

POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

**Modellazione e progettazione
di un meccanismo per occhiellatrice
industriale automatica**



Relatori

Prof. Daniela Maffiodo

Prof. Raffaella Sesana

Candidato

Pelissero Andrea

A.A. 2017/2018

Indice

Sommario	2
Elenco dei simboli.....	3
1 Introduzione	6
2 L'evoluzione delle occhiellatrici	8
3 I componenti principali di un'occhiellatrice	19
3.1 L'occhiello.....	20
3.2 Il sistema di ricarica.....	26
3.3 Matrici e controstampi.....	28
3.4 L'attuatore e la trasmissione del moto	36
4 Specifiche di progetto	39
5 Il collasso plastico dell'occhiello.....	41
5.1 Il fenomeno di instabilità.....	43
5.2 Analisi sperimentali	56
5.2.1 Preparazione della macchina di prova	66
5.2.2 Curve di deformazione con controllo spostamento.....	70
5.2.3 Curve di deformazione con controllo forza.....	85
5.2.4 Curve di deformazione con punzone piatto.....	89
6 L'azionamento	93
6.1 L'attuatore.....	93
6.2 Sistema di trasmissione del moto	96
6.2.1 Analisi cinematica.....	97
6.2.2 Analisi dinamica.....	108
6.2.3 Analisi parametrica.....	115
6.2.4 Analisi strutturale.....	118
6.3 Considerazioni sul sistema di controllo dell'occhiello.....	123
7 Modellazione CAD	129
8 Conclusioni e sviluppi futuri	143
9 Bibliografia	145

Sommario

La macchina occhiellatrice è un particolare dispositivo, automatico o manuale, che permette di applicare in modo fisso, un elemento di minuteria metallica grazie alla forza di un punzone che lo preme sul controstampo inferiore con lo scopo di allargare e ribadire l'elemento deformabile fissandolo su diverse tipologie di materiali.

Da alcuni problemi riscontrati nell'applicazione di occhiellatrici automatiche, anche su linee automatizzate, e dall'indagine sulle risorse attualmente disponibili in commercio si è individuata la possibilità di progettare una macchina occhiellatrice più prestante e che possa risolvere alcune problematiche operative. In particolare, ci si è concentrati su una macchina occhiellatrice che potesse lavorare sul sigillo di garanzia, un particolare elemento di minuteria metallica che trova diverse applicazioni nel settore packaging e non solo. Dopo una prima caratterizzazione sperimentale dell'occhiello, facendo un'analisi sperimentale su banco di prova presso i laboratori del Politecnico di Torino, si è potuti passare alla scelta del miglior meccanismo che potesse rispondere al meglio alle esigenze di progetto come alzata, velocità del moto e ingombri. Per ragioni di semplicità del cinematismo e compattezza dell'azionamento, è stato adottato un classico sistema biella-manovella collegato ad un motoriduttore elettrico. Dal modello matematico cinematico e dinamico realizzato mediante software MATLAB e SIMULINK è stato possibile definire la geometria cinematismo e le sue caratteristiche fornendo dati utili al dimensionamento strutturale dei componenti, poi elaborati mediante software CAD, e dell'attuatore.

Elenco dei simboli

- Y : quota di deformazione dell'occhiello
- Λ : dimensione radiale dell'inversione del tubo
- D : sezione del tubo deformato
- d_i : dimensione originaria del tubo
- $\bar{\rho}$: raggio di curvatura adimensionale del tubo deformato
- \bar{A} : sezione del tubo deformato adimensionale
- t_0 : spessore dell'elemento tubolare
- n_i : coefficiente di incrudimento del materiale
- H : tensione in cui inizia l'incrudimento
- ε : deformazioni del materiale
- σ : tensioni del materiale
- L_m : altezza di fissaggio sul materiale
- L_f : altezza finale dell'occhiello
- v_t : velocità della traversa del banco di prova delle prove sperimentali
- y_t : corsa della traversa nelle prove sperimentali
- n_p : numero di prove sperimentali condotte
- N_0 : precarico delle prove sperimentali
- F : generica forza
- x : generico spostamento
- k : rigidezza della molla calcolata sperimentalmente
- F_b : Forza massima raggiunta nelle prove sperimentali
- x_b : spostamento della traversa in cui si è verificato il collasso plastico
- F_t : Forza di controllo della traversa del banco di prova
- c : corsa del punzone della macchina in progetto
- R_1 : lunghezza della manovella
- t_c : tempo ciclo del cinematismo
- R_2 : lunghezza della biella
- ω : velocità angolare del cinematismo
- gdl : gradi di libertà del cinematismo
- e : numero di membri del cinematismo
- n : coppie cinematiche
- fd : gradi di libertà della coppia cinematica
- t_u : tempo di salita del cedente
- t_d : tempo di discesa del cedente
- λ : rapporto geometrico del manovellismo
- θ : angolo di manovella
- β : angolo di biella
- R_3 : distanza tra la cerniera fissa e il corsoio
- $\dot{\theta}$: velocità angolare della manovella

- $\ddot{\theta}$: accelerazione angolare della manovella
- $\dot{\beta}$: velocità angolare della biella
- $\ddot{\beta}$: accelerazione angolare della biella
- Gr: distanza del baricentro della manovella
- Gb: distanza del baricentro della biella
- Mr: massa della manovella
- Mb: massa della biella
- Y: alzata adimensionale
- y: generico spostamento lineare del cedente
- h: massimo spostamento lineare del cedente
- τ : tempo adimensionale
- \dot{y} : velocità lineare del cedente
- Y': velocità adimensionale
- y': velocità geometrica del cedente
- α_u : angolo di alzata del movente
- c_v : coefficiente di velocità
- Y'': accelerazione adimensionale
- \ddot{y} : accelerazione lineare del cedente
- y'' : accelerazione geometrica del cedente
- c_{a+} : coefficiente di accelerazione positivo
- c_{a-} : coefficiente di accelerazione negativo
- μ : angolo di trasmissione
- φ : angolo di pressione
- O: cerniera fissa della manovella
- A: cerniera mobile della manovella
- B: cerniera del corsoio
- F_{ext} : forzante esterna
- x_{riv} : altezza del rivetto
- Mr: massa manovella
- Mb: massa biella
- Ms: masse delle attrezzature
- R_x = reazione della cerniera mobile della manovella lungo l'asse orizzontale
- R_y = reazione della cerniera mobile della manovella lungo l'asse verticale
- F_{sy} = reazione del corsoio della biella lungo l'asse verticale
- F_{is} = inerzia degli accessori
- P_b : forza peso della biella
- P_s : forza peso degli accessori
- F_{ib} = forza d'inerzia della biella
- J_b = momento d'inerzia della biella
- F_y = reazione verticale della cerniera fissa sulla manovella
- F_x = reazione orizzontale della cerniera fissa sulla manovella
- Pr: forza peso della manovella
- F_{ir} = forza d'inerzia della manovella

- J_r : momento d'inerzia della manovella
- C : coppia agente sulla manovella
- C_{max} : coppia massima del sistema
- x_B : spostamento del piede di biella
- P_{max} : potenza massima del sistema
- C_{ad} : coppia adimensionalizzata rispetto al suo massimo
- β_{ad} : angolo di biella adimensionalizzato rispetto al suo massimo
- θ_{ad} : angolo di manovella adimensionalizzato rispetto al suo massimo
- $F_{e,ad}$: forzante esterna adimensionalizzata rispetto al suo massimo
- η_m : rendimento del cinematismo
- R_m : resistenza a rottura del materiale
- $P_{out,r}$: potenza richiesta in uscita del motoriduttore
- $C_{out,r}$: coppia richiesta in uscita del motoriduttore
- $R_{p0.2}$: resistenza a snervamento del materiale
- E : modulo elastico del materiale
- CS : coefficiente di sicurezza
- σ_{ams} : tensione ammissibile normale
- τ_{ams} : tangenziale
- τ : tensione tangenziale
- N : sollecitazione di trazione/compressione
- T : sollecitazione di taglio
- M_f : momento flettente
- d : diametro generico del materiale
- T_{ad} : sforzo di taglio adimensionale
- N_{ad} : sforzo normale adimensionale
- $M_{f,ad}$: momento flettente adimensionale
- $M_{t,ad}$: momento torcente adimensionale
- Φ_p : diametro di nocciolo dei perni di giunzione
- Φ_{ad} : diametro di nocciolo adimensionale
- Φ_{alb} : diametro di nocciolo della cerniera fissa della manovella
- Φ_{man} : sezione resistente della manovella
- Φ_{biella} : sezione resistente della biella
- N_{cr} : carico critico di instabilità per carico di punta
- L_0 : lunghezza equivalente della formulazione di Eulero
- L_{cr} : lunghezza critica
- Φ_{cr} : sezione critica

1 Introduzione

Nei settori di merceria, della cartotecnica, della pelletteria e anche in quello automobilistico si fa uso di particolari minuterie metalliche che hanno il fine ultimo di ornamento, rinforzo di fori o fissaggio di parti. In particolare, possiamo distinguere l'applicazione degli occhielli utilizzati maggiormente per rinforzare un foro in modo da ridurre la possibilità che questo si strappi nel momento in cui venga usato. Questi elementi si presentano come elementi tubolari di spessore ridotto con un bordo spianato. Con il termine occhiellatrice si intende la macchina o congegno che tramite l'azione di compressione di un punzone preme e deforma l'occhiello sul foro. Si può presentare come semplice apparecchio ad azionamento manuale oppure come macchina ad azionamento automatico o semi-automatico molto più articolare e prestanti.

Per applicare gli occhielli sul foro si devono adoperare particolari attrezzature che assieme alla forza di compressione creano una superficie d'appoggio e una di contrasto portando l'orlo di quello viene chiamato gambo, ad esser rigirato su sé stesso, creando una superficie di battuta a forma di toro. Queste attrezzature sono la matrice, che permette di mantenere la forma della testa spianata dell'occhiello e lo stampo che durante lo schiacciamento dell'occhiello crea la geometria di battuta utile al fissaggio.

Se non opportunamente deformati gli occhielli rischiano di sfilarsi dal foro o presentare bordi taglienti in prossimità del lato deformato rendendo pericolosa la manipolazione. Con le macchine occhiellatrici ad azionamento manuale, grazie alle capacità dell'operatore si riesce a contenere la possibilità di creare un difetto a scapito della velocità di lavorazione. Diversamente invece, con l'utilizzo delle macchine occhiellatrici automatiche sussistono altri problemi come la verifica della presenza dell'occhiello e della corretta deformazione.

Uno speciale utilizzo degli occhielli è anche quello dei sigilli di garanzia che vengono posizionati in prossimità delle aperture di involucri di qualsiasi genere in quanto, una volta fissati, non possono più essere rimossi senza manomettere l'imballaggio. Si riesce così a creare una garanzia dell'integrità del prodotto contenuto all'interno sia esso un prodotto alimentare o un semplice documento. Bisogna porre molta attenzione a questa fase perché risulta essere l'ultima che viene fatta dando valore aggiunto al solo imballaggio e non al prodotto finito in sé.

Questi sono alcuni dei problemi riscontrati nell'applicazione di macchine occhiellatrici automatiche o semi-automatiche ed è il motivo per cui è stata avviata la collaborazione con l'azienda S.A.M.Ind. S.r.l. Automazione Industriali. Ormai circa trent'anni l'azienda si concentra sulla progettazione e realizzazione di linee di assemblaggio e di lavorazioni su misura, specializzandosi su martellatrici rotanti e ribaditrici mettendo a servizio un'esperienza ormai consolidata sulla costruzione di macchine speciali e sulla robotica applicata alla movimentazione, alla visione e alla lavorazione.

Dalla richiesta del mercato del prodotto e dalle risorse attualmente disponibili in commercio si è riconosciuta la possibilità di inserire una macchina occhiellatrice più prestante e che possa risolvere le problematiche riscontrate in opera sulle linee automatiche. In questo elaborato verrà fatta una profonda analisi sul processo di formatura dell'occhiello concentrandosi sui sigilli di garanzia e sulla tecnica di lavorazione delle attuali macchine. Dopo un attento valutazione dei pregi e difetti viene condotto un progetto funzionale di un meccanismo da poter inserire in un'occhiellatrice industriale automatica o semi-automatica.

2 L'evoluzione delle occhiellatrici

Stando alla cronologia dei brevetti i primi occhielli vedono il loro impiego già nella metà del XIX secolo in diversi campi, dalle vele delle barche alle scrivanie degli uffici, dalle scarpe ai vestiti. I primi occhielli si trovano in campo navale sulle vele da cui prendono il nome di 'occhielli a vela'. Nel 1848 viene brevettato da E.H.Penfield [1] un occhiello in ottone che, unendo la malleabilità del materiale con la resistenza all'ambiente corrosivo, permetteva di rinforzare i fori delle vele per il passaggio delle funi (*Figura 2-1*) evitando così di danneggiare il tessuto. Incastrando l'anello A dentro in quello B (*Figura 2-1*) si riusciva a pizzicare il tessuto mentre il bordo frastagliato dell'occhiello B (*Figura 2-1*) va in battuta con la flangia dell'occhiello A portando i vari bordi metallici a mordere sul tessuto vincolandolo alla rotazione. Bisognava predisporre un foro con l'ausilio di una fustella e martello e successivamente deformare l'occhiello tra una matrice e uno stampo (*Figura 2-2*).

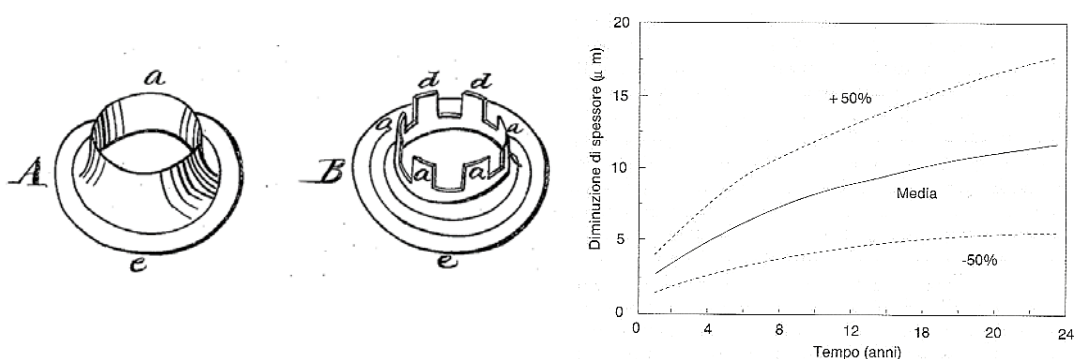


Figura 2-1: uno dei primi occhielli per vele navali [1] (a sinistra) e l'andamento della velocità di corrosione dell'ottone in atmosfera marina variando i fattori ambientali di +/- 50% rispetto alla media (a destra) [2].

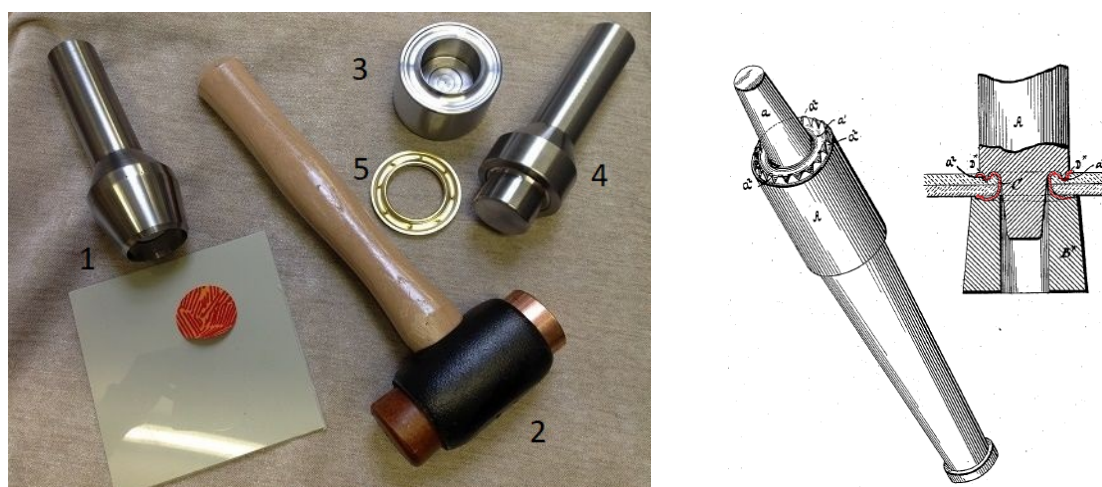


Figura 2-2: raffigurazione degli attrezzi impiegati per l'applicazione degli occhielli (a sinistra) dove si può notare: la fustella (1), il martello (2), il controstampo (3), il punzone (4), l'occhiello (5). Brevetto n°382924 di W.W.Wilcox del 1888 di un punzone e del relativo stampo (a destra) [3].

Nello stesso secolo viene documentato di uno dei primi dispositivi da banco ad azionamento manuale per l'applicazione degli occhielli. Questi però non sono più costituiti di due elementi da unire al foro ma da un singolo corpo tubolare.

Nel 1854 Hymen L. Lipman [4] progettò un congegno (Figura 2-4) ad azionato manualmente (A) che, in funzione del verso di rotazione, aveva la possibilità di forare (B) o pinzare dei fogli (C). Sulla leva di comando era presente una camma con profilo simmetrico centrata rispetto ai due punzoni (D). Una volta forati il plico di fogli, potevano esser fissati grazie all'impiego di particolari occhielli come l'odierna spillatrice.

Dai primi impieghi si è subito rivelata molto noiosa la fase di posizionamento dell'occhiello sul foro portando così allo studio dei primi alimentatori manuali (Figura 2-4) che potessero velocizzare l'operazione di pinzatura dei fogli.

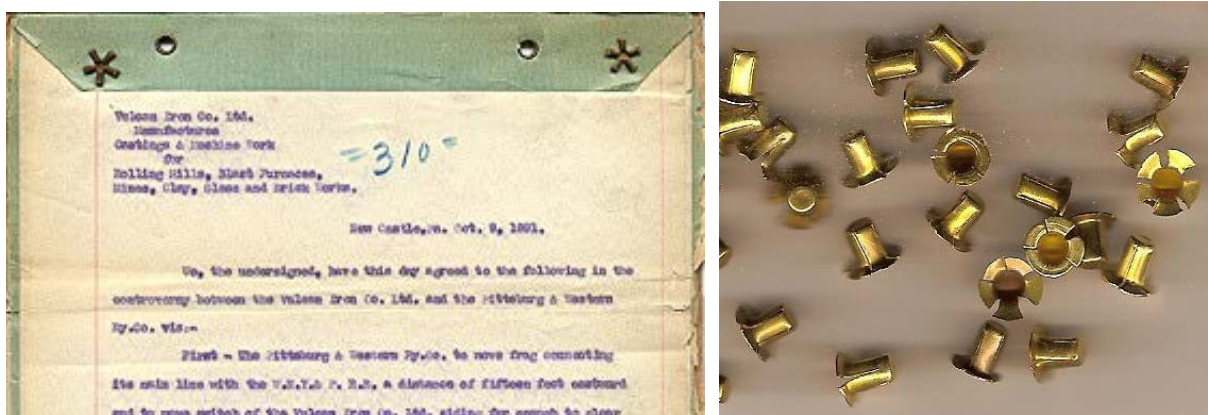


Figura 2-3: fascicolo tenuto dai primi occhielli (a sinistra) e i rispettivi occhielli adoperati (a destra) [5]

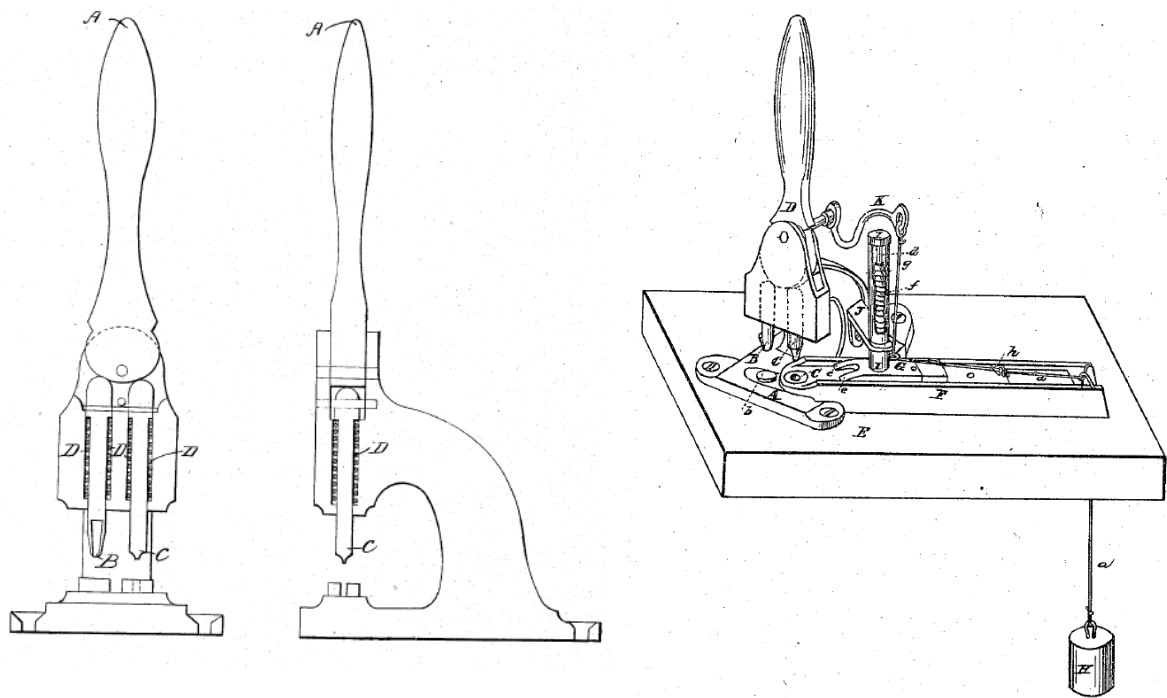


Figura 2-4: brevetti n°11270 (a sinistra) [4] e n°11260 (a destra) [6] entrambi di H. L. Lipman del 1854.

Assieme all'evoluzione delle macchine occhiellatrici si è posta maggior attenzione al processo di produzione dell'occhiello. I primi tempi si adoperava un semplice elemento tubolare pressoché privo di bordi spianati (*Figura 2-5*) che veniva deformato contemporaneamente dal punzone superiore e dal contro stampo inferiore (*Figura 2-6*). Per migliorare il fissaggio si è passati ad occhielli già dotati di un bordo spianato su un lato mentre dall'altro lato verrà formato l'orlo di battuta con la deformazione plastica. Sull'estremità del gambo si possono trovare delle incisioni in modo da agevolare la rottura del gambo durante la deformazione (particolari 'c' di *Figura 2-6*). Con questo particolare accorgimento era possibile ridurre lo sforzo richiesto alla leva di azionamento a parità di fissaggio.

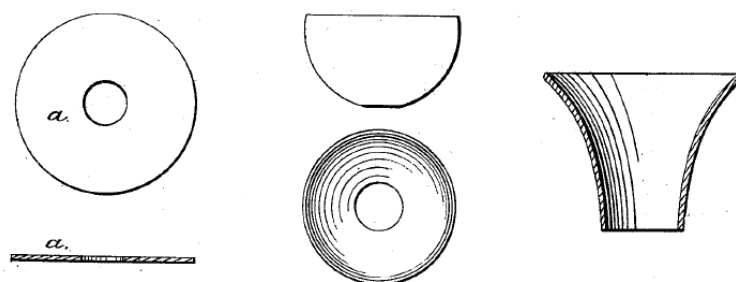


Figura 2-5: rappresentazione dei passaggi di formazione di un occhiello (da sinistra a destra) [7]

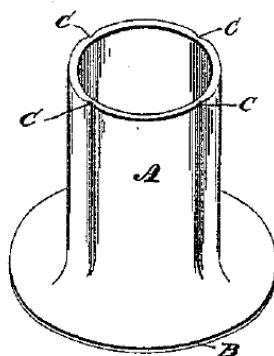


Figura 2-6: rappresentazione di uno dei primi occhielli flangiati del 1890 di I. G. Platt [8].

I campi applicativi di questa tipologia di macchine manuali diventano negli anni via via più diffusi in particolare nel campo della bottoneria dell'abbigliamento. Nell'intento di velocizzare la procedura di fissaggio dell'occhiello si esegue il foro sul foglio di materiale nello stesso passaggio di inserimento dell'occhiello con una singola punzonatura. Viene necessario migliorare la fase di posizionamento dell'occhiello sull'asse di lavoro della macchina evitando rallentamenti per il posizionamento manuale dell'occhiello. Vengono inventati i primi sistemi di ricarica riuscendo a posizionare l'occhiello sull'asse di lavoro con lo stesso modo della leva di azionamento manuale.

Una delle prime soluzioni è stata proposta dagli inventori T.K.Reed e H.F.Packard nel 1862 [9]. Con l'aiuto di guide (I) e spazzole (E) in un contenitore (D) che ruotano ad ogni

pressatura si riesce a portare l'occhiello alla zona di prelievo (g). Il punzone inferiore (L) presenta uno spillo (i) che aggancia l'occhiello e lo porta in battuta con il contro-stampo (l). Bisogna notare che fino ad ora si è parlato di controstampo inferiore mentre in questa architettura si ha un'inversione dei componenti ottenendo sempre lo stesso risultato. La guida (I) trasferisce gli occhielli dal contenitore alla zona di prelievo (g). Il contenitore degli occhielli sciolti presenta una tramoggia (D) per facilitarne il carico e delle spazzole (E) che ruotano assieme ad un tamburo (F). Quest'ultimo presenta delle scanalature (m) entro al quale si vanno a sistemare in modo casuale gli occhielli portandoli alla guida di trasferimento. Si riesce così ad avere un rinnovo continuo degli occhielli ad ogni ciclo di punzonatura mentendo sempre carica la guida di trasferimento. Nella zona di prelievo della guida, gli occhielli verranno tenuti in posizione da una molla o simili. Nella fase di punzonatura si ha la risalita del punzone che si andrà ad inserire nel foro dell'occhiello e da questo istante un particolare cinematismo sposta il sistema di ricarica sfilando l'occhiello dalla guida mantenendo l'asse di lavoro libero al passaggio del punzone. Nel caso del brevetto di T.K.Reed e H.F.Packard viene trasmesso il moto ad un sistema di leve tramite un pedale collegato alla leva inferiore (M) fissata sul nodo destro (j). Si riesce così ad applicare una maggiore forza di schiacciamento sul rivetto mantenendo le mani libere di poter migliorare la manipolazione dei fogli di materiale su cui fare i fissaggi a scapito della sicurezza dell'operatore.

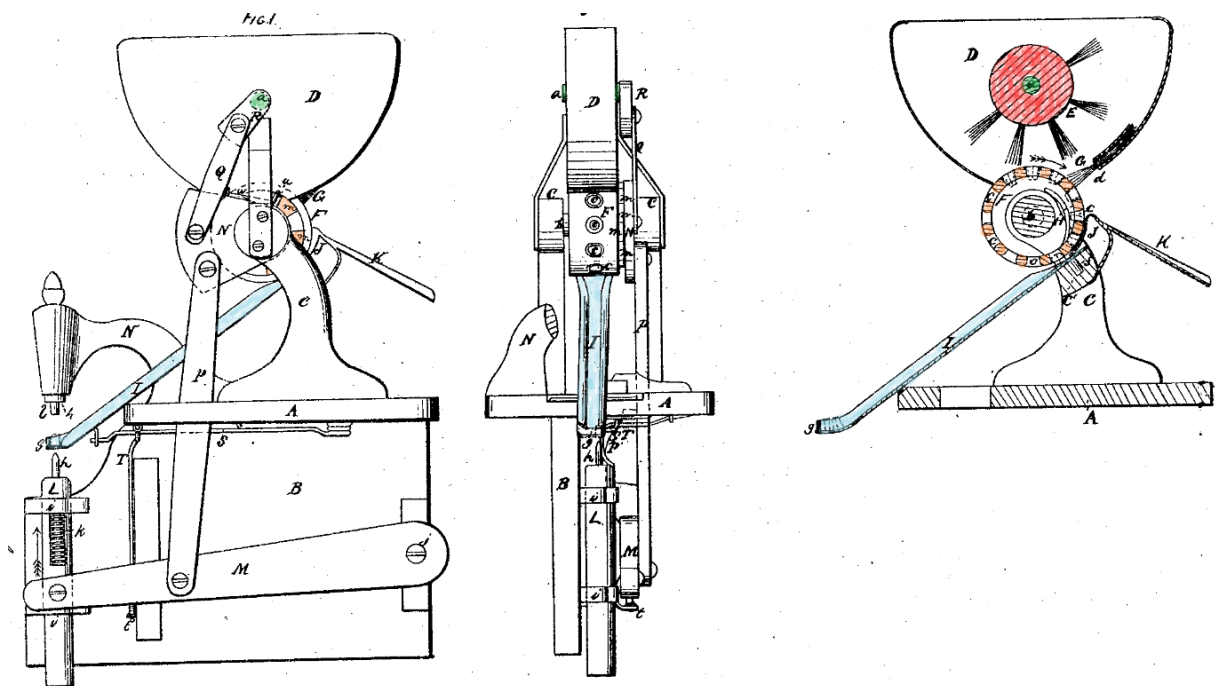


Figura 2-7: Brevetto No.35952 di T.K.Reed e H.F.Packard del 1862 [9].

Anche la produzione degli occhielli subisce una notevole evoluzione del processo di formazione. Si passa dalla punzonatura di un singolo dischetto di materiale alla punzonatura progressiva di strisce se non addirittura di fogli di materiale. La formatura

dell'occhiello avviene in più passaggi con dei piccoli magli che con opportuni stampi, superiori e inferiori permettono di ottenere come prodotto finale: l'occhiello (*Figura 2-8*). La modellazione del foglio metallico in un solo passaggio sarebbe troppo dannosa per il materiale postando alla formazione di cricche.

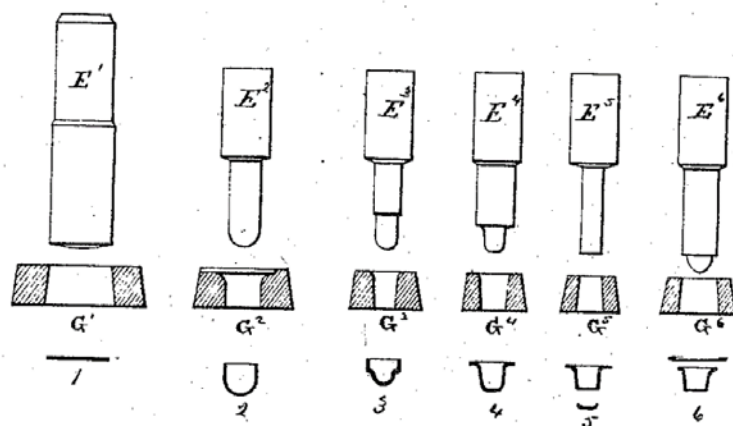


Figura 2-8: fasi di formatura di un occhiello dal brevetto di T. Garrick del 1871 [10].

Dalle diverse applicazioni degli occhielli diviene importante il fenomeno della corrosione. Oltre agli accorgimenti sulla tipologia di materiale da impiegare (ottone o alluminio) si studia anche un modo per ricoprire l'occhiello con materiale plastico più resistente come la celluloido [11] inventata anche questa dopo la seconda metà del XIX° secolo (*Figura 2-9*).

Come si è visto le prime 'macchine' occhiellatrici presentavano un azionamento manuale [4], per le taglie più piccole oppure a pedale per quelle più grandi [9]. In questo modo si riusciva ad ottenere una forza al punzone maggiore.

Le fabbriche della fine del XIX secolo movimentavano tutte le macchine tramite un albero di trasmissione che percorreva tutto lo stabile su cui si intervallavano delle pulegge che trasmettevano il moto a delle cinghie di cuoio. Ruotando a velocità angolare costante necessitava un particolare rapporto di trasmissione tra la puleggia motrice e quella condotta per adattare la coppia disponibile sull'albero a quella richiesta dall'utilizzatore.

Le macchine occhiellatrici come tante altre, non necessita di un moto continuo perché la deformazione dell'occhiello viene fatta in un solo ciclo di lavoro comandato dall'operatore. Grazie all'impiego di un innesto automatico si riesce a dare il moto intermittente alla macchina per l'esecuzione della bordatura del foro. In particolare, come si nota dal brevetto di *Figura 2-10* di S.P Steen del 1897 [12], l'albero condotto dalla puleggia (azzurro) gira libero. Tramite un pedale si aziona la macchina spostando l'innesto (verde scuro) sulla ruota dentata. La macchina effettuerà un giro completo portando l'altro estremo dell'innesto (verde chiaro) a contatto con un rilievo, sganciando l'innesto dalla ruota dentata.

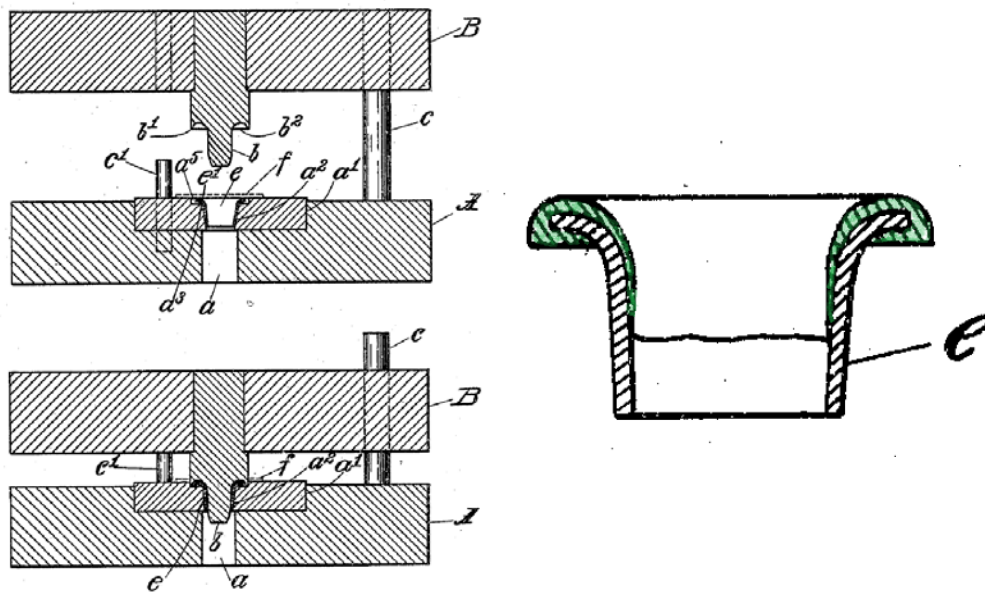


Figura 2-9: processo di rivestimento di un occhiello (a sinistra) e la sua sezione dove viene messo in risalto il rivestimento di celluloido (a destra). Brevetto n°78965 di E.Kempshall del 1905 [11]

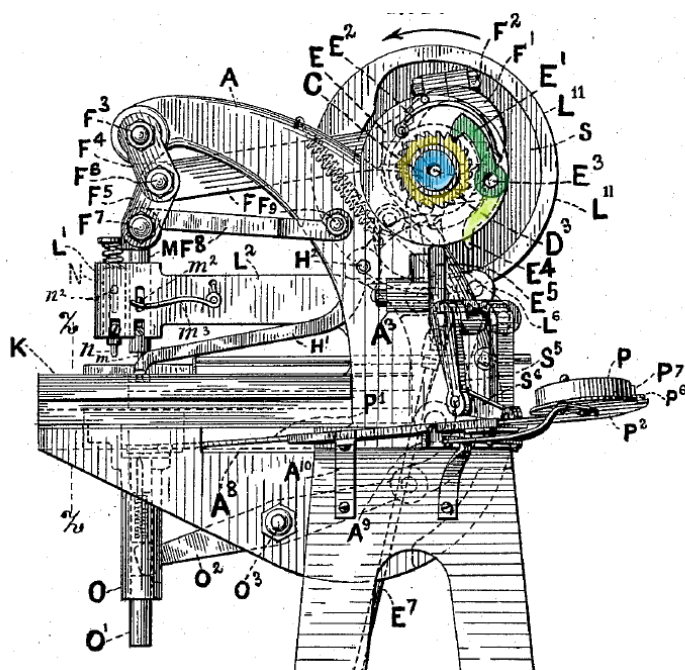


Figura 2-10: esempio di un innesto meccanico installato su un occhiellatrice dal brevetto n°1373500 di S.P Steen del 1897 [12].

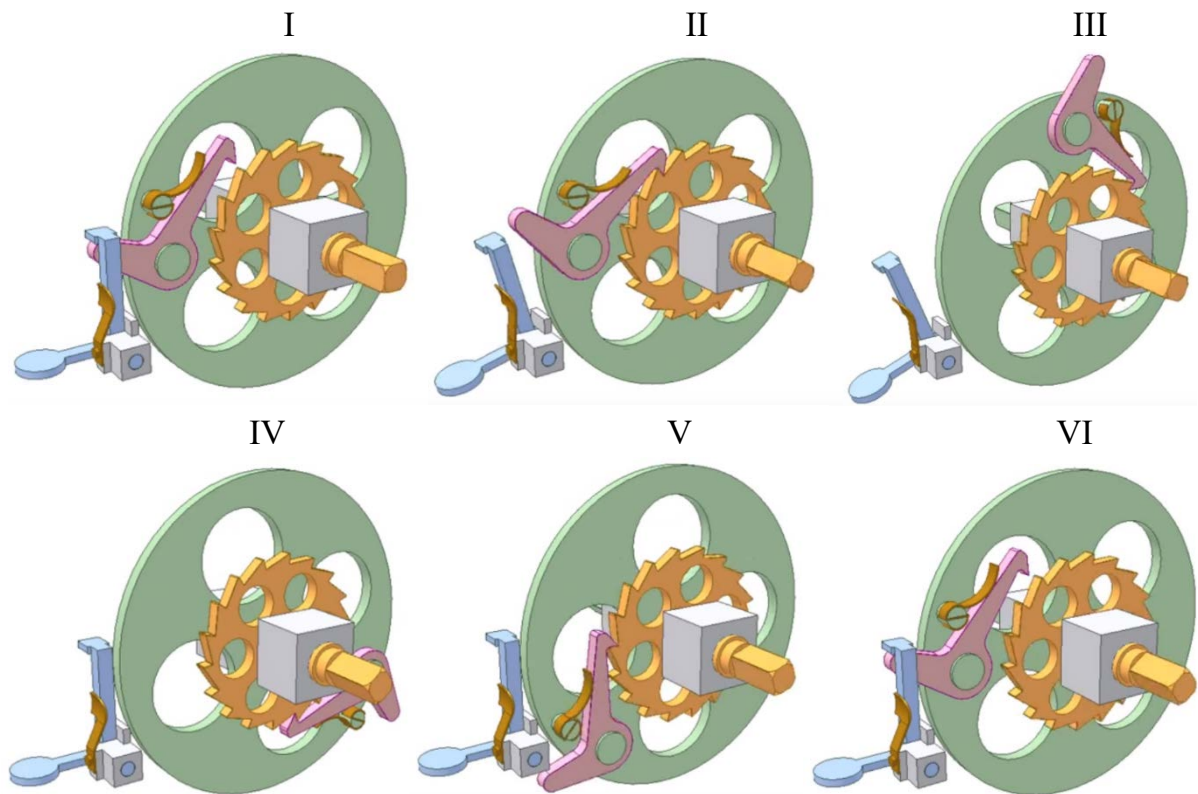


Figura 2-11:schema di un innesto meccanico

In *Figura 2-11* vengono mostrate in modo più schematico le fasi di un innesto meccanico.

Fin da subito l'azionamento meccanico viene predisposto per il comando non solo del punzone ma anche del sistema di ricarica e di altri movimenti ausiliari in modo da migliorare l'asservimento della macchina alle deformazioni dell'occhiello.

Un'architettura del sistema di ricarica che si conferma è quello introdotto precedentemente con opportune migliorie (*Figura 2-7*). Si ha sempre il contenitore degli occhelli sciolti mescolati dalle spazzole fino a portarli in posizione attraverso le luci periferiche della scocca andando nella guida di trasferimento e poi al punzone. Per poter mantenere gli occhelli in posizione nella zona di prelievo si hanno delle piccole molle che bloccano il passaggio [13] (*Figura 2-12*). Particolari innovazioni si hanno nel 1933 con il brevetto di E.B. Stimpson (*Figura 2-13*). Una campana rotante (*Figura 2-14* particolare 28 di *Figura 2-13*) con delle gole in periferia ruota grazie ad un volantino (16) o tramite un innesto collegato sul cinematismo del punzone, muovendo gli occhelli che in modo del tutto casuale, si inseriscono nelle gole. Ad ogni rotazione gli occhelli verranno posizionati sulla guida curva attorno alla campana (42) cadendo per gravità sulla guida di trasferimento (34) all'asse di lavoro rendendoli utili al punzone (46). Si può notare che la guida di trasferimento assieme alla campana sono collegate ad opportune alle leve (56 e poi 64) permettendogli dopo un certo spostamento del punzone tale da inserirsi nell'occhiello, di allontanarsi evitando di collidere.

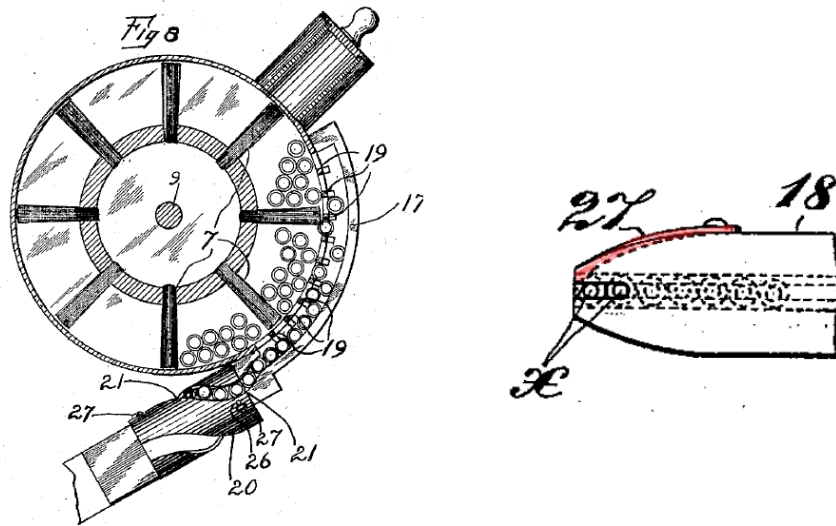


Figura 2-12: sistema di ricarica con spazzole interne e particolare delle molle di tenuta nella zona di prelievo dell'occhiello [13].

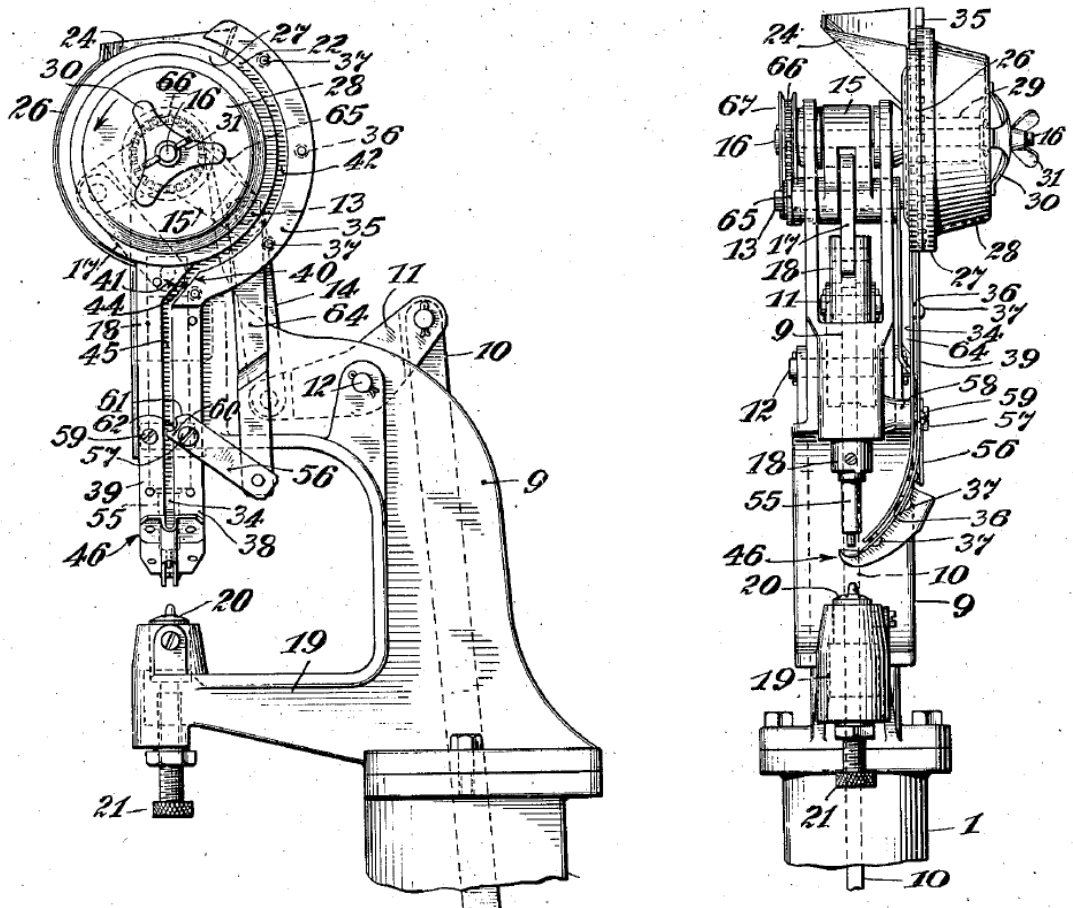


Figura 2-13: sistema di ricarica a campana rotante. Brevetto n°1997438 di E.B. Stimpson del 1933 [14].

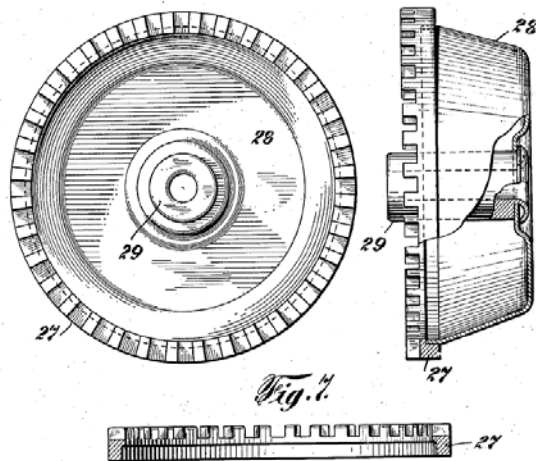


Figura 2-14: particolare della campana rotante del brevetto n°1997438 di E.B. Stimpson del 1933

Vengono progettate di una moltitudine di macchine occhiellatrici semi automatiche a comando manuale che si differenziano per la tipologia di trasmissione del moto mantenendo la stessa logica del ciclo di lavoro [15] (Figura 2-15). Si hanno anche architetture a doppio punzone che però appesantiscono ancora di più il sistema di trasmissione del moto della macchina [16] (Figura 2-15 a destra).

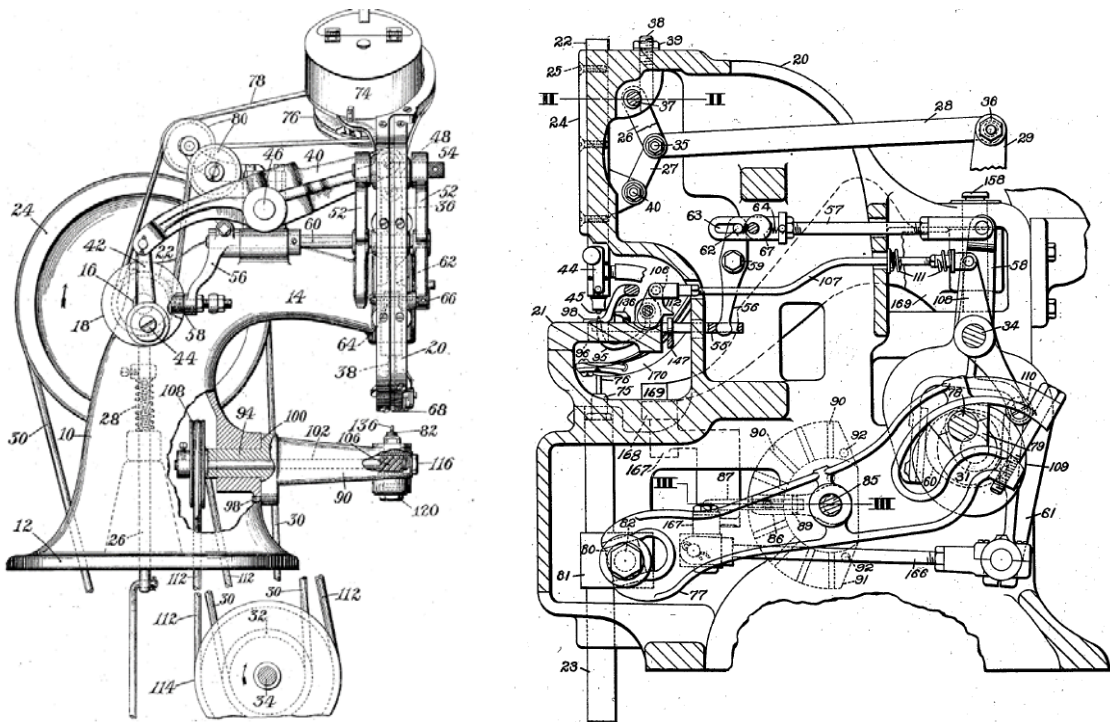


Figura 2-15: alcuni esempi di macchine occhiellatrici della prima metà del '900: brevetto n°1823894 [15] (a sinistra) e n°2300499 [16] (a destra) di S.L. Gookin rispettivamente del 1928 e del 1939

Sarà poi l'arrivo dei sistemi pneumatici a dare una particolare accelerazione all'automazione industriale rivoluzionando buona parte degli azionamenti delle macchine in genere tra cui anche le occhiellatrici (*Figura 2-16*).

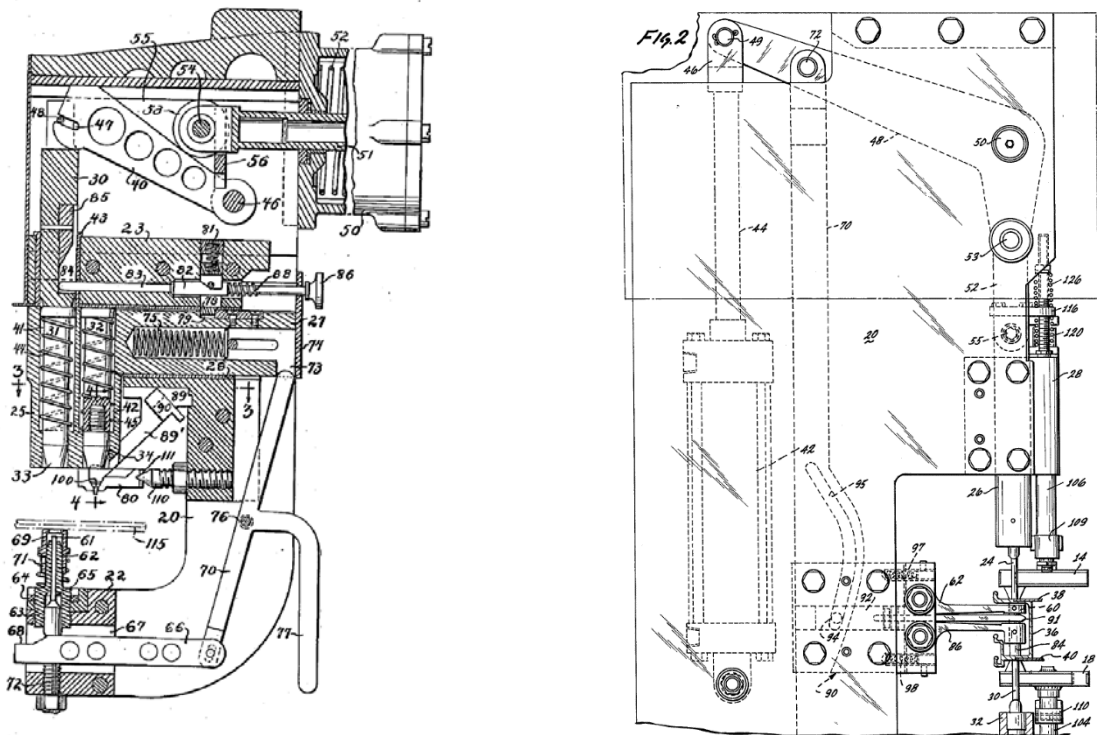


Figura 2-16: esempi di alcune macchine occhiellatrici ad azionamento pneumatico: brevetto n°2069042 di L. D. Marchant [17] e brevetto n°4122988 di M. Casutt [18] (a destra)

Se volessimo fare un confronto con l'evoluzione che ha toccato le macchine fino ai giorni nostri siamo portati a dire che l'architettura delle macchine occhiellatrici si presenta pressoché invariata rispetto a quella della seconda metà del '900. Per quanto possano esserci stati notevoli migliorie sulla componentistica che costituisce la macchina in ogni caso l'architettura su alcune di esse si è mantenuta piuttosto retrograda rispetto all'evoluzione tecnologica in particolare per quanto riguarda la struttura portante, talvolta fatta ancora di fusione. Anche per quanto riguarda i sistemi di controllo si possono trovare poche macchine munite di sensori utili al controllo delle grandezze di processo.

Nelle macchine odierne si possono notare in particolare una distinzione sulla tipologia di attuatore. Quello pneumatico risulta essere quello maggiormente impiegato nelle macchine occhiellatrici automatiche grazie all'impiego di un cinematismo per moltiplicare la forza al punzone. Una valida alternativa risulta essere l'attuatore elettrico che però viene ancora accompagnato da un innesto meccanico automatico per effettuare il ciclo di lavoro presentandosi come un semplice adeguamento delle vecchie occhiellatrici [19] (*Figura 2-17*).

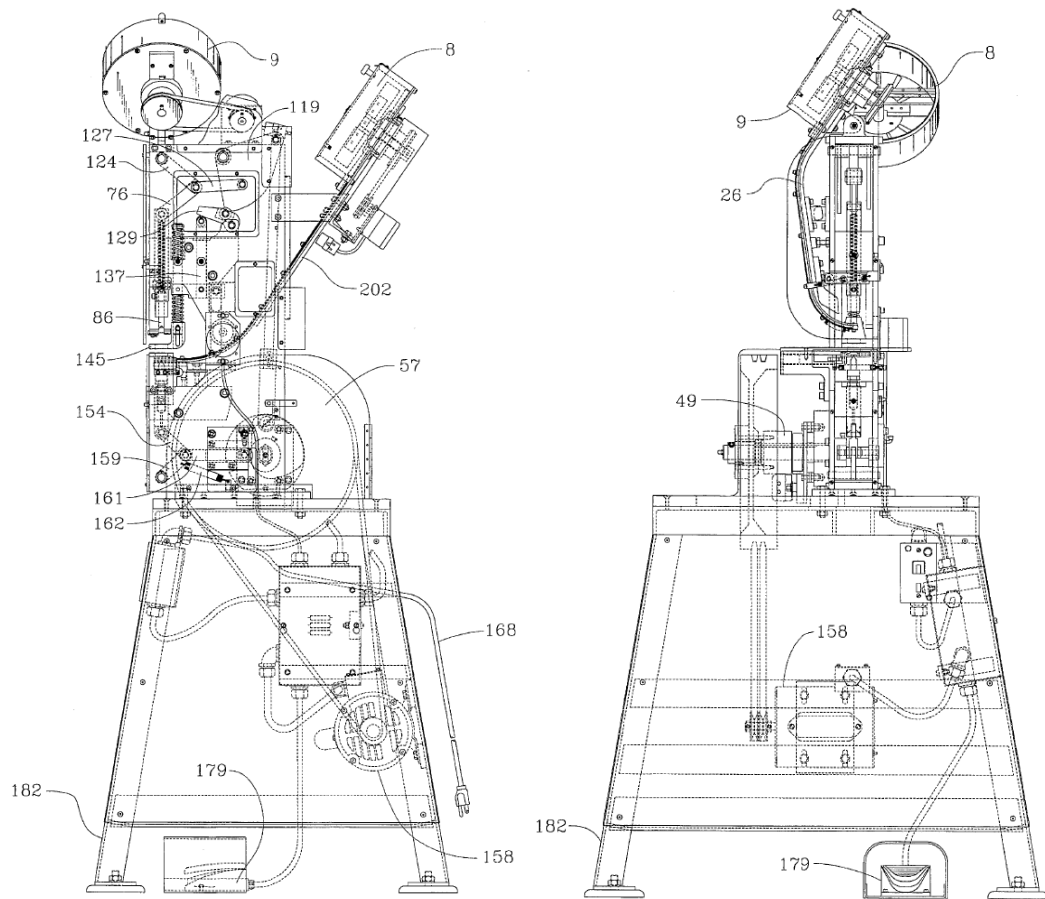


Figura 2-17. Macchina occhiellatrice per occhiello a vela con doppio caricatore. Si può notare nella parte inferiore il motore elettrico che tramite una trasmissione a cinghia movimentata un innesto meccanico per l'azionamento della macchina. Dal brevetto di B. Franovick del 1994 [19]

3 I componenti principali di un'occhiellatrice

La precedente introduzione storica all'occhiello e alle macchine che lo lavorano, ha messo in evidenza le parti principali di un occhiellatrice senza approfondirne troppo il loro funzionamento.

