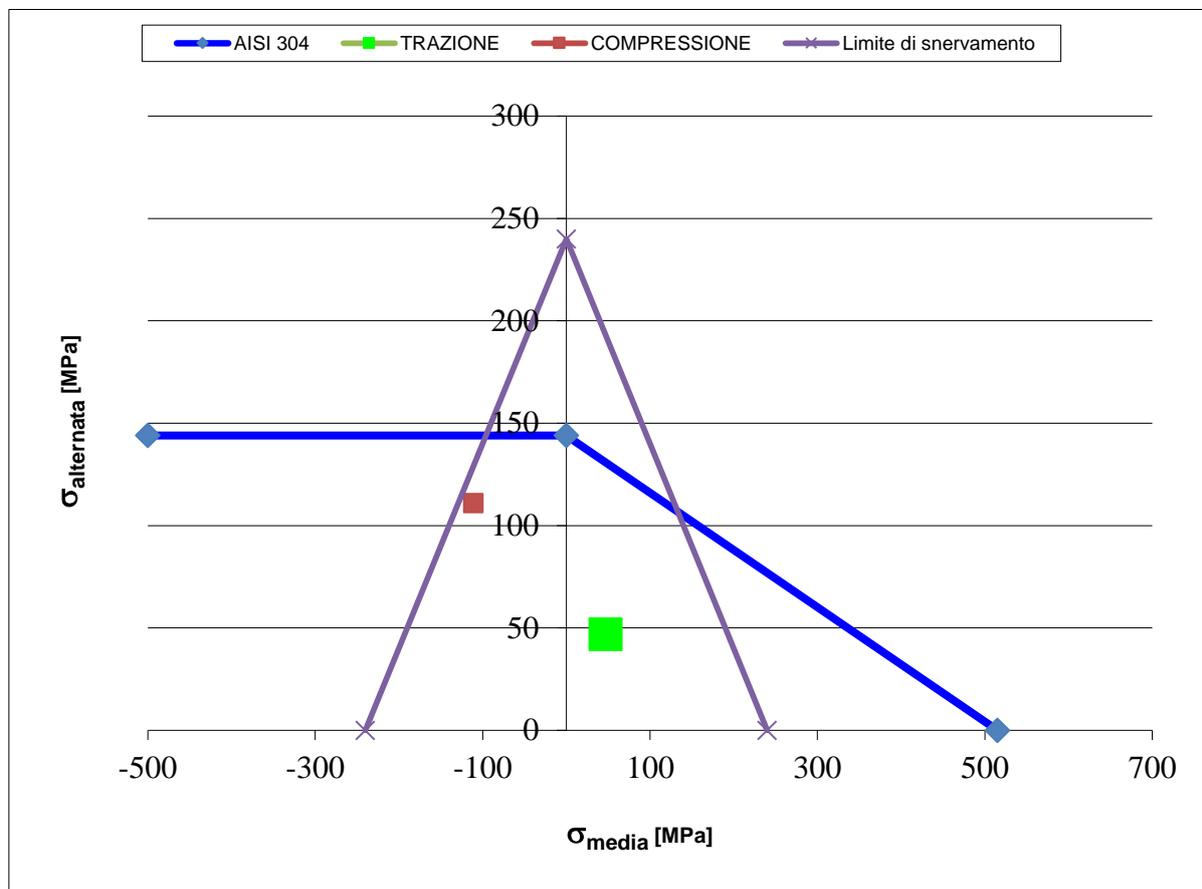


Figura 5.14. Diagramma di Haigh per il Petalo

## 5.7.2 DIFFUSORE

	Maximum principal stress [MPa]	Tensione media di trazione [MPa]	Tensione alternata di trazione [MPa]	Minimum principal stress [MPa]	Tensione media di compr. [MPa]	Tensione alternata di compr. [MPa]
<b>DIFFUSORE</b>	154	77	77	-46	-23	23

Tabella 5.5. Massimi sforzi principali nel caso del petalo.