L'apparecchiatura si presenta con un montante leggermente a sbalzo in modo da formare un'area di lavoro sufficientemente grande da poter agevolare la manipolazione del foglio di materiale su cui si vuole effettuare la modellazione dell'occhiello (*Figura 3-1*). Sopra al montante possiamo individuare la testa della macchina dove si trova il cinematismo di trasmissione del moto collegato con il punzone. Quest'ultimo possiede un asse di lavoro verticale nella maggior parte delle apparecchiature ma se ne possono distinguere alcune con asse orizzontale. Nella parte inferiore dell'asse di lavoro si ha un supporto incorporato nel basamento che copre il ruolo di incudine della punzonatura su cui viene montato il contro punzone.

Il basamento della macchina ha la possibilità di esser fissato su opportuni tavoli o su qualsiasi sostegno permetta di avere una posizione ergonomica dell'operatore e perché no su linee automatiche. Il più delle volte la struttura portante della macchina è una fusione di acciaio su cui vengono ricavati per asportazione di truciolo le sedi per cuscinetti ed elementi di fissaggio.

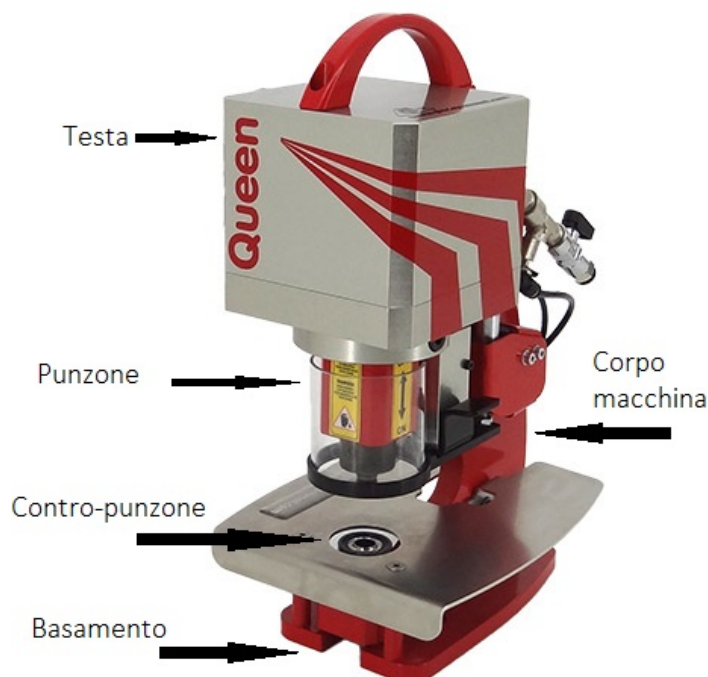


Figura 3-1: Rappresentazione di un'occhiellatrice odierna [20].

Queste macchine hanno il notevole vantaggio di essere progettate per un certo sforzo massimo permettendo di lavorare diverse tipologie di minuteria metallica grazie alla semplice sostituzione dello stampo e della matrice.

Il materiale su cui viene fissato l'occhiello può presentare un foro in cui installarlo oppure, per ottimizzare il processo, sarà l'occhiello stesso ad effettuare l'operazione di punzonatura del foro. Questo è possibile grazie ad un certo rapporto di snellezza del gambo e al bordo inferiore leggermente curvato per incidere e forare il foglio materiale (*'self piercing'*). L'occhiello verrà poi ribadito dalla forza del punzone completando il fissaggio. Per l'occhiello successivo si dovrà riposizionare il foglio di materiale su cui fare il nuovo fissaggio e porre il nuovo occhiello in posizione. Questo passaggio di riposizionamento può essere fatto manualmente o da un sistema di ricarica automatico talvolta azionato dallo stesso punzone o da attuatori esterni.

3.1 L'occhiello

Con questo termine si fa riferimento a tutti quegli elementi di minuteria metallica che, una volta fissato, si presenta come bordatura di un foro. La letteratura anglosassone pone distinzione nella sua definizione suddividendolo in due termini:

- il *'grommet'* composto da due o più parti, solitamente un maschio detto appunto occhiello e una femmina detta ranella, che si assemblano uno nell'altro bloccandosi durante la fase di fissaggio (*Figura 3-2*) per le sue prime applicazioni storiche prende il nome di occhiello "vela". Date le dimensioni talvolta anche abbondanti dell'occhiello a vela, viene necessario l'inserimento della ranella per aumentare la superficie di tenuta perché il bordo ottenuto dalla deformazione del gambo non ha una dimensione radiale tale da permettere il fissaggio sul foro.
- *'eyelet'* invece indica il singolo elemento tubolare con l'orlo spianato (maschio) ma di sezione più piccola rispetto al precedente (*Figura 3-2*). In questo caso, date le dimensioni contenute del foro eseguito sul materiale non è necessario l'inserimento della ranella per il fissaggio rendendo l'occhiello efficiente ed economico per molte applicazioni. In alcune applicazioni l'occhiello (*grommet* o *eyelet*) viene preferito al rivetto (*Figura 3-3*), perché, se usato come elemento di giunzione, si presenta più leggero ed economico.

All'interno di questo elaborato si prenderà in considerazione l'occhiello di sezione più piccola (*'eyelet'*) e la macchina che lo deforma, tralasciando quelli che sono gli occhielli 'vela' (*'grommet'*). Si può notare però che non c'è particolare distinzione nel processo di deformazione tra le due tipologie se non per il numero di elementi necessari al fissaggio dell'occhiello sul foro.



Figura 3-2: alcuni particolari di occhielli notando la differenza dei 'eyelet' (a sinistra) e 'grommet' (a destra)



Figura 3-3: Rivetto in ottone.

I campi applicativi di questa minuteria metallica sono veramente disparati: abbigliamento, calzature, packaging, schede elettriche, alimentare e tutti quei settori dove necessita rinforzare un foro, ornarlo o fissare due parti in modo economico (Figura 3-4).



Figura 3-4: rappresentazione di alcune applicazioni degli occhielli

L'occhiello quindi è un cilindretto di spessore ridotto con una battuta sulla sommità che può essere di diverse geometrie e dimensioni in funzione che l'impiego sia più ornamentale o funzionale. Al di sotto si sviluppa lo stelo dell'occhiello (o gambo) che può essere di svariate misure in funzione della sezione e dell'applicazione. La parte inferiore del gambo viene leggermente sagomata verso l'interno in modo da creare un effetto fustella per poter incidere e tagliare il foglio di materiale su cui installarlo (*Figura 3-5*).

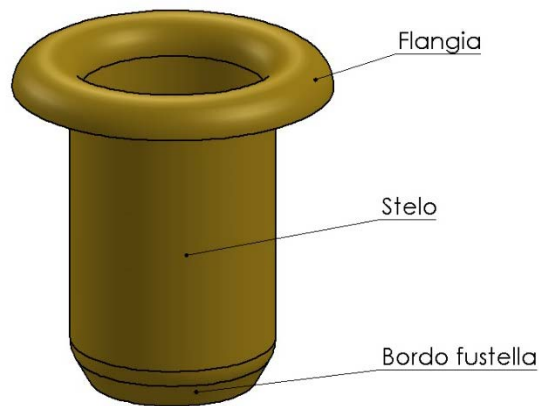


Figura 3-5: Terminologia dell'occhiello

In funzione dell'applicazione, l'occhiello, può essere di differente materiale come alluminio, acciaio o acciaio inossidabile, ottone e recentemente anche in plastica. Sempre per fini operativi o estetici possono esser riverniciati di qualsiasi colore o addirittura presentare dei ricoprimenti metallici di bronzo o zinco.

Non si ha una propria normativa unificata di riferimento ma solo una classe di misure standard che permette di classificare i principali occhielli in commercio. In *Tabella 3-1* si ha l'elenco delle dimensioni in riferimento alle misure raffigurate in *Figura 3-6*. La dimensione 'l' della lunghezza del gambo è variabile in funzione delle necessità e dalla sezione dell'occhiello.

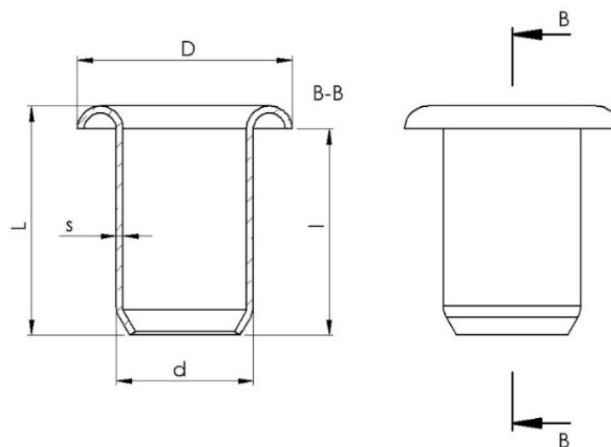


Figura 3-6: quote principali di un occhiello

Tabella 3-1: dimensioni degli occhielli standard in funzione delle misure di Figura 3-6

Articolo	s mm	$d_{-0.8}^0$ mm	D mm
OU 15	0.20	1.5	2.5 ± 0.1
OU 20	0.25	2.0	3.5 ± 0.1
OU 22	0.25	2.2	3.7 ± 0.1
OU 25	0.30	2.5	4.0 ± 0.12
OU 30	0.30	3.0	5.0 ± 0.12
OU 35	0.30	3.5	5.5 ± 0.12
OU 40	0.30	4.0	6.0 ± 0.12
OU 45	0.30	4.5	6.5 ± 0.12
OU 50	0.30	5.0	7.5 ± 0.15
OU 55	0.30	5.5	7.5 ± 0.15
OU 60	0.30	6.0	8.0 ± 0.15

In questa trattazione come già anticipato ci concentreremo maggiormente sugli occhielli di sezione ridotta (*'eyelet'*) tra cui possiamo distinguere quelli noti come sigilli di garanzia. Questi strutturalmente presentano una differenza nella dimensione della battuta che risulta esser più larga e piatta con sopra incisa la scritta “GARANZIA” (Figura 3-7).

È abbastanza classico che questi elementi fissino del cartone o simili, su un imballaggio in modo da completarlo con le informazioni sul prodotto e sul produttore. In questo modo si evita di avere un imballaggio personalizzato ma si riesce ad utilizzare un sacchetto commerciale e personalizzarlo in un secondo tempo delle informazioni necessarie. Si sottolinea il valore di questo ultimo passaggio di rifinitura dell'imballaggio che ha il rischio di comprometterne l'integrità se l'occhiello di garanzia presenta un difetto. Si hanno diversi campi applicativi nel packaging di prodotti sciolti o in quello alimentare.

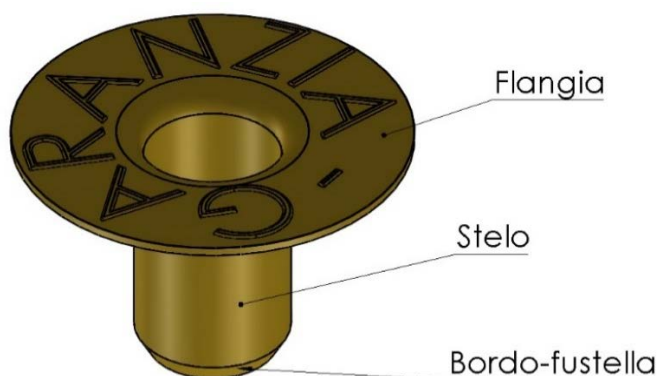


Figura 3-7: terminologia dell'occhiello di garanzia

Questa tipologia di occhielli non presenta molta variabilità di dimensioni in commercio, possiamo trovare generalmente due tipi di misure di seguito tabellate:

Tabella 3-2: dimensioni degli occhielli di garanzia standard in funzione delle misure di Figura 3-8

Sigillo di garanzia	Diametro flangia, D mm	Diametro stelo, d mm	Lunghezza stelo, L mm	Spessore, s mm
Tipo-7	7	3	3.8	0.2
Tipo-9	9	3.5	4.8	0.2

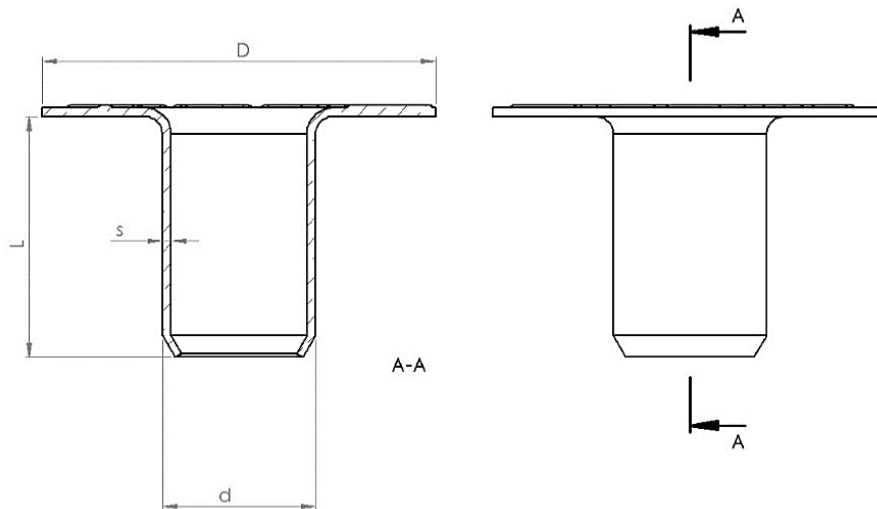


Figura 3-8: quote principali di un occhio di garanzia

Nella scelta dell'occhiello diventa importante avere informazioni del tipo di materiale e dello spessore del foglio (o fogli) su cui viene installato l'occhiello. Entrambe le specifiche si ripercuotono sulla geometria dell'occhiello: si riesce a definire la lunghezza utile del gambo affinché si riesca a formare la battuta dal lato opposto del foro e la resistenza all'incisione.

Se il gambo fosse troppo lungo rispetto alla sezione, diventando snello, risulta sensibile al fenomeno di instabilità di carico assiale a compressione. Questo fenomeno sulle strutture circolari porta alla formazione di una piega in sul gambo presentando il collasso (Figura 3-9). In questo modo il fissaggio non viene portato a buon fine e ci si trova ad avere il foglio di materiale forato e l'occhiello schiacciato in malo modo. Necessita quindi limitare lo sforzo fatto sull'occhiello non solo durante la fase di intaglio del materiale ma riducendo anche la forza applicata sull'occhiello durante il ciclo di lavoro. Questo fenomeno si chiama 'buckling' e verrà analizzato nel capitolo '5. Il collasso plastico dell'occhiello'.

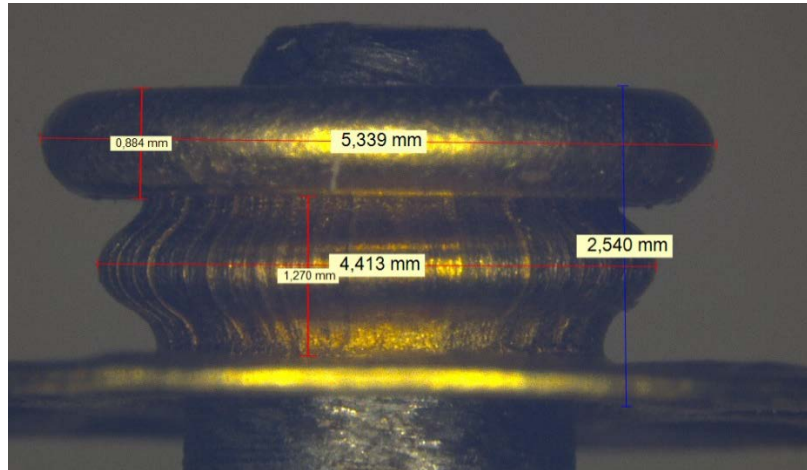


Figura 3-9: immagine al microscopio di un occhiello che presenta un collasso assialsimmetrico ottenuto dalle le prove sperimentali

Nel caso di materiali duri o spessi si dovranno predisporre tramite fustelle che, essendo nettamente più rigide, possono tagliare il materiale creando i fori di fissaggio (*Figura 3-10*). Viene rilevante però la dimensione della fustella e quindi del foro che ne deriva, in funzione della sezione dell'occhiello che si vuole montare. Se il foro fosse di dimensione troppo piccola rispetto all'occhiello si sollecita molto il bordo del foro rendendolo sensibile alla rottura in particolar modo se il materiale forato risulta esser fragile e sottile (fogli di carta e cartone). Al contrario, nel caso in cui il foro fosse troppo grande, il ricoprimento della nuova battuta deformata dell'occhiello non sarà abbastanza larga per fissare l'elemento al foro ottenendo per cui una facile rimozione dell'occhiello.



Figura 3-10: rappresentazione di alcune fustelle a sfera di diverse dimensioni

3.2 Il sistema di ricarica

Fin dai primi dispositivi per l'applicazione di occhielli si è avuta la necessità di adottare sistemi di supporto alla fase di posizionamento dell'occhiello. Inizialmente azionati in modo manuale e poi comandati contemporaneamente dall'azionamento tramite cinematismi, i sistemi di ricarica hanno trovato subito un impiego utile per migliorare l'operazione di fissaggio. Questo dispositivo di ausilio si trova fissato sulla macchina solitamente a fianco del punzone. Il suo ruolo principale è quello di ordinare gli occhielli in modo da renderli disponibili alla punzonatura.

Sulle macchine più recenti (*Figura 3-11*) possiamo notarlo facilmente a lato perché costituito da un contenitore esterno (1) dove vengono inseriti tramite una tramoggia gli occhielli. Uno dei problemi principali è quello di orientare gli occhielli nel contenitore in modo da farli passare in opportune gole collegate con una guida (2) che porterà gli occhiello nella zona di prelievo (3) sull'asse di lavoro della macchina.



Figura 3-11: sistema di ricarica di una macchina occhiellatrice odierna

Le gole per l'orientamento degli occhielli sono ricavate sulla periferia del contenitore (1) e dipendono dalla dimensione dell'occhiello che si intende lavorare, in particolare dalla lunghezza del gambo e dal tipo di battuta. In alternativa all'interno del contenitore (1) si possono avere delle spazzole che ruotando portano gli occhielli portando in prossimità delle gole di orientamento collegate con la guida.

Il sistema di ricarica possiede quindi due movimenti, uno di mescolamento degli occhielli per cercare di riempire la guida e uno di allontanamento della guida dall'asse di lavoro della macchina dopo che il punzone ha fatto presa sull'occhiello. Quest'ultimo solitamente viene fatto tramite il contatto rullo-camma (Figura 3-12) oppure da cinematismi.

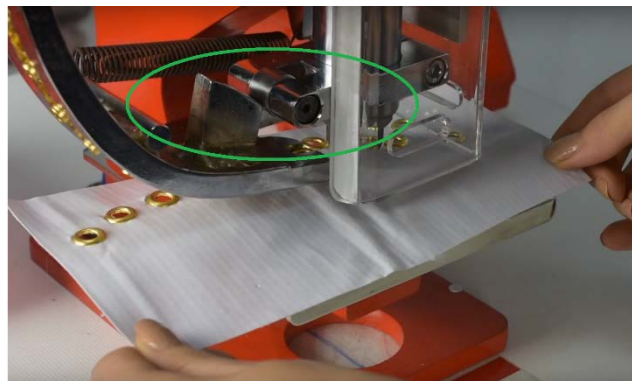
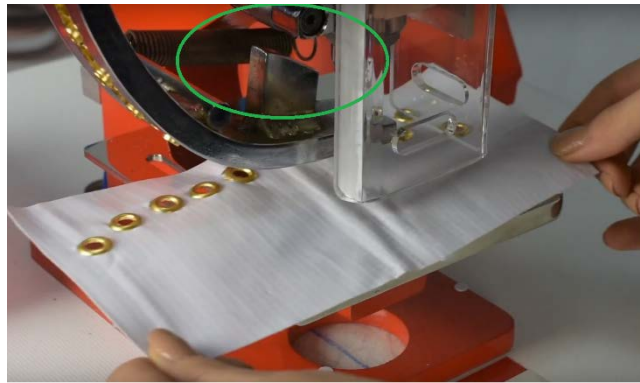


Figura 3-12: dettaglio di un contatto tra rullo del punzone e guida del sistema di ricarica per lo spostamento della zona di prelievo del rivetto dall'asse di lavoro della macchina

3.3 Matrici e controstampi

Come si è visto nell'introduzione storica della macchina (capitolo '2.L'evoluzione delle occhiellatrici'), viene chiamato con il termine matrice l'elemento che replica il negativo della battuta dell'occhiello solitamente di forma bombata o piatta, garantendo un buon appoggio per la trasmissione della forza necessaria all'incisione del materiale e alla deformazione del gambo. Con il termine contro-stampo invece ci si riferisce all'elemento che ha lo scopo di deformare il bordo del gambo dell'occhiello (Figura 3-13).

Sia la matrice che lo stampo possono presentare un elemento centrale cedevole per poter agevolare la tenuta dell'occhiello durante la lavorazione.



Figura 3-13: rappresentazione di una matrice per occhielli (a sinistra) il relativo controstampo (a destra).

Questi componenti sono entrambi costituiti di acciaio temprato in superficie per garantire una certa resistenza all'usura in particolar modo per quanto riguarda la gola interna del controstampo che lavora contro bordo dell'occhiello.

Sia nel caso in cui il foro sia già predisposto che nel caso in cui sia l'occhiello stesso a forare il materiale, per poter deformare il bordo inferiore del gambo è necessario un invito del bordo del gambo al raggio di curvatura del controstampo. Dalla forza di compressione del punzone è possibile deformare l'occhiello dandogli la forma finale di un toro (Figura 3-14).

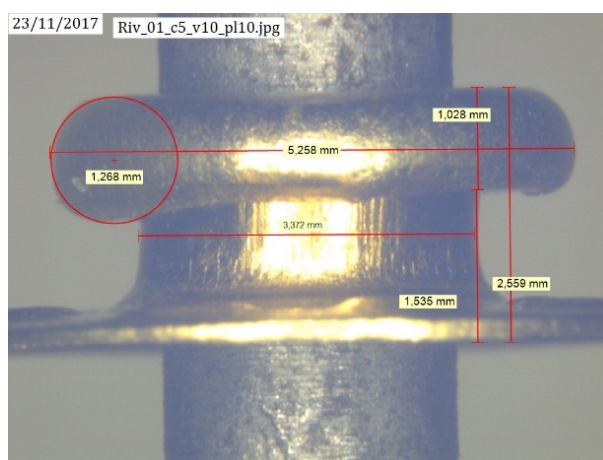


Figura 3-14: immagine al microscopio di un occhiello di garanzia deformato

Questo fenomeno risulta essere legato al raggio di raccordo del controstampo che deve poter deviare opportunamente il materiale evitando la formazione di cricche che durante l'avanzamento della deformazione, porterebbe a una rottura del materiale. Questo fenomeno non compromette la tenuta del fissaggio, ma rendere tagliente la superficie ottenuta dalla deformazione dell'occhiello con conseguenti problemi in caso di manipolazione. In *Figura 3-15* sono rappresentate due tipologie di controstampi mentre in *Figura 3-16* viene rappresentato un controstampo quotato per occhielli di diametro 2,5mm.

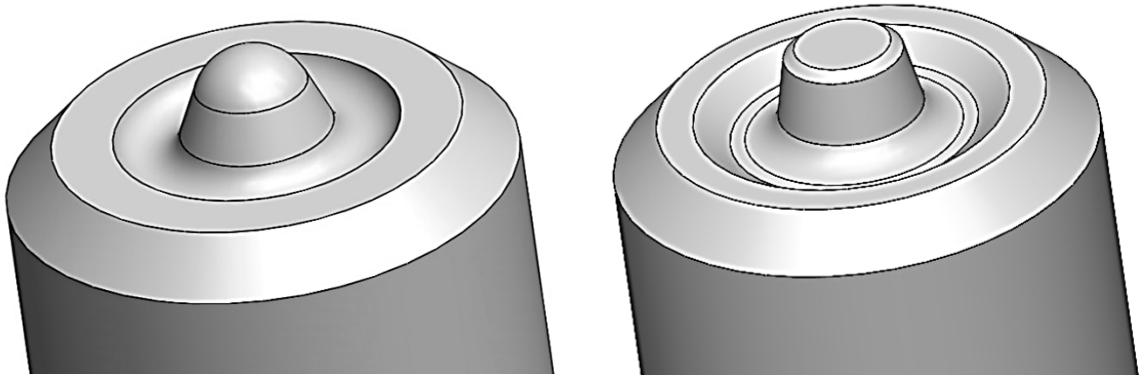


Figura 3-15: rappresentazione di alcuni controstampi

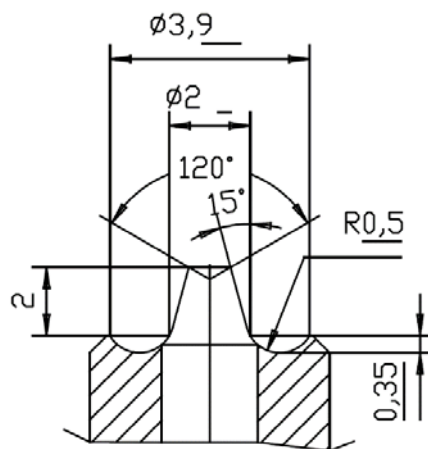


Figura 3-16: esempio quotato di un controstampo per occhielli da 2.5mm

Un particolare modo di deformare il gambo dell'occhiello, oltre alla formazione del toro, è quello a 'stella' (*Figura 3-17*). Si può ottenere tramite il controstampo che presenta dei profili appuntiti che incidono il gambo e guidano la cricca durante l'avanzamento della deformazione, oppure tramite la predisposizione di tagli sull'orlo del gambo dell'occhiello. Il risultato è quello di avere una superficie di tenuta leggermente più grande molto utile nel caso di materiali morbidi a scapito della sicurezza dell'occhiello perché vengono a formarsi dei profili taglienti.

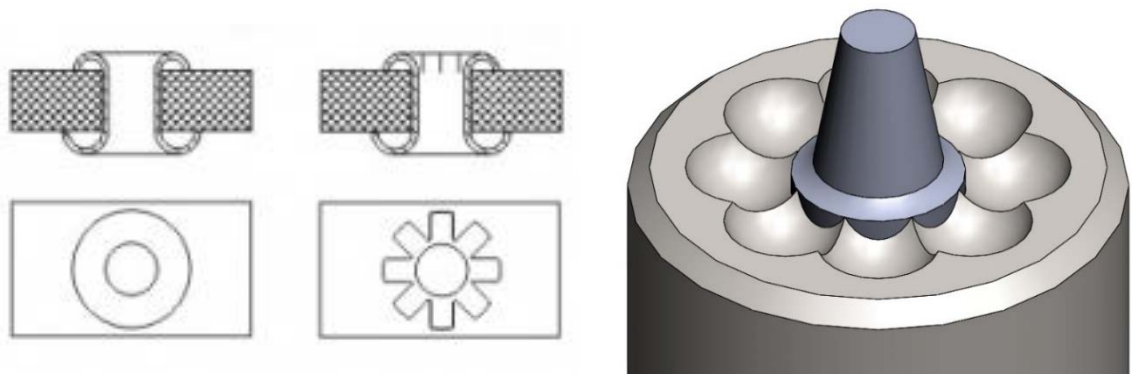


Figura 3-17: le principali tipologie di deformazione del gambo dell'occhiello, uniforme e a stella (sinistra) e un esempio di contro stampo per deformare il gambo a stella (a destra)

Le principali architetture di occhiellatrici con asse di lavoro verticale (*Figura 3-11 e Figura 3-18*) presentano la matrice collegata al punzone superiore (4) che aggancia in modo automatico l'occhiello grazie al posizionamento della guida del sistema di ricarica (3) sull'asse di lavoro. Inferiormente, si ha l'incudine della punzonatura (7) costituito dal controstampo (5) e dal sistema di regolazione meccanico (6).



Figura 3-18: particolare di un occhiellatrice ad asse verticale

Un fattore che influenza la presenza di difetti sull'occhiello è la lunghezza assiale di deformazione dell'occhiello (quota 'Y' di *Figura 3-19*). Se mal eseguita la ribaditura dell'occhiello si possono avviare chicche sul bordo del gambo oppure si potrebbe presentare il fenomeno collasso plastico (*Figura 3-14*). Per evitare questo si imposta una certa quota di deformazione tramite una regolazione meccanica del controstampo inferiore (elemento 6 di *Figura 3-18*). Si andrà così a definire quella che la lunghezza finale dell'occhiello deformato tenendo conto della sua lunghezza originaria.

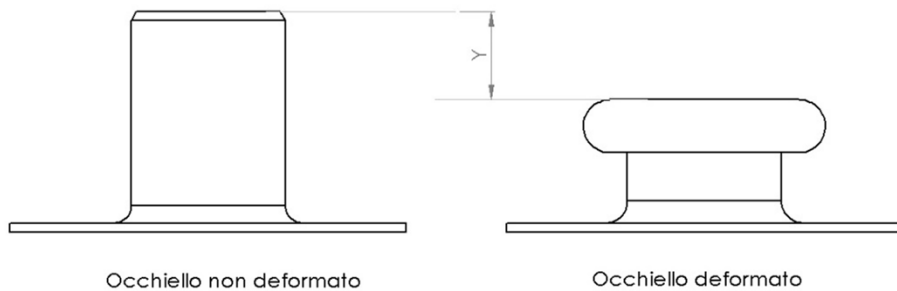


Figura 3-19: vista laterale di un occhiello prima e dopo la lavorazione in cui viene sottolineata con la quota 'Y' chiamata lunghezza assiale di deformazione

In *Figura 3-20* e *Figura 3-21* è rappresentato un esempio di sistema di regolazione meccanica del contro-stampo inferiore di un occhiellatrice. Agendo su una vite (1) si riesce a modificare la posizione verticale del controstampo (4) bloccata poi dal dado (2) sistema dado-controdado. In fine con il grano filettato (3) si riducono i giochi radiali rendendo definitivamente fisso il contro-stampo. Si riesce così a controllare la dimensione finale dell'occhiello senza controllare però quale possa essere effettivamente lo sforzo applicato su di esso.

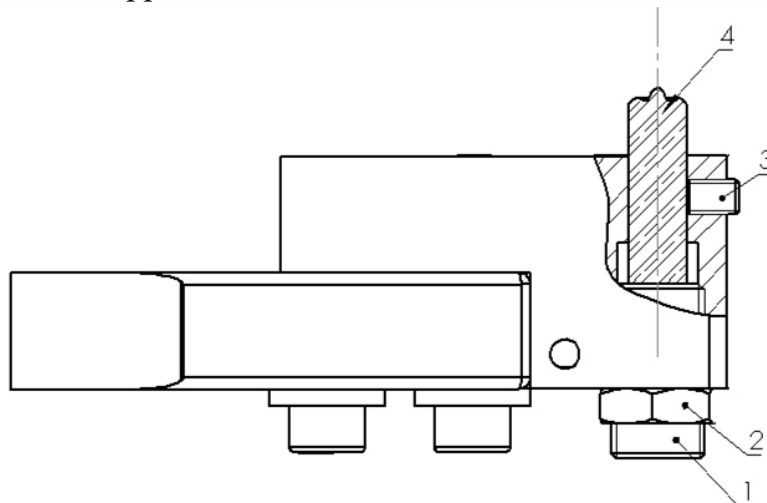


Figura 3-20: sezione di un sistema di regolazione meccanico del controstampo

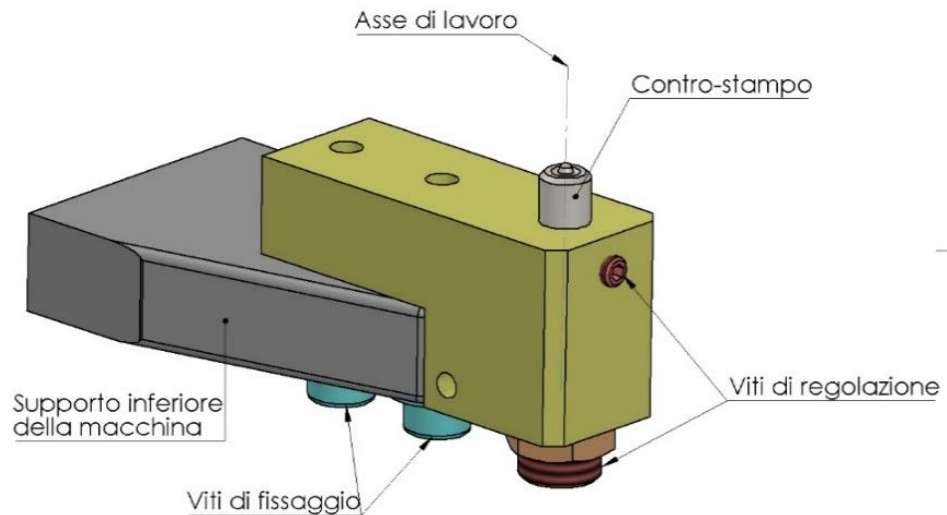


Figura 3-21: rappresentazione in prospettiva di un sistema di regolazione meccanico

Bisogna notare da *Figura 3-18* che il punzone superiore ha un particolare compito nel ciclo di lavoro: prelevare l'occhiello dalla guida del sistema di ricarica e portarlo in battuta sul materiale da incidere. Questo è possibile grazie alla presenza di uno 'spillo' che ha la possibilità di spostarsi assialmente all'interno della matrice grazie all'azione di una molla interna (*Figura 3-22*). Durante la fase di discesa lo spillo precede la superficie di battuta della matrice e andrà inizialmente ad inserirsi nell'occhiello. Il sistema di ricarica, come si è visto, è automatizzato e si sposta dall'asse di lavoro solo dopo che ha forzato leggermente l'occhiello sullo spillo. Con la traslazione della guida, si riesce a rimuovere l'occhiello dalla zona di prelievo del sistema di ricarica, tenuto in posizione da opportune molle e lasciare libero passaggio al passaggio del punzone.

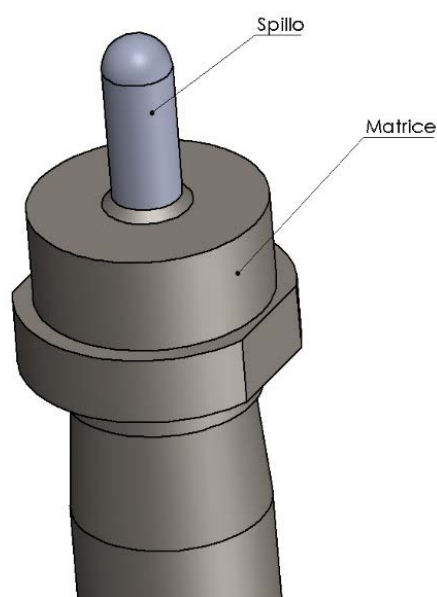


Figura 3-22: matrice superiore con spillo per la presa dell'occhiello

In *Figura 3-23* , *Figura 3-24* e *Figura 3-25* sono mostrate le fasi principali di un ciclo di lavoro di un'occhiellatrice. Una volta agganciato l'occhiello il sistema di ricarica si sposta lasciando libero il passaggio al punzone (I) che continua la sua corsa portando lo spillo in battuta sul materiale (II). Grazie alla cedevolezza della molla interna il punzone continua a scendere fino a che non si ha il contatto tra la battuta dell'occhiello e la matrice spingendo così l'occhiello contro il foglio di materiale (III). Il foglio di materiale si troverà pizzicato tra la matrice e il controstampo sul controstampo che generalmente presenta un piccolo estruso centrale per poter agevolare l'imbocco dell'occhiello e la foratura del materiale.

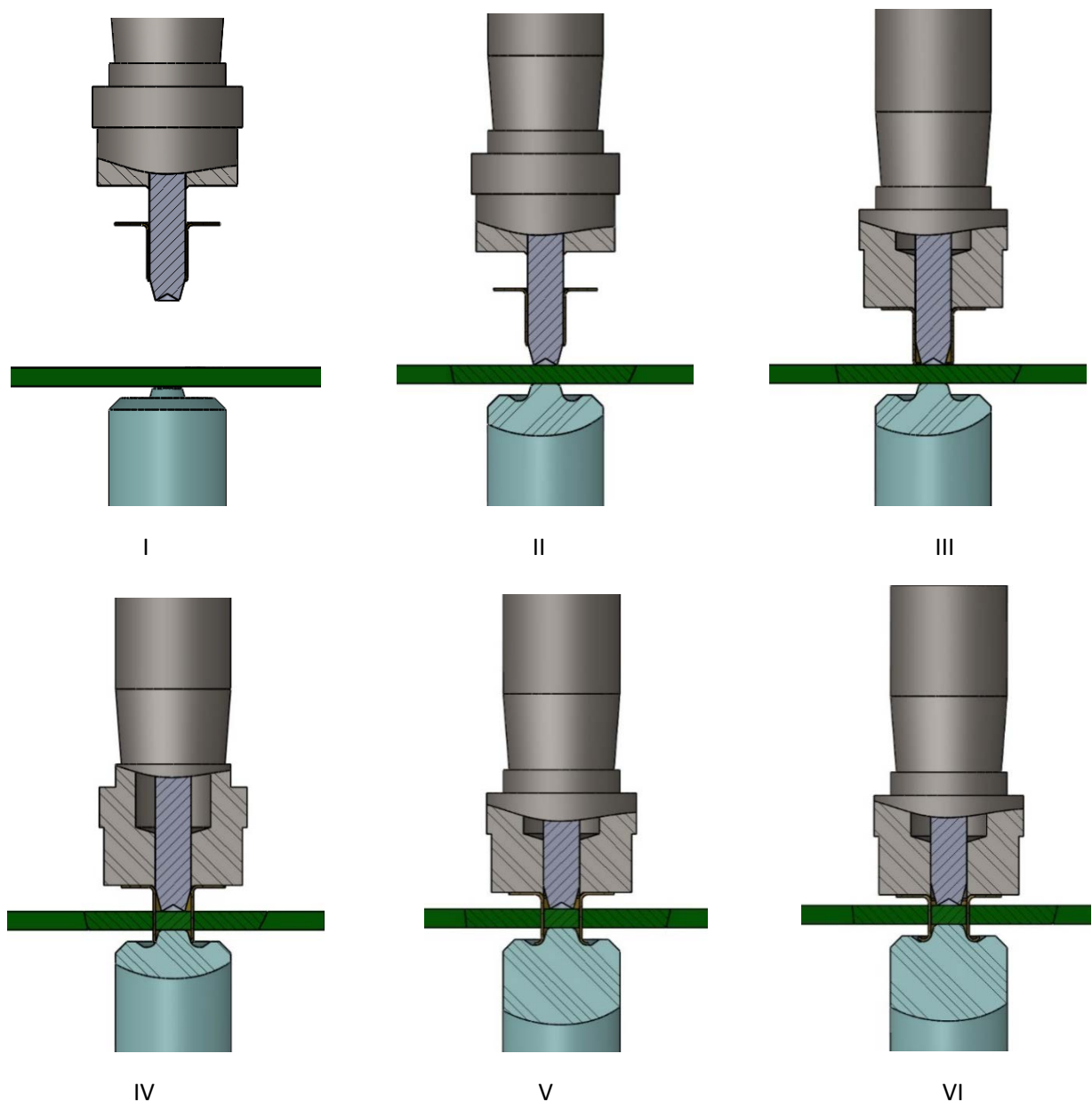


Figura 3-23: fasi del un ciclo di deformazione di un occhio

Dato che il foro non è stato predisposto, dovrà essere l'occhiello con il suo bordo inferiore a incidere e forare il foglio di materiale grazie alla forza del punzone e alla reazione del controstampo (IV). Una volta forato il materiale il bordo inferiore dell'occhiello si troverà ad esser deformato dal contatto con la geometria del contro stampo che gli imprime una certa curvatura (V). Dalle caratteristiche dell'occhiello e quindi dalle impostazioni di pre-setting del controstampo, viene definita una certa lunghezza di deformazione che non viene superata in quanto la macchina presenta un punto morto inferiore.

Finita la deformazione dell'occhiello e quindi raggiunto il punto morto inferiore, il punzone torna a risalire e lo spillo tornerà in posizione di riposo grazie all'azione della molla interna. Durante la fase si risalita il sistema di ricarica si riposiziona sull'asse di lavoro con un nuovo occhiello per il ciclo successivo.

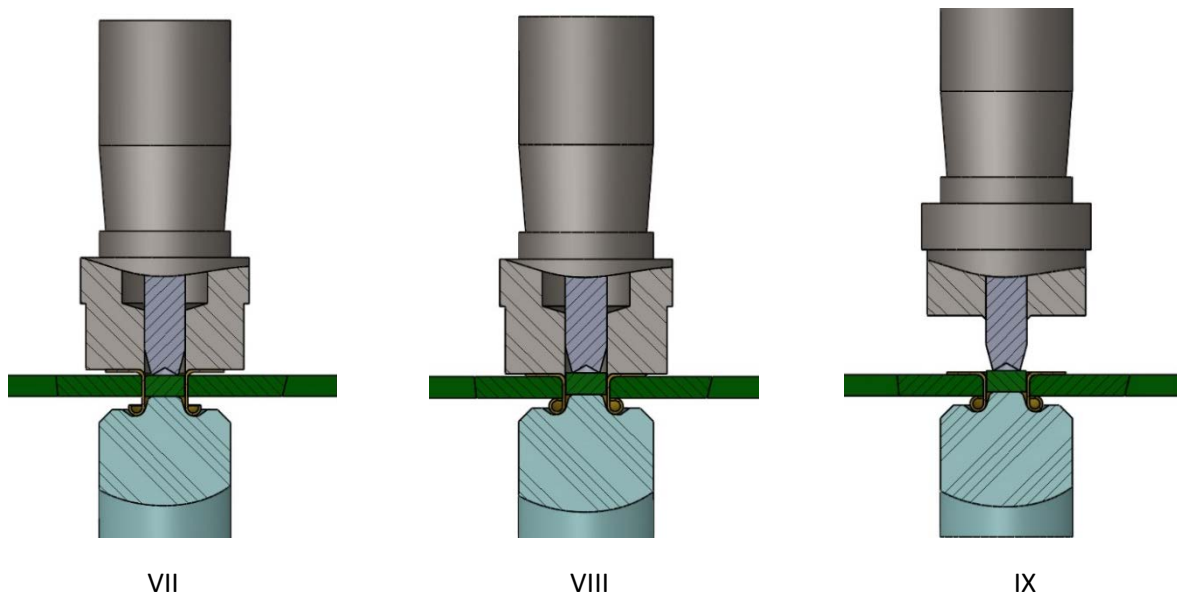


Figura 3-24: del un ciclo di deformazione di un occhiello

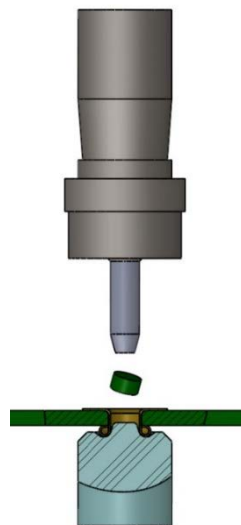


Figura 3-25: ultima fase di ritorno del punzone

Si seguito viene mostrato una sezione di un punzone mobile (azzurro) dove è possibile distinguere lo spillo (verde) e la mola di contrasto (viola). L'occhiello (blu) si trova posizionato nella zona di prelievo della guida (rossa). Nella parte inferiore invece si presenta il controstampo (arancione).

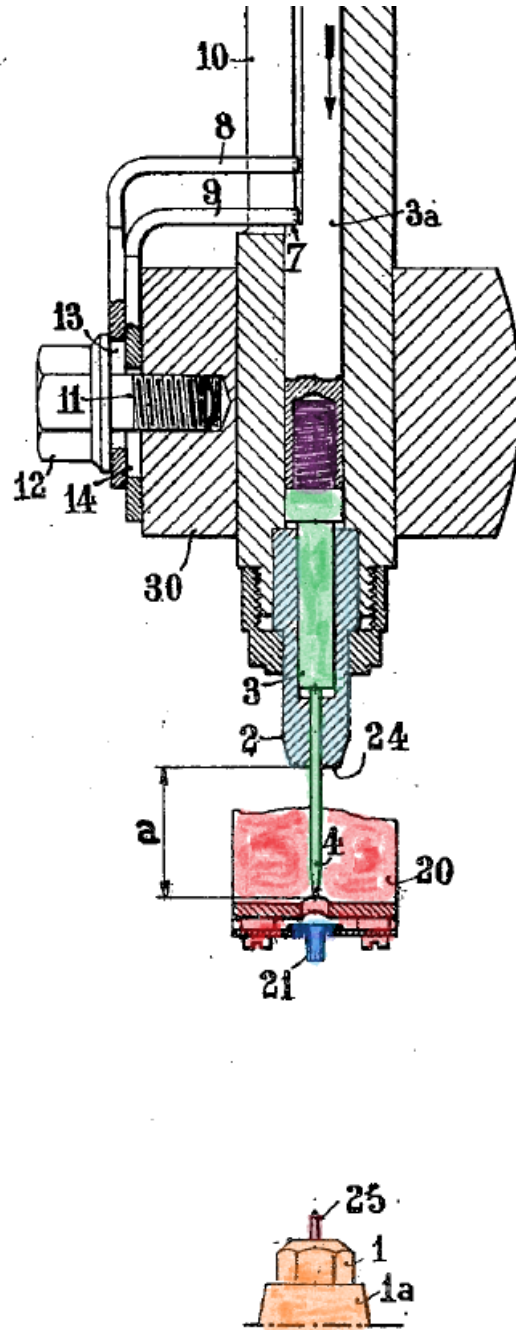


Figura 3-26: vista in sezione di un punzone di un occhiellatrice. Dal brevetto n° US2597984 di G. Jean del 1948 [21].

3.4 L'attuatore e la trasmissione del moto

Gli occhielli fanno parte della minuteria metallica e come tali si presentano relativamente piccoli e di diverse misure. La forza di schiacciamento necessaria alla deformazione dell'occhiello particolarmente elevata, a maggior ragione se vengono utilizzati accoppiamenti o cinematismi tali da ottenere un rapporto amplificazione della forza maggiore dell'unità. Si riesce così, anche nel caso di azionamenti manuali, ad applicare una forza molto grande sull'occhiello contenendo quella richiesta dall'utilizzatore. Con l'ausilio di attuatori di diverso genere si riescono ad applicare forze elevate al punzone anche in assenza particolari sistemi di trasmissione. Bisogna però considerare che in funzione dell'attuatore applicato, un opportuno cinematismo permette di contenerne la taglia e quindi i costi del prodotto.

Dal capitolo '2.L'evoluzione delle occhiellatrici' è possibile notare diversi cinematismi e accoppiamenti adoperati per la trasmissione del moto. Riferendoci a quelli che sono i dispositivi odierni possiamo classificare i sistemi di trasmissione del moto come:

- Sistema a torchio: tramite un accoppiamento vite-madrevite ad elevato angolo di elica si unisce la comodità di un angolo di rotazione ridotto della leva ad uno spostamento assiale del punzone (*Figura 3-27*). Grazie ad una molla di torsione inserita nel fusto si riesce a riportare in posizione di riposo la leva di azionamento.



Figura 3-27: torchietto manuale per occhielli

- Sistema a leva: una leva infulcrata all'estremo permette di moltiplicare la forza applicata dall'operatore in funzione del rapporto tra la distanza dell'impugnatura e il punto di contatto con il punzone. Grazie ad una molla di compressione montata sul punzone si riporta in posizione di riposo la leva di azionamento (*Figura 3-28*).



Figura 3-28: occhiellatrici ad azionamento manuale con leva e sistema di ricarica automatico (a destra)

- Sistema a ginocchiera: per effetto del rapporto tra la lunghezza della leva di azionamento (L) che ruota attorno ad una cerniera fissa (B) collegata in modo fisso con la bielletta ('1') incernierata sullo snodo ('C') si stabilisce, durante l'allineamento ($\theta=0$) con l'asse del corsoio, una condizione di punto morto che permette la moltiplicare di diversi ordini di grandezza la forza applicata sulla leva di azionamento (*Figura 3-29*).

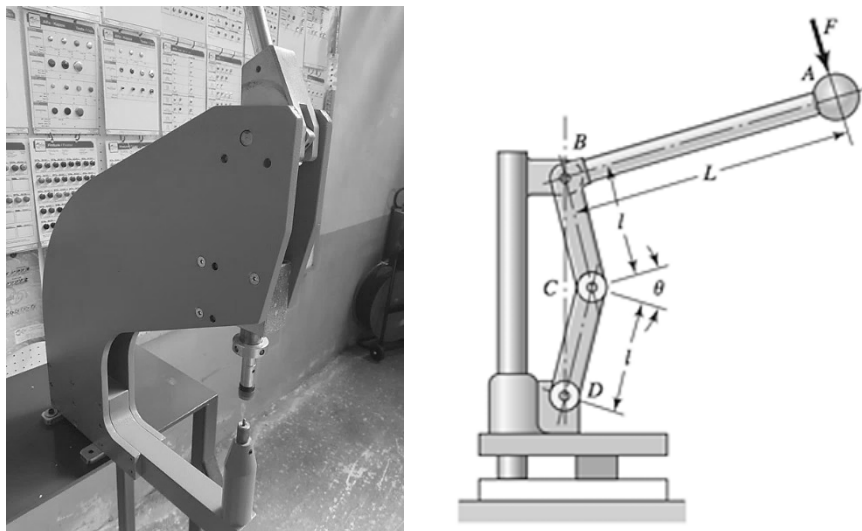


Figura 3-29: occhiellatrice ad attuazione a leva con ginocchiera

A questi sistemi di trasmissione del moto sono stati installati degli attuatori rendendo il ciclo di lavoro dell'occhiellatrice automatico. I principali sono quello elettrico e

pneumatico. Quest'ultimo ha preso maggiormente piede sulle macchine data la semplicità di ottenere un movimento lineare del punzone da un attuatore lineare opportunamente collegato con un cinematismo per poter moltiplicare la forza di lavoro (Figura 3-30).

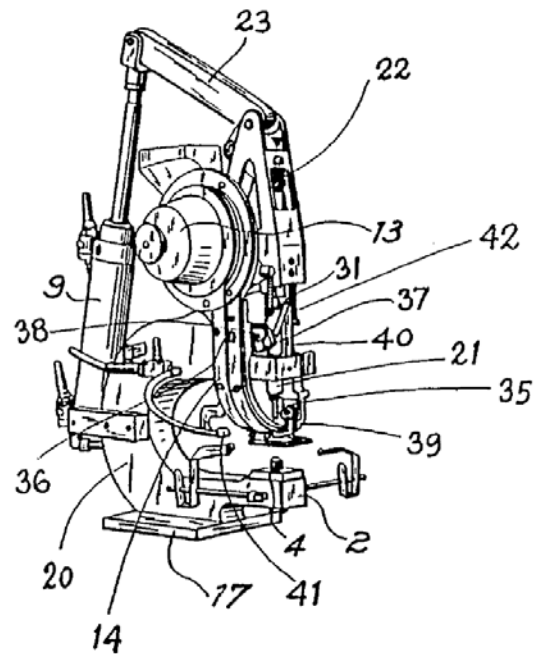
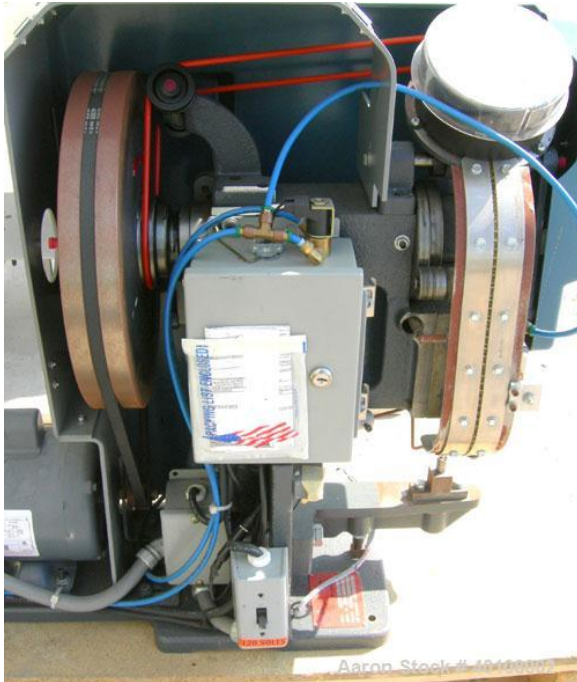


Figura 3-30: esempi di macchine occhiellatrici ad azionamento elettrico (a sinistra in alto) e pneumatico (in basso) [22].

4 Specifiche di progetto

Dall'applicazione su linee automatiche di diverse occhiellatrici la S.A.M.Ind. S.r.l ha rilevato diversi problemi che portano ad una continua e noiosa manutenzione delle macchine senza garantire in ogni caso la buona riuscita della deformazione dell'occhiello. In particolare, ci si concentra sull'installazione di minuteria metallica che trova un largo impiego in diversi settori soprattutto in quello alimentare: i sigilli di garanzia.

Si ricorda che questi vengono inseriti sull'imballaggio del prodotto finito solitamente assieme ad un cartone riepilogativo delle proprietà del prodotto e del produttore oppure semplicemente per dare una garanzia sulla chiusura dell'incarto (*Figura 4-1*). Diventa importante quindi che la macchina in questione non danneggi l'imballaggio rischiando di aumentare gli scarti del prodotto finito. Viene sempre più richiesto di poter controllare la buona riuscita della ribaditura il che significa posizionare correttamente l'occhiello e ribadirlo in modo opportuno.



Figura 4-1: fase di fissaggio dell'occhiello di garanzia su un incarto

Per questo ultimo motivo si è pensato inizialmente di analizzare i parametri che potessero incidere maggiormente sulla deformazione dell'occhiello simulando tramite un banco di prova la velocità del punzone della macchina occhiellatrice.

Nonostante le comodità delle linee pneumatiche, per risponde a quello che è il contesto più artigianale dell'industria italiana, è risultato interessante l'impiego di un attuatore elettrico. Oltretutto le linee pneumatiche in ambito alimentare presentano dei limiti in quanto non è possibile scaricare semplicemente nell'ambiente l'aria senza trattamenti di depurazione.

Si conferma quindi la richiesta di una macchina punzonatrice per minuteria metallica modulabile come attuatore, come comando e come sistema di ricarica, riuscendo a rispondere ad una larga classe di mercati e alle diverse richieste del cliente.

La minuteria metallica in questione come citato capitolo ‘3. I componenti principali di un’occhiellatrice’, è composta da innumerevoli elementi che si differenziano per geometria e forma ma vengono generalmente lavorati tutti allo stesso modo: viene deformato plasticamente l’elemento tra matrice e stampo in modo da poterlo fissare in modo permanente sul foro presente su uno o più fogli di materiale. Per poter rendere la macchina più competitiva e funzionale verrà fatto un dimensionamento strutturale con una forza maggiore rispetto a quella necessaria alla deformazione del sigillo di garanzia. In fine si vuole cercare di abbandonare la filosofia della struttura portante fatta di fusione di acciaio (se non addirittura in ghisa) passando alle sempre più prestanti piastre di metallo saldate con opportune nervature rendendo più contenuti i costi di produzione. L’architettura su cui verrà applicato il cinematismo sarà indicativamente la stessa delle macchine occhiellatrici precedentemente introdotte e di seguito riassunta:

- Macchina ad azionamento automatico o semi-automatica per applicazioni industriali su linee automatizzate o banchi di lavoro.
- Asse di lavoro verticale: rispetto ad altre orientazioni in questo modo si riesce ad avere una maggior visuale da parte dell’operatore sull’oggetto da lavorare e minori problematiche con i classici sistemi di ricarica a gravità.
- Area di lavoro che permetta un’agevole manipolazione dei fogli di materiale da lavorare. In commercio si possono incontrare architetture con area di lavoro profonda ma nel nostro caso si presenterà un’ansa profonda 150mm e alta 150mm che porterà la macchina ad avere la classica testa montata a sbalzo (*Figura 4-2*)

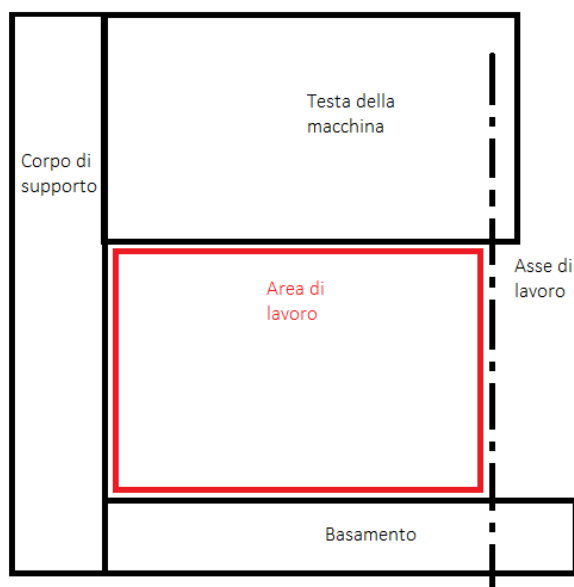


Figura 4-2: schema laterale della macchina occhiellatrice in esame

5 Il collasso plastico dell'occhiello

Dalle ricerche svolte non è stato possibile ricavare molte informazioni sulla forza necessaria alla deformazione dell'occhiello che, essendo abbastanza esigua porta i costruttori a non fare particolari considerazioni su questo processo. Inoltre, data la disponibilità di attuatori sempre più compatti e potenti si tende a sovradimensionare le normali macchine occhiellatrici anche in modo inopportuno, garantendo in ogni caso forza al punzone.

Come introdotto nel capitolo '4. Specifiche di progetto', oltre ad ottimizzare la macchina e il processo di formatura dell'occhiello ci si pone l'obiettivo di valutare le possibili influenze che potrebbero compromettere la corretta ribaditura. I difetti più comuni si possono presentare sul bordo deformato o sul gambo compromettendo la tenuta sul foro o presentandosi semplicemente come anti-estetici (*Figura 5-1*).



Figura 5-1: alcuni esempi dei difetti riscontrati su occhielli. Nel primo caso si può notare che non sia stato completamente lavorato dalla macchina (a sinistra) mentre nell'altro si presentano spaccature sul bordo deformato (a destra).

La geometria dell'occhiello è prossima a quella di una parete sottile e per questo, se caricata assialmente, presenta una flessione localizzata delle superfici in particolare, come vedremo, quelle del gambo. Il collasso nel campo di elementi a parete sottile porta ad una deformazione prevalente in direzioni per lo più ortogonali alla direzione di compressione. Questo particolare fenomeno di instabilità si presenta in particolari condizioni geometriche dell'elemento e alle proprietà costitutive del materiale tra cui i possibili difetti.

Per quanto riguarda l'occhiello bisogna porre attenzione sulla tecnica di produzione per valutare la presenza di difetti. Una pressa per imbutitura di taglia medio-grande (*Figura 5-2*) viene attrezzata di stampi o stazioni di imbutitura in serie che deformano passo dopo passo l'occhiello (*Figura 5-3*). Si riesce così a modellare un foglio metallico dando varie forme agli occhielli (*Figura 5-4*). Succede però che, causa dell'usura dello stampo o per l'impreciso processo di imbutitura, l'occhiello

presenti sul gambo dei difetti superficiali simili a rigature (*Figura 5-5*). In questa trattazione verrà trascurata l'influenza dei difetti superficiali o presenti nel materiale concentrandosi di più sulle cause esterne che possono instaurare il collasso plastico dell'occhiello.

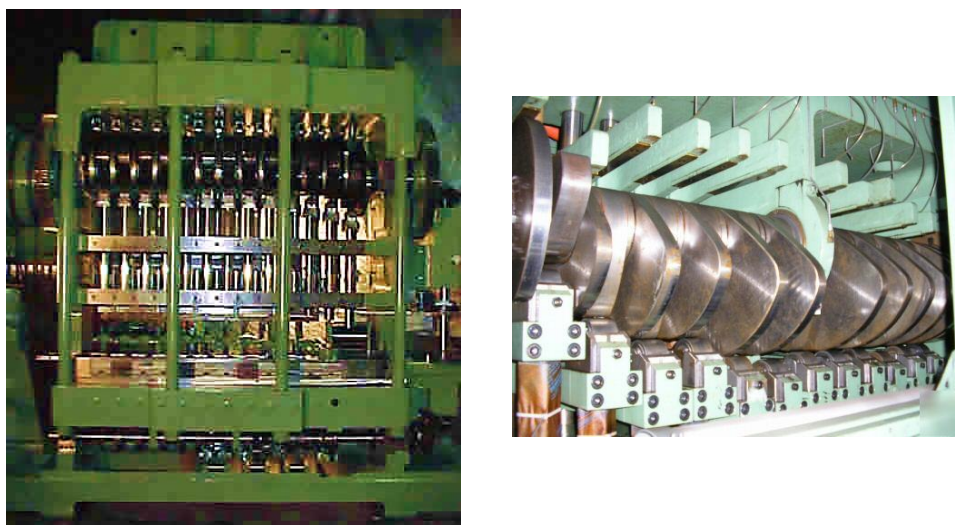


Figura 5-2: pressa per imbutitura profonda. Si possono notare le varie stazioni di lavoro comandate singolarmente da una camma collegata sull'albero principale

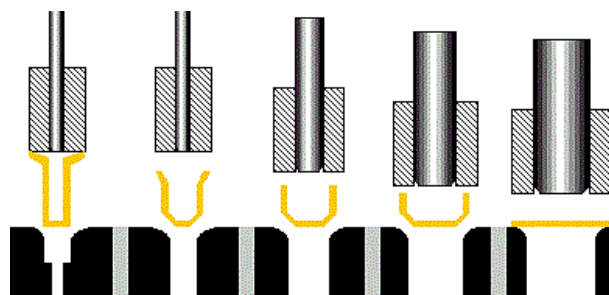


Figura 5-3: schema di un processo di formatura di un occhiello nelle varie stazioni di imbutitura



Figura 5-4: foglio metallico parzialmente stampato (a sinistra) e particolari ottenibili da imbutitura profonda (a destra)



Figura 5-5: dettaglio del gambo dell'occhiello al microscopio a dove si notano le righe indotte dall'imbutitura

5.1 Il fenomeno di instabilità

Come anticipato il fenomeno del collasso plastico è stato largamente studiato negli anni in particolare nel settore meccanico, in modo da evitare o controllare fenomeni di cedimento di strutture dovute a situazioni di instabilità. Gli studi sono stati condotti su varie prove sperimentali nell'intento di poter definire una formulazione analitica prima e una modellazione matematica dopo, sul fenomeno. Vengono presi in esame elementi tubolari di sezione differente, dalla circolare alla quadrata a quelle più complesse fino ad arrivare alle sulle superfici sferiche (Figura 5-6). I campi applicativi sono differenti e possono riguardare casi in cui una trave relativamente snella si trova caricata assialmente, lateralmente o si viene ad avere una differenza di pressione tra la superficie esterna quelle interna tale da farla collassare internamente (Figura 5-6). In funzione del tipo di forza agente possiamo avere il collasso assiale o radiale. Il primo si presenta con la formazione di pieghe del materiale in lobi detto collasso a concertina (*'concertina failure mode'*) mentre il secondo porta ad una sostanziale ovalizzazione della sezione (Figura 5-6).

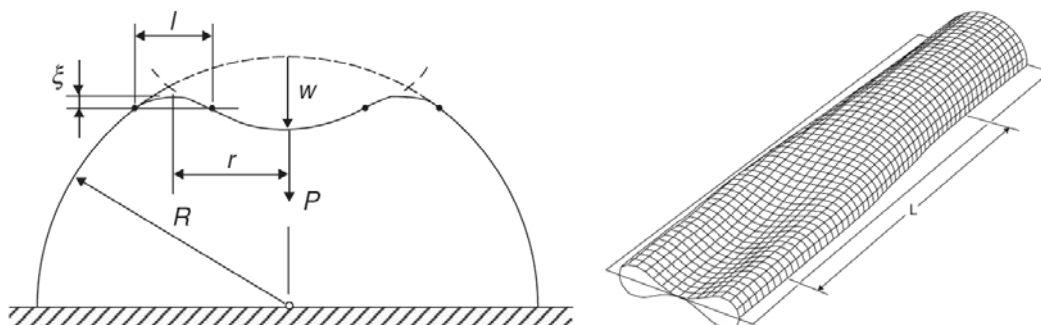


Figura 5-6: alcuni esempi di 'buckling' su profili sferici e tubolari caricati radialmente [23]

Un settore dove viene particolarmente approfondito il fenomeno del collasso plastico è quello degli assorbitori di energia che, sfruttando le deformazioni plastiche di materiali metallici, assorbono l'energia dell'urto riducendo le ripercussioni sulla struttura principale [24]. Sia in campo aeronautico, aerospaziale che in quello automobilistico è utile assorbire l'energia durante fasi di atterraggio o per ridurre le sollecitazioni dovute ad urti. Si possono raggruppare generalmente come:

- Elementi tubolari compressi assialmente: compressi tra due superfici piane al collassano plasticamente con la formazione di pieghe a forma di lobo con particolari geometrie in funzione della sezione originaria. Si possono distinguere diversi metodi di collasso come quello assialsimmetrico e non assialsimmetrico oppure quello a diamante caratterizzati dalla tipologia di prove adoperate e dal materiale costitutivo testato.

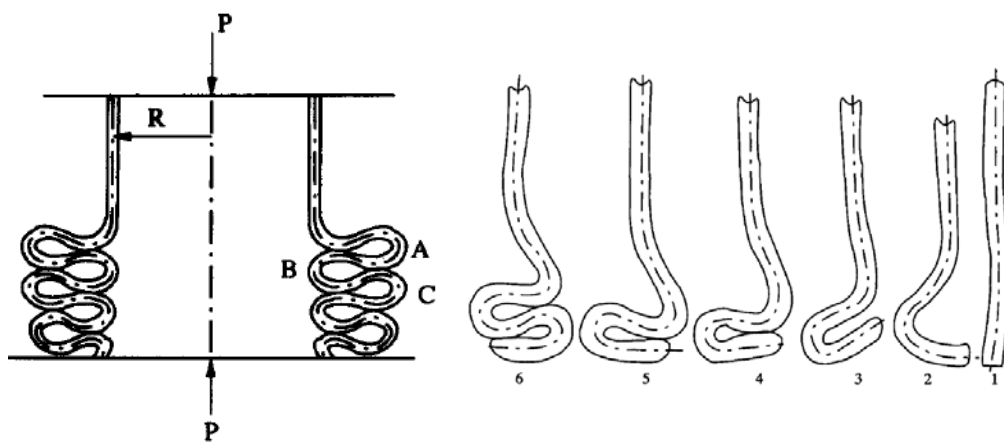


Figura 5-7: elemento tubolare premuto assialmente con la formazione dei 'fold' caratteristici del collasso assialsimmetrico. [25]

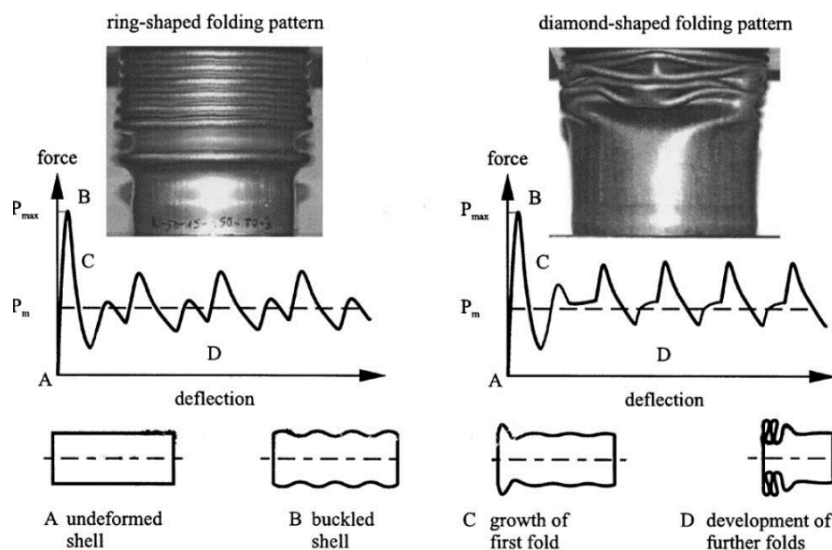


Figura 5-8: differenza tra un collasso a 'diamante' e quello assialsimmetrico con le rispettive curve caratteristiche di sforzo-deformazione. [24]

- Elementi tubolari compressi assialmente e soggetti a inversione: tubi di sezione circolare vengono compressi tra una superficie piana e uno stampo in modo da deformare in modo controllato il bordo di materiale a contatto con lo stampo.

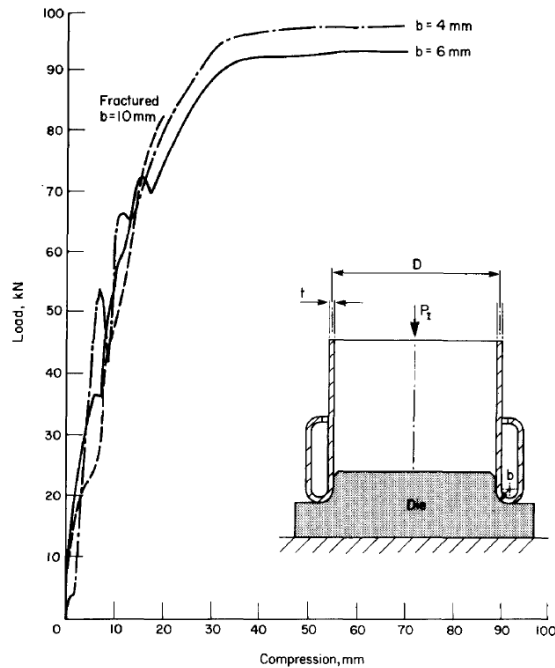


Figura 5-9: curva caratteristica di forza-spostamento per un elemento tubolare soggetto a inversione esterna su uno stampo. [26]

Nel settore degli assorbitori di energia è importante la curva di decelerazione che l'elemento tubolare genera durante il suo collasso. Nel caso degli elementi tubolari compressi assialmente tra due superfici piane si viene ad avere una reazione del materiale molto frammentata ma che comunque si ripete in modo ciclico dopo un certo transitorio a causa della continua formazione dei 'fold' [24] (Figura 5-8). Gli elementi tubolari compressi sullo stampo invece presentano un assorbimento di energia costante dopo un certo transitorio del materiale portando ad una curva di decelerazione quadra con lo spostamento [26] (Figura 5-9).

Questa ultima condizione trova una particolare affinità con il processo di deformazione dell'occhiello analizzato in quanto dalla compressione sullo stampo viene in entrambi i casi a formarsi un toro. Come vedremo tra poco questo fenomeno è fortemente legato alle geometrie dello stampo e dell'elemento tubolare analizzato che difficilmente permettono di fare similitudini con il processo di deformazione dell'occhiello per questioni di scala e di geometria dello stampo adoperato per le nostre prove sperimentali.

Per quanto riguarda la compressione tra due superfici piane le analisi sperimentali degli anni pregressi hanno introdotto formule analitiche che trovano coerenza sotto ben precise ipotesi. Una tra tutte è la presenza di una certa altezza dell'elemento

cilindrico che, nel caso in esame si presenta troppo corto rispetto alle lunghezze di semionde di *'buckling'*.

Di seguito verrà fatta una trattazione su quali fattori entrano in gioco nel processo di deformazione di elementi tubolari compressi assialmente e soggetti a inversione che può essere realizzata con o senza controstampo. Nel primo caso si lavora con un tubo di sezione costante caricato assialmente mentre nel secondo, il tubo deve essere appositamente preformato da una superficie flangiata e da una curvatura (*'free inversion tube'*). Quest'ultima può essere orientata verso l'interno o verso l'esterno del tubo (Figura 5-10) differenziando due tipologie di prove sperimentali (*'Inside-out'* o *'Outside-in'*). Questo particolare tipo di collasso plastico di elementi tubolari è stato introdotto dalla General Motors nel 1969 in un seminario sulla sicurezza degli autoveicoli concentrandosi sul collasso dei canotti di sterzo [27]. Successivamente è stata studiata nel settore aeronautico per *'l'atterraggio morbido'* dalla *'National Aeronautics and Space Administration'* analizzando il fenomeno del *'free inversion tube'* [28].

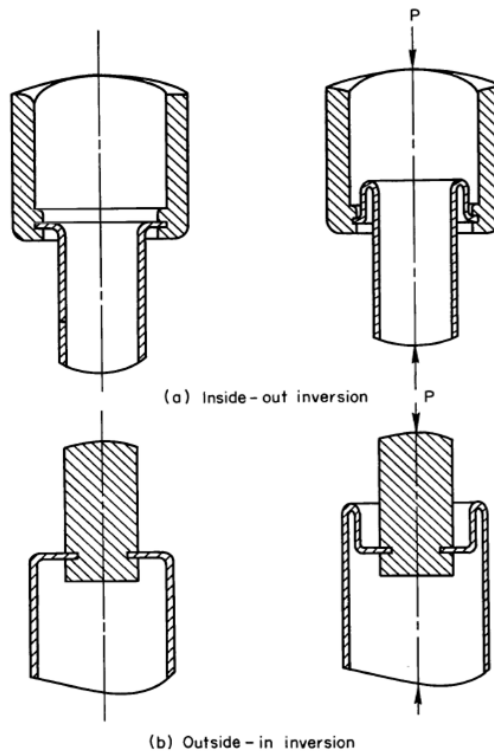


Figura 5-10: i due tipi di *'free inversion tube'*, esterno e interno. [28]

Più interessanti sono gli studi condotti da S. T. S. Al-Hassani [29] su elementi tubolari metallici compressi contro uno stampo. In funzione della geometria di quest'ultimo è possibile fornire differenti versi di deformazione al materiale: *'inside-in'* o *'nosing'* in cui lo stampo ripiega la superficie esterna del materiale verso l'interno (Figura 5-11); *'inside-out'* in cui l'estrusione centrale dello stampo direziona verso l'esterno il bordo dell'elemento tubolare (Figura 5-11). Questo tipo di prova sperimentale mette in risalto alcune proprietà del materiale nell'assorbire

l'energia e vengono messe in risalto le influenze delle geometrie e del materiale e dello stampo sul fenomeno.

Le prove di Al-Hassani sono state condotte con diverse tipologie di materiali tra cui l'alluminio e l'ottone, noti per le loro proprietà plastiche e con acciaio che in particolare, con la geometria di stampo in esame presenta tensioni troppo alte sul bordo tale da romperle il materiale per superamento del carico di rottura durante l'avanzamento della prova (*'thearing'*).

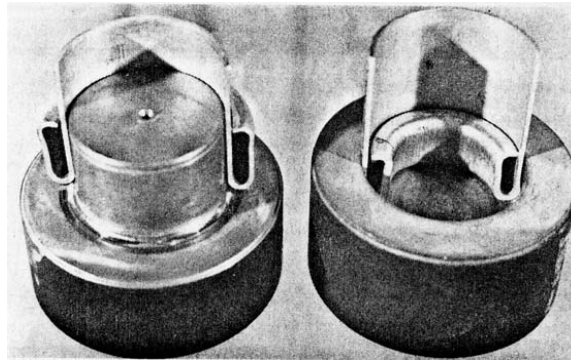


Figura 5-11: esempio dell'inversione di materiale interna (*'outside-in'*) e di quella esterna (*'inside-out'*). [29]

Da questi primi articoli scientifici sono state avviate importanti analisi di deformazione di collasso di elementi tubolari fino ad arrivare alle più moderne modellazioni matematiche.

La curva di deformazione si presenta crescente dopo il contatto con il raggio di curvatura dello stampo presentando l'iniziale deformazione elastica fino ad arrivare ad un certo valore di forza (punto A di *Figura 5-12* e rappresentazione a 4 mm di spostamento di *Figura 5-13*) in cui si presenta il collasso plastico del materiale portando ad una diminuzione pendenza della curva.

Questo primo collasso viene ben spiegato da S.R. Reid e J.J. Harrigan [30] in cui definisce le prime sollecitazioni che si inducono nel contatto con il raggio dello stampo tenendo in considerazione anche l'influenza del coefficiente d'attrito che si viene ad avere durante il contatto con lo stampo. Con l'avanzamento della prova il materiale continuerà a deformarsi trovandosi completamente a contatto con il raggio di curvatura e aumentando la forza necessaria alla deformazione (punto B di *Figura 5-12* e rappresentazione a 9mm spostamento di *Figura 5-13*). Da questo punto in poi tutta la parte interna dell'elemento tubolare si trova in contatto con il raggio di curvatura. Si viene ad avere un tratto crescente di forza necessaria alla deformazione della materiale verso l'esterno fino ad un ulteriore picco (punto C di *Figura 5-12* e rappresentazione a 15mm spostamento di *Figura 5-13*). Le fasi successive dipendono dal tipo di materiale impiegato, si possono presentare dei collassi successivi o delle variazioni di rigidità alla deformazione (variazioni di pendenza della curva). Con l'evoluzione del toro aumenta la resistenza in direzione radiale

mentre quella in direzione assiale deriva alla curvatura dello stampo che invita il materiale a deformarsi riducendo la forza necessaria alla deformazione plastica. Quando il toro si trova completamente formato (punto F di *Figura 5-12* e rappresentazione a 35mm di *Figura 5-13*) non si ha compenetrazione del materiale ma, data la bassissima rigidezza in direzione assiale, si ha un avanzamento in direzione opposta a quella di schiacciamento e il toro inizia a risalire l'elemento tubolare. In questa fase la forza necessaria alla deformazione risulta essere costante e con essa la l'energia assorbita per unità di spostamento.

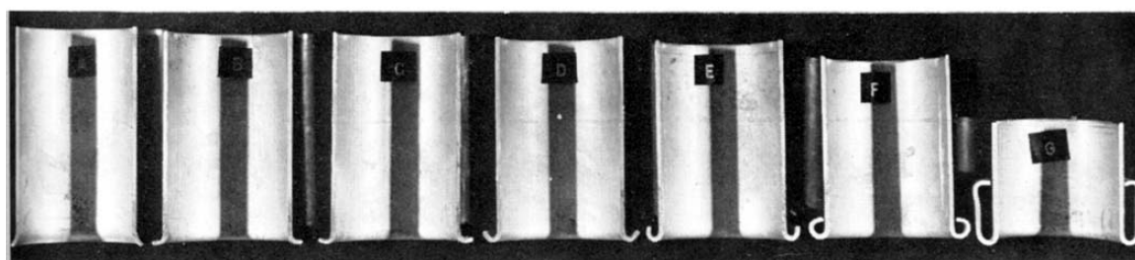
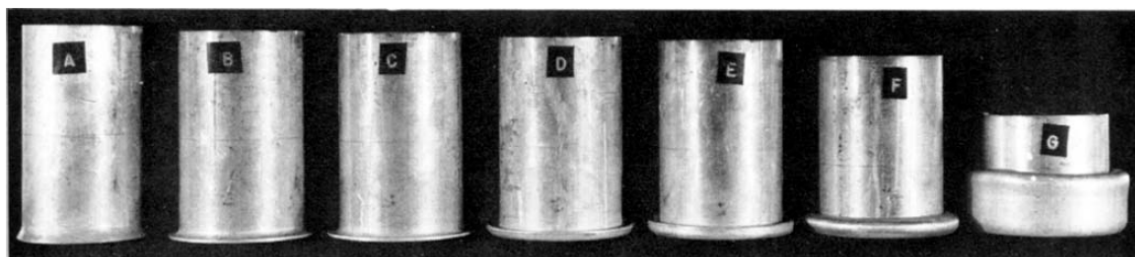
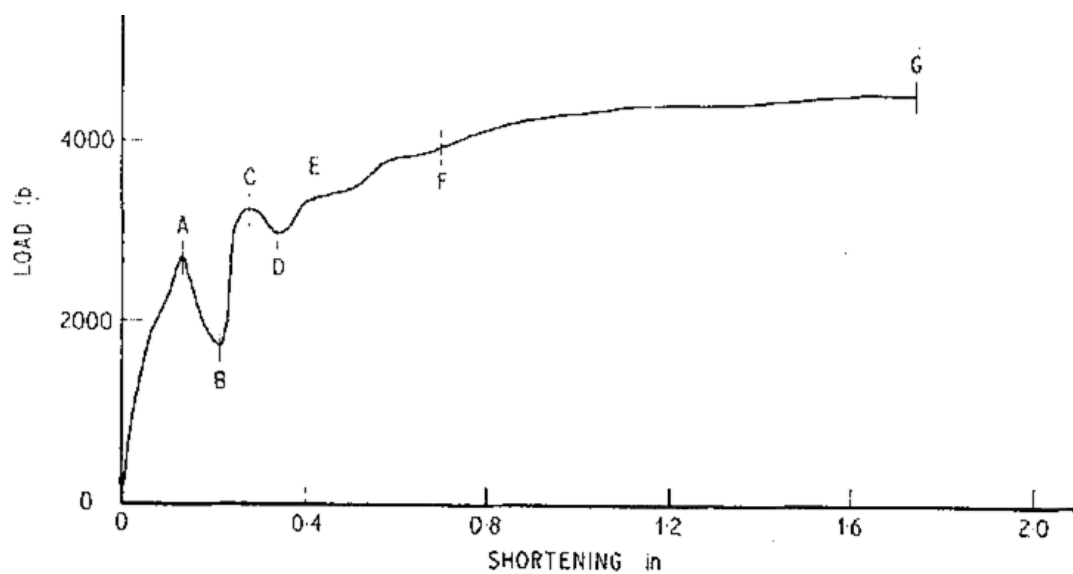


Figura 5-12: fasi di compressione di un elemento tubolare in alluminio con la rispettiva curva di deformazione e sotto fotogrammi delle parti sezionate che distinguono i capisaldi del diagramma caratteristico. [29]

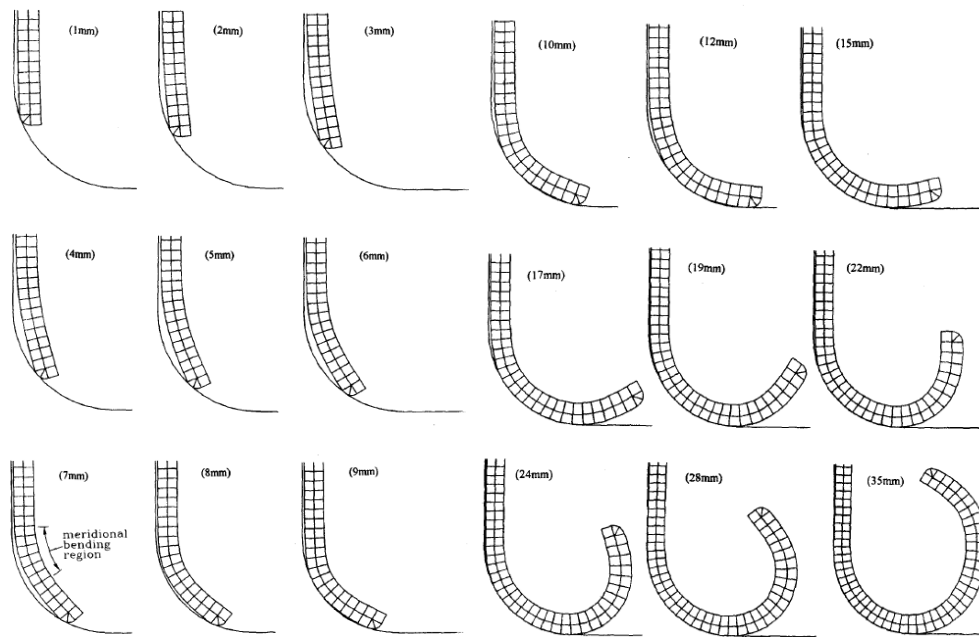


Figura 5-13: vista in sezione della modellazione matematica della deformazione del materiale sullo stampo. Le grandezze in millimetri indicano l'avanzamento assiale del materiale. [30]

A differenza di quanto si possa pensare questa deformazione plastica non incide sullo spessore del materiale che in prima approssimazione, non è sbagliato considerarla costante prima, dopo e durante la deformazione [29].

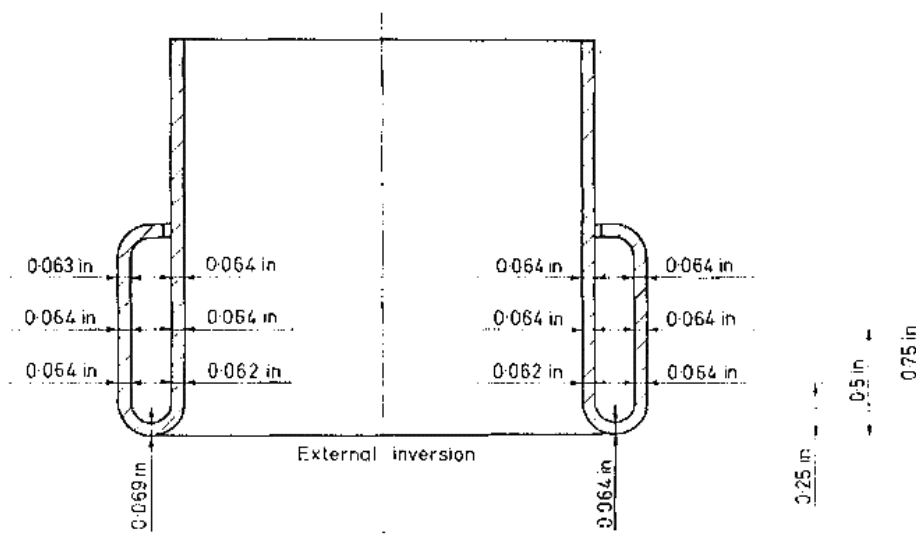


Figura 5-14: misurazione sperimentale dello spessore della parete di un elemento tubolare soggetto a 'inversion tube'. [29]

Molto interessante è la correlazione fatta con i principali fattori geometrici dello stampo che incidono sulla deformazione dell'elemento: il raggio di raccordo e l'angolo di spoglia. Nel momento in cui si presenta un raggio di curvatura piccolo, lo stampo non riesce a direzionare il materiale dagli la forma arrotondata. Dato che il bordo dell'elemento tubolare non si deforma, il materiale reagirà con tutta la sua rigidità assiale nettamente più grande di quella riscontrata durante il processo di

inversione del materiale (*Figura 5-15*). Questo porta ad un'elevata forza di reazione del materiale che, superata una certa soglia, presenterà il fenomeno di collasso plastico assialsimmetrico comportandosi come se fosse premuto tra due superfici piane.

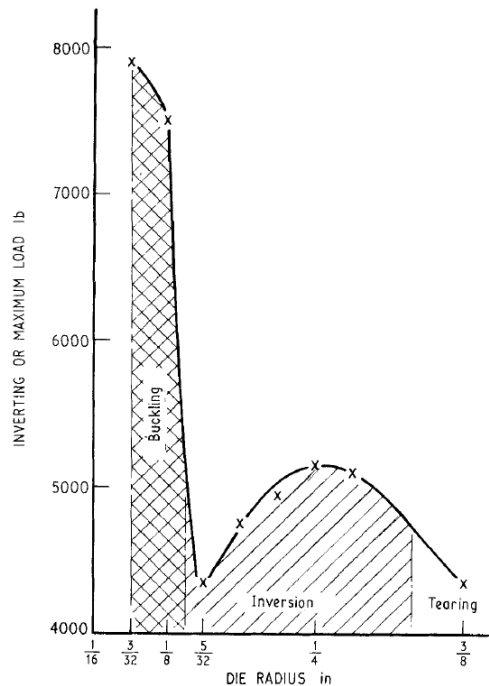


Figura 5-15: diagramma rappresentativo delle condizioni che si verificano al variare del raggio di curvatura dello stampo. [29]

Nel momento in cui si presentano invece raggi di curvatura troppo grossi si creano delle tensioni troppo alta sul bordo del materiale che possono indurre delle cricche che si propagano fino alla superficie provocando delle rotture del bordo durante l'avanzamento della prova (*'tearing'*) [29].

L'altro fattore geometrico dello stampo che influenza la deformazione dell'elemento tubolare è l'angolo di spoglia ovvero l'angolo che si viene ad avere tra l'asse di compressione e la tangente al raggio di curvatura dello stampo in prossimità della zona di uscita del materiale. I dissipatori di energia tendono a lavorare nelle condizioni in cui il toro si è formato e si ha un assorbimento di energia costante con lo spostamento. L'angolo di spoglia influenza leggermente questo ultimo valore ma vincola notevolmente la buona formazione del toro e quindi un buon avviamento della deformazione.

Dalla condizione estrema dell'angolo di spoglia sono state sviluppate delle nuove tipologie di prove sperimentali al fine di valutare sempre il collasso plastico del materiale chiamate *'splitting'* (*Figura 5-17*).

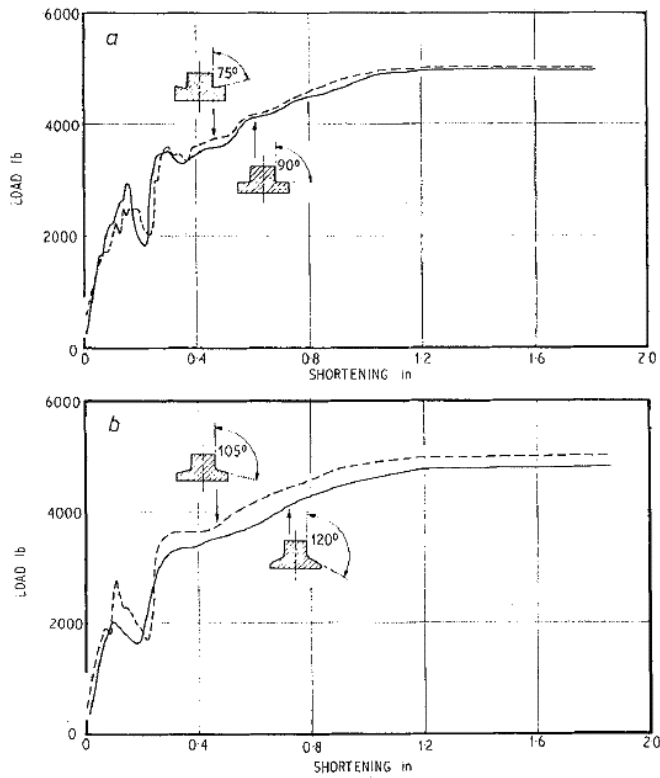


Figura 5-16: influenza dell'angolo di spoglia sulla curva di deformazione. [29]

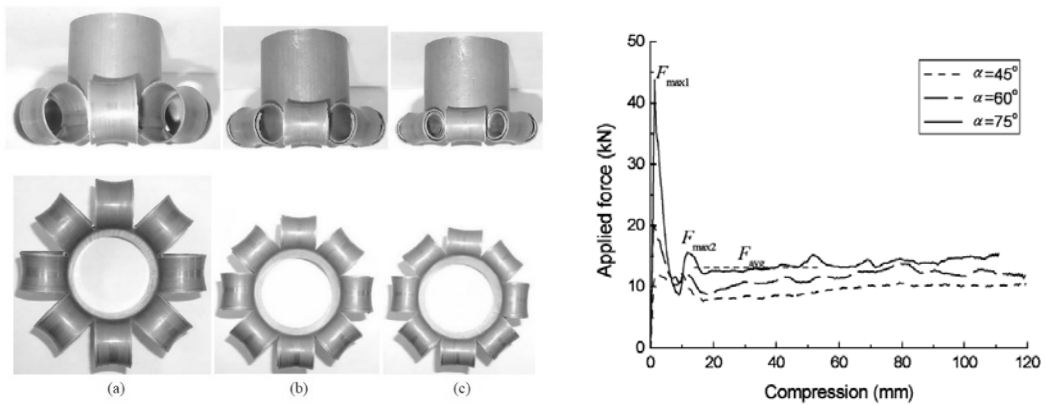


Figura 5-17: prova sperimentali condotte con lo 'splitting' dell'elemento tubolare. [31]

Sempre rimanendo in tema si dipendenze geometriche, dalle prove condotte da Yuung-Ming Huang [32] viene analizzata la risposta del materiale deformato valutando la dimensione finale dell'elementi tubolare dopo l'inversione.

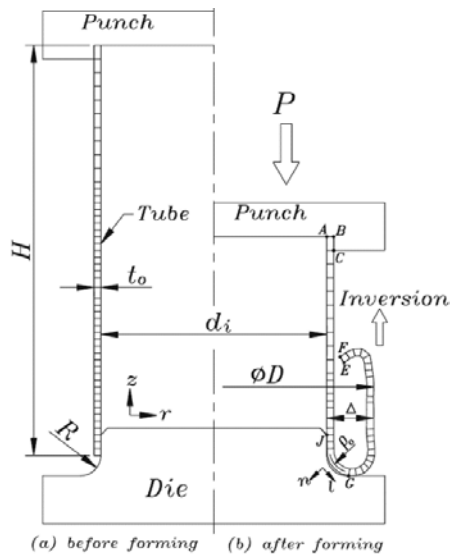


Figura 5-18: rappresentazione della deformazione del tubo con 'inversion tube' e simbologia usata da Yuung-Ming Huang [32]

Si riesce a dare un'informazione sulla dimensione radiale dell'inversione del tubo definendo in certo valore Λ

$$\Lambda = (D - d_i)/2$$

dove D rappresenta il diametro esterno del tubo deformato in prossimità della linea mediana del materiale mentre d_i rappresenta il diametro del tubo originario sempre in prossimità della linea mediana del materiale (Figura 5-18),

Viene evidenziata la dipendenza del raggio di curvatura dello stampo con la variazione della dimensione finale della parte invertita di materiale (D). Dalle rispettive prove condotte si nota come nonostante si lavori con un raggio di curvatura grande, l'energia richiesta alla deformazione è comunque più piccola per alcuni raggi di curvatura (rappresentazione a sinistra di Figura 5-19). Si può definire quindi un 'raggio di equilibrio' che in funzione delle caratteristiche geometriche dell'elemento tubolare mi permette di ottenere un toro della stessa dimensione del raggio di curvatura dello stampo e successivamente un'inversione del materiale con un Λ pari al doppio del raggio di curvatura. Si nota dal grafico di destra di Figura 5-19 che tutti quei raggi dello stampo che si discostano dalla linearità portano ad avere una curvatura del materiale deformato diversa da quella imposta dal controstampo. In particolare, per raggi più piccoli si presenta un raggio del materiale (ρ_0) più piccolo mentre nel caso contrario il materiale invertito presenterà una dimensione più grande. Questo effetto non si ripercuote solamente sulla geometria finale dell'elemento tubolare ma anche sugli aspetti energetici della curva di deformazione. Tutti i raggi del controstampo che si discostano da quello di equilibrio assorbono in ogni caso più energia prima di arrivare alla condizione di stazionarietà e anche da questo punto in poi la forza necessaria a deformare il materiale risulta essere più grande.

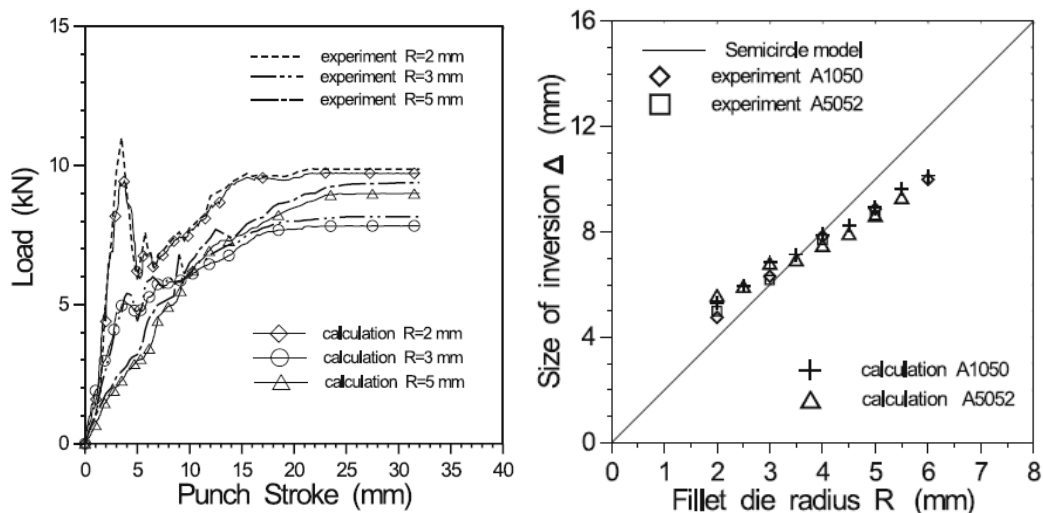


Figura 5-19: curva di deformazione e rappresentazione della dimensione radiale dell'inversione al variare dei raggi di curvatura dello stampo. [32]

Viene poi adimensionalizzato il grafico rendendo indipendente la dimensione dell'inversione Λ e il raggio di curvatura R dal diametro e dallo spessore del materiale

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_o}{\sqrt{d_i \cdot t_o}} \qquad \bar{\Lambda} = \frac{\Lambda}{\sqrt{d_i \cdot t_o}}$$

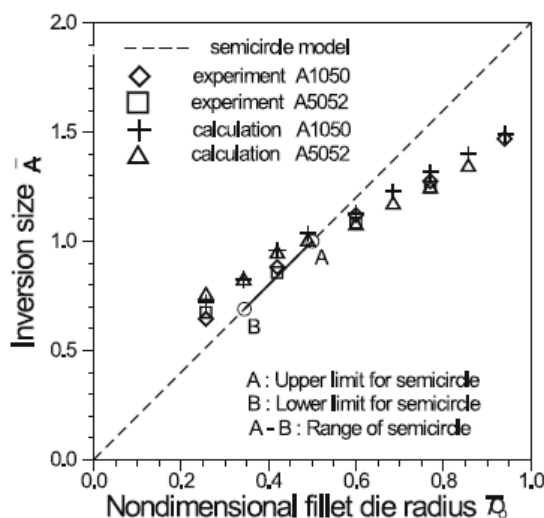


Figura 5-20: dimensione radiale dell'inversione adimensionalizzata rispetto al variare dei raggi adimensionali. [32]

Anche in condizioni adimensionalizzate è possibile notare la dipendenza che si viene ad avere con il raggio dello stampo indifferentemente dalla geometria del tubo deformato. L'effetto di questo raggio di curvatura di 'equilibrio' porta diversi vantaggi a livello di energia assorbita dall'elemento tubolare durante la deformazione e di geometria finale della curvatura.

Oltre alle caratteristiche geometriche bisogna mettere anche in considerazione le proprietà dei materiali come il coefficiente di attrito e il coefficiente di plasticità del materiale.

Dalle prove condotte da Yuung-Ming Huang [32] si può notare come a parità di coefficiente di attrito, del semplice contatto metallo-metallo o agevolato da un lubrificante, si viene ad avere un aumento della reazione stazionaria del materiale ripercuotendosi sulla curva di deformazione.

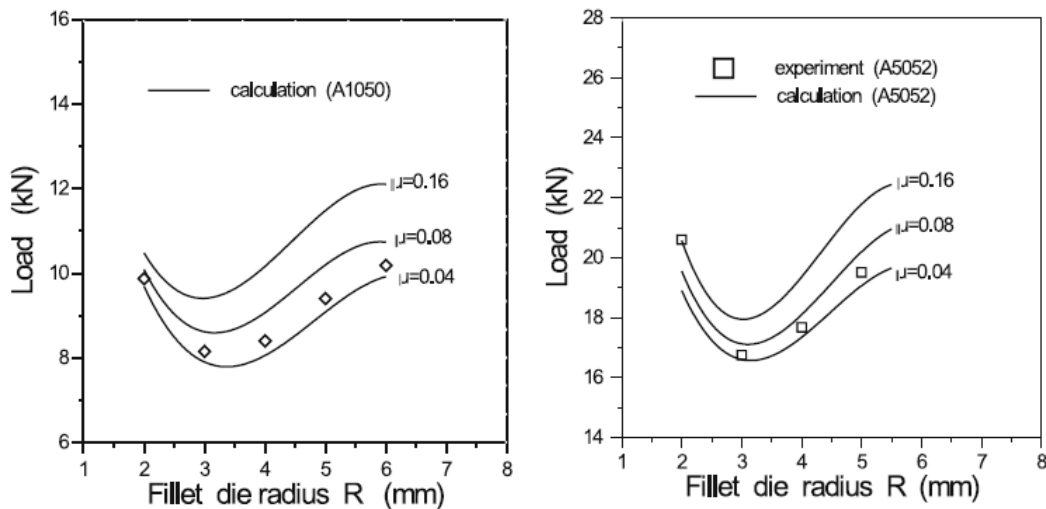


Figura 5-21: influenza del coefficiente di attrito su differenti leghe di alluminio. [32]

Quando viene superata una certa tensione di snervamento del materiale il materiale si comporta in modo plastico ovvero mantiene la posizione ottenuta e non ritorna alle condizioni iniziali. Si viene a perdere la proporzionalità tra le tensioni e gli spostamenti uscendo dal campo della legge di Hooke. Questo fenomeno di plasticità è legato allo spostamento di atomi del materiale (dislocazioni o slittamento dei piani cristallini) e non si ha una variazione di volume. Per effettuare la giusta correlazione tra tensione e snervamento in condizioni plastiche si fa uso della legge di Hollomon [33]

$$\sigma = H\varepsilon^{n_i}$$

in cui si tiene conto dell'incrudimento del materiale tramite il coefficiente 'n_i' detto per l'appunto coefficiente di incrudimento e il valore 'H' che rappresenta la tensione e del materiale in cui inizia l'incrudimento.

Dallo studio di Daw-Kwei Leu [34] si arriva alla stessa considerazione fatta da Yuung-Ming Huang [32] sul fatto che sia presente un 'raggio di equilibrio' dello stampo utilizzando le stesse variabili adimensionalizzate. Viene fornita oltretutto una correlazione, al variare del coefficiente di attrito e del coefficiente di incrudimento del raggio di curvatura del materiale adimensionalizzato. I termini A

e B rappresentano rispettivamente il massimo e il minimo raggio di curvatura consigliato al fine di rimanere nell'intorno del raggio di equilibrio. La variazione del coefficiente di attrito influenza notevolmente il raggio di curvatura massimo di equilibrio (A) e quello minimo (B) riducendone la differenza (curva C) e i valori individuali. Anche la variazione del coefficiente di incrudimento incide sul range del raggio di curvatura di equilibrio ma influenza meno i valori degli estremi.

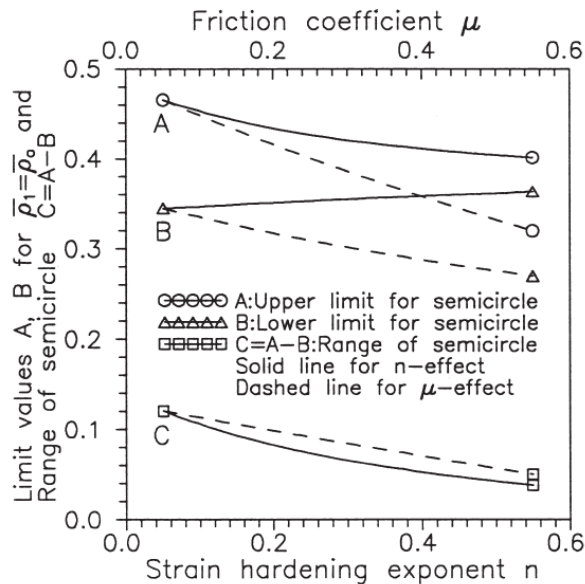


Figura 5-22: influenza del raggio di curvatura adimensionale al variare del coefficiente di attrito e del coefficiente di incrudimento. Con la linea tratteggiata viene mostrata la dipendenza dal coefficiente d'attrito mentre con la linea contonda quella con il coefficiente di incrudimento. [34]

Dalla breve trattazione fatta viene riscontrato il parallelismo tra l'analisi sperimentale del collasso plastico controllato con uno stampo e il fenomeno di deformazione dell'occhiello preso in esame. Si può a grandi linee considerare che i fattori che influenzano la formazione del toro siano le medesime di quelle fin qui presentate sottolineando che si ha una netta differenza di scala rispetto agli elementi tubolari sopra studiati. In alcuni casi le proporzioni tra spessore e diametro possono essere coerenti con gli studi prima citati ma in ogni caso la lunghezza del gambo rimane troppo piccola non portando all'instaurarsi della condizione di stazionarietà della forza richiesta alla deformazione dopo un primo transitorio. Si presenta anche una differenza dei materiali, per la maggioranza materiali duttili come alluminio, rame e ottone rispetto al materiale dell'occhiello che risulta essere acciaio povero di carbonio.

5.2 Analisi sperimentali

Possiamo riassumere delle considerazioni fatte che la generica formazione del toro è strettamente dipendente dal coefficiente di attrito, dalla plasticità del materiale e dal raggio dello stampo. In particolare, per le prove sperimentali condotte, si useranno occhielli dello stesso materiale e con la stessa geometria dello stampo. Viene quindi meno la dipendenza dal coefficiente di plasticità del materiale, mentre si mantengono i fenomeni di attrito e di dipendenza dal raggio di curvatura dello stampo. Le analisi sperimentali sono state condotte premendo l'occhiello tra una matrice e uno stampo in particolari condizioni di velocità facendo in particolare riferimento ad un controllo in posizione e a uno in forza.

Dai fornitori dell'azienda con cui si collabora (S.A.M.Ind S.r.l) è stato possibile munirci del materiale utile alle prove sperimentali comprendente:

- Occhielli di garanzia Tipo-9 in acciaio povero di carbonio con finitura superficiale in ottone;
- Contro-stampo per sigillo di garanzia di Tipo-9;
- Matrice per sigillo di garanzia di Tipo-9.



Figura 5-23 : (da sinistra) matrice, punzone e occhielli di Tipo-9 adoperati per le prove sperimentali

Di seguito vengono mostrate le misure rinvenute dall'occhiello di Tipo-9 tramite fotogrammi ricavati dal microscopio ottico (*Figura 5-24*). E il relativo modello CAD in *Figura 5-25*. Bisogna sottolineare che le pratiche attuali di lavorazione dello stampo, alcune volte non sono così accurate da tenere in considerazione la forte dipendenza del fenomeno di deformazioni dell'occhiello con la sua geometria. Può succedere che questi vengano lavorati e poi provati in corso d'opera verificando che non diano problemi. Non si ha quindi la certezza che lo stampo fornito sia studiato accuratamente secondo i parametri sopra descritti. In *Figura 5-26* viene mostrato l'occhiello adoperato per le prove.

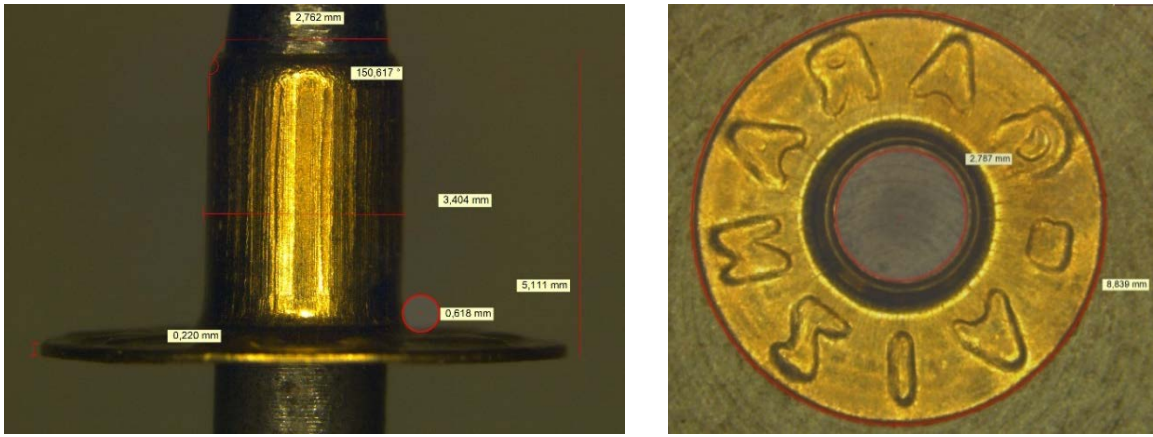


Figura 5-24: misurazioni al microscopio dell'occhiello adoperato nelle prove sperimentali.

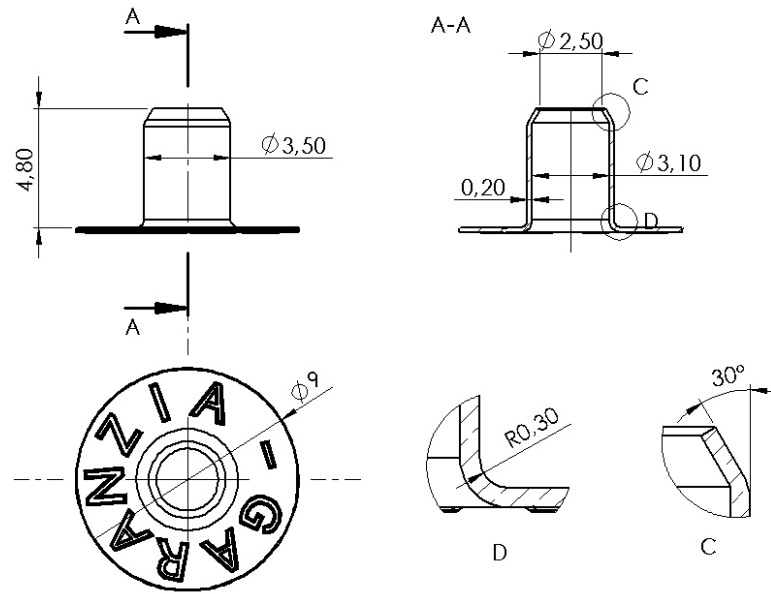


Figura 5-25: sviluppo delle misurazioni rinvenute del microscopio su CAD

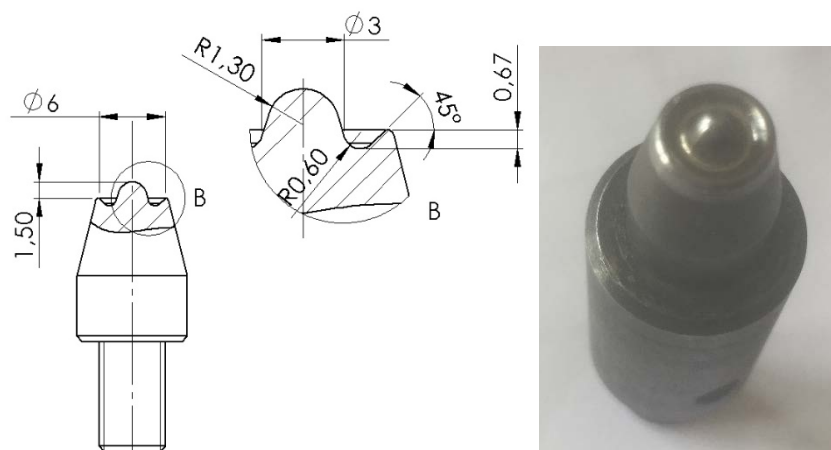


Figura 5-26: vista in sezione del punzone adoperato per le prove sperimentali

Per poter valutare quali effetti incidono sulla deformazione dell'occhiello bisogna prima definire quando questo si può ritenere deformato correttamente.

Le classiche macchine occhiellatrici presentano il controllo meccanico dell'altezza del controstampo vincolando quella che è la corsa di deformazione del punzone sull'occhiello e quindi la sua altezza finale. A causa della scarsa letteratura non è possibile definire una condizione geometrica ottimale dell'occhiello che verrà definita empiricamente per tentativi dagli specialisti del settore tramite la regolazione del controstampo inferiore. Dall'esperienza sul settore dell'azienda S.A.M.Ind S.r.l e dei suoi collaboratori, è stata definita la dimensione finale dell'occhiello che non presentasse anomalie con predefiniti stampi installati su macchine operative. Si ritiene per cui che l'occhiello è formato in modo corretto quanto presenta una buona orlatura del foro che ne permetta il corretto fissaggio sul foro. Tramite gli strumenti di misura, come il calibro, non è possibile definire l'altezza con cui l'occhiello chiude il materiale (L_m di *Figura 5-27*) ma verrà definita come altezza finale quella compresa tra la base della flangia e la sommità del toro (L_f di *Figura 5-27*).