I dati precedentemente riportati permettono di posizionare i punti di lavoro dei componenti verificati sul diagramma di Haigh, che riassume l'andamento del limite di fatica in condizioni diverse da quelle di valutazione del limite di fatica del materiale (caso di tensione media nulla). Tali punti sono riportati in tabella 5.5.

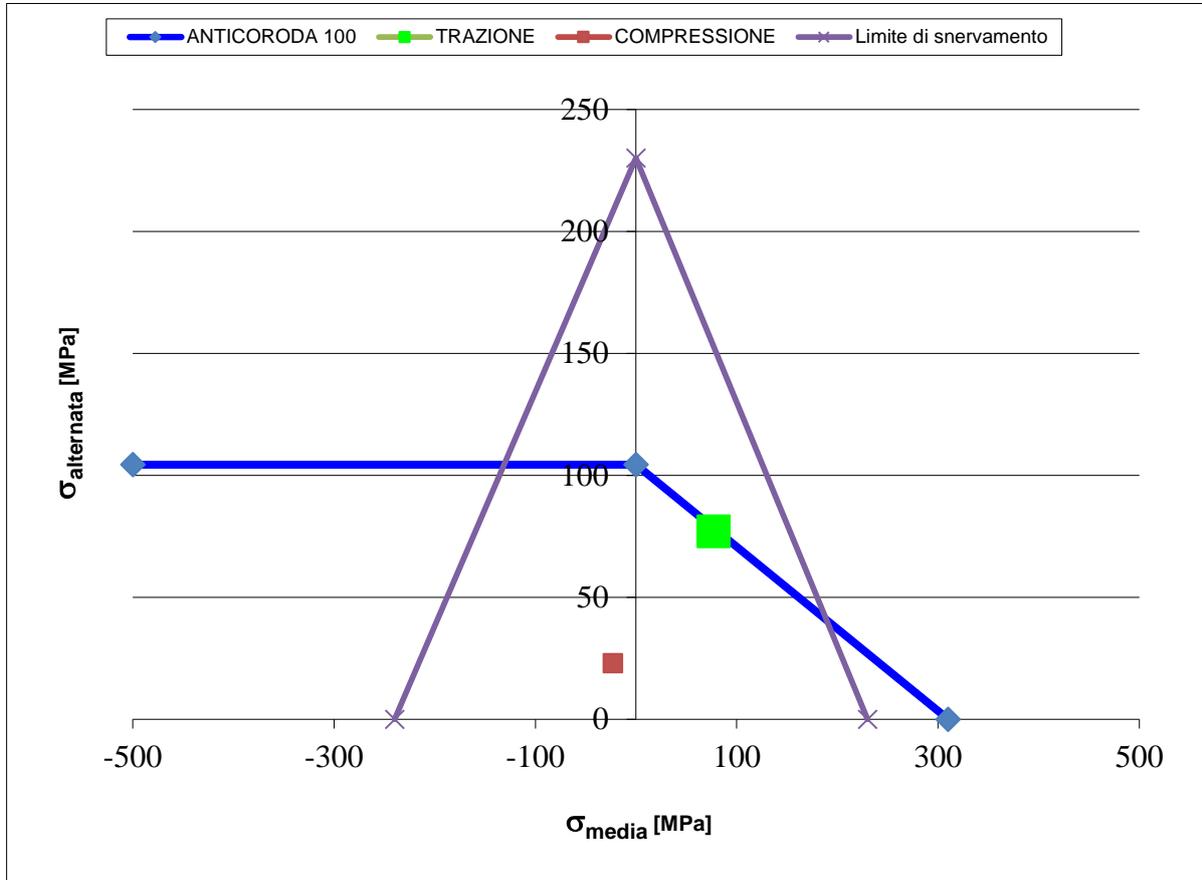


Figura 5.15. Diagramma di Haigh per il Diffusore

## 5.8 CONCLUSIONI

Per quello che riguarda il petalo gli unici punti che potrebbero causare qualche tipo di problema sono posti in parti del componente che comprendono forti intagli dovute alle sedi degli O-ring che come verrà spiegato meglio saranno eliminate per dare spazio ad modalità alternative per la chiusura dei petali. Ciò è testimoniato dalla posizione del punto a compressione massimo nel diagramma di Haigh (vicino al limite di snervamento) e dal basso valore di sicurezza statica del componente.