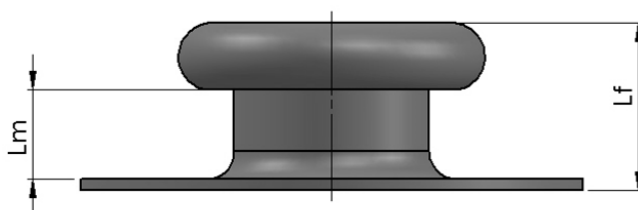


Figura 5-27: rappresentazione dell'altezza finale dell'occhiello e dell'angolo di avvolgimento

La scelta di definire la lunghezza finale dell'occhiello è dovuta al fatto che si cerca di replicare il contesto di lavoro delle odierne macchine occhiellatrici. La quota finale (L_f) dell'occhiello di garanzia di Tipo-9 risulta essere circa di 2.5 mm e, adoperando uno stampo con un raggio di curvatura di 0.6 mm (*Figura 5-26*) porta ad una dimensione di fissaggio sul foro (L_m) di poco più di 1 mm.

Oltre all'altezza finale è interessante valutare l'angolo di avvolgimento del gambo. Con angoli di avvolgimento minori di 180° si presentano bordi sporgenti che agevolano la deformazione del bordo dell'occhiello (A di *Figura 5-28*) e non sono quindi utilizzabili. A livello di superficie di battuta sul foro si otterrebbe la stessa situazione se l'angolo del bordo del gambo fosse prossimo ai 180° (B di *Figura 5-28*) riuscendo a creare la quota utile al fissaggio dell'occhiello sul materiale (L_m di *Figura 5-27*). Con questo angolo di avvolgimento però, a causa del bordo ripiegato verso il materiale si rischia di danneggiare il materiale sottostante (rappresentazione 'C' e 'D' di *Figura 5-28*). In conclusione, si preferisce un angolo di avvolgimento prossimo a 270° in modo da aumentare la rigidità del nuovo orlo ed evitare di rovinare del materiale attorno al foro che, nel caso cui sia fragile come la carta, porta a un prematuro cedimento del fissaggio.

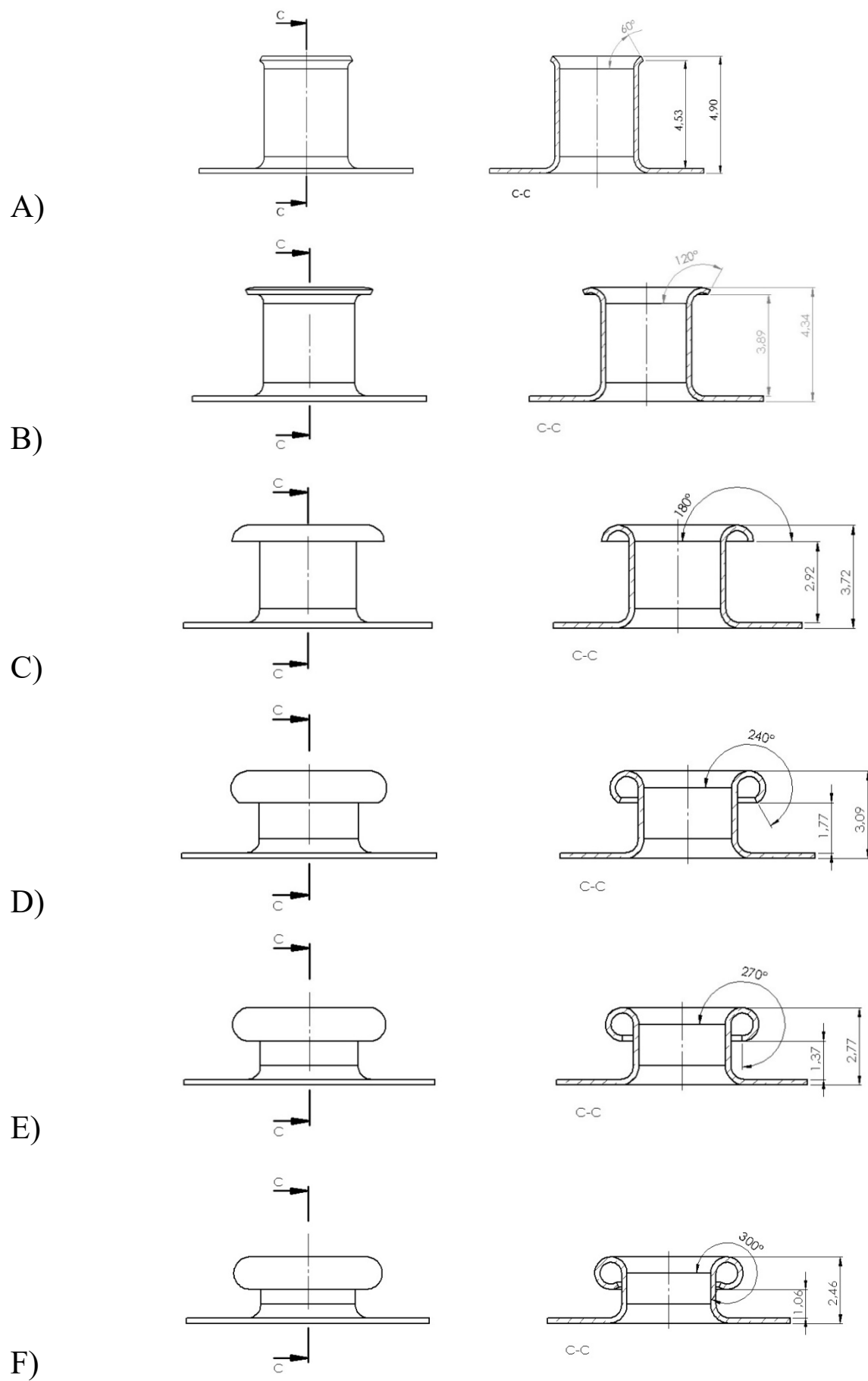


Figura 5-28: angoli di avvolgimento dell'occhiello

Si deduce oltretutto che cambiando la dimensione del gambo dell'occhiello si deve cambiare la posizione del controstampo in modo da poter applicare sempre la stessa corsa di deformazione all'occhiello che rimarrà ovviamente invariata se viene mantenuta anche la stessa geometria dello stampo.

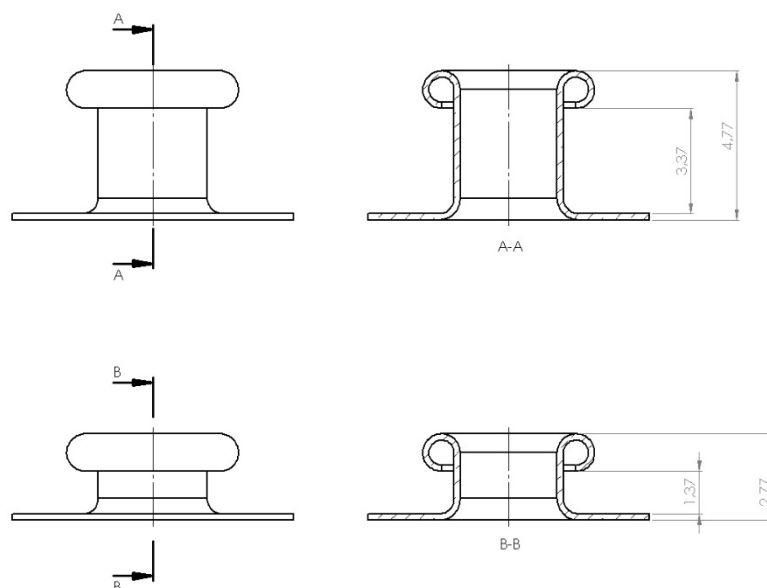


Figura 5-29: confronti tra due occhielli con differente lunghezza di gambo

Non bisogna dimenticare che il campo della minuteria metallica porta ad avere differenti tipologie di occhielli di geometria e materiale (si pensi agli occhielli 'vela' che presentano sezioni molto più grandi). Questo fatto come più volte detto incide sugli stampi che dovranno esser adoperati e sulla forza massima da applicare per deformare il bordo. Il processo di deformazione dell'occhiello si concentra quindi sullo specifico stampo che deve modellare una predefinita geometria dell'occhiello per ottenere certe condizioni di deformazione. L'influenza della macchina operante è solo legata alla massima forza di compressione in grado di sviluppare.

Durante l'esecuzione delle prove si è tenuto in considerazione che la matrice (particolare B di Figura 5-30), utile al supporto della parte spianata dell'occhiello, presenta al suo interno uno spillo mobile (particolare A di Figura 5-30) mantenuto in posizione da una molla interna (particolare C di Figura 5-30) che fa battuta su un grano filettato (particolare D di Figura 5-30).

Si dovranno effettuare alcuni cicli di schiacciamento dello spillo per valutare la caratteristica interna della molla, in prima approssimazione lineare. Successivamente, durante l'elaborazione dei dati verrà sottratto il contributo della molla in modo da poter evidenziare la sola reazione dell'occhiello. Ogni gruppo di prove è stato effettuato in periodi diversi e non essendo sicuri che il contributo della molla si sia mantenuto tra un test e l'altro, verrà fatto un ciclo di prove sulla molla prima di eseguire la serie di test.

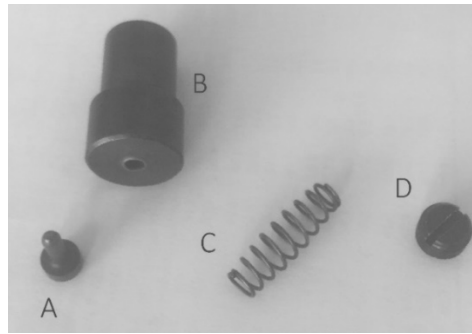


Figura 5-30: matrice per occhielli di garanzia smontata dove si vedono i suoi particolari: spillo mobile (A), corpo della matrice (B), molla (C), grano filettato (D)

Il punzone adoperato invece presenta una piccola estrusione centrale che ha il compito di agevolare la prima deformazione del bordo dell'occhiello in modo da invitarlo al raggio di raccordo (*Figura 5-26*). Non essendo possibile far iniziare le prove sperimentali con il contatto del punzone sull'occhiello, si adopererà un opportuno precarico della molla in modo da definire per tutte le prove lo stesso punto iniziale. Dall'elaborazione dei dati sarà poi possibile individuare l'istante in cui avviene il contatto dello stampo con l'occhiello in quanto si presenta un brusco aumento della forza rilevato dalla cella di carico.

I grafici che di seguito verranno mostrati sono stati elaborati in modo da rimuovere la corsa di avvicinamento del punzone all'occhiello dando risalto alla sola reazione dell'occhiello in funzione dello spostamento della traversa superiore della macchina. L'andamento delle curve sperimentali è molto simile alle differenti velocità di avanzamento della traversa.

Data la geometria del punzone, esso non presenta un tratto elastico in quanto viene subito deformato plasticamente il bordo a fustella del gambo (tratto I di *Figura 5-31*). Successivamente l'inclinazione della curva cambia mostrando un primo cedimento (tratto II di *Figura 5-31* e *Figura 5-32*). Questa seconda zona di deformazione porta il rivetto a raggiungere la parte inferiore del raggio di curvatura dello stampo. Da questo punto in poi la resistenza dell'occhiello aumenta in quanto viene a formarsi la prima parte del toro.

La forza necessaria alla formazione del toro aumenta perché viene richiesta maggiore forza per portare verso l'esterno il bordo dell'occhiello (zona III di *Figura 5-33*). Successivamente si presenta un ulteriore cedimento del materiale indicato da una riduzione della pendenza della curva di deformazione (zone IV di *Figura 5-33*). In questo punto l'occhiello inizia a presentare un angolo di avvolgimento crescente fino ad arrivare ai 180° (*Figura 5-34*).

Nell'ultimo tratto della curva di deformazione la forza si ritrova ad essere circa lineare (zona IV di *Figura 5-35* e *Figura 5-33*) rappresentante del fatto che il toro è in fase di formazione cambiando il suo angolo di avvolgimento (*Figura 5-36*) fino a presentare un massimo (*Figura 5-37*). Questo punto può esser seguito da un tratto decrescente rappresentante del collasso del gambo dell'occhiello (*Figura 5-38*).

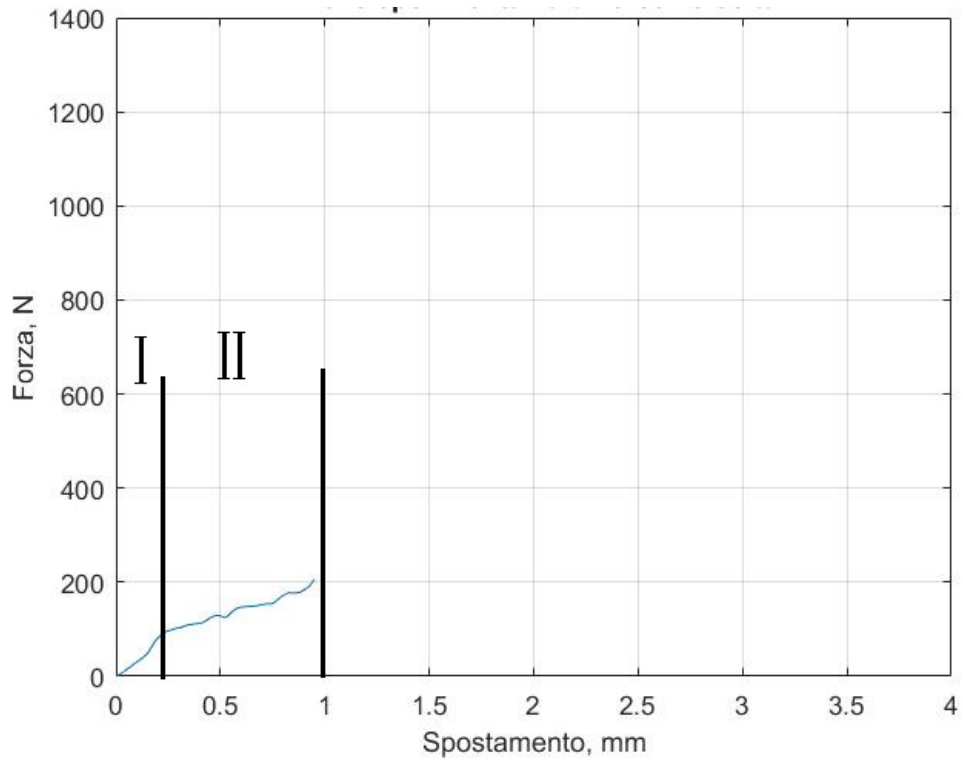


Figura 5-31: zone caratteristiche della deformazione di un occhello caricato a 200N

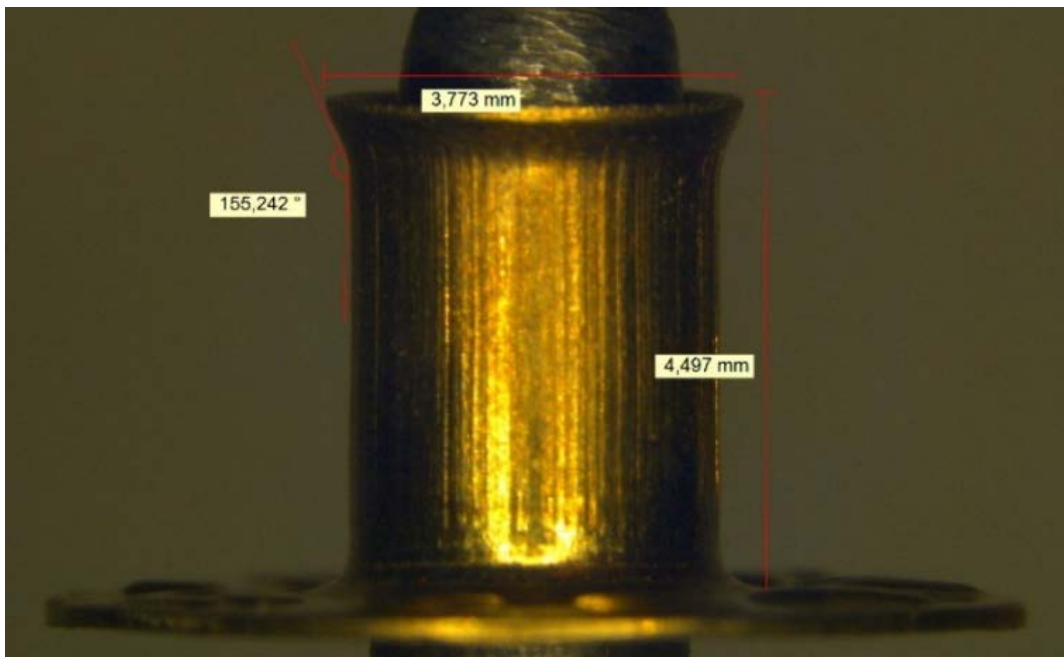


Figura 5-32: immagine al microscopio di un occhello caricato a 200N con una velocità di 200mm/min.

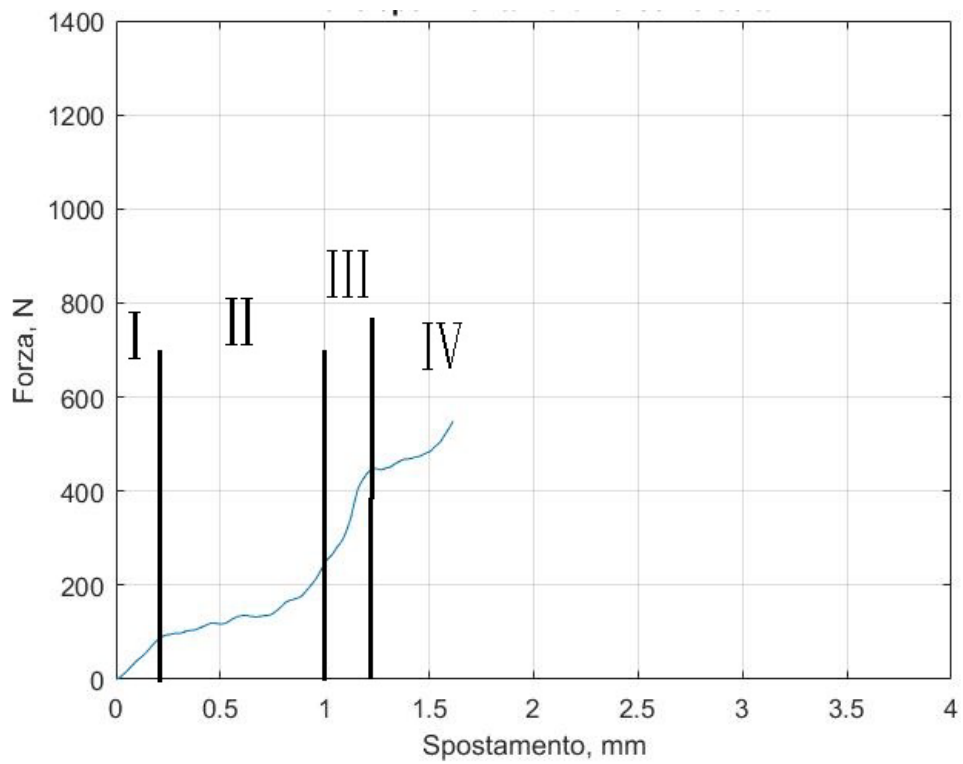


Figura 5-33: zone caratteristiche della deformazione di un occhello caricato a 550N

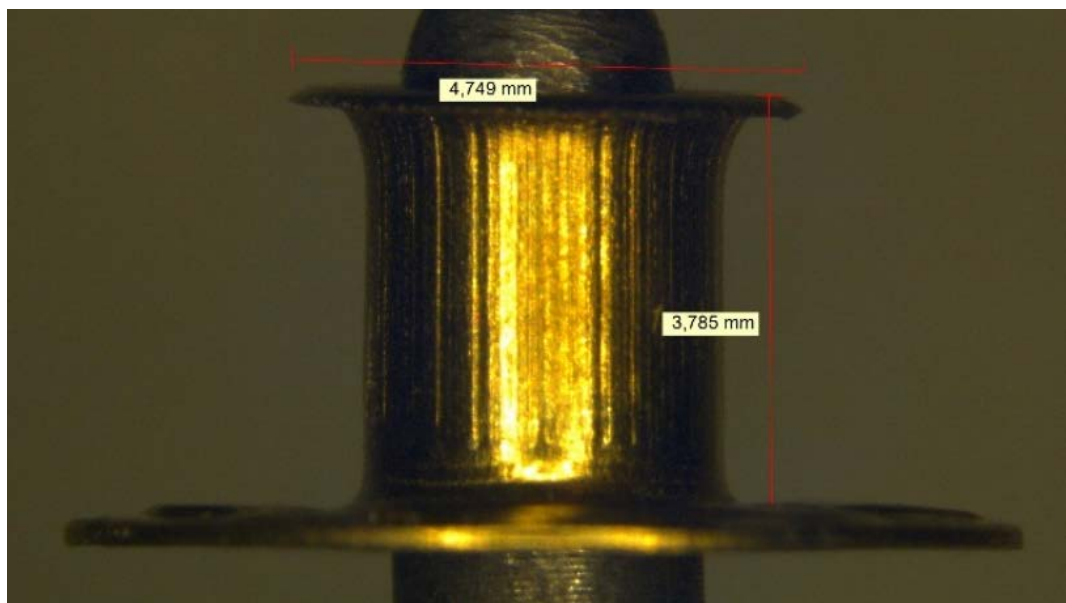


Figura 5-34: immagine al microscopio di un occhello caricato a 550N con una velocità di 200mm/min

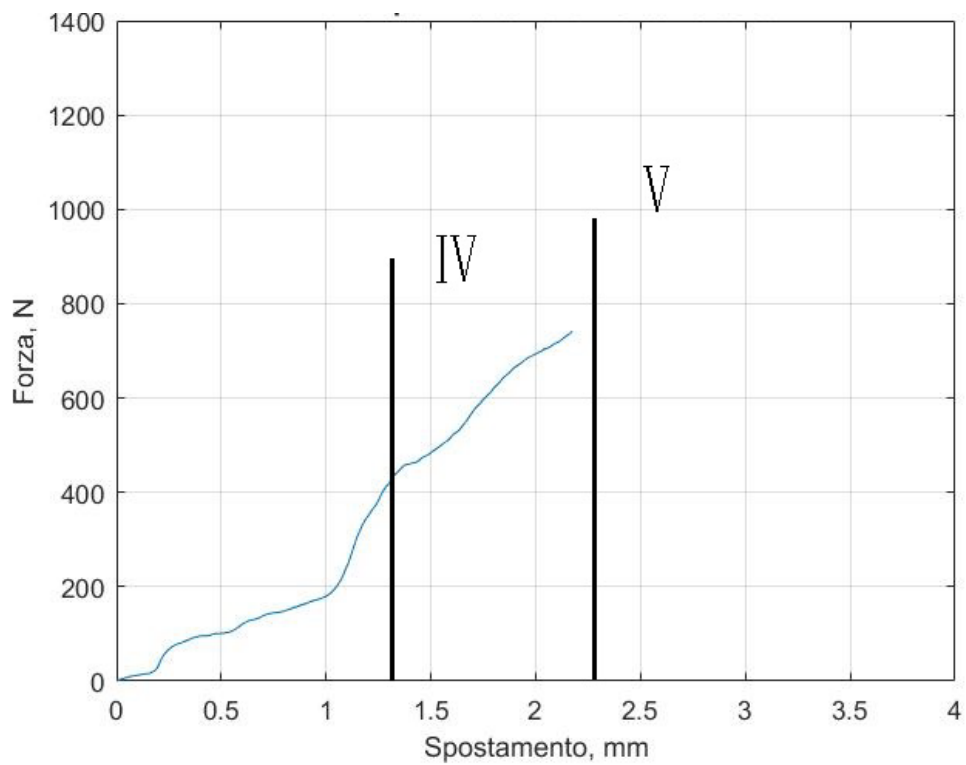


Figura 5-35: zone caratteristiche della deformazione di un occhiello caricato a 700N

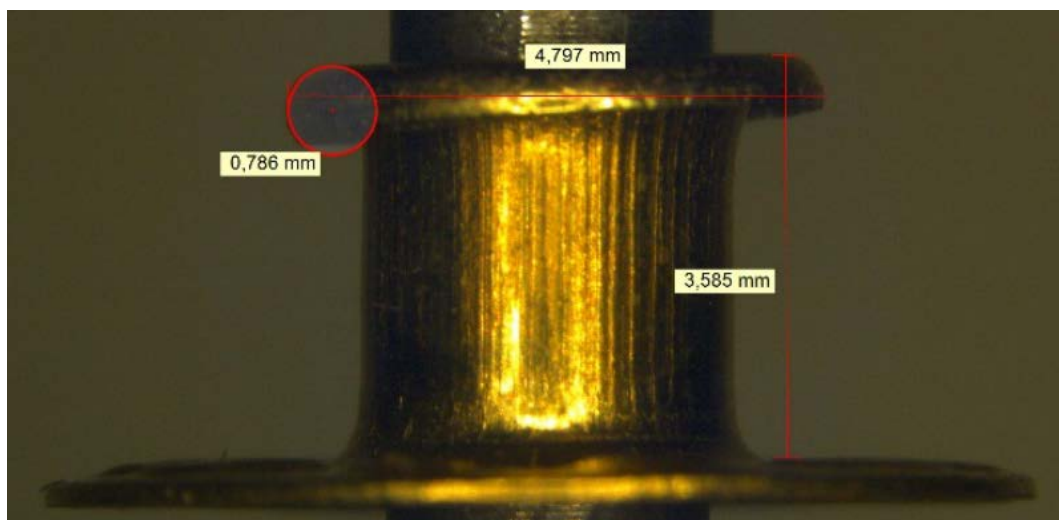


Figura 5-36: immagine al microscopio di un occhiello caricato a 700N con una velocità di 200mm/min

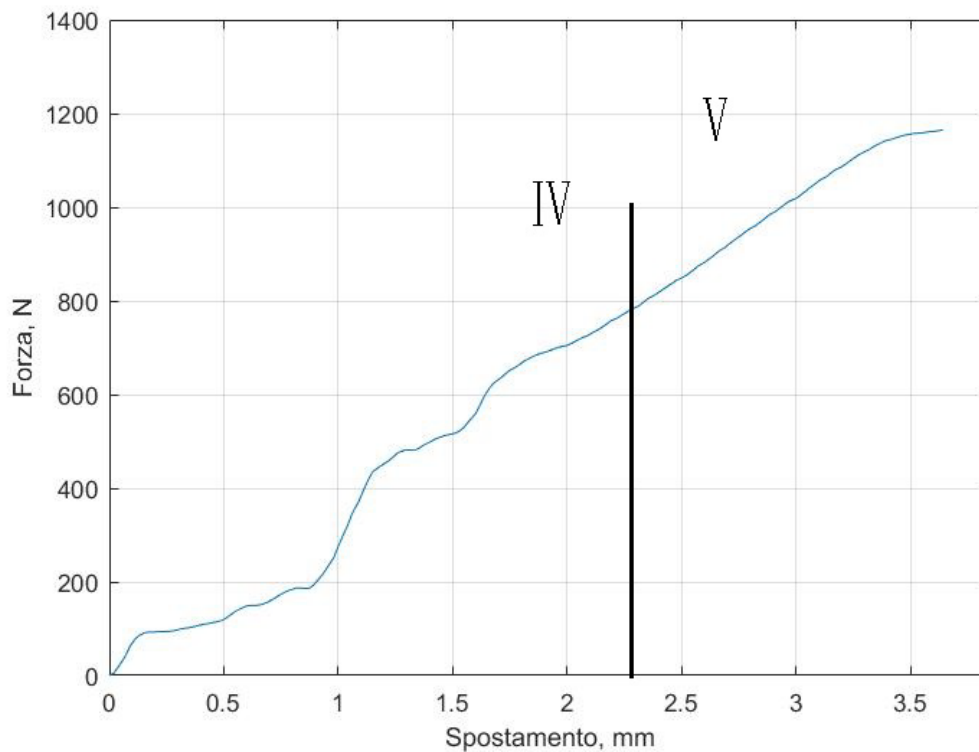


Figura 5-37: zone caratteristiche della deformazione di un occhiello caricato a 1100N

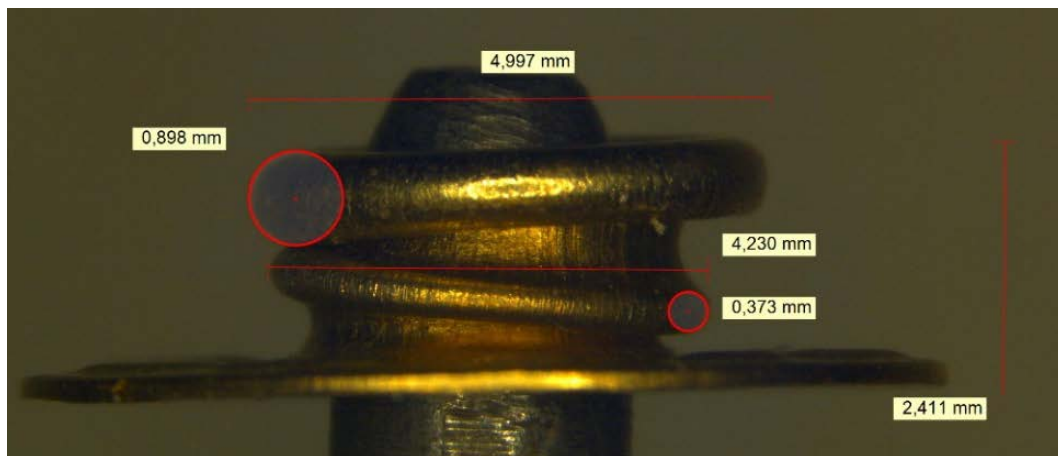


Figura 5-38: : immagine al microscopio di un occhiello caricato a 1100N con una velocità di 200mm/min

Si sottolinea che le prove sono state fatte tenendo senza considerare la forza di incisione del materiale perché si considera in ogni caso piccola rispetto alle forze in gioco nel momento in cui lo spessore e la tipologia di materiale su cui si vuole fare il fissaggio stato scelto in modo opportuno. Se così non fosse l'occhiello non sarebbe in grado di incidere il foro.

Confrontando la curva ottenuta dalla compressione dell'occhiello con quella dell'*'inversion tube'* nel paragrafo '5.1 Il fenomeno di instabilità' possiamo notare fin da subito che la geometria del bordo del gambo dell'occhiello e quella del controstampo permettono di aver un avvio della curva di deformazione molto dolce. Il tratto intermedio, di formazione del toro, è coerente alle prove degli articoli scientifici in cui viene usato un raggio di curvatura più grosso di quello di equilibrio. Come si vede da *Figura 5-19* questa condizione porterebbe al raggiungimento di forze stazionarie più alte non raggiungibili nelle nostre prove a causa del gambo troppo corto. Un raggio di curvatura dello stampo maggiore di quello di equilibrio porta ad avere una sezione del toro più grande aumentando per cui quella che sarebbe la superficie di appoggio della nuova battuta ottenuta dalla deformazione.

Per quanto riguarda il collasso assialsimmetrico sul gambo possiamo dire che la combinazione di forza e geometria del gambo è tale da innescare il fenomeno di instabilità. Questo tipo di '*buckling*' si presenta su elementi tubolari caricati assialmente tra due superfici piane. Nonostante le svariate letterature in merito non è possibile studiare il fenomeno perché formulazioni analitiche del fenomeno richiedono informazioni di tensioni del materiale (calcolabili dalle misurazioni con estensimetri) e sono coerenti dal momento in cui viene soddisfatta una certa dimensione assiale dell'elemento cilindrico. Questa ultima ipotesi non viene verificata in condizioni di occhiello in deformato e né tanto meno in quelle prossime alla fine della deformazione in cui una porzione del gambo è stata trasformata nel toro. Dalle immagini prese al microscopio dove si hanno le misure delle principali geometrie dell'occhiello deformato si può vedere che il fenomeno del collasso assialsimmetrico del gambo dell'occhiello porta ad una dimensione del toro più piccola. Questo è dovuto al fatto che dal momento in cui si innesca questo fenomeno di instabilità il materiale non si troverà più a defluire lungo la curvatura dello stampo.

5.2.1 Preparazione della macchina di prova

Il banco di prova adoperato è un MTS QTest da 10kN collegato a un PC per la programmazione delle prove e il prelievo dei dati acquisiti. A livello costruttivo il banco di prova (*Figura 5-39*) presenta con due montanti laterali (M) fissate sul basamento (B), su cui è installata nella parte superiore una traversa mobile (T). Sia il basamento inferiore che la traversa hanno la predisposizione (elementi 2 e 3 di *Figura 5-40*) di poter installare diverse attrezzature in funzione delle proprie esigenze.



Figura 5-39 : macchina MTS QTest con cui sono stati fatti i test sugli occhiali



Figura 5-40: sistemi di attacco per l'attrezzatura al banco di prova. In particolare a sinistra si nota la cella di carico da 10kN fissata sulla traversa mobile

Per poter misurare la forza applicata sull'occhiello si è adoperata una cella di carico esterna da 10kN opportunamente montata sulla traversa superiore del banco di prova (elemento C in *Figura 5-40*) e che a sua volta permette di poter calettare l'attrezzatura per eseguire le prove (elemento 2 in *Figura 5-40*). Data la particolarità della prova non è stato possibile adoperare l'attrezzatura standard della macchina ma sono stati progettati e realizzati degli adattatori che potessero ospitare il controstampo (*Figura 5-41*) e la matrice per occhielli di garanzia (*Figura 5-42*).



Figura 5-41: adattatore superiore per il il punzone



Figura 5-42: adattatore inferiore per la matrice

Per rendere fisse le attrezzature della macchina di prova, si installano all'interno del foro verticale vincolandone l'asse della macchina (elementi 2 e 3 di *Figura 5-40*) e successivamente bloccando lo scorrimento assiale con un perno (*Figura 5-43* e elemento 4 di *Figura 5-44*).



Figura 5-43: perno di fissaggio degli adattatori al banco di prova

Le tolleranze costruttive degli elementi portano a giochi talvolta dannosi in fase di misurazione: viene quindi predisposta una filettatura sulle attrezzature in modo da poter chiudere a pacco tramite una ghiera (elemento 5 di *Figura 5-44*).

Per poter effettuare la prova, è necessario posizionare l'occhiello in modo che non si sposti durante la deformazione. Fino ad ora si è parlato di macchina occhiellatrice con la matrice posta sul punzone che, dotato di moto verticale, si sposta dall'alto al basso fino al suo punto morto.

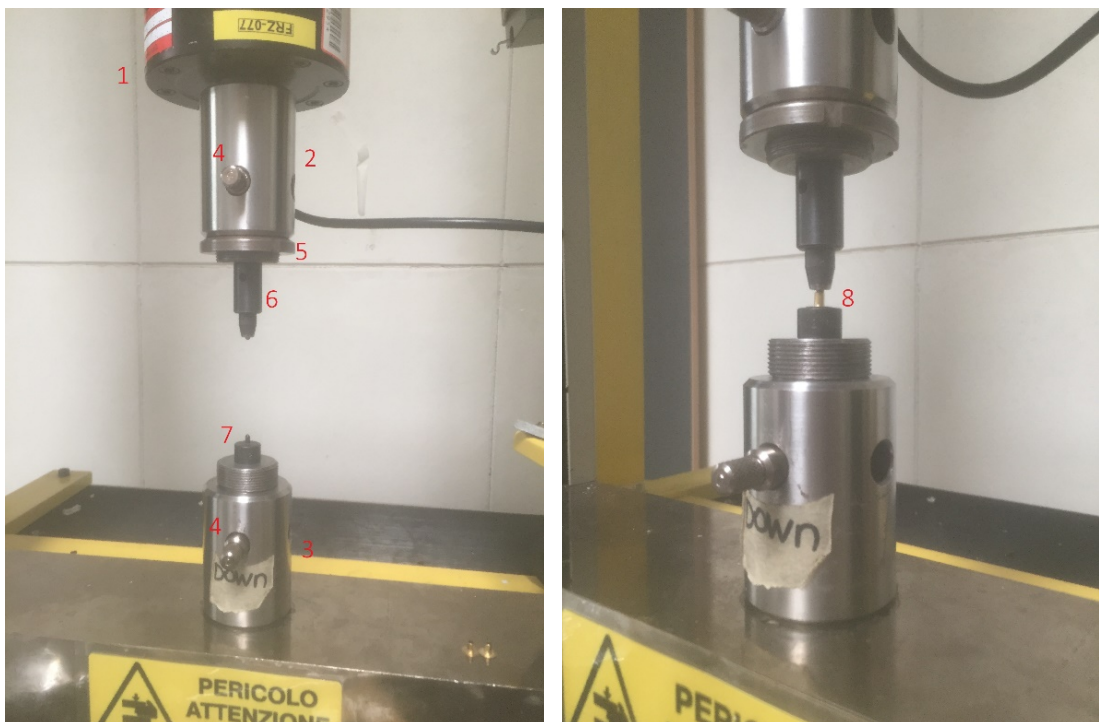


Figura 5-44: fissaggio degli adattatori al basamento e alla traversa mobile. In particolare sulla sinistra si può notare la macchina in fase di prova su un occhiello

Nelle prove sperimentali non è possibile posizionare l'occhiello sul punzone superiore, ruolo ricoperto dalla traversa mobile (elemento 6 di *Figura 5-44*), ma verrà collocato manualmente sulla matrice (elemento 7 di *Figura 5-44*) che si trova a sua volta vincolata al basamento della macchina tramite l'opportuno adattatore (elemento 3 di *Figura 5-44*) mentre lo stampo si troverà installato sulla traversa mobile (sempre tramite l'adattatore). Si completa così la predisposizione della macchina di prova per l'esecuzione delle prove su sigilli di garanzia (elemento 8 di *Figura 5-44*). A seguito dell'installazione degli adattatori sulla macchina di prova possiamo riassumere le fasi dei test come:

- Posizionamento dell'occhiello sulla matrice e chiusura degli schermi di sicurezza;
- Controllo manuale della traversa impostando un certo precarico della molla della matrice;
- Esecuzione della prova con una certa caratteristiche di controllo
- Riposizionamento della traversa superiore
- Apertura degli schermi di sicurezza e cambio dell'occhiello deformato con uno nuovo

5.2.2 Curve di deformazione con controllo spostamento

Per valutare l'influenza della velocità di deformazione sull'occhiello verranno fatte diverse prove a velocità differenti della traversa fino ad arrivare alla massima velocità controllabile dalla macchina di prova. Come accennato precedentemente per simulare le condizioni di lavoro di un occhiellatrice si vincola lo spostamento della traversa in modo da ottenere una certa quota finale dell'occhiello. La *Tabella 5-1* riassume le prove che sono state condotte con il controllo posizione

Tabella 5-1: schema di esecuzione delle prove sperimentali con controllo posizione

Velocità della traversa, v_t mm/min	Numero di prove, n_p	Precarico, N_0 N	Corsa della traversa, y_t mm
10	5	10	5
50	4		
100	6		
200	5		
300	4		
500	5		
1000	2		

Si sottolinea che lo spostamento della traversa per ottenere una certa quota iniziale dell'occhiello dipende dalla forma dello stampo in particolare dalla geometria dell'invito dell'occhiello (estrusione centrale) al raggio di curvatura. Come vedremo quindi la corsa di deformazione della traversa sarà molto più grande della corsa di deformazione finale che si viene ad avere sull'occhiello (quota 'Y' di *Figura 3-19*). Come prima introdotto sono stati effettuati per questo gruppo di prove dei cicli sulla molla per caratterizzarla. I dati ottenuti con una velocità di 20 mm/min, sono mostrati in *Figura 5-45* dove è mostrato l'andamento della forza al variare dello spostamento per tre prove diverse. Sullo stesso grafico si possono notare anche le rispettive approssimazioni lineari della molla.

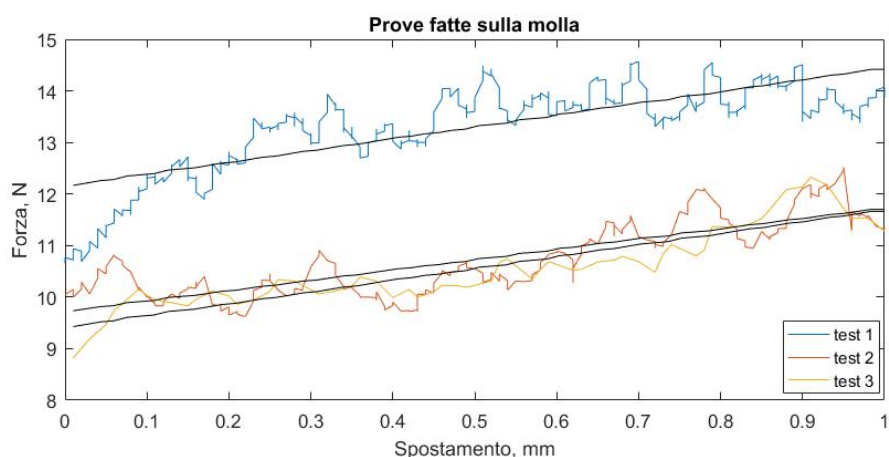


Figura 5-45: raffigurazione delle prove fatte per caratterizzare la molla con una velocità di 20mm/min e le rispettive approssimazioni lineari

In *Figura 5-46* invece si ha la caratterizzazione finale della molla, utile per evidenziare il solo contributo dell'occhiello nell'elaborazione dei dati ottenuti dalla cella di carico.

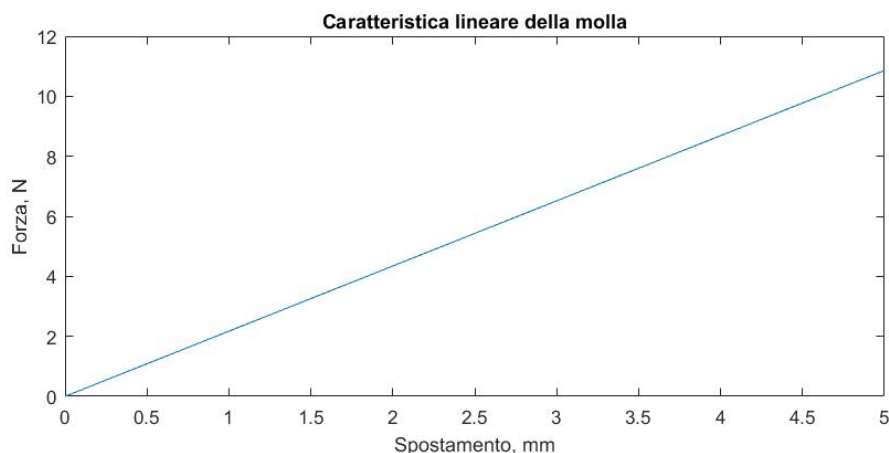


Figura 5-46: caratterizzazione della molla ottenuta dal primo gruppo di dati sperimentali

Nell'ipotesi che la molla si comporti in modo lineare possiamo scrivere

$$F = k * x \rightarrow k = \frac{F}{x}$$

Concludendo che la molla ha una rigidezza di

$$k = 2.17 \text{ N/mm}$$

Si può notare facilmente che il contributo della molla esaminata è modesto rispetto a quelli che saranno i valori di forza applicata all'occhiello ma rimane comunque buona prassi ridurre il più possibile l'influenza di fattori esterni al fenomeno che si vuole studiare.

Si anticipa che a basse velocità di spostamento della traversa (10mm/min e 50mm/min) si ottiene una curva disturbata in quanto viene rilevante il fenomeno di transitorio tra l'attrito statico e dinamico detto '*stick and slip*' (Figura 5-47 e Figura 5-48).

Data l'elevata quantità di occhielli che hanno presentato il collasso plastico è facile pensare che lo spostamento imposto alla traversa sia troppo grande tale da imporre un'altezza finale dell'occhiello troppo piccola rispetto alle sue proprietà. Ma da come è possibile notare dalle immagini al microscopio su alcuni occhielli deformati, la quota finale di 2.5 millimetri viene seguita abbastanza per tutte le prove mentre per altre si ottengono altezze più piccole. Bisogna sottolineare come all'aumentare della velocità di spostamento della traversa mobile vengano molto più importanti gli aspetti inerziali delle attrezzature (si pensi alla cella di carico di 10 kN) portando ad uno spostamento più grande dell'occhiello con annesse conseguenze.

Nelle tabelle che seguono i grafici delle prove sperimentali a una data velocità di spostamento viene riassunto l'esito delle prove: si riassume quante prove hanno mostrato il fenomeno del collasso del gambo dell'occhiello e a quali forze e spostamenti.

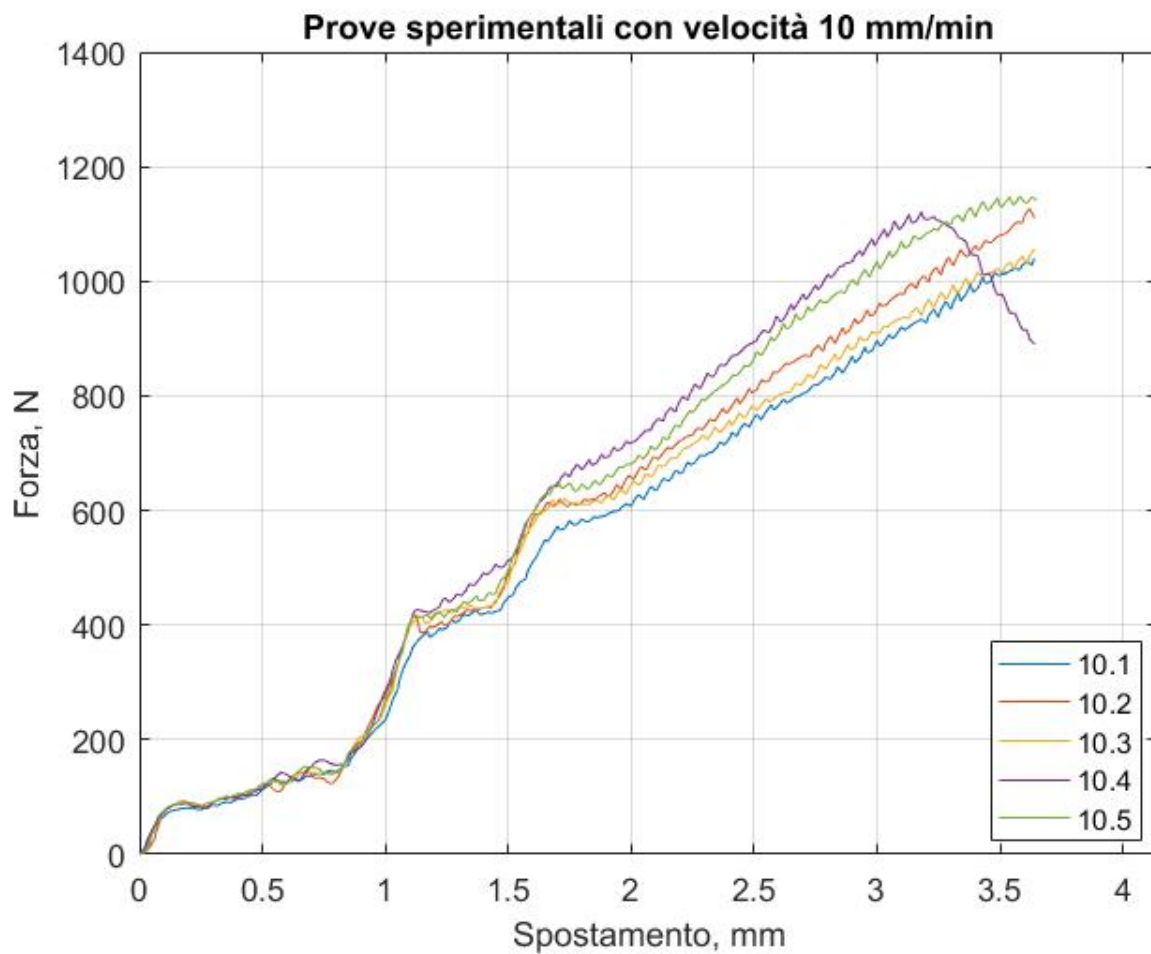


Figura 5-47: prove condotte con velocità di 10mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-2: riassunto delle prove condotte a 10mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
10.1	X	1040	
10.2	X	1111	
10.3	X	1156	
10.4	✓	1108	3.21
10.5	X	1141	

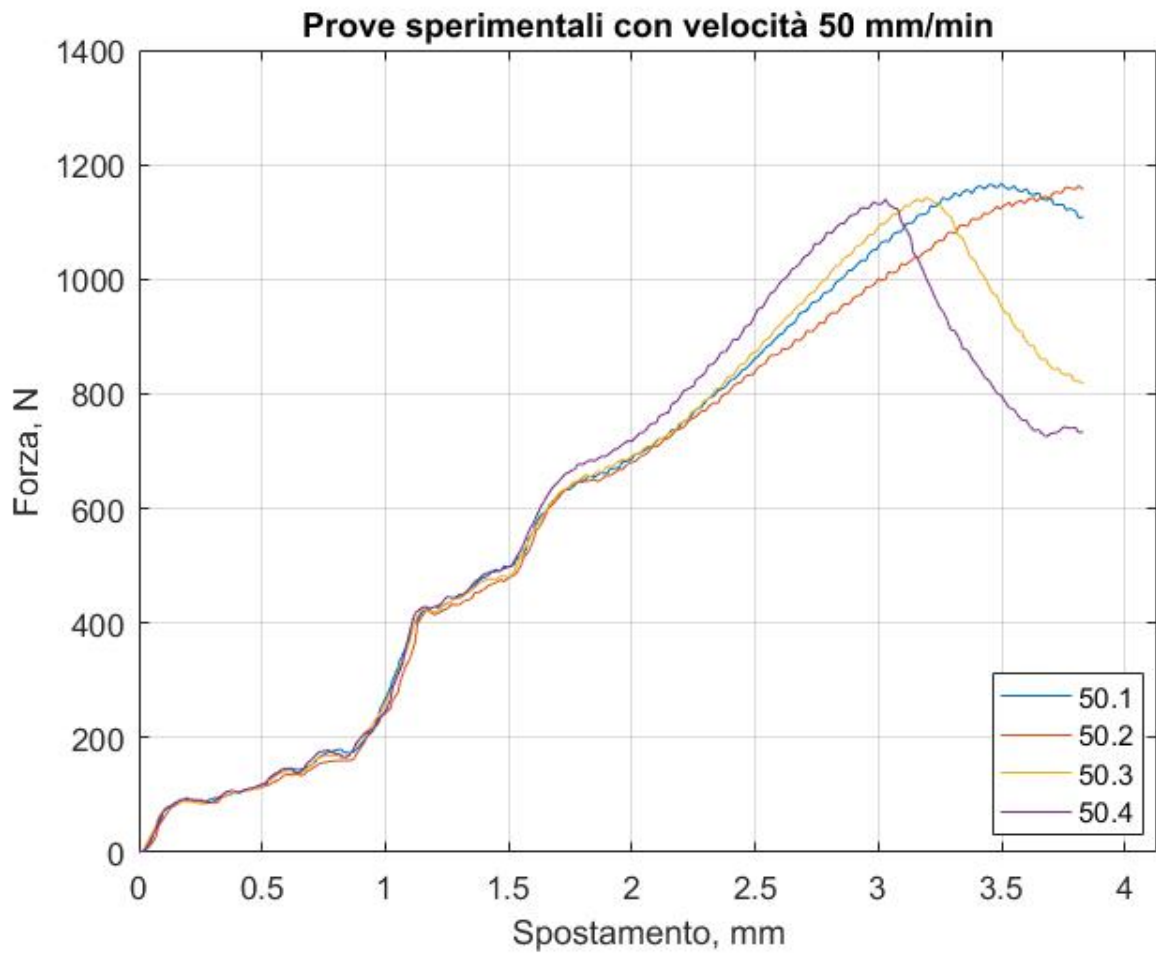


Figura 5-48: prove condotte con velocità di 50mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-3: riassunto delle prove condotte a 50mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a quale forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
50.1	✓	1167	3.5
50.2	✗	1164	
50.3	✓	1142	3.21
50.4	✓	1139	3

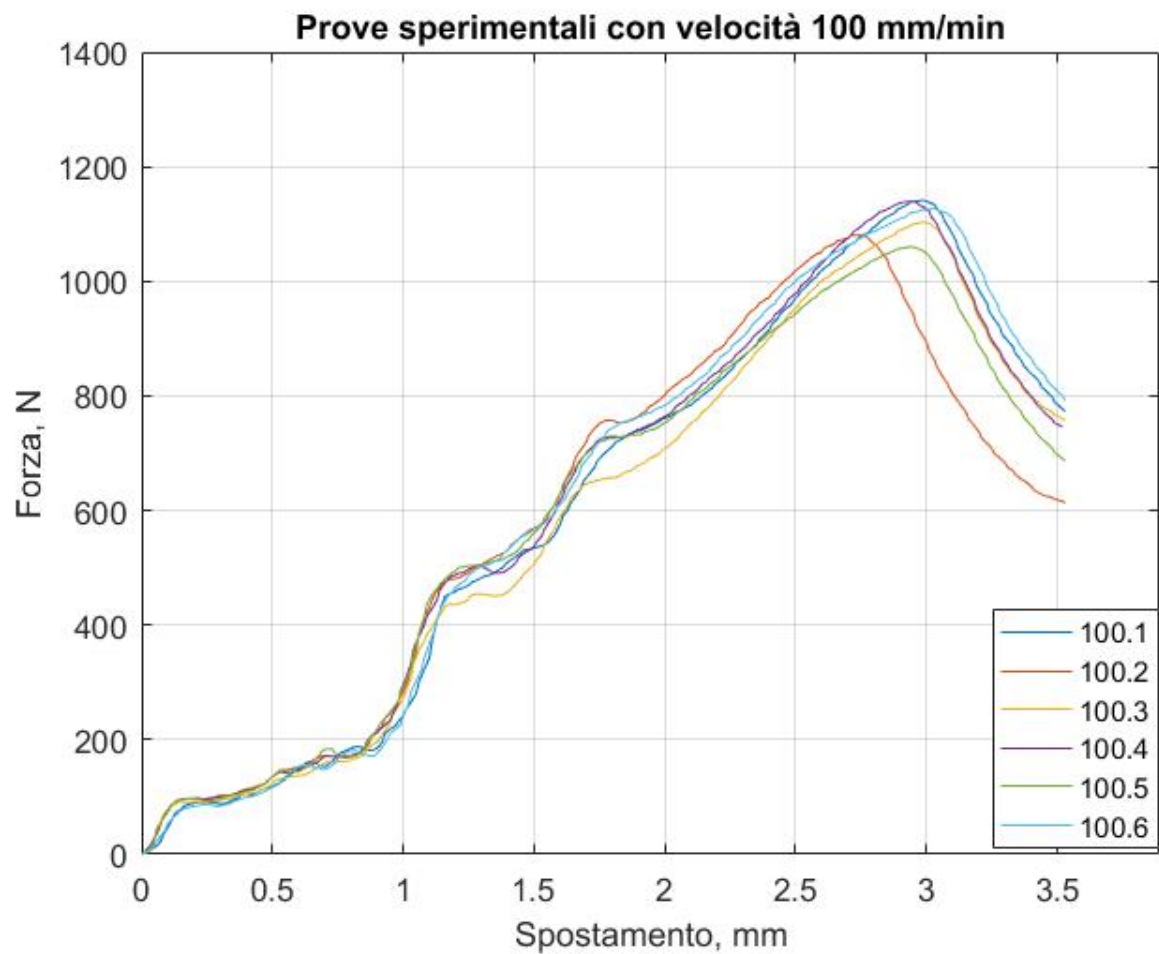


Figura 5-49: prove condotte con velocità di 100mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-4: riassunto delle prove condotte a 100mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a quale forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
100.1	✓	1141	3
100.2	✓	1081	2.74
100.3	✓	1104	3
100.4	✓	1139	2.94
100.5	✓	1060	2.94
100.6	✓	1127	3

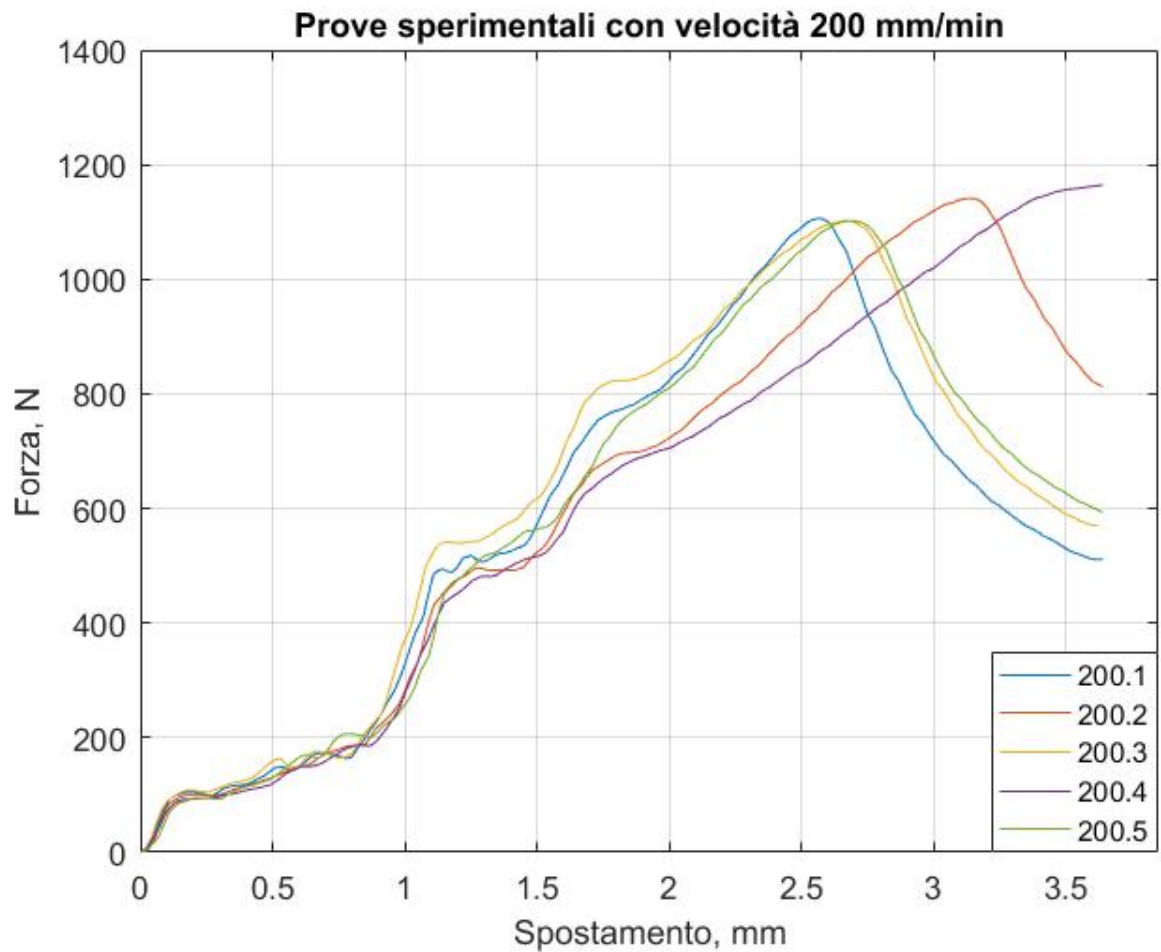


Figura 5-50: prove condotte con velocità di 200mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-5: riassunto delle prove condotte a 200mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a quale forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
200.1	✓	1106	2.56
200.2	✓	1141	3.13
200.3	✓	1102	2.68
200.4	✗	1165	
200.5	✓	1101	2.71

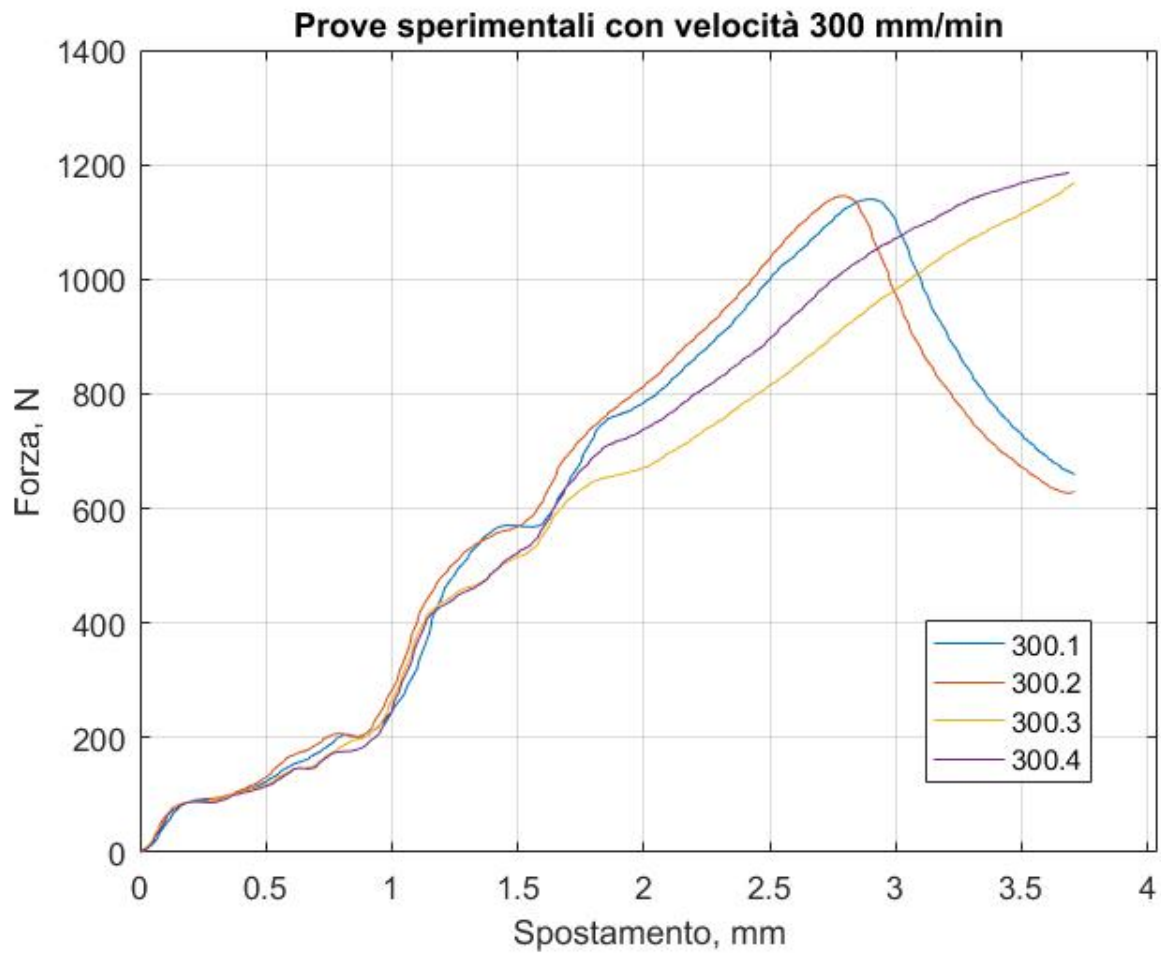


Figura 5-51: prove condotte con velocità di 300mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-6: riassunto delle prove condotte a 300mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a quale forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
300.1	✓	1139	2.91
300.2	✓	1145	2.8
300.3	✗	1169	
300.4	✗	1186	

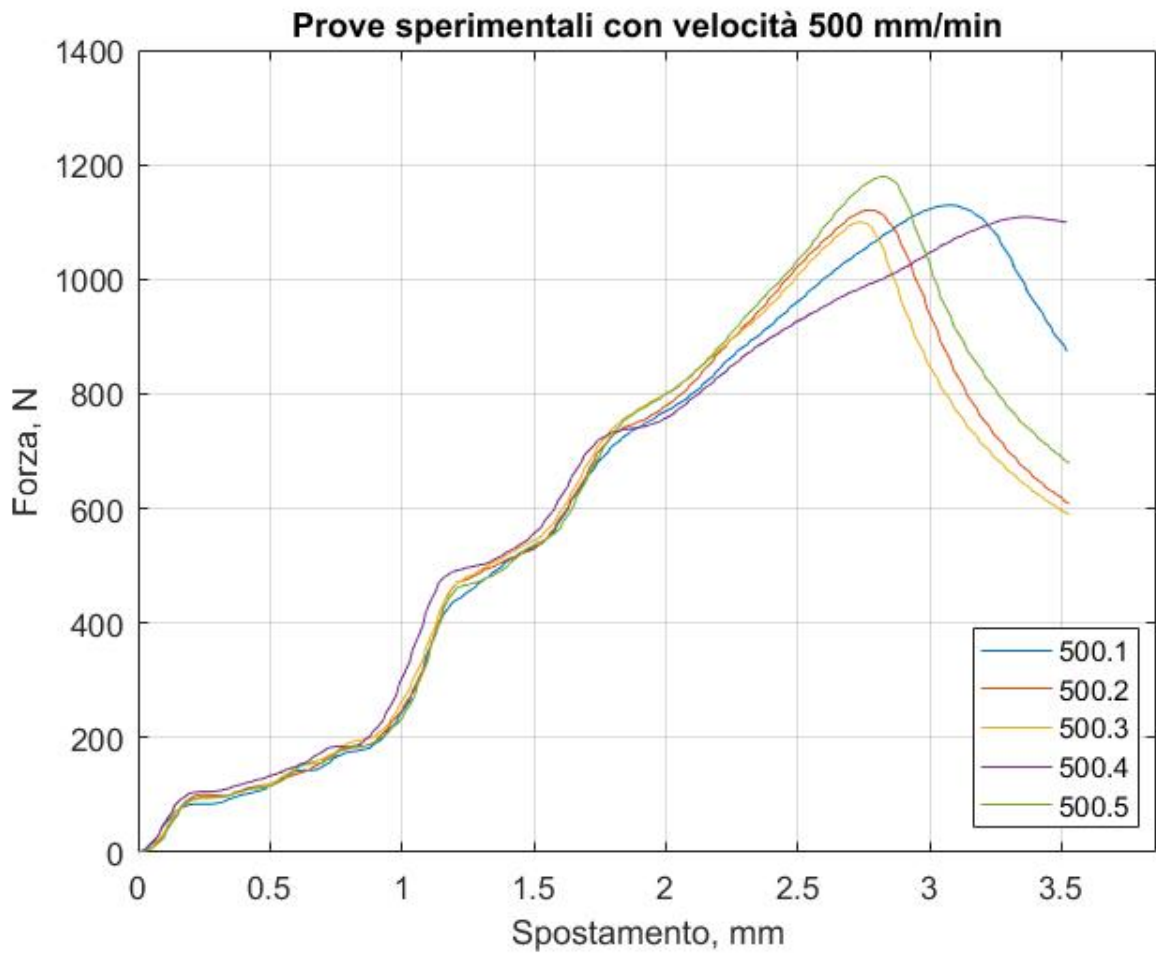


Figura 5-52: prove condotte con velocità di 500mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-7: riassunto delle prove condotte a 500mm/min dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a forza e spostamento succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
500.1	✓	1129	3.07
500.2	✓	1121	2.78
500.3	✓	1100	2.74
500.4	✓	1109	3.36
500.5	✓	1179	2.83

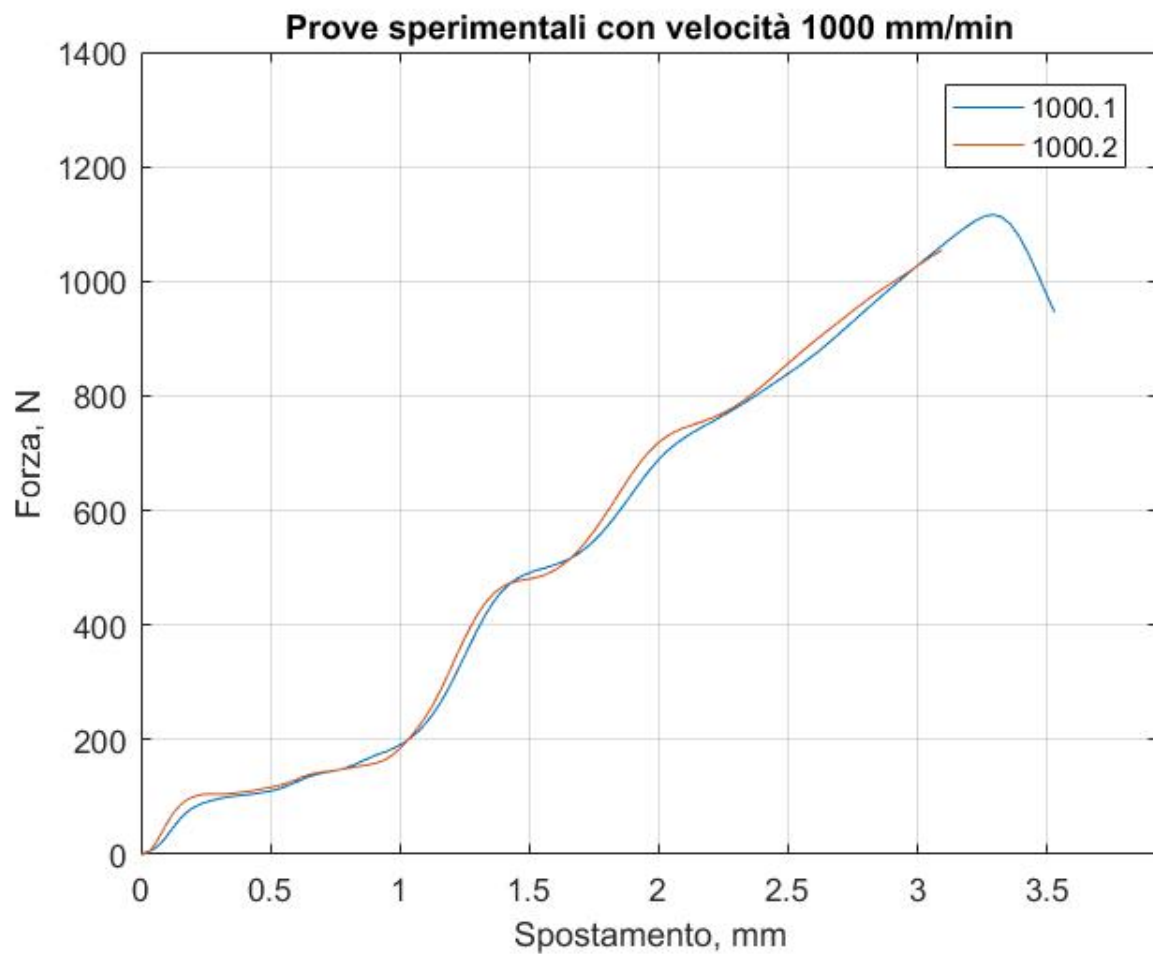


Figura 5-53: prove condotte con velocità di 1000mm/min sul sigillo di garanzia con una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-8: riassunto delle prove condotte a 1000mm/min dove viene fatto notare se l'occhiello collassa, a quale forza e spostamento o succede

Prova	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
1000.1	✓	1050	3.29
1000.2	✗	1016	

In *Figura 5-54* viene mostrato invece il confronto alle differenti velocità di deformazione, curve ottenute dalle medie dei dati ottenuti alla stessa velocità.

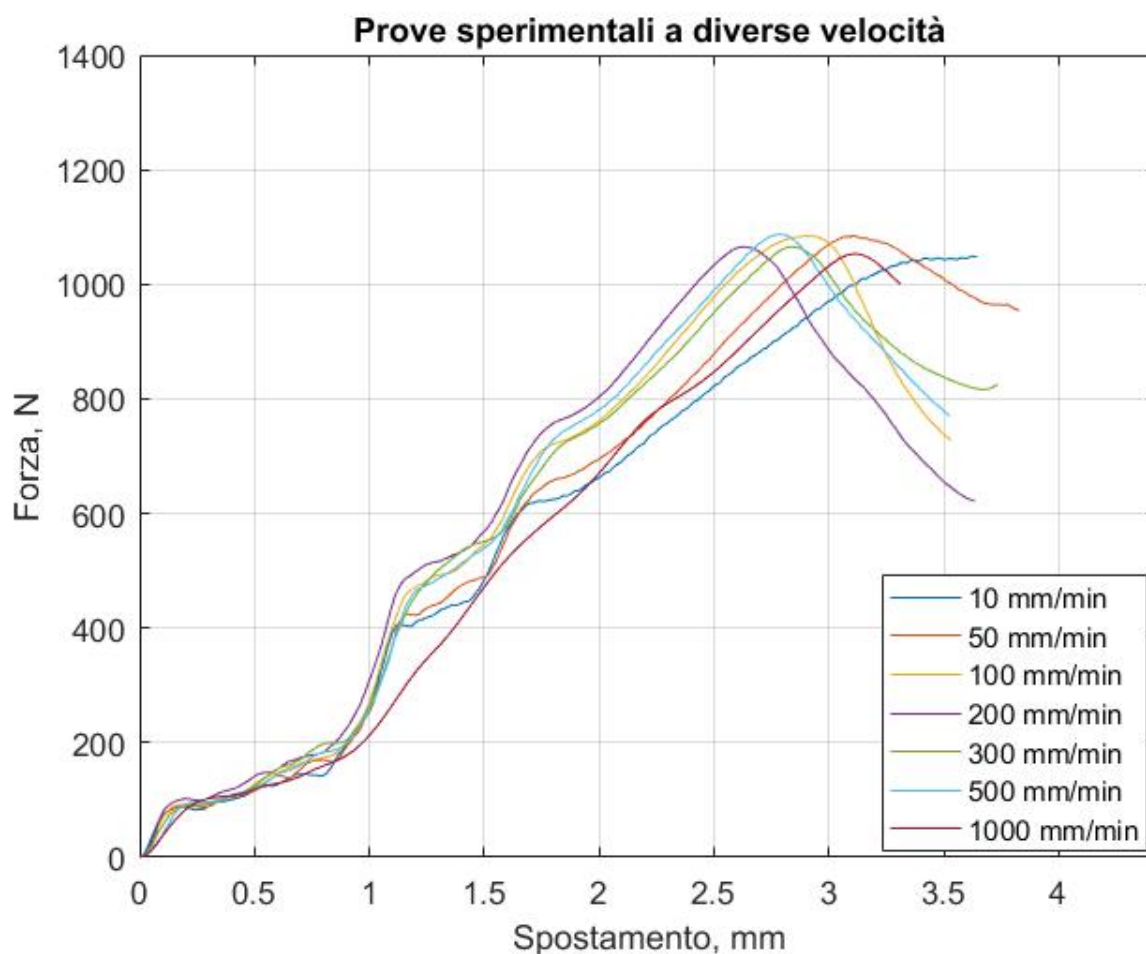


Figura 5-54: prove condotte a differenti velocità sul sigillo di garanzia fissando una corsa della traversa di 5mm

Tabella 5-9: riassunto delle prove condotte a differenti velocità dove viene fatto notare se l'occhietto collassa, a quale forza e spostamento succede

Velocità di prova, v mm/min	Collasso plastico	Forza massima, F_b N	Punto del collasso, x_b mm
10	X	1049	
50	✓	1083	3.1
100	✓	1084	2.9
200	✓	1031	2.64
300	✓	1057	2.86
500	✓	1087	2.79
1000	✓	1050	3.29

Si nota che il collasso plastico viene anticipato di circa un millimetro all'aumentare della velocità fino a velocità prossime ai 500mm/min. Si passa dai 3.5mm di spostamento del punzone a una velocità di 10mm/min fino ad uno spostamento di 2.65mm per 200mm/min. Per velocità di 1000mm/min si ha una contro tendenza che mostra invece come il collasso plastico del gambo dell'occhiello venga ritardato oltre avere un andamento della curva di deformazione leggermente più lineare.

La forza applicata è la causa principale del fenomeno di instabilità e risulta essere funzione della geometria che si sta premendo, per questo motivo la forza massima si mantiene abbastanza costante per tutte le prove. Il massimo sforzo assiale si presenta con una velocità di 500mm/min con una forza di 1087N mentre nel caso di 1000mm/min si ha un picco a 1030N.

Viene quindi a cambiare il contenuto energetico assorbito dall'occhiello durante la deformazione (area sottesa dalla curva di forza-spostamento) che, nel caso di una velocità prossima ai 1000 mm risulta essere maggiore mostrando un collasso plastico a spostamenti della traversa più grandi rispetto alle altre prove.

Considerato che non si ha la certezza che lo stampo presenti una geometria ottimale in quanto il raggio di curvatura della gola non è quello di equilibrio, l'unico motivo per poter far collassare il gambo dell'occhiello è porre resistenza all'avanzamento del materiale. Cambia per cui la condizione di contatto tra occhiello e stampo presentando la possibilità che ci possa essere un campo di velocità oltre la quale il coefficiente di attrito diminuisce. In questo modo si riuscirebbe a spiegare il perché, a parità di spostamento applicato all'occhiello si presenta una forza di deformazione più grande con velocità più basse. A questo proposito bisogna anche sottolineare che all'aumentare del carico agente sull'occhiello si dovrebbe avere in ogni caso un aumento del contributo delle reazioni d'attrito.

Si ricade quindi sulla forma geometrica dello stampo che dovrà dare la giusta direzione di deformazione del materiale in modo che anche il fenomeno dell'attrito sulle pareti influenzi il meno possibile l'esito della deformazione.

Nelle odierne macchine occhiellatrici il punzone si muove fino al suo punto morto inferiore che, in funzione dell'altezza pre-impostata al controstampo e alla geometria della gola del controstampo, impone una certa quota finale all'occhiello. Si può ritenere serrato correttamente l'occhiello che ha un toro completo prossimo ai 270°. Questo procedimento viene applicato per a diverse tipologie di minuteria metallica di diverse dimensioni. Dalle prove condotte, indifferentemente dalle dimensioni finali ottenute, per contenere il fenomeno del collasso plastico assialimmetrico necessita contenere entro un certo limite la forza applicata.

Nell'ipotesi che l'occhiello non presenti il fenomeno del 'buckling' tramite il controllo della quota finale si avrà una minor sollecitazione del materiale su cui viene applicato garantendo la quota di fissaggio sul foro. Con un controllo in forza invece si avrebbe la garanzia che l'occhiello non collassa senza garantire però una

certa dimensione di serraggio sul foro in quanto non si ha una diretta proporzionalità sulla dimensione finale dell'occhiello a causa dei possibili difetti del materiale o di influenza esterne sul processo di deformazione. Dalle analisi sperimentali si ottiene l'informazione sulla quota finale e lo sforzo massimo da applicare all'occhiello, per evitare l'instaurarsi di fenomeni di collasso plastico sul gambo.

Dalle immagini ottenute al microscopio (Figura 5-55, Figura 5-56, Figura 5-57 e Figura 5-58) si notano i diversi occhielli deformati nelle diverse condizioni di prova. Nel caso degli occhielli trattati a velocità molto alte si ha il problema delle inerzie in gioco che portano ad un eccessivo spostamento della traversa mobile e il consecutivo schiacciamento elevato dell'occhiello.

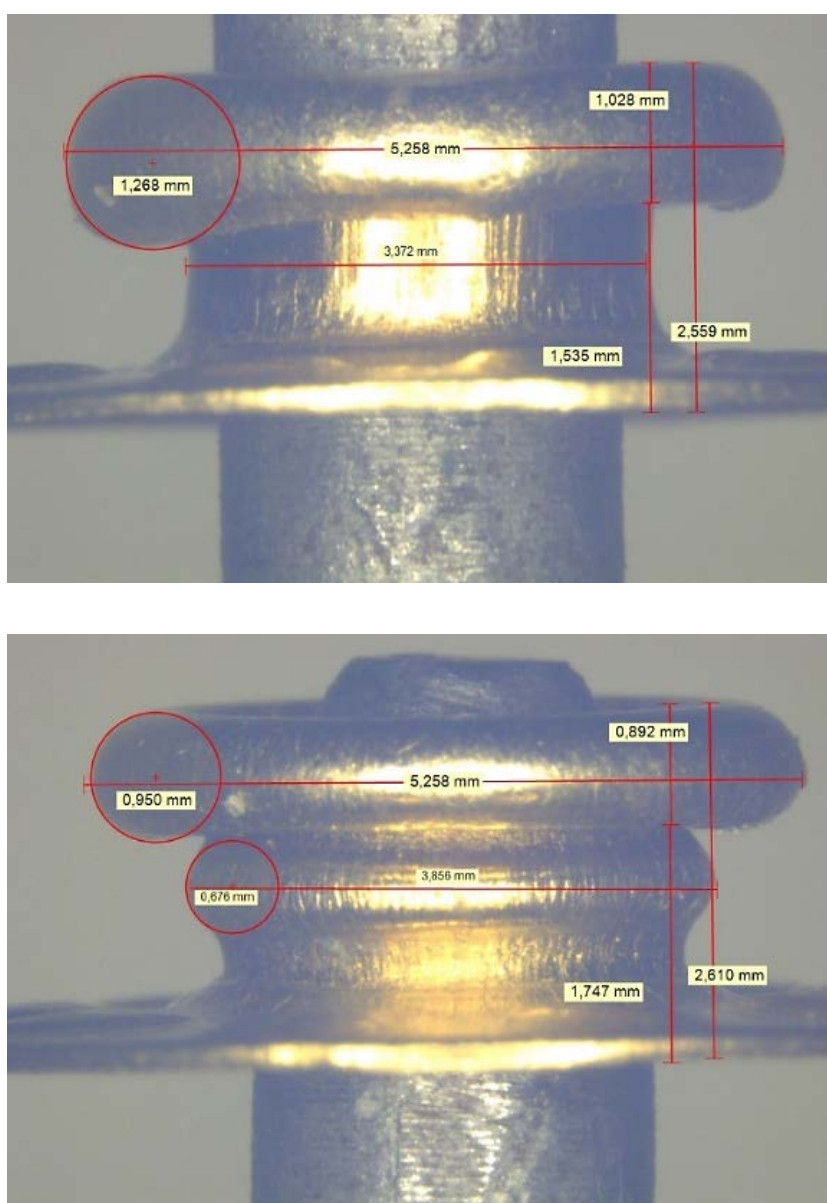


Figura 5-55: occhielli deformati a una velocità di 10mm/min con una corsa della traversa di 5 mm

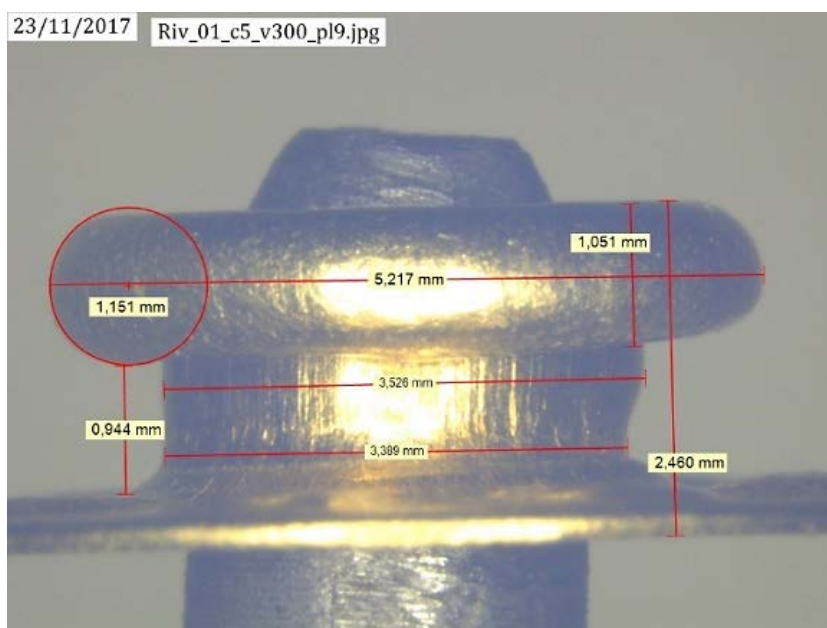
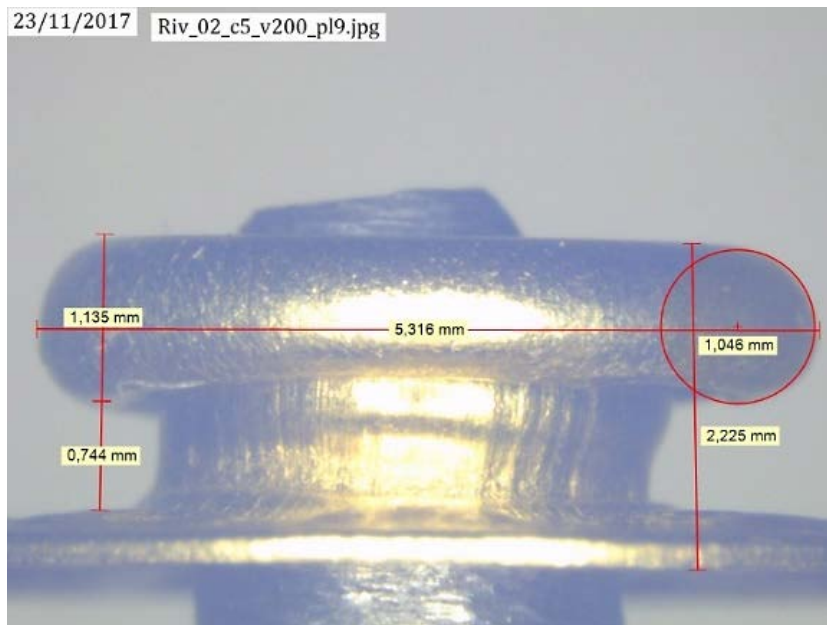


Figura 5-56: occhielli deformati a una velocità di 200mm/min (sinistra) e 300mm/min (destra) con una corsa della traversa di 5 mm

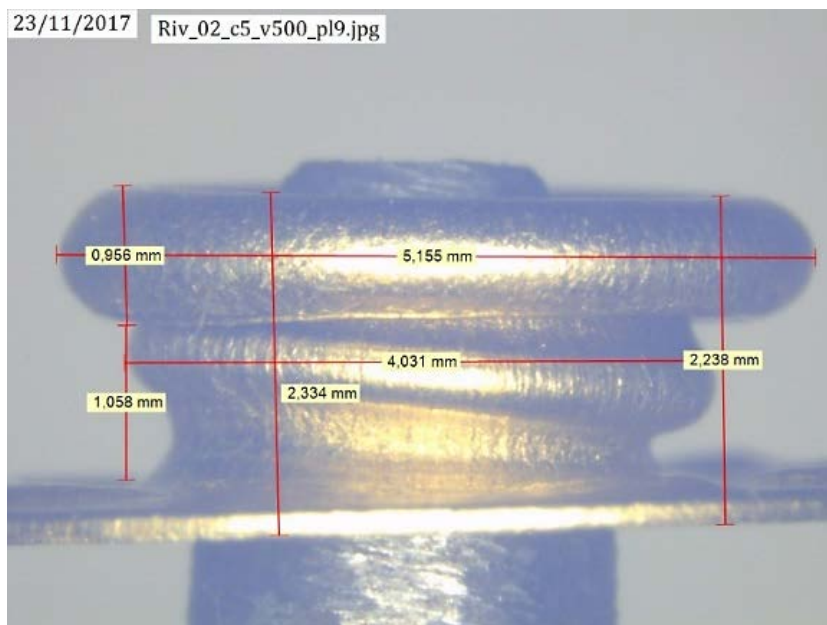
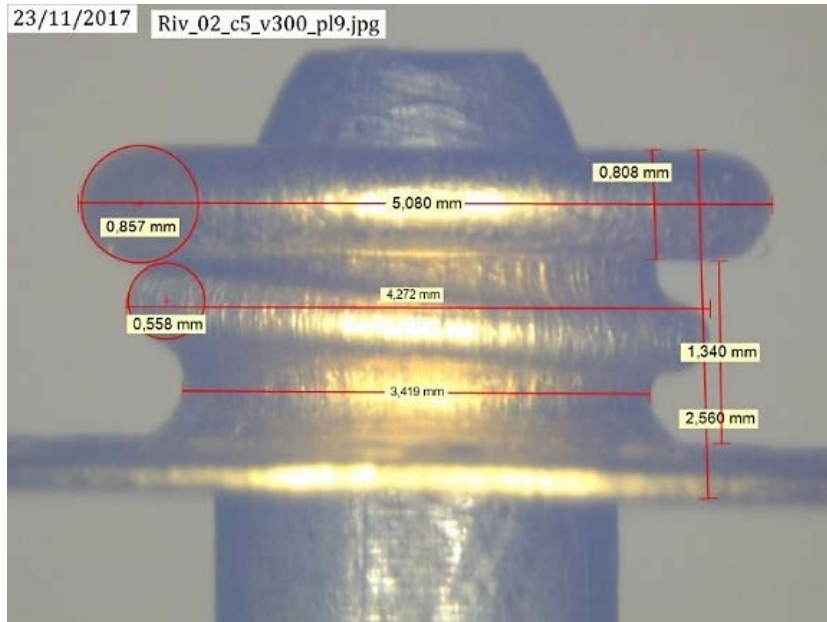


Figura 5-57: occhielli deformati a una velocità di 300mm/min (sinistra) e 500mm/min (destra) con una corsa della traversa di 5 mm

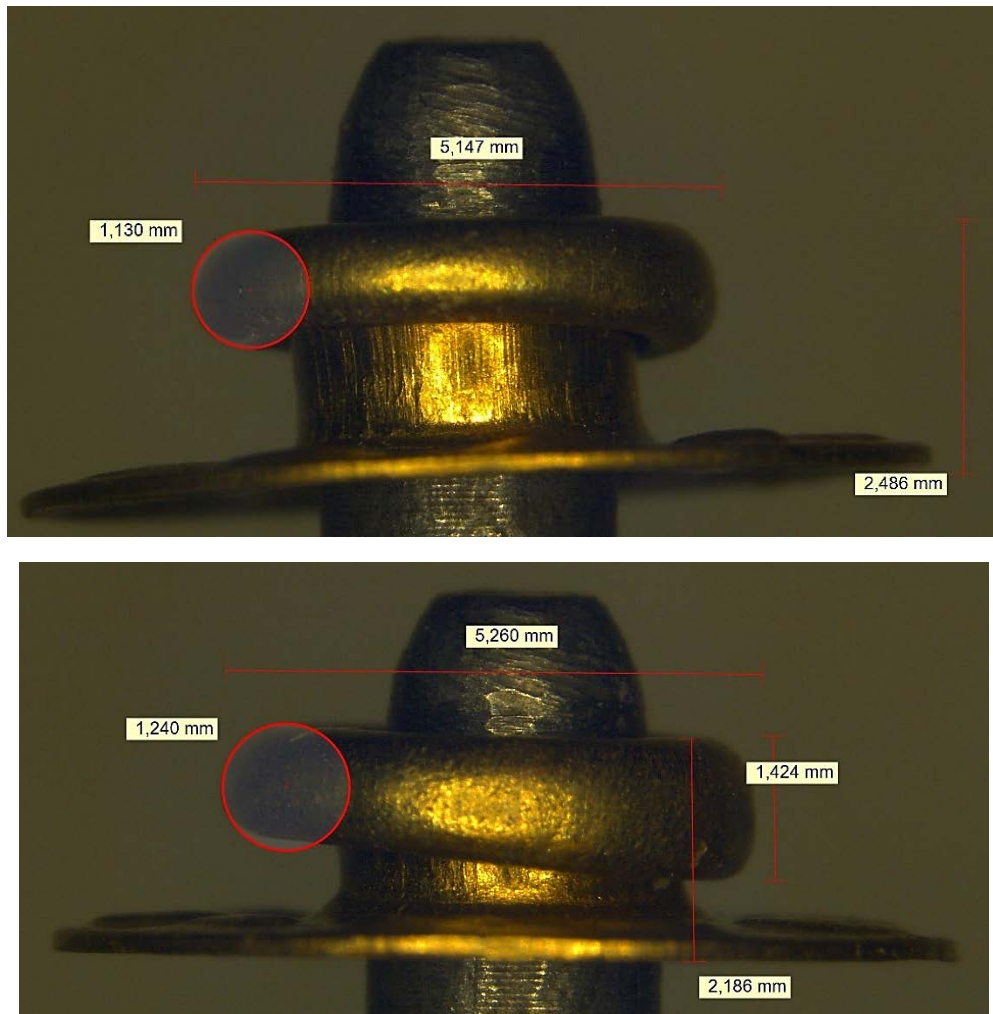


Figura 5-58: occhiello deformati a una velocità di 1000 mm/min con una corsa della traversa di 5 mm

5.2.3 Curve di deformazione con controllo forza

Per confermare il fatto che il collasso non si verifica se non viene superato un certo carico massimo, sono state fatte alcune prove con il controllo forza alla massima velocità della macchina di prova fissando come carico massimo 1000N, il carico oltre la quale il l'occhiello collassa e 750N, il 25% in meno del carico di collasso.

In

Tabella 5-10 viene riassunto lo schema delle prove condotte su occhielli con il controllo forza

Tabella 5-10: schema di esecuzione delle prove sperimentali con controllo forza

Forza della traversa, F_t N	Numero di prove, n_p	Velocità della traversa, v_t mm/min	Precarico, N_0 N
750	3	1000	10
1000	3		

Come già introdotto, dato che le prove stono state effettuate in momenti diversi, si è dovuta caratterizzare la molla in modo da rimuovere l'influenza dalla caratteristica della deformazione dell'occhiello. I dati ottenuti con una velocità di 20 mm/min, sono mostrati in *Figura 5-59* assieme alla relativa approssimazione lineare

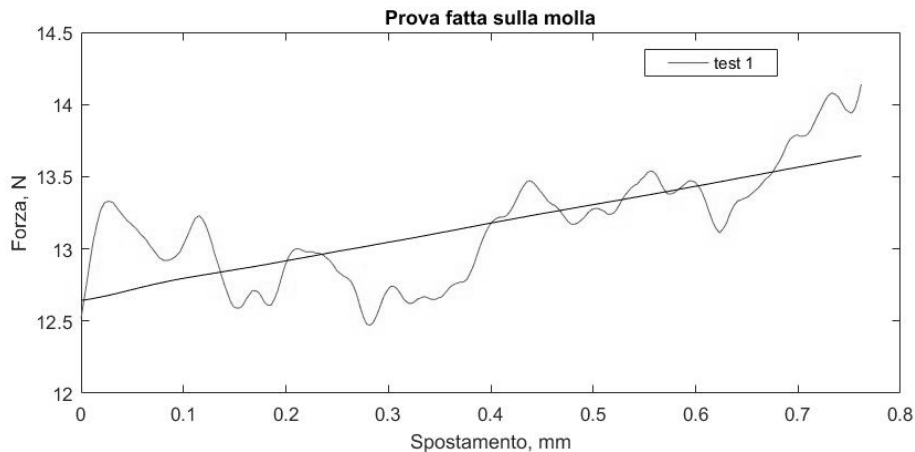


Figura 5-59: raffigurazione delle prove fatte per caratterizzare la molla per le prove di controllo forza con una velocità di 20mm/min e rispettiva approssimazione lineare

Nell'ipotesi che la molla si comporti in modo lineare possiamo scrivere

$$F = k * x \rightarrow k = \frac{F}{x}$$

Concludendo che la molla ha una rigidezza di

$$k = 1.3 \text{ N/mm}$$

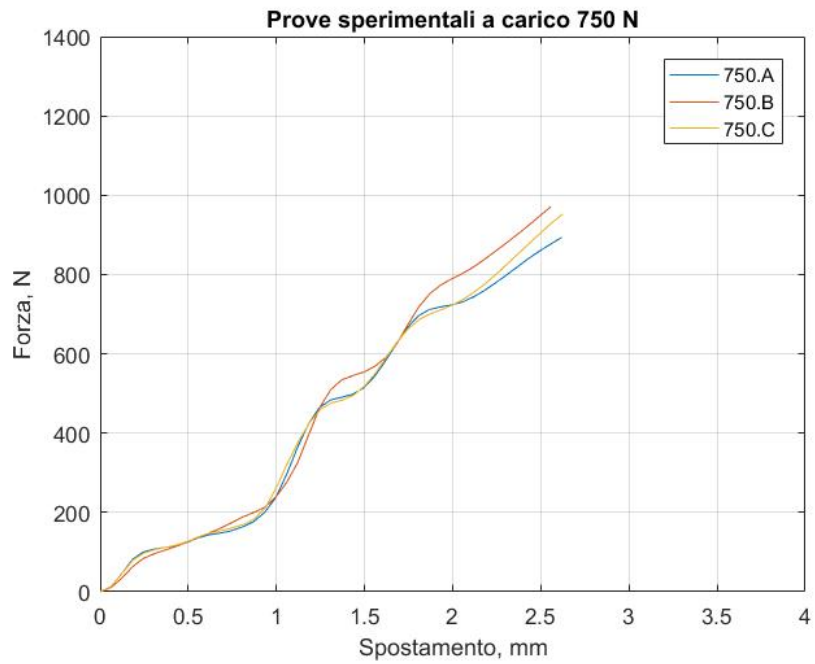


Figura 5-60: prove condotte a velocità di 1000mm/min sul sigillo di garanzia fissando un carico di 750N alla traversa

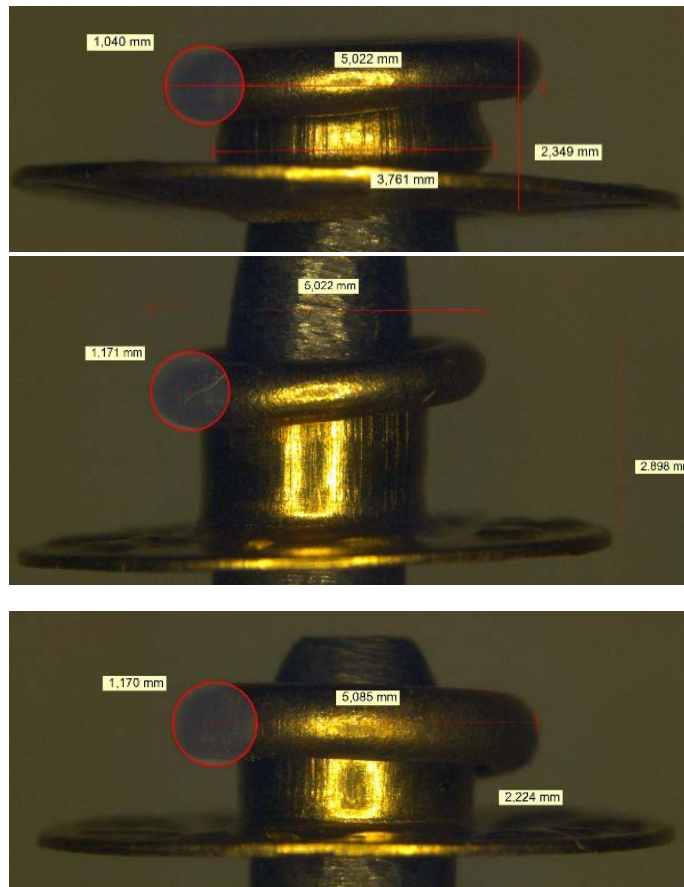


Figura 5-61: scansioni al microscopio degli occhielli di garanzia deformati durante le prove sperimentali a una velocità di 1000 mm/min e con una forza di 750N

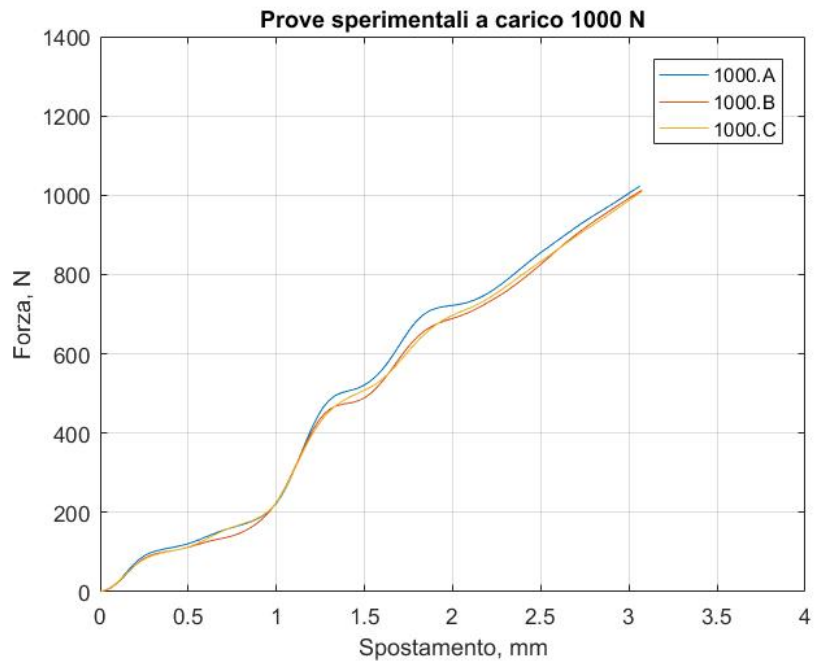


Figura 5-62: prove condotte a velocità di 1000mm/min sul sigillo di garanzia fissando un carico di 1000N alla traversa

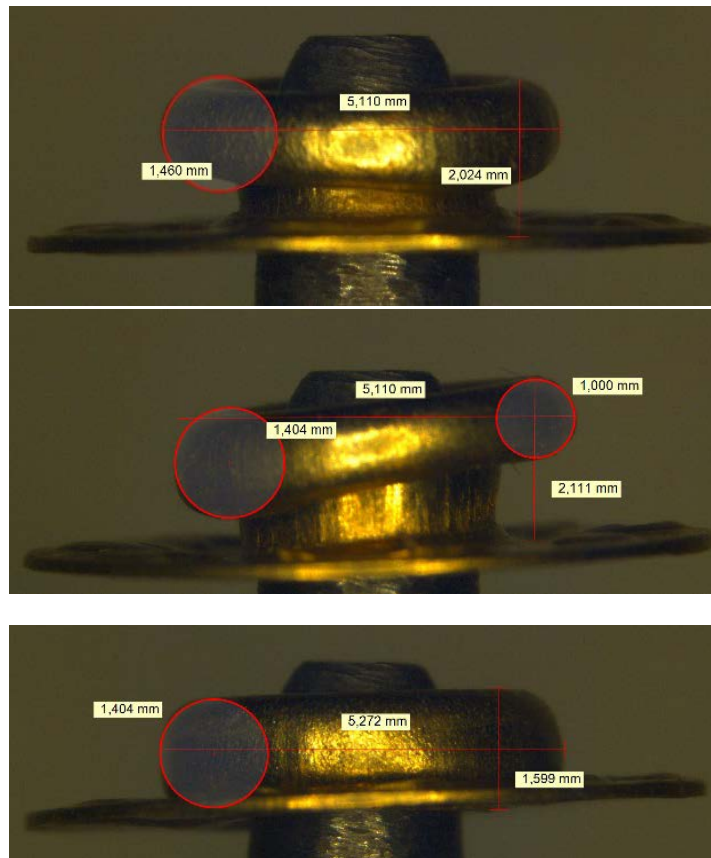


Figura 5-63: scansioni al microscopio degli occhielli deformati dalle prove sperimentali a una velocità di 1000 mm/min e con una forza di 1000N

In *Figura 5-64* viene mostrata la media dei dati ottenuti ai diversi carichi massimi

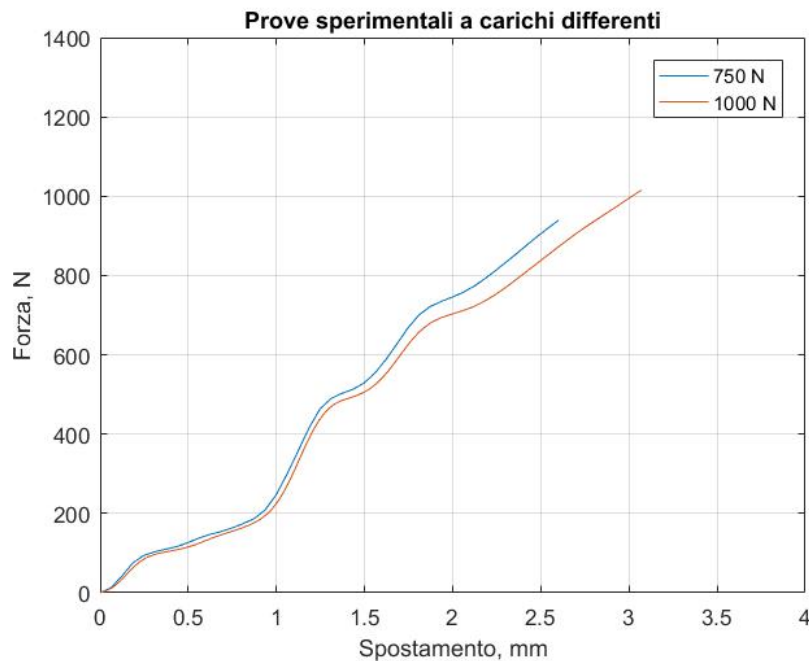


Figura 5-64: media delle prove condotte a velocità di 1000mm/min sul sigillo di garanzia fissando carichi differenti alla traversa

L'andamento della curva giustamente si mantiene prossima a quella delle precedenti prove a pari velocità. Si presenta un leggero effetto di offset degli spostamenti che aumenta con l'avanzare della prova. Giustamente il fenomeno del collasso non si verifica nonostante l'occhiello venga portato a carichi molto prossimi a quelli di instabilità. In compenso però gli occhielli si presentano molto più schiacciati, come si può vedere dalle immagini al microscopio a causa delle inerzie della macchina (*Figura 5-61* e *Figura 5-63*).

5.2.4 Curve di deformazione con punzone piatto

Le precedenti prove sperimentali hanno permesso di individuare quale sia il comportamento dell'occhiello a compressione tra una matrice e un controstampo. I dati ottenuti risultano essere influenzati dalla continua deformazione del gambo sul controstampo e dall'instaurarsi sotto certe condizioni di forza e altezza del gambo residuo, del collasso plastico assilmmetrico. Per evidenziare quest'ultimo fenomeno, caratteristico di strutture tubolari premute tra due superfici piane vengono fatte delle prove a velocità costante premendo l'occhiello tra la matrice e una superficie piana.

Dalle prime prove di compressione effettuate sulla molla possiamo nuovamente ipotizzare che questa si comporti in modo lineare da cui

$$F = k * x \rightarrow k = \frac{F}{x}$$

Concludendo che rigidità della molla vale (Figura 5-65)

$$k = 1.22 \text{ N/mm}$$

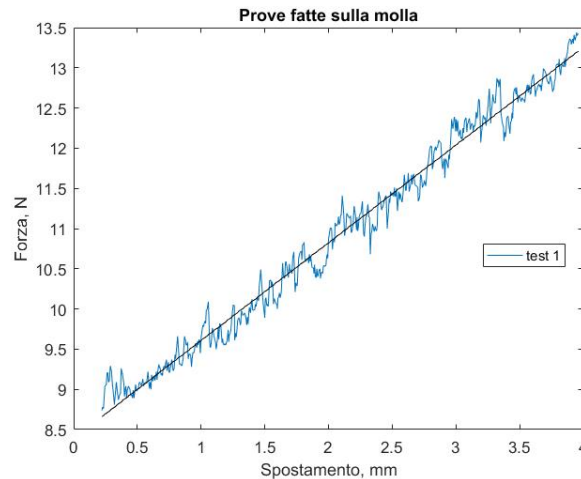


Figura 5-65: curva sperimentale per la caratterizzazione della molla e rispettiva linearizzazione.

Dalle prove condotte si nota un campo elastico molto più marcato rispetto alle prove precedenti ma si presenta in ogni caso un primo tratto di deformazione plastica (Figura 5-66) a causa del bordo del gambo che presenta la particolare forma a fustella per poter incidere il materiale da forare (Figura 5-67). Questa orlatura del bordo dell'occhiello porta ad un primo collasso interno del materiale visto come deformazione plastica iniziale. In Figura 5-68 vengono mostrati i dati sperimentali ottenuti mentre in Figura 5-69 viene mostrata la media dei dati ottenuti sperimentalmente dalle prove condotte.

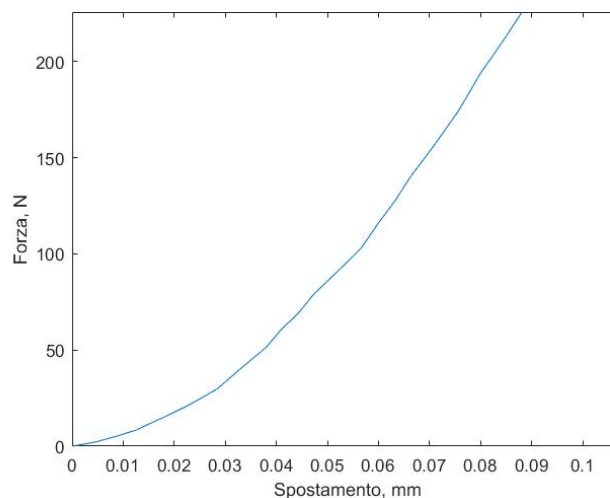


Figura 5-66: dettaglio della curva di deformazione che fa notare la presenza di una prima deformazione plastica dovuta alla presenza dell'orlo sul bordo del gambo

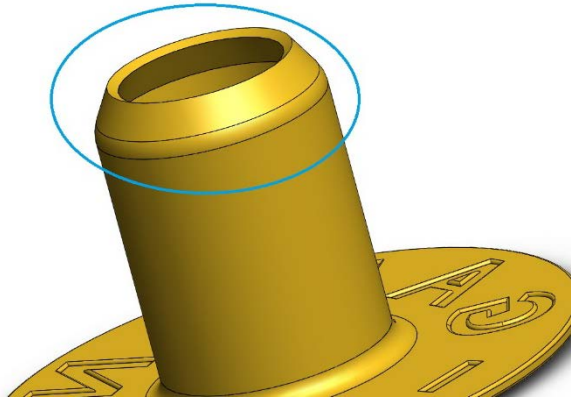


Figura 5-67: dettaglio del particolare bordo a fustella del gambo presenta sull'occhiello di garanzia

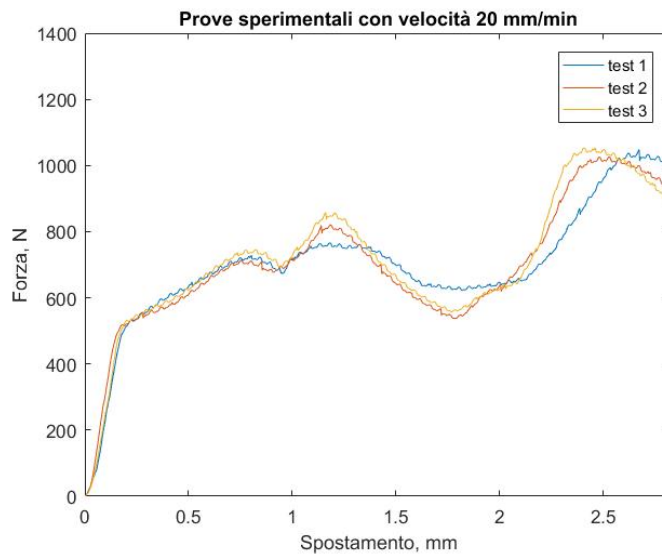


Figura 5-68: prove sperimentali di collasso plastico dell'occhiello tra due superfici piane

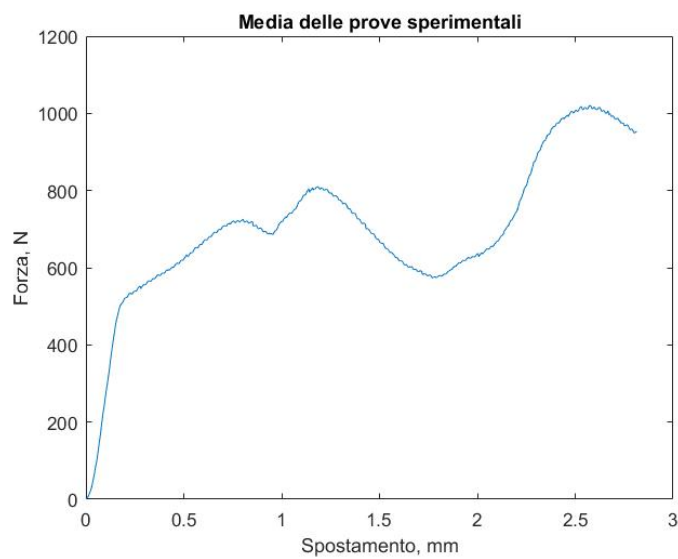


Figura 5-69: media delle prove sperimentali con l'occhiello compresso tra due superfici piane

Questo tipo di prova sperimentale ci permette di confrontare gli andamenti ottenuti con gli occhielli con quelli di altre prove sperimentali fatte su elementi tubolari in parete sottile in modo da poter valutare e analizzare meglio il collasso plastico. Dalla letteratura si possono trovare prove sperimentali condotte su elementi tubolari di differenti materiali si viene ad avere indicativamente lo stesso andamento, dopo un primo picco della forza applicata si ha un brusco calo per l'avviarsi del collasso plastico e la formazione del lobo che indebolisce la struttura ripiegandosi su sé stesso [26] (*Figura 5-70*). Continuando lo schiacciamento la piega che si forma crea instabilità del bordo del materiale che si schiaccerà su sé stesso per carichi minori fino al completamento della prima piaga (*'first buckle complete'*). A questo punto, per innescare il secondo *'fold'* necessita incrementare leggente la forza che oltre un certo limite, più basso del primo picco di forza, tela da formare la seconda piega del materiale. Continuando con la deformazione del materiale si ripete l'andamento della reazione dell'elemento tubolare di un periodo caratteristico (δ_e).