Il diffusore presenta un coefficiente di sicurezza statico accettabile. Per quanto riguarda l'analisi a fatica ci si ritrova a dover prendere in considerazione alcuni aspetti rilevanti.

Dal diagramma di Haigh è possibile notare come la tensione alternata di trazione sia molto vicina al limite di rottura a fatica. Non sussistendo un margine di sicurezza adeguato dal limite di fatica è auspicabile che la vita a fatica del diffusore possa non essere infinita.

Ipotizzando che il diffusore resista per  $2 \cdot 10^6$  cicli e che la macchina lavori 24 h su 24 h compiendo 10 cicli al minuto, sarà necessario sostituire il diffusore circa ogni 5/6 mesi.

Quindi le soluzioni adottabili sono due:

- 1) Aumentare lo spessore del diffusore uscendo da questa condizione limite.  
(Soluzione facilmente adottabile per formati del sistema di afferaggio più grandi)
- 2) Il diffusore si monta sulla macchina avvitandolo al distanziale grazie alla filettatura che possiede alla base; questo permette ai coloro che svolgono la manutenzione della macchina di poter sostituire i pezzi in maniera rapida e senza dover fermare la produzione per tempi lunghi.

## CAP 6. CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi ha cercato di mettere in luce diversi aspetti della progettazione meccanica nell'ambito delle macchine automatiche; in particolare si è tentato di disegnare un componente che si potesse adeguare alle caratteristiche della macchina senza dover operare modifiche su altri pezzi, cosa che avrebbe provocato un aumento dei costi.

Oltre a questo aspetto è importante ricordare gli obiettivi che sono stati fissati all'inizio del lavoro e che si trovano elencati nell'introduzione dell'elaborato:

- dimensioni
- facilità di intercambiare più fusi poter lavorare su diversi tipi di formato e permettere una semplice manutenzione
- desiderio di creare un design particolare che renda il prodotto più appetibile per il mercato.

Per poter raggiungere questi scopi è stato richiesto uno studio approfondito della macchina nel suo insieme, nei suoi punti critici e di forza per poter così determinare quali potessero essere gli accorgimenti da avere e le ottimizzazioni da apportare per ottenere un risultato finale che contenesse dei miglioramenti rispetto al sistema di afferraggio dal quale si è partiti.

Lo studio della macchina continua e ci sono alcuni elementi che si cercherà di implementare partendo dalle considerazioni che sono state fatte.

Come è facile intuire l'elemento che maggiormente necessita di ottimizzazione è il petalo.

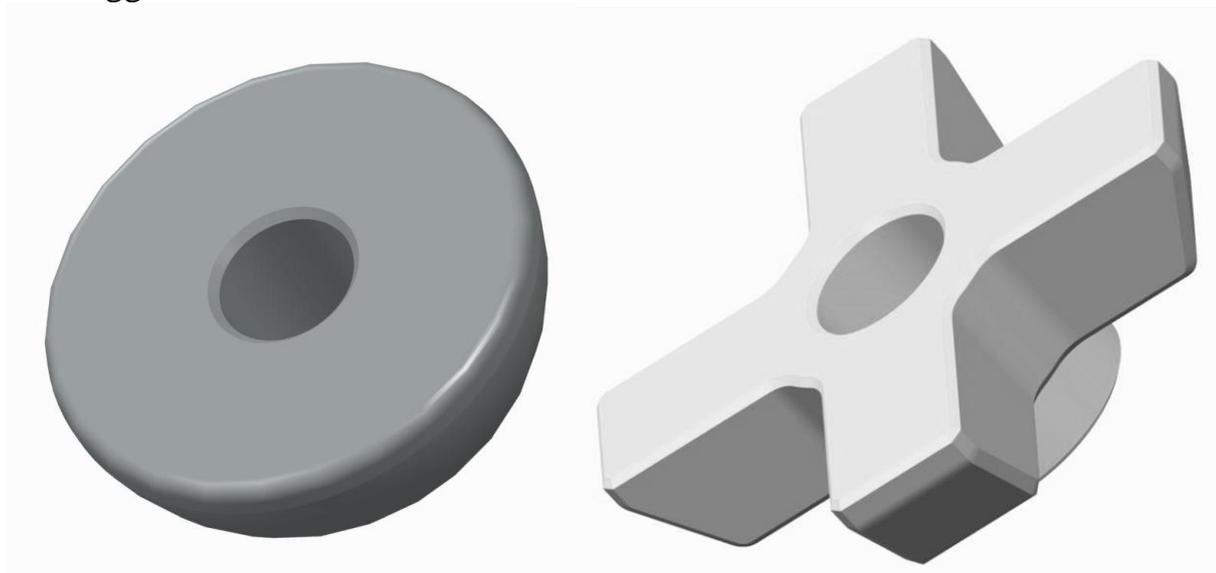
Nella configurazione per diametri  $\varnothing 76$  si stanno apportando delle modifiche alla geometria, alcune causate dall'esperienza pratica sulla macchina automatica, altre determinate da alcune problematiche evidenziate in questo studio.

Assieme al petalo si è pensato di modificare anche il cuneo superiore per la sua apertura.

Si può partire da quest'ultimo elemento per iniziare a capire i cambiamenti apportati.

Nella figura 6.1 si vedono a confronto i due cunei.

L'idea che ha portato alla progettazione del cuneo di sinistra (nuovo) rispetto a quello di destra (vecchio) è nata dall'osservazione del comportamento del sistema di afferraggio durante i suoi cicli di lavorazione.



**Figura 6.1. A sinistra il “nuovo cuneo”, a destra quello “vecchio”**

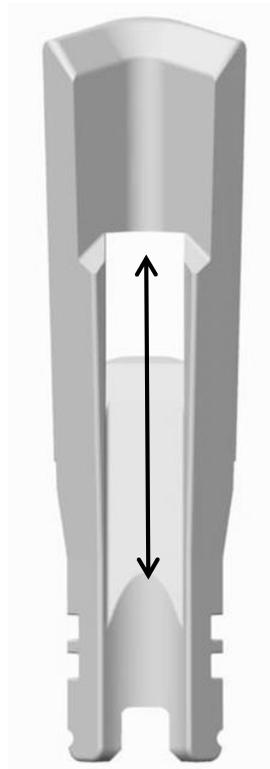
La geometria sferoidale evita che il cuneo, durante il suo movimento verticale, esca dalle guide che si trovano sul petalo e ruote (figura 6.2), creando impuntamenti o un'erronea movimentazione dei petali stessi.

La causa di questo mal funzionamento è da ritrovare nell'uso degli O-ring come strumento atto a richiamare i petali alla posizione originale. L'utilizzo prolungato di questi componenti non garantisce un funzionamento costante ed un ritorno alla condizione iniziale di chiusura.

Si potrebbero avere, quindi, i petali liberi di ruotare di alcuni gradi quando dovrebbero stare chiusi, accrescendo il rischio di fuoriuscita del cuneo dalle guide.