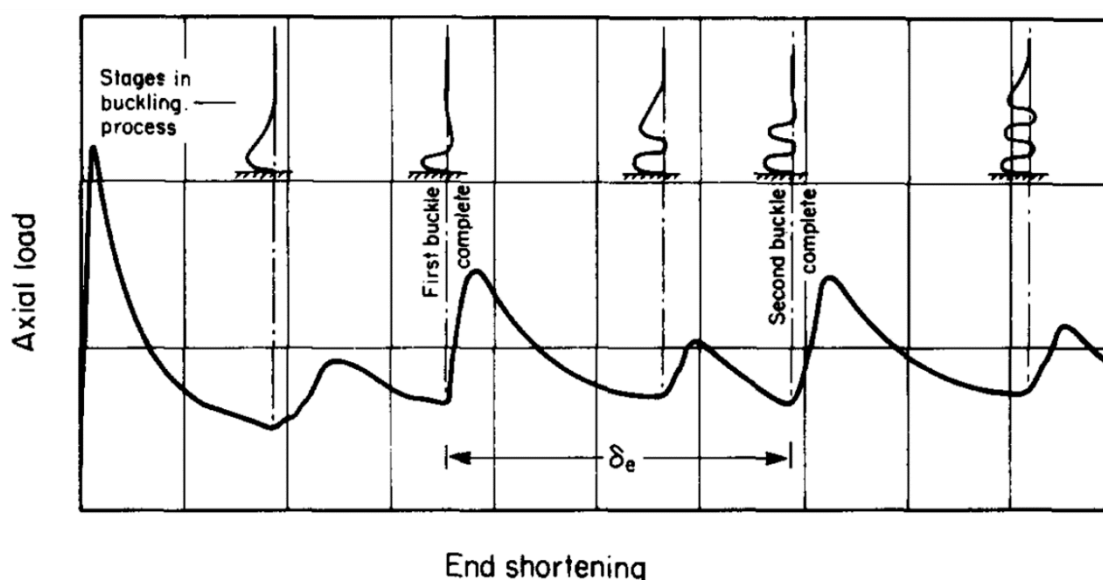


Figura 5-70: curva caratteristica di un elemento tubolare caricato assialmente che collassa plasticamente in modo assialsimmetrico [26]

Facendo un confronto con i dati sperimentali ottenuti si nota facilmente che il nostro elemento tubolare non si comporta come le altre strutture tubolari della letteratura. Sicuramente la presenza del bordo leggermente conico del gambo (*Figura 5-67*), che ha lo scopo di incidere il foglio di materiale per crearsi il foro dove esser installato introduce un invito al materiale a collassare carichi in ogni caso più bassi.

6 L'azionamento

Dalle prove sperimentali condotte è stato possibile ricavare l'andamento della forza necessaria alla deformazione dell'occhiello in particolare per il sigillo di garanzia. Questa forza costituisce la forzante esterna sul meccanismo e quindi risulta un dato utile per un primo dimensionamento della macchina occhiellatrice.

Non è possibile limitarsi a considerare i solo dati ottenuti dalla deformazione dell'occhiello di garanzia perché si renderebbe troppo specifico il contesto applicativo. Per potersi adattare a più tipi di minuteria metallica verranno adoperati stampi e matrici diversi, per questo si effettuerà una progettazione della macchina forzanti più grandi così come già introdotto nel capitolo '4. Specifiche di progetto'.

Verrà fatta l'analisi strutturale su una forza di schiacciamento di 5000N invece dei 1100N utili per la lavorazione dell'occhiello di garanzia. Con ciò non significa che le prove sperimentali non verranno prese in considerazione anzi, da queste si estrapolerà l'andamento della forzante utile al calcolo delle sollecitazioni interne al meccanismo. In prima approssimazione possiamo ipotizzare che un qualsiasi altro occhiello che verrà deformato reagirà allo stesso modo ma con valori di forza maggiori o minori in funzione della sua geometria e quella del rispettivo stampo.

Bisogna porre attenzione al fatto che la corsa di lavoro della macchina, la distanza tra il punto morto inferiore e quello superiore, rimarrà sempre la stessa così come la quota di deformazione (Figura 3-19), ovvero la corsa di contatto tra punzone e occhiello rimarrà indicativamente la stessa grazie al sistema di regolazione meccanico (vite di regolazione) presente sul basamento della macchina.

6.1 L'attuatore

Nei sistemi automatici con il termine azionamento si intende tutto l'impianto capace di trasmettere la potenza di un attuatore per ottenere un certo effetto utile. Oltre all'attuatore, l'azionamento di una macchina è comprensivo del sistema di controllo e del sistema di trasmissione del moto [35]. In particolare, possiamo dire che l'attuatore ha lo scopo di convertire un'energia entrante in una uscente su un asse mobile. L'energia entrante può differenziarsi in: termica, elettrica, pneumatica o idraulica. Nella progettazione di un azionamento si tiene conto dei parametri di progetto richiesti e della tipologia di attuatore impiegato. Anche il sistema di trasmissione del moto risente di questi due fattori in particolar modo se l'attuatore e l'effetto utile richiesto, è di tipo rotativo o lineare.

Il sistema di controllo possiamo distinguere è un qualsiasi apparato che stabilisce una relazione, tra una grandezza di ingresso (detta "riferimento") ed una grandezza di uscita, che costituisce la grandezza controllata. È necessario adottare questo tipo di sistema per

poter contenere il più possibile gli errori che si possono presentare durante il controllo del processo a causa delle condizioni esterne. Nato come sistema di controllo meccanico, oggi si presenta come controllo digitale con notevoli prestazioni [35].

Nella nostra situazione bisognerà contestualizzare la macchina cercando di capire quali siano i principali campi applicativi e le esigenze di mercato in modo da definire il tipo di attuatore da inserire senza dimenticare l'effetto utile per cui è concepita la macchina: effettuare un'operazione di punzonatura. Successivamente si ragionerà sul tipo di cinematismo adatto alle esigenze fornendo i dati utili alla scelta di un attuatore.

Le tipologie di attuatori comunemente usati nel settore automatico sono quello elettrico e quello pneumatico; ciascuno di essi presenta pregi e difetti. Il primo, l'azionamento pneumatico, ha permesso di semplificare notevolmente l'automazione industriale negli anni grazie al suo buon rapporto peso/potenza, intermedio tra la soluzione idraulica e quella elettrica. Con la sua semplicità e facilità di controllo, soprattutto in presenza di elettrovalvole, permette di ottenere una modesta potenza con velocità di movimento fino a 3m/s e forze variabili dall'alesaggio [35]. Il principale svantaggio sta nel trattamento del fluido di lavoro, l'aria. Nonostante la facilità con cui può essere prelevata dall'ambiente circostante per poi essere compressa, l'aria, che lavora con pressioni prossime ai 6 bar necessita di impianti opportuni e talvolta impegnativi per portare il fluido ai vari utilizzatori. A differenza dei sistemi idraulici non necessita un impianto di ritorno in quanto l'aria ha la possibilità di essere liberata nell'ambiente di lavoro. Nelle strutture in cui l'automazione pneumatica è molto spinta anche questa comodità può presentarsi un problema dato che, per risolvere problemi di corrosione e migliorare il contatto delle parti mobili degli attuatori, vengono inseriti dei fluidi lubrificanti a monte dell'utilizzatore. Nel momento in cui l'aria compressa viene liberata in ambiente queste le particelle di lubrificante si mantengono nebulizzate portando alla formazione di patine oleose sulle superfici, per non parlare della salubrità dell'ambiente di lavoro. Nonostante che l'aria si trovi a lavorare con modeste pressioni l'attuatore pneumatico presenta una buona rigidità ma che in alcuni contesti potrebbe non essere abbastanza. Per lo stesso motivo fissata una certa pressione di alimentazione, l'attuatore riesce ad applicare sempre la stessa forza per svolgere il suo compito senza l'impiego di un particolare controllo esterno [36] [37].



Figura 6-1: esempio di un attuatore pneumatico

Gli attuatori elettrici si possono differenziare in funzione del moto generato in lineari e rotativi. I primi costituiscono l'ultima frontiera della tecnologia, hanno prestazioni molto elevate e permettono di muovere tramite un effetto magnetico una guida lineare. Gli attuatori elettrici rotativi invece sono i classici motori elettrici che sempre per lo stesso principio magnetico riescono a mettere in rotazione un rotore su cui viene calettato un utilizzatore. È molto frequente l'impiego di questa tipologia di dispositivi nel settore dell'automazione per il loro ampio campo di coppia e di potenze [35]. Negli anni ci sono stati innumerevoli aggiornamenti tecnologici che hanno portato ad avere componenti elettronici sempre più compatti e prestanti. La logica di controllo, in continua evoluzione, assieme ai sensori rendono preciso e affidabile il comando. A causa delle proprietà elettriche, un motore elettrico ha un rapporto peso potenza molto alto e necessita il più delle volte di un riduttore prima di esser collegato all'utilizzatore. Il vantaggio di avere un azionamento elettrico sta nella facilità di alimentazione.



Figura 6-2 : esempio di motoriduttore e di motore elettrico

A fronte delle considerazioni fatte sui due tipi di attuatori adottabili per una macchina occhiellatrice, si elencano di seguito le specifiche di progetto a cui si è tenuto conto per la scelta:

- Le principali realtà industriali italiane sono composte di botteghe sempre più prestanti e competitive ma molte volte queste piccole aziende non hanno la predisposizione all'impianto pneumatico.
- L'applicazione degli occhielli di garanzia è abbastanza usata nel settore alimentare. Viene difficile l'applicazione di aria pneumatica in questi ambienti data la necessità di avere un ambiente pulito. Bisogna porre attenzione però a quegli ambienti particolari dove il motore può essere una fonte di innesco basti pensare al trattamento delle farine. In questo caso è molto più sicuro il motore pneumatico.
- Sovente le macchine occhiellatrici sono semiautomatiche e quindi dotate di un comando manuale portando l'operatore a lavorare vicino alla macchina. Con l'impiego del motore elettrico si riducono i disturbi acustici, cosa difficile da fare con l'aria compressa nonostante gli opportuni silenziatori.

- L'architettura della macchina su cui viene installato il cinematismo è di tipo verticale e l'impiego di un attuatore pneumatico in linea porta ad aumentare gli ingombri della macchina. La normale pressione di alimentazione delle reti pneumatiche porta a dover migliorare notevolmente il cilindro pneumatico per poter rispondere alle richieste progettuali richiedendo un alesaggio sopra i 100mm.

L'azionamento pneumatico risulta effettivamente quello più impiegato nelle macchine occhiellatrici odierne, ma dalle analisi sopra riassunte si nota come la scelta di uno piuttosto che l'altro ricada molto sulla tipologia di impiego della macchina. Sono presenti macchine occhiellatrici ad azionamento alternativo ma si presentano come un semplice adattamento di macchine concepite per l'attuatore pneumatico. In conclusione, si svolgerà l'analisi di un sistema di trasmissione che possa esser collegato ad un attuatore di tipo elettrico rotativo che permetta di applicare una certa forza al punzone in modo da deformare dei componenti di minuteria metallica.

6.2 Sistema di trasmissione del moto

La macchina occhiellatrice si presenta con un asse di lavoro lineare e necessita quindi studiare un cinematismo che permetta di ottenere questo tipo di moto collegandolo ad un attuatore rotativo. La logica di lavoro che si viene ad avere nella punzonatura dell'occhiello non è molto diversa da quella di una pressa per imbutitura profonda, cambiano logicamente l'entità delle forze in gioco. Su questa tipologia di macchine vengono sovente inseriti dei cinematismi detti moltiplicatori di forza che, grazie alla loro conformazione, riescono ad aumentare di alcuni ordini di grandezza la forza iniziale [38], viene studiato quindi un cinematismo paragonabile con quello di una pressa. Rimanendo sempre sul semplice, il classico cinematismo biella-manovella ci permette di trasformare un moto rotativo in uno lineare. Oltretutto quando viene raggiunto l'allineamento dei membri si riesce ad applicare una forza molto grande al piede di biella con il minimo sforzo della manovella. A differenza della ginocchiera, introdotta nel paragrafo '3.4 L'attuatore e la trasmissione del moto', il sistema biella-manovella non possiede la stessa dimensione delle due aste che la costituiscono ma anzi uno di essi deve essere in una certa proporzione più lungo per poter permettere all'asta più corta di poter ruotare di 360° attorno a una cerniera. Questo tipo di sistema articolato caratterizzato da un membro rotante viene chiamato manovellismo e di conseguenza 'manovella'. Tutti i membri che invece beccheggiano in un certo campo di angolazioni viene chiamato 'biella'. In particolare, nel caso del sistema 'biella-manovella' si ha un certo rapporto geometrico tra i due elementi che vincola notevolmente la cinematica del sistema [38]. Definendo il rapporto geometrico del cinematismo come

$$\lambda = \frac{R1}{R2}$$

Dalle specifiche di progetto si è definita una certa area di lavoro della macchina per permettere una buona manipolazione dei fogli di materiali su cui applicare gli occhielli. La corsa del cinematismo preso in considerazione e viene definita per sfruttare al meglio gli spazi della macchina e per la necessità di potergli installare degli accessori sull'estremità del punzone. Si assume infine una corsa dell'elemento rettilineo pari a

$$c = 60 \text{ mm}$$

definendo una certa corsa dell'elemento rettilineo, si vincola automaticamente la la dimensione della manovella

$$c = 2 \cdot R1 \quad \rightarrow \quad R1 = \frac{c}{2} = 30 \text{ mm}$$

Per poter definire la biella e quindi la cinematica del sistema bisognerà svolgere lo studio cinematico e dinamico in cui, applicando una certa forzante esterna, si può verificare l'elemento biella al fenomeno di instabilità di carico di punta.

Per il lo studio cinematico del manovellismo è necessario avere informazioni sulla velocità di rotazione. In campi applicativi come l'occhiellatrice viene più facile pensarla come tempo ciclo che, per rispettare le normali esigenze di mercato viene fissato

$$t_c = 1 \text{ s}$$

Da cui si possono ottenere le informazioni di velocità angolare pari a

$$\omega = 6.28 \text{ rad/s}$$

6.2.1 Analisi cinematica

Una particolare tipologia di quadrilateri articolati sono quelli cui almeno una coppia rotoidale presenta un asse improprio ovvero si trasforma in corsoio costretto a scorrere su una superficie ad asse rettilineo detto glifo. I manovellismi ordinari sono quelli che presentano il glifo fisso e il corsoio si trova ad esser dotato di un moto traslatorio rettilineo. Diversa è la condizione dei manovellismi non ordinari dove una delle cerniere mobili si trova a diventare fissa. Nella prima tipologia di manovellismo si riesce a trasformare il moto traslatorio rettilineo in moto rotatorio o viceversa [38].

La catena cinematica è formata quindi da 4 elementi (*Figura 6-3*), il telaio (O), la manovella (R1) e la biella (R2) e il corsoio(B). Gli accoppiamenti che li vincolano sono 2 coppie rotoidali, una fissa e una mobile, assieme ad un corsoio comprendente una coppia rotoidale e una coppia prismatica.

In questo modo, se assegniamo ad ogni elementi i suoi gradi di libertà e sottraiamo i

vincoli degli accoppiamenti otteniamo dalla formula di Grubler i gradi di libertà della catena cinematica.

$$gdl = 3(e - 1) - \sum_i^n (3 - fd)$$

In suddetta formula in termine ‘e’ rappresenta il numero di membri compreso il telaio, ‘n’ sono le tipologie di accoppiamenti cinematici e ‘fd’ il relativo numero di grado di libertà. In un sistema biella manovella il numero di membri è 4 considerando anche il telaio. Per quanto riguarda gli accoppiamenti cinematici sono generalmente di 2 tipi, 3 coppie rotoidali e una coppia prismatica tutte con un grado di libertà. Otteniamo quindi

$$gdl = 3(4 - 1) - 3(3 - 1) - (3 - 1) = 1$$

Un generico sistema biella manovella viene schematizzato in *Figura 6-3* è possibile notare la distinzione tra il movente manovella (verde) e il cedente la biella (blu) con i rispettivi angoli descrittivi chiamati angolo di manovella (θ) e angolo di biella (β).

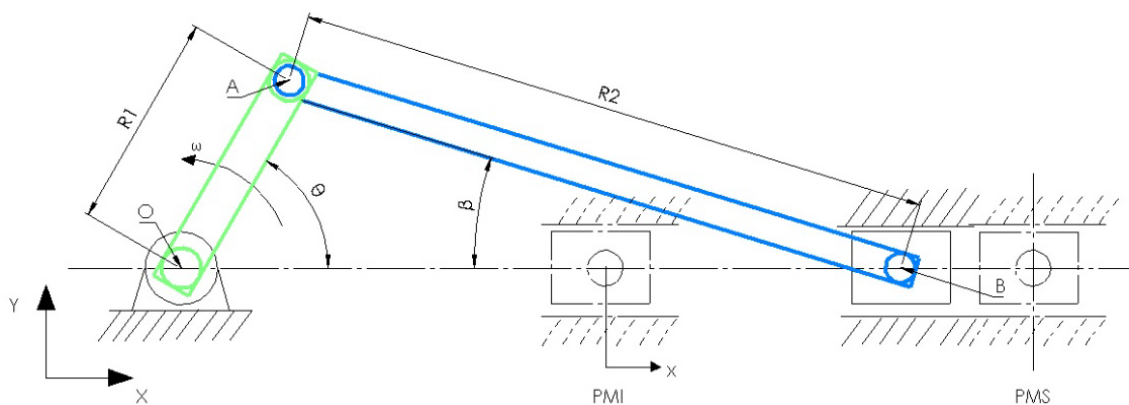


Figura 6-3: schema di un generico sistema biella-manovella

Verrà considerata d’ora in avanti la velocità angolare positiva se ruota in senso antiorario mentre la coordinata lineare ha l’origine nel punto morto di sinistra.

Entrando nella cinematica del sistema, spesso sono richiesti tempi di andata e ritorno del sistema differenti. Con i manovellismi questo è possibile con i manovellismi ordinari devianti dove la cerniera fissa (O) si trova spostata rispetto all’asse rettilineo del corsoio. Nel presente studio ci si concentra maggiormente sulla moltiplicazione della forza adottando quindi un manovellismo ordinario centrato che presenta un tempo di salita uguale a quello di discesa. Con la definizione tempo impiegato ciclo si possiamo anche definire i tempi di andata e ritorno come

$$t_u = t_d = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{t_c}{2} = 0.5 \text{ s}$$

Durante la progettazione del sistema verranno effettuate alcune verifiche dimensionali, tra cui l'angolo di trasmissione e il carico di punta, e il valore di lambda potrebbe subire delle variazioni.

Nel modello matematico si possono unire i nodi del cinematismo con dei vettori rotanti (Figura 5-4) e partendo dall'equazione degli spostamenti e poi derivando si ottengono le informazioni di velocità e accelerazione del bottone di manovella (nodo A) e del piede di biella (nodo B).

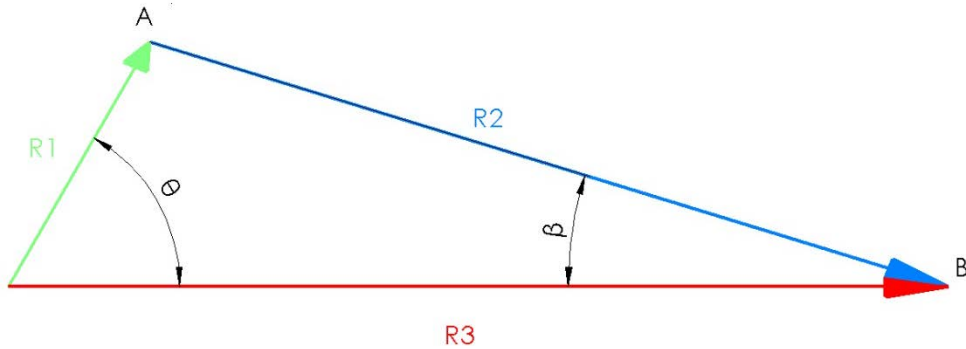


Figura 6-4: schema vettoriale dei cinematismo

Per quanto riguarda gli spostamenti possiamo scrivere

$$\begin{cases} R1 \cdot \cos\theta + R2 \cdot \cos\beta = R3 \\ R1 \cdot \sin\theta - R2 \cdot \sin\beta = 0 \end{cases}$$

Derivando rispetto al tempo si ottiene la velocità

$$\begin{cases} -R1 \cdot \sin\theta \cdot \dot{\theta} - R2 \cdot \sin\beta \cdot \dot{\beta} = \dot{R3} \\ R1 \cdot \cos\theta \cdot \dot{\theta} - R2 \cdot \cos\beta \cdot \dot{\beta} = 0 \end{cases}$$

Derivando ancora rispetto al tempo possiamo ottenere le accelerazioni

$$\begin{cases} -R1 \cdot \sin\theta \cdot \ddot{\theta} - R1 \cdot \cos\theta \cdot \dot{\theta}^2 - R2 \cdot \sin\beta \cdot \ddot{\beta} - R2 \cdot \cos\beta \cdot \dot{\beta}^2 = \ddot{R3} \\ R1 \cdot \cos\theta \cdot \ddot{\theta} - R1 \cdot \sin\theta \cdot \dot{\theta}^2 - R2 \cdot \cos\beta \cdot \ddot{\beta} + R2 \cdot \sin\beta \cdot \dot{\beta}^2 = 0 \end{cases}$$

Dalla risoluzione delle precedenti relazioni possiamo ottenere le informazioni del piede di biella ($R3, \dot{R3}, \ddot{R3}$) e le grandezze angolari della biella ($\beta, \dot{\beta}, \ddot{\beta}$). Si sottolinea il fatto che in questa modellazione il termine dell'accelerazione angolare della manovella ($\ddot{\theta}$) rimarrà nullo in quanto si è fatta l'ipotesi di velocità angolare ($\dot{\theta}$) costante.

Per poter tener conto anche dell'inerzia nello studio dinamico si devono ricavare anche le informazioni delle accelerazioni dei baricentri degli elementi che si trovano fissati secondo le quote 'Gr' e 'Gb' dai rispettivi nodi (Figura 6-5). Le distanze dei centri di massa sono state calcolate dal modello CAD ottenendo

Gr=0 mm
Gb=60 mm

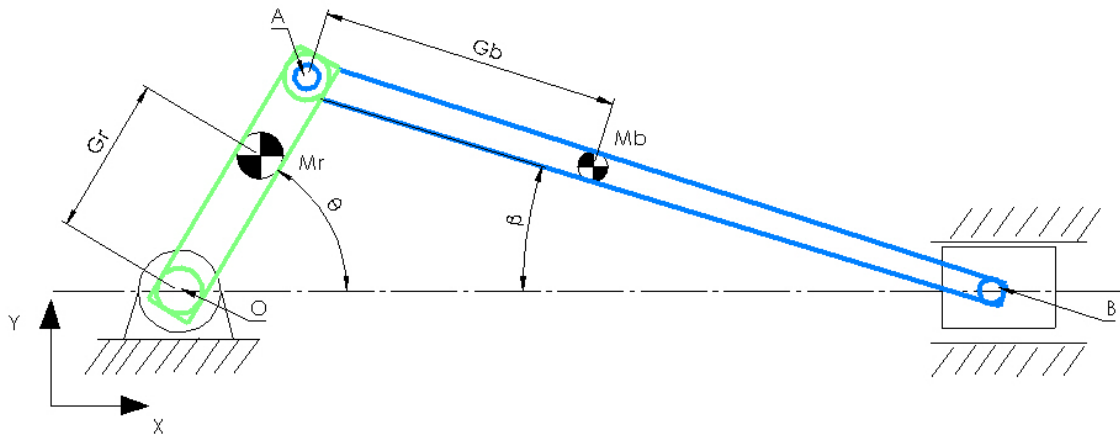


Figura 6-5: distanze delle masse sul cinematismo

Al fine di mostrare quale sia l'influenza della lunghezza di biella sul cinematismo i seguenti grafici introduciamo l'informazione degli spostamenti velocità e accelerazione angolari dell'elemento biella e poi quelle del piede di biella. In Figura 6-6 e Figura 6-7 sono rappresentati gli andamenti delle principali grandezze del cinematismo al variare del rapporto geometrico in modo da trarre le considerazioni utili alla scelta finale della biella. Sulle ascisse si ha l'angolo di manovella compreso tra 0 e 180° per rendere più comprensibili i grafici in quanto, oltre l'angolo piano, il cinematismo si comporta allo stesso modo mostrando andamenti del tutto simmetrici.

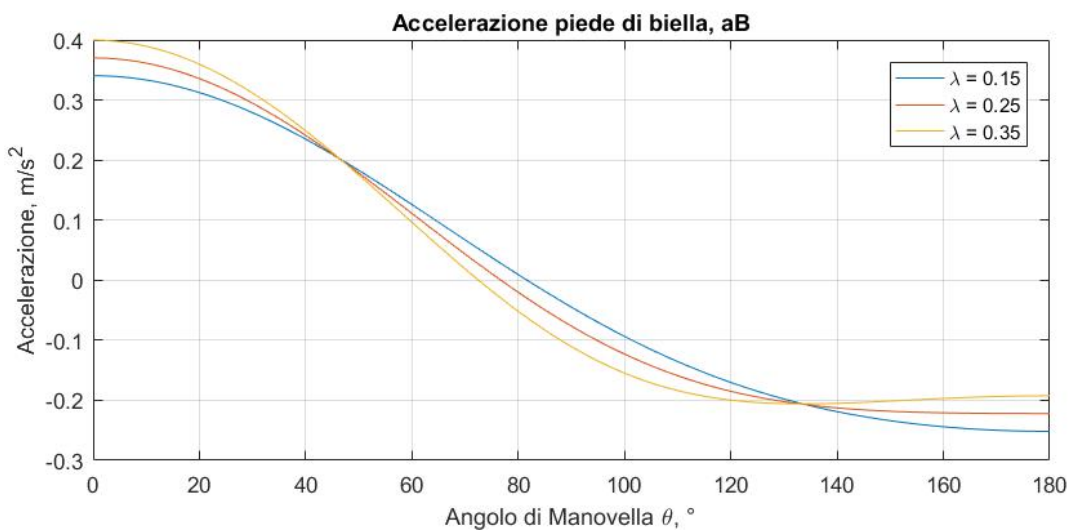
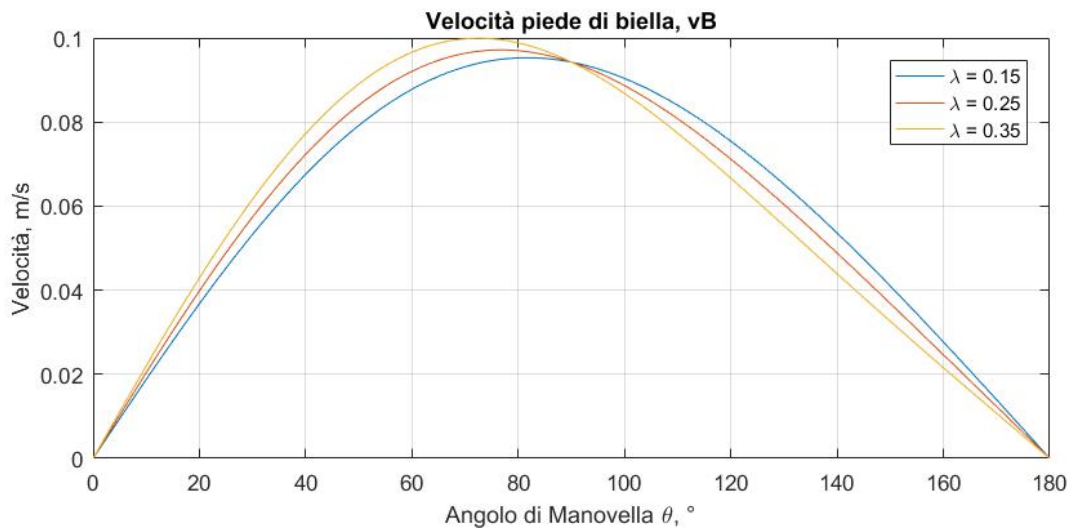
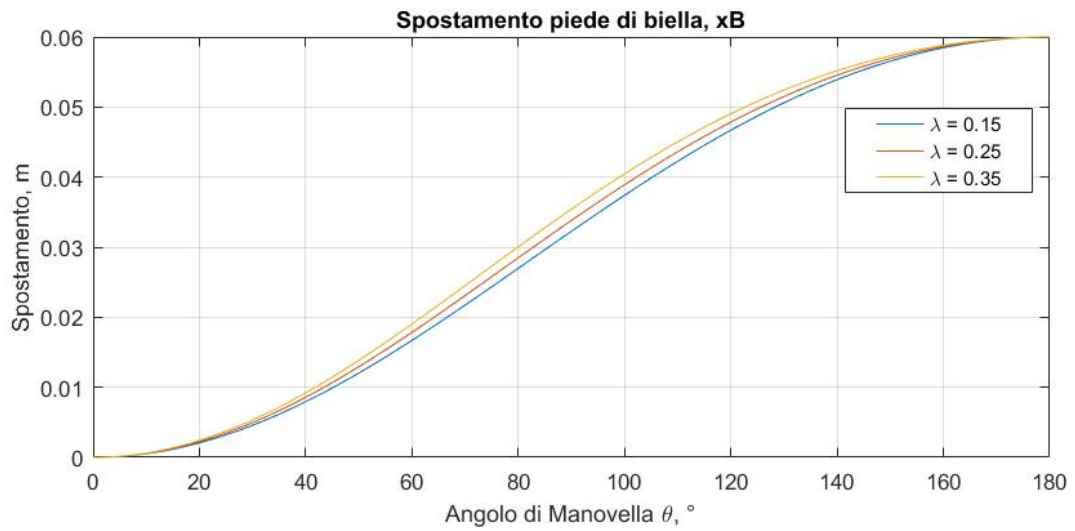


Figura 6-6: variazione delle curve caratteristiche di posizione, velocità e accelerazione di un manovellismo con raggio di manovella pari a $R_1=30\text{mm}$ al variare dei rapporti geometrici (λ)

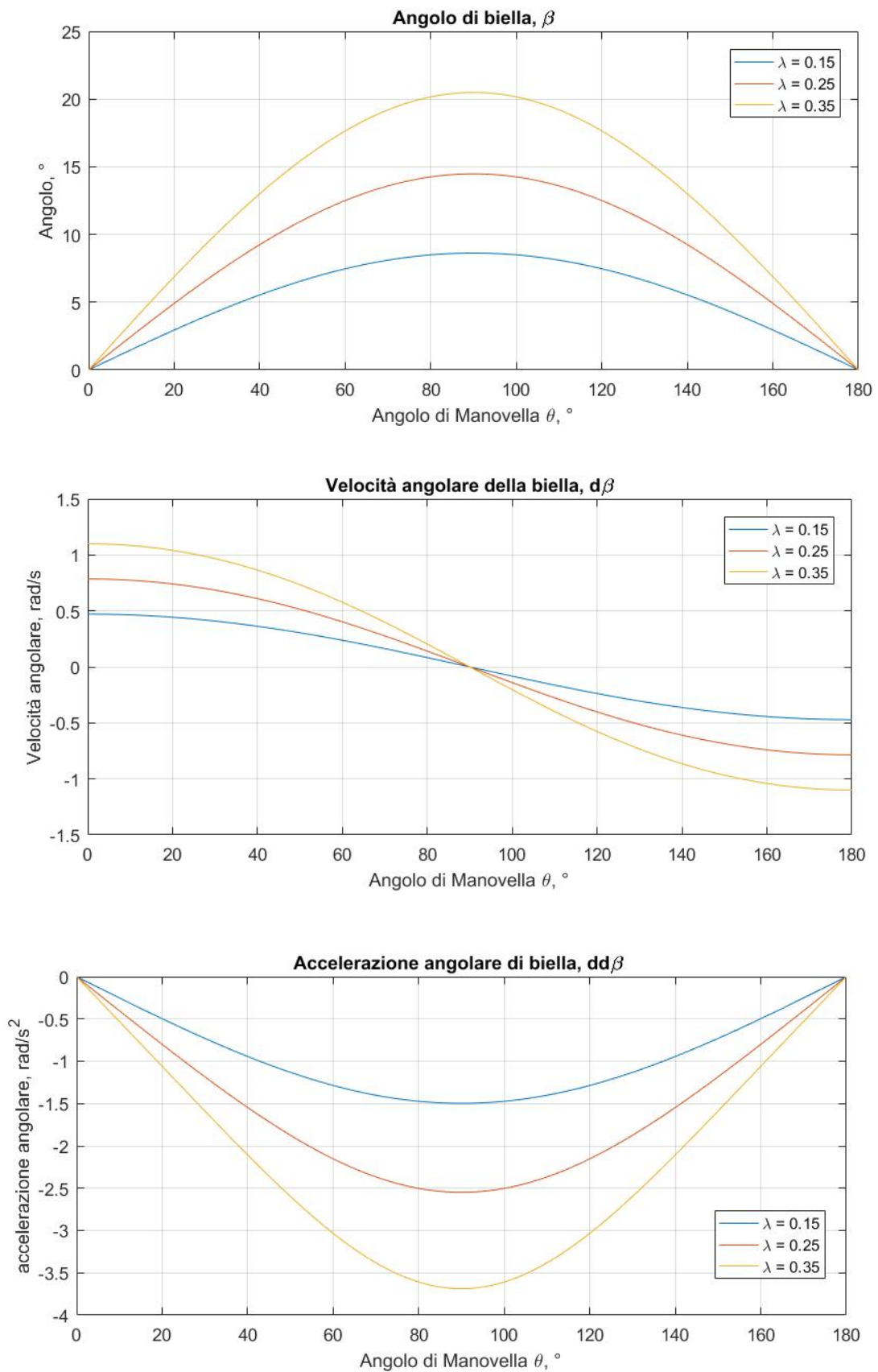


Figura 6-7: variazione delle curve caratteristiche dell'angolo di biella, velocità angolare e accelerazione di di bella per un manovellismo con raggio di manovella pari a $R1=30\text{mm}$ al variare dei rapporti geometrici (λ)

Nelle analisi dei cinematismi è utile fare riferimento a grandezze adimensionali riuscendo così a far risaltare la grandezza studiata nelle variazioni parametriche. Tra queste possiamo definire la forma adimensionale delle alzate (*Figura 6-8*) in cui si diagramma l'andamento dell'alzata adimensionale rispetto ad un tempo adimensionalizzato [38]. La prima viene calcolata dal rapporto dello spostamento del cedente per il suo spostamento massimo

$$Y = \frac{y}{h}$$

Questa grandezza adimensionale rappresenta in modo chiaro il vincolo che si viene ad avere tra l'attuatore e l'effetto utile. Infatti, per poter muovere il punzone di una certa frequenza e quindi di una certa velocità di lavoro necessita capire quali devono essere gli spostamenti del movente indifferentemente dalla tipologia di cinematismo preso in considerazione.

Il diagramma delle alzate viene mostrato in funzione dell'unità temporale adimensionale in modo da rimarcare il tempo di alzata definito come il tempo che intercorre tra due punti in cui la velocità del sistema si annulla.

$$\tau = \frac{t}{t_u}$$

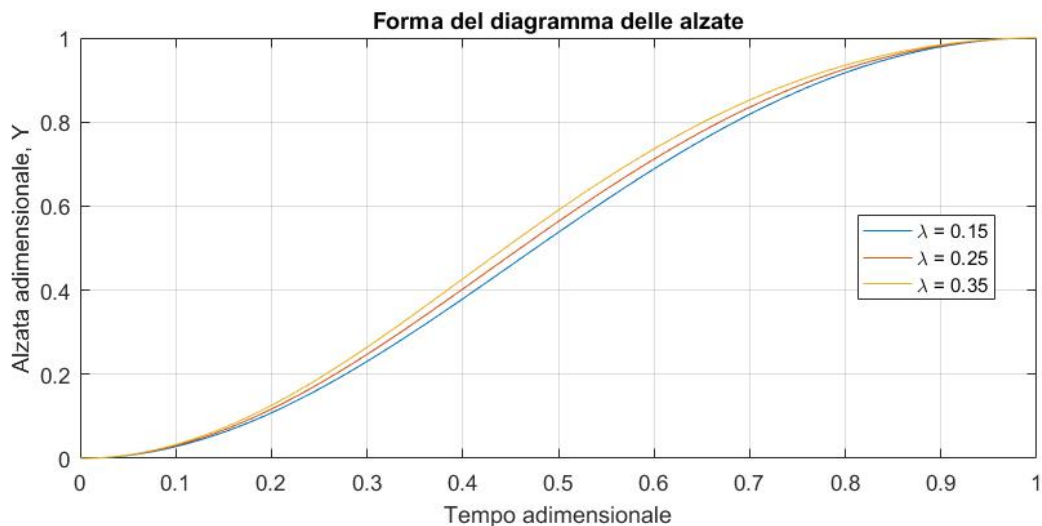


Figura 6-8: Forma del diagramma delle alzate per un cinematismo con raggio di manovella $R1=30\text{mm}$ al variare del rapporto geometrico (λ)

Un altro parametro adimensionale interessante è la forma del diagramma delle velocità (*Figura 6-9*) dove viene confrontata una velocità adimensionale (Y') calcolata come rapporto della velocità temporale del cedente con la velocità media di avanzamento, e il tempo adimensionale (τ). La forma del diagramma delle velocità permette di definire

degli importanti coefficienti descrittivi di quanto il sistema si scosti dalla sua velocità media durante il ciclo, il coefficiente di velocità [38].

$$Y' = \frac{\dot{y}}{h/t_u}$$

È possibile esprimere questa grandezza adimensionale in funzione della velocità geometrica, definita come rapporto della velocità del cedente con quella del movente, sotto altri punti di vista è inteso come rapporto di trasmissione istantaneo del cinematismo.

Si noti che nel seguito della trattazione vengono indicate con l'apice tutte le grandezze in funzione dello spazio mentre con il punto tutte le grandezze differenziate in tempo

$$y' = \frac{\dot{y}}{\omega}$$

Possiamo quindi scrivere la forma del diagramma delle velocità come

$$Y' = \frac{y'}{h/\alpha_u}$$

Dove α_u rappresenta l'angolo di alzata del movente calcolato come

$$\alpha_u = t_u \cdot \omega$$

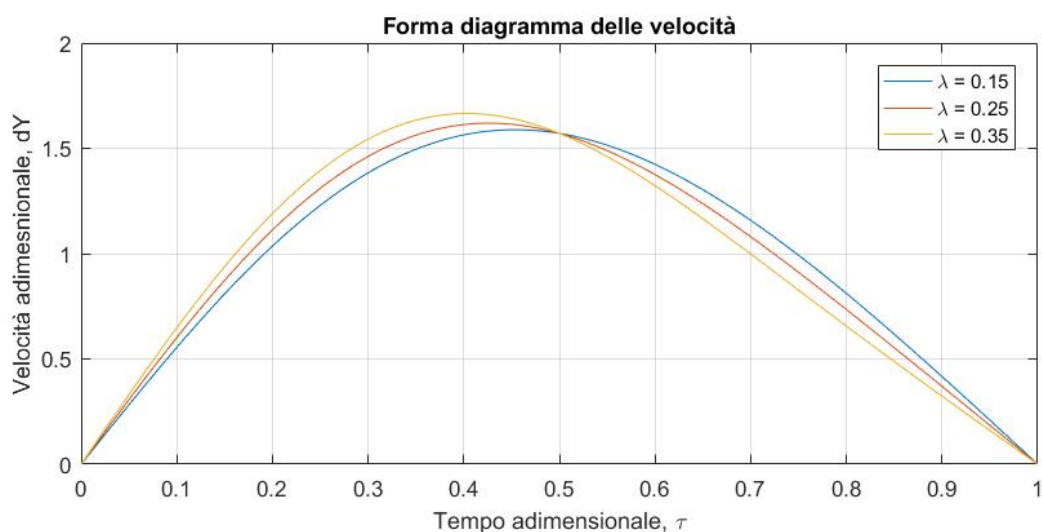


Figura 6-9: Forma del diagramma delle velocità per un cinematismo con raggio di manovella $R_1=30\text{mm}$ al variare del rapporto geometrico (λ)

Da cui possiamo notare i coefficienti di velocità al variare del rapporto geometrico di seguito tabellati

Tabella 6-1: coefficienti di velocità per i differenti rapporti geometrici

Rapporto geometrico, λ	Coefficiente di velocità, c_v
0.15	1.58
0.25	1.62
0.35	1.66

Infine, si definisce l'ultima grandezza adimensionale che ci permette di valutare il cinematisma chiamata accelerazione adimensionale che, diagrammata assieme al tempo adimensionale, ci permette di ottenere la forma del diagramma delle accelerazioni [38] (Figura 6-10). L'accelerazione adimensionale viene calcolata come

$$Y'' = \frac{\ddot{y}}{h/t_u^2}$$

Anche questa grandezza adimensionale si può esprimere rispetto al termine differenziato rispetto alle condizioni del movente chiamato accelerazione geometrico

$$y'' = \frac{\ddot{y}}{\omega^2}$$

Da cui l'accelerazione adimensionale la si può riscrivere come

$$Y'' = \frac{\ddot{y}}{h/\alpha_u^2}$$

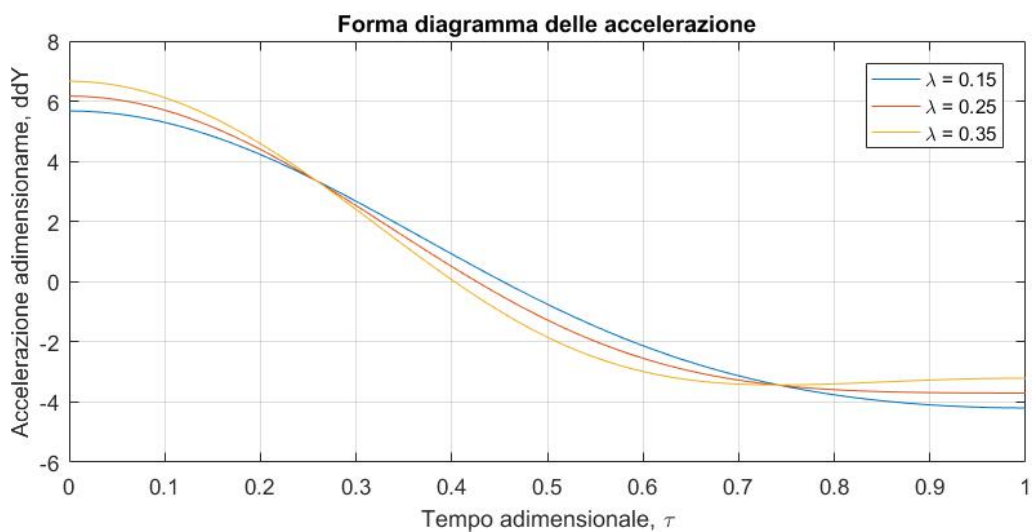


Figura 6-10: Forma del diagramma delle accelerazioni per un cinematisma con raggio di manovella $R_1=30\text{mm}$ al variare del rapporto geometrico (λ)

Tabella 6-2: coefficienti di accelerazione positivi e negativi per i differenti rapporti geometrici

Rapporto geometrico, λ	Coefficiente di accelerazione positivo, c_{a+}	Coefficiente di accelerazione negativo, c_{a-}
0.15	6.66	-4.2
0.25	6.17	-3.7
0.35	5.67	-3.2

Nella Tabella 6-2 sono mostrati i diversi coefficienti di accelerazione, positivi e negativi al variare del rapporto geometrico in modo da valutare l'entità dell'accelerazione, importante poi negli aspetti dinamici del sistema.

È importante notare come per rapporti geometrici minori di $\lambda=0.25$ si inizi ad avere un abbassamento della curva si accelerazione con l'annessa riduzione del coefficiente di accelerazione negativo. Si viene ad avere però un flesso poco prima della condizione di allineamento del cinematismo ($\theta=180^\circ$) in cui possono raggiungere coefficienti di accelerazione negativi più bassi. In prossimità del punto morto superiore invece, aumentano i rapporti geometrici, si ha un aumento del coefficiente di accelerazione. Questo comporta per certe dinamiche l'aumento delle componenti inerziali della catena cinematica con la possibilità di vibrazioni.

Per le nostre applicazioni la frequenza di lavoro non è così rilevante il fenomeno vibrazionale ma è in ogni caso buona norma ridurre il più possibile l'entità delle accelerazioni rendendo il moto più omogeneo possibile. Fissando il rapporto geometrico

$$\lambda=0.25$$

si ottiene un'accelerazione con un 'plateau' abbastanza largo in prossimità del punto morto inferiore del cinematismo. Si può ottenere quindi la dimensione della biella come

$$R2 = \frac{R1}{\lambda} = 120 \text{ mm}$$

Nella trasmissione del moto di sistemi articolati è molto importante la definizione dell'angolo di pressione (φ) o dell'angolo di trasmissione (μ) (Figura 6-11), quest'ultimo rappresentativo della capacità del meccanismo di poter trasmettere il moto. Al diminuire di quest'angolo l'azione della forza generata dal movente (S) diventa via via non idonea al controllo del movimento mentre in condizioni di allineamento l'angolo di trasmissione tende alla quadratura. È proprio questo il motivo per cui si riesce ad applicare una notevole forza con una piccola azione del movente. Risulta però influente in queste condizioni la deformabilità degli elementi e la presenza di giochi nella catena cinematica. È buona prassi contenere l'angolo di trasmissione che in condizioni di minimo (condizioni di quadratura) non deve scendere sotto i 40° - 45° .

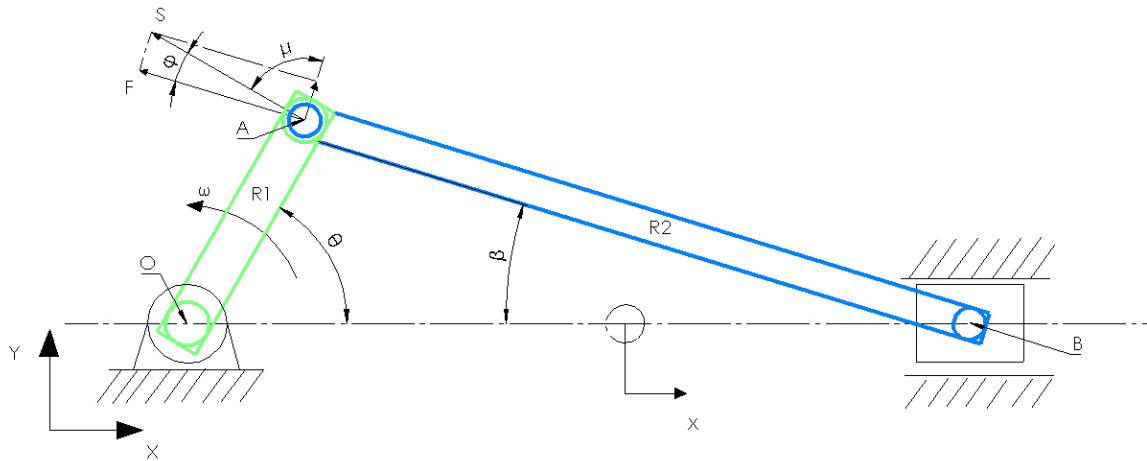


Figura 6-11: rappresentazione dell'angolo di trasmissione e dell'angolo di pressione sul nodo A

Al diminuire del rapporto geometrico si ha una biella più lunga, che consente di aumentare l'angolo di trasmissione minimo (Figura 6-12). Per quanto si possano ottenere vantaggi a livello di trasmissione del moto, con rapporti geometrici corti si vengono ad avere ingombri eccessivi e curve di accelerazione piuttosto pronunciate nei punti morti.

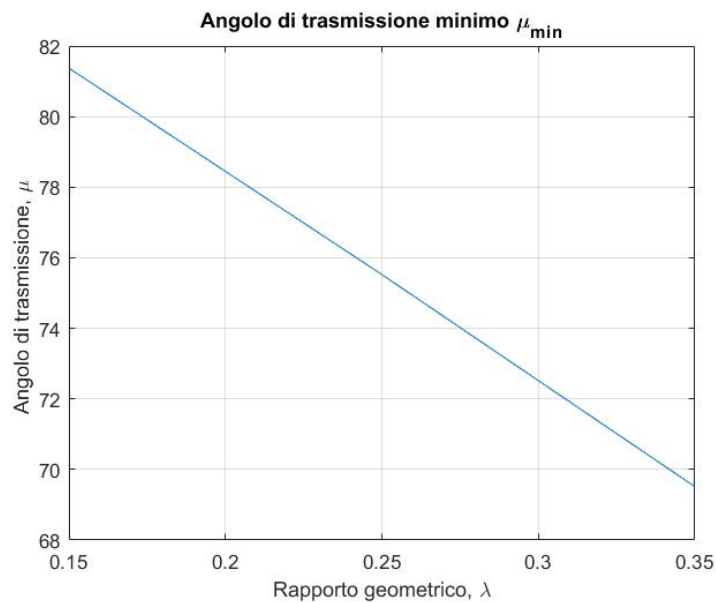


Figura 6-12: andamento dell'angolo di trasmissione al variare del rapporto geometrico di un sistema biella-manovella

6.2.2 Analisi dinamica

Per introdurre l'analisi dinamica del sistema bisogna prima ricavare dalle prove sperimentali una curva caratteristica della deformazione dell'occhiello. Ricordiamo che ai fini dello studio delle sezioni resistenti del cinematismo verrà assunta un forzante molto più grande di quella necessaria alla deformazione dei sigilli di garanzia. Non verrà invece cambiata la corsa di profondità dell'occhiello perché mediamente si mantiene sempre uguale, grazie alla possibilità di regolazione manuale del controstampo in modo da ottenere sempre la deformazione ottimale dell'occhiello. Ai fini del modello, la forzante esterna viene semplificata come una sollecitazione a rampa. Si viene ad avere una buona approssimazione nel tratto in cui le forze in gioco sono più grandi, corrispondente alla zona in cui si vuole far terminare la deformazione del rivetto (*Figura 6-13*).

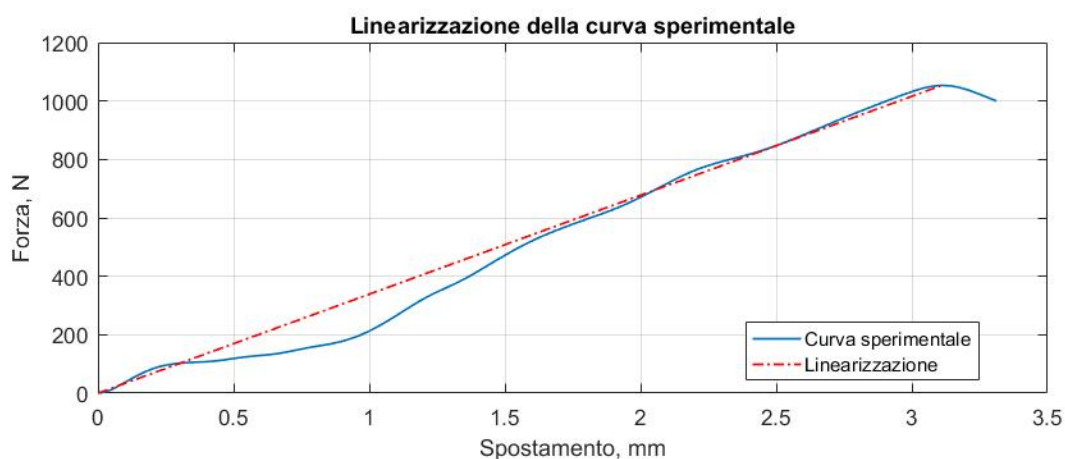


Figura 6-13: approssimazione lineare della curva caratteristica di un sigillo di garanzia di Tipo-9 con velocità di deformazione di 1000mm/min

Dalle prove sperimentali si è ricavata quale sia la quota di deformazione utile alla corretta punzonatura dell'occhiello permettendoci di inserirla all'interno del modello matematico. Dalle spiegazioni fornite nel paragrafo '5.2 *Analisi sperimentali*' un generico occhiello, in funzione della sua geometria e di quella del relativo punzone, necessita di una certa quota di deformazione oltre la quale però si possono avere problemi di schiacciamento del materiale da fissare. Viene usata in ogni caso al forzante con un andamento a rampa perché in questo modo è possibile prendere in considerazione il massimo carico e spostamento necessario alla deformazione dell'occhiello. Nel caso in cui vengano adoperati occhielli di altro tipo si potrà verificare un aumento della forza massima mentre la quota di deformazione si può ipotizzare costante. Viene così replicata la condizione ottenuta dalle prove sperimentali in assenza del collasso plastico assialsimmetrico del gambo dell'occhiello (*Figura 6-13*).

Ricapitolando i parametri di progetto adoperati nel modello possiamo dire:

- Dalla definizione del rapporto geometrico si ha l'informazione della dimensione della biella mentre quella della manovella è vincolata dalle necessità costruttive (*Figura 6-3*).

$$R1=30 \text{ mm}$$

$$R2=120 \text{ mm}$$

- La forzante esterna viene definita dalla necessità di standardizzare la macchina e rispondere a diverse tipologie di mercato

$$F_{\text{ext}}=5000\text{N}$$

- La quota di deformazione dell'occhiello è quella calcolata dalle prove sperimentali, rappresenta il massimo spostamento che bisogna imprimere all'occhiello con un punzone al fine di ottenere una certa altezza finale (*Figura 6-13*). Dipende dalla sezione dell'occhiello, dal suo spessore e dallo stampo adoperato

$$x_{\text{riv}}=3\text{mm}$$

- Le masse degli elementi biella e manovella. Sono stati calcolati dal modello CAD dopo la modellazione della macchina

$$M_r=0.5\text{kg}$$

$$M_b=0.7\text{kg}$$

- Le masse delle attrezzature collegate al punzone si è inserito un valore ipotetico cautelativo di

$$M_s=1\text{kg}$$

- La velocità angolare nella modellazione rimarrà costante nell'ipotesi che il transitorio si mantenga piccolo ed è stata assunta pari a

$$\omega=6.28 \text{ rad/s}$$

A livello pratico la macchina presenterà l'asse di lavoro in posizione verticale e di conseguenza il cinematismo verrà disposto verticalmente come raffigurato in *Figura 6-14*. Si noti che fissato un certo θ_0 di posizione iniziale si riesce a studiare il cinematismo mantenendo θ come angolo di manovella. In ogni caso, per questioni di coerenza con le immagini mostrate sopra, il cinematismo viene analizzato in una configurazione orizzontale tenendo in considerazione del verso della gravità.

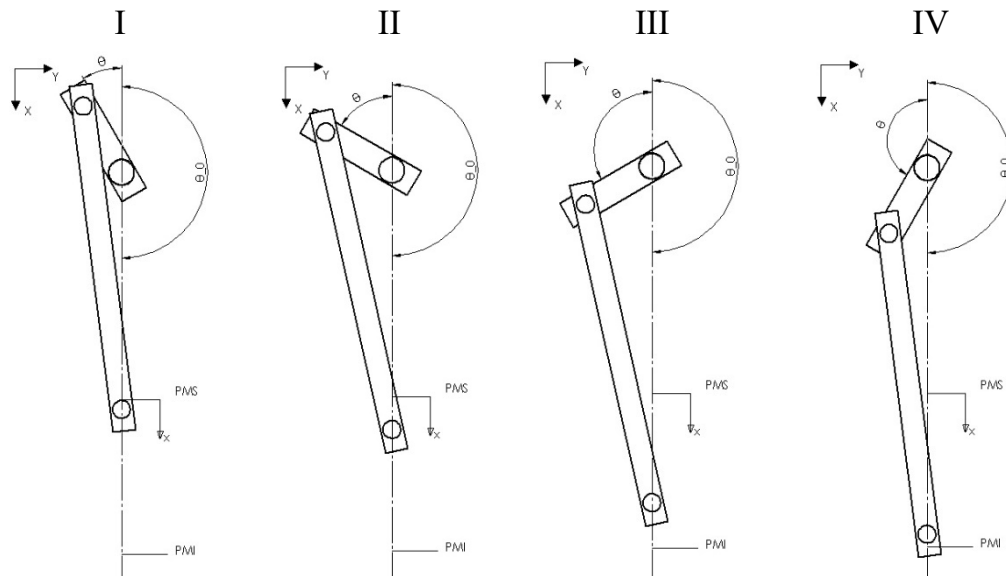


Figura 6-14: posizioni successive del manovellismo con ase del corsoio verticalmente e individuazione dell'angolo di posizionamento iniziale, angolo della manovella e dei punti morti del sistema.