La soluzione adottata, che prevede l'utilizzo di un cuneo sferoidale, elimina questo problema. Infatti, in qualunque posizione angolare esso si trovi, può garantire un corretto funzionamento del sistema e una corretta apertura angolare dei petali. In fase

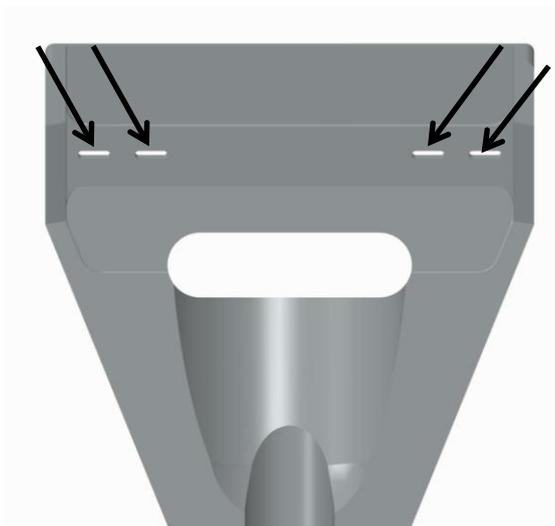
di costruzione semplifica ulteriormente il montaggio perché non necessita di fasatura angolare.

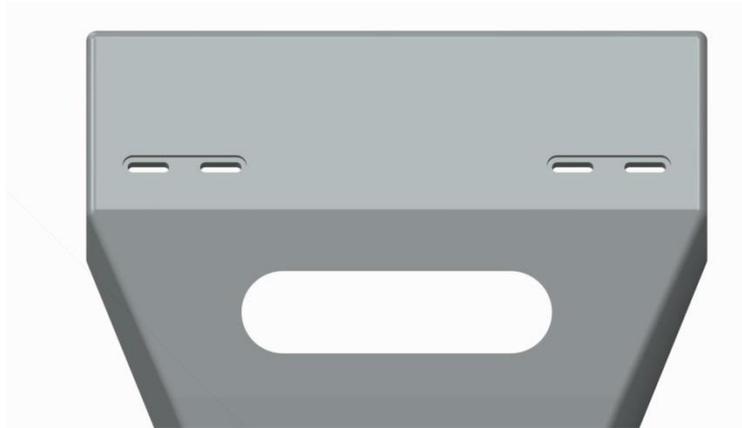


Le frecce indicano il movimento verticale del cuneo. Il rischio che potrebbe verificarsi è quello di fuoriuscire dalla parte superiore e non riuscire più a rientrare.

Figura 6.2. Vista delle guide per il cuneo

Come appena accennato gli O-ring non sono la soluzione più adatta al tipo di compito che devono svolgere. Per questo motivo si è pensato di sostituirli con delle molle. Questo ha portato ad una prima modifica sulla struttura del petalo.