Dal diagramma di corpo libero della biella (Figura 6-15) si possono ottenere le equazioni de equilibrio nelle due direzioni cartesiane e attorno al nodo A [39]

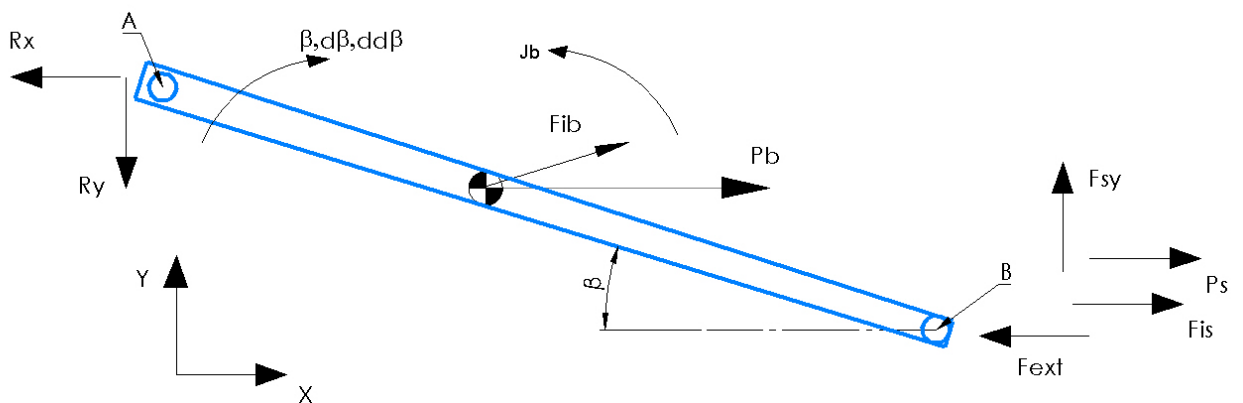


Figura 6-15: diagramma di corpo libero della biella

$$\begin{cases} \rightarrow & F_{sy} - F_{ib_y} - R_y = 0 \\ \uparrow & F_{is} + F_{ib_x} - R_x - F_{ext} + P_b + P_s = 0 \\ A & J_b \cdot \ddot{\beta} + R_2 \cdot (F_{sy} \cdot \cos(\beta) + (F_{is} - F_{ext}) \cdot \sin(\beta)) + G_b \cdot (\sin(\beta) \cdot (F_{ib_x} + P_b + P_s) + F_{ib_y} \cdot \cos(\beta)) = 0 \end{cases}$$

Nel diagramma di corpo libero degli elementi si dovrà tenere in conto anche di una massa attaccata al piede di biella (Ps) e del relativo contributo inerziale (Fis) a causa degli accessori collegati al punzone.

Allo stesso modo per la manovella si può schematizzare il diagramma di corpo libero (Figura 6-16) dove si viene ad avere il contributo della coppia necessaria a dare moto al sistema.

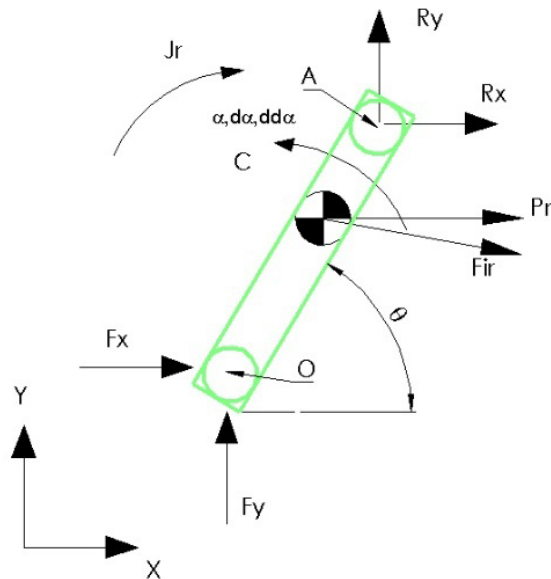


Figura 6-16: diagramma di corpo libero della manovella

Dall'equilibrio nelle due direzioni cartesiane e attorno al nodo O

$$\begin{matrix} \rightarrow \\ \uparrow \\ O \end{matrix} \left\{ \begin{array}{l} Fy - Fir_y + Ry = 0 \\ Fx + Fir_x + Rx + Pr = 0 \\ C - Jr \cdot \ddot{\theta} + R1 \cdot (Ry \cdot \cos\theta + Rx \cdot \sin\theta) - Gr \cdot (\sin\theta \cdot (Fir_x + Pr) + Fir_y \cdot \cos\theta) = 0 \end{array} \right.$$

Le rappresentazioni dei dati ottenuti del modello matematico vengono mostrate mettendo in ascissa sia le coordinate di spostamento del piede di biella (nodo B) che l'angolo di manovella (θ).

Nella rappresentazione della forzante si nota come questa sia di tipo a rampa, per i motivi descritti all'inizio del capitolo, dal punto in cui inizia a toccare l'occhiello (x_{riv}). Nel caso dell'angolo di manovella, la forzante si esprime in modo parabolico. In quanto si ha una particolare relazione tra lo spostamento della manovella e quello lineare del piede di biella, a cui è dipendente l'andamento della forza richiesta dall'occhiello

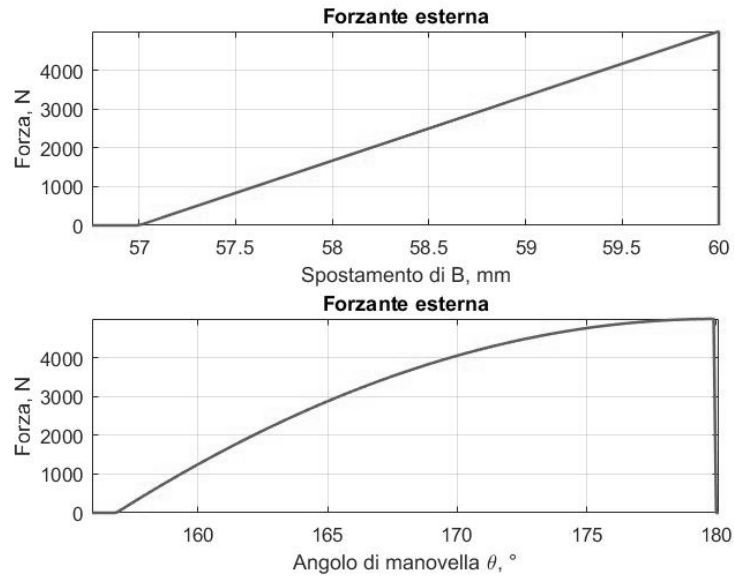


Figura 6-17: rappresentazione della forzante nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

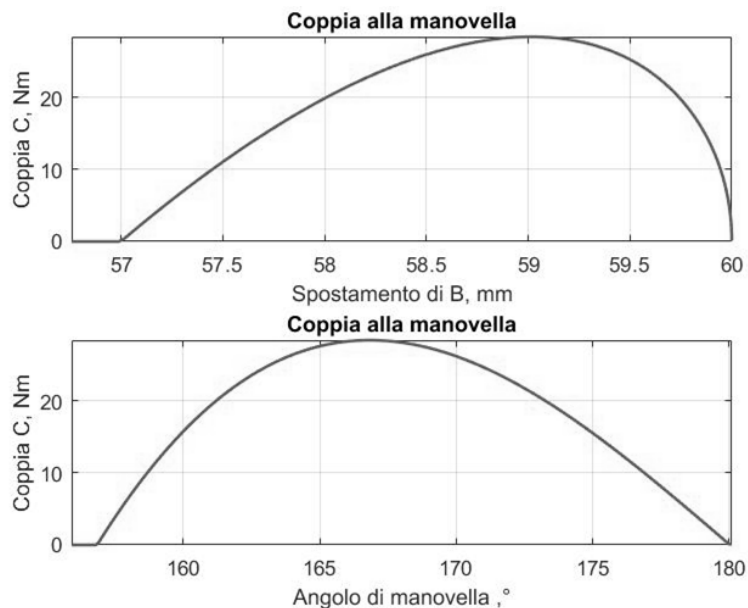


Figura 6-18: : rappresentazione della coppia nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

Anche la coppia risente dell'effetto del cinematismo in particolare si nota come in condizioni di allineamento del manovellismo si viene ad avere una coppia richiesta dal cinematismo pressoché nulla. La coppia massima si presenta nelle condizioni descritte in *Tabella 6-3*

Tabella 6-3: individuazione del punto di coppia massima del sistema

Coppia massima, C_{\max} Nm	Angolo di manovella θ	Posizione del piede di biella, x_B mm
28.5	166.6°	59

Anche la potenza richiesta dall'attuatore avrà l'andamento uguale quello della coppia in quanto la velocità angolare è stata considerata costante. Presentato un massimo nelle condizioni presentate in Tabella 6-4.

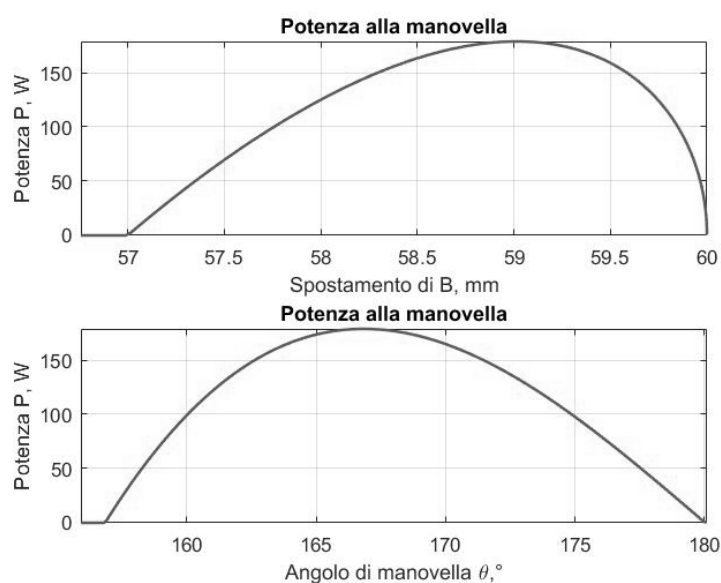


Figura 6-19: rappresentazione della potenza nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

Tabella 6-4: : individuazione del punto di potenza massima del sistema

Potenza massima, P_{\max} W	Angolo di manovella θ	Posizione del piede di biella, x_B mm
179.3	166.6°	59

È interessante sottolineare come la coppia venga influenzata dalla geometria del cinematismo in particolare dagli angoli dei membri. Nella Figura 6-20 viene evidenziato l'andamento della coppia (C_{ad}), dell'angolo di biella (β_{ad}) di quello di manovella (θ_{ad}) e della forzante ($F_{e_{ad}}$), adimensionalizzate rispetto al proprio massimo in modo da evidenziare i singoli contributi. Per comodità anche lo spostamento del piede di biella, è stato adimensionalizzato rispetto al proprio massimo. In questo modo si riesce ad

evidenziare l'influenza della coppia con gli angoli della biella e della manovella quando il sistema tende all'allineamento ($\theta \approx 180^\circ$ e $\beta \approx 0^\circ$). questo effetto si ripercuote poi successivamente sulla richiesta di potenza del sistema che difatti si annulla trascurando l'energia necessaria alla movimentazione delle masse.

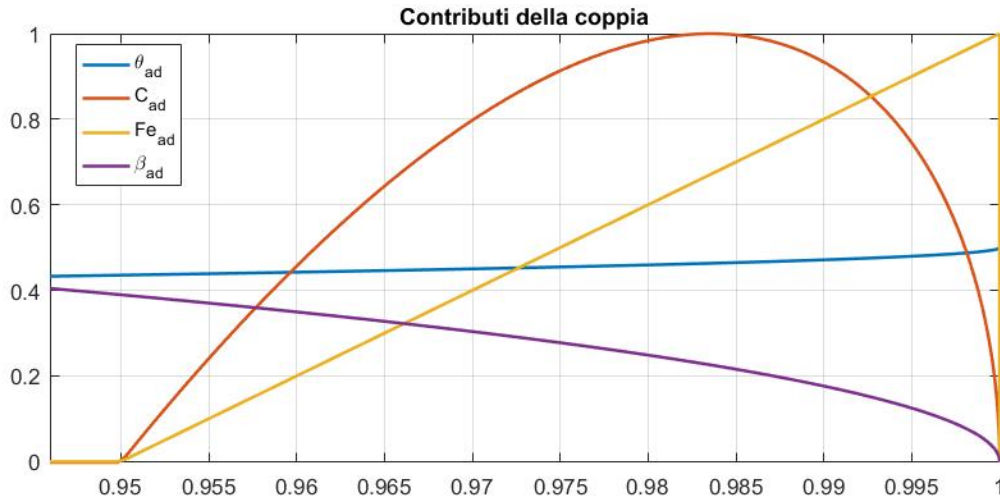


Figura 6-20: diagramma adimensionale che mostra le principali grandezze che influenzano la richiesta di coppia alla manovella del cinematismo

È possibile in fine arrotondare tutti gli attriti secondari dovuti a vari sistemi di supporto quali cuscinetti e bronzine all'interno di un generico rendimento di trasmissione pari a

$$\eta_m = 0.95$$

In questo modo è possibile ottenere la potenza necessaria all'uscita del motoriduttore per l'azionamento del cinematismo. Dalla potenza prima calcolata otteniamo

$$P_{out,r} = 188.7 \text{ W}$$

Da cui possiamo dire che, in condizioni stazionarie, la coppia in uscita dal riduttore è pari a

$$C_{out,r} = 30 \text{ Nm}$$

da queste considerazioni è possibile ricavare le informazioni sul motoriduttore da applicare al sistema in funzione a quelli disponibili in commercio.

6.2.3 Analisi parametrica

Ottenuto il modello matematico del sistema è possibile andare a variare i principali parametri di progetto in modo da vedere come questi si ripercuotono sulla coppia richiesta dal sistema ai fini della deformazione dell'occhiello.

Nell'analisi dell'influenza del rapporto geometrico vengono mantenuti inalterati gli altri parametri di progetto come forzante esterna, velocità di rotazione e quota di deformazione dell'occhiello. Anche la dimensione della manovella (R1) si manterrà costante e si avrà la sola variazione della dimensione della biella (R2). Non è sbagliato considerare che la quota di deformazione (x_{riv}) rimanga invariata perché, per una vasta gamma di componenti di minuteria metallica, viene variata l'altezza del controstampo e lo si vede da *Figura 6-21* nella rappresentazione rispetto allo spostamento di biella. Il fatto di avere un rapporto geometrico differente incide sulla costruzione della macchina (si verrà ad avere una biella più corta con λ più grandi) e sulla dinamica del cinematismo come è stato introdotto nel capitolo precedente. Con la variazione della dimensione della biella cambiano gli angoli della manovella a parità di quota di contatto dell'occhiello.

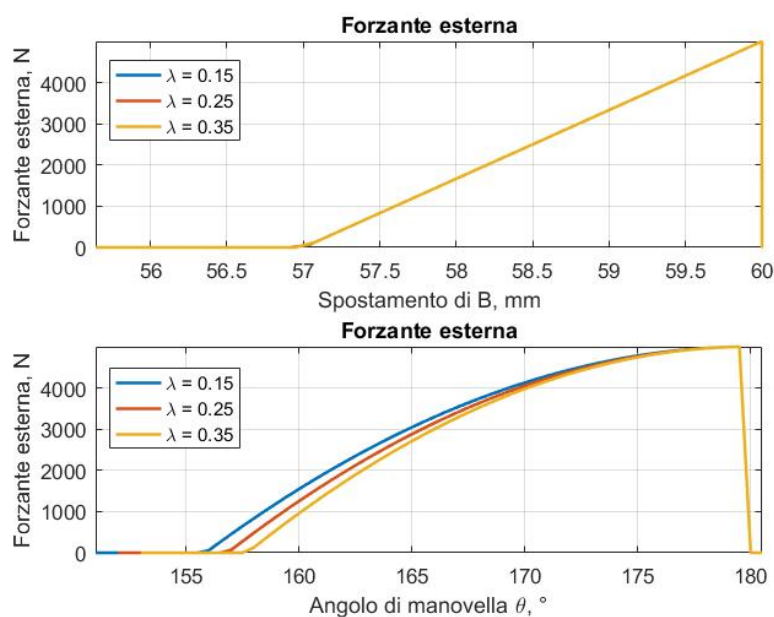


Figura 6-21: influenza del rapporto geometrico sulla forzante nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

Con il crescere del rapporto geometrico diminuisce l'angolo avvicinandosi di più alla condizione di allineamento. In *Tabella 6-5* sono presentati gli angoli di manovella al variare del rapporto geometrico.

Tabella 6-5: variazione dell'angolo di manovella con il rapporto geometrico

Rapporto geometrico, λ	Angolo di manovella, θ
0.15	155.5°
0.25	156.5°
0.35	157.5°

Con l'aumento del rapporto geometrico si viene ad avere anche una riduzione dell'angolo di trasmissione. Questo fatto si ripercuote nella trasmissione del moto richiedendo una coppia maggiore alla manovella per poter ottenere un certo effetto utile al piede della biella (*Figura 6-22* in alto). Diversa è l'influenza sul piede di biella dove la coppia massima si presenterà sempre allo stesso punto (*Figura 6-22* in alto). Nonostante la coppia massima ci si avvicini ad angoli prossimi all'allineamento del manovellismo si viene ad avere un aumento della coppia massima.

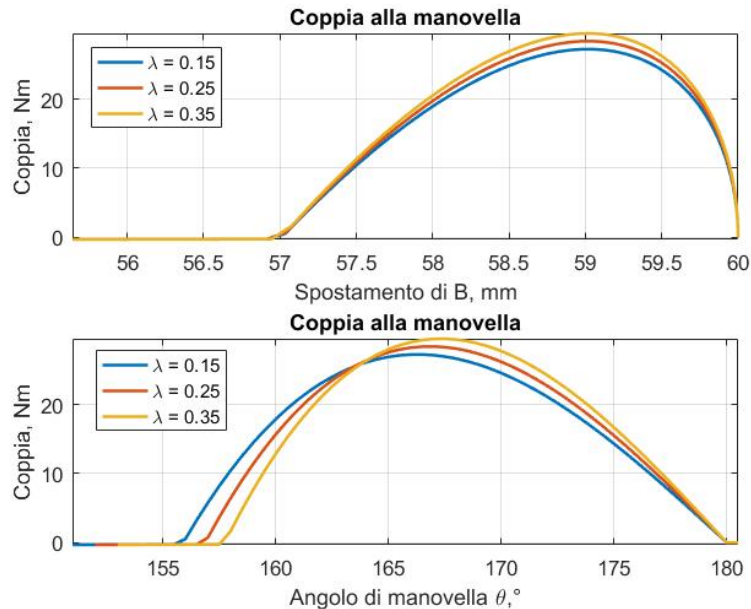


Figura 6-22: influenza del rapporto geometrico sulla coppia nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

Per gli stessi motivi descritti nell'andamento della coppia si viene ad avere la stessa influenza sulla potenza richiesta dal sistema nell'ipotesi che la velocità angolare si mantenga costante.

Tabella 6-6: variazione della coppia massima e dell'angolo di manovella in cui questa viene richiesta, al variare del rapporto geometrico

Rapporto geometrico λ	Angolo di manovella θ	Coppia massima, C_{max} Nm
0.15	166.5°	27.24
0.25	167°	28.4
0.35	167.5°	29.52

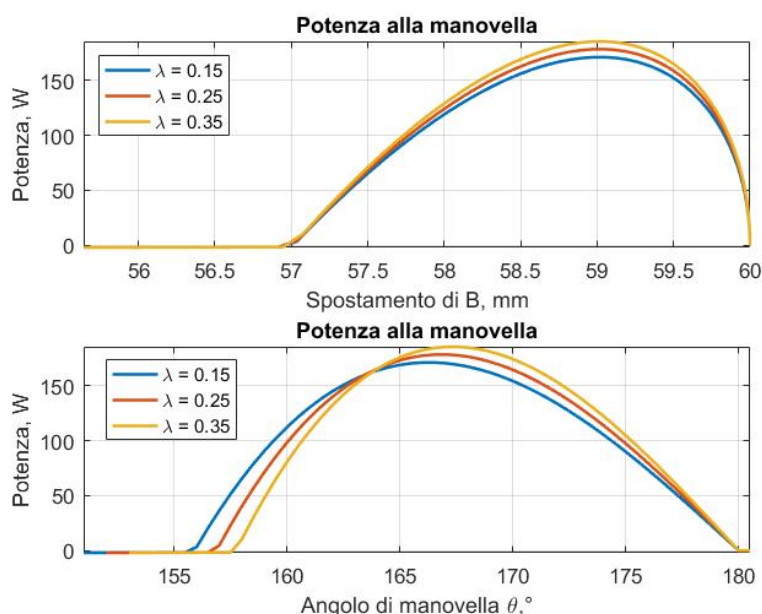


Figura 6-23 influenza del rapporto geometrico sulla potenza nell'ultima parte della corsa del piede di biella in funzione della coordinata lineare (sopra) e dell'angolo di manovella (sotto)

Tabella 6-7: variazione della potenza massima e dell'angolo di manovella in cui questa viene richiesta, al variare del rapporto geometrico

Rapporto geometrico λ	Angolo di manovella θ	Coppia massima, C_{max} Nm
0.15	166.5°	171.2
0.25	167°	178.5
0.35	167.5°	185.5

Date le frequenze di lavoro (e quindi la velocità angolare del sistema), gli ingombri del cinematismo e dell'attuatore elettrico con annesso sistema di riduzione si preferisce contenere leggermente il rapporto geometrico senza però esagerare perché si avrebbero ingombri verticali del cinematismo troppo grandi. Si può confermare quindi che un rapporto geometrico di $\lambda=0.25$ si adatta bene alle nostre esigenze.

6.2.4 Analisi strutturale

Note le forze che agiscono sul sistema è possibile fare un calcolo delle sezioni resistenti utili per un primo dimensionamento dei componenti. Ci concentreremo maggiormente sul manovellismo tralasciando quello che potrebbe essere il dimensionamento del telaio della macchina.

Da come verrà mostrato, durante il moto si presenta una sollecitazione via via crescente fino ad arrivare all'allineamento del manovellismo in cui gli organi di collegamento si troveranno sollecitati a compressione. Lo studio delle sezioni resistenti verrà fatto logicamente per la forza massima applicabile dalla macchina (5000N).

Lo scopo dello studio dell'elaborato è proprio quello di cambiare il classico azionamento pneumatico con uno elettrico accompagnato da un opportuno apparato di riduzione. Per poter contenere gli spazi della testa della macchina non è possibile inserire il motoriduttore in linea con l'asse della manovella. Verrà utilizzato un rinvio di ruote dentate che ci permettono di posizionare posteriormente il motoriduttore e collegandolo al manovellismo.

Viene assunto come materiale degli organi di trasmissione un acciaio al carbonio C45 con le seguenti proprietà caratteristiche meccaniche [40]

$$R_m = 750-1050 \text{ N/mm}^2 \quad R_{p0.2} = 500 \text{ N/mm}^2$$

Assumendo un coefficiente di sicurezza pari a

$$CS = 2.5$$

Da cui possiamo definire la tensione normale ammissibile e quella tangenziale

$$\sigma_{ams} = \frac{R_{p0.2}}{CS} = 200 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{ams} = \frac{\sigma_{ams}}{\sqrt{3}} = 115,5 \text{ Mpa}$$

Le sezioni resistenti sono state tutte calcolate secondo le ipotesi di Tresca supponendo che queste abbiano una sezione circolare. Possiamo così determinare un'area oltre la quale verrà dimensionato il componente [41] [42].

Dall'ipotesi di Tresca possiamo dire che

$$\sqrt{\sigma + 3 \cdot \tau} \leq \sigma_{ams}$$

Dove, ipotizzando una sezione circolare, possiamo definire la generica tensione tangenziale come somma dei contributi delle sollecitazioni di taglio e di momento torcente

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{3 \cdot \pi \cdot d^2} + \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3}$$

Mentre per quanto riguarda le tensioni normali generiche le possiamo definire come somma dei contributi delle sollecitazioni di sforzo normale e flettente

$$\sigma = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} + \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2}$$

I grafici che seguono sono rappresentativi dell'intorno al punto morto inferiore del cinematismo dove le sollecitazioni risultano essere molto più cospicue ed inoltre i dati sono stati adimensionalizzati rispetto al loro massimo valore (T_{ad} , N_{ad} , M_{fad} , M_{tad}) in modo da far risaltare l'influenza della sollecitazione sulla dimensione del diametro di nocciolo (Φ_{ad}). Dal dato ottenuto si farà un opportuno arrotondamento in modo da standardizzare le misure.

La sezione resistente di tutti i perni di collegamento che sono installati sul manovellismo, risulta essere sollecitata prettamente a taglio (*Figura 6-24*) che assume valore massimo pari

$$T_{max}=5000N$$

Per cui il diametro di nocciolo del perno di collegamento risulta essere

$$\phi_p = 8.57 \text{ mm} \rightarrow 9 \text{ mm}$$

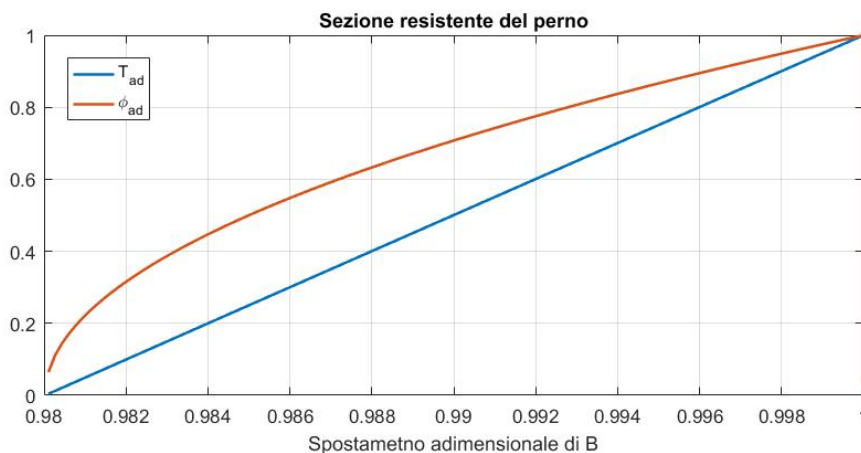


Figura 6-24: andamento della dimensione della sezione resistente dei perni di giunzione

Per quanto riguarda la cerniera fissa della manovella invece (nodo O) non si può considerare solo la sollecitazione a taglio, ma bisogna valutare anche l'influenza del momento torcente. Si presenterà una condizione in cui le sollecitazioni non sono contemporanee ma si ha una diversa influenza delle due sollecitazioni di sforzo di taglio e momento torcente. Da *Figura 6-25* è possibile notare l'influenza del momento torcente sul diametro di progetto sia molto più grande rispetto alla sollecitazione di taglio. Dal modello matematico si ottiene un momento torcente massimo pari

$$M_{t_{max}} = 28.5 \text{ Nm}$$

mentre il valore massimo di taglio

$$T_{max} = 5000 \text{ N}$$

Il diametro di nocciolo dell'albero di trasmissione risulta essere

$$\phi_{alb} = 11.13 \text{ mm} \rightarrow 12 \text{ mm}$$

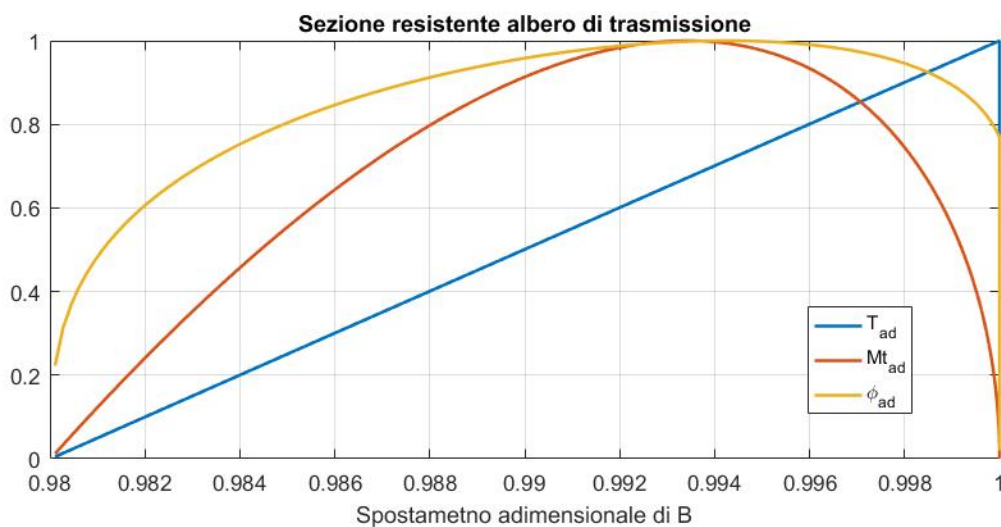


Figura 6-25: andamento della dimensione della sezione resistente dell'albero di trasmissione

La biella e la manovella presenteranno anche loro un'influenza differente delle diverse sollecitazioni. Nel caso di quest'ultima si viene ad avere un contributo rilevante del momento flettente legato alla coppia di trasmissione del moto. Lo sforzo normale diventa nettamente più rilevante nelle condizioni di allineamento mentre lo sforzo di taglio presenta lo stesso andamento del momento flettente e risultano per cui sovrapposte le due curve.

Con un momento flettente massimo pari

$$M_{f_{\max}} = 28.5 \text{ Nm}$$

E una sollecitazione a normale massima pari

$$N_{\max} = 5000 \text{ N}$$

e uno di taglio massimo

$$T_{\max} = 0.3 \text{ N}$$

Si ottiene un diametro di nocciolo della manovella di

$$\phi_{man} = 11.96 \text{ mm} \rightarrow 12 \text{ mm}$$

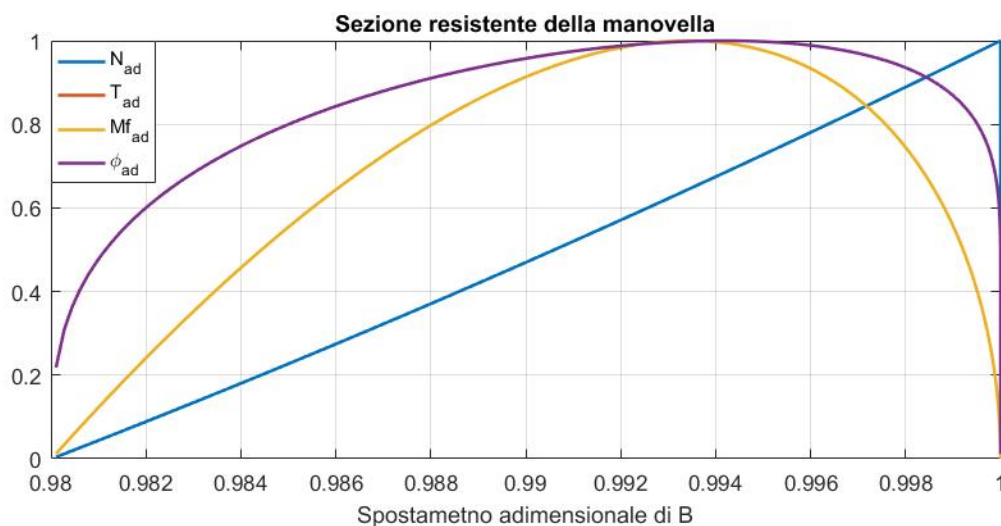


Figura 6-26: andamento della dimensione della sezione resistente della manovella

In fine per l'elemento biella le sollecitazioni più rilevanti risultano essere quelle di sforzo normale in prossimità dell'allineamento del manovellismo. Anche in questo caso l'andamento dello sforzo di taglio risulta essere lo stesso di quello del momento flettente sovrapponendo le due curve.

$$M_{f_{\max}} = 0.036 \text{ Nm}$$

Un valore molto basso così come il valore del taglio

$$T_{\max} = 0.3 \text{ N}$$

mentre la sollecitazione normale è pari a

$$N_{\max} = 5000 \text{ N}$$

Il diametro di nocciolo della biella risulta essere per cui

$$\phi_{biella} = 5.88 \text{ mm} \rightarrow 6 \text{ mm}$$

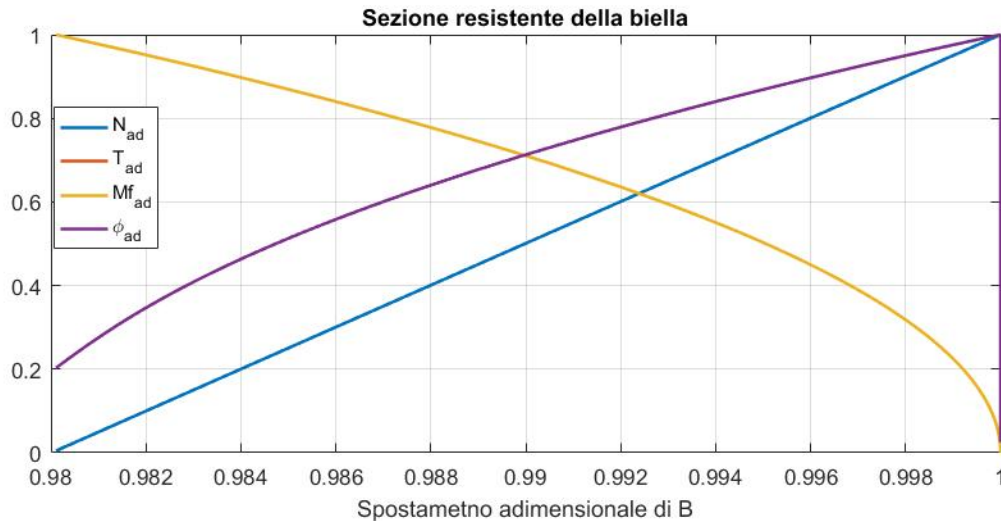


Figura 6-27: andamento della dimensione della sezione resistente della biella

Questi dimensionamenti sono stati condotti con un certo coefficiente di sicurezza ma questo non assicura che la deformazione elastica degli elementi che in questo caso, per rendere il movimento del cedente più coerente possibile con le richieste di progetto, si faranno opportuni sovradimensionamenti anche per rendere costruttivamente realizzabile la macchina. Per quanto riguarda il diametro di nocciolo della biella non è possibile pensare di aver un corpo molto più piccolo del diametro del perno di collegamento. Viene quindi assunta in ogni caso una sezione resistente della manovella pari a quella del perno.

Da queste basi si verificherà l'instabilità al carico di punta del sistema. La forza agente raggiunge il suo massimo in condizioni di allineamento e la biella, essendo l'elemento più snello, potrebbe collassare per instabilità. Dalla formula di Eulero possiamo ottenere una dimensione minima di lunghezza di e diametro del nocciolo necessaria ad evitare questo fenomeno.

La formulazione di Eulero sviluppata esplicitando il momento di inerzia della sezione circolare diventa

$$N_{cr} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot d^4}{64 \cdot L_0^2}$$

si introduce la definizione di lunghezza equivalente che, nel caso di un elemento incernierato ad entrambi gli estremi viene definita come

$$L_0 = L = R2$$

Dove 'L' è la distanza tra le due cerniere della biella.

È possibile fare due tipi di verifiche, una della lunghezza critica della biella e l'altra della sezione critica. Nel primo caso otteniamo

$$L_{cr} = 155.9 \text{ mm}$$

che viene verificato in quanto la lunghezza della biella adoperata nel progetto è minore ($R2=120 \text{ mm}$), mentre per quanto riguarda la sezione critica si ottiene

$$\phi_{cr} = 5.1 \text{ mm}$$

Che risulta in ogni caso verificato in quanto la sezione resistente della biella sarà sicuramente più grande di questo valore per i motivi prima descritti.

6.3 Considerazioni sul sistema di controllo dell'occhiello

Dalle applicazioni delle macchine occhiellatrici si possono distinguere due tipi di materiali su cui fare il fissaggio: rigido (come ad esempio plastiche logicamente con preforo se troppo dure) o teneri (come pellame, tessuti o carta). In funzione del materiale e della funzione dell'occhiello vengono distinti rispettivamente due possibili tipologie di controllo della deformazione dell'occhiello.

Nel caso di fissaggi su materiali rigidi si ha la necessità di non superare una certa quota di fissaggio dell'occhiello (L_f di *Figura 5-27*) in modo da non andare ad intaccare il foglio di materiale su cui fare il fissaggio. Necessita quindi un controllo sull'altezza dell'occhiello concesso dal classico posizionamento meccanico del contro stampo inferiore largamente introdotto nel paragrafo '3.3 Matrici e controstampi'.

Nel secondo caso invece, per fissaggi su materiali più morbidi, potrebbe non esser necessario rispettare una certa quota di fissaggio ma anzi si vuole che l'occhiello presenti una buona bordatura del foro senza difetti evitando così che si possa rimuovere facilmente l'occhiello. Per evitare il fenomeno del collasso plastico necessita che l'occhiello non venga schiacciato con forze troppo grandi.

Si vengono ad avere quindi due possibili logiche:

- Controllo del controstampo: rende la macchina molto semplice, per questo risulta essere il più usato, ma fortemente vincolata dall'architettura costruttiva e dalle fasi di pre-setting affidate a semplici sistemi a vite. Una macchina di questo tipo quindi necessita di varie prove iniziali su occhielli per verificarne la corretta deformazione e la successiva correzione del controstampo. Per quanto semplice possa essere la logica e la regolazione viene complicata dalla moltitudine di tipologie di matrici e controstampi che possono esser installati e dall'altrettanta vasta gamma di minuteria metallica che si può lavorare.
- Controllo in forza: necessita avviare campagne di studi su prove sperimentali per determinare i carichi di collasso plastico in modo da strutturare un 'database' con cui la scheda elettronica possa poter confrontare i dati ottenuti e in aggiunta, reso molto impegnativo dalla vasta gamma di prodotti di minuteria metallica. A livello elettronico risulta molto più complesso il controllo perché necessita appesantire i costi della macchina con sensori per il controllo in tempo reale della forza applicata dal punzone. Si può in alternativa pensare di inserire un elemento cedevole sull'asse di lavoro del macchina che, superato un certo carico inizi a spostarsi in modo da non trasmettere più lo sforzo all'occhiello quando viene raggiunto il punto morto inferiore della macchina.

Sia una logica che l'altra introducono vantaggi e svantaggi nella deformazione dell'occhiello. Con il controllo in posizione non si viene ad avere una verifica del collasso dell'occhiello mentre con il controllo forza si presenta l'eventualità di perdere la verifica sulla dimensione finale dell'occhiello. Dalla combinazione delle due logiche è possibile legare le due grandezze di controllo ottenendo una macchina molto più prestante rispetto a quelle attualmente in commercio.

Si vuole in questo paragrafo introdurre ad un possibile meccanismo di controllo da inserire in parallelo a quello già presente potenziando l'efficienza della deformazione dell'occhiello. Confermata la stretta dipendenza dello stampo sulla deformazione dell'occhiello, si considera di adoperare d'ora in poi un'opportuna geometria adatta alla della tipologia di occhiello che si vuole lavorare. Di conseguenza la sola variabile che si introduce nella deformazione dell'occhiello diviene la quota di deformazione dell'occhiello e la forza applicata su di esso.

L'organo mobile della macchina è concepito per potersi spostare in un range fisso definendo quelli che sono il punto morto inferiore e quello superiore. In funzione del sistema di azionamento impiegato nella macchina occhiellatrice (sia esso elettrico o pneumatico) si avrà una certa corsa di lavoro per poter ottenere il miglior effetto moltiplicativo della forza, dettata dal punto morto del sistema di trasmissione.

Viene difficile poter controllare questa grandezza a monte del sistema di trasmissione e necessita quindi un sistema di controllo della forza che lavori in modo a sé stante e che,

superata una certa soglia, riduca in qualche modo l'influenza del punzone sull'occhiello. Inoltre, si vuole cercare di mantenere semplice ed economica la macchina riducendo al minimo indispensabile l'inserimento di sensori che nonostante i vantaggi che possono portare renderebbero troppo costoso il prodotto finale.

Tramite l'interposizione di una molla tra il basamento e l'occhiello si consente il controllo della forza agente sull'asse di lavoro della macchina. Questo sistema meccanico si troverà posizionato sull'incudine della macchina (basamento) in modo da non appesantire il sistema di trasmissione del moto posto sulla testa. Si riesce in questo modo a svincolare lo spostamento del punzone e la relativa forza applicata sull'occhiello andando a scaricare lo sforzo sulla molla in funzione del suo precarico.

Dato il range di forza massima raggiungibile dalla macchina necessita un opportuno analisi della molla inoltre viene utile la possibilità di inserire un precarico per poter cambiare la forza di reazione al punzone adattandosi al tipo di occhiello lavorato. Questo particolare aspetto permette di prevenire anche possibili situazioni di impuntamento nel caso in cui sia stata fatta una cattiva predisposizione delle quote di controllo. Bisogna sottolineare però che per quanto si possano presentare vantaggi a livello operativo necessita in ogni caso effettuare alcune prove iniziali sui rivetti in modo da andar a definire la giusta combinazione tra altezza del controstampo e quella che sarà la quota di cedimento del sistema molla.

Dalle caratteristiche proprie possiamo individuare quali possono essere le molle che presentano una caratteristica più adatta alle proprie esigenze ricadendo sulle molle ad elica cilindrica (*Figura 6-31*) e quelle a tazza (*Figura 6-28*).

La caratteristica forza-spostamento di queste ultime si presenta non lineare e grazie al raggiungimento della loro configurazione piatta è possibile progettare un sistema che ad un dato spostamento riduca alla forza di reazione. Si nota facilmente da *Figura 6-29* che in funzione della geometria della molla (*Figura 6-28*) si riesce ad evidenziare il tratto il tratto di reazione decrescente della molla con un rapporto 'h/t' maggiore di 1.4. Le molle a tazza si presentano molto compatte e riducono notevolmente gli ingombri a parità di forza di reazione, rispetto ad altre tipologie di molla, non richiedendo per cui alcun tipo di rinvio del moto.

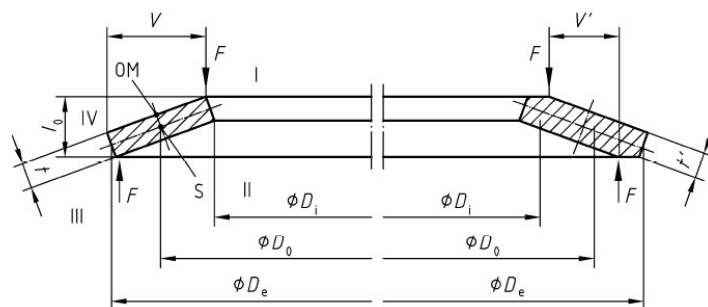


Figura 6-28: geometria di una molla a tazza

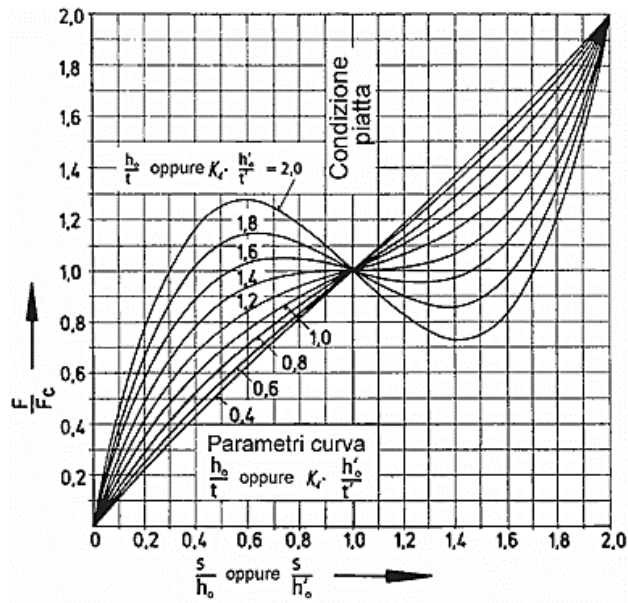


Figura 6-29: caratteristica forza-spostamento di una molla a tazza [43]

Grazie alla possibilità di accoppiamento di possono creare delle configurazioni serie (rappresentazione 'a' di Figura 6-30) o parallelo delle molle (rappresentazione 'b' di Figura 6-30) facendo prevalere la freccia di spostamento o la forza di reazione o una combinazione delle due (rappresentazione 'd' di Figura 6-30).

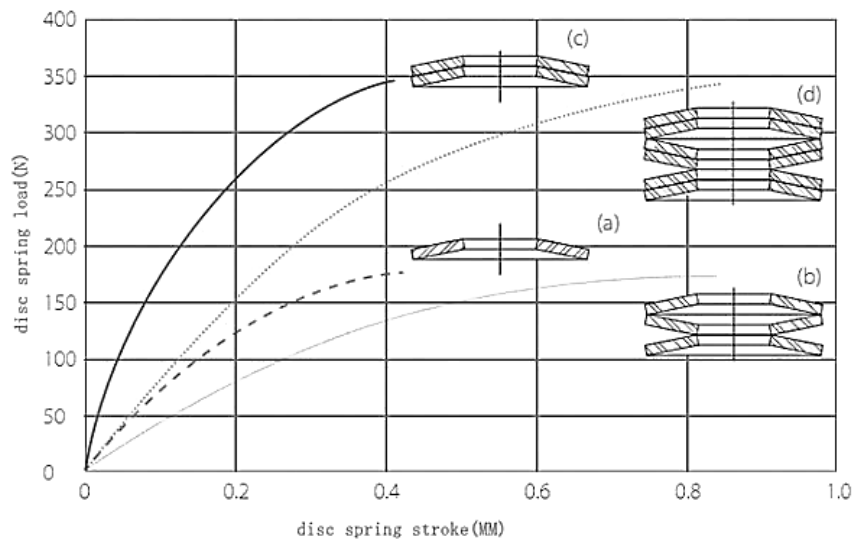


Figura 6-30: variazione tra le differenti configurazioni di molle a tazza posizionate in serie o parallelo [43]

Con l'applicazione delle molle ad elica cilindrica invece la caratteristica forza spostamento si presenta lineare il loro campo di lavoro (freccia massima di spostamento che previene il contatto tra le spire, quota 'Sc' di Figura 6-31). A causa della loro rigidità limitata bisogna lavorare con molle in parallelo e talvolta con un sistema di rinvio del moto.

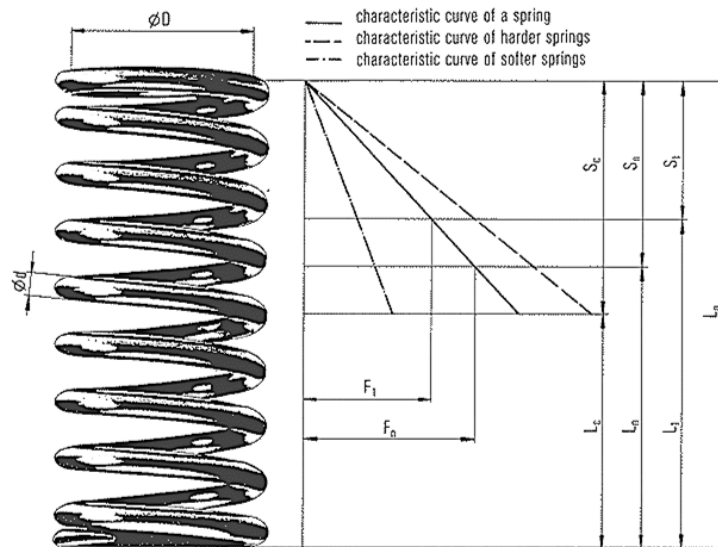


Figura 6-31: caratteristica forza-deformazione di una molla ad elica cilindrica

Dal confronto dei due elementi molla si può notare che le molle a tazza presentano una rigidezza molto più alta e con minori ingombri mentre quelle ad elica, per poter esser comparabili, necessitano di dimensioni spropositate o di semplici sistemi di rinvio del moto.

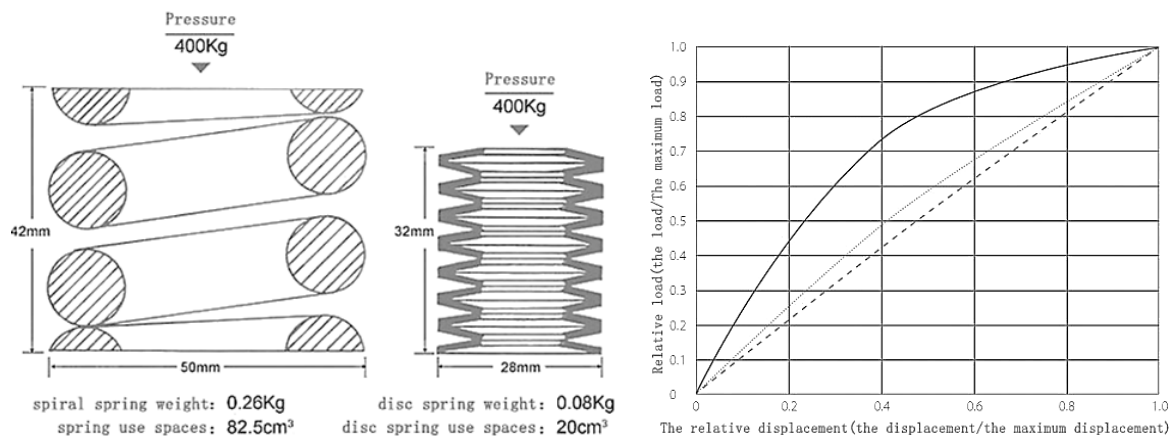


Figura 6-32: confronto degli ingombri a parità di forza di reazione per una molla ad elica e una a tazza (a sinistra) e delle curve caratteristiche (a destra): con la linea continua scura si ha la molla a tazza, con la linea continua chiara molla ad elica cilindrica e con la linea tratteggiata la caratteristica ideale

Per concludere il discorso possiamo dire che a livello teorico una tecnica per ridurre l'effetto dello spostamento verticale del punzone è quella di inserire un elemento sensibile alla forza che oltre un certo limite inizi a spostarsi dando la reazione massima voluta (forza di schiacciamento dell'occhiello) nelle condizioni di punto morto inferiore ovvero in condizioni di allineamento del cinematismo. Questo fatto incide poco sul dimensionamento strutturale del sistema di trasmissione del moto del punzone che

abbiamo visto presentare proporzionalmente una sollecitazione più contenuta di alcuni elementi nelle condizioni di allineamento.

Si prediligono a questo scopo le molle a tazza grazie alla loro caratteristica di forza-spostamento ma non avendo la certezza che il sistema possa essere efficiente per questo scopo si rimanda a future analisi sperimentali per testare la bontà del meccanismo di controllo forza di un occhiello.

A livello costruttivo per rendere noto che il sistema di controllo della forza ha raggiunto il limite preventivato sarà necessario un sensore che emetterà un segnale elettrico ogni volta che si raggiunge tale condizione di finecorsa. Combinando il segnale del finecorsa con quello proveniente dal sensore di posizione del motore elettrico è possibile controllare quando e come è stata raggiunta la battuta del sistema molla e quindi, con l'appoggio di una scheda video, mostrare all'operatore o chi per esso, com'è stato fatto il pre-setting della macchina.

Quanto trattato fin ora viene fatto per poter rendere efficiente la macchina occhiellatrice a costi contenuti a patto che il sistema molla presentato, conduca effettivamente ai risultati sperati. Bisogna fare i conti però con un'elettronica di controllo sempre più prestante ed efficiente che con costi leggermente più elevati, limita al minimo le problematiche fin qui discusse ottenendo una macchina prestante e tecnologicamente avanzata. Si pensi all'impiego di una cella di carico sull'incudine della macchina in modo da misurare la forza applicata, programmando correttamente i segnali della posizione del motore e quindi del punzone con quelli della cella si riuscirebbe ad ottenere un controllo del processo di deformazione dell'occhiello piuttosto avanzato.

7 Modellazione CAD

In questo capitolo sono mostrate alcune modellazioni CAD che non sono da ritenersi definitive ma solo introduttive a quello che dovrebbe essere l'architettura finale della macchina. Si tralascieranno alcuni dettagli delle parti costitutive come sistemi di fissaggio dei supporti e disegni costruttivi dei componenti della macchina concentrandosi sulle parti che sono state analizzate in questo elaborato ovvero il manovellismo per la trasmissione del moto.

Indicativamente la macchina finale (*Figura 7-1*) di presenta costituita da due piastre metalliche laterali (verde) e una centrale su cui è fissato l'incudine (verde scuro), che si sviluppano sulla quota verticale in modo da ottenere una maggior rigidezza data la testa montata a sbalzo rinforzata da opportune nervature interne di rinforzo. Si viene quindi ad avere sulla testa della macchina una predisposizione a due supporti, utili al fissaggio della manovella. Sempre sulla testa della macchina verrà fissato il sistema di ricarica (grigio) mentre viene portato in posizione leggermente arretrata il motoriduttore (azzurro) grazie al rinvio di una coppia di ruote dentate di cui una si trova fissata sulla manovella mentre l'altra sarà calettata sull'albero del motoriduttore. La macchina in questione viene mostrata senza sistemi di protezione individuale per non appesantire la grafica.

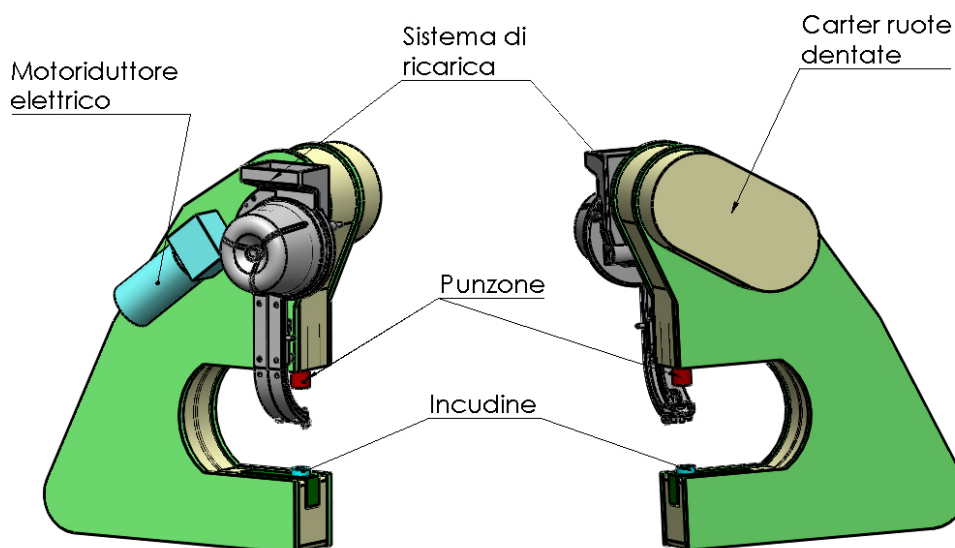


Figura 7-1: reappresettazione dell'architettura finale della macchina

Date le dimensioni relativamente contenute dei componenti di trasmissione si è optato di modellare la manovella in modo che potesse presentarsi rigida e funzionale collegandola in un solo pezzo con l'albero di trasmissione in modo che presentasse ambo

i membri la possibilità di essere supportata dalle piastre metalliche che fanno da telaio (*Figura 7-2*). Sono stati anche preventivati nel modello gli opportuni spallamenti utili alle battute per il fissaggio con i suoi cuscinetti. Sull'albero di trasmissione si può anche notare la sede per la linguetta utile per ricevere il moto dalle ruote dentate. Con questa tipologia di architettura la manovella vincolerà la costruzione delle piastre metalliche e della biella. Nel primo caso non si può pensare di installare la manovella su due fori già eseguiti. Per questo motivo i cuscinetti di supporto esterni verranno fissati su apposite sedi vincolate a loro volta tramite viti sul telaio della macchina. Durante il montaggio il foro ospitante le sedi dei cuscinetti si presenterà di dimensione più grande permettendo l'inserimento della manovella. L'estremità della manovella che riceve il moto dalle ruote dentate, si presenta di sezione maggiore per poter sostenere meglio ai carichi torcenti del moto. In conclusione, la manovella si presenta come segue

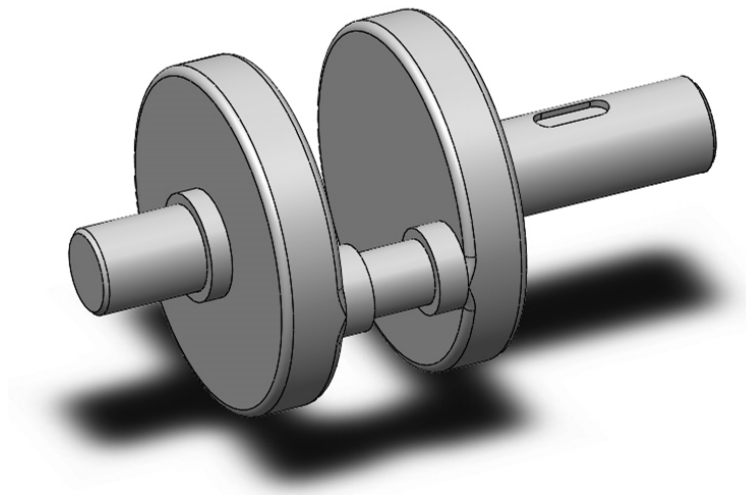


Figura 7-2: rappresentazione della manovella

Per quanto riguarda la biella invece, data la particolarità costruttiva della manovella, deve essere predisposta di due parti componibili (*Figura 7-3*) che tramite due viti di fissaggio permettono l'inserimento con annesse bronzine, sulla sede della manovella (*Figura 7-4*).