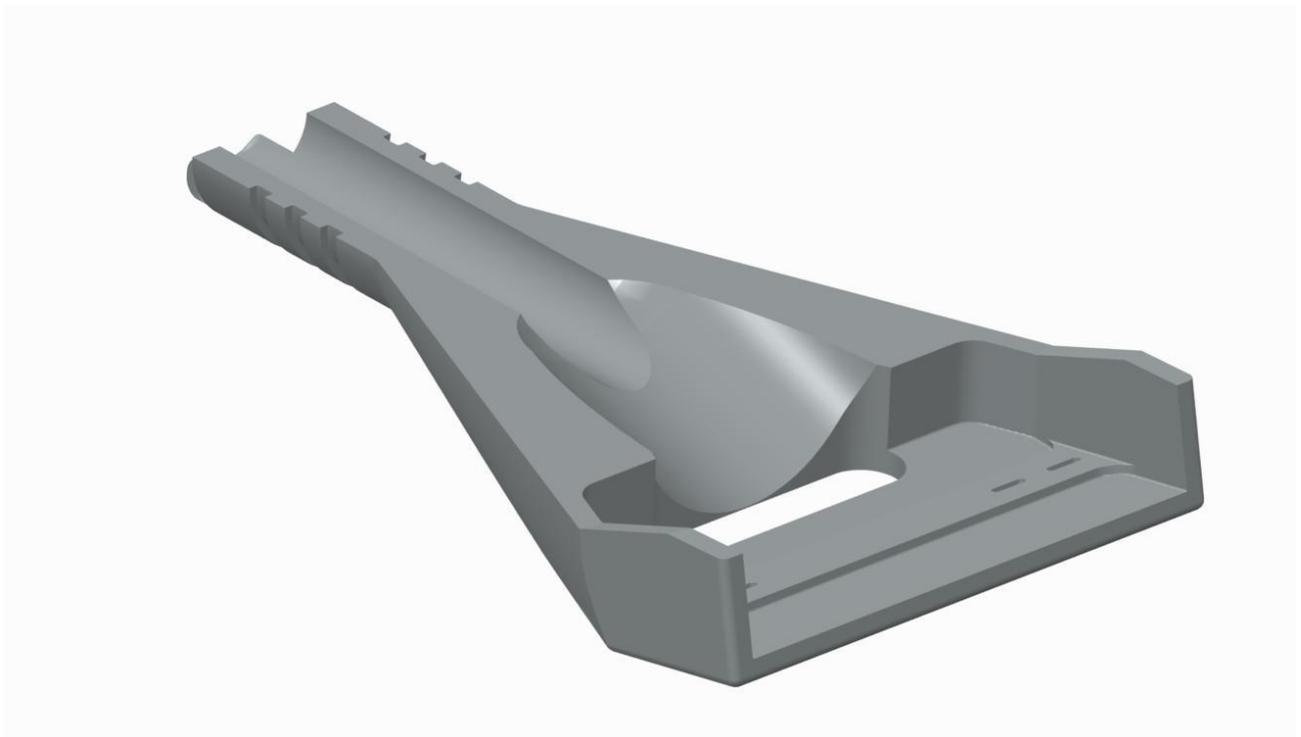




**Figura 6.3 – Fori per molle fronte, molla, fori nel retro**

Per potere montare le molle che si vedono in figura 6.3 sono stati inseriti quattro fori (figura 6.3) in una posizione che impedisse al loro ingombro di portare problemi all'inserimento del cilindro e di andare a contatto con la confezione dopo l'apertura del petalo.

Questa modifica elimina anche il problema di concentrazione delle tensioni che si aveva in prossimità delle sedi degli O-ring.



**Figura6.4. Nuovo profilo interno del petalo**

In figura 6.4 è possibile vedere due grosse modifiche alla geometria del componente. La prima riguarda la forma della superficie che funge da guida per il nuovo cuneo, modificata per adeguarsi al cambiamento di design. La seconda riguarda il profilo superiore del petalo. Lo si è reso più sottile per far sì che la piegatura del fondo avvenga in maniera più netta e lo stampaggio produca delle forme più decise che la sola introduzione delle crise-line non riesce a garantire.

Per quanto riguarda la macchina si sta lavorando per completare una stazione di taglio carta da bobina così sostituisca il magazzino con riempimento manuale. Si sta, inoltre, cercando di ottimizzare la stazione di pressatura per la creazione del microshaping e delle crise line, uno dei nodi cruciali per tutto il funzionamento della macchina.

## BIBLIOGRAFIA

- “Progettazione delle strutture meccaniche – Analisi delle sollecitazioni del materiale” di Giovanni Jacazio
- “Disegno meccanico – Vol 1” di G. Manfè – R. Pozza – G. Scarato Principato Editori
- “Disegno meccanico – Vol 2” di G. Manfè – R. Pozza – G. Scarato Principato Editori
- “Disegno meccanico – Vol 3” di G. Manfè – R. Pozza – G. Scarato Principato Editori
- [www.airometalli.it](http://www.airometalli.it)
- <http://www.engineerplant.it>
- “Catalogo Prodotti” di Bulloneria Emiliana
- “Catalogo Prodotti” di Inox Center