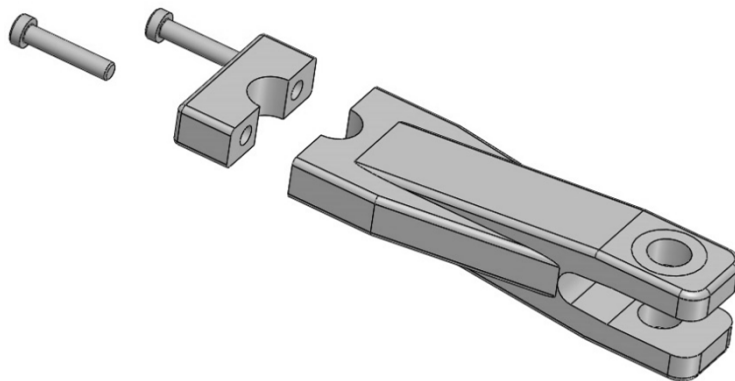


Figura 7-3: vista esplosa della sola biella e del sistema di fissaggio

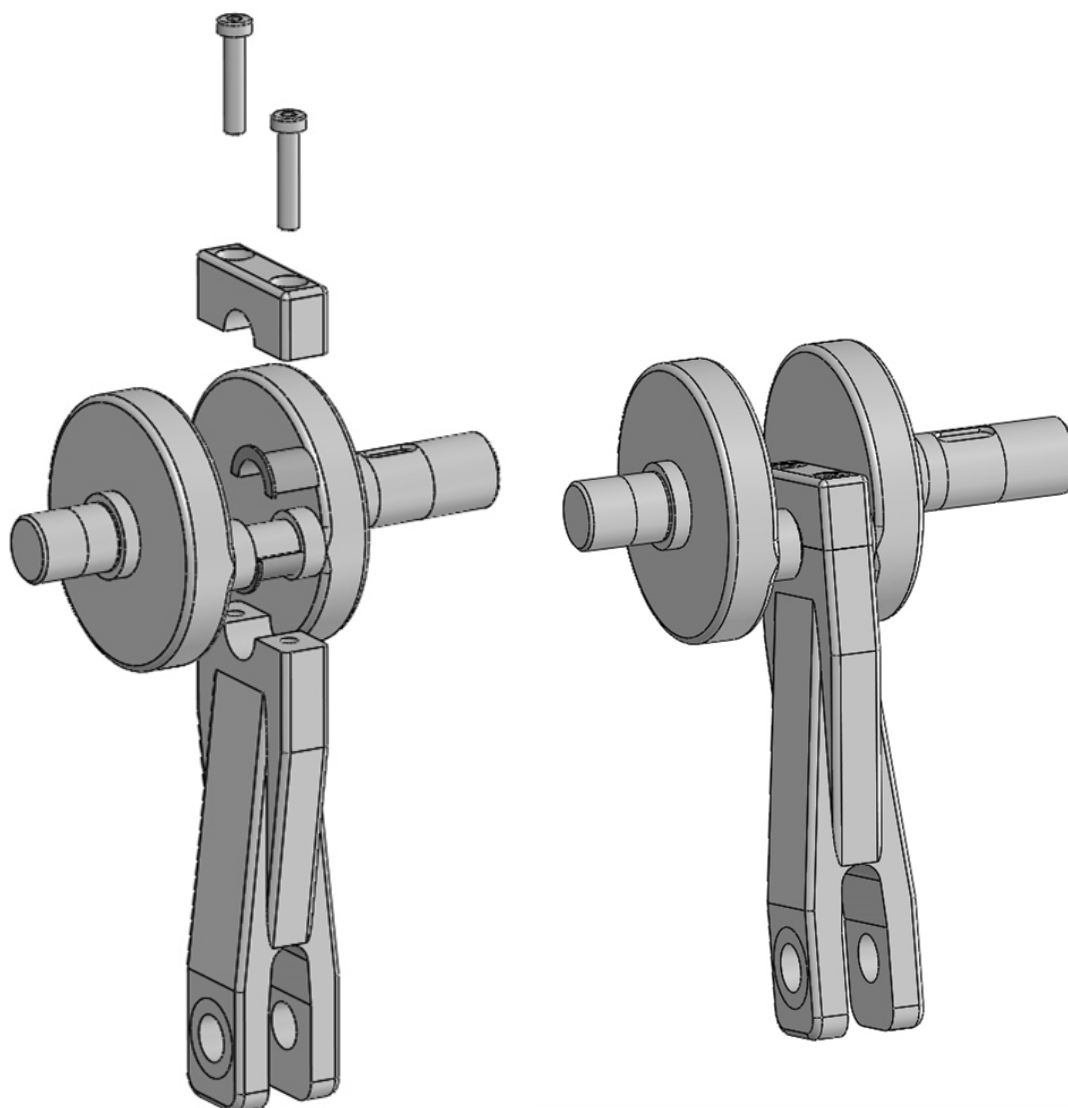


Figura 7-4: viesta esplosa e assieme del montaggio della biella sulla manovella con annesse bronzine semicircolari

Al fine di completare la trattazione della progettazione del meccanismo per un occhiellatrice automatica vengono di seguito mostrate e commentate alcune simulazioni FEM che mostrano il comportamento delle sollecitazioni e degli spostamenti ipotetici nelle condizioni di massima sollecitazione.

Nel caso della manovella verrà differenziato il caso in cui questa si trova in condizioni di allineamento (punto morto inferiore del machina) e quando invece questa presenta il massimo sforzo.

Per poter valutare le condizioni di sollecitazione della manovella si deve tornare al paragrafo '6.2.2 *Analisi dinamica*' cui viene mostrata l'equazione di equilibrio per ottenere l'andamento delle reazioni vincolari del sistema. Di seguito sono mostrati gli andamenti delle reazioni vincolari rispetto alle coordinate cartesiane riproposte in *Figura 7-5*.

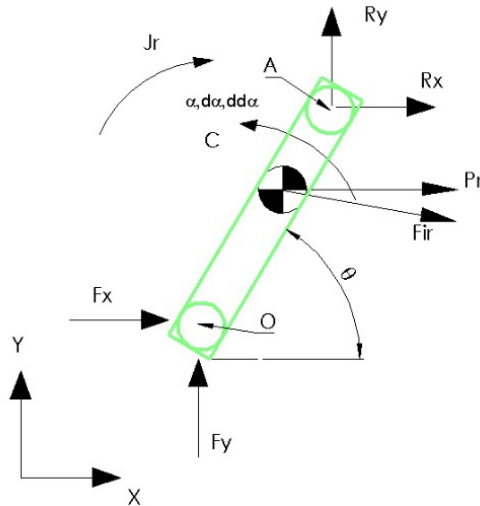


Figura 7-5: diagramma di corpo libero della manovella

Si ricorda che il sistema presenta delle reazioni elevate solo in prossimità della fine della corsa del sistema, per questo motivo i grafici che seguono saranno mostrati per il tratto di corsa in cui si ha contatto tra il punzone e l'occhiello.

Le reazioni vincolari in sul bottone di manovella (nodo A di Figura 7-5) assieme alla risultante sono adimensionalizzate rispetto al loro massimo in Figura 7-6.

In Tabella 7-1 invece sono mostrati i valori massimi delle grandezze.

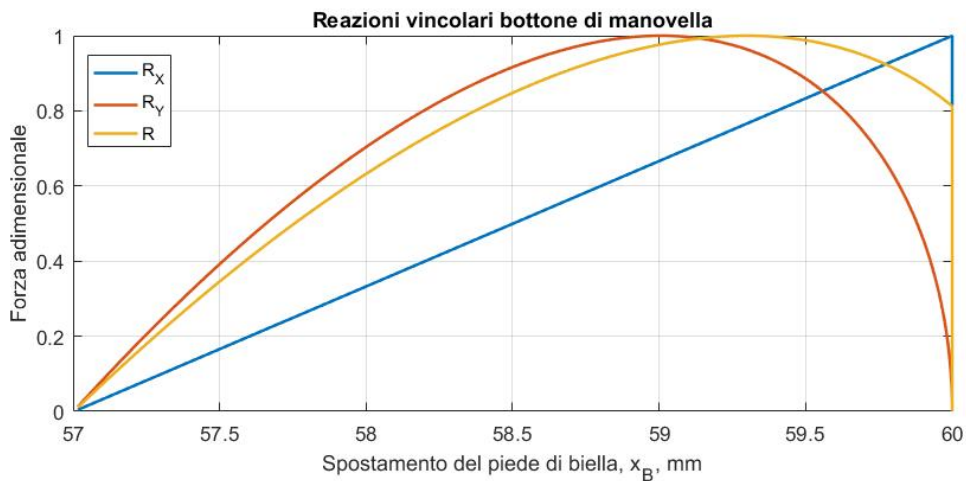


Figura 7-6 :diagramma adimensionale delle reazioni vincolari del bottone di manovella

Tabella 7-1: valori massimi di adimensionalizzazione delle reazioni vincolari del bottone di manovella

Reazioni vincolari	Valore massimo, N
Rx	-5000
Ry	-191.5
R	5000

Stesso procedimento viene seguito nel diagrammare le reazioni vincolari del piede di manovella (nodo O di *Figura 7-5*) assieme alla loro risultante sempre adimensionali rispetto al loro massimo.

In *Tabella 7-2* vengono riassunti i valori massimi per cui sono state adimensionalizzate rispettive reazioni.

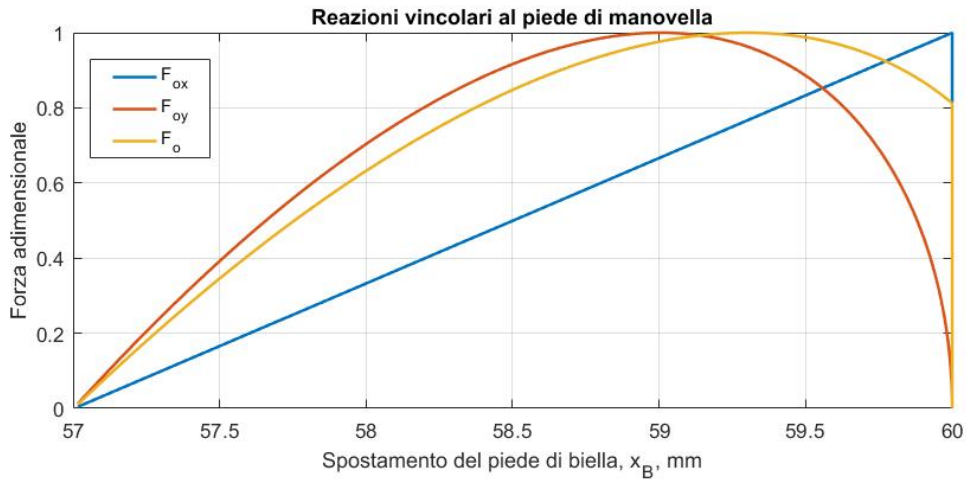


Figura 7-7: diagramma adimensionale delle reazioni vincolari del bottone di manovella

Tabella 7-2: valori massimi di adimensionalizzazione delle reazioni vincolari del piede di manovella

Reazioni vincolari	Valore massimo, N
R _x	5000
R _y	191.5
R	5000

Da queste informazioni è stato possibile modellare le sollecitazioni della manovella nelle condizioni più gravose (*Figura 7-8 e Figura 7-9*). Inoltre, per completezza viene mostrata anche la condizione di sollecitazione in fase di allineamento delle coppie cinematiche del sistema (*Figura 7-10 e Figura 7-11*).

Le immagini FEM permettono di amplificare l'effetto visivo di spostamento del materiale ma osservando la scala colore a fianco si nota facilmente che non si presenta nessun punto critico del meccanismo né per quanto riguarda dei possibili fenomeni di plasticizzatine né tanto meno per fenomeni di rottura

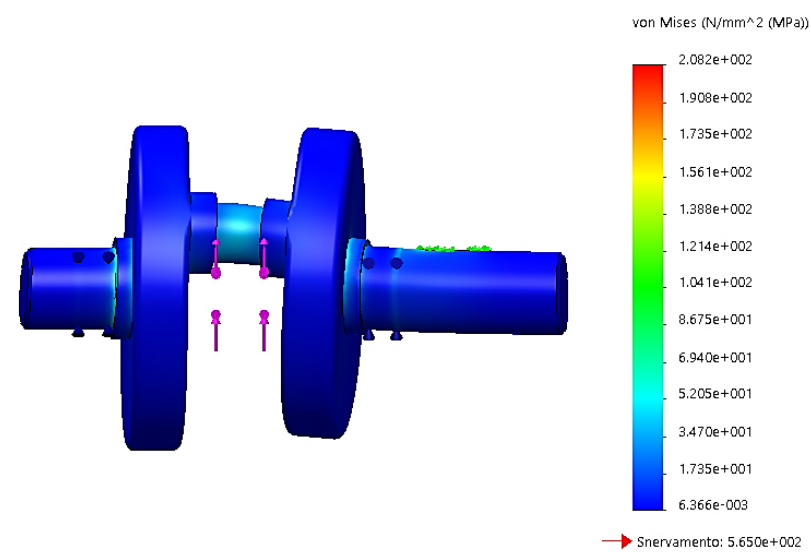
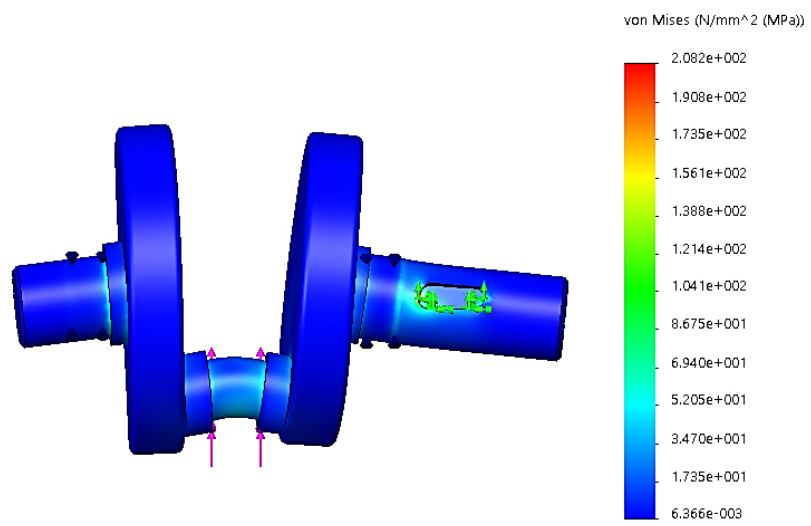
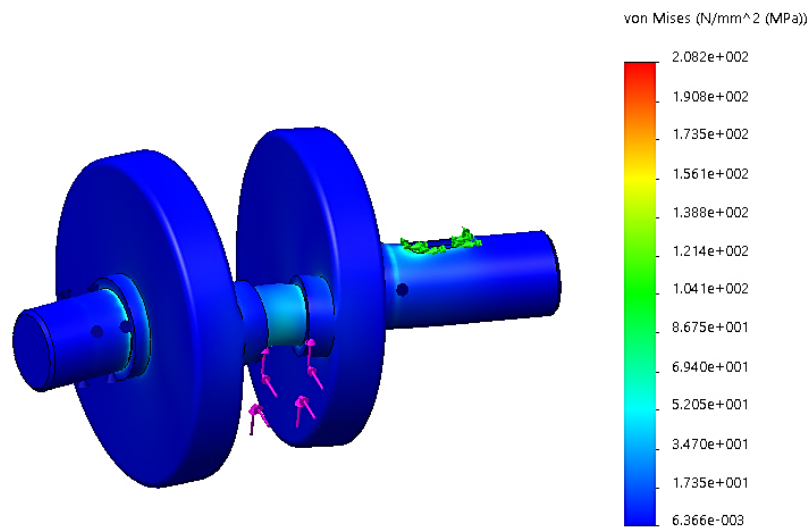


Figura 7-8: modellazione FEM delle tensioni nella manovella in condizioni di massimo sforzo

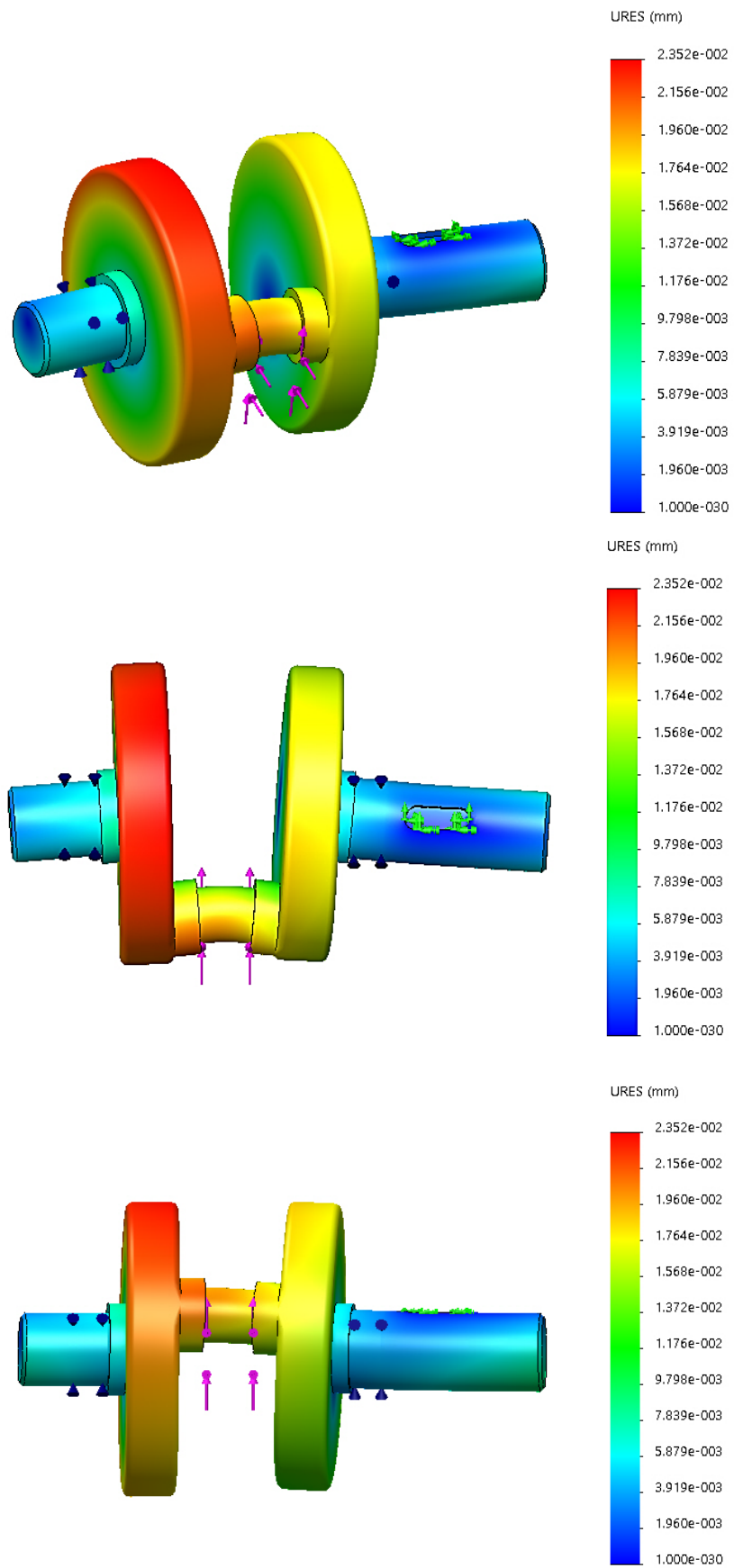


Figura 7-9: modellazione FEM degli spostamenti della manovella in condizioni di massimo sforzo

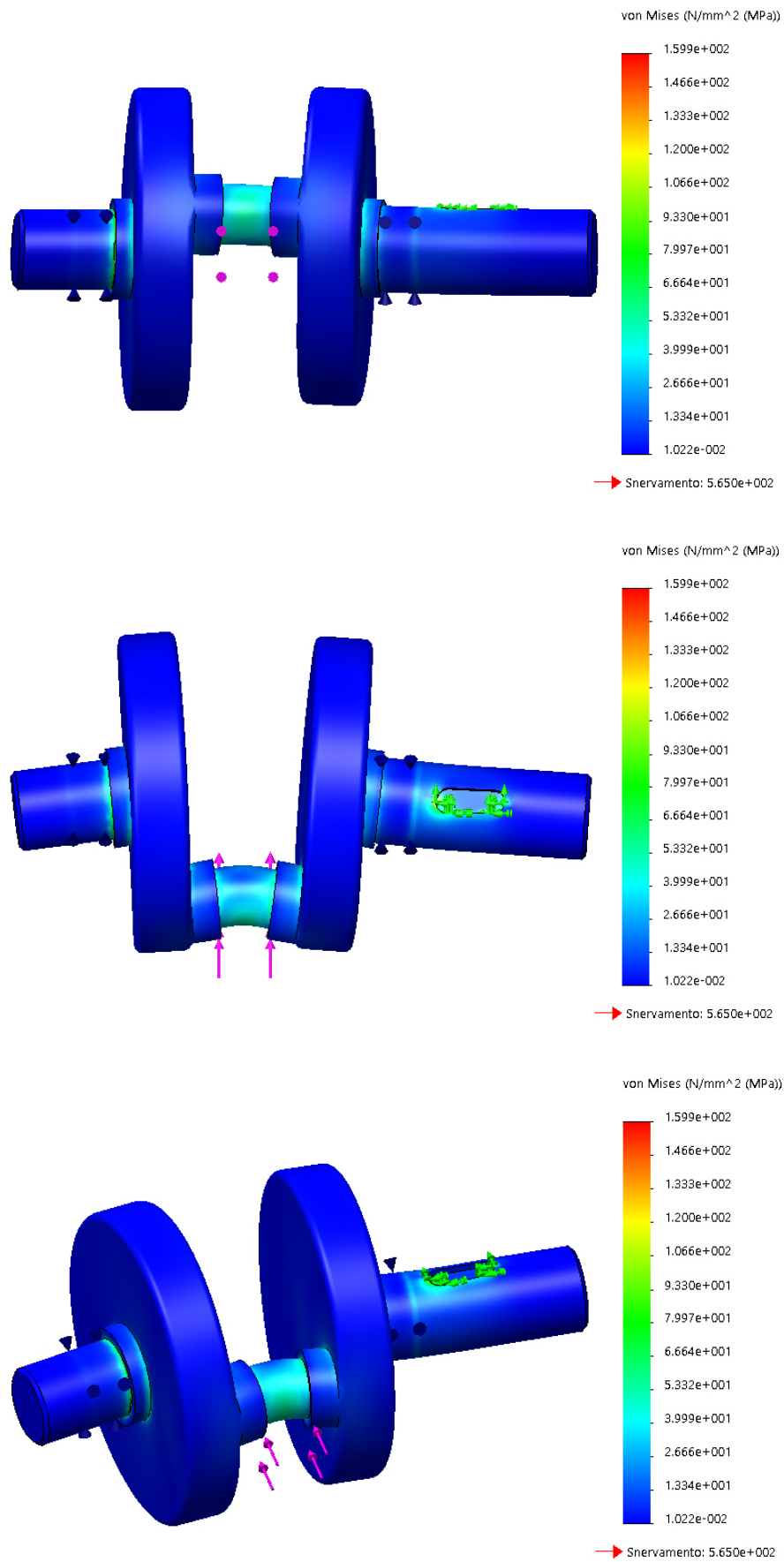


Figura 7-10: modellazione FEM delle tensioni nella manovella in condizioni di carico di punta

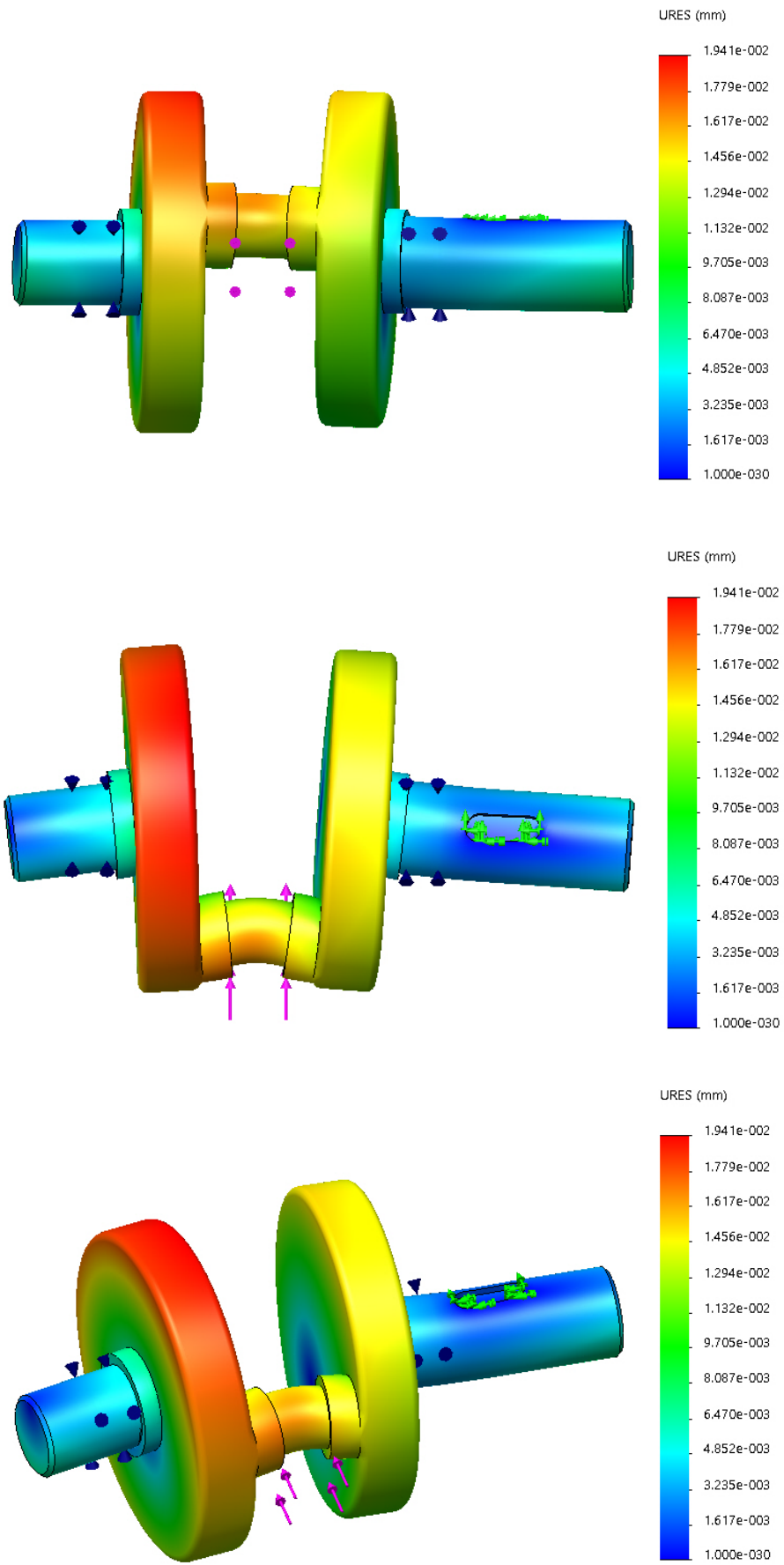


Figura 7-11: modellazione FEM degli spostamenti della manovella in condizioni di carico di punta

Per quanto riguarda invece la modellazione FEM dell'elemento biella, come si è visto per il calcolo delle sezioni resistenti, la condizione più svantaggiosa si presenta essere quella del punto morto inferiore del machina in cui si ha la massima forza agente sul cinematismo trovandosi in una condizione di carico di punta.

Le reazioni vincolari ad un estremo della biella saranno le stesse di quelle della manovella ma invertite di segno per l'effetto di azione e reazione.

In *Figura 7-12* e in *Figura 7-13* sono mostrati rispettivamente e gli andamenti delle tensioni e degli spostamenti della biella caricata sul perno di collegamento.

Viene altresì mostrato in *Figura 7-14* e *Figura 7-15* la modellazione delle sollecitazioni a taglio del perno di collegamento del piede di biella con il canotto del punzone.

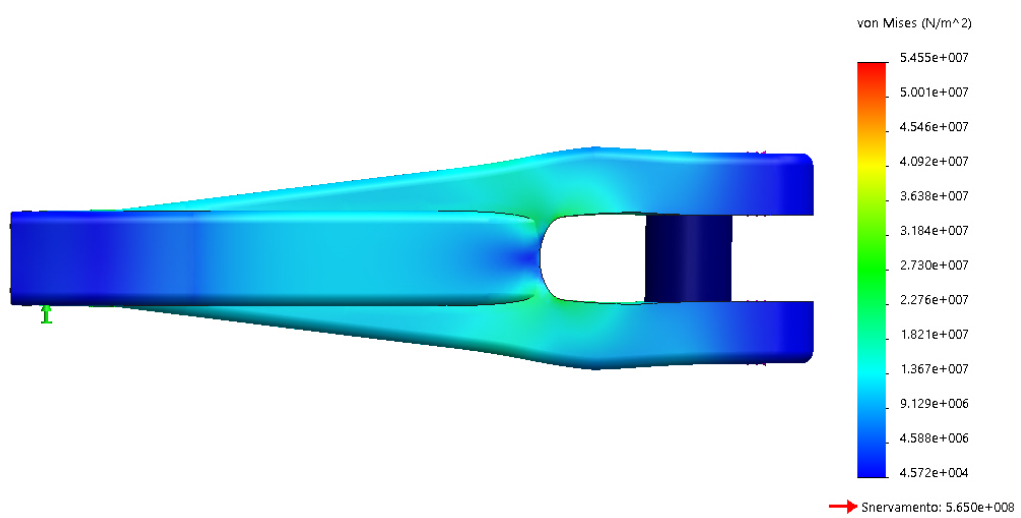
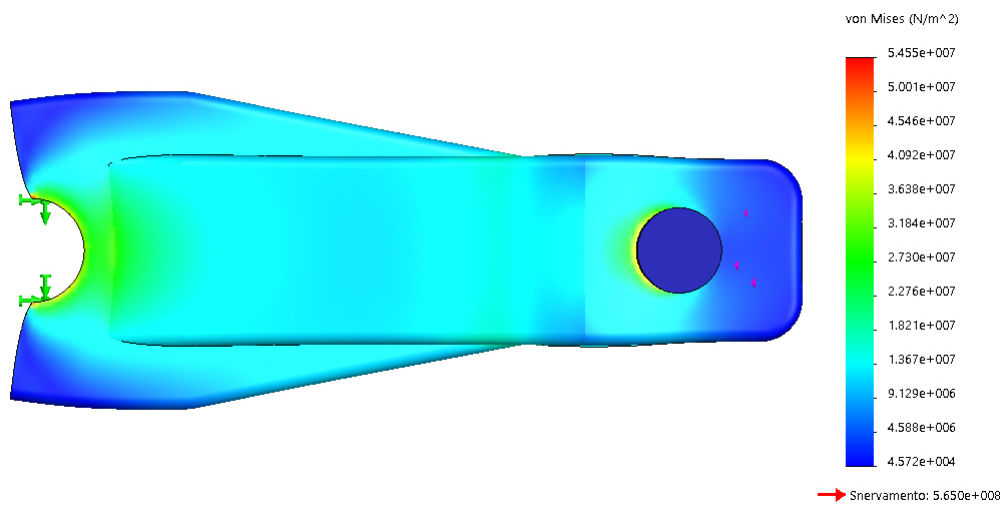
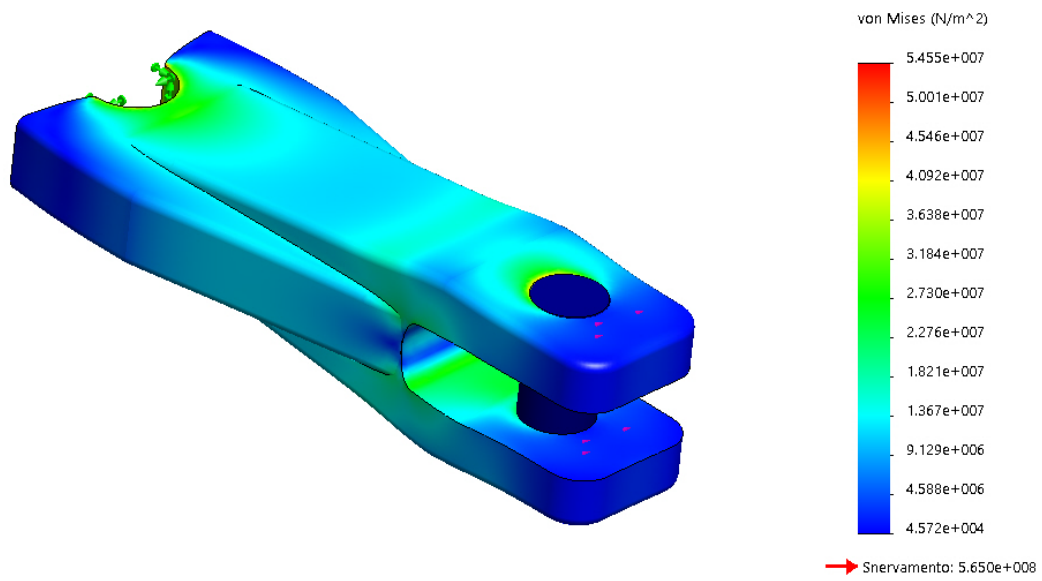


Figura 7-12: modellazione FEM delle tensioni della biella in condizioni di carico di punta

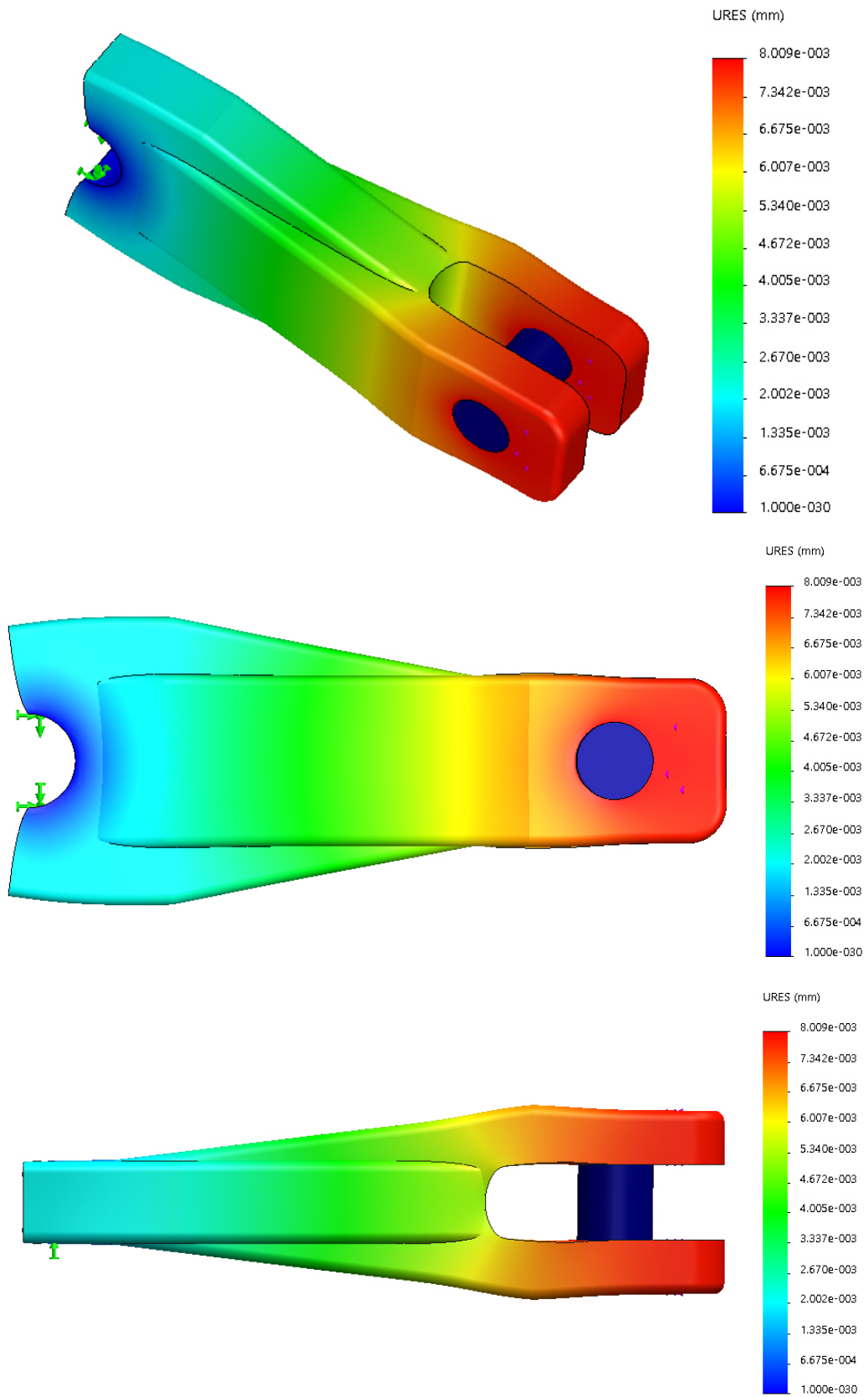


Figura 7-13: modellazione FEM degli spostamenti della biella in condizioni di carico di punta

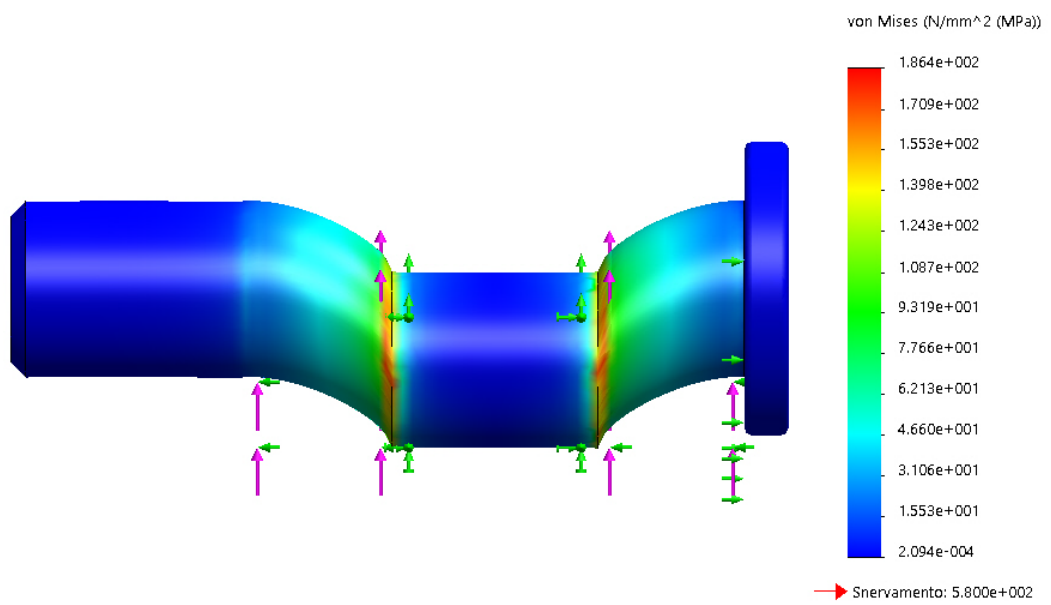
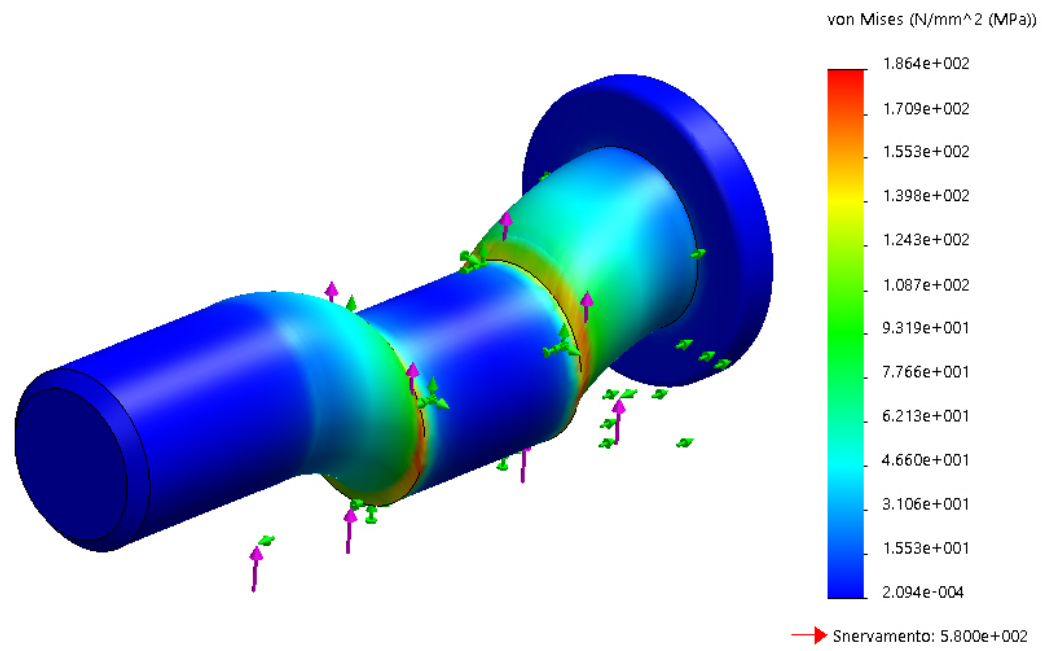


Figura 7-14: modellazione FEM delle sollecitazioni sul perno di collegamento sollecitato a taglio

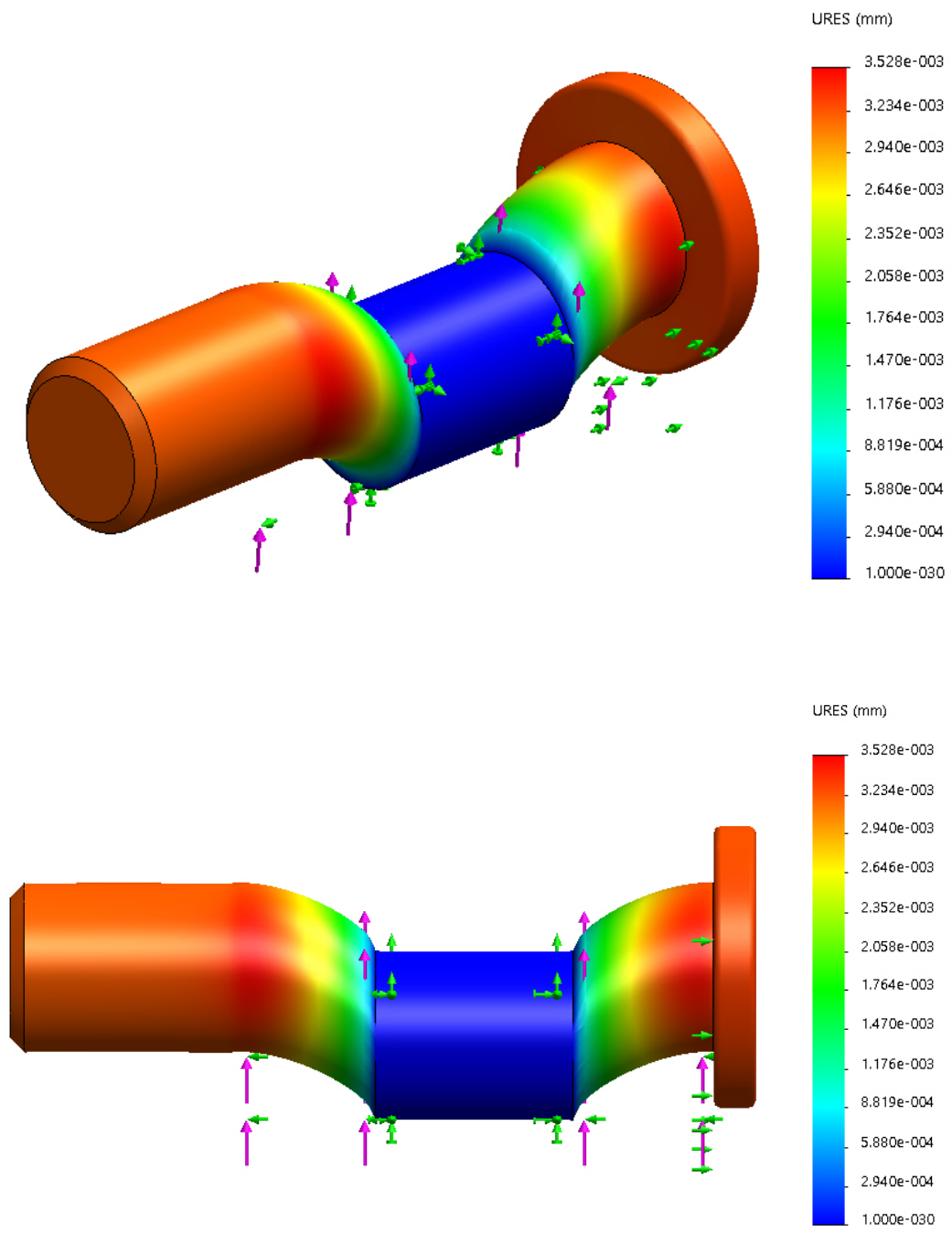


Figura 7-15: modellazione FEM degli spostamenti sul perno di collegamento sollecitato a taglio

8 Conclusioni e sviluppi futuri

Dai problemi riscontrati sui fissaggi ottenuti con elementi di minuteria metallica è stato analizzato e valutato il relativo ciclo di deformazione fatto su macchine industriali dette occhiellatrici, al fine migliorarlo. Per quanto semplice possa essere deformare un oggetto di minuteria metallica, in particolare gli occhielli di garanzia, si è presentato articolato e dipendente da innumerevoli fattori assicurarne la deformazione ottimale, primo fra tutti la geometrica dello stampo.

Dopo un'attenta ricerca dell'evoluzione dell'occhiello e dei relativi dispositivi che lo deformano si è focalizzata la propria attenzione su un sistema innovativo di azionamento per una macchina occhiellatrice di taglia media. Rispondendo a settori, quale l'alimentare, l'attuatore elettrico con un opportuno sistema di trasmissione del moto permette di ovviare ad alcuni problemi riscontrati con l'impiego dei sistemi pneumatici. È stato utile prima di tutto caratterizzare il processo di formatura dell'occhiello valutando quali potessero essere le condizioni che portassero a difetti superficiali. Questa prima fase sperimentale è dovuta alla poca letteratura presente e alla scarsa mole di informazioni ottenibili dai produttori che difficilmente frinirono chiare indicazioni sulle caratteristiche dell'occhiello di garanzia. Dato il limite strutturale del banco di prova non è stato possibile effettuare prove a velocità prossime a quelle degli apparecchi che deformano gli occhielli. Dalla dipendenza delle impostazioni di setting si ottengono diversi risultati finali di deformazione dell'occhiello tra cui il collasso assialsimmetrico del gambo. Per il campo di velocità analizzate si presenta una dipendenza del processo di deformazione con la velocità del punzone mostrando meno sensibilità dell'occhiello alla condizione di collasso plastico per alte velocità. A causa del limite massimo delle prove sperimentali non è possibile però confermare che il fenomeno di instabilità non si presenti a livello operativo sulla macchina occhiellatrice.

Non essendo presenti letterature che trattino il fenomeno della deformazione dell'occhiello in modo specifico è possibile fare un parallelismo con gli articoli scientifici inerenti a prove di *'inversion tube'* dove viene premuto un elemento tubolare contro uno stampo. Nonostante i problemi di scala e le ridotte dimensioni del gambo dell'occhiello si può in prima approssimazione pensare che il processo di deformazione degli elementi tubolari e quindi la relazione con la formazione del toro e dell'annessa forza di reazione non sia molto diversa da quella che si presenta durante la deformazione degli occhielli.

Prove sperimentali più approfondite su questo argomento possono permettere di ottimizzare al meglio la tecnologia che sta dietro alla produzione degli stampi per occhielli che, il più delle volte, si presenta scarsa e finalizzata al solo risultato finale: deformare l'occhiello senza porre troppe attenzioni sulle condizioni del toro utile alla funzione finale di fissaggio.

Dalle nozioni ce si hanno era prevedibile che il carico di collasso dell'occhiello rimanga indicativamente lo stesso portando a fare alcune considerazioni su un nuovo sistema utile al controllo della condizione di schiacciamento tramite un sistema di reazione a molla situato sull'incudine. Si riuscirebbe a creare, con un opportuno precarico delle molle, un sistema che possa cedere solo oltre un certo limite non trasmettendo più la forza di schiacciamento all'occhiello ma trasferendola all'elemento elastico. Per quanto a livello teorico e pratico sia realizzabile e affidabile, prima di pensare ad una reale installazione sulle macchine occhiellatrici, necessitano opportuni controlli sperimentali per verificare l'effettiva potenzialità del meccanismo in proporzione a quella che potrebbe essere ovviamente, una logica di controllo del processo con opportuni sensori che renerebbero il dispositivo si più prestante a scapito dei costi.

Una volta caratterizzato il processo di deformazione è stata assunta una certa indipendenza della quota di deformazione dell'occhiello perché sola funzione dello stampo impiegato. Viene quindi fissata una corsa utile del nostro cinematismo di progetto in funzione delle necessità operative e l'entità della forza richiesta alla deformazione dell'occhiello. Questa in particolare viene assunta circa cinque volte più grande di quella ottenuta delle prove sperimentali in modo da rispondere alle diverse applicazioni della minuteria metallica. Da queste e altre specifiche di progetto come il tempo ciclo è stato possibile dimensionare un cinematismo atto a trasformare un moto rotatorio dell'attuatore in uno lineare del punzone moltiplicando la forza utile al cedente: il sistema biella-manovella. Dall'opportuna modellazione matematica della cinematica e della dinamica del cinematismo è stato definito il rapporto geometrico in funzione di caratteristiche utili e ingombri disponibili. Dall'analisi strutturale sono state date definite le sezioni minime resistenti a snervamento con un opportuno coefficiente di sicurezza e tramite la modellazione FEM sono state verificate le sollecitazioni e deformazioni dei singoli elementi progettati.

9 Bibliografia

- [1] E. H. PENFIELD, «Metallic grommet». Connecticut Brevetto 5779, 19 settembre 1848.
- [2] «Università di Trento,» [Online]. Available: <http://www.ing.unitn.it>. [Consultato il giorno 9 10 2017].
- [3] W. W. Wilcox, «Punch and die for sail grommet». Stati Uniti Brevetto 382924, 15 Marzo 1888.
- [4] H. L. Lipman, «Eyelet machine». Stati Uniti Brevetto 11027, 16 Giugno 1854.
- [5] «officemuseum,» [Online]. Available: https://www.officemuseum.com/stapler_gallery_eyelet.htm. [Consultato il giorno 10 Febbraio 2018].
- [6] H. L. Lipman, «Self feeding eyelet machine». Stati Uniti Brevetto 11260, 11 Luglio 1854.
- [7] E. Parker., «Eyelet». Stati Uniti Brevetto 43954, 23 Agosto 1864.
- [8] I. G. Platt, «Rivet». Stati Uniti Brevetto 420829, 04 Febbraio 1890.
- [9] T. K. Reed e H. F. Packard, «Improvement in eyelet machine». Stati Uniti Brevetto 35952, 22 Luglio 1862.
- [10] T. K. Garrick, «Machine for making eyelet». Stati Uniti Brevetto 119979, 17 Ottobre 1871.
- [11] E. Kempshall, «Dies for applying covering material to the faces of eyelets». Stati Uniti Brevetto 789694, 09 Febbraio 1895.
- [12] P. R. Glass, «Grommet setting machine.». Stati Uniti Brevetto 1373500, 16 Giugno 1916.
- [13] F. L. Harmon, «Duplex feeding mechanism for eyelets». Stati Uniti Brevetto 1302794, 07 Settembre 1915.
- [14] E. B. Stimpson e G. Julius, «Rivet setting machine». Stati Uniti Brevetto 1997438, 20 Febbraio 1933.
- [15] S. L. Gookin, «Fastener setting machine». Stati Uniti Brevetto 1823894, 24 Dicembre 1928.
- [16] S. L. Gookin, «Eyeletting machine». Stati Uniti Brevetto 2300499, 10 Agosto 1939.
- [17] L. D. Marchant, «Automatic punching and riveting machine». Stati Uniti Brevetto 2069042, 26 03 1934.
- [18] M. Casutt, «Pierce rivet machine». Stati Uniti Brevetto 4122988, 17 Ottobre 1977.
- [19] B. Franovick, «Automatic grommeting machine». Stati Uniti Brevetto 5488767, 10 Giugno 1994.

- [20] «Plast Grommet,» [Online]. Available: <http://plastgrommet.com>. [Consultato il giorno 15 01 2018].
- [21] G. Jean, «Means for fixing hollow rivets and the like». Stati Uniti Brevetto 2597984, 28 Febbraio 1948.
- [22] P. Falzoni, «Multi-use machine for the application of small metallic and non-metallic workpieces or items and with total interchangeability of equipment and related fittings». Stati Uniti Brevetto 4625604, 18 Aprile 1985.
- [23] T. Y. G. Lu, *Energy Absorption of Structures and Materials*, Elsevier Science & Technology, 2003.
- [24] J. Marsoleka e H.-G. Reimerdes, «Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced,» *International Journal of Impact Engineering*, vol. 30, n. 8-9, pp. 1209-1223, 2004.
- [25] N. Gupta e R. Velmurugan, «An Analysis of Axi-symmetric Axial Collapse of Round Tubes,» *Peer Reviewed*, vol. 22, n. 4, pp. 261-274, 1995.
- [26] S. R. Reid, «Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 35, n. 12, pp. 1035-1052, 1993.
- [27] D. Marquis e T. Ramsmussen, «Status of energy absorption in steering culums,» in *Automotive Safety Seminar*, Detroit, 1969.
- [28] L. Guist e D. Marble, *Prediction of the inversion load of a circular tube*, Sponsoring Organization: NASA Ames Research Center, 1966.
- [29] S. Al-Hassani, W. Johnson e W. Lowe, «Characteristics of inversion tube under axial loads,» *Journal Mechanical Engineering Science*, vol. 14, n. 6, pp. 370-381, 1972.
- [30] R. S.R. e H. J.J., «Transient effects in the quasi-static and dynamic internal inversion and nosing of metal tubes,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 40, n. 2-3, pp. 263-280, 1998.
- [31] H. X., L. G. e Y. T.X., «On the axial splitting and curling of circular metal tubes,» *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 44, n. 11, pp. 2369-2291, 2002.
- [32] Y.-M. Huang, «Finite element analysis of tube inversion process with radiused dies,» *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 26, n. 9-10, pp. 991-998, 2005.
- [33] W. D. Callister, *Scienza e Ingegneria dei materiali*, Napoli: EdiSES, 2007.
- [34] Daw-KweiLeu, «The curling characteristics of static inside-out inversion of metal tubes,» *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 40, n. 1, pp. 65-80, 2000.
- [35] S. M. e Q. G., *Meccatronica*, Torino: Politeko, 2003.
- [36] B. G., *Manuale di Pneumatica*, Milano: Tecniche Nuove, 2005.

- [37] G. Belforte, A. M. Bertetto e L. Mazza, Pneumatica: corso completo, Milano: Tecniche Nuove, 1998.
- [38] P. L. Magnani e G. Ruggeri, Meccanismi per macchine autoamtiche, UTET, 1986.
- [39] C. Ferraresi e T. Raparelli, Meccanica Applicata, Torino: CLUT, 2007.
- [40] Lucefin S.p.A., [Online]. Available: <http://www.lucefin.com/it/>. [Consultato il giorno 31 01 2018].
- [41] R. G. Budynas e J. K. Nisbett, Progetto e costruzione di macchine, Milano: McGraw-Hill, 2014.
- [42] L. Caligaris, S.Fava e C.Tomasello, Manuale di meccanica, Milano: HOEPLI, 2006.
- [43] «Gandini Fastners,» [Online]. Available: <http://www.gandini.it>. [Consultato il giorno 3 Marzo 2018